

**BỘ LAO ĐỘNG – THƯƠNG BINH VÀ XÃ HỘI
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT NAM ĐỊNH**

**TẬP BÀI GIẢNG
LÍ THUYẾT Ô TÔ**

TB2015-01-04

Ban biên soạn:

**Chủ biên: ThS. Trần Quốc Đăng
Thành viên: ThS. Nguyễn Trung Kiên**

NAM ĐỊNH, 2015

LỜI NÓI ĐẦU

“Lý thuyết ô tô” là môn học cơ sở quan trọng trong chương trình đào tạo kỹ sư và cử nhân ngành Công nghệ kỹ thuật ô tô. Đây là môn học bắt buộc trong các trường đào tạo chuyên ngành Công nghệ kỹ thuật ô tô. Môn học này cung cấp cho sinh viên các kiến thức cơ bản về động lực học của ô tô khi chuyển động thẳng, chuyển động quay vòng, khi chuyển động trên dốc, khi tăng tốc hoặc phanh; tính kinh tế nhiên liệu; tính ổn định của ô tô; tính năng cơ động của ô tô; dao động của ô tô, ... Đây là những kiến thức cơ sở làm nền tảng giúp sinh viên nghiên cứu, học tập những môn học khác như: Kết cấu và tính toán ô tô, Cấu tạo ô tô, ...

Tùy theo chương trình đào tạo của từng trường, môn học “Lý thuyết ô tô” được thực hiện với các thời lượng khác nhau. Trường Đại học Sư phạm kỹ thuật Nam Định là đơn vị đào tạo cử nhân, kỹ sư Công nghệ kỹ thuật ô tô có truyền thống và uy tín từ hơn bốn mươi năm nay. Thực hiện chủ trương cải cách và đổi mới đào tạo của Đảng và Nhà nước, Nhà trường đã tổ chức chỉnh sửa chương trình đào tạo cho phù hợp với yêu cầu và mục tiêu đào tạo. Hiện nay môn học “Lý thuyết ô tô” được thực hiện với thời lượng 02 tín chỉ.

Tập bài giảng “Lý thuyết ô tô” được nhóm biên soạn dựa trên chương trình chi tiết môn học “Lý thuyết ô tô” đã được Nhà trường phê duyệt, ban hành. Với thời lượng 02 tín chỉ, nhóm biên soạn đã lựa chọn những nội dung kiến thức cơ bản cần thiết nhất làm cơ sở giúp sinh viên học tập và nghiên cứu các môn học chuyên ngành Công nghệ kỹ thuật ô tô.

Nhóm tác giả biên soạn dựa trên các tài liệu có độ tin cậy cao của các trường đào tạo ngành Công nghệ kỹ thuật ô tô trong nước như Đại học Bách Khoa Hà Nội, Đại học SPKT TP Hồ Chí Minh, Đại học Bách Khoa Đà Nẵng,

Ban biên soạn chúng tôi xin chân thành cảm ơn các thầy trong bộ môn Ô tô và Xe chuyên dụng-Viện Cơ khí Động lực-Đại học Bách Khoa Hà Nội, các thầy trong bộ môn Cơ khí Động lực-Khoa Cơ khí-Trường Đại học Sư phạm kỹ thuật Nam Định đã đóng góp nhiều ý kiến quý báu giúp chúng tôi hoàn thành tài liệu này.

Tuy nhiên, đây là tài liệu biên soạn lần đầu, quá trình biên soạn không thể tránh được các thiếu sót nhất định, chúng tôi chân thành đón nhận những ý kiến đóng góp của đồng nghiệp, quý bạn đọc để chỉnh sửa tài liệu ngày một hoàn thiện hơn.

Nhóm tác giả biên soạn

MỤC LỤC

| | |
|--|----|
| Chương 1 | 1 |
| CÁC NGUỒN NĂNG LƯỢNG DÙNG TRÊN Ô TÔ | 1 |
| 1.1. Phân loại ô tô | 1 |
| 1.2. Các yêu cầu đối với ô tô | 1 |
| 1.2.1. Các yêu cầu về thiết kế, chế tạo: | 1 |
| 1.2.2. Các yêu cầu về sử dụng: | 2 |
| 1.2.3. Các yêu cầu về bảo dưỡng, sửa chữa: | 2 |
| 1.3. Bố trí chung ô tô | 3 |
| 1.3.1. Bố trí động cơ trên ô tô: | 3 |
| 1.3.2. Bố trí hệ thống truyền lực trên ô tô: | 5 |
| 1.4. Đường đặc tính tốc độ của động cơ đốt trong | 9 |
| 1.4.1. Khái niệm về đường đặc tính tốc độ của động cơ | 9 |
| 1.4.2. Hệ số thích ứng của động cơ: | 11 |
| 1.4.3. Công thức S.R.Lây-đéc- man: | 11 |
| CÂU HỎI ÔN TẬP | 12 |
| Chương 2 | 13 |
| ĐỘNG LỰC HỌC TỔNG QUÁT CỦA Ô TÔ | 13 |
| 2.1. Khái niệm về các loại bán kính bánh xe và ký hiệu của lốp | 13 |
| 2.1.1. Các loại bán kính bánh xe | 13 |
| 2.1.2. Ký hiệu của lốp..... | 14 |
| 2.2. Các khái niệm chung | 15 |
| 2.2.1. Vận tốc chuyển động lý thuyết v_0 : | 15 |
| 2.2.2. Vận tốc chuyển động thực tế v : | 15 |
| 2.2.3. Vận tốc trượt..... | 15 |
| 2.3. Động lực học của bánh xe bị động | 15 |
| 2.3.1. Đặt vấn đề..... | 15 |
| 2.3.2. Động lực học của bánh xe đàn hồi lăn trên đường cứng..... | 16 |
| 2.3.3. Động lực học của bánh xe đàn hồi lăn trên đường biến dạng | 18 |
| 2.4. Động lực học của bánh xe chủ động | 18 |
| 2.4.1. Sự biến dạng của lốp | 18 |
| 2.4.2. Xác định lực cản lăn và hệ số cản lăn | 19 |
| 2.4.3. Các yếu tố ảnh hưởng đến hệ số cản lăn | 19 |
| 2.5. Sự trượt của bánh xe chủ động..... | 20 |
| 2.5.1. Khái niệm về sự trượt..... | 20 |
| 2.5.2. Hệ số trượt và độ trượt: | 21 |
| 2.5.3. Phương pháp xác định hệ số trượt..... | 21 |
| 2.6. Các lực tác dụng lên ô tô trong trường hợp tổng quát..... | 25 |
| 2.6.1. Lực kéo tiếp tuyến của ô tô | 26 |
| 2.6.2. Hệ số bám và lực bám của bánh xe chủ động | 28 |
| 2.6.3. Các lực cản chuyển động của ô tô | 31 |

| | |
|---|----|
| 2.7. Xác định các phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên bánh xe ô tô trong mặt phẳng dọc | 35 |
| 2.7.1. Trường hợp tổng quát..... | 35 |
| 2.7.2. Trường hợp ô tô chuyển động ổn định trên đường nằm ngang, không kéo móc | 36 |
| 2.7.3. Trường hợp xe đứng yên trên đường nằm ngang..... | 36 |
| 2.7.4. Hệ số phân bố tải trọng lên các bánh xe ô tô | 36 |
| 2.8. Xác định phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên các bánh xe ô tô trong mặt phẳng ngang: | 38 |
| 2.8.1. Trường hợp chuyển động tổng quát:..... | 38 |
| 2.8.2. Trường hợp xe đứng yên trên dốc nghiêng ngang, không kéo móc: | 40 |
| CÂU HỎI ÔN TẬP | 41 |
| Chương 3 | 42 |
| TÍNH TOÁN SỨC KÉO CỦA Ô TÔ | 42 |
| 3.1. Sự cân bằng công suất và cân bằng lực kéo của ô tô | 42 |
| 3.1.1. Sự cân bằng công suất của ô tô | 42 |
| 3.1.2. Sự cân bằng lực kéo của ô tô..... | 43 |
| 3.2. Nhân tố động lực học của ô tô..... | 44 |
| 3.2.1. Khái niệm nhân tố động lực học | 44 |
| 3.2.2. Đồ thị nhân tố động lực học | 45 |
| 3.2.3. Sử dụng đồ thị nhân tố động lực học | 46 |
| 3.3. Ảnh hưởng của các thông số cấu tạo đến đặc tính động lực học của ô tô | 52 |
| 3.3.1. Ảnh hưởng của tỷ số truyền của truyền lực chính | 52 |
| 3.3.2. Ảnh hưởng của số lượng số truyền trong hộp số | 53 |
| 3.3.3. Ảnh hưởng của tỷ số truyền của hộp số | 54 |
| 3.4. Tính toán sức kéo của ô tô | 58 |
| 3.4.1. Các dạng thông số sử dụng trong tính toán sức kéo | 58 |
| 3.4.2. Trình tự tính toán..... | 59 |
| 3.5. Ảnh hưởng của truyền động thủy lực tới chất lượng kéo của ô tô..... | 60 |
| 3.5.1. Ảnh hưởng của ly hợp thủy lực tới chất lượng kéo của ô tô..... | 61 |
| 3.5.2. Ảnh hưởng của biến mô thủy lực tới chất lượng kéo của ô tô | 61 |
| CÂU HỎI ÔN TẬP | 64 |
| Chương 4 | 65 |
| TÍNH KINH TẾ NHIÊN LIỆU CỦA Ô TÔ | 65 |
| 4.1. Mức tiêu hao nhiên liệu và định mức tiêu hao nhiên liệu | 65 |
| 4.1.1. Các chỉ tiêu đánh giá tính kinh tế nhiên liệu của ô tô | 65 |
| 4.1.2. Phương trình tiêu hao nhiên liệu | 65 |
| 4.1.3. Khái niệm về định mức tiêu hao nhiên liệu | 66 |
| 4.2. Đặc tính kinh tế nhiên liệu của ô tô..... | 67 |
| 4.2.1. Đường đặc tính kinh tế nhiên liệu của ô tô khi chuyển động không ổn định | 67 |
| 4.2.2. Tính kinh tế nhiên liệu của ô tô khi chuyển động không ổn định..... | 68 |

| | |
|--|-----|
| 4.3. Tính kinh tế nhiên liệu của ô tô khi có truyền động thủy lực..... | 69 |
| CÂU HỎI ÔN TẬP | 70 |
| Chương 5 | 71 |
| TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ | 71 |
| 5.1. Khái chung về tính ổn định | 71 |
| 5.2. Tính ổn định dọc của ô tô | 71 |
| 5.2.1. Tính ổn định dọc tĩnh | 71 |
| 5.2.2. Tính ổn định dọc động..... | 73 |
| 5.3. Tính ổn định ngang của ô tô | 76 |
| 5.3.1. Tính ổn định ngang của ô tô khi chuyển động trên đường nghiêng ngang..... | 76 |
| 5.3.2. Tính ổn định ngang của ô tô khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang | 77 |
| CÂU HỎI ÔN TẬP | 80 |
| Chương 6 | 81 |
| TÍNH NĂNG DẪN HƯỚNG CỦA Ô TÔ | 81 |
| 6.1. Động học và động lực học quay vòng của ô tô | 81 |
| 6.1.1 Bán kính quay vòng..... | 82 |
| 6.1.2 Vận tốc góc quay vòng của xe..... | 82 |
| 6.1.3. Gia tốc tại trọng tâm của xe khi vào đường vòng | 83 |
| 6.1.4. Lực quán tính khi xe vào đường vòng..... | 83 |
| 6.2. Ảnh hưởng độ đàn hồi của lốp tới tính năng quay vòng của ô tô | 84 |
| 6.3. Động học và động lực học quay vòng của ô tô khi lốp bị biến dạng bên | 85 |
| 6.4. Tính ổn định của các bánh xe dẫn hướng | 86 |
| 6.5. Khái niệm về sự dao động của bánh xe dẫn hướng | 90 |
| 6.5.1. Những nguyên nhân gây nên dao động: | 90 |
| 6.5.2. Một số trường hợp có thể gây nên dao động góc của bánh xe dẫn hướng: | 90 |
| CÂU HỎI ÔN TẬP | 92 |
| Chương 7 | 93 |
| SỰ PHANH Ô TÔ | 93 |
| 7.1. Lực phanh sinh ra ở bánh xe | 93 |
| 7.2. Điều kiện đảm bảo sự phanh tối ưu | 94 |
| 7.3. Các chỉ tiêu đánh giá chất lượng tổng hợp của quá trình phanh | 96 |
| 7.3.1. Chỉ tiêu về hiệu quả phanh | 96 |
| 7.3.2. Chỉ tiêu về tính ổn định hướng ô tô khi phanh..... | 99 |
| 7.4. Cơ sở lý thuyết về điều hoà lực phanh và vấn đề chống hãm cứng bánh xe khi phanh | 102 |
| 7.4.1. Cơ sở lý thuyết về điều hoà lực phanh | 102 |
| 7.4.2. Vấn đề chống hãm cứng bánh xe khi phanh | 104 |
| 7.5. Giảm độ phanh và chỉ tiêu phanh thực tế | 107 |
| CÂU HỎI ÔN TẬP | 110 |
| Chương 8 | 111 |
| DAO ĐỘNG ÔTÔ..... | 111 |

| | |
|---|-----|
| 8.1. Khái niệm về tính êm dịu chuyển động | 111 |
| 8.1.1. Tần số dao động thích hợp | 111 |
| 8.1.2. Gia tốc thích hợp | 111 |
| 8.1.3. Chỉ tiêu tính êm dịu chuyển động dựa vào gia tốc dao động và thời gian tác động của chúng..... | 112 |
| 8.2. Sơ đồ dao động tương đối của ô tô..... | 113 |
| 8.2.1. Dao động của ô tô trong hệ tọa độ không gian | 113 |
| 8.2.2. Khái niệm về khối lượng được treo và khối lượng không được treo..... | 113 |
| 8.2.3. Sơ đồ dao động của hệ thống treo | 114 |
| 8.2.5. Sơ đồ dao động tương đương. | 115 |
| 8.3. Phương trình dao động của ô tô. | 116 |
| CÂU HỎI ÔN TẬP | 120 |
| Chương 9 | 121 |
| TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA Ô TÔ | 121 |
| 9.1. Khái niệm về tính năng cơ động của ô tô..... | 121 |
| 9.2. Các nhân tố ảnh hưởng tới tính năng cơ động của ô tô..... | 121 |
| 9.2.1. Ảnh hưởng của các thông số hình học | 121 |
| 9.2.2. Ảnh hưởng của các thông số kết cấu..... | 122 |
| 9.3. Các biện pháp nhằm nâng cao tính năng cơ động của ô tô | 126 |
| 9.3.1. Nâng cao chất lượng động lực học của ô tô | 126 |
| 9.3.2. Giảm áp suất riêng phần lên mặt đường: | 127 |
| 9.3.3. Nâng cao chất lượng bám của ô tô | 127 |
| 9.3.4. Tạo ra các thông số hình học thích hợp | 127 |
| CÂU HỎI ÔN TẬP | 127 |
| TÀI LIỆU THAM KHẢO..... | 128 |

DANH MỤC CÁC HÌNH VẼ

| | |
|--|----|
| Hình 1. 1. Sơ đồ phân loại ô tô..... | 1 |
| Hình 1. 2. Bố trí động cơ trên ô tô..... | 3 |
| Hình 1. 3. Động cơ đặt trước, cầu sau chủ động (4 x 2)..... | 6 |
| Hình 1. 4. Động cơ đặt sau, cầu sau chủ động (4 x 2)..... | 6 |
| Hình 1. 5. Hệ thống truyền lực xe VW 1200..... | 6 |
| Hình 1. 6. Động cơ ở trước, cầu trước chủ động..... | 7 |
| Hình 1. 7. Hệ thống truyền lực của xe du lịch TALBOT SOLARA..... | 7 |
| Hình 1. 8. Hệ thống truyền lực của xe VAZ 2121..... | 8 |
| Hình 1. 9. Hệ thống truyền lực của xe KAMAZ – 5320..... | 8 |
| Hình 1. 10. Hệ thống truyền lực của xe URAL 375..... | 9 |
| Hình 1. 11. Đường đặc tính ngoài động cơ xăng..... | 10 |
| Hình 1. 12. Đường đặc tính ngoài động cơ Diesel..... | 11 |
| | |
| Hình 2. 1. Sơ đồ kích thước hình học của lớp..... | 14 |
| Hình 2. 2. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe đàn hồi lăn trên đường cứng..... | 16 |
| Hình 2. 3. Đồ thị đặc tính biến dạng của bánh xe đàn hồi..... | 17 |
| Hình 2. 4. Động lực học của bánh xe bị động khi bánh xe đàn hồi lăn trên đường biến dạng..... | 18 |
| Hình 2. 5. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe chủ động..... | 19 |
| Hình 2. 6. Sơ đồ sự trượt của bánh xe chủ động..... | 20 |
| Hình 2. 7. Lăn không trượt..... | 22 |
| Hình 2. 8. Lăn có trượt quay..... | 22 |
| Hình 2. 9. Lăn có trượt lết..... | 23 |
| Hình 2. 10. Các dòng năng lượng đối với các trạng thái chuyển động của bánh xe..... | 24 |
| Hình 2. 11. Lực và mômen tác dụng lên ô tô trong trường hợp chuyển động tổng quát..... | 26 |
| Hình 2. 12. Lực kéo tiếp tuyến của bánh xe chủ động..... | 28 |
| Hình 2. 13. Các yếu tố ảnh hưởng đến hệ số bám..... | 29 |
| Hình 2. 14. Sơ đồ các lực và mô men tác dụng lên ô tô khi chuyển động lên dốc, có gia tốc, kéo moóc..... | 35 |
| Hình 2. 15. Sơ đồ lực và mômen tác dụng lên ô tô khi quay vòng trên đường nghiêng ngang..... | 39 |
| | |
| Hình 3. 1. Đồ thị cân bằng công suất của..... | 43 |
| Hình 3. 2. Đồ thị cân bằng lực kéo..... | 44 |
| Hình 3. 3. Đồ thị nhân tố động học của ô tô..... | 46 |
| Hình 3. 4. Xác định tốc độ lớn nhất của ô tô..... | 47 |
| Hình 3. 5. Khu vực làm việc của nhân tố động lực học..... | 47 |
| Hình 3. 6. Xác định khả năng tăng tốc của ô tô bằng đồ thị nhân tố động lực học..... | 48 |
| Hình 3. 7. Đồ thị gia tốc của ô tô..... | 49 |
| Hình 3. 8. Đồ thị gia tốc của một số ô tô vận tải..... | 49 |
| Hình 3. 9. Xác định biến thiên của tốc độ theo thời gian khi tăng tốc..... | 49 |
| Hình 3. 10. Xác định biến thiên của quãng đường theo thời gian và tốc độ theo quãng đường..... | 50 |
| Hình 3. 11. Đồ thị quãng đường tăng tốc của ô tô $S = f(v)$ | 50 |
| Hình 3. 12. Đồ thị nhân tố động lực học của ô tô, có 4 số truyền khi chuyển động với tải trọng đầy G và khi có $G_x = 0,5G$ | 51 |
| Hình 3. 13. Đồ thị tia theo nhân tố động lực học khi tải trọng thay đổi..... | 52 |
| Hình 3. 14. Đồ thị cân bằng công suất ô tô với các tỷ số truyền khác nhau của truyền lực chính..... | 53 |
| Hình 3. 15. Đồ thị sang số của ô tô có hộp số ba cấp bố trí theo cấp số nhân..... | 55 |
| Hình 3. 16. Đồ thị sang số của ô tô khi tỉ số truyền bố trí theo cấp số điều hòa..... | 56 |
| Hình 3. 17. Đồ thị đặc tính kéo của ô tô..... | 61 |

| | |
|---|-----|
| Hình 3. 18. Đồ thị đặc tính không thứ nguyên của biến mô thủy lực | 63 |
| Hình 3. 19. Đồ thị đặc tính động lực học của ô tô có biến mô thủy lực kết hợp với hộp số cơ khí 3 cấp..... | 63 |
| Hình 4. 1. Đường đặc tính ngoài của động cơ..... | 66 |
| Hình 4. 2. Đồ thị đặc tính tải trọng của động cơ ($n_e > n_e'' > n_e'''$) | 67 |
| Hình 4. 3. Đồ thị cân bằng công suất của ô tô với các hệ số cản khác nhau của mặt đường .. | 67 |
| Hình 4. 4. Đồ thị đặc tính tiêu hao nhiên liệu của ô tô khi chuyển động ổn định | 67 |
| Hình 5. 1. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô khi đứng trên dốc | 71 |
| Hình 5. 2. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô khi chuyển động lên dốc | 73 |
| Hình 5. 3. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động với vận tốc cao | 75 |
| Hình 5. 4. Hình dáng ô tô chuyển động với tốc độ cao | 76 |
| Hình 5. 5. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động trên đường nghiêng ngang | 76 |
| Hình 5. 6. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang | 78 |
| Hình 5. 7. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe chủ động khi có lực ngang tác dụng | 80 |
| Hình 6. 1. Sơ đồ động học quay vòng của ô tô khi bỏ qua biến dạng ngang | 81 |
| Hình 6. 2. Đồ thị lý thuyết và thực tế về mối quan hệ động học giữa các góc quay vòng của hai bánh xe dẫn hướng | 82 |
| Hình 6. 3. Sơ đồ quay vòng của ô tô có bốn bánh dẫn hướng..... | 83 |
| Hình 6. 4. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi quay vòng trái..... | 83 |
| Hình 6. 5. Sơ đồ bánh xe lăn khi lốp bị biến dạng bên | 84 |
| Hình 6. 6. Đồ thị quan hệ giữa phản lực bên Y_b và góc lăn lệch δ của bánh xe..... | 84 |
| Hình 6. 7. Sơ đồ chuyển động của ô tô trên đường vòng khi lốp bị biến dạng bên | 85 |
| Hình 6. 8. Sơ đồ chuyển động của ô tô có tính năng quay vòng thiếu | 86 |
| Hình 6. 9. Sơ đồ chuyển động của ô tô có tính năng quay vòng thừa..... | 86 |
| Hình 6. 10. Góc nghiêng của trụ quay đứng trong mặt phẳng ngang của xe | 87 |
| Hình 6. 11. Sơ đồ phân tích phản lực của đường tạo nên mô men ổn định | 87 |
| Hình 6. 12. Góc nghiêng của trụ quay đứng trong mặt phẳng dọc của xe | 88 |
| Hình 6. 13. Biểu đồ phân bố các phản lực bên ở vết tiếp xúc của lốp với mặt đường khi bánh xe lăn và chịu tác dụng của lực ngang | 88 |
| Hình 6. 14. Góc doãng của bánh xe dẫn hướng phía trước | 89 |
| Hình 6. 15. Góc chụm (độ chụm) của bánh xe dẫn hướng..... | 90 |
| Hình 6. 16. Sơ đồ các lực cản lăn có trị số khác nhau tác dụng lên hai bánh xe dẫn hướng... | 90 |
| Hình 6. 17. Sơ đồ lực ly tâm tác dụng lên một bánh xe dẫn hướng | 91 |
| Hình 6. 18. Sơ đồ các thành phần nằm ngang của lực ly tâm tác động vào hai bánh xe dẫn hướng | 91 |
| Hình 6. 19. Sơ đồ về sự phối hợp động học giữa hệ thống treo nhíp và dẫn động lái | 91 |
| Hình 7. 1. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên bánh xe ô tô khi phanh..... | 93 |
| Hình 7. 2. Sơ đồ tác dụng lên ô tô khi phanh | 94 |
| Hình 7. 3. Đồ thị chỉ sự thay đổi quỹ đạo đường phanh nhỏ nhất theo tốc độ lúc bắt đầu phanh và hệ số bám φ | 98 |
| Hình 7. 4. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi phanh mà xe bị quay | 100 |
| Hình 7. 5. Đồ thị chỉ quan hệ giữa mô men phanh với hệ số bám φ | 103 |
| Hình 7. 6. Đồ thị đặc tính phanh lý tưởng của ô tô | 103 |
| Hình 7. 7. Đường đặc tính của bộ điều hoà lực phanh | 104 |
| Hình 7. 8. Chùm đường đặc tính của bộ điều hoà lực phanh | 104 |

| | |
|---|-----|
| Hình 7. 9. Sự thay đổi hệ số bám dọc φ_x và hệ số bám ngang φ_y theo độ trượt tương đối λ của bánh xe khi phanh | 105 |
| Hình 7. 10. Sự thay đổi mô men phanh M_p khi có bộ chống hãm cứng bánh xe | 106 |
| Hình 7. 11. Sự thay đổi tốc độ góc ω_b của bánh xe, tốc độ của ô tô v và độ trượt λ theo thời gian t khi phanh có bộ chống hãm cứng bánh xe | 107 |
| Hình 7. 12. Giảm đồ phanh | 107 |
| Hình 7. 13. Giảm đồ phanh khi cơ cấu phanh bó cứng..... | 109 |
| | |
| Hình 8. 1. Đồ thị đặc trưng mức êm dịu chuyển động của ô tô | 112 |
| Hình 8. 2. Hệ dao động không gian của ô tô 2 cầu | 113 |
| Hình 8. 3. Mô hình hoá khối lượng được treo | 114 |
| Hình 8. 4. Mô hình hoá khối lượng không được treo | 114 |
| Hình 8. 5. Sơ đồ dao động tương đương của hệ thống treo | 114 |
| Hình 8. 6. Sơ đồ dao động tương đương của ô tô | 115 |
| Hình 8. 7. Sơ đồ dao động tương đương của cụm hai cầu sau dùng hệ thống treo cân bằng | 115 |
| Hình 8. 8. Sơ đồ dao động đơn giản của ô tô..... | 116 |
| Hình 8. 9. Sơ đồ dao động độc lập của ô tô tại cầu trước | 119 |
| | |
| Hình 9. 1. Các thông số hình học về tính năng cơ động của ô tô | 121 |
| Hình 9. 2. Sơ đồ các lực tác dụng lên bánh xe khi khắc phục các lực cản thẳng đứng | 123 |

DANH MỤC CÁC BẢNG

| | |
|--|-----|
| Bảng 1. 1. Hệ số kinh nghiệm của S.R.Lây-đéc- man..... | 12 |
| Bảng 2. 1. Hệ số cản lăn của một số loại đường | 20 |
| Bảng 2. 2. Hiệu suất truyền lực của một số loại ô tô..... | 27 |
| Bảng 2. 3. Hệ số bám của một số loại đường và tình trạng mặt đường..... | 30 |
| Bảng 2. 4. Giá trị trung bình của hệ số cản không khí, diện tích cản chính diện và nhân tố cản đối với các loại ô tô khác nhau..... | 33 |
| Bảng 7. 1: Tiêu chuẩn về hiệu quả phanh (Bộ GTVTVN, 1995)..... | 108 |

KÝ HIỆU VÀ ĐƠN VỊ ĐO CƠ BẢN

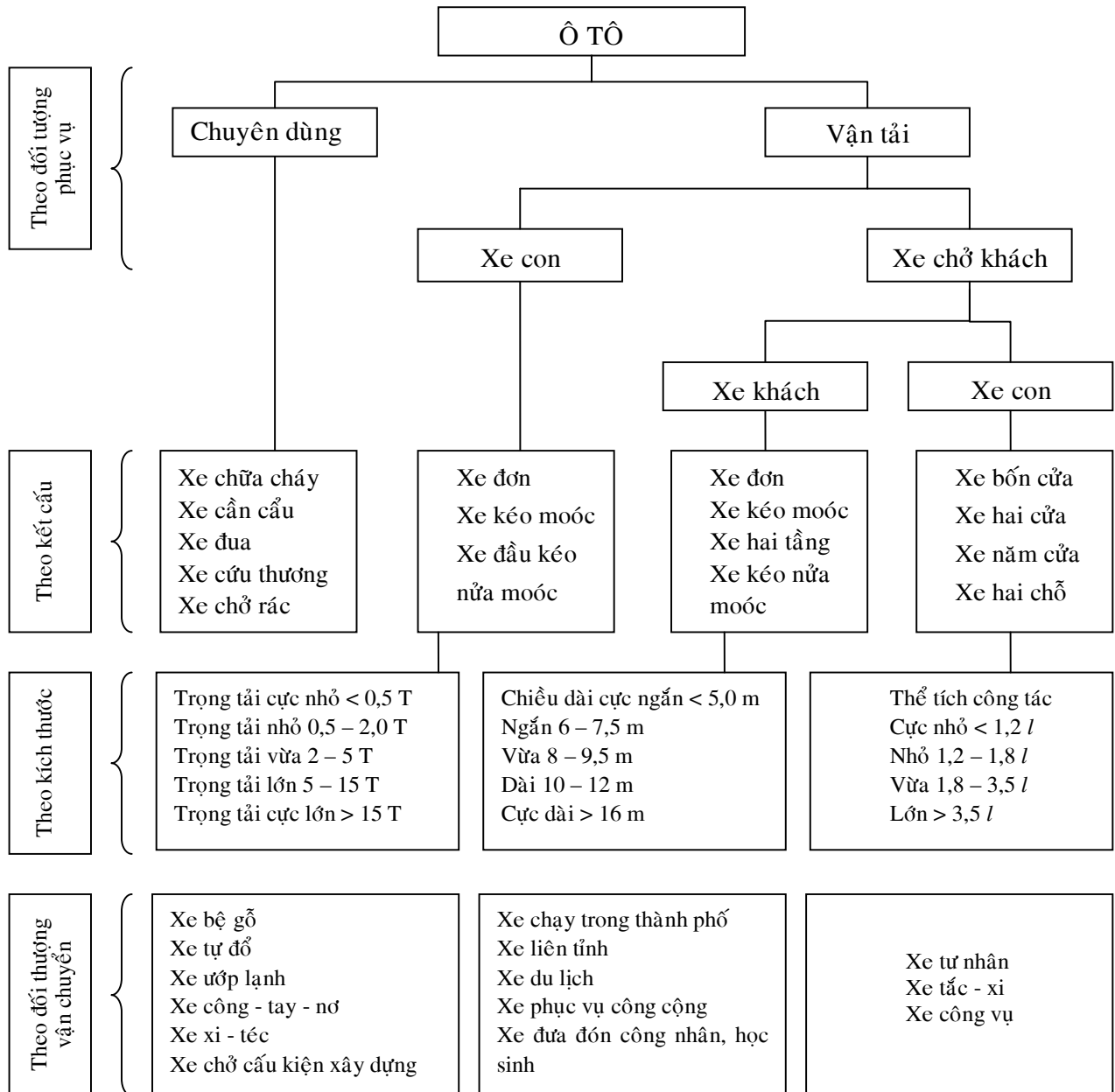
| Đại lượng | Ký hiệu | Đơn vị | Hệ số chuyển đổi giữa đơn vị cơ bản và đơn vị cũ |
|------------------|---------------|--------------------|--|
| Chiều dài | l | m | 1 inch = 2,54 cm = 0,0254 m |
| Vận tốc dài | v | m/s | 1m/s = 3,6 km/h |
| Vận tốc góc | ω | rad/s | |
| Số vòng quay | n | vg/ph | |
| Gia tốc | j | m/s ² | |
| Gia tốc góc | ε | rad/s ² | |
| Lực | F | N | 1N \approx 0,1kG |
| Trọng lượng | G | N | 10 ³ N \approx 10 ² kG \approx 0,1 tấn |
| Khối lượng | m | kg | |
| Áp suất | q | N/m ² | 1N/ m ² = 1Pa = 10 ⁻⁵ kG /cm ² |
| Ứng suất | σ | N/m ² | 1MN/ m ² \approx 10 kG /cm ² |
| Mômen quay | M | Nm | 1Nm \approx 10 kGcm \approx 0,1 kGm |
| Công | L | J | 1J = 1Nm \approx 0,1 kGm |
| Công suất | P | W | 1W = 1J/s \approx 0,1 kGm/s 1W \approx 1/736 m.l (mã lực) |
| Nhiệt độ T | T | ⁰ K | T = t + 2730 (T: độ Kenvin, t: độ Xenxiut) |
| Nhiệt lượng | Q | J | 1J \approx 2,4.10 ⁻³ kcal |
| Nhiệt dung riêng | C | | 1J/kgđộ \approx 2,4.10 ⁻³ kcal/kgđộ |
| Thời gian | t | s | |

Chương 1

CÁC NGUỒN NĂNG LƯỢNG DÙNG TRÊN Ô TÔ

1.1. Phân loại ô tô

Nhu cầu về vận chuyển hàng hóa và khách hàng bằng các phương tiện vận tải ô tô rất lớn. Để đáp ứng đầy đủ các yêu cầu vận chuyển đó, ô tô có rất nhiều chủng loại khác nhau, được tập hợp theo sơ đồ phân loại (Hình 1.1).



Hình 1. 1. Sơ đồ phân loại ô tô.

1.2. Các yêu cầu đối với ô tô

1.2.1. Các yêu cầu về thiết kế, chế tạo:

- Xe ô tô phải mang tính hiện đại, các tổng thành trên xe có kết cấu hiện đại, kích thước nhỏ gọn, bố trí hợp lý phù hợp với các điều kiện đường xá và khí hậu.
- Vỏ xe phải đẹp, phù hợp với yêu cầu về thẩm mỹ công nghiệp.

- Vật liệu chế tạo các chi tiết có độ bền cao, độ chống mịn, chống gỉ cao, nhằm nâng cao tính tin cậy và tuổi thọ của xe. Nên tăng loại vật liệu nhẹ để giảm tải trọng của xe.

- Kết cấu của các chi tiết phải có tính công nghệ cao, dễ gia công, số lượng các nguyên công trong qui trình công nghệ ít.

1.2.2. Các yêu cầu về sử dụng:

- Xe phải có tính năng động lực cao như: tốc độ trung bình cao nhằm quay vòng xe nhanh, nâng cao năng suất vận chuyển, thời gian gia tốc và quãng đường gia tốc ngắn, xe khởi động dễ dàng,

- Xe phải có tính an toàn cao, đặc biệt đối với hệ thống phanh và hệ thống lái,

- Xe phải đảm bảo tính tiện nghi cho lái xe và hành khách, thao tác nhẹ và dễ dàng, đảm bảo tầm nhìn tốt,

- Mức tiêu hao nhiên liệu dầu mỡ bôi trơn, săm lốp và các vật liệu chạy xe ít,

- Kích thước thùng xe phải phù hợp với trọng tải để nâng cao hệ số sử dụng trọng tải,

- Kích thước và hình dáng xe phải đảm bảo cho công tác xếp dỡ hàng hoá được thuận tiện và nhanh chóng,

- Xe chạy phải êm, không ồn, giảm lượng độc hại trong khí thải.

1.2.3. Các yêu cầu về bảo dưỡng, sửa chữa:

- Gia công bảo dưỡng và sửa chữa xe so với chế tạo rất lớn, so với cả đời xe thường gấp 30 ÷ 50 lần giờ công chế tạo,

- Nếu mọi chi phí cho đời xe từ khi chế tạo đến khi thanh lý là 100% thì các phần được phân bổ như sau (số liệu của nhà máy GAZ – CHLB Nga).

| | |
|-----------------------|-------|
| Thiết kế chế tạo ô tô | 1,4% |
| Bảo dưỡng ô tô | 45,4% |
| Sửa chữa thường xuyên | 46,0% |
| Sửa chữa lớn | 7,2% |

Qua đó, chúng ta thấy giờ công bảo dưỡng, sửa chữa rất lớn. Để giảm khối lượng công việc, kéo dài chu kỳ bảo dưỡng, ô tô phải đảm bảo các yêu cầu sau:

- Số lượng các điểm bôi trơn phải ít để giảm giờ công bơm dầu mỡ, thay thế các điểm bôi trơn có vú mỡ bằng vật liệu bôi trơn vĩnh cửu. Các vú mỡ phải bố trí thẳng hàng, cùng phía thuận lợi cho công tác bảo dưỡng.

- Giảm giờ công kiểm tra xiết chặt bằng cách sử dụng các bulông, vít cây, đai ốc... có tính tự hãm cao, đúng tiêu chuẩn và ít chủng loại để đỡ phải thay đổi dụng cụ tháo lắp.

- Giảm giờ công điều chỉnh bằng cách thay các khâu điều chỉnh bằng tay bằng

điều chỉnh tự động, hoặc dễ điều chỉnh,

- Kết cấu của xe phải đảm bảo cho công tác tháo lắp được dễ dàng, thuận tiện cho công tác sửa chữa thay thế phụ tùng.

Kết cấu cũng như vật liệu chế tạo của các chi tiết có độ hao mòn lớn phải đủ bền sau khi phục hồi, sửa chữa. Các mặt chuẩn (công nghệ, định vị...) của chi tiết phải được bảo toàn, tạo điều kiện cho gia công cơ khí sửa chữa đáp ứng được các yêu cầu kỹ thuật.

1.3. Bố trí chung ô tô

1.3.1. Bố trí động cơ trên ô tô:

Các phương án sau đây thường được sử dụng khi bố trí động cơ trên ô tô:

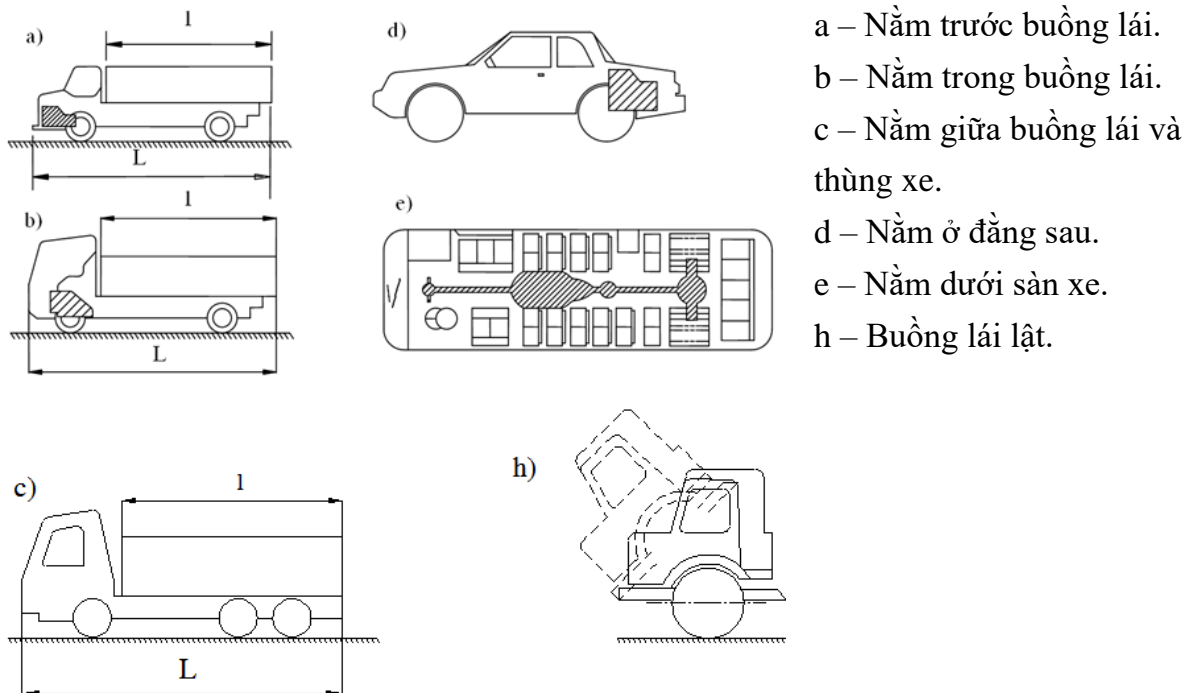
1.3.1.1. Động cơ đặt ở đằng trước:

Phương án này sử dụng được cho tất cả các loại xe. Khi bố trí động cơ đằng trước chúng ta lại có hai phương pháp như sau:

1.3.1.2. Động cơ đặt ở đằng trước và nằm ngoài buồng lái:

Khi động cơ đặt ở đằng trước và nằm ngoài buồng lái (hình 1.2a) sẽ tạo điều kiện cho công việc sửa chữa, bảo dưỡng được thuận tiện hơn. Khi động cơ làm việc, nhiệt năng do động cơ tỏa ra và sự rung của động cơ ít ảnh hưởng đến tài xế và hành khách.

Nhưng trong trường hợp này hệ số sử dụng chiều dài λ của xe sẽ giảm xuống. Nghĩa là thể tích chứa hàng hóa hoặc lượng hành khách sẽ giảm. Mặt khác, trong trường hợp này tầm nhìn của người lái bị hạn chế, ảnh hưởng xấu đến độ an toàn chung.



Hình 1. 2. Bố trí động cơ trên ô tô

1.3.1.3 Động cơ đặt ở đằng trước và nằm trong buồng lái:

Phương án này đã hạn chế và khắc phục được những nhược điểm của phương án vừa nêu trên. Trong trường hợp này hệ số sử dụng chiều dài λ của xe tăng rất đáng kể, tầm nhìn người lái được thoáng hơn (hình 1.2b).

Nhưng do động cơ nằm bên trong buồng lái, nên thể tích buồng lái sẽ giảm và đòi hỏi phải có biện pháp cách nhiệt và cách âm tốt, nhằm hạn chế các ảnh hưởng của động cơ đối với tài xế và hành khách như nóng và tiếng ồn do động cơ phát ra.

Khi động cơ nằm trong buồng lái sẽ khó khăn cho việc sửa chữa và bảo dưỡng động cơ. Bởi vậy trong trường hợp này người ta thường dùng loại buồng lái lật (Hình 1.4h) để dễ dàng chăm sóc động cơ.

Ngoài ra một nhược điểm cần lưu ý nữa là ở phương án này trọng tâm của xe bị nâng cao, làm cho độ ổn định của xe bị giảm.

1.3.1.4. Động cơ đặt ở đằng sau:

Phương án này thường sử dụng ở xe du lịch và xe khách.

Khi động cơ đặt ở đằng sau (hình 1.2d) thì hệ số sử dụng chiều dài λ tăng, bởi vậy thể tích phần chứa khách của xe sẽ lớn hơn so với trường hợp động cơ đặt ở đằng trước nếu cùng một chiều dài L của cả hai xe như nhau, nhờ vậy lượng hành khách sẽ nhiều hơn.

Nếu chúng ta chọn phương án động cơ đặt ở đằng sau, đồng thời cầu sau là cầu chủ động, cầu trước bị động, thì hệ thống truyền lực sẽ đơn giản hơn vì không cần sử dụng đến truyền động các đăng.

Ngoài ra, nếu động cơ nằm ở sau xe, thì người lái nhìn rất thoáng, hành khách và người lái hoàn toàn không bị ảnh hưởng bởi tiếng ồn và sức nóng của động cơ.

Nhược điểm chủ yếu của phương án này là vấn đề điều khiển động cơ, ly hợp, hộp số v.v... sẽ phức tạp hơn vì các bộ phận nói trên nằm cách xa người lái.

1.3.1.5. Động cơ đặt giữa buồng lái và thùng xe:

Phương án động cơ nằm giữa buồng lái và thùng xe (hình 1.2c) có ưu điểm là thể tích buồng lái tăng lên, người lái nhìn sẽ thoáng và thường chỉ sử dụng ở xe tải và một số xe chuyên dùng trong ngành xây dựng.

Trường hợp bố trí này có nhược điểm sau:

Nó làm giảm hệ số sử dụng chiều dài λ và làm cho chiều cao trọng tâm xe tăng lên, do đó tính ổn định của xe giảm. Để trọng tâm xe nằm ở vị trí thấp, bắt buộc phải thay đổi sự bố trí thùng xe và một số chi tiết khác.

1.3.1.6. Động cơ đặt ở dưới sàn xe:

Phương án này được sử dụng ở xe khách (hình 1.2e) và nó có được những ưu điểm như trường hợp động cơ đặt ở đằng sau.

Nhược điểm chính của phương án này là khoảng sáng gầm máy bị giảm, hạn chế phạm vi hoạt động của xe và khó sửa chữa, chăm sóc động cơ.

1.3.2. Bố trí hệ thống truyền lực trên ô tô:

Hệ thống truyền lực của ô tô bao gồm các bộ phận và cơ cấu nhằm thực hiện nhiệm vụ truyền mômen xoắn từ động cơ đến các bánh xe chủ động. Hệ thống truyền lực thường bao gồm các bộ phận sau :

- Ly hợp: (viết tắt LH).
- Hộp số: (viết tắt HS).
- Hộp phân phối: (viết tắt P).
- Truyền động các đăng : (viết tắt C).
- Truyền lực chính: (viết tắt TC).
- Vi sai : (viết tắt VS).
- Bán trục (nửa trục): (viết tắt N).
- Truyền lực cuối cùng (viết tắt TCC).

Ở trên xe một cầu chủ động sẽ không có hộp phân phối. Ngoài ra ở xe tải với tải trọng lớn thì trong hệ thống truyền lực sẽ có thêm truyền lực cuối cùng.

Mức độ phức tạp của hệ thống truyền lực một xe cụ thể được thể hiện qua công thức bánh xe. Công thức bánh xe được ký hiệu tổng quát như sau: $a \times b$

Trong đó :

a: là số lượng bánh xe.

b: là số lượng bánh xe chủ động.

Để đơn giản và không bị nhầm lẫn, với ký hiệu trên chúng ta quy ước đối với bánh kép cũng chỉ coi là một bánh.

Thí dụ cho các trường hợp sau:

4x2: xe có một cầu chủ động (có 4 bánh xe, trong đó có 2 bánh xe là chủ động).

4x4: xe có hai cầu chủ động (có 4 bánh xe và cả 4 bánh đều chủ động).

6x4: xe có hai cầu chủ động, một cầu bị động (có 6 bánh xe, trong đó 4 bánh xe là chủ động).

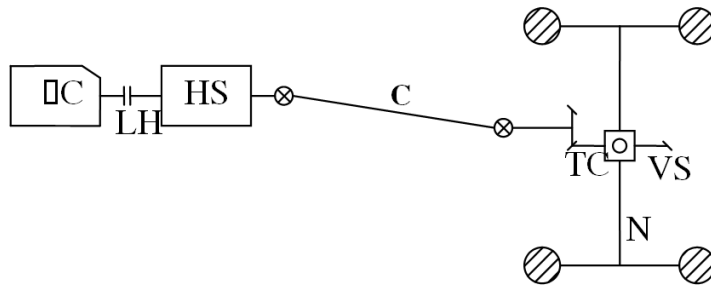
6x6: xe có 3 cầu chủ động (có 6 bánh xe và cả 6 bánh đều chủ động).

8x8: xe có 4 cầu chủ động (có 8 bánh xe và cả 8 bánh đều chủ động).

1.3.2.1. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 4×2 :

- Động cơ đặt trước, cầu sau chủ động:

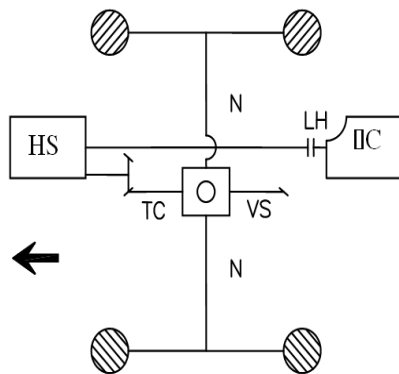
Phương án này được thể hiện ở hình 1.3, thường được sử dụng ở xe du lịch và xe tải hạng nhẹ. Phương án bố trí này rất cơ bản và đã xuất hiện từ lâu.



Hình 1. 3. Động cơ đặt trước, cầu sau chủ động (4 x 2)

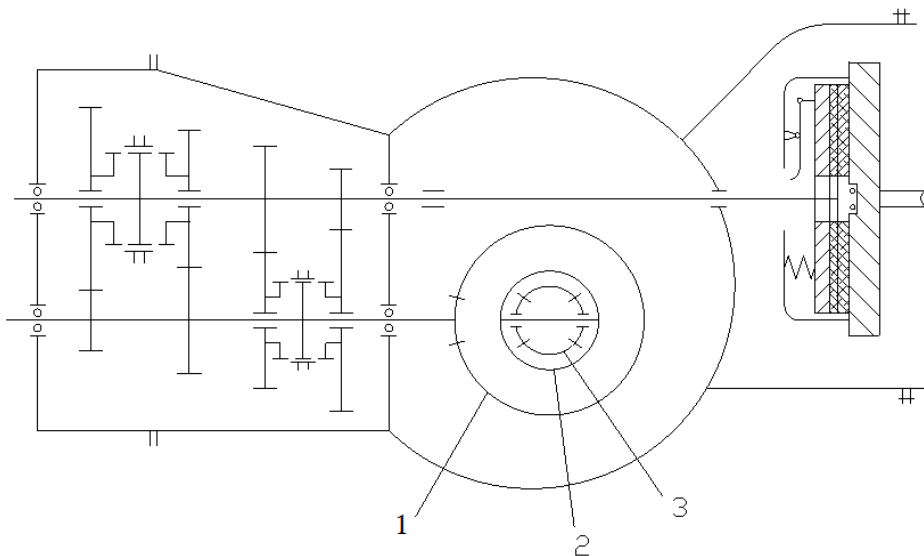
- Động cơ đặt sau, cầu sau chủ động:

Phương án này được thể hiện ở hình 1.4 thường được sử dụng ở một số xe du lịch và xe khách. Trong trường hợp này hệ thống truyền lực sẽ gọn và đơn giản vì không cần đến truyền động các đăng. Ở phương án này có thể bố trí động cơ, ly hợp, hộp số, truyền lực chính gọn thành một khối.



Hình 1. 4. Động cơ đặt sau, cầu sau chủ động (4 x 2)

Một ví dụ điển hình cho phương án này là hệ thống truyền lực cho xe du lịch VW 1200 (của CHDC Đức) ở hình 1.5.



Hình 1. 5. Hệ thống truyền lực xe VW 1200

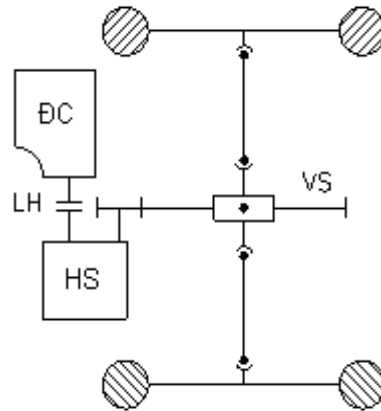
1 – Bánh răng vành chậu

2 – Vỏ bộ vi sai

3 – Bánh răng bán trục

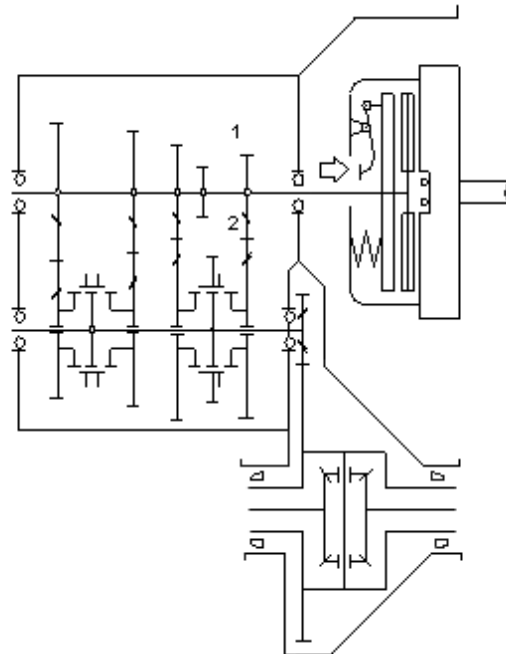
- Động cơ đặt trước, cầu trước chủ động:

Phương án này được thể hiện ở hình 1.6, thường được sử dụng ở một số xe du lịch sản xuất trong thời gian gần đây. Cách bố trí này rất gọn và hệ thống truyền lực đơn giản vì động cơ nằm ngang, nên các bánh răng của truyền lực chính là các bánh răng trụ, chế tạo đơn giản hơn bánh răng nón ở các bộ truyền lực chính trên các xe khác.



Hình 1. 6. Động cơ ở trước, cầu trước chủ động

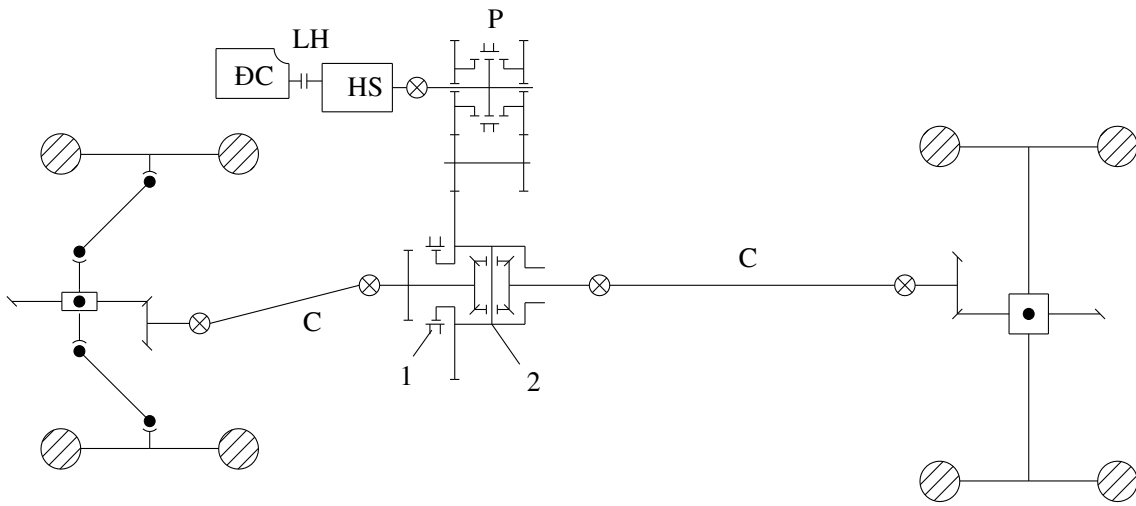
Một ví dụ điển hình cho phương án này là cách bố trí hệ thống truyền lực của xe du lịch TALBOT SOLARA (CH Pháp):



Hình 1. 7. Hệ thống truyền lực của xe du lịch TALBOT SOLARA

1.3.2.2. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 4 x 4:

Phương án này được sử dụng nhiều ở xe tải và một số xe du lịch. Trên hình 1.8 trình bày hệ thống truyền lực của xe du lịch VAZ - 2121 (sản xuất tại CHLB Nga). Ở bên trong hộp phân phối có bộ vi sai giữa hai cầu và cơ cấu khóa bộ vi sai đó khi cần thiết.

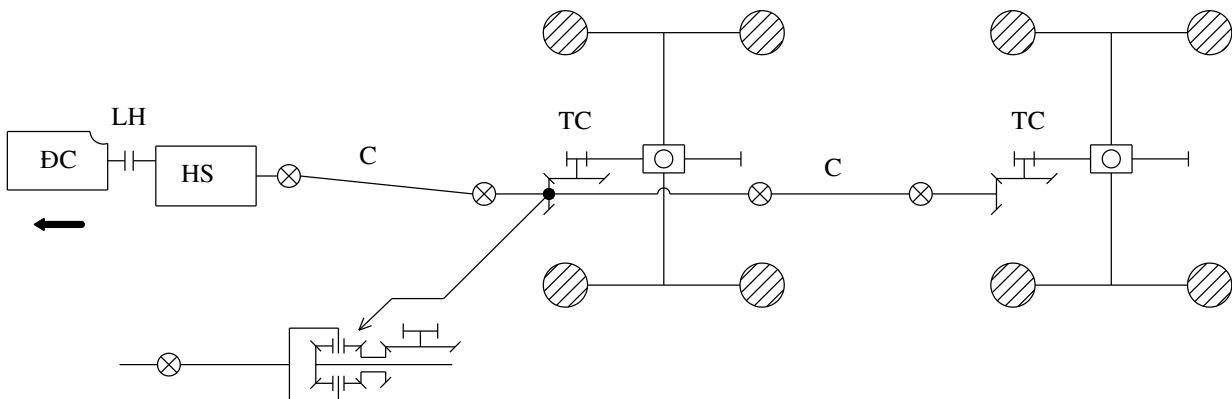


Hình 1. 8. Hệ thống truyền lực của xe VAZ 2121

1 – Cơ cấu khóa vi sai giữa hai cầu.

2 – Vi sai giữa hai cầu.

1.3.2.3. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 6 x 4:



Hình 1. 9. Hệ thống truyền lực của xe KAMAZ – 5320

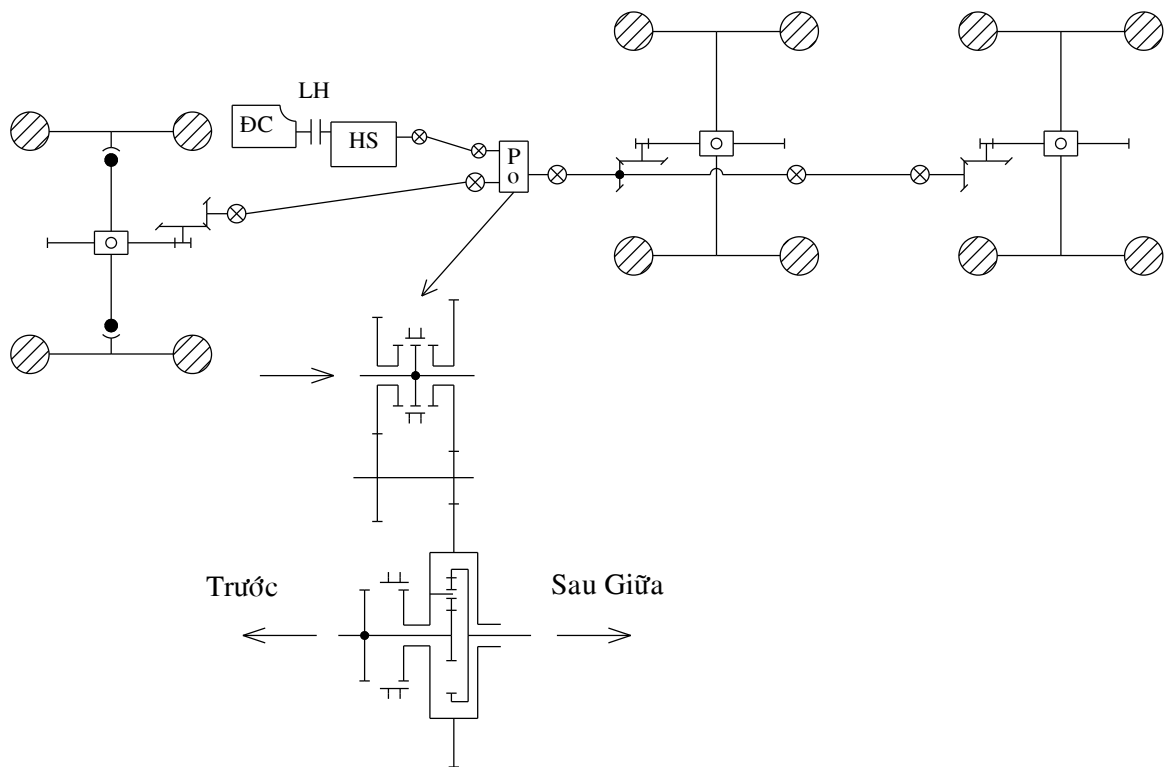
Phương án này được sử dụng nhiều ở cc xe tải có tải trọng lớn. Ở trên hình 1.11 là hệ thống truyền lực 6 x 4 của xe tải KAMAZ – 5320 (sản xuất tại CHLB Nga). Đặc điểm cơ bản của cách bố trí này là không sử dụng hộp phân phối cho hai cầu sau chủ động, mà chỉ dùng một bộ vi sai giữa hai cầu nên kết cấu rất gọn.

1.3.2.4. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 6 x 6:

Phương án này được sử dụng hầu hết ở các xe tải có tải trọng lớn và rất lớn. Một ví dụ cho trường hợp này là hệ thống truyền lực của xe tải URAL 375 (sản xuất tại CHLB Nga) ở trên hình 1.10.

Đặc điểm chính của hệ thống truyền lực này là trong hộp phân phối có bộ vi sai hình trụ để chia công suất đến các cầu trước, cầu giữa và cầu sau. Công suất dẫn ra cầu giữa và cầu sau được phân phối thông qua bộ vi sai hình nón (Như ở hình 1.10) .

Ngoài ra có một số hệ thống truyền lực ở một số xe lại không sử dụng bộ vi sai giữa các cầu như xe ZIL 131 ,ZIL 175 K,...



Hình 1. 10. Hệ thống truyền lực của xe URAL 375

1.4. Đường đặc tính tốc độ của động cơ đốt trong

Để xác định lực hoặc mô men tác dụng lên các bánh xe chủ động của ô tô làm cho ô tô có thể chuyển động được, cần phải hiểu biết đường đặc tính tốc độ của động cơ dùng trên ô tô. Mặc dù hiện nay trên thế giới nhiều nhà khoa học đã và đang nghiên cứu các loại động cơ khác nhau để dùng trên ô tô nhưng cho đến nay nguồn động lực chính dùng trên ô tô vẫn là động cơ đốt trong loại pít tông.

1.4.1. Khái niệm về đường đặc tính tốc độ của động cơ

Đường đặc tính tốc độ của động cơ đốt trong là các đồ thị chỉ sự phụ thuộc của công suất có ích N_e , mô men xoắn có ích M_e , tiêu hao nhiên liệu trong một giờ G_t và suất tiêu hao nhiên liệu g_e của động cơ theo số vòng quay n_e hoặc theo tốc độ góc ω_e của trục khuỷu động cơ.

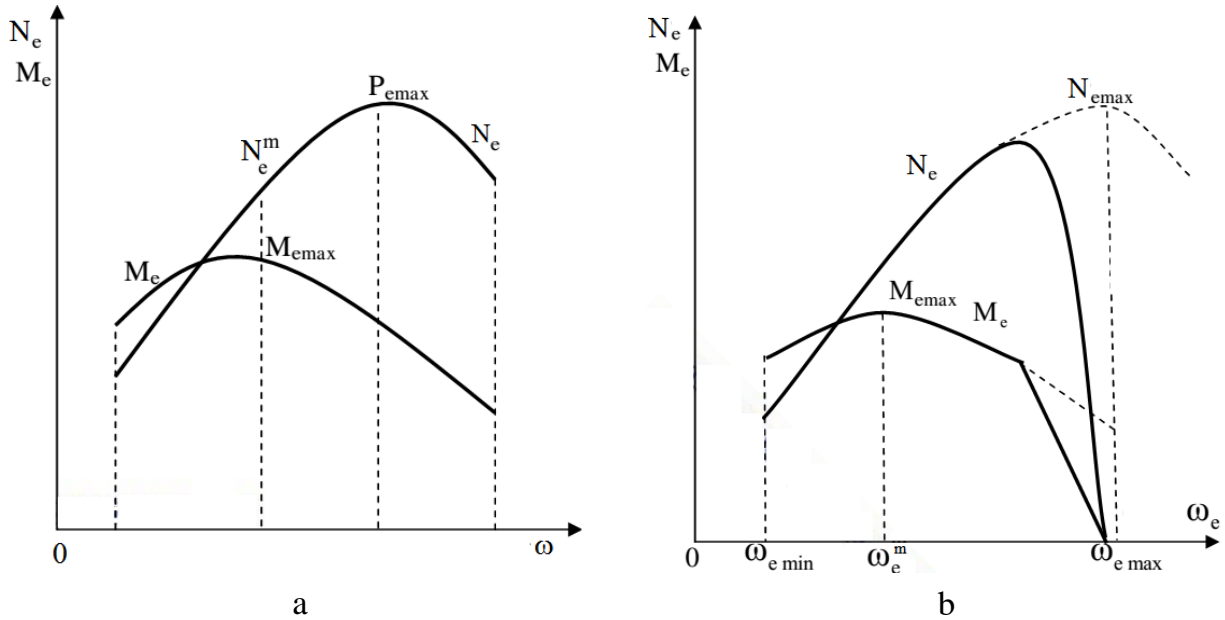
Có hai loại đường đặc tính tốc độ của động cơ đốt trong:

- Đường đặc tính tốc độ ngoài (gọi tắt là đường đặc tính ngoài của động cơ) ứng với khi nhiên liệu được cung cấp hoàn toàn, tức là ứng với khi bướm ga mở hoàn toàn (động cơ xăng) hoặc khi thanh thước nhiên liệu của bơm cao áp ở vị trí cung cấp nhiên liệu cực đại (động cơ điêzen).

- Đường đặc tính tốc độ cục bộ ứng với khi nhiên liệu được cung cấp không hoàn toàn, tức là khi bướm ga hoặc thanh thước nhiên liệu của bơm cao áp nằm ở vị trí trung gian.

Như vậy đối với mỗi động cơ đốt trong loại pít tông sẽ có một đường đặc tính ngoài và có vô số đường đặc tính cục bộ tùy thuộc vào vị trí của bướm ga hoặc cần ga

bơm cao áp.



Hình 1.11. Đường đặc tính ngoài động cơ xăng

a: Không hạn chế số vòng quay

b: Có hạn chế số vòng quay

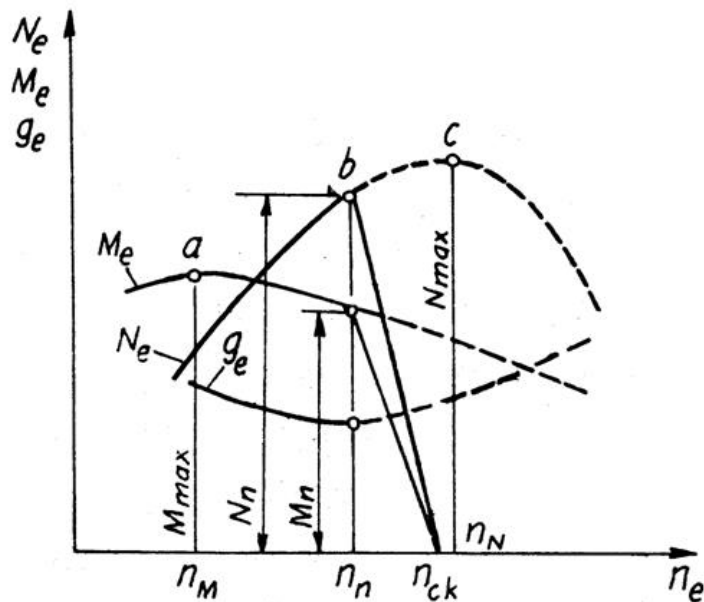
- Đường đặc tính ngoài của động cơ có thể có hai loại tùy thuộc kết cấu của hệ thống cung cấp nhiên liệu.

- Đường đặc tính ngoài của động cơ xăng không có bộ hạn chế số vòng quay. Loại động cơ này thường được dùng trên các ô tô du lịch và một số ô tô chở khách (Hình 1.11a).

Các giá trị N_{\max} , M_{\max} và số vòng quay tương ứng với các giá trị trên là N_N và N_M thường được chỉ dẫn trong các đặc tính kỹ thuật của động cơ.

- Đường đặc tính ngoài của động cơ xăng có bộ phận hạn chế số vòng quay. Loại động cơ này thường được dùng ở các loại ô tô tải (Hình 1.11b). Đường đậm nét ứng với quá trình làm việc của bộ phận hạn chế số vòng quay, đường đứt nét ứng với chế độ không hạn chế số vòng quay. Việc sử dụng bộ phận hạn chế số vòng quay sẽ làm tăng tuổi thọ của động cơ.

Đối với động cơ điêzen thường dùng bộ phận hạn chế số vòng quay nhị chế hoặc đa chế, vì vậy đường đặc tính ngoài của nó khác với đường đặc tính của động cơ xăng. Động cơ điêzen được dùng trên các ô tô tải, ô tô khách và có thể cả ô tô du lịch. Các đường đặc tính tốc độ của động cơ nhận được thông qua các thí nghiệm trên bộ thử.



Hình 1.12. Đường đặc tính ngoài động cơ Diesel

1.4.2. Hệ số thích ứng của động cơ:

Trong quá trình chuyển động trên đường, ô tô cần dự trữ một phần công suất (hoặc mô men xoắn) để có thể khắc phục các lực cản đột ngột xuất hiện. Để đặc trưng cho độ dự trữ mô men xoắn, người ta đưa ra hệ số thích ứng của động cơ:

$$k = \frac{M_{max}}{M_N} \quad (1 - 1)$$

M_N - Mô men xoắn ứng với công suất cực đại N_{max} của động cơ.

Thông qua các thực nghiệm người ta đã xác định hệ số thích ứng k có các giá trị sau:

- Đối với động cơ xăng: $k = 1,25 \div 1,35$
- Đối với động cơ diesel: $k = 1,05 \div 1,15$

1.4.3. Công thức S.R.Lây-đéc- man:

Khi không có đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ bằng thực nghiệm, ta có thể xây dựng đường đặc tính tốc độ ngoài bằng công thức kinh nghiệm của S.R.Lây-đéc-man như sau (theo [3], trang 11):

$$N_e = N_{max} \left[a \frac{n_e}{n_N} + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right] \quad (1 - 2)$$

Trong đó:

N_e, n_e là công suất hữu ích của động cơ và số vòng quay của trục khuỷu ứng với một điểm bất kỳ của đồ thị đặc tính ngoài.

N_{max}, n_N là công suất có ích cực đại và số vòng quay ứng với công suất cực đại a, b, c là các hệ số thực nghiệm. Các hệ số này chọn theo bảng 1.1.

Các giá trị N_{max} và n_N thường cho trong các tài liệu kỹ thuật của động cơ.

Khi biết được các giá trị N_{max} và n_N , bằng cách cho các giá trị n_e khác nhau, dựa vào công thức (1-2) ta sẽ tính được các giá trị công suất N_e tương ứng và từ đó vẽ được

đồ thị $N_e = f(n_e)$.

Bảng 1. 1. Hệ số kinh nghiệm của S.R.Lây-đéc-man (theo [3], trang 12)

| LOẠI ĐỘNG CƠ | a | b | c |
|---|-----|-----|---|
| Động cơ xăng | 1 | 1 | 1 |
| Động cơ diesel 4 kỳ có buồng cháy trực tiếp | 0,5 | 1,5 | 1 |
| Động cơ diesel 4 kỳ có buồng cháy gián tiếp | 0,6 | 1,4 | 1 |
| Động cơ diesel 4 kỳ có buồng cháy xoáy lốc | 0,7 | 1,3 | 1 |

Khi có các giá trị của N_e và n_e có thể xác định được giá trị mô men xoắn M_e của động cơ theo công thức sau:

$$M_e = \frac{10^4 N_e}{1047 \cdot n_e} \quad (1 - 3)$$

Trong đó: N_e - công suất của động cơ (KW)

n_e - số vòng quay của trục khuỷu (v/ph)

M_e - mô men xoắn của động cơ (Nm)

Từ các giá trị của M_e ta có thể vẽ được đồ thị $M_e = f(n_e)$

Sau khi đã có đồ thị đặc tính ngoài của động cơ ta mới có thể xác định tính chất động lực học của ô tô.

CÂU HỎI ÔN TẬP

1. Trình bày định nghĩa và phân loại xe cơ giới
2. Trình bày khái niệm, đặc điểm của ô tô con, ô tô khách và ô tô tải.
3. Trình bày định nghĩa, phân loại cầu ô tô. Cầu chủ động, dẫn hướng.
4. Trình bày ưu nhược điểm khi ô tô bố trí FWD, RWD, 4WD, AWD.
5. Liệt kê và phân tích ưu nhược điểm của các phương án bố trí động cơ và cầu chủ động trên ô tô.
6. Trình bày những yêu cầu đối với động cơ dùng trên ô tô.
7. Phân tích các đường đặc tính ngoài của động cơ đốt trong trên ô tô.

Chương 2

ĐỘNG LỰC HỌC TỔNG QUÁT CỦA Ô TÔ

2.1. Khái niệm về các loại bán kính bánh xe và ký hiệu của lớp

2.1.1. Các loại bán kính bánh xe

Khi nghiên cứu về động lực học của bánh xe ô tô, người ta thường sử dụng các loại bán kính bánh xe sau đây:

2.1.1.1. Bán kính thiết kế (còn gọi là bán kính danh định)

Bán kính thiết kế là bán kính được xác định theo kích thước tiêu chuẩn, bán kính này thường được giới thiệu trong các sổ tay kỹ thuật của ô tô, ký hiệu là r_o . Để xác định bán kính thiết kế thường dựa vào ký hiệu của lớp.

Ví dụ: Một loại lớp có ký hiệu là B-d, ta có thể xác định được bán kính thiết kế của bánh xe theo công thức sau:

$$r_o = \left(B + \frac{d}{2} \right) 25,4 \quad (\text{mm}) \quad (2-1)$$

Trong đó: B - bề rộng của lớp (ins).

d - đường kính vành bánh xe (ins).

2.1.1.2. Bán kính tĩnh của bánh xe

Bán kính tĩnh của bánh xe là loại bán kính đo được bằng khoảng cách từ tâm trục bánh xe đến mặt phẳng của đường khi xe đứng yên và chỉ chịu tải trọng thẳng đứng. Bán kính tĩnh của bánh xe ký hiệu là r_t .

2.1.1.3. Bán kính động lực học của bánh xe

Bán kính động lực học của bánh xe là bán kính đo được bằng khoảng cách từ tâm trục bánh xe đến mặt phẳng của đường khi bánh xe lăn, được ký hiệu là r_d .

2.1.1.4. Bán kính lăn của bánh xe

Bán kính lăn của bánh xe là bán kính của một bánh xe giả định, ký hiệu là r_l . Bánh xe giả định này không bị biến dạng, không bị trượt lết, trượt quay khi làm việc thì có cùng tốc độ tịnh tiến và tốc độ quay như bánh xe thực tế. Qua nghiên cứu người ta thấy rằng trị số của bán kính động lực học và bán kính lăn phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố như: tải trọng tác dụng lên bánh xe, áp suất không khí trong lớp, vật liệu chế tạo lớp, hình dạng mặt ngoài của lớp, tình trạng của mặt đường và loại đường. Những thông số này luôn luôn thay đổi trong quá trình ô tô chuyển động. Vì vậy trị số của bán kính lăn chỉ có thể xác định bằng thực nghiệm.

2.1.1.5. Bán kính làm việc trung bình

Trong thực tế tính toán, người ta thường sử dụng bán kính làm việc trung bình của bánh xe. Đây là loại bán kính có kể đến sự biến dạng của lớp do ảnh hưởng của các thông số đã kể ở trên. Bán kính làm việc trung bình được ký hiệu là r_b và được tính theo công thức sau:

$$r_b = 1.r_o \quad (2-2)$$

Trong đó: r_o - bán kính thiết kế của bánh xe

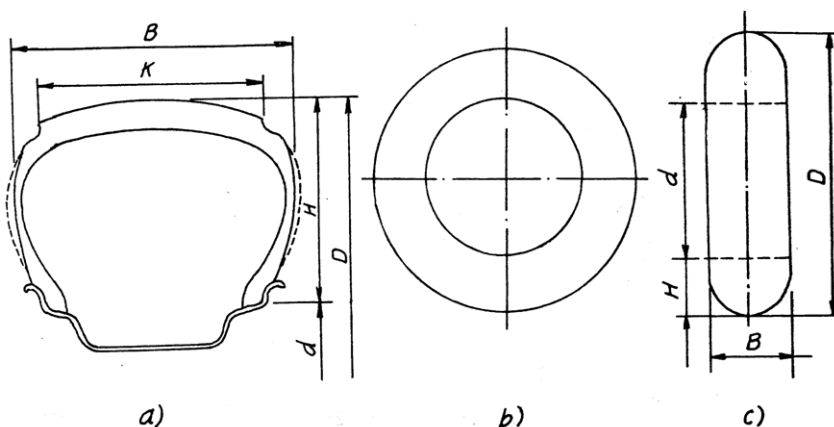
l - hệ số có kể đến sự biến dạng của lớp, thường được chọn theo loại lớp.

- Với lớp có áp suất thấp $l = 0,930 \div 0,935$

- Với lớp có áp suất cao $l = 0,945 \div 0,950$

2.1.2. Ký hiệu của lớp

Các kích thước của lớp được biểu thị trên hình 2-1. Hiện nay trên thế giới người ta thường sử dụng các hệ thống ký hiệu lớp tùy thuộc vào từng nước hoặc từng khu vực như hệ thống ký hiệu lớp của châu Âu, của Mỹ, của Nga.



Hình 2. 1. Sơ đồ kích thước hình học của lớp

Tuy nhiên trên thực tế các loại lớp này vẫn có chung các kích thước cơ bản.

2.1.2.1. Với hệ thống ký hiệu của Nga: Lớp được chia làm hai loại

- Lớp có áp suất thấp:

Là loại lớp có áp suất không khí chứa trong lớp $p_{\omega} = 0,08 \div 0,50 \text{ MN/m}^2$ tương đương với $0,80 \div 5,0 \text{ KG/cm}^2$.

Ví dụ: Ký hiệu của lớp có áp suất thấp là B - d = 9,0 - 20 hoặc 260 - 20

Trong đó: Bề rộng của lớp là 9 inơ hoặc 260 mm (coi B = H)

Đường kính vành bánh xe là 20 inơ

- Lớp có áp suất cao:

Là loại lớp có áp suất không khí chứa trong lớp $p_{\omega} = 0,50 \div 0,70 \text{ MN/m}^2$ tương đương với $5,0 \div 7,0 \text{ KG/cm}^2$.

Ký hiệu của lớp có áp suất cao là D x B hoặc D x H (với B = H).

Trong đó: D - đường kính ngoài của lớp

B - bề rộng của lớp

H - chiều cao phần đầu lớp

Các kích thước này được tính theo inơ hoặc mm

2.1.2.2. Với hệ thống ký hiệu của châu Âu: Ngoài các thông số về kích thước của lớp còn có các thông số khác như: chỉ số profin, chỉ số quy định tốc độ tối đa, cấu trúc

xương lớp.

Ví dụ: Một loại lốp xe du lịch có ký hiệu là **185/70 H R 14**

Trong đó: 185 - bề rộng của lốp (mm)

70 - chỉ số profin

H - tiêu chuẩn tốc độ ô tô ứng với $v = 210 \text{ km/h}$

R - cấu trúc xương lốp

14 - đường kính vành bánh xe (insơ)

2.2. Các khái niệm chung

2.2.1. Vận tốc chuyển động lý thuyết v_o :

v_o là vận tốc của xe khi chuyển động hoàn toàn không có trượt.

$$v_o = \frac{S_l}{t} = \frac{2\pi r_b N_b}{t} = \omega_b r_b \quad (2-3)$$

Ở đây:

S_l – Quãng đường lý thuyết mà bánh xe đã lăn.

t – Thời gian bánh xe đã lăn.

r_b – Bán kính tính toán của bánh xe.

N_b – Tổng số vòng quay của bánh xe.

ω_b – Vận tốc góc của bánh xe.

2.2.2. Vận tốc chuyển động thực tế v :

v là vận tốc chuyển động của xe khi có tính đến ảnh hưởng của sự trượt của bánh xe với mặt đường.

$$v = \frac{S_t}{t} = \frac{2\pi r_l N_b}{t} = \omega_b r_l \quad (2-4)$$

Trong đó:

S_t – quãng đường thực tế mà bánh xe đã lăn.

t – thời gian mà bánh xe đã lăn.

r_l – bán kính lăn của bánh xe.

2.2.3. Vận tốc trượt

Khi xe chuyển động có sự trượt giữa bánh xe với mặt đường thì vận tốc thực tế của xe và vận tốc lý thuyết sẽ khác nhau. Sự chênh lệch giữa hai loại vận tốc vừa nêu trên chính là vận tốc trượt:

$$V_\delta = v - v_o = \omega_b r_l - \omega_b r_b \quad (2-5)$$

2.3. Động lực học của bánh xe bị động

2.3.1. Đặt vấn đề

Khi ô tô chuyển động, bề mặt của lốp tiếp xúc với đường ở rất nhiều điểm và tạo thành một khu vực tiếp xúc. Do tác dụng tương hỗ giữa bánh xe và mặt đường, tại

điểm tiếp xúc sẽ xuất hiện các phản lực riêng phần từ đường tác dụng lên bánh xe và được gọi là các phản lực của đường. Các phản lực này được chia làm ba thành phần lực như sau:

- Phản lực pháp tuyến là thành phần thẳng góc với mặt đường, nằm trong mặt phẳng bánh xe, ký hiệu là hợp lực Z .

- Phản lực tiếp tuyến tác dụng trong mặt phẳng bánh xe, song song với mặt đường, ký hiệu là P_t .

- Phản lực ngang nằm trong mặt phẳng của đường và vuông góc với mặt phẳng bánh xe, ký hiệu là Y .

Ngoài ra, bánh xe còn chịu tác dụng của tải trọng thẳng đứng G_b và lực đẩy từ khung xe tác dụng lên trục bánh xe, ký hiệu là P_x .

Sự lăn của bánh xe trên đường có thể xét trong các trường hợp sau:

- Trường hợp 1: Bánh xe đàn hồi lăn trên đường cứng (đường nhựa hoặc đường bê tông)

- Trường hợp 2: Bánh xe đàn hồi lăn trên đường biến dạng (đường đất hoặc đường cát).

2.3.2. Động lực học của bánh xe đàn hồi lăn trên đường cứng

2.3.2.1. Sự biến dạng của lốp

Khi ô tô chuyển động, bánh xe lăn và chịu tác dụng của các lực sau:

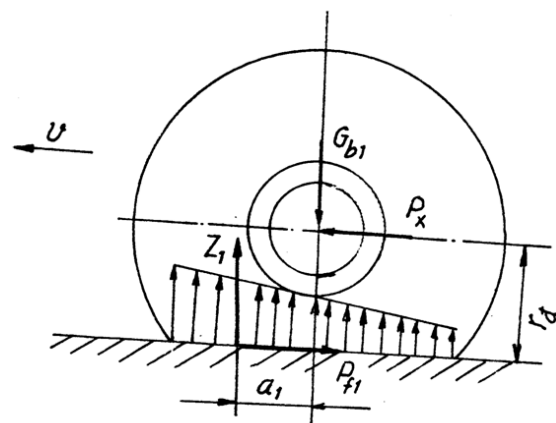
- Tải trọng thẳng đứng G_{b1}
- Lực đẩy từ khung xe tác dụng tại tâm trục bánh xe P_x

- Hợp lực của các phản lực thẳng góc Z_1 , lực cản lăn P_{f1} .

Các lực này được thể hiện trên hình 2.2.

Ngoài ra còn có các lực và mô men ma sát trong ổ trục bánh xe, mô men quán tính nhưng chúng có giá trị nhỏ nên có thể bỏ qua khi tính toán.

Ở trường hợp này, bánh xe bị biến dạng, còn mặt đường nhựa cứng coi như không bị biến dạng. Do đó khi bánh xe lăn, chỉ có các phần tử của lốp bị biến dạng. Các phần tử của lốp ở phía trước lần lượt đi vào khu vực tiếp xúc và bị nén lại, các phần tử của lốp. Ở phía sau sẽ lần lượt ra khỏi khu vực tiếp xúc và phục hồi lại trạng thái ban đầu. Nếu lốp có độ đàn hồi lý tưởng thì năng lượng tiêu hao cho sự biến dạng của lốp sẽ được trả lại hoàn toàn khi nó phục hồi lại trạng thái ban đầu. Tuy nhiên trong thực tế phần năng lượng bị tiêu hao không được trả lại hoàn toàn mà có một phần bị biến thành nhiệt tỏa ra môi trường xung quanh. Như vậy sẽ phát sinh lực cản chuyển động

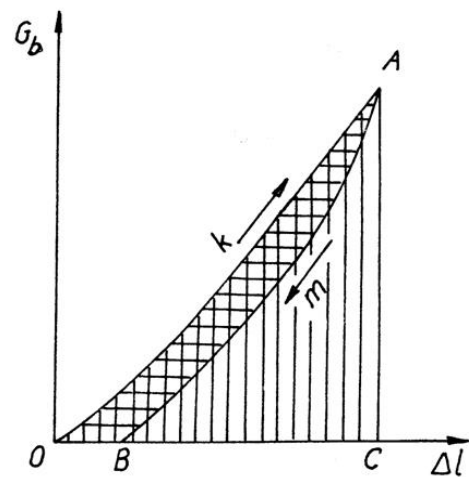


Hình 2. 2. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe đàn hồi lăn trên đường cứng

của ô tô do xuất hiện ma sát giữa các phần tử của lớp (gọi là nội ma sát) và ma sát giữa lớp với đường.

Hình 2.3 biểu thị sự biến thiên của độ biến dạng trong các phần tử của lớp (DI) theo tải trọng tác dụng lên bánh xe (G_b). Khi tải trọng tăng, độ biến dạng của lớp tăng, phần năng lượng tiêu hao cho sự biến dạng của lớp ở giai đoạn nén tương ứng với diện tích OAC.

Khi tải trọng giảm dần, lớp sẽ đàn hồi trở lại, năng lượng được trả lại do sự đàn hồi của lớp tương ứng với diện tích BAC. Như vậy phần năng lượng bị tiêu hao do nội ma sát của lớp và ma sát giữa lớp với đường chính là giá trị hiệu hai phần diện tích nói trên (diện tích OAB).



Hình 2.3. Đồ thị đặc tính biến dạng của bánh xe đàn hồi

Do sự biến dạng của các phần tử của lớp khi đi vào khu vực tiếp xúc nên các phản lực riêng phần của đường tác dụng lên bánh xe ở phần trước của khu vực tiếp xúc lớn hơn ở phía sau. Chính vì vậy mà hợp lực của chúng bị lệch về phía trước một khoảng a_1 so với đường thẳng đứng đi qua tâm trục bánh xe.

2.3.2.2. Xác định lực cản lăn và hệ số cản lăn

Để xác định trị số của lực cản lăn (hợp lực của các phản lực tiếp tuyến) và hệ số cản lăn, ta lập phương trình cân bằng mô men của tất cả các lực đối với tâm trục bánh xe:

$$Z_1 \cdot a_1 - P_{f1} \cdot r_d = 0 \quad \Leftrightarrow \quad Z_1 \cdot a_1 = P_{f1} \cdot r_d$$

Mà $Z_1 \cdot a_1 = G_{b1} \cdot a_1 = P_x \cdot r_d$ (2-6)

Từ công thức trên ta rút ra công thức tính lực cản lăn như sau:

$$P_{f1} = Z_1 \frac{a_1}{r_d} = G_{b1} \frac{a_1}{r_d} \quad (2-7)$$

Trong đó: r_d - bán kính động lực học của bánh xe

a_1 - khoảng cách từ điểm đặt hợp lực Z_1 đến giao điểm của đường thẳng góc đi qua tâm trục bánh xe với đường

Nếu ta biểu thị $f_1 = \frac{a_1}{r_d}$ (2-8)

thì ta có: $P_{f1} = f_1 \cdot G_{b1} = f_1 \cdot Z_1$

Hệ số f_1 được gọi là hệ số cản lăn. Như vậy lực cản lăn bằng tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bánh xe nhân với hệ số cản lăn.

Mô men cản lăn: $M_f = P_{f1} \cdot r_d$ (2-9)

Nhận xét:

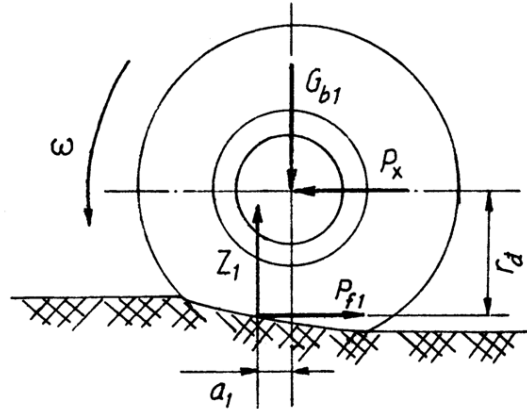
Các yếu tố ảnh hưởng tới lực cản lăn và mô men cản lăn là:

- * Tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bánh xe
- * Vật liệu chế tạo lốp
- * Áp suất không khí trong lốp
- * Tính chất cơ lý của đường.

2.3.3. Động lực học của bánh xe đàn hồi lăn trên đường biến dạng

Khi bánh xe lăn, cả bánh xe và đường đều bị biến dạng nhưng độ biến dạng của đường nhỏ hơn độ biến dạng của lốp.

Hình 2.4 là sơ đồ nghiên cứu động lực học của bánh xe bị động khi bánh xe đàn hồi lăn trên đường biến dạng. Với trường hợp này, phương pháp xác định lực cản lăn, hệ số cản lăn và mô men cản lăn cũng làm tương tự như trường hợp 1.



Hình 2. 4. Động lực học của bánh xe bị động khi bánh xe đàn hồi lăn trên đường biến dạng

2.4. Động lực học của bánh xe chủ động

Khi bánh xe chủ động lăn trên đường cũng xảy ra ba trường hợp giống như bánh xe bị động. Trong phần này ta chỉ xét trường hợp bánh xe chủ động lăn trên đường biến dạng

2.4.1. Sự biến dạng của lốp

Trong trường hợp này, khi bánh xe lăn thì cả bánh xe và đường đều bị biến dạng nhưng biến dạng của lốp sẽ nhỏ hơn trường hợp bánh xe đàn hồi lăn trên đường cứng. Ngoài các lực tác dụng lên bánh xe như G_{b2} , P_x bánh xe còn chịu các lực sau:

- Mô men xoắn M_k truyền từ bán trục tới bánh xe. Mô men này làm cho các thớ lốp hướng kính bị biến dạng vòng. Khi bánh xe lăn, do các thớ lốp đi vào khu vực tiếp xúc sẽ bị uốn cong và nén lại, khi ra khỏi khu vực tiếp xúc, chúng lại dẫn ra.

Như vậy, một phần năng lượng bị tiêu hao cho biến dạng vòng của lốp.

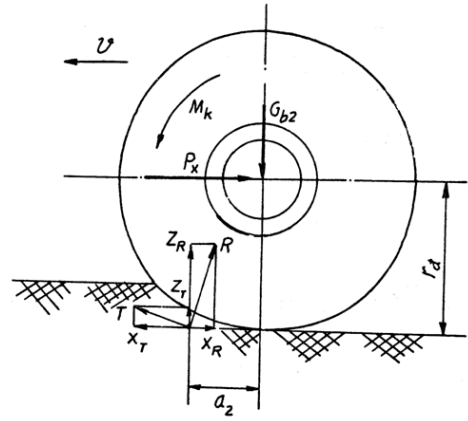
- Hợp lực của các phản lực pháp tuyến riêng phần từ đường tác dụng lên bánh xe được ký hiệu là R và phản lực tiếp tuyến T hướng theo chiều chuyển động của xe.

Phân tích các hợp lực R và T theo hai phương thẳng đứng và song song với mặt đường ta có:

$$\vec{R} = \vec{Z}_R + \vec{X}_R$$

$$\vec{T} = \vec{Z}_T + \vec{X}_T$$

Điểm đặt hợp lực \vec{R} , \vec{T} sẽ nằm tại điểm cách giao điểm của đường thẳng đứng đi qua tâm trục bánh xe và đường một khoảng a_2 . Do ảnh hưởng của mô men M_k nên trị số a_2 lớn hơn so với a_1 của bánh xe bị động.



Hình 2. 5. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe chủ động

2.4.2. Xác định lực cản lăn và hệ số cản lăn

Để xác định lực cản lăn, ta cũng sử dụng phương trình cân bằng mô men cho tất cả các lực đối với tâm trục bánh xe

$$M_k = (Z_R + Z_T)a_2 + (X_T - X_R)r_d \quad (2-10)$$

Trong đó:

$$Z_2 = Z_R + Z_T$$

$$P_x = X_T - X_R = X_k \quad (2-11)$$

Với: Z_2 - hợp lực của các phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên bánh xe chủ động

X_k - phản lực đẩy của đường

Thay (2-11) vào (2-10) và rút gọn ta có:

$$M_k = Z_2 a_2 + X_k r_d \quad (2-12)$$

Mặt khác ta có:

$$Z_2 a_2 = G_{b2} a_2 = P_{f2} r_d = M_{f2} \quad \text{với } P_{f2} = X_R \quad (2-13)$$

$$P_{f2} = Z_2 \frac{a_2}{r_d} = G_{b2} \frac{a_2}{r_d} \quad (2-14)$$

$$\text{Đặt } f_2 = \frac{a_2}{r_d} \quad (2-15)$$

Với: f_2 là hệ số cản lăn của bánh xe chủ động với mặt đường.

Từ đó ta có:

$$P_{f2} = f_2 \cdot Z_2 = G_{b2} \cdot f_2$$

M_{f2} , P_{f2} - lần lượt là mô men cản lăn và lực cản lăn của bánh xe chủ động.

Do ảnh hưởng của mô men M_k nên tồn tại cho biến dạng của bánh xe chủ động lớn hơn so với bánh xe bị động ($a_2 > a_1$). Điều đó chứng tỏ rằng hệ số cản lăn của bánh xe chủ động lớn hơn của bánh xe bị động. Tuy nhiên để đơn giản trong tính toán, người ta coi hệ số cản lăn của bánh xe chủ động và bị động là như nhau.

2.4.3. Các yếu tố ảnh hưởng đến hệ số cản lăn

Qua việc phân tích bản chất của lực cản lăn và công thức tính lực cản lăn và hệ số cản lăn ta thấy rằng những nhân tố gây ra biến dạng của lớp và của đường đều ảnh

hướng tới lực cản lăn và hệ số cản lăn. Các nhân tố ảnh hưởng bao gồm:

- Tính chất cơ lý và trạng thái của mặt đường thông qua mức độ biến dạng của đường và biến dạng giữa lớp và mặt đường

- Tải trọng tác dụng vào bánh xe (ký hiệu là G_b) là nhân tố ảnh hưởng trực tiếp đến biến dạng hướng kính của lớp và biến dạng nén của đường. Tải trọng càng tăng thì biến dạng càng tăng và lực cản càng tăng

- Vật liệu chế tạo lớp và áp suất khí trong lớp cũng ảnh hưởng tới biến dạng của lớp. Vì thế khi ô tô chuyển động trên các loại đường khác nhau, người ta cần điều chỉnh áp suất lốp để giảm lực cản lăn

- Mômen xoắn tác dụng lên bánh xe chủ động gây lên biến dạng vòng của các thớ lớp, tăng nội ma sát trong lớp, do đó làm tăng lực cản lăn

- Tốc độ chuyển động của xe càng tăng thì tốc độ biến dạng càng tăng, nội ma sát trong lớp tăng do đó cũng làm tăng lực cản lăn. Thực nghiệm chỉ ra rằng khi tốc độ của xe còn nhỏ hơn 80km/h (tương ứng 22,2 m/s) thì hệ số cản lăn hầu như không thay đổi nhưng khi tốc độ xe lớn hơn 80 km/h thì hệ số cản lăn sẽ thay đổi và tăng theo công thức:

$$f = f_0 \left(1 + \frac{v^2}{1500} \right) \quad (2-16)$$

Trong đó: f_0 - hệ số cản lăn ứng với tốc độ chuyển động của xe $v < 22,2$ m/s.

Giá trị của hệ số cản lăn f_0 trên một số loại đường (bảng 2.1)

v - tốc độ chuyển động của xe tính theo m/s

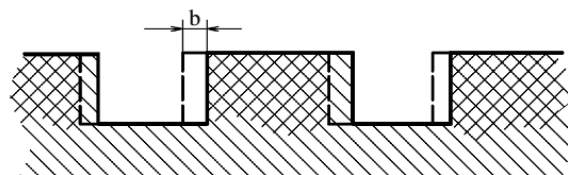
Bảng 2. 1. Hệ số cản lăn của một số loại đường (theo [3], trang 54)

| Loại đường | Hệ số cản lăn ứng với vận tốc $v \leq 22,2$ m/s (80 km/h) |
|--------------------|---|
| Đường nhựa bê tông | 0,012 ÷ 0,015 |
| Đường nhựa tốt | 0,015 ÷ 0,018 |
| Đường rải đá | 0,023 ÷ 0,030 |
| Đường đất khô | 0,025 ÷ 0,035 |
| Đường cát | 0,010 ÷ 0,030 |

2.5. Sự trượt của bánh xe chủ động

2.5.1. Khái niệm về sự trượt

Khi các bánh xe lăn, dưới tác dụng của mômen xoắn chủ động, các bánh xe có mấu bám lên đất, ép đất theo phương nằm ngang và có chiều ngược với chiều chuyển động của xe. Đất sẽ bị nén lại một



Hình 2. 6. Sơ đồ sự trượt của bánh xe chủ động

đoạn b làm cho trục bánh xe lùi về sau một đoạn so với hợp không biến dạng. Vì thế làm cho xe giảm vận tốc tịnh tiến và đó cũng chính là bản chất của hiện tượng trượt quay.

Ngoài ra do sự biến dạng theo hướng tiếp tuyến của các thớ lớp dưới tác dụng của mômen xoắn M_k cũng làm giảm vận tốc tịnh tiến của xe, gây nên hiện tượng trượt. Điều đó được giải thích như sau: khi các phần tử lớp đi vào khu vực tiếp xúc sẽ bị nén lại làm cho bán kính thực tế của bánh xe nhỏ lại, do đó quãng đường xe đi được sau một vòng quay sẽ giảm đi. Do đó mômen xoắn là nguyên nhân chính gây ra sự trượt ở bánh xe chủ động.

Khi bánh xe đang phanh, dưới tác dụng của mômen phanh, đất sẽ bị nén lại cùng chiều với chiều chuyển động của xe. Do đó trục của bánh xe tiến về trước một đoạn so với trường hợp không biến dạng. Vì thế vận tốc thực tế của xe được tăng lên, đó là bản chất của hiện tượng trượt lết. Mặt khác sự biến dạng theo hướng tiếp tuyến của các thớ lớp dưới tác dụng của mômen phanh cũng làm tăng vận tốc của xe, tạo nên sự trượt lết ở các bánh xe đang phanh. Ngoài ra tải trọng, vật liệu chế tạo lốp, áp suất trong lốp và điều kiện mặt đường cũng là nguyên nhân gây nên sự trượt ở bánh xe.

2.5.2. Hệ số trượt và độ trượt:

+ Hệ số trượt và độ trượt khi kéo:

Sự trượt của bánh xe được thể hiện thông qua hệ số trượt δ_k :

$$\delta_k = -\frac{v_\delta}{v_o} = \frac{v_o - v}{v_o} = 1 - \frac{r_1}{r_b} \quad (2.17)$$

Mức độ trượt của bánh xe được đánh giá thông qua độ trượt λ_k :

$$\lambda_k = \delta_k \cdot 100\% \quad (2.18)$$

+ Hệ số trượt và độ trượt khi phanh:

Trong trường hợp phanh ta có hệ số trượt và độ trượt như sau:

$$\delta_p = -\frac{v_\delta}{v} = \frac{v_o - v}{v} = \frac{v_o}{v} - 1 = \frac{r_b}{r_1} - 1 \quad (2.19)$$

$$\lambda_p = \delta_p \cdot 100\% \quad (2.20)$$

2.5.3. Phương pháp xác định hệ số trượt

Sự trượt của bánh xe chủ động được đánh giá bằng hệ số trượt, ký hiệu là λ và được xác định theo công thức sau:

$$\lambda = \frac{v_1 - v}{v_1} = 1 - \frac{v}{v_1} = \left(1 - \frac{r_0}{r_1}\right) 100\% \quad (2-21)$$

Hay có thể viết:

$$\lambda = \left(1 - \frac{n_0}{n_b}\right) 100\% \quad (2-22)$$

Trong đó: λ - độ trượt tính theo phần trăm
 v_1 - tốc độ lý thuyết của ô tô
 v - tốc độ thực tế của bánh xe chủ động
 r_b - bán kính thực tế của bánh xe chủ động
 r_1 - bán kính lý thuyết của bánh xe chủ động
 n_0 - số vòng quay của bánh xe chủ động khi không tải
 n_b - số vòng quay thực tế của bánh xe chủ động

Khi ô tô chuyển động, người ta có thể xác định được số vòng quay của bánh xe chủ động khi không tải và coi như ở trường hợp này sự trượt của bánh xe là rất nhỏ, có thể bỏ qua. Cần chú ý rằng trong quá trình ô tô chuyển động có thể xảy ra các hiện tượng sau:

- Lăn không trượt ở bánh xe bị động và không phanh.
- Lăn có trượt quay ở bánh xe chủ động và đang có lực kéo.
- Lăn có trượt lết ở bánh xe đang phanh.

2.5.3.1. Bánh xe lăn không trượt:

Trong trường hợp này, tốc độ của tâm bánh xe (cũng là tốc độ của xe) bằng với tốc độ vòng. Nghĩa là tốc độ thực tế v bằng tốc độ lý thuyết v_0 , ta có:

$$v = v_0 = \omega_b r_b \tag{2.23}$$

Do vậy, tâm quay tức thời (cực P) của bánh xe nằm trên vòng bánh xe và bán kính lăn bằng bán kính tính toán:

$$r_1 = r_b \tag{2.24}$$

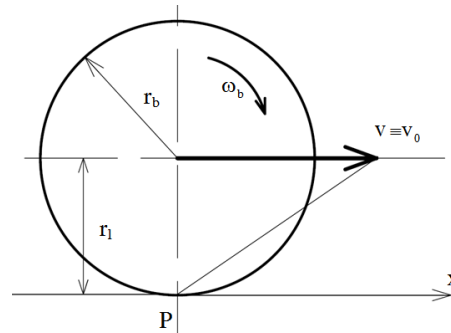
Trạng thái này chỉ có được ở bánh xe bị động với $M_p = 0$, lúc đó $v_\delta = 0$

2.5.3.2. Bánh xe lăn có trượt quay:

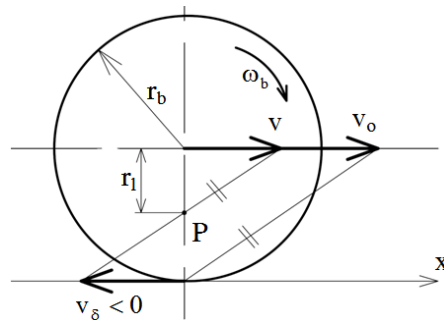
Đây là trường hợp của bánh xe đang có lực kéo, khi đó tốc độ của tâm bánh xe (tốc độ thực tế) v nhỏ hơn tốc độ lý thuyết v_0 , do vậy cực P nằm trong vòng bánh xe và $r_1 < r_b$. Trong vùng tiếp xúc của bánh xe với mặt đường, theo quy luật phân bố vận tốc sẽ xuất hiện một vận tốc trượt v_δ ngược hướng với trục x.

Ta có quan hệ sau:

$$v = v_0 + v_\delta = \omega_b r_b + v_\delta = \omega_b r_1 \tag{2.25}$$



Hình 2. 7. Lăn không trượt.



Hình 2. 8. Lăn có trượt quay

Do đó:

$$v_{\delta} = v - v_o < 0 \quad (2.26)$$

Theo (2.17) hệ số trượt khi kéo δ_k được tính:

$$\delta_k = -\frac{v_{\delta}}{v_o} = \frac{v_o - v}{v_o} = 1 - \frac{r_1}{r_b} \quad (2.27)$$

Do $v_{\delta} < 0$ nên $\delta_k > 0$.

Ở trạng thái trượt quay hoàn toàn (bánh xe chủ động quay, xe đứng yên) ta có:

$$v = 0; \quad \omega_b > 0 \Rightarrow v = \omega_b r_1 = 0 \Rightarrow r_1 = 0$$

$$v_{\delta} = v - v_o = 0 - v_o = -v_o$$

Thay vào (2.27) suy ra:

$$\delta_k = 1 \text{ (trượt quay hoàn toàn)}$$

2.5.3.3. Bánh xe lăn có trượt lết:

Đây là trường hợp bánh xe đang được phanh. Trong trường hợp này tốc độ thực tế v lớn hơn tốc độ lý thuyết v_o , cực P nằm bên ngoài bánh xe và $r_1 > r_b$. Tại vùng tiếp xúc của bánh xe với mặt đường cũng xuất hiện tốc độ trượt v_{δ} nhưng hướng theo hướng dương của trục x.

Ta có quan hệ sau:

$$v = v_o + v_{\delta} = \omega_b r_b + v_{\delta} = \omega_b r_1 \quad (2.28)$$

$$\text{Do đó: } v_{\delta} = v - v_o = \omega_b r_1 - \omega_b r_b > 0 \quad (2.29)$$

Theo (2.19) hệ số trượt khi phanh được tính:

$$\delta_p = -\frac{v_{\delta}}{v} = \frac{v_o - v}{v} = \frac{r_b}{r_1} - 1 \quad (2.30)$$

Do $v_{\delta} > 0$ nên $\delta_p < 0$

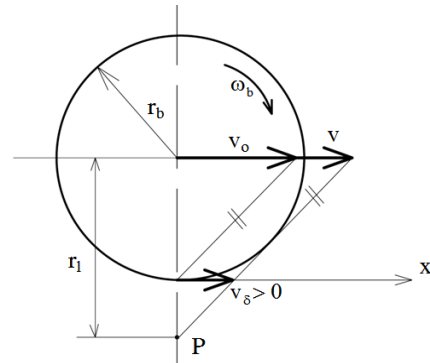
Ở trạng thái trượt lết hoàn toàn (bánh xe bị hãm cứng không quay, xe và bánh xe vẫn chuyển động tịnh tiến) ta có:

$$v \neq 0, \omega_b = 0 \Rightarrow r_1 = \frac{v}{\omega_b} \rightarrow \infty$$

$$v_o = \omega_b r_b = 0 \Rightarrow v_{\delta} = v - v_o = v$$

Thay vào (2.30) suy ra: $\delta_p = -1$ (trượt lết hoàn toàn)

Sự trượt của bánh xe chủ động gây ảnh hưởng xấu đến chỉ tiêu kinh tế của ô tô. Vì thế cần thiết phải hạn chế sự trượt bằng cách tăng cường chất lượng bám của bánh

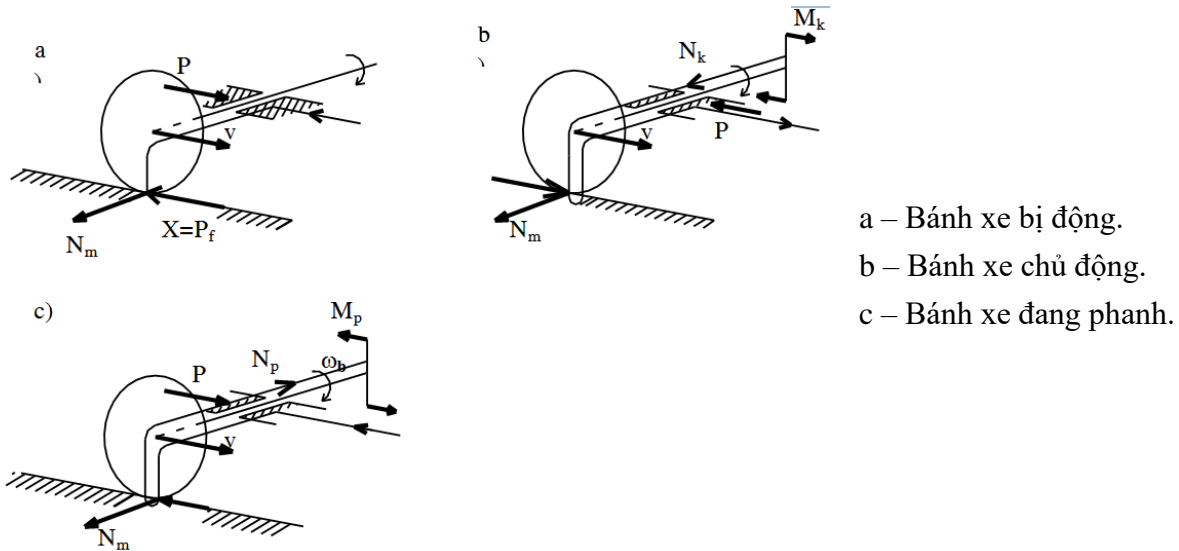


Hình 2.9. Lăn có trượt lết.

xe với mặt đường

2.1.3. Sơ đồ truyền năng lượng từ bánh xe tới mặt đường

Năng lượng từ động cơ truyền đến các bánh xe chủ động thông qua hệ thống truyền lực. Sau đó năng lượng từ các bánh xe được truyền tới mặt đường. Tùy thuộc vào trạng thái chuyển động của bánh xe, sẽ tồn tại những dòng năng lượng sau đây. Trên hình 2.10 diễn tả các dòng công suất cho 3 trạng thái chuyển động chủ yếu của bánh xe:



a – Bánh xe bị động.
b – Bánh xe chủ động.
c – Bánh xe đang phanh.

Hình 2.10. Các dòng năng lượng đối với các trạng thái chuyển động của bánh xe

- Dòng công suất ở bánh xe bị động (hình 2.10.a).
- Dòng công suất ở bánh xe chủ động (hình 2.10.b).
- Dòng công suất ở bánh xe đang phanh (hình 2.10.c).

Khi khảo sát năng lượng truyền từ bánh xe tới mặt đường, sẽ xuất hiện 3 dạng công suất sau đây:

- **Công suất trên trục của bánh xe:** N_k hoặc N_p

+ Trong trường hợp bánh xe chủ động đang có lực kéo thì mômen M_k và vận tốc góc bánh xe ω_b cùng chiều, cho nên công suất N_k sẽ là dương:

$$N_k = M_k \cdot \omega_b > 0$$

+ Trong trường hợp bánh xe đang bị phanh thì mômen M_p và vận tốc góc bánh xe ω_b ngược chiều, cho nên công suất N_p sẽ là âm:

$$N_p = M_p \cdot \omega_b < 0$$

- **Công suất truyền qua ổ trục của bánh xe:** N_x

$$N_x = P_x \cdot v$$

+ Trong trường hợp bánh xe chủ động đang có lực kéo thì P_x và v ngược chiều nhau. Bởi vậy công suất N_x được coi là âm vì nó truyền khỏi bánh xe. Đây là dòng công suất truyền lên khung xe và đẩy xe chạy tới.

+ Trong trường hợp bánh xe đang bị phanh thì P_x và v cùng chiều. Bởi vậy công suất N_x được coi là dương và dòng công suất này được truyền tới bánh xe, sau đó sẽ được tiêu hao chủ yếu trong cơ cấu phanh.

- **Công suất tổn hao:** N_m

Vì N_m là công suất mất mát nên nó có giá trị âm.

Khi bánh xe chuyển động ổn định, ta có phương trình cân bằng năng lượng:

$$N_k + N_x + N_m = 0 \quad (2.31)$$

Từ đó ta có:

$$\begin{aligned} N_m &= -N_k - N_x = -M_k \omega_b - P_x v = -P_k v_0 + (P_k + P_f)v = \\ &= P_f v + P_k (v - v_0) = P_f v + P_k v_\delta = N_f + N_\delta \end{aligned} \quad (2.32)$$

Trong đó:

v_0 – Vận tốc lý thuyết.

v – Vận tốc thực tế.

v_δ – Vận tốc trượt.

$N_f = P_f \cdot v$ Được gọi là công suất cản lăn, có giá trị âm.

$N_\delta = P_k \cdot v_\delta$ Được gọi là công suất trượt quay.

Nếu bánh xe đang bị phanh thì P_k sẽ được thay bằng P_p , lúc đó:

$N_\delta = P_p \cdot v_\delta$ Được gọi là công suất trượt lết.

Lưu ý rằng N_δ luôn có giá trị âm, bởi vì khi trượt quay thì $P_k > 0$, còn $v_\delta < 0$, ngược lại khi trượt lết thì $P_p < 0$, còn $v_\delta > 0$.

Dễ thấy rằng: công suất cản lăn luôn tồn tại khi bánh xe lăn, còn công suất trượt chỉ có khi có lực P_k (hoặc P_p), tức là chỉ khi có mômen M_k (hoặc M_p) tác dụng lên bánh xe. Khi xe chuyển động (trạng thái kéo) trên đường cứng thì thông thường vận tốc trượt khá nhỏ, nên công suất trượt có thể bỏ. Khi xe chuyển động trên đường đất mềm (đường địa hình) thì không thể bỏ qua công suất trượt.

2.6. Các lực tác dụng lên ô tô trong trường hợp tổng quát

Các lực tác dụng lên ô tô được thể hiện như trên hình 2.11

Trên hình (2-11) trình bày lực và mômen tác dụng lên ô tô chuyển động tăng tốc trên dốc với các thành phần như sau:

G - Trọng lượng toàn bộ của ô tô

P_k - Lực kéo tiếp tuyến ở bánh xe chủ động

P_{f1} và P_{f2} - Lực cản lăn tương ứng ở bánh xe chủ động và bánh xe bị động

P_w - Lực cản không khí

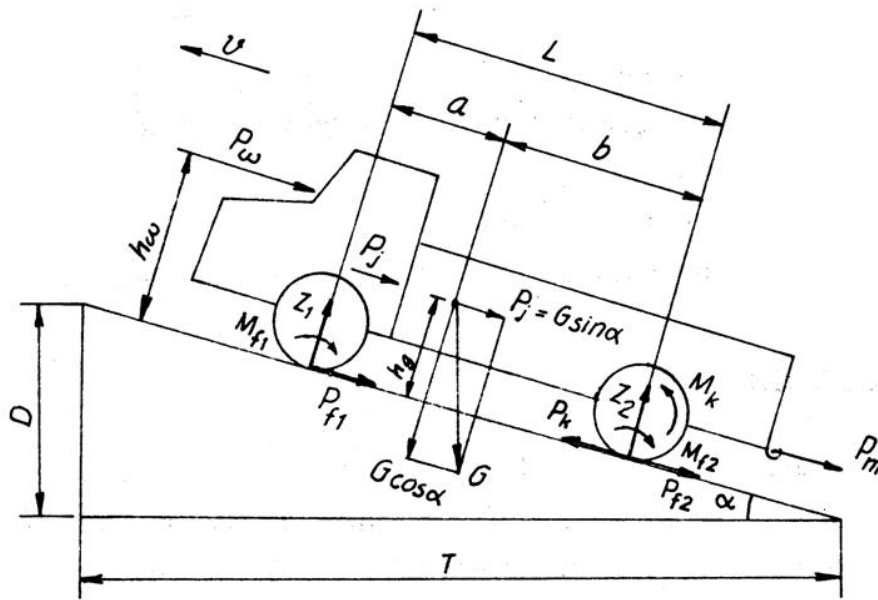
P_i - Lực cản lên dốc

P_J - Lực cản quán tính khi xe chuyển động không ổn định (có gia tốc)

P_m - Lực cản ở móc kéo

α - Góc dốc của đường

Z_1 và Z_2 - Phân lực tiếp tuyến của mặt đường tác dụng lên bánh xe ở cầu trước và cầu sau
 M_{f1} và M_{f2} - Mômen cản lăn ở bánh xe chủ động và bị động



Hình 2. 11. Lực và mômen tác dụng lên ô tô trong trường hợp chuyển động tổng quát
 Khi ô tô chuyển động sẽ có các lực cản sau đây tác dụng:

- Lực cản lăn
- Lực cản lên dốc
- Lực cản không khí
- Lực cản quán tính khi ô tô chuyển động có gia tốc
- Lực cản ở móc kéo

2.6.1. Lực kéo tiếp tuyến của ô tô

2.6.1.1. Tỷ số truyền của hệ thống truyền lực

Tỷ số truyền của hệ thống truyền lực được xác định như sau:

$$i_t = \frac{n_e}{n_b} = \frac{\omega_e}{\omega_b} \quad (2-33)$$

Trong đó: i_t - tỷ số truyền của hệ thống truyền lực

n_e, ω_e - số vòng quay và tốc độ góc của trục khuỷu động cơ

n_b, ω_b - số vòng quay và tốc độ góc của bánh xe chủ động

Về mặt kết cấu của ô tô, tỷ số truyền của hệ thống truyền lực bằng tích số các tỷ số truyền của các cụm trong hệ thống truyền lực. Như vậy tỷ số truyền của hệ thống truyền lực sẽ là:

$$i_t = i_h \cdot i_p \cdot i_o \cdot i_c \quad (2-34)$$

Trong đó: i_h - tỷ số truyền của hộp số chính

i_p - tỷ số truyền của hộp số phụ

i_o - tỷ số truyền của truyền lực chính

i_c - tỷ số truyền của truyền lực cuối cùng.

2.6.1.2. Hiệu suất của hệ thống truyền lực

Công suất của động cơ truyền đến bánh xe chủ động sẽ bị mất mát do ma sát của các chi tiết trong hệ thống truyền lực và do khuấy dầu. Công suất truyền đến bánh xe chủ động sẽ là:

$$N_k = N_e - N_t \quad (2-35)$$

Trong đó: N_k - công suất truyền đến bánh xe chủ động

N_t - công suất tiêu hao do ma sát và khuấy dầu

Hiệu suất của hệ thống truyền lực là tỷ số giữa công suất truyền tới bánh xe chủ động và công suất hữu ích của động cơ.

$$\eta_t = \frac{N_k}{N_e} = \frac{N_e - N_t}{N_e} = 1 - \frac{N_t}{N_e} \quad (2-36)$$

η_t - hiệu suất của hệ thống truyền lực

Hiệu suất của hệ thống truyền lực phụ thuộc vào nhiều thông số và điều kiện làm việc của ô tô như chế độ tải trọng, tốc độ chuyển động, chất lượng chế tạo chi tiết, chất lượng dầu bôi trơn v.v. Hiệu suất của hệ thống truyền lực có thể được xác định bằng tích số hiệu suất của các cụm trong hệ thống truyền lực:

$$\eta_t = \eta_l \cdot \eta_h \cdot \eta_p \cdot \eta_{cd} \cdot \eta_o \cdot \eta_c \quad (2-37)$$

Trong đó: η_l - hiệu suất của ly hợp

η_h - hiệu suất của hộp số chính

η_p - hiệu suất của hộp số phụ

η_{cd} - hiệu suất của truyền động các đăng

η_o - hiệu suất của cầu chủ động

η_c - hiệu suất của truyền lực cuối cùng

Hiệu suất của hệ thống truyền lực η_t thường được xác định bằng thực nghiệm. Các giá trị của hiệu suất truyền lực theo bảng 2.2

Bảng 2.2. Hiệu suất truyền lực của một số loại ô tô (theo [3], trang 15)

| Loại ô tô | Giá trị trung bình của η_t |
|---------------------------------------|---------------------------------|
| Ô tô du lịch | 0,93 |
| Ô tô tải với truyền lực chính một cấp | 0,89 |
| Ô tô tải với truyền lực chính hai cấp | 0,85 |

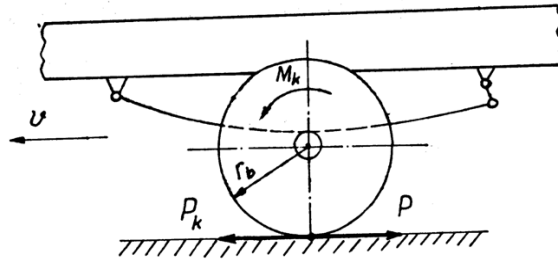
2.6.1.3. Mô men xoắn của bánh xe chủ động và lực kéo tiếp tuyến

Khi ô tô chuyển động ổn định mô men xoắn ở bánh xe chủ động M_k được xác định theo biểu thức sau:

$$M_k = M_e \cdot i_t \cdot \eta_t = M_e \cdot i_h \cdot i_p \cdot i_o \cdot i_c \cdot \eta_t \quad (2-38)$$

Dưới tác dụng của mô men xoắn M_k bánh xe chủ động sẽ tác dụng vào mặt đường một lực P có chiều ngược với chiều chuyển động của ô tô. Nhờ tác dụng tương hỗ giữa

mặt đường và bánh xe cho nên mặt đường cũng tác dụng lại bánh xe một lực P_k có giá trị bằng lực P ($P_k = P$), lực P_k có chiều cùng với chiều chuyển động của ô tô. Chính lực P_k này là lực đẩy cho ô tô chuyển động về phía trước, và được gọi là lực kéo tiếp tuyến của bánh xe chủ động.



Hình 2. 12. Lực kéo tiếp tuyến của bánh xe chủ động

Như vậy, lực kéo tiếp tuyến của bánh xe chủ động là phản lực từ mặt đường tác dụng lên bánh xe chủ động, có chiều cùng với chiều chuyển động của ô tô.

Lực kéo tiếp tuyến P_k được xác định theo công thức sau:

$$P_k = \frac{M_k}{r_k} \quad (2-39)$$

Trong đó: r_k - bán kính đặt lực P_k .

Với sai số không lớn có thể coi bán kính r_k bằng bán kính làm việc của bánh xe r_b . Do đó:

$$P_k = \frac{M_k}{r_b} = \frac{M_e \cdot i_h \cdot i_p \cdot i_o \cdot i_c \cdot \eta_t}{r_b} \quad (2-40)$$

Nhờ có lực kéo tiếp tuyến mà ô tô có thể thắng được các lực cản chuyển động để tiến về phía trước.

2.6.2. Hệ số bám và lực bám của bánh xe chủ động

2.6.2.1. Hệ số bám và các yếu tố ảnh hưởng

a. Khái niệm về hệ số bám φ

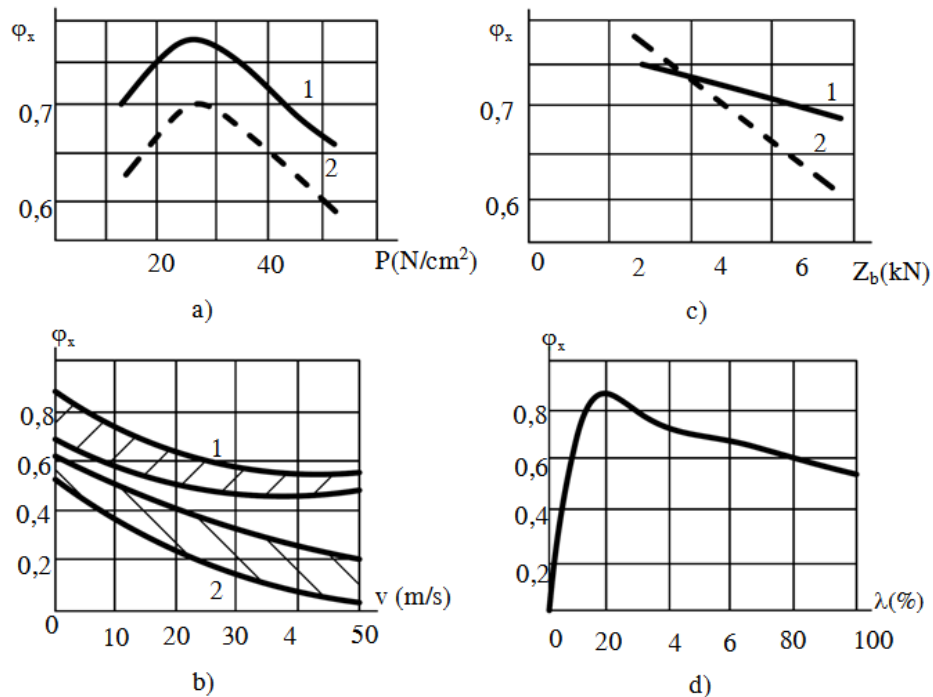
Để cho ô tô có thể chuyển động được thì ở vùng tiếp xúc giữa bánh xe chủ động với mặt đường phải có độ bám nhất định. Độ bám đó được đặc trưng bởi một đại lượng gọi là hệ số bám. Nếu hệ số bám thấp thì bánh xe có thể bị trượt quay khi mô men xoắn lớn truyền đến bánh xe chủ động, lúc đó ô tô không thể tiến về phía trước được. Trường hợp này thường xảy ra khi bánh xe chủ động đi vào đường lầy lội hoặc trên mặt đường có băng tuyết.

$$\varphi = \frac{P_{k \max}}{G_\varphi} \quad (2-41)$$

b. Các yếu tố ảnh hưởng đến hệ số bám

Hệ số bám φ giữa bánh xe chủ động và mặt đường phụ thuộc trước hết vào nguyên liệu bề mặt đường và nguyên liệu chế tạo lốp, vào tình trạng mặt đường (khô,

ướt, nhẵn, nhám, sạch, bẩn, ...), vào kết cấu và dạng hoa lốp, phụ thuộc vào các điều kiện sử dụng khác như tải trọng tác dụng lên bánh xe, áp suất lốp, tốc độ chuyển động của ô tô và nhất là phụ thuộc vào độ trượt giữa bánh xe chủ động với mặt đường.



Hình 2.13. Các yếu tố ảnh hưởng đến hệ số bám

** Áp suất hơi trong lốp*

Từ đồ thị 2.13a ta thấy khi áp suất hơi trong lốp tăng thì hệ số bám dọc φ_x cũng tăng lên. Khi hệ số bám dọc φ_x đạt đến giá trị nào đó, nếu tăng áp suất hơi trong lốp thì hệ số bám dọc sẽ giảm. Vì vậy trong quá trình sử dụng cần phải thường xuyên kiểm tra và bơm lốp đúng áp suất quy định.

** Tốc độ chuyển động của ô tô*

Từ đồ thị 2.13b ta thấy khi tốc độ ô tô tăng thì độ bám của bánh xe giảm nhất là khi ô tô chuyển động trên đường trơn, ướt.

** Tải trọng phân bố:*

Khi tăng tải trọng phân bố lên các cầu xe thì hệ số bám của bánh xe giảm. Sự giảm hệ số bám càng lớn khi xe hoạt động trên đường trơn, ướt (đồ thị 2.13c)

** Hệ số trượt tương đối λ*

Từ đồ thị 2.13d ta thấy rằng độ trượt λ giữa bánh xe chủ động và mặt đường ảnh hưởng rất nhiều đến hệ số bám. Khi tăng độ trượt (trượt lết hay trượt quay) của bánh xe thì hệ số bám lúc đầu tăng lên nhanh chóng và đạt giá trị cực đại trong khoảng độ trượt 15 ÷ 25%. Sau đó nếu tiếp tục tăng độ trượt thì hệ số bám giảm, khi độ trượt $\lambda = 100\%$ (nghĩa là lốp bị trượt lết hoàn toàn) thì hệ số bám φ giảm từ 20 ÷ 30% so với hệ số bám cực đại. Khi đường ướt hệ số bám còn có thể giảm nhiều hơn nữa (50 ÷ 60%). Hệ số bám ở trên là hệ số bám trong mặt phẳng dọc của ô tô hay còn gọi là

hệ số bám dọc φ_x . Ngoài ra trong mặt phẳng ngang vuông góc với mặt phẳng dọc còn có hệ số bám ngang φ_y .

Hệ số bám φ_y cũng chịu ảnh hưởng của các yếu tố nêu trên. Khi hệ số bám ngang giảm sẽ làm cho tính ổn định hướng của ô tô giảm, xe mất khả năng chuyển động an toàn.

Hệ số bám tổng hợp φ được xác định theo công thức sau:

$$\varphi = \sqrt{\varphi_x^2 + \varphi_y^2} \quad (2-42)$$

Bảng 2.3. Hệ số bám của một số loại đường và tình trạng mặt đường (theo [3], trang 22)

| Loại đường và tình trạng mặt đường | Hệ số bám φ_x |
|------------------------------------|-----------------------|
| Đường nhựa hoặc đường bê tông | |
| - Khô và sạch | 0,7 ÷ 0,8 |
| - Ướt | 0,35 ÷ 0,45 |
| Đường đất | |
| - Đất pha sét khô | 0,50 ÷ 0,60 |
| - Ướt | 0,20 ÷ 0,40 |
| Đường cát | |
| - Khô | 0,20 ÷ 0,30 |
| - Ướt | 0,40 ÷ 0,50 |

Hệ số bám dọc φ_x có thể xác định bằng nhiều phương pháp thực nghiệm khác nhau. Đơn giản nhất là dùng một xe trước kéo một xe sau khi đó xe sau được phanh cứng hoàn toàn. Giữa hai xe có đặt lực kế để đo lực bám P_φ phát sinh ở xe sau. Biết được trọng lượng bám ở xe sau là G_φ ta có thể xác định được hệ số bám φ_x theo biểu thức sau:

$$\varphi_x = \frac{P_\varphi}{G_\varphi} \quad (2-43)$$

Do hệ số bám phụ thuộc vào nhiều yếu tố khác nhau, khó xác định được bằng tính toán, cho nên thường người ta sử dụng giá trị hệ số bám trung bình được xác định bằng thực nghiệm trên các loại đường khác nhau.

2.6.2.2. Lực bám ở bánh xe chủ động

Lực bám P_φ ở bánh xe chủ động được xác định bằng công thức sau:

$$P_\varphi = \varphi \cdot Z = \varphi \cdot G_\varphi \quad (2-44)$$

Trong đó: Z là phản lực thẳng góc từ mặt đường tác dụng lên bánh xe chủ động.

Để cho bánh xe chủ động không bị trượt quay khi ô tô chuyển động thì lực kéo tiếp tuyến P_{kmax} phải nhỏ hơn hoặc bằng lực bám P_φ nghĩa là phải thoả mãn điều kiện:

$$P_{kmax} \leq P_\varphi \Leftrightarrow \frac{M_{kmax}}{r_b} = \frac{M_{emax} \cdot i_h \cdot i_p \cdot i_o \cdot i_c \cdot \eta_t}{r_b} \leq \varphi \cdot G_\varphi \quad (2-45)$$

Từ biểu thức (2-44) ta thấy rằng lực bám P_φ tỷ lệ thuận với hệ số bám φ và phản

lực Z hay trọng lượng bám G_{φ} . Mặt khác lực kéo tiếp tuyến cực đại P_{kmax} lại bị giới hạn bởi lực bám P_{φ} (biểu thức 2-45) cho nên muốn sử dụng hết lực kéo tiếp tuyến P_{kmax} do động cơ truyền xuống để thắng lực cản chuyển động thì cần thiết phải tăng lực bám P_{φ} , nghĩa là phải tăng hệ số bám φ hoặc tăng trọng lượng bám G_{φ} hoặc cùng tăng cả hai thông số trên. Điều này được thể hiện rõ ở động cơ có tính năng cơ động cao.

2.6.3. Các lực cản chuyển động của ô tô

2.6.3.1. Lực cản lăn

Khi ô tô chuyển động sẽ có lực cản lăn P_{f1} tác dụng lên các bánh xe trước và P_{f2} tác dụng lên các bánh xe sau theo hướng song song với mặt đường và ngược với chiều chuyển động của ô tô (hình 2-11). Lực cản lăn tác dụng tại vùng tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường.

Lực cản lăn sinh ra là do có sự biến dạng của lốp, do sự tạo thành vết bánh xe trên mặt đường và do sự tiếp xúc giữa lốp với mặt đường. Như vậy lực cản lăn bao gồm cả ngoại lực và nội ma sát trong lốp.

Để đơn giản trong tính toán, người ta coi lực cản lăn là ngoại lực tác dụng lên bánh xe khi ô tô chuyển động và được xác định theo công thức:

$$\left. \begin{aligned} P_{f1} &= f_1 Z_1 \\ P_{f2} &= f_2 Z_2 \end{aligned} \right\} \quad (2-46)$$

Trong đó: f_1, f_2 - Hệ số cản lăn tương ứng ở bánh xe trước và bánh xe sau

Lực cản lăn P_f của ô tô sẽ là:

$$P_f = P_{f1} + P_{f2} \quad (2-47)$$

Nếu coi hệ số cản lăn ở bánh trước và bánh sau như nhau, ta có:

$$f_1 = f_2 = f \quad (2-48)$$

Lúc đó:

$$P_f = (Z_1 + Z_2)f = f.G.\cos \alpha \quad (2-49)$$

Khi ô tô chuyển động trên đường nằm ngang thì lực cản lăn sẽ là:

$$P_f = f.G \quad (2-50)$$

Trong đó: f - hệ số cản lăn nói chung của ô tô

2.6.3.2. Lực cản lên dốc

Khi ô tô chuyển động lên dốc thì lực thành phần $G \sin \alpha$ của trọng lượng ô tô sẽ cản lại sự chuyển động. Lực thành phần này được gọi là lực cản lên dốc, ký hiệu là P_i và có giá trị như sau:

$$P_i = G.\sin \alpha \quad (2-51)$$

Mức độ dốc của mặt đường được thể hiện qua góc dốc α hoặc qua độ dốc i

$$i = \frac{D}{T} = \operatorname{tg} \alpha \quad (2-52)$$

Trong đó: D, T - Các kích thước của đường dốc

Khi góc dốc nhỏ dưới 5^0 có thể xem $i = \operatorname{tg} \alpha \approx \sin \alpha$ và lúc đó lực cản lên dốc có dạng:

$$P_i = G \cdot \sin \alpha \approx G \cdot i \quad (2-53)$$

Trường hợp ô tô chuyển động xuống dốc thì lực P_i sẽ cùng chiều chuyển động của ô tô và lúc đó lực P_i trở thành lực hỗ trợ cho chuyển động của ô tô

Trong lý thuyết ô tô thường dùng khái niệm lực cản tổng cộng của đường bằng tổng của lực cản lăn và lực cản lên dốc.

$$P_\psi = P_f \pm P_i = G(f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) \quad (2-54)$$

Dấu (+) khi xe lên dốc và dấu (-) khi xe xuống dốc

Đại lượng $f \pm i$ được coi là hệ số cản tổng cộng của đường và ký hiệu là ψ

$$\psi = f \pm i \quad (2-55)$$

Lực cản tổng cộng của đường P_ψ sẽ là:

$$P_\psi = G(f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) = \psi \cdot G \quad (2-56)$$

Như vậy: Hệ số cản tổng cộng ψ của đường bằng tổng hệ số cản lăn f với độ dốc i . Lực cản tổng cộng của đường P_ψ bằng trọng lượng của ô tô nhân với hệ số cản tổng cộng của đường.

2.6.3.3. Lực cản không khí

Khi ô tô chuyển động sẽ có lực cản không khí P_ω tác dụng tại tâm của diện tích cản chính diện của ô tô, tâm này cách mặt đường một độ cao h_ω . Thực nghiệm chứng tỏ rằng lực cản không khí của ô tô có thể xác định bằng biểu thức sau:

$$P_\omega = K \cdot F \cdot V_o^2 \quad (2-57)$$

Trong đó: K - Hệ số cản không khí, nó phụ thuộc vào hình dạng của ô tô và chất lượng bề mặt vỏ xe, phụ thuộc vào mật độ không khí, Ns^2/m^2 .

F - Diện tích cản chính diện của ô tô, m^2 .

V_o - Vận tốc tương đối của ô tô và không khí, m/s .

$$\text{Vận tốc tương đối của ô tô } V_o \text{ là } V_o = V \pm V_g \quad (2-58)$$

với: V là vận tốc của ô tô.

V_g là vận tốc của không khí.

Dấu (+) khi vận tốc của ô tô và không khí ngược chiều nhau, dấu (-) khi vận tốc của ô tô và không khí cùng chiều. Tích số KF còn được gọi là nhân tố cản không khí, ký hiệu là W (Ns^2/m^2).

$$W = K \cdot F \quad (2-59)$$

Vậy lực cản không khí có thể được tính theo công thức sau:

$$P_\omega = W \cdot V_o^2 \quad (2-60)$$

Xác định một cách chính xác diện tích cản chính diện F gặp rất nhiều khó khăn, vì vậy trong thực tế người ta sử dụng những công thức gần đúng sau:

- Đối với ô tô du lịch:

$$F = 0,8 B_o.H_o \quad (2-61)$$

- Đối với ô tô vận tải:

$$F = B.H_o \quad (2-62)$$

Trong đó: B - chiều rộng cơ sở của xe

B_o - chiều rộng lớn nhất của ô tô

H_o - chiều cao lớn nhất của ô tô

Giá trị trung bình của hệ số cản không khí K , diện tích cản chính diện F và nhân tố cản W đối với các loại ô tô khác nhau được trình bày ở bảng 2.4. Khi có kéo moóc theo sau thì hệ số cản không khí K sẽ tăng lên từ 9 ÷ 30% tùy theo moóc bố trí sát hoặc xa ô tô kéo.

Bảng 2. 4. Giá trị trung bình của hệ số cản không khí, diện tích cản chính diện và nhân tố cản đối với các loại ô tô khác nhau (theo [3], trang 29)

| Loại xe | K (Ns ² /m ²) | F (m ²) | W (Ns ² /m ²) |
|--------------|--|-----------------------|--|
| Ô tô du lịch | | | |
| - Vô kín | 0,20 ÷ 0,35 | 1,60 ÷ 2,80 | 0,30 ÷ 0,90 |
| - Vô hở | 0,40 ÷ 0,50 | 1,50 ÷ 2,00 | 0,60 ÷ 1,00 |
| Ô tô tải | 0,60 ÷ 0,70 | 3,00 ÷ 5,00 | 1,80 ÷ 3,50 |
| Ô tô khách | 0,25 ÷ 0,40 | 4,50 ÷ 6,50 | 1,00 ÷ 2,60 |
| Ô tô đua | 0,13 ÷ 0,15 | 1,00 ÷ 1,30 | 0,13 ÷ 0,18 |

2.6.3.4 Lực quán tính của ô tô

Khi ô tô chuyển động không ổn định (lúc tăng tốc hoặc lúc giảm tốc) sẽ xuất hiện lực quán tính. Lực quán tính P_j gồm các thành phần sau:

- Lực quán tính do gia tốc các khối lượng chuyển động tịnh tiến của ô tô, ký hiệu là P_j'

- Lực quán tính do gia tốc các khối lượng chuyển động quay của ô tô (gồm các khối lượng chuyển động quay của động cơ, của hệ thống truyền lực và các bánh xe), ký hiệu là P_j''

Như vậy lực quán tính P_j sẽ là:

$$P_j = P_j' + P_j'' \quad (2-63)$$

Lực quán tính P_j' được xác định như sau:

$$P_j' = \frac{G}{g} j \quad (2-64)$$

Trong đó: G - trọng lượng toàn bộ của ô tô

g - gia tốc trọng trường ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$)

j - gia tốc tịnh tiến của ô tô

Nếu bỏ qua ảnh hưởng của các chi tiết quay của hệ thống truyền lực (do mô men

của chúng nhỏ) thì lực quán tính P_j'' được tính như sau:

$$P_j'' = \left(\frac{I_e i_t^2 \eta_t + \sum I_b}{r_b^2} \right) j \quad (2-65)$$

Trong đó:

I_e - Mômen quán tính của bánh đà động cơ và các chi tiết chuyển động quay khác của động cơ quy dẫn về trục khuỷu

I_b - Mômen quán tính của bánh xe

i_t - Tỷ số truyền của hệ thống truyền lực

η_t - Hiệu suất của hệ thống truyền lực

r_b - Bán kính làm việc của bánh xe

Thay các giá trị P_j' và P_j'' vào công thức (1-34) ta được:

$$P_j = \left[\frac{G}{g} + \left(\frac{I_e i_t^2 \eta_t + \sum I_b}{r_b^2} \right) \right] j = \left[1 + \left(\frac{I_e i_t^2 \eta_t + \sum I_b}{r_b^2} \right) \right] \frac{G}{g} j \quad (2-66)$$

Biểu thị:
$$\delta = 1 + \left(\frac{I_e i_t^2 \eta_t + \sum I_b}{r_b^2} \right) g \quad (2-67)$$

Lúc đó ta có:

$$P_j = \delta P_j' = \delta \frac{G}{g} j \quad (2-68)$$

Trong đó:

δ - hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng vận động quay của ô tô

Để đơn giản thì δ được tính theo công thức 2-69

Ta có:
$$\delta = 1 + \delta_1 i_h^2 + \delta_2 \quad (2-69)$$

Các hệ số δ_1 và δ_2 thường nằm trong giới hạn hẹp là $\delta_1 \approx 4 \div 6\%$ và $\delta_2 \approx 3 \div 5\%$.

Như vậy có thể tính giá trị trung bình của δ như sau:

$$\delta = 1,04 + 0,05 i_h^2 \quad (2-70)$$

2.6.3.5. Lực cản ở móc kéo

Khi ô tô kéo móc thì xuất hiện lực cản ở móc kéo P_m , lực cản này hướng theo phương nằm ngang và được xác định theo công thức sau:

$$P_m = n \cdot Q \cdot \psi \quad (2-71)$$

Trong đó: Q - trọng lượng toàn bộ của một móc.

n - số lượng móc kéo theo sau.

ψ - hệ số cản tổng cộng của đường.

2.6.3.6. Điều kiện để ô tô có thể chuyển động trên đường

Để cho ô tô có thể chuyển động trên đường mà không bị trượt quay thì lực kéo tiếp tuyến sinh ra ở vùng tiếp xúc giữa bánh xe chủ động và mặt đường phải lớn hơn tổng các lực cản chuyển động nhưng phải nhỏ hơn hoặc bằng lực bám giữa bánh xe

với mặt đường. Nghĩa là:

$$P_f \pm P_i + P_\omega \pm P_J + P_m \leq P_k \leq P_\varphi \quad (2-72)$$

Trong biểu thức trên, các dấu (+) khi ô tô chuyển động lên dốc và tăng tốc, còn các dấu (-) khi ô tô chuyển động xuống dốc và giảm tốc (hoặc phanh).

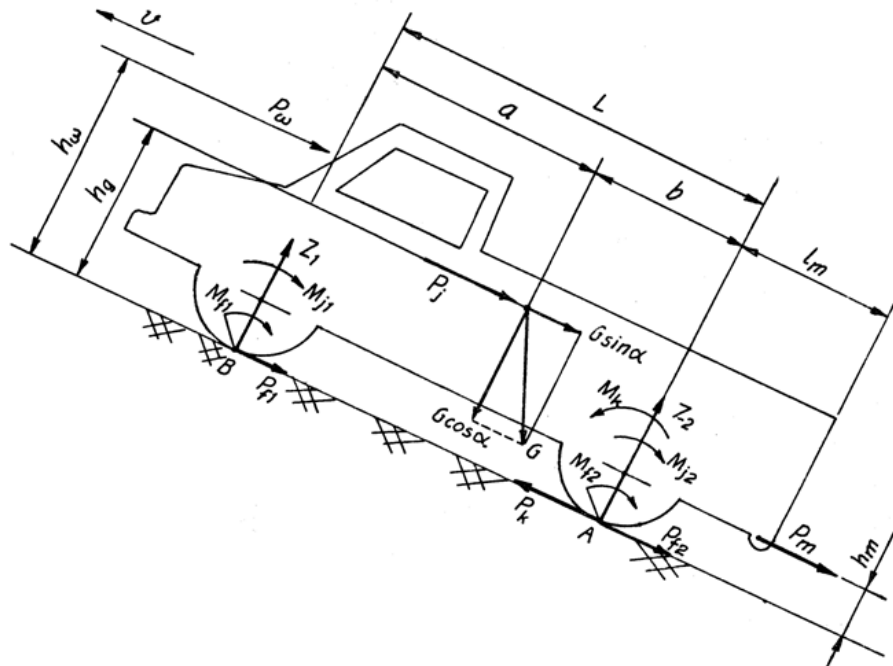
2.7. Xác định các phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên bánh xe ô tô trong mặt phẳng dọc

Trong quá trình chuyển động, các phản lực thẳng góc tác dụng từ đường lên bánh xe luôn thay đổi theo các ngoại lực và mômen tác dụng lên chúng. Trị số của các phản lực này sẽ ảnh hưởng tới chỉ tiêu kỹ thuật như: chất lượng kéo, chất lượng phanh, tính ổn định và tuổi thọ của các chi tiết. Do vậy ta phải xác định các phản lực này trong các trường hợp sau:

2.7.1. Trường hợp tổng quát

Sơ đồ tổng quát được biểu thị trên hình 2-14. Ở đây ta phải xác định trị số các phản lực thẳng góc tác dụng từ đường lên bánh xe khi ô tô chuyển động lên dốc, không ổn định và kéo rơ moóc (chỉ xét xe có một cầu chủ động). Theo sơ đồ các lực và mômen tác dụng lên ô tô gồm:

- Trọng lượng của xe G
- Các lực $P_k, P_t, P_\omega, P_j, P_i, P_m$
- Các mô men M_k, M_j, M_t chúng ta đã biết.



Hình 2.14. Sơ đồ các lực và mô men tác dụng lên ô tô khi chuyển động lên dốc, có gia tốc, kéo moóc

Riêng hợp lực của các hợp lực thẳng góc Z_1, Z_2 được dời về giao điểm giữa đường thẳng đứng qua tâm bánh trục xe với mặt đường và tạo thêm mô men M_t

Để xác định hợp lực thẳng góc từ đường tác dụng lên bánh xe trước (ký hiệu là

Z_1), ta chỉ việc lập phương trình mô men của tất cả các lực đối với điểm A (A là giao điểm của mặt đường với mặt phẳng thẳng đứng đi qua trục của bánh xe sau)

$$\sum M_A = Z_1 L + P_\omega h_\omega + (P_j + P_i) h_g - G b \cos \alpha + P_m \cdot h_m + M_{f1} + M_{f2} + M_{J1} + M_{J2} = 0 \quad (2-73)$$

Trong đó:

M_{J1} , M_{J2} - là mô men quán tính của các bánh xe trước và sau, thường trị số của nó nhỏ nên có thể bỏ qua.

M_{f1} - Mô men cản lăn ở các bánh xe trước

M_{f2} - Mô men cản lăn ở các bánh xe sau

Ta có:

$$M_f = M_{f1} + M_{f2} = (G \cdot f \cdot \cos \alpha) \cdot r_b \quad (2-74)$$

P_m - lực cản ở móc kéo được tính như sau

$$P_m = G_m (f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) \quad (2-75)$$

Các đại lượng còn lại chúng ta đã tìm hiểu ở chương 1

Thay thế biểu thức (2-74) và (2-75) vào (2-73) và coi $h_\omega \approx h_g$ rồi rút gọn ta có:

$$Z_1 = \frac{G \cos \alpha (b - f r_b) - (G \sin \alpha + P_j + P_\omega) h_g - P_m h_m}{L} \quad (2-76)$$

Để xác định hợp lực của các phản lực thẳng góc ở bánh xe sau ta có thể dùng phương trình hình chiếu hoặc lập phương trình mô men đối với điểm B (B là giao điểm của đường với mặt phẳng thẳng đứng đi qua tâm trục bánh xe trước). Với cách làm tương tự như đối với Z_1 ta xác định được Z_2

$$Z_2 = \frac{G \cos \alpha (a + f r_b) + (G \sin \alpha + P_j + P_\omega) h_g + P_m h_m}{L} \quad (2-77)$$

2.7.2. Trường hợp ô tô chuyển động ổn định trên đường nằm ngang, không kéo móc

Muốn xác định các hợp lực Z_1 , Z_2 trong trường hợp này ta xác lập điều kiện $P_j = 0$; $P_m = 0$ và $\alpha = 0$ để thay vào các công thức (2-76) và (2-77) ta được:

$$Z_1 = \frac{G(b - f r_b) - P_\omega h_g}{L}$$

$$Z_2 = \frac{G(a + f r_b) + P_\omega h_g}{L} \quad (2-78)$$

2.7.3. Trường hợp xe đứng yên trên đường nằm ngang

Ở trường hợp này ta có $P_\omega = 0$, rút gọn biểu thức (2-78) ta được

$$Z_{1T} = \frac{Gb}{L} \quad \text{và} \quad Z_{2T} = \frac{Ga}{L} \quad (2-79)$$

2.7.4. Hệ số phân bố tải trọng lên các bánh xe ô tô

Khi ô tô làm việc, lực thẳng góc từ mặt đường tác dụng lên từng bánh xe luôn bị thay đổi tùy theo điều kiện làm việc khi gia tốc, khi phanh, khi lên dốc hay xuống dốc... Sự phân bố tải trọng lên các cầu xe luôn bị thay đổi sẽ ảnh hưởng đến chất

lượng kéo và phanh,... Để thuận lợi cho việc tính toán, người ta đưa ra khái niệm hệ số phân bố tải trọng và được ký hiệu là m_1 và m_2

$$m_1 = \frac{Z_1}{G}; \quad m_2 = \frac{Z_2}{G} \quad (2-80)$$

Trong đó: m_1 - hệ số phân bố tải trọng lên các bánh xe trước

m_2 - hệ số phân bố tải trọng lên các bánh xe sau

Các hệ số phân bố tải trọng m_1 và m_2 được xác định cụ thể trong các trường hợp sau:

- Khi xe đứng yên trên đường nằm ngang, không kéo moóc:

Ở trường hợp này ta thay giá trị của Z_{1T} , Z_{2T} ở (2-79) vào (2-80) ta sẽ xác định được hệ số phân bố tải trọng tĩnh lên các bánh xe trước và bánh xe sau

$$m_{1T} = \frac{Z_{1T}}{G} = \frac{Gb}{LG} = \frac{b}{L}$$

$$m_{2T} = \frac{Z_{2T}}{G} = \frac{Ga}{LG} = \frac{a}{L} \quad (2-81)$$

- Khi xe chuyển động ổn định với vận tốc lớn trên đường nằm ngang, không kéo moóc

Trường hợp này ta thay Z_1 và Z_2 của biểu thức (2-78) vào (2-80) ta có:

$$m_{1k} = \frac{Z_{1k}}{G} = \frac{Gb}{LG} - \frac{Gfr_b + P_\omega h_g}{GL} = m_{1T} - \frac{Gfr_b + P_\omega h_g}{GL}$$

$$m_{2k} = \frac{Z_{2k}}{G} = \frac{Ga}{LG} + \frac{Gfr_b + P_\omega h_g}{GL} = m_{2T} + \frac{Gfr_b + P_\omega h_g}{GL} \quad (2-82)$$

Trong đó: m_{1k} và m_{2k} lần lượt là hệ số phân bố tải trọng lên các bánh xe trước và bánh xe sau khi chuyển động tiến.

- Khi phanh xe trên đường nằm ngang không kéo moóc

Trong trường hợp này, ta phải xác định các hợp lực thẳng đứng từ đường tác dụng lên bánh xe khi phanh. Khi phanh, tốc độ của xe giảm rất nhanh nên lực cản không khí giảm nhanh và có giá trị nhỏ không đáng kể, do đó có thể coi $P_w = 0$; mô men cản lăn rất nhỏ so với lực phanh nên coi $M_f = 0$. Khi đó ta có:

$$Z_{1p} = \frac{Gb + P_j h_g}{L}$$

$$Z_{2p} = \frac{Ga - P_j h_g}{L} \quad (2-83)$$

Thay biểu thức (2-83) vào (2-80) ta có:

$$m_{1p} = \frac{Z_{1p}}{G} = \frac{Gb}{LG} + \frac{P_j h_g}{GL} = m_{1p} + \frac{P_j h_g}{GL}$$

$$m_{2p} = \frac{Z_{2p}}{G} = \frac{Ga}{LG} - \frac{P_j h_g}{GL} = m_{2p} - \frac{P_j h_g}{GL} \quad (2-84)$$

Trong đó: m_{1p} , m_{2p} - lần lượt là hệ số phân bố tải trọng lên các bánh xe trước và bánh xe sau khi phanh.

Qua các trường hợp khảo sát ở trên ta thấy rằng sự phân bố tải trọng lên các bánh xe phụ thuộc vào toạ độ trọng tâm của xe. Vì vậy, vị trí trọng tâm của xe ảnh hưởng rất lớn đến chất lượng bám của bánh xe với mặt đường, cũng như tính ổn định và tính dẫn hướng của xe. Tùy thuộc vào tính năng sử dụng của xe mà người ta có thể bố trí trọng tâm của xe cho hợp lý. Thông thường ở các loại xe vận tải bố trí trọng tâm của xe sao cho khi chở đầy tải thì hợp lực $Z_2 = (0,70 \div 0,75)G$, còn các loại xe du lịch thì $Z_1 = Z_2 = 0,5G$.

Trong lý thuyết ô tô người ta còn đưa ra khái niệm về hệ số phân bố lại trọng lượng lên các bánh xe như sau

$$m_1' = \frac{Z_{1D}}{Z_{1T}}; \quad m_2' = \frac{Z_{2D}}{Z_{2T}} \quad (2-85)$$

Trong đó: m_1', m_2' - hệ số phân bố lại tải trọng lên các bánh xe cầu trước và bánh xe cầu sau.

Z_{1D}, Z_{2D} - tải trọng tác dụng lên các bánh xe cầu trước và bánh xe cầu sau khi ô tô chuyển động (gọi là tải trọng động).

Z_{1T}, Z_{2T} - tải trọng tác dụng lên các bánh xe cầu trước và bánh xe cầu sau khi ô tô đứng yên (gọi là tải trọng tĩnh).

Hệ số phân bố lại tải trọng lên các bánh xe ở các cầu trong trường hợp chuyển động tăng tốc lớn thường nằm trong phạm vi sau:

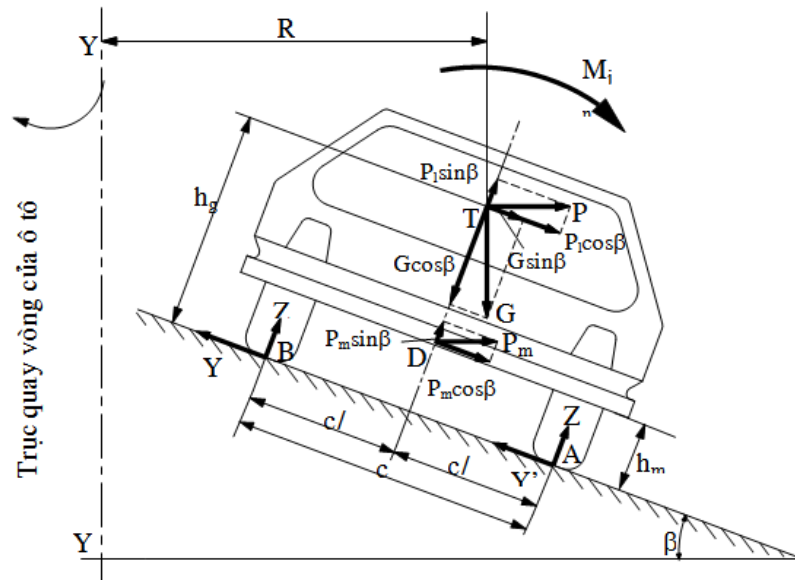
$$m_1' = 0,65 \div 0,70$$

$$m_2' = 1,20 \div 1,35$$

Như vậy, khi tăng tốc thì tải trọng tác dụng lên các bánh xe trước giảm và tải trọng tác dụng lên các bánh xe sau tăng lên, còn khi phanh hoặc giảm tốc thì tải trọng tác dụng lên các bánh xe trước tăng và tải trọng tác dụng lên các bánh xe sau giảm.

2.8. Xác định phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên các bánh xe ô tô trong mặt phẳng ngang:

2.8.1. Trường hợp chuyển động tổng quát:



Hình 2. 15. Sơ đồ lực và mômen tác dụng lên ô tô khi quay vòng trên đường nghiêng ngang
 Trong trường hợp này ta giả thuyết rằng vết của bánh xe trước và sau trùng nhau, trọng tâm của xe nằm trong mặt phẳng đối xứng dọc, lực và mômen tác dụng lên ô tô gồm:

G – Trọng lượng toàn bộ của ô tô và được phân ra các thành phần theo góc nghiêng ngang β .

M_{jn} – Mômen của các lực quán tính tiếp tuyến của các phần quay của động cơ và hệ thống truyền lực tác dụng trong mặt phẳng ngang khi xe chuyển động không ổn định.

P_m – Lực kéo ở móc kéo (phương của lực P_m trùng với phương nằm ngang của mặt đường).

P_1 – Lực ly tâm

$$P_1 = \frac{Gv^2}{gR}$$

Ở đây:

v – Vận tốc chuyển động của xe.

R – Bán kính quay vòng của ô tô.

g – Gia tốc trọng trường.

Z'_1, Z''_1 và Z'_2, Z''_2 – Các phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên bánh xe bên phải và bên trái ở cầu trước và cầu sau.

Y'_1, Y''_1 và Y'_2, Y''_2 – Các phản lực ngang từ đường tác dụng lên bánh xe bên phải và bên trái ở cầu trước và cầu sau.

c – Chiều rộng cơ sở của ô tô.

YY – Trục quay vòng của ô tô.

β – Góc nghiêng ngang của đường.

Để xác định trị số các phản lực bên trái, ta lập phương trình cân bằng mômen đối với đường thẳng đi qua hai điểm tiếp xúc (hai điểm A – hình 5.5) của các bánh xe bên phải với mặt đường, ta được:

$$Z'' = Z''_1 + Z''_2 = \frac{1}{c} \left[G \left(\frac{c}{2} \cos\beta - h_g \sin\beta \right) - P_m (h_m \cos\beta + \frac{c}{2} \sin\beta) - M_{jn} - P_1 (h_g \cos\beta + \frac{c}{2} \sin\beta) \right] \quad (2-86)$$

Tương tự, ta lập phương trình cân bằng mômen đối với đường thẳng đi qua hai điểm tiếp xúc (hai điểm B) của các bánh xe bên trái với mặt đường, ta xác định được trị số các phản lực bên phải:

$$Z' = Z'_1 + Z'_2 = \frac{1}{c} \left[G \left(\frac{c}{2} \cos\beta + h_g \sin\beta \right) + P_m (h_m \cos\beta - \frac{c}{2} \sin\beta) + M_{jn} + P_1 (h_g \cos\beta - \frac{c}{2} \sin\beta) \right] \quad (2-87)$$

Muốn xác định phản lực ngang Y_1 , ta cũng lập phương trình mômen đối với đường thẳng đi qua hai điểm tiếp xúc (hai điểm O_2) của các bánh xe sau với mặt đường, ta được:

$$Y_1 = Y'_1 + Y''_1 = \frac{G b \sin\beta + P_1 b \cos\beta - P_m l_m \cos\beta}{L} \quad (2-88)$$

Tương tự như trên, ta lập phương trình mômen đối với đường thẳng đi qua hai điểm tiếp xúc (hai điểm O_1) của các bánh xe trước với mặt đường để xác định phản lực ngang Y_2 :

$$Y_2 = Y'_2 + Y''_2 = \frac{G a \sin\beta + P_1 a \cos\beta + P_m (l_m + L) \cos\beta}{L} \quad (2-89)$$

Trong đó:

Y_1 – Phản lực ngang của đường tác dụng lên các bánh xe trước.

Y_2 – Phản lực ngang của đường tác dụng lên các bánh xe sau.

l_m – Khoảng cách từ điểm đặt lực kéo móc đến điểm

2.8.2. Trường hợp xe đứng yên trên dốc nghiêng ngang, không kéo rơ-móc:

Trong trường hợp này thì lực ly tâm $P_1 = 0$ và lực kéo móc $P_m = 0$.

Rút gọn biểu thức (2-88) và (2-89) ta xác định được các phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên các bánh xe bên trái và bên phải như sau:

$$\left. \begin{aligned} Z'' &= \frac{G}{c} \left(\frac{c}{2} \cos\beta - h_g \sin\beta \right) \\ Z' &= \frac{G}{c} \left(\frac{c}{2} \cos\beta + h_g \sin\beta \right) \end{aligned} \right\} \quad (2-90)$$

Từ các biểu thức tính toán trên, ta có nhận xét sau:

- Trị số của các phản lực thẳng góc cũng như các phản lực ngang từ đường tác dụng lên các bánh xe phụ thuộc vào trị số, điểm đặt và chiều tác dụng của các ngoại

lực tác dụng trong mặt phẳng của ô tô.

- Các phản lực này ảnh hưởng đến tính ổn định và tính năng dẫn hướng của ô tô.

CÂU HỎI ÔN TẬP

1. Trình bày mô hình cơ học và ý nghĩa của nó trong khảo sát động học, động lực học ô tô.
2. Trình bày các khái niệm về kích thước cơ bản ô tô, trọng lượng, trọng lượng bám, trọng tâm của xe, tâm tiếp xúc của bánh xe.
3. Trình bày định nghĩa, ý nghĩa và các yếu tố ảnh hưởng đến lực bám, hệ số bám của ô tô.
4. Phân tích ảnh hưởng của áp suất lốp, tải trọng thẳng đứng trên bánh xe, vận tốc xe và độ trượt của bánh xe chủ động đến hệ số bám dọc của ô tô.
5. Phân tích động lực học của bánh xe bị động.
6. Phân tích động lực học của bánh xe chủ động.
7. Vẽ sơ đồ và phân tích lực, mô men tác dụng lên ô tô trong mặt phẳng dọc dạng tổng quát.
8. Vẽ sơ đồ và phân tích lực, mô men tác dụng lên ô tô trong mặt phẳng ngang dạng tổng quát.
9. Định nghĩa được các loại bán kính của bánh xe.
10. Nêu các khái niệm và các quan hệ động học của bánh xe khi lăn.
11. Trình bày động lực học chuyển động của bánh xe.
12. Trình bày được sơ đồ truyền năng lượng từ bánh xe tới mặt đường.
13. Giải thích được sự trượt của bánh xe, khả năng bám và hệ số bám của bánh xe với mặt đường.
14. Nêu được quan hệ giữa bán kính lăn và lực kéo (hoặc lực phanh) tác dụng lên bánh xe.
15. Trình bày được đặc tính trượt của bánh xe khi kéo và khi phanh.

Chương 3

TÍNH TOÁN SỨC KÉO CỦA Ô TÔ

3.1. Sự cân bằng công suất và cân bằng lực kéo của ô tô

3.1.1. Sự cân bằng công suất của ô tô

3.1.1.1. Phương trình cân bằng công suất của ô tô

Công suất của động cơ phát ra dùng để khắc phục các công suất cản phát sinh ra khi ô tô chuyển động. Biểu thức cân bằng giữa công suất của động cơ và các công suất cản được gọi là phương trình cân bằng công suất của ô tô. Phương trình cân bằng công suất có dạng tổng quát như sau:

$$N_e = N_t + N_f + N_w \pm N_J \pm N_i \quad (3-1)$$

Trong đó: N_e - công suất phát ra của động cơ

N_t - công suất tiêu hao do ma sát trong hệ thống truyền lực

N_f - công suất tiêu hao để thắng lực cản lăn

N_w - công suất tiêu hao để thắng lực cản không khí

N_J - công suất tiêu hao để thắng lực cản quán tính

N_i - công suất tiêu hao để thắng lực cản dốc

Phương trình (3-1) cũng có thể biểu thị sự cân bằng công suất tại bánh xe chủ động của ô tô như sau:

$$N_k = N_e - N_t = N_f + N_w \pm N_j \pm N_i \quad (3-2)$$

Trong đó: N_k - công suất của động cơ phát ra tại bánh xe chủ động.

$$N_k = N_e - N_t = N_e \cdot \eta_t \quad (3-3)$$

Phương trình (3-1) được triển khai như sau:

$$N_e = N_e(1 - \eta_t) + G \cdot f \cdot v \cdot \cos \alpha + W \cdot v^3 \pm \frac{G}{g} \delta_i v \cdot j \pm G \cdot v \cdot \sin \alpha \quad (3-4)$$

Trong trường hợp ô tô chuyển động trên đường bằng ($\alpha = 0$), không có gia tốc ($j = 0$) thì phương trình cân bằng công suất có dạng

$$N_e = N_t + N_f + N_w = \frac{1}{\eta_t} (N_f + N_w) \quad (3-5)$$

Phương trình (3-5) có dạng triển khai như sau

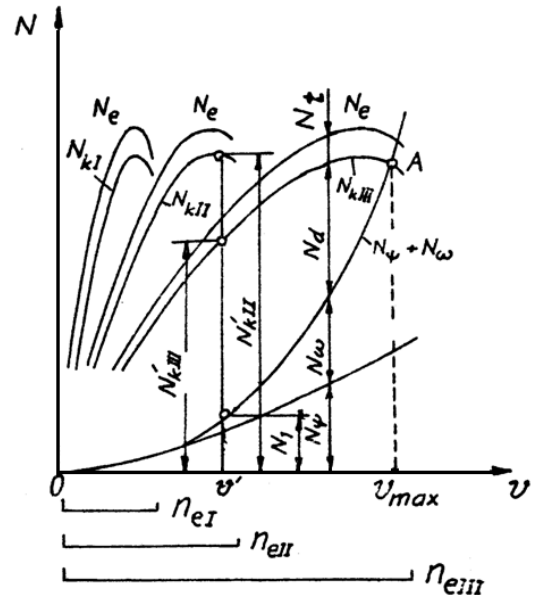
$$N_e = \frac{1}{\eta_t} (f \cdot G \cdot v + W \cdot v^3) \quad (3-6)$$

3.1.1.2. Đồ thị cân bằng công suất của ô tô

Phương trình cân bằng công suất của ô tô có thể biểu diễn bằng đồ thị. Chúng được xây dựng theo quan hệ giữa công suất của động cơ và các công suất cản phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của ô tô, nghĩa là $N = f(v)$. Hình (3.1) là đồ thị cân bằng công suất của ô tô. Trên trục hoành ta đặt các giá trị công suất phát ra của động cơ N_e , công suất phát ra tại bánh xe chủ động N_k ở các tỷ số truyền khác nhau của hộp

số và các công suất cản của ô tô N_{ψ} và N_{ω} .

Nếu đặt các giá trị của đường cong $N_{\omega} = f(v)$ lên trên đường cong $N_{\psi} = f(v)$ ta sẽ được đường cong tổng công suất cản khi ô tô chuyển động ($N_{\psi} + N_{\omega}$). Như vậy ứng với các vận tốc chuyển động khác nhau của ô tô thì các tung độ nằm giữa đường cong tổng công suất cản và trục hoành sẽ tương ứng với công suất tiêu hao để khắc phục lực cản của mặt đường và lực cản của không khí. Các tung độ nằm giữa đường cong tổng công suất cản và đường cong công suất của động cơ phát ra tại bánh xe chủ động được gọi là công suất dư nhằm để tăng tốc ô tô hoặc để khắc phục lực cản dốc khi độ dốc tăng lên (N_d).



Hình 3. 1. Đồ thị cân bằng công suất của ô tô

3.1.1.3. Mức độ sử dụng công suất của động cơ

Nhằm nâng cao chất lượng sử dụng ô tô và giảm tiêu hao nhiên liệu, ta cần lưu ý tới việc sử dụng công suất của động cơ trong từng điều kiện sử dụng khác nhau của ô tô. Về phương diện này, người ta đưa ra khái niệm về mức độ sử dụng công suất của động cơ, ký hiệu là Y_N

$$Y_N = \frac{N_{\psi} + N_{\omega}}{N_k} = \frac{N_{\psi} + N_{\omega}}{N_e \eta_t} \quad (3-7)$$

Mức độ sử dụng công suất của động cơ giảm xuống sẽ làm tăng tiêu hao nhiên liệu của ô tô.

3.1.2. Sự cân bằng lực kéo của ô tô

3.1.2.1. Phương trình cân bằng lực kéo

Lực kéo tiếp tuyến ở các bánh xe chủ động dùng để khắc phục các lực cản khi ô tô chuyển động. Biểu thức cân bằng giữa lực kéo tiếp tuyến phát sinh ra ở các bánh xe chủ động và các lực cản chuyển động của ô tô được gọi là phương trình cân bằng lực kéo của ô tô.

Trong trường hợp tổng quát, ta biểu thị như sau:

$$P_k = P_f \pm P_i + P_{\omega} \pm P_j \quad (3-8)$$

Phương trình (3 - 8) được biểu thị dưới dạng triển khai như sau:

$$\frac{M_e \cdot i_t \cdot \eta_t}{r_b} = f \cdot G \cdot \cos \alpha \pm G \sin \alpha + Wv^2 \pm \frac{G}{g} \delta_{ij} \quad (3-9)$$

Trong trường hợp ô tô chuyển động trên đường bằng ($\alpha = 0$), không có gia tốc ($j =$

0) thì phương trình (3-9) có dạng như sau:

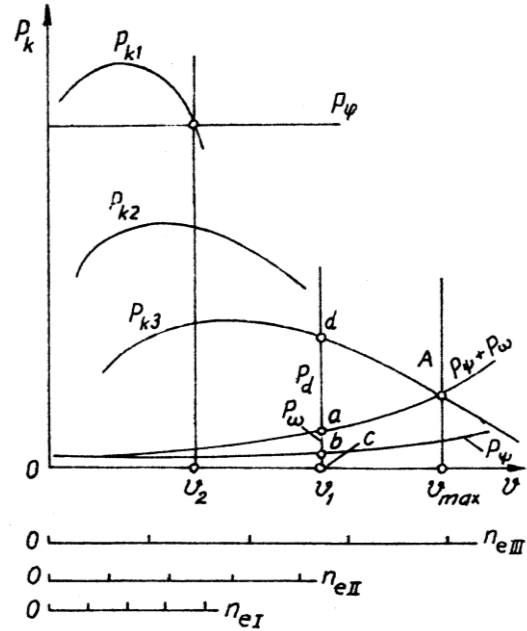
$$P_k = P_f + P_\omega \quad \text{hay} \quad \frac{M_e \cdot i_t \cdot \eta_t}{r_b} = f \cdot G + Wv^2 \quad (3-10)$$

3.1.2.2. Đồ thị cân bằng lực kéo

Phương trình cân bằng lực kéo có thể biểu diễn bằng đồ thị. Chúng được xây dựng theo quan hệ giữa lực kéo phát ra ở bánh xe chủ động P_k và các lực cản chuyển động của ô tô phụ thuộc vào tốc độ chuyển động của ô tô, nghĩa là $P = f(v)$.

Hình 3-2 là đồ thị cân bằng lực kéo của ô tô. Trên trục tung ta đặt các giá trị của các lực, trên trục hoành ta đặt giá trị của vận tốc chuyển động của ô tô.

Trước tiên ta xây dựng các đường cong lực kéo tiếp tuyến ứng với các số truyền khác nhau của hộp số: P_{kI} , P_{kII} , P_{kIII} . Sau đó ta xây dựng các đường cong lực cản của mặt đường $P_\psi = f(v)$, và đường cong lực cản của không khí $P_\omega = f(v)$. Nếu đặt lực cản không khí P_ω lên trên đường cong lực cản của đường P_ψ ta được đường cong tổng hợp của hai lực gồm lực cản của mặt đường và lực cản không khí ($P_\psi + P_\omega$).



Hình 3. 2. Đồ thị cân bằng lực kéo

Như vậy, tương ứng với các vận tốc khác nhau của ô tô thì các tung độ nằm giữa các đường cong lực kéo tiếp tuyến P_k và đường cong lực cản tổng cộng $P_\psi + P_\omega$ được gọi là lực kéo dư P_d .

Lực kéo dư nhằm để tăng tốc ô tô hoặc để khắc phục lực cản dốc khi độ dốc tăng lên.

3.1.2.3. Sử dụng đồ thị cân bằng lực kéo

Sử dụng đồ thị cân bằng lực kéo có thể xác định được các chỉ tiêu động lực học của ô tô như:

- Tốc độ chuyển động lớn nhất của ô tô V_{max} .
- Các lực cản thành phần, lực kéo tiếp tuyến và lực kéo dư.

Để xem xét đến khả năng có thể xảy ra sự trượt quay của bánh xe chủ động, trên đồ thị ta cũng xây dựng đường cong lực bám P_ϕ . Khu vực các đường cong lực kéo tiếp tuyến P_k nằm dưới đường cong lực bám P_ϕ thoả mãn điều kiện $P_k < P_\phi$ (các bánh xe chủ động không bị trượt quay).

3.2. Nhân tố động lực học của ô tô

3.2.1. Khái niệm nhân tố động lực học

Cân bằng lực kéo của ô tô chỉ đánh giá được tính chất động lực học của ô tô cụ

thể mà không thể đánh giá so sánh giữa các ô tô có lực kéo tiếp tuyến như nhau nhưng trọng lượng G và lực cản không khí P_ω khác nhau.

Để giải quyết vấn đề này, người ta dùng khái niệm nhân tố động lực học của ô tô là tỷ số giữa lực kéo tiếp tuyến P_k trừ đi lực cản của không khí P_ω và chia cho trọng lượng ô tô G . Nhân tố động lực học được ký hiệu là D :

$$D = \frac{P_k - P_\omega}{G} = \left(\frac{M_e i \eta_t}{r_b} - Wv^2 \right) \frac{1}{G} \quad (3-11)$$

Từ phương trình (3-8) ta có:

$$D = \frac{P_k - P_\omega}{G} = \frac{P_f \pm P_i \pm P_j}{G}$$

Hay:
$$D = \psi \pm \frac{\delta_i}{g} j \quad (3-12)$$

Nếu ô tô chuyển động ổn định ($j = 0$) thì:

$$D = \psi \quad (3-13)$$

Nếu ô tô chuyển động ổn định ($j = 0$) và trên đường bằng thì:

$$D = \psi \quad \text{vì} \quad \psi = f \pm i \quad (3-14)$$

Nếu tính đến khả năng bị trượt quay của bánh xe chủ động trong quá trình làm việc thì nhân tố động lực học cũng bị ảnh hưởng theo điều kiện bám của các bánh xe chủ động với mặt đường.

Ta có :

$$D_\varphi = \frac{P_\varphi - P_\omega}{G} = \frac{m\varphi G - Wv^2}{G} \quad (3-15)$$

Để ô tô không bị trượt quay thì:

$$D \leq D_\varphi \quad (3-16)$$

Kết hợp các điều kiện (3-11), (3-13), (3-16) ta thấy rằng để duy trì cho ô tô chuyển động tốt, chúng phải thỏa mãn các điều kiện sau:

$$D_\varphi \geq D \geq \psi \quad (3-17)$$

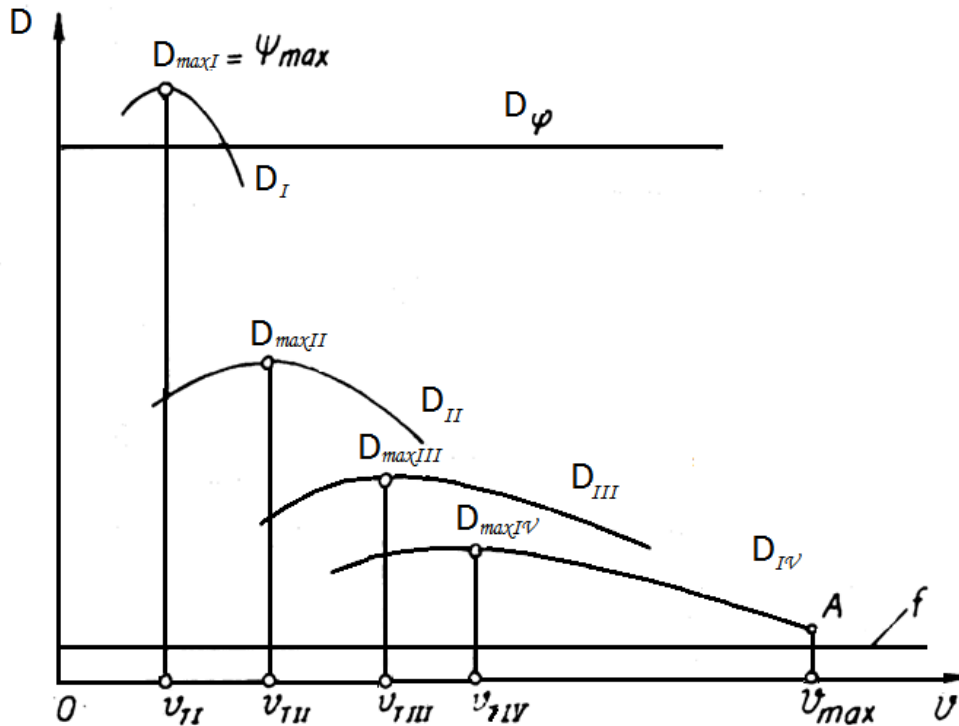
3.2.2. Đồ thị nhân tố động lực học

Đồ thị nhân tố động lực học biểu diễn mối quan hệ giữa nhân tố động lực học và vận tốc chuyển động của ô tô:

$$D = f(v)$$

Khi ô tô có tải trọng đầy và động cơ làm việc ở chế độ toàn tải. Trên trục tung, ta đặt nhân tố động lực học D ứng với các số truyền khác nhau của hộp số, trên trục hoành ta đặt các giá trị vận tốc chuyển động của ô tô.

Trên đồ thị này, ta cũng xây dựng đường cong $D_\varphi = f(v)$ và đường cong $\psi = f(v)$ để xem xét các điều kiện chuyển động của ô tô.



Hình 3. 3. Đồ thị nhân tố động học của ô tô

Khu vực sử dụng của đồ thị nhân tố động lực học D thỏa mãn điều kiện (3-17) là phần những đường cong nằm dưới đường cong $D_{\varphi} = f(v)$ và nằm trên đường cong $\psi = f(v)$

3.2.3. Sử dụng đồ thị nhân tố động lực học

3.2.3.1. Xác định vận tốc lớn nhất của ô tô (v_{max})

Ta biết rằng ô tô chỉ có thể chuyển động với vận tốc lớn nhất v_{max} khi nó chuyển động trên đường bằng. Khi đó hệ số cản tổng cộng của mặt đường là f .

Trên đồ thị hình (3.3) từ giao điểm của đường cong nhân tố động lực học D_3 với đường hệ số cản lăn của mặt đường f (điểm A) chiếu xuống trục hoành ta được vận tốc lớn nhất của ô tô v_{max} .

3.2.3.2. Xác định độ dốc lớn nhất của mặt đường mà ô tô có thể khắc phục được ở các tỷ số truyền khác nhau của hộp số

Nếu ô tô chuyển động ổn định, thì $D = \psi$, khi biết hệ số cản lăn của mặt đường ta có thể xác định được độ dốc lớn nhất mà ô tô có thể khắc phục được ở một vận tốc cho trước, ta có:

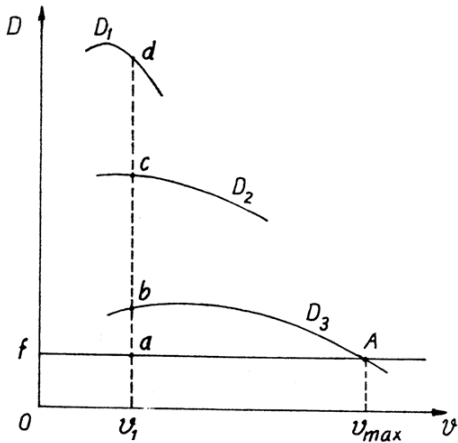
$$i_{max} = D - f = \psi - f \quad (3-18)$$

Với i_{max} - độ dốc lớn nhất

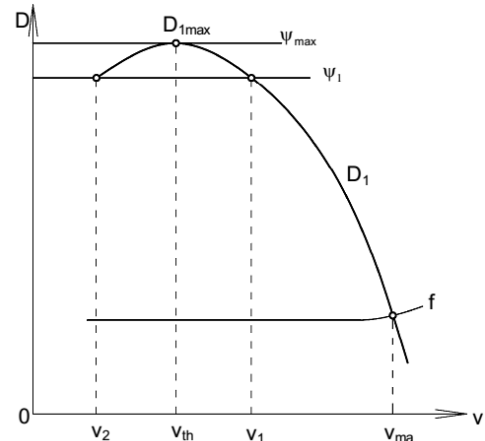
Còn độ dốc lớn nhất của mặt đường mà ô tô có thể khắc phục được ở các tỷ số truyền khác nhau của hộp số khi động cơ làm việc ở chế độ toàn tải được xác định bằng các đoạn tung độ $D_{max} - f$, như vậy:

$$i_{max} = D_{max} - f \quad (3-19)$$

Cũng cần chú ý rằng tại điểm có nhân tố động lực học lớn nhất ở mỗi tỷ số truyền (D_{max}) thì đường cong nhân tố động lực học chia làm hai khu vực (bên trái và bên phải mỗi đường cong). Vận tốc của ô tô ứng với điểm cực đại của mỗi đường cong được gọi là vận tốc tới hạn (V_{th}) ở mỗi số truyền của hộp số.



Hình 3. 4. Xác định tốc độ lớn nhất của ô tô



Hình 3. 5. Khu vực làm việc của nhân tố động lực học

- Giả thiết rằng khi ô tô đang chuyển động đều ở vận tốc lớn hơn v_{th} , ở vận tốc này khi lực cản của mặt đường tăng lên, vận tốc chuyển động của ô tô giảm xuống. Lúc đó nhân tố động lực học của ô tô tăng lên, do đó nó có thể thắng được lực cản tăng lên của ô tô và giữ cho ô tô chuyển động ổn định. Vì vậy khu vực bên phải của mỗi đường cong ($v > v_{th}$) là khu vực làm việc ổn định.

Khi ô tô chuyển động ở vận tốc nhỏ hơn vận tốc tới hạn thì khi lực cản chuyển động tăng lên, vận tốc chuyển động của ô tô giảm xuống. Lúc đó nhân tố động lực học cũng giảm xuống, do đó ô tô không có khả năng thắng lực cản tăng lên và ô tô sẽ chuyển động chậm dần rồi dừng hẳn. Vì vậy khu vực bên trái của mỗi đường cong ($v < v_{th}$) là khu vực làm việc không ổn định.

3.2.3.3. Xác định sự tăng tốc của ô tô

Từ biểu thức (3-12) khi cho biết hệ số cản của mặt đường ψ , nhân tố động lực học D , ta xác định khả năng tăng tốc của ô tô như sau:

$$D = \psi + \frac{\delta_i}{g} j$$

Từ đó ta rút ra:

$$j = \frac{dv}{dt} = (D - \psi) \frac{g}{\delta_i} \quad (3- 20)$$

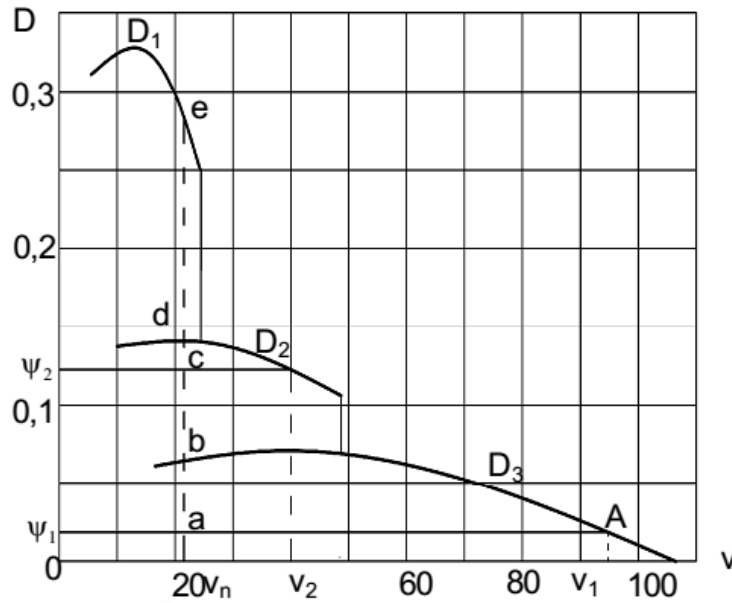
Trên đồ thị nhân tố động lực học, ta kẻ đường hệ số cản của mặt đường $\psi = f(v)$ Giả sử ô tô có ba số truyền và chuyển động trên loại đường có hệ số cản ψ_1 , đường ψ_1 sẽ cắt đường nhân tố động lực học D_{III} tại điểm A. Từ điểm A chiếu xuống trục

hoành ta được vận tốc lớn nhất v_1 của ô tô trên loại đường đó.

Cũng trên loại đường này, ô tô chuyển động với vận tốc v_n thì khả năng tăng tốc của ô tô ở vận tốc này được biểu thị bằng các đoạn tung độ ab (số III), ad (số II) và ae (số I). Những đoạn tung độ này chính là hiệu số $D - \psi_1$ ở từng số truyền của hộp số. Từ

biểu thức tính $j = \frac{dv}{dt} = (D - \psi) \frac{g}{\delta_i}$ ta có thể nhận được gia tốc $j = dv/dt$ của ô tô ứng với

các số truyền khác nhau ở vận tốc v_n .



Hình 3. 6. Xác định khả năng tăng tốc của ô tô bằng đồ thị nhân tố động lực học

Như vậy chúng ta có thể tìm được gia tốc $j = dv/dt$ của ô tô ứng với một vận tốc bất kỳ nào đó trên loại đường nào đó ở các tay số khác nhau.

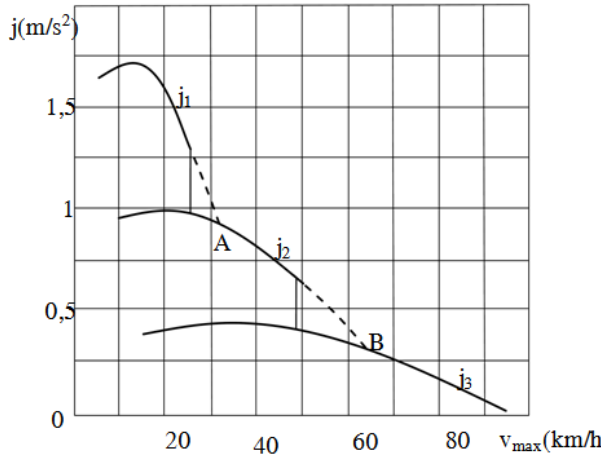
Ví dụ: Ô tô chuyển động với vận tốc v_n trên loại đường có hệ số cản $\psi_2 > \psi_1$. Từ đồ thị ta thấy ô tô không thể chuyển động ở tay số 3 được (do $D < \psi_2$). Các đoạn tung độ cd , ce chính là hiệu số $D - \psi_2$ ở các tay số II và I dùng để tăng tốc ô tô

Tóm lại: Nhờ đồ thị nhân tố động lực học $D = f(v)$, nếu ta biết được các giá trị của nhân tố động lực học D ứng với mỗi vận tốc và ở từng tỷ số truyền của hộp số, ta sẽ xác định được gia tốc của ô tô tại các giá trị xác định.

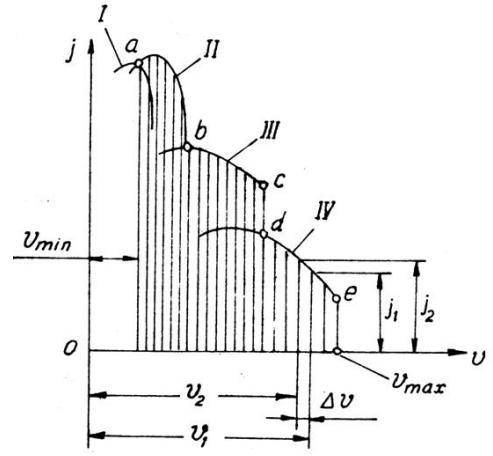
Theo phương pháp này, ta cho các giá trị khác nhau của vận tốc, ta sẽ tìm được các giá trị $(D - \psi)$ ở từng số truyền và thay chúng vào biểu thức (3-20) sẽ tính được các giá trị khác nhau của gia tốc ở từng số truyền theo vận tốc của ô tô, nghĩa là ta xác định được $j = f(v)$ và chúng được biểu diễn trong hệ tọa độ $j - v$ với tung độ là các giá trị của gia tốc j ở từng số truyền và hoành độ là vận tốc chuyển động của ô tô (v). Các đường cong gia tốc $j = f(v)$ được minh họa trên hình 3.7.

* **Chú ý:** Đối với một số ô tô, nhất là ô tô vận tải thì đường cong gia tốc ở tỷ số truyền I (đường cong j_1) thường thấp hơn đường cong gia tốc ở số II (đường cong j_2)

(hình 3.8).

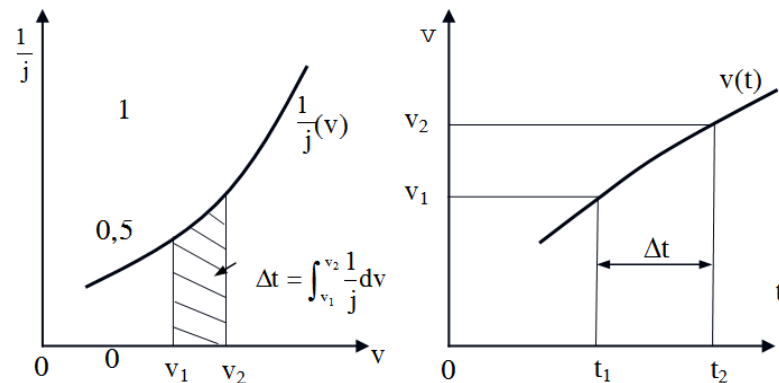


Hình 3.7. Đồ thị gia tốc của ô tô



Hình 3.8. Đồ thị gia tốc của một số ô tô vận tải

3.2.3.4. Xác định thời gian tăng tốc và biến thiên của tốc độ ô tô:



Hình 3.9. Xác định biến thiên của tốc độ theo thời gian khi tăng tốc

Để xác định biến thiên của tốc độ ô tô theo thời gian $v(t)$ chúng ta dựa trên cơ sở phân tích sau:

$$j = \frac{dv}{dt} \rightarrow dt = \frac{1}{j} dv$$

Thời gian tăng tốc từ tốc độ v_1 đến v_2 sẽ là:

$$\Delta t = t_2 - t_1 = \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{j} dv \tag{3.21}$$

Tích phân trên có thể giải được nếu biết $j(v)$ và như vậy xác định được khoảng thời gian Δt cần thiết để tăng tốc độ từ v_1 đến v_2 .

Ngoài ra tích phân này cũng có thể giải bằng đồ thị và khi tiến hành cho nhiều điểm kế tiếp nhau ta xây dựng được đường cong $v(t)$, tức là biến thiên của tốc độ theo thời gian. Quá trình thực hiện được mô tả theo hình 3.9.

3.2.3.5. Xác định quãng đường tăng tốc của ô tô:

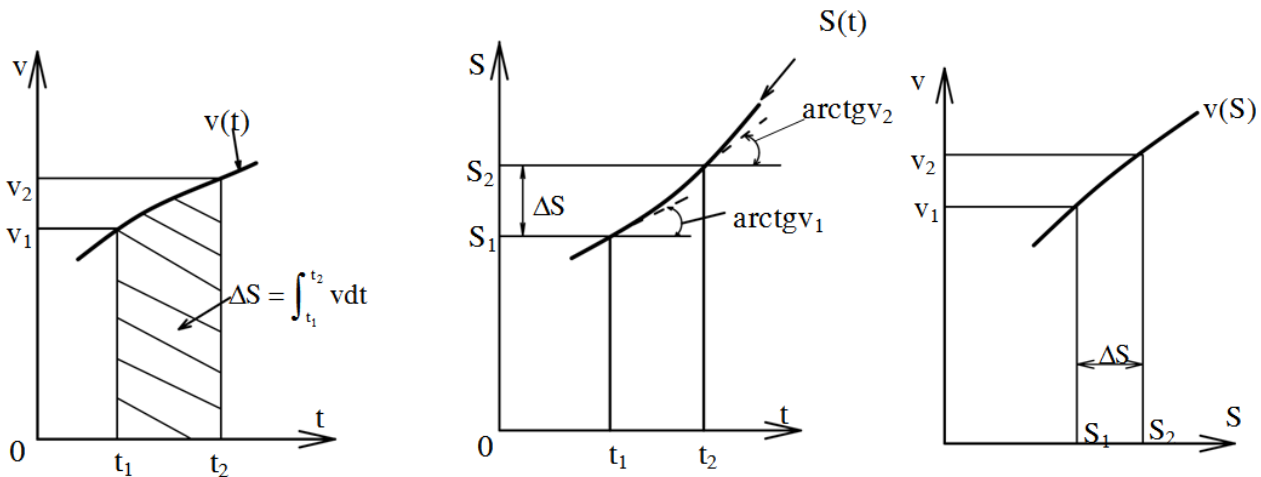
Nhằm xác định biến thiên của quãng đường S theo thời gian hay tốc độ theo quãng đường, chúng ta cũng làm tương tự:

$$v = \frac{dS}{dt} \Rightarrow dS = v dt \Rightarrow \Delta S = S_2 - S_1 = \int_{t_1}^{t_2} v dt \tag{3.22}$$

Từ mối quan hệ biến thiên $v(t)$ đã biết, ta xác định được quãng đường đi được ΔS trong khoảng thời gian $(t_2 - t_1)$.

Ở trên hình 3.10 cho thấy cách xác định các biến thiên $S(t)$ và $v(S)$ bằng phương pháp đồ thị.

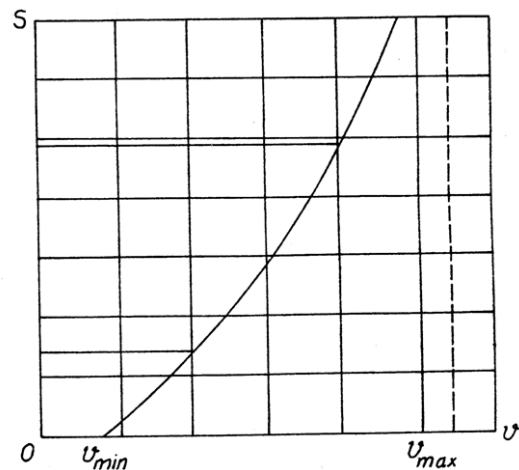
Tập hợp các đặc tính $j(v)$, $v(t)$, $S(t)$, $v(S)$ được gọi là các đặc tính tăng tốc của xe. Chúng cũng là chỉ số quan trọng để đánh giá tính năng động lực học của ô tô. Thông thường các đặc tính $v(t)$ và $v(S)$ là hay được sử dụng nhất.



Hình 3. 10. Xác định biến thiên của quãng đường theo thời gian và tốc độ theo quãng đường Nhờ đồ thị thời gian tăng tốc của ô tô, ta xác định được quãng đường tăng tốc của ô tô.

Ta lấy một phần diện tích nào đó tương ứng với khoảng biến thiên thời gian dt , phần diện tích được giới hạn bởi đường cong thời gian tăng tốc, trục tung và hai hoành độ tương ứng với độ biến thiên thời gian dt sẽ biểu thị quãng đường tăng tốc của ô tô.

Tổng cộng tất cả các diện tích này lại ta được quãng đường tăng tốc của ô tô từ vận tốc v_1 đến vận tốc v_2 và xây dựng được đồ thị quãng đường tăng tốc của ô tô phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của chúng $S = f(v)$.



Hình 3. 11. Đồ thị quãng đường tăng tốc của ô tô $S = f(v)$

3.2.4. Đặc tính động lực học của ô tô khi tải trọng thay đổi

Ở những phần đã nghiên cứu về nhân tố động lực học trên đây, ta chỉ xem xét tính chất động lực học của ô tô tương ứng với tải trọng đầy. Trong thực tế thì tải trọng của ô tô luôn thay đổi, vì thế ta cần xem xét tính chất động lực học của ô tô khi tải trọng của nó thay đổi. Từ biểu thức (3-11) ta thấy rằng giá trị nhân tố động lực học của ô tô tỷ lệ nghịch với trọng lượng toàn bộ của ô tô. Điều đó cho phép chúng ta xác định được nhân tố động lực học tương ứng với trọng lượng bất kỳ của ô tô theo biểu thức sau:

$$D_x \cdot G_x = D \cdot G \quad \text{hay} \quad D_x = D \cdot \frac{G}{G_x} \quad (3-23)$$

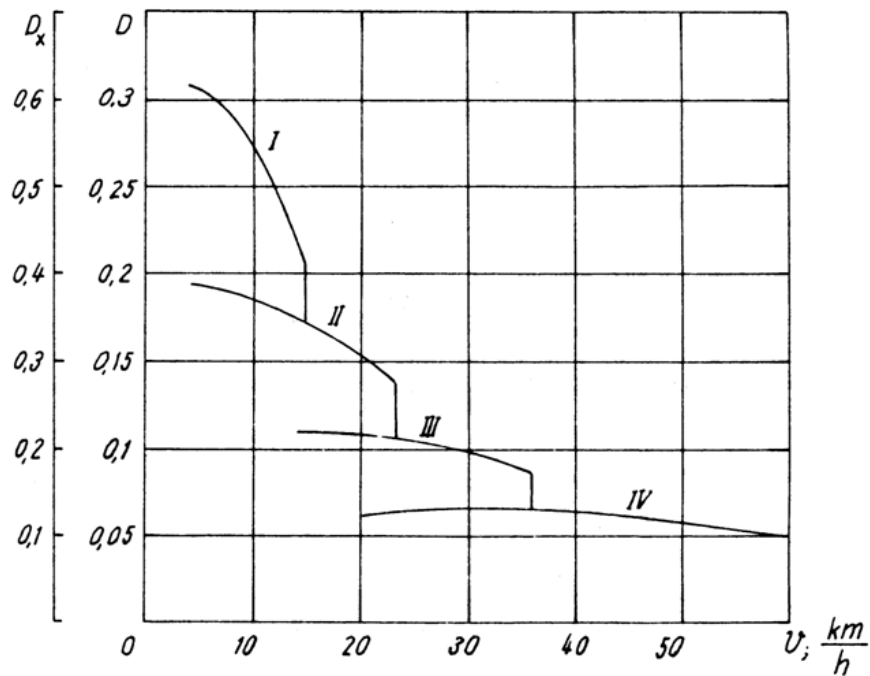
Trong đó: G_x - trọng lượng mới của ô tô.

D_x - nhân tố động lực học ứng với tải trọng mới.

G - trọng lượng của ô tô khi đầy tải.

D - nhân tố động lực học của ô tô ứng với tải trọng đầy.

Về phương diện đồ thị ta chỉ cần thay đổi tỷ lệ xích trên trục tung của đồ thị (giá trị nhân tố động lực học D) khi tải trọng đầy theo tỷ lệ G/G_x là ta có ngay đồ thị nhân tố động lực học ứng với tải trọng mới G_x .



Hình 3.12. Đồ thị nhân tố động lực học của ô tô, có 4 số truyền khi chuyển động với tải trọng đầy G và khi có $G_x = 0,5G$

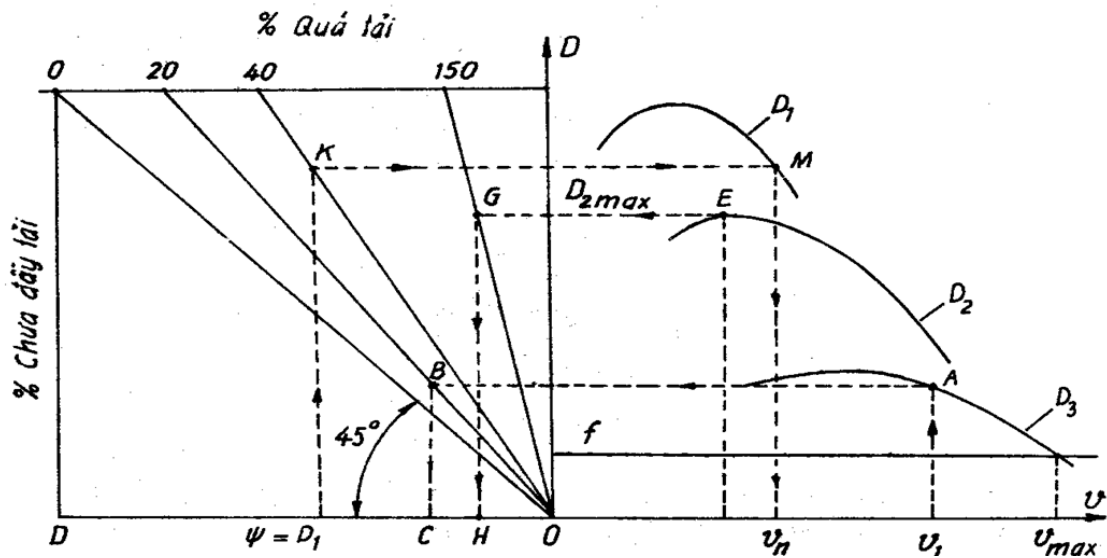
Tuy nhiên, tải trọng của ô tô thay đổi trong một phạm vi rất rộng, nên làm theo phương pháp này ta sẽ phải lập rất nhiều tỷ lệ trên trục tung (hình 3.11). Để khắc phục vấn đề này, người ta đưa ra một phương pháp xây dựng đồ thị nhân tố động lực học của ô tô trên một hệ trục tọa độ nhưng vẫn có thể biểu diễn được bất kỳ tải trọng nào đó của ô tô. Đồ thị này được gọi là đồ thị tia (hình 3.12)

Những đặc tính động lực học được lập ra ở góc phần tư bên phải của đồ thị tương ứng với trường hợp ô tô có tải trọng đầy, còn ở góc phần tư bên trái ta vạch từ gốc tọa độ các tia làm với trục hoành các góc α khác nhau với:

$$\text{tg } \alpha = \frac{D}{D_x} = \frac{G_x}{G} \quad (3-24)$$

Như vậy đối với mỗi tia nào đó ứng với một tải trọng G_x (tính ra phần trăm so với tải trọng đầy) của ô tô. Trong trường hợp $G_x = G$ thì $\text{tg } \alpha = 1$, tia này làm với trục

hoành một góc $\alpha = 45^\circ$, các tia có góc $\alpha < 45^\circ$ ở vào khu vực chưa đầy tải ($G_x < G$), các tia có góc $\alpha = 45^\circ$ ứng với khu vực qua tải ($G_x > G$).



Hình 3. 13. Đồ thị tia theo nhân tố động lực học khi tải trọng thay đổi

Qua đồ thị này ta có thể xác định được nhân tố động lực học của ô tô khi biết được vận tốc chuyển động v , tải trọng G_x và số truyền đang sử dụng, cũng có thể xác định được lực cản lớn nhất của mặt đường, xác định được số truyền và vận tốc thích hợp cho ô tô ứng với các điều kiện cho trước.

3.3. Ảnh hưởng của các thông số cấu tạo đến đặc tính động lực học của ô tô

3.3.1. Ảnh hưởng của tỷ số truyền của truyền lực chính

Từ công thức

$$D = \frac{M_e \cdot i_h \cdot i_p \cdot i_o \cdot \eta_t - W \cdot v^2}{r_b \cdot G}$$

và

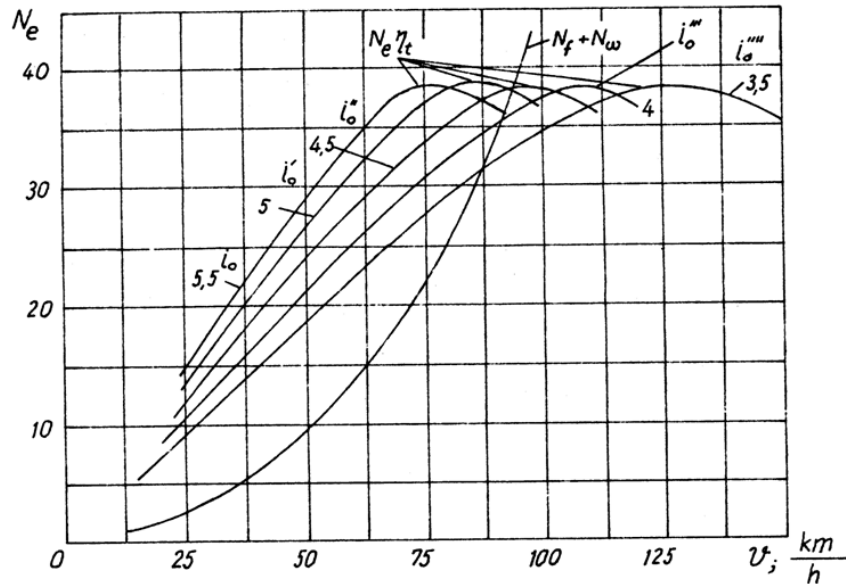
$$v = \frac{2\pi \cdot n_e \cdot r_b}{60 i_h \cdot i_p \cdot i_o}$$

Ta thấy rằng tỷ số truyền của truyền lực chính i_o có ảnh hưởng đến chất lượng động lực học của ô tô và vận tốc chuyển động của chúng. Khi tăng tỷ số truyền của truyền lực chính i_o thì nhân tố động lực học cũng tăng lên, có nghĩa là khả năng khắc phục các lực cản chuyển động của ô tô tăng lên nhưng khi tăng i_o lên sẽ đồng thời làm cho vận tốc lớn nhất ở mỗi số truyền giảm xuống và như vậy sẽ làm tăng số vòng quay của trục khuỷu động cơ cho một đơn vị quãng đường chạy, do đó dẫn đến tăng tiêu hao nhiên liệu và giảm tuổi thọ của các chi tiết trong động cơ.

Phương pháp chọn tỷ số truyền của truyền lực chính i_o được nghiên cứu dựa trên sự cân bằng công suất của ô tô với các tỷ số truyền khác nhau theo thứ tự giảm dần khi tỷ số truyền của hộp số là số truyền thẳng.

Trên cơ sở phân tích sự cân bằng công suất của ô tô với các tỷ số truyền khác nhau của truyền lực chính, ta rút ra kết luận rằng: chọn tỷ số truyền của truyền lực chính i_o

cần thoả mãn hai điều kiện là cần đạt được vận tốc lớn nhất có thể được, đồng thời yêu cầu lượng dự trữ công suất phải lớn để đảm bảo tăng tốc ô tô nhanh chóng. Tùy theo yêu cầu sử dụng có thể ưu tiên một trong hai điều kiện nêu trên, chẳng hạn với các ô tô thông thường chọn tỷ số truyền của truyền lực chính theo xu hướng có lượng dự trữ công suất để gia tốc nhanh, còn đối với các ô tô đua và ô tô thể thao nên chọn theo hướng đạt vận tốc lớn nhất.



Hình 3. 14. Đồ thị cân bằng công suất ô tô với các tỷ số truyền khác nhau của truyền lực chính
 Lựa chọn tỷ số truyền của truyền lực chính :

Tỷ số truyền của truyền lực chính được tính theo công thức:

$$i_o = \frac{\pi \cdot \Gamma_b \cdot n_{e_{max}}}{30 i_{hn} i_{pc} V_{max}}$$

Với :

i_{hn} – Tỷ số truyền của hộp số ở tay số cao nhất, nếu hộp số có số truyền thẳng thì ta lấy $i_{hn} = 1$, nếu hộp số có số truyền tăng ($i_{hn} < 1$) thì ta lấy theo số truyền tăng.

i_{pc} – Tỷ số truyền của hộp số phụ hay hộp phân phối ở số cao, sơ bộ có thể chọn $i_{pc} = 1 \div 1,5$.

$n_{e_{max}}$ – Số vòng quay lớn nhất của động cơ:

+ Ô tô con, thông thường lấy: $n_{e_{max}} = 5000 \div 5500$ vg/ph.

+ Ô tô vận tải , ô tô khách dùng động cơ xăng: $n_{e_{max}} = 2600 \div 3500$ vg/ph.

+ Ô tô vận tải , ô tô khách dùng động cơ diesel: $n_{e_{max}} = 2000 \div 2600$ vg/ph.

3.3.2. Ảnh hưởng của số lượng số truyền trong hộp số

Với hộp số có cấp thì số lượng số truyền có ảnh hưởng đến tính chất động lực học của ô tô, nếu số lượng số truyền tăng sẽ làm cho tốc độ trung bình của ô tô tăng lên, tăng được tính kinh tế nhiên liệu, tuy nhiên nếu số lượng số truyền tăng lên quá nhiều thì sẽ làm cho hộp số cồng kềnh, phức tạp cho người điều khiển. Vì thế số lượng

số truyền thường chọn từ 3 đến 6 cấp. Để khắc phục nhược điểm này, hiện nay trên các ô tô đời mới thường dùng hộp số vô cấp (còn gọi là hộp số tự động).

3.3.3. Ảnh hưởng của tỷ số truyền của hộp số

3.3.3.1. Xác định tỷ số truyền ở số I của hộp số

Tỷ số truyền ở số I của hộp số cần chọn thỏa mãn hai điều kiện là lực kéo tiếp tuyến phát ra ở bánh xe chủ động có thể khắc phục được lực cản lớn nhất của mặt đường đồng thời các bánh xe chủ động không bị trượt quay.

- Từ điều kiện thắng sức cản lớn nhất của mặt đường, ta có:

$$P_{kmax} \geq \psi_{max}.G \quad (3-25)$$

hay
$$\frac{M_{emax} \cdot i_0 \cdot i_{hl} \cdot i_{pc} \cdot \eta_t}{r_b} \geq \psi_{max}.G$$

Nghĩa là
$$i_{hl} \geq \frac{\Psi_{max} G \cdot r_b}{M_{emax} i_0 i_{pc} \eta_t} \quad (3-26)$$

Trong đó: i_{pc} - tỷ số truyền của hộp số phụ ở số truyền cao

Từ điều kiện các bánh xe chủ động không bị trượt quay, nghĩa là lực kéo tiếp tuyến lớn nhất bị giới hạn bởi điều kiện bám

Ta có:
$$P_{kmax} \leq P_{\varphi} = m.G.\varphi \quad (3-27)$$

với m - hệ số phân bố tải trọng lên các bánh xe chủ động

hay:
$$\frac{M_{emax} i_0 \cdot i_{hl} \cdot i_{pc} \cdot \eta_t}{r_b} \leq m.G.\varphi$$

Vậy theo điều kiện bám thì:
$$i_{hl} \leq \frac{m.G.\varphi.r_b}{M_{emax} \cdot i_0 \cdot i_{pc} \cdot \eta_t} \quad (3-28)$$

Kết hợp điều kiện thắng sức cản lớn nhất của mặt đường và các bánh xe không bị trượt quay thì tỷ số truyền ở số I của hộp số phải chọn sao cho:

$$\frac{m.G.\varphi.r_b}{M_{emax} \cdot i_0 \cdot i_{pc} \cdot \eta_t} \geq i_{hl} \geq \frac{\Psi_{max} G r_b}{M_{emax} \cdot i_0 \cdot i_{pc} \cdot \eta_t} \quad (3-29)$$

3.3.3.2. Xác định tỷ số truyền ở các số trung gian trong hộp số

Tỷ số truyền của các số trung gian trong hộp số thường được xác định theo hai phương pháp là:

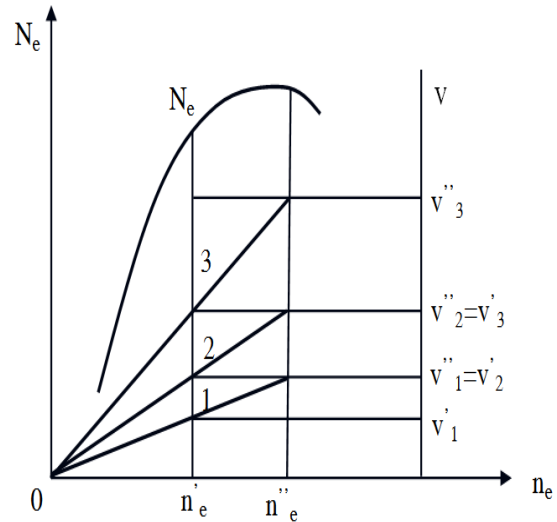
- Xác định tỷ số truyền theo cấp số nhân
- Xác định tỷ số truyền theo cấp số điều hoà

a. Xác định tỷ số truyền theo cấp số nhân

Phương pháp này hiện nay được sử dụng rộng rãi để chọn hệ thống tỷ số truyền của hộp số ô tô loại cơ khí. Phương pháp này dựa trên cơ sở sử dụng công suất trung bình của động cơ khi làm việc ở chế độ toàn tải là không thay đổi trong quá trình

tăng tốc ô tô. Như vậy, khi tăng tốc ở các tay số khác nhau thì số vòng quay của động cơ biến thiên trong một giới hạn không đổi ($n_e' - n_e''$) và giả thiết rằng trong khi sang số, ô tô không bị mất mát vận tốc, nghĩa là:

$$\left. \begin{aligned} v_1'' &= v_2' \\ v_2'' &= v_3' \\ v_{n-1}'' &= v_n' \\ \frac{n_e''}{i_{hI}} &= \frac{n_e'}{i_{hII}} \\ \frac{n_e''}{i_{hII}} &= \frac{n_e'}{i_{hIII}} \\ \frac{n_e''}{i_{h(n-1)}} &= \frac{n_e'}{i_{hn}} \end{aligned} \right\} \quad (3-30)$$



Hình 3. 15. Đồ thị sang số của ô tô có hộp số ba cấp bố trí theo cấp số nhân

Từ công thức (3-30) ta có:

$$\frac{i_{hI}}{i_{hII}} = \frac{i_{hII}}{i_{hIII}} = \dots = \frac{i_{h(n-1)}}{i_{hn}} = \frac{n_e''}{n_e'} = q \quad (3-31)$$

Trong đó: v' , v'' - vận tốc ô tô tương đương với số vòng quay n_e' và n_e'' của trục khuỷu động cơ.

n - số lượng số truyền của hộp số.

Từ biểu thức (3-31) ta thấy rằng tỷ số truyền của hộp số được sắp xếp theo cấp số nhân mà công bội là "q", do đó ta suy ra:

$$i_{hII} = \frac{i_{hI}}{q}; \quad i_{hIII} = \frac{i_{hII}}{q}; \dots; \quad i_{hn} = \frac{i_{h(n-1)}}{q} = \frac{i_{hI}}{q^{(n-1)}} \quad (3-32)$$

Như vậy công bội q sẽ là:

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{i_{hI}}{i_{hn}}} \quad (3-33)$$

Thông thường người ta chọn tỷ số truyền ở số cuối cùng là số truyền thẳng, tức là $i_{hn} = 1$, khi đó công bội q sẽ là:

$$q = \sqrt[n-1]{i_{hI}} \quad (3-34)$$

Trong trường hợp này, tỷ số truyền của các số trung gian trong hộp số được xác định theo biểu thức sau đây:

$$i_{hII} = \sqrt[n-1]{i_{hI}^{(n-2)}}; \quad i_{hIII} = \sqrt[n-1]{i_{hI}^{(n-3)}}; \dots; \quad i_{hk} = \sqrt[n-1]{i_{hI}^{(n-k)}} \quad (3-35)$$

Trong đó: k - số thứ tự của số truyền

Ở một số xe ô tô vận tải, thường có số truyền tăng (còn gọi là số truyền vượt tốc với $i_{hn} < 1$) nhằm tăng được vận tốc của ô tô khi chuyển động trên loại đường tốt. Khi

đó số truyền thẳng sẽ là số truyền trước nó ($i_{h(n-1)} = 1$). Do đó công thức tổng quát để xác định tỷ số truyền ở các số trung gian như sau:

- Công bội của cấp số:

$$q = \sqrt[n-2]{i_{hI}} \quad (3-36)$$

- Tỷ số truyền thứ k sẽ là:

$$i_{hk} = \sqrt[n-2]{i_{hI}^{(n-1+k)}} \quad (3-37)$$

Qua các biểu thức trên ta có nhận xét :

+ Ô tô thông thường hay sử dụng ở số cao của hộp số, nhưng ở khu vực này thì số lượng số truyền ít so với số lượng số truyền có được ở số thấp, đây là một nhược điểm khi chọn hệ thống tỷ số truyền cho các số trung gian theo cấp số nhân.

+ Đối với hộp số có cấp thì số lượng số truyền bị hạn chế như đã trình bày khi chọn số lượng số truyền của hộp số, do đó sẽ hạn chế khả năng tăng vận tốc trung bình của ô tô và hệ số sử dụng tải trọng của động cơ.

+ Nếu $q = 1$ thì số cấp của hộp số sẽ tăng lên vô hạn, do đó dẫn đến tốc độ trung bình của ô tô cũng như hệ số sử dụng công suất của động cơ sẽ tăng lên. Vì vậy ngày nay xu hướng đang phát triển là sử dụng hộp số vô cấp.

b. Xác định tỷ số truyền theo cấp số điều hoà

Nhằm mục đích khắc phục nhược điểm của hệ thống tỷ số truyền chọn theo cấp số nhân là ở khu vực số cao thì số lượng số truyền ít, người ta có thể chọn hệ thống tỷ số truyền sao cho khoảng tốc độ giữa các số truyền là như nhau, nghĩa là :

$$v_2 - v_1 = v_3 - v_2 = \dots = v_n - v_{n-1} = \text{const}$$

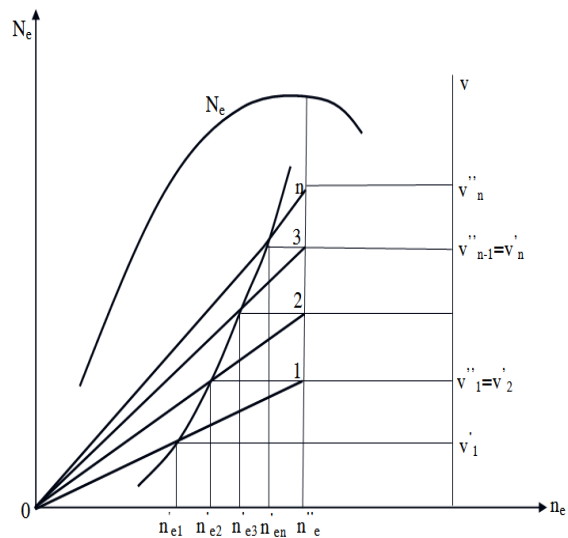
Tương ứng với vận tốc ở các số truyền khác nhau tại số vòng quay n''_e của động cơ, ta có :

$$v_1'' = \frac{2\pi r_b n_e''}{60 i_0 i_{h1} i_{pc}} ; v_2'' = \frac{2\pi r_b n_e''}{60 i_0 i_{h2} i_{pc}} \quad (3.38)$$

$$v_{n-1}'' = \frac{2\pi r_b n_e''}{60 i_0 i_{h(n-1)} i_{pc}} ; v_n'' = \frac{2\pi r_b n_e''}{60 i_0 i_{hn} i_{pc}} \quad (3.39)$$

Như vậy ta có:

$$\frac{1}{i_{h2}} - \frac{1}{i_{h1}} = \frac{1}{i_{h3}} - \frac{1}{i_{h2}} = \dots = \frac{1}{i_{hn}} - \frac{1}{i_{h(n-1)}} = a \quad (3.40)$$



Hình 3. 16. Đồ thị sang số của ô tô khi tỉ số truyền bố trí theo cấp số điều hoà.

Với :

a – Hằng số điều hoà.

n – Số lượng số truyền của hộp số.

Từ công thức (3.40), ta xác định được tỷ số truyền của các số trung gian trong hộp số khi biết tỷ số truyền ở số 1 là i_{h1} và hằng số điều hoà là a.

$$\begin{aligned} \frac{1}{i_{h2}} - \frac{1}{i_{h1}} &= a \rightarrow i_{h2} = \frac{i_{h1}}{1 + a.i_{h1}} \\ \frac{1}{i_{h3}} - \frac{1}{i_{h2}} &= a \rightarrow i_{h3} = \frac{i_{h1}}{1 + 2a.i_{h1}} \\ &\dots = \dots \\ \frac{1}{i_{hn}} - \frac{1}{i_{h(n-1)}} &= a \rightarrow i_{hn} = \frac{i_{h1}}{1 + (n-1).a.i_{h1}} \end{aligned} \quad (3.41)$$

Nếu số truyền cuối cùng của hộp số là số truyền thẳng $i_{h,n} = 1$ thì ta có :

$$\frac{1}{i_{hn}} - \frac{1}{i_{h(n-1)}} = a \rightarrow 1 - \frac{1}{i_{h(n-1)}} = a$$

Và
$$1 = \frac{i_{h1}}{1 + (n-1).a.i_{h1}}$$

Vậy :
$$a = \frac{i_{h1} - 1}{(n-1).i_{h1}} \quad (3.42)$$

Hằng số điều hoà a phụ thuộc vào tỷ số truyền ở số 1 i_{h1} của hộp số và số lượng số truyền của chúng. Khi đã xác định được hằng số điều hoà a, ta xác định tỷ số truyền của các số trung gian trong hộp số bằng các kết hợp các biểu thức (3.41) và (3.42), ta có :

$$\begin{aligned} i_{h2} &= \frac{(n-1).i_{h1}}{(n-2) + i_{h1}} \\ i_{h3} &= \frac{(n-1).i_{h1}}{(n-3) + 2i_{h1}} \\ &\dots = \dots \\ i_{h(n-1)} &= \frac{(n-1).i_{h1}}{1 + (n-2)i_{h1}} \end{aligned} \quad (3.43)$$

Và tỷ số truyền ở số thứ k của hộp số :

$$i_{hk} = \frac{(n-1).i_{h1}}{(n-k) + (k-1)i_{h1}} \quad (3.44)$$

Đồ thị chuyển số của ô tô khi tỷ số truyền của hộp số phân bố theo cấp số điều hoà được biểu thị trên (hình 3.16). Khác với cấp số nhân, đối với cấp số điều hoà, khi chuyển từ số này sang số khác thì số vòng quay nhỏ của động cơ không phải là một trị

số cố định, mà ở các số truyền càng cao thì số vòng quay nhỏ càng lớn :

$$n'_{en} > \dots > n'_{e2} > n'_{e1}$$

Do đó ở số truyền càng cao, động cơ làm việc càng gần trị số công suất lớn nhất và thời gian tăng tốc càng ngắn. Đó là ưu điểm chỉ có được ở cấp số điều hòa.

3.3.3.3. Xác định tỷ số truyền của số lùi :

Khi xe chạy lùi, vận tốc của xe phải nhỏ để đảm bảo an toàn, nên người ta thường chọn tỉ số truyền của số lùi như sau:

$$i_1 = (1,2 \div 1,3) i_{h1} \quad (3.45)$$

3.4. Tính toán sức kéo của ô tô

3.4.1. Các dạng thông số sử dụng trong tính toán sức kéo

Khi tính toán sức kéo của ô tô thường có ba dạng thông số là

- Các thông số cho trước
- Các thông số chọn
- Các thông số cần tính toán

3.4.1.1. Các thông số cho trước

Các thông số cho trước bao gồm:

- Loại ô tô và loại động cơ dùng trên ô tô
- Tải trọng hữu ích hoặc số hành khách
- Vận tốc lớn nhất của ô tô ở số truyền cao
- Hệ số cản của mặt đường ứng với vận tốc lớn nhất.
- Hệ số cản lớn nhất của mặt đường mà ô tô có thể khắc phục được ở số I.
- Loại hệ thống truyền lực.

Đối với ô tô vận tải thì hệ số cản tổng cộng của mặt đường ψ cần lớn hơn một ít so với hệ số cản tổng cộng khi ô tô chuyển động ứng với vận tốc lớn nhất của ô tô để ô tô có một phần năng lượng dự trữ nhằm làm cho ô tô chuyển động ổn định ở vận tốc lớn nhất.

3.4.1.2. Các thông số chọn

Các thông số chọn gồm có:

- Trọng lượng bản thân của ô tô.
- Hệ số cản của không khí K và diện tích cản chính diện của ô tô F (hoặc nhân tố cản không khí W).
- Trọng lượng phân bố ra các cầu khi không tải và khi đầy tải.
- Tốc độ góc của trục khuỷu động cơ ứng với công suất lớn nhất.
- Hiệu suất của hệ thống truyền lực.

3.4.1.3. Các thông số cần tính toán

Các thông số cần tính toán gồm có:

- Công suất của động cơ (kW)
- Thể tích công tác của động cơ (lít)

- Tỷ số truyền của truyền lực chính
- Số lượng số truyền và tỷ số truyền của các số trong hộp số.

3.4.2. Trình tự tính toán

3.4.2.1. Xác định trọng lượng toàn bộ của ô tô

- Đối với ô tô du lịch và ô tô chở khách

$$G = G_0 + n_h \cdot G_h + G_{hl}$$

Trong đó: G_0 - trọng lượng bản thân ô tô
 n_h - số hành khách kể cả người lái và phụ xe
 G_h - trọng lượng của một hành khách
 G_{hl} - trọng lượng của hành lý.

- Đối với ô tô tải

$$G = G_0 + n_c \cdot G_h + G_{hh}$$

Trong đó: G_h - trọng lượng của một người ngồi trên xe
 n_c - số chỗ ngồi trong buồng lái.
 G_{hh} - trọng lượng của hàng hoá chuyên chở.

3.4.2.2. Chọn lốp

- Xác định tải trọng tác dụng lên một bánh xe.
- Chọn lốp theo tải trọng tác dụng.
- Xác định bán kính làm việc trung bình của bánh xe.

3.4.2.3. Xác định công suất lớn nhất của động cơ

- Xác định công suất của động cơ khi ô tô chuyển động với vận tốc lớn nhất

$$N_v = \frac{1}{\eta_t} (\psi G v_{\max} + K F v_{\max}^3)$$

Trong đó: ψ - hệ số cản của mặt đường ứng với vận tốc lớn nhất
 - Công suất lớn nhất của động cơ

$$N_{e\max} = \frac{N_v}{a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3} \quad (3-46)$$

Với
$$\lambda = \frac{n_{e\max}}{n_N}$$

Trong đó:

- $n_{e\max}$ - số vòng quay lớn nhất của động cơ ứng với vận tốc lớn nhất của ô tô
- n_N - số vòng quay của động cơ ứng với công suất lớn nhất
- Xác định công suất của động cơ theo các số vòng quay khác nhau

$$N_e = \frac{N_{e\max}}{a \left[\frac{n_e}{n_N} \right] + b \left[\frac{n_e}{n_N} \right]^2 - c \left[\frac{n_e}{n_N} \right]^3}$$

3.4.2.4. Xác định thể tích công tác của động cơ

$$V_c = \frac{17,5 \cdot 10^5 \tau \cdot N_{e \max}}{P_{eN} n_N} \quad (3-47)$$

Trong đó: τ - số kỳ của động cơ

P_{eN} - áp suất hữu ích trung bình ứng với công suất lớn nhất của động cơ

3.4.2.5. Xác định tỷ số truyền của truyền lực chính

$$i_0 = \frac{2\pi \cdot r_b \cdot n_{e \max}}{60 i_{hl} i_{pc} v_{\max}} \quad (3-48)$$

3.4.2.6. Xác định số lượng số truyền, tỷ số truyền ở các số, tỷ số truyền của hộp số phụ hoặc hộp phân phối

- Xác định số lượng số truyền và tỷ số truyền ở các số của hộp số chính
- Tỷ số truyền của số lùi

$$i_l = (1,2 \div 1,3) i_{hl}$$

- Tỷ số truyền của hộp số phụ hoặc hộp phân phối

Số phụ cao: $i_{pc} = 1,0 \div 1,5$

Số phụ thấp: $i_{pt} = \frac{\varphi \cdot G \cdot r_b}{M_{e \max} \cdot i_0 \cdot i_{hl} \eta_t} \quad (3-49)$

***Lưu ý:**

Khi tìm được giá trị tỷ số truyền ở số thấp theo biểu thức (3- 41) ta cần kiểm tra lại theo điều kiện ô tô chuyển động ở tốc độ nhỏ nhất $v_{\min} = (0,81 \div 1,38)m/s$

$$V_{\min} = \frac{2\pi \cdot r_b \cdot n_{e \min}}{60 \cdot i_0 \cdot i_{hl} \cdot i_{pt}}$$

Trong đó: $n_{e \min}$ - số vòng quay nhỏ nhất của trục khuỷu động cơ

3.5. Ảnh hưởng của truyền động thủy lực tới chất lượng kéo của ô tô

Ngày nay trên nhiều ô tô có trang bị hệ thống truyền lực thủy cơ. Hệ thống truyền lực thủy cơ thường có ba loại chủ yếu sau

- Ly hợp thủy lực với hộp số cơ khí.
- Biến mô thủy lực.
- Biến mô thủy lực kết hợp với hộp số cơ khí.

Dùng các loại truyền lực nói trên trong hệ thống truyền lực của ô tô có những ưu điểm sau:

- Điều khiển ô tô dễ dàng, nhẹ nhàng.
- Tăng tốc ô tô nhanh chóng và êm dịu.
- Nâng cao chất lượng kéo của ô tô và tính kinh tế nhiên liệu của chúng.
- Nâng cao được tính năng cơ động của ô tô.
- Giảm được tải trọng động lên hệ thống truyền lực.

3.5.1. Ảnh hưởng của ly hợp thủy lực tới chất lượng kéo của ô tô

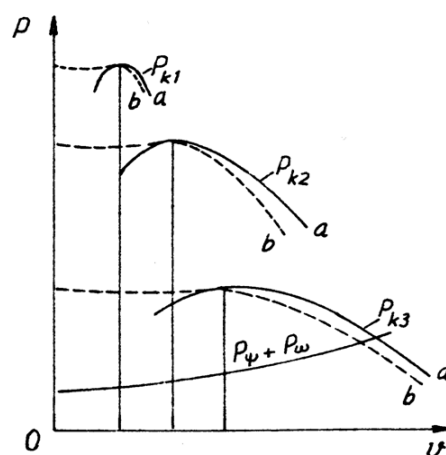
Chất lượng kéo của ô tô phụ thuộc vào tỷ số truyền của hộp số. Khi gài mỗi tay số sẽ xác định được mối quan hệ giữa vận tốc của ô tô và tốc độ quay của trục khuỷu động cơ. Trong một số điều kiện làm việc nhất định, ly hợp có thể bị trượt, các chi tiết của nó nóng lên và dẫn đến hư hỏng. Vì vậy ly hợp ma sát không thể làm việc ở chế độ trượt lâu dài được. Nếu trong hệ thống truyền lực ta thay ly hợp ma sát bằng ly hợp thủy lực thì sẽ có khả năng:

- Làm việc trong điều kiện trượt lâu dài giữa bánh bơm và bánh tước bin mà không gây hư hỏng.

- Trục khuỷu động cơ quay ổn định ở số vòng quay cao khi ô tô chuyển động ở tốc độ thấp. Nhờ đó ô tô có thể tăng tốc nhanh chóng, vì vậy nó có thể cải thiện tốt đặc tính kéo của ô tô ở tốc độ thấp và khả năng tăng tốc của ô tô nhanh hơn, êm dịu hơn.

Hình 3.17 là đồ thị minh họa đặc tính kéo của ô tô với hệ thống truyền lực dùng ly hợp ma sát (đường đứt nét) và ly hợp thủy lực (đường liền nét) cùng hộp số cơ khí có ba số truyền.

Qua đồ thị ta thấy rằng nếu trong hệ thống truyền lực dùng ly hợp thủy lực thì ô tô có thể làm việc ổn định ở vận tốc rất nhỏ ở số I của hộp số. Như vậy nó làm cho đặc tính kéo của ô tô tốt hơn và khả năng tăng tốc của ô tô nhanh hơn, êm dịu hơn.



Hình 3. 17. Đồ thị đặc tính kéo của ô tô
a. Khi đặt ly hợp ma sát
b. Khi đặt ly hợp thủy lực

3.5.2. Ảnh hưởng của biến mô thủy lực tới chất lượng kéo của ô tô

Trong hệ thống truyền lực, nếu ta thay ly hợp ma sát và hộp số có cấp bằng biến mô thủy lực thì ta có truyền động vô cấp. Biến mô thủy lực làm nhiệm vụ thay đổi vô cấp tự động tỷ số truyền của hệ thống truyền lực theo trị số lực cản chuyển động của ô tô khi động cơ làm việc ở một chế độ ổn định, đồng thời cho phép tăng tốc ô tô một cách nhanh chóng, êm dịu, không làm ngắt quãng dòng công suất truyền tới các bánh xe chủ động. Truyền mô men xoắn trong biến mô thủy lực cũng như trong ly hợp thủy lực được thực hiện bằng việc sử dụng động năng dòng chất lỏng tuần hoàn trong bánh công tác của biến mô hay ly hợp thủy lực.

Dựa vào lý thuyết về máy thủy lực, người ta đã chứng minh được rằng: khi biến mô làm việc ở chế độ ổn định thì tổng số mô men xoắn tác dụng lên các bánh công tác của nó bằng không, nghĩa là:

$$M_T + M_B + M_p = 0 \quad \text{hay} \quad -M_T = M_B + M_p \quad (3-50)$$

Trong đó: M_T - mô men của bánh tuốc bin

M_B - mô men của bánh bơm

M_p - mô men của bánh phản ứng

Dấu (-) đặt trước mô men xoắn của bánh tuốc bin M_T cho thấy bánh tuốc bin là phân tử bị động. Tác dụng biến đổi mô men của biên mô thủy lực được đặc trưng bởi hệ số biến mô, ký hiệu là K_{mb}

$$K_{mb} = \frac{M_T}{M_B} \quad (3-51)$$

Tỷ số giữa số vòng quay của trục bánh tuốc bin và bánh bơm được gọi là tỷ số truyền động, ký hiệu là i_{bm}

$$i_{bm} = \frac{n_T}{n_B} \quad (3-52)$$

Hiệu suất của biên mô thủy lực được xác định bằng biểu thức

$$\eta_{bm} = \frac{N_T}{N_B} = \frac{M_T n_T}{M_B n_B} = K_{bm} \cdot i_{bm} \quad (3-53)$$

Trong đó: N_T - công suất phát ra tại bánh tuốc bin

N_B - công suất phát ra tại bánh bơm

Giá trị mô men xoắn của bánh bơm và bánh tuốc bin được xác định theo biểu thức sau:

$$\left. \begin{aligned} M_B &= \lambda_1 \cdot \gamma \cdot n_B^2 \cdot D^5 \\ M_T &= \lambda_2 \cdot \gamma \cdot n_T^2 \cdot D^5 \end{aligned} \right\} \quad (3-54)$$

Trong đó: λ_1, λ_2 - hệ số mô men sơ cấp và thứ cấp của biên mô thủy lực

N_B, n_T - số vòng quay của bánh bơm và bánh tuốc bin

γ - trọng lượng riêng của chất lỏng chứa trong biên mô

D - đường kính ngoài của khoang công tác của biên mô.

Từ biểu thức (3-46) ta suy ra:

$$\lambda_2 = \lambda_1 \frac{M_T}{M_B} = \lambda_1 \cdot K_{bm} \quad (3-55)$$

Lưu ý:

Hệ số mô men sơ cấp của biên mô thủy lực λ_1 đặc trưng cho tính chất thay đổi tải trọng tác dụng trên trục bánh bơm khi thay đổi tải trọng trên trục tuốc bin. Nếu $\lambda_1 \approx$ hằng số thì biên mô được gọi là loại không nhảy, nếu λ_1 thay đổi thì biên mô được gọi là loại nhảy.

Trong hệ thống truyền lực, nếu sử dụng biên mô loại nhảy thì khi lực cản chuyển động của ô tô tăng lên thì vận tốc góc của trục bánh bơm cũng như vận tốc góc

của trục khuỷu sẽ tự động giảm xuống, dẫn đến mô men xoắn của động cơ tăng lên trong khi độ mở của bướm ga không thay đổi.

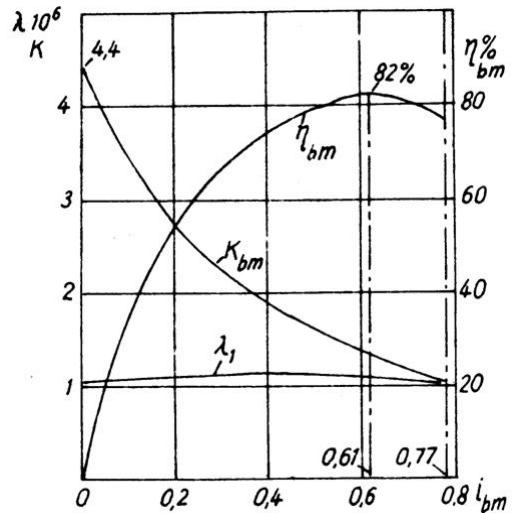
Ngược lại khi giảm lực cản chuyển động của ô tô thì vận tốc góc của trục khuỷu động cơ cũng như vận tốc chuyển động của ô tô tăng lên.

Sự thay đổi của các thông số của biến mô thủy lực trong quá trình làm việc theo tỷ số truyền động i_{bm} được biểu diễn bằng đồ thị.

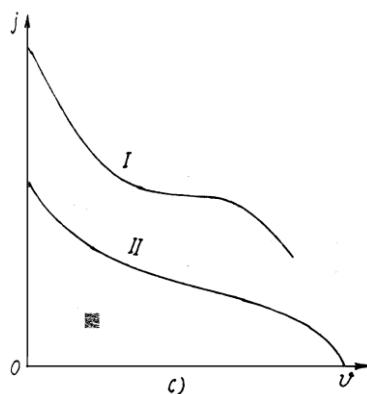
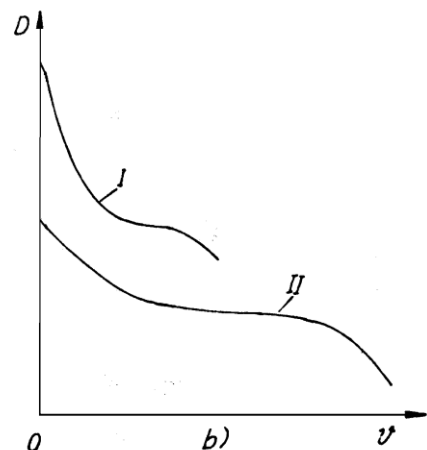
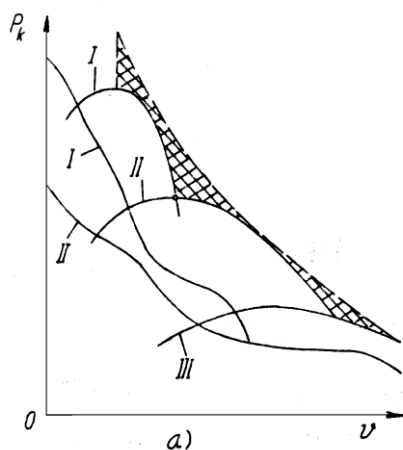
Đồ thị đó gọi là đường đặc tính không thứ nguyên của biến mô thủy lực.

Để làm rõ ảnh hưởng của biến mô thủy lực đến tính chất động lực học của ô tô, ta xem xét các đồ thị về lực kéo tiếp tuyến P_k , nhân tố động lực học D và gia tốc j được trình bày bên dưới

Qua các đồ thị hình 3.18, ta thấy rằng: nếu như hiệu suất của biến mô thủy lực xem như không đổi và bằng hiệu suất của hộp số cơ khí thông thường thì sự thay đổi lực kéo tiếp tuyến trong nhiều trường hợp là rất lớn so với lực kéo tiếp tuyến ở hộp số có cấp (phần gạch chéo)



Hình 3. 18. Đồ thị đặc tính không thứ nguyên của biến mô thủy lực



Hình 3. 19. Đồ thị đặc tính động lực học của ô tô có biến mô thủy lực kết hợp với hộp số cơ khí 3 cấp

- a. Đồ thị lực kéo P_k
- b. Đồ thị đặc tính động lực học D
- c. Đồ thị gia tốc j

Phần lực kéo dư này bảo đảm làm tốt hơn tính chất động lực học của ô tô. Tuy

nhiên hiệu suất của biến mô thủy lực có thay đổi và ở khu vực tốc độ góc lớn thì hiệu suất của biến mô nhỏ. Vì vậy trong thực tế thì lực kéo tiếp tuyến khi có biến mô thủy lực sẽ thay đổi và nhỏ hơn so với lực kéo tiếp tuyến dùng hộp số cơ khí. Nhân tố động lực học D, quãng đường tăng tốc S và thời gian tăng tốc T được cải thiện tốt hơn ở truyền lực có dùng biến mô thủy lực.

CÂU HỎI ÔN TẬP

1. Xây dựng và phân tích đồ thị cân bằng lực kéo của ô tô.
2. Xây dựng đồ thị nhân tố động lực học và ý nghĩa
3. Phân tích nhân tố động lực học của ô tô khi tải trọng thay đổi.
4. Ý nghĩa của việc nghiên cứu sự ảnh hưởng của hệ thống truyền lực đến đặc tính động lực học của ô tô.

Chương 4

TÍNH KINH TẾ NHIÊN LIỆU CỦA Ô TÔ

4.1. Mức tiêu hao nhiên liệu và định mức tiêu hao nhiên liệu

4.1.1. Các chỉ tiêu đánh giá tính kinh tế nhiên liệu của ô tô

Tính kinh tế nhiên liệu của ô tô vận tải được đánh giá bằng mức tiêu hao nhiên liệu trên quãng đường 100km, hoặc tiêu hao nhiên liệu cho một tấn-km. Đối với ô tô chở khách được tính theo mức tiêu hao nhiên liệu cho một hành khách-km hoặc 100km

Mức tiêu hao nhiên liệu cho một đơn vị quãng đường chạy q_d của ô tô được xác định theo biểu thức sau:

$$q_d = \frac{100Q}{S^x} \quad (\text{lít}/100\text{km}) \quad (4-1)$$

Mức tiêu hao nhiên liệu cho một đơn vị hàng hoá vận chuyển q_c được xác định theo biểu thức sau:

$$q_c = \frac{Q\rho_n}{G_t S_t} \quad (\text{kg}/\text{Tấn.km}) \quad (4-2)$$

Trong đó:

Q - lượng tiêu hao nhiên liệu (lít)

S^x - Quãng đường chạy được của ô tô (km)

G_t - Khối lượng hàng hoá chuyên chở (Tấn)

S_t - Quãng đường chuyên chở của ô tô khi có hàng (km)

r_n - Tỷ trọng của nhiên liệu (kg/lít)

4.1.2. Phương trình tiêu hao nhiên liệu

Tính kinh tế nhiên liệu của ô tô phụ thuộc vào tính kinh tế nhiên liệu của động cơ và sự tiêu hao công suất để khắc phục lực cản chuyển động.

Mức tiêu hao nhiên liệu theo thời gian được tính theo biểu thức:

$$G_T = \frac{Q\rho_n}{t} \quad (\text{kg}/\text{h}) \quad (4-3)$$

Để đánh giá mức tiêu hao nhiên liệu của động cơ ta dùng mức tiêu hao nhiên liệu có ích g_e :

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} = \frac{Q\rho_n}{N_e t} \quad (\text{kg}/\text{kWh}) \quad (4-4)$$

Trong đó: N_e - Công suất có ích của động cơ (kW)

Thông qua thí nghiệm động cơ và tính toán, ta xây dựng được đồ thị quan hệ giữa công suất của động cơ N_e và suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ với số vòng quay của trục khuỷu: $N_e = f(n_e)$ và $g_e = f(n_e)$. Đồ thị này trình bày trên hình 4.1 và được gọi là đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ. Từ công thức 4-1 và 4-4 ta rút ra được biểu thức tính mức tiêu hao nhiên liệu như sau:

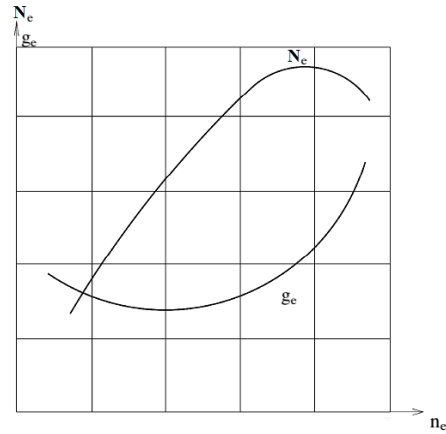
$$q_{đ} = \frac{100g_e N_e t}{S^x \rho_n} = \frac{100g_e N_e}{v \rho_n} \quad (\text{lít/100km}) \quad (4-5)$$

Trong đó:

$$v = \frac{S^x}{t} \text{ là vận tốc của ô tô (km/h)}$$

Khi ô tô chuyển động, công suất cần thiết phát ra để khắc phục các lực cản chuyển động như sau:

$$N_e = \frac{(P_\psi + P_\omega \pm P_j)}{1000 \eta_t} v \quad (\text{kW}) \quad (4-6)$$



Hình 4. 1. Đường đặc tính ngoài của động cơ

Như vậy mức tiêu hao nhiên liệu sẽ là:

$$q_{đ} = \frac{(P_\psi + P_\omega \pm P_j) 0,36 g_e}{\rho_n \eta_t} \quad (\text{lít/100km}) \quad (4-7)$$

Biểu thức (4-7) gọi là phương trình đánh giá mức tiêu hao nhiên liệu khi ô tô chuyển động không ổn định

Khi ô tô chuyển động ổn định ($P_j = 0$) thì biểu thức trên có dạng:

$$q_{đ} = \frac{(P_\psi + P_\omega) 0,36 g_e}{\rho_n \eta_t} \quad (\text{lít/100km}) \quad (4-8)$$

4.1.3. Khái niệm về định mức tiêu hao nhiên liệu

Phần trên đã xác định các phương pháp xác định mức tiêu hao nhiên liệu của ô tô về mặt lý thuyết là cơ bản. Trong điều kiện thực tế còn rất nhiều yếu tố ảnh hưởng tới mức tiêu hao nhiên liệu của ô tô như lồi xe, quay đầu xe, xếp dỡ hàng hoá, qua phà.

Qua phân tích các công thức lý thuyết kết hợp với điều kiện sử dụng thực tế ta xác định suất tiêu hao nhiên liệu cho 100km quãng đường xe chạy và được biểu thị theo biểu thức sau:

$$q_{đ} = \left(\frac{K_1 S}{100} + \frac{K_2 P}{100} + K_3 Z \right) \quad (\text{lít})$$

K_1 - Định mức tiêu hao nhiên liệu cho bản thân ô tô chuyển động và tổn thất nội năng của ô tô (lít/100km)

S - Quãng đường đi được của ô tô (km)

K_2 - Định mức tiêu hao nhiên liệu cho một tấn hàng hoá vận chuyển trong 100km (lít/100km)

P - Công vận chuyển (t.km)

K_3 - Định mức tiêu hao nhiên liệu phụ cho mỗi lần xe quay đầu, cho mỗi chuyển (lít/lần)

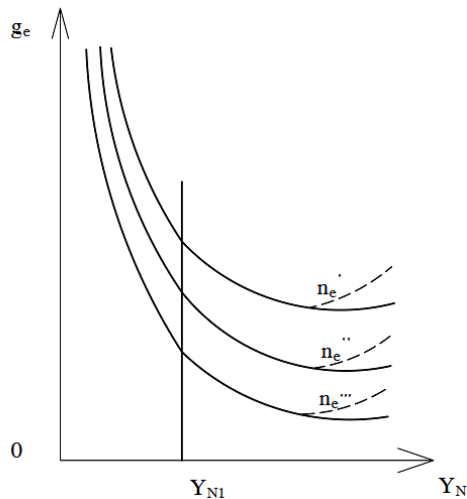
Z - Số lần xe quay đầu xe cho mỗi chuyển

4.2. Đặc tính kinh tế nhiên liệu của ô tô

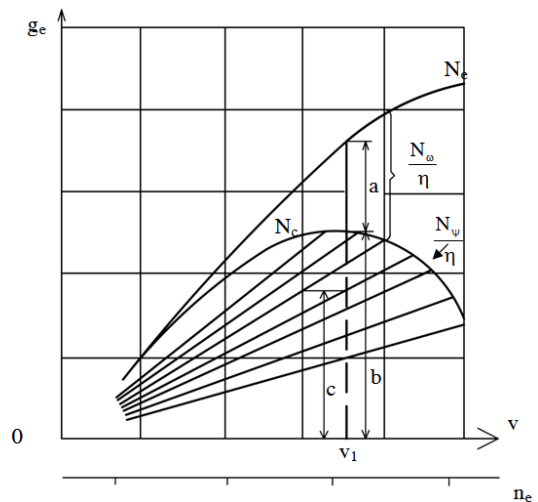
4.2.1. Đường đặc tính kinh tế nhiên liệu của ô tô khi chuyển động không ổn định

Sử dụng phương trình (4-8) để tính toán mức tiêu hao nhiên liệu khi ô tô chuyển động ổn định ta gặp rất nhiều khó khăn vì chỉ số g_e phụ thuộc vào số vòng quay của trục khuỷu n_e và mức độ sử dụng công suất động cơ Y_N . Vì vậy ta cần xây dựng đường đặc tính tiêu hao nhiên liệu cho ô tô

Trước tiên ta xây dựng đồ thị mức tiêu hao nhiên liệu của động cơ theo mức độ sử dụng công suất động cơ (bằng thí nghiệm), nghĩa là $g_e = f(Y_N)$ ứng với số vòng quay khác nhau của động cơ (hình 4.2). Qua đồ thị ta thấy mức độ sử dụng công suất động cơ càng tăng thì suất tiêu hao nhiên liệu càng giảm.



Hình 4.2. Đồ thị đặc tính tải trọng của động cơ ($n_e > n_e'' > n_e'''$)



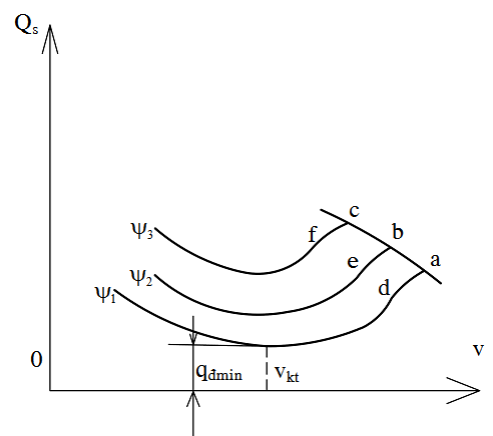
Hình 4.3. Đồ thị cân bằng công suất của ô tô với các hệ số cản khác nhau của mặt đường

Tiếp đó ta xây dựng đồ thị cân bằng công suất của ô tô khi chuyển động ổn định với các hệ số cản ψ của mặt đường khác nhau để tìm mức độ sử dụng công suất động cơ Y_N (hình 4.3).

Hình 4.3 là đồ thị cân bằng công suất của động cơ cho một số truyền có các đường N_ψ với các trị số ψ khác nhau.

Dựa vào đồ thị này, ta có thể xác định Y_N ứng với số vòng quay của động cơ n_e . Từ đồ thị Y_N , n_e tìm được trên đồ thị 4.3, dựa vào đồ thị 4.2 ta tìm được g_e của động cơ.

Sau khi tính toán được các trị số P_ψ , P_0 tương ứng và thay chuyển động ổn định ta xác định được mức tiêu hao nhiên liệu như trên hình 4.4 và được gọi là đồ thị đặc tính tiêu hao nhiên liệu của ô tô.



Hình 4.4. Đồ thị đặc tính tiêu hao nhiên liệu của ô tô khi chuyển động ổn định

Khi thay tất cả trị số tìm được vào phương trình 4-8, ta xác định trị số mức tiêu hao nhiên liệu của ô tô khi chuyển động ổn định.

Trên mỗi đường cong của đồ thị có hai điểm đặc trưng:

- Điểm thứ nhất xác định mức tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất q_{\min} thì vận tốc tại điểm đó được gọi là vận tốc

- Điểm thứ hai là nút cuối cùng của mỗi đường cong, nó đặc trưng cho mức tiêu hao nhiên liệu khi động cơ làm việc ở chế độ toàn tải (a, b, c) và tương ứng với vận tốc chuyển động của ô tô ở những hệ số cản ψ khác nhau

4.2.2. Tính kinh tế nhiên liệu của ô tô khi chuyển động không ổn định

Ta biết rằng, phần lớn thời gian hoạt động của ô tô là chuyển động không ổn định: lúc thì chuyển động có gia tốc, lúc lăn trơn, lúc thì phanh. Chúng ta xem xét đồ thị hình 4.5 minh họa chu kỳ chuyển động của ô tô. Giả sử cho ô tô tăng tốc đến vận tốc v_1 , sau đó cho lăn trơn đến khi vận tốc giảm đến v_2 , quá trình này gọi là chu kỳ gia tốc - lăn trơn của ô tô. Chu kỳ này được lặp đi lặp lại.

4.2.2.1. Lượng tiêu hao nhiên liệu trong quá trình sử dụng của ô tô

Lượng tiêu hao nhiên liệu trong quá trình sử dụng của ô tô được xác định theo biểu thức sau:

$$Q_j = A_t \frac{g_{etb}}{36.10^5} \quad (4-9)$$

Trong đó:

G_{etb} - suất tiêu hao nhiên liệu có ích trung bình của động cơ trong khoảng vận tốc $v_1 - v_2$ (kg/kwh)

A_t - tổng số công tiêu tốn trong quá trình tăng tốc:

$$A_t = \frac{A_c + A_d}{\eta_t}$$

Trong đó:

A_c - công tiêu tốn để khắc phục các lực cản:

$$A_c = (P_\psi + P_\omega) \cdot S_j$$

S_j - quãng đường ô tô chuyển động tăng tốc (m)

$$P_\omega - \text{Lực cản không khí: } P_\omega = W \cdot v_{tb}^2, \quad v_{tb} = \frac{v_1 + v_2}{2}$$

A_d - công cần thiết để tăng động năng của ô tô (Nm)

$$A_d = \frac{G}{2g} (v_1^2 - v_2^2) + \frac{1}{2} j_b (\omega_{b1}^2 - \omega_{b2}^2)$$

Trong đó:

j_b - tổng mô men quán tính của bánh xe

ω_1, ω_2 - vận tốc góc của bánh xe, tương ứng với lúc cuối và lúc bắt đầu

tăng tốc (ứng với vận tốc v_1, v_2 của ô tô)

4.2.2.2. Xác định lượng tiêu hao nhiên liệu của ô tô trong thời gian chuyển động lăn tron

Lượng tiêu hao nhiên liệu này được xác định theo biểu thức:

$$Q_{lt} = \frac{G_{xx} t_{lt}}{3600} \quad (\text{kg}) \quad (4-10)$$

Trong đó:

G_{xx} - lượng tiêu hao nhiên liệu trong một giờ khi lăn tron (kg)

t_{lt} - thời gian lăn tron (s)

$$t_{lt} = \frac{v_1 - v_2}{j_{tb}} \quad (\text{s}) \quad (4-11)$$

Trong đó: j_{tb} - gia tốc chậm dần trung bình khi chuyển động lăn tron (m/s^2)

$$j_{tb} = \left[\psi + \frac{(P_{\psi} + P_{xx})}{G} \right] \frac{g}{\delta_i} \quad (\text{m/s}^2)$$

Trong đó: P_{xx} - lực ma sát trong hệ thống truyền lực khi động cơ làm việc không tải, thu gọn về bánh xe chủ động (N)

δ_i - hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng quay khi chuyển động lăn tron.

Từ công thức 4-10 và 4-11 ta có:

$$Q_{lt} = \frac{G_{xx}(v_1 - v_2)}{3600 j_{tb}} \quad (\text{kg}) \quad (4-12)$$

Vậy tổng lượng tiêu hao nhiên liệu cho một chu kỳ gia tốc - lăn tron sẽ là:

$$Q_t = Q_j + Q_{lt} \quad (\text{kg}) \quad (4-13)$$

$$Q_t = \frac{A_v g_{etb}}{36 \cdot 10^5} + \frac{G_{xx}(v_1 - v_2)}{3600 j_{tb}} \quad (\text{kg})$$

Nếu xác định được quãng đường khi ô tô chuyển động tăng tốc S_j và khi chuyển động lăn tron S_{lt} , ta có thể tìm được mức tiêu hao nhiên liệu trên một đơn vị quãng đường chạy như sau:

$$Q_{st} = \frac{100 Q_t}{(S_j + S_{lt}) \rho_n} \quad (\text{lít/100km}) \quad (4-14)$$

4.3. Tính kinh tế nhiên liệu của ô tô khi có truyền động thủy lực

Ngày nay, có nhiều ô tô sử dụng truyền động thủy lực như ly hợp thủy lực, biến mô thủy lực. Khi ô tô có truyền động thủy lực việc xác định các chỉ tiêu đánh giá tính kinh tế nhiên liệu của ô tô cần lưu ý một số vấn đề sau:

- Cần có các đồ thị thực nghiệm của động cơ: quan hệ giữa mô men xoắn của trục khuỷu với số vòng quay $M_e = f(n_e)$ và mức tiêu hao nhiên liệu-giờ với số vòng quay $G_T = f(n_e)$ ở các mức độ sử dụng công suất khác nhau.

- Cần có các đường đặc tính không thứ nguyên của biến mô.

- Cần xây dựng quan hệ làm việc đồng thời giữa động cơ và biến mô.
- Xác định các thông số ra cần thiết đặt tại trục sơ cấp của hộp số.

Sau khi đã có đầy đủ các thông số cần thiết, ta có thể dùng các công thức (4-7) và (4-8) để đánh giá mức tiêu hao nhiên liệu khi ô tô chuyển động ổn định và không ổn định.

Đối với ô tô có trang bị hộp số vô cấp, về nguyên lý nó có thể đảm bảo cho động cơ làm việc ở chế độ kinh tế nhiên liệu tốt nhất trong bất kỳ điều kiện mặt đường như thế nào. Tuy nhiên khi có truyền động thuỷ lực thì hiệu suất truyền động sẽ giảm, nhất là ở khu vực có tỷ số truyền i_{bm} nhỏ. Vì vậy khi đặt biến mô thuỷ lực lên ô tô thì mức tiêu hao nhiên liệu sẽ tăng, đôi khi tăng từ 25 ÷ 30%. Để khắc phục vấn đề này, người ta lắp thêm một hộp số cơ khí để tăng số vòng quay của bánh tước bin trong khi tốc độ của ô tô vẫn như cũ, do đó nâng cao được hiệu suất truyền động.

CÂU HỎI ÔN TẬP

1. Nêu các chỉ tiêu kinh tế nhiên liệu của ô tô.
2. Viết phương trình tiêu hao nhiên liệu của ô tô.
3. Trình bày đặc tính tiêu hao nhiên liệu của ô tô khi chuyển động ổn định.
4. Trình bày đặc tính tiêu hao nhiên liệu của ô tô khi chuyển không động ổn định.

Chương 5

TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ

5.1. Khái chung về tính ổn định

Một cách khái quát, tính ổn định của ô tô là khả năng giữ được quỹ đạo chuyển động theo yêu cầu trong mọi điều kiện chuyển động khác nhau tùy vào điều kiện chuyển động của ô tô, có thể đứng yên, chuyển động trên đường bằng, đường dốc, có thể quay vòng hoặc phanh trên các loại đường khác nhau. Trong những điều kiện chuyển động phức tạp như vậy, ô tô cần giữ quỹ đạo chuyển động của nó sao cho không bị lật đổ, không bị trượt, cầu xe không bị lệch trong giới hạn cho phép để đảm bảo cho xe chuyển động an toàn.

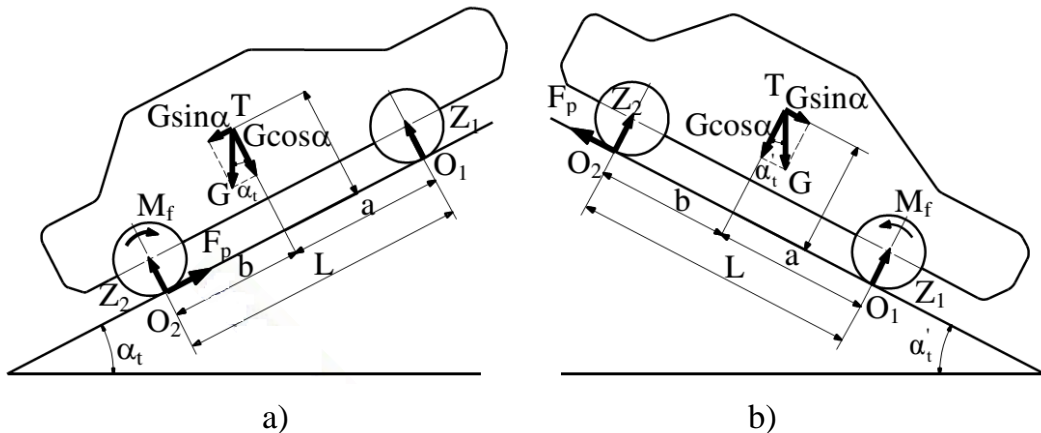
Ở đây ta chỉ nghiên cứu tính ổn định của ô tô để xe không bị lật đổ và trượt khi xe đứng yên trên dốc nghiêng dọc và khi xe chuyển động trên các loại đường khác nhau.

5.2. Tính ổn định dọc của ô tô

5.2.1. Tính ổn định dọc tĩnh

Tính ổn định dọc tĩnh của ô tô là khả năng đảm bảo cho xe không bị lật đổ hoặc bị trượt khi đứng trên đường dốc nghiêng dọc.

Khi ô tô đứng trên dốc nghiêng dọc quay đầu lên sẽ bị tác dụng các lực sau (theo sơ đồ 5.1a)



Hình 5. 1. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô khi đứng trên dốc
a. Xe quay đầu lên dốc b. Xe quay đầu xuống dốc

Trọng lượng của ô tô đặt tại trọng tâm xe là G . Do có góc dốc α nên G được phân ra thành hai thành phần $G \cdot \cos\alpha$ và $G \cdot \sin\alpha$

Các phản lực thẳng đứng Z_1, Z_2 ta có $Z_1 + Z_2 = G \cdot \cos\alpha$

Thành phần $G \sin\alpha$ của trọng lượng có xu hướng kéo xe trượt xuống dốc.

Sơ đồ hình 5.1a ứng với xe đứng trên dốc quay đầu lên. Khi góc dốc α tăng dần cho tới lúc bánh xe trước nhấc khỏi mặt đường, lúc đó phản lực $Z_1=0$, xe sẽ bị lật đổ quanh điểm O_2 . Để xác định góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ, ta lập phương trình mô

men của tất cả các lực đối với điểm O_2 rồi rút gọn với $Z_1 = 0$ sẽ được :

$$G.b.\cos\alpha_l - G.h_g.\sin\alpha_l = 0 \quad (5-1)$$

$$\operatorname{tg}\alpha_l = \frac{b}{h_g} \quad (5-2)$$

Trong đó:

α_l - góc dốc giới hạn mà xe bị lật khi đứng yên quay đầu lên dốc.

b, h_g - kích thước toạ độ trọng tâm (hình 5.1)

Trường hợp xe đứng trên dốc quay đầu xuống (hình 5.1b) ta cũng làm tương tự bằng cách lấy mô men các lực đối với điểm O_1 , sau đó thay $Z_2 = 0$ và rút gọn ta được

$$\operatorname{tg}\alpha_l = \frac{a}{h_g} \quad (5-3)$$

Trong đó: α_l - góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ khi đứng yên quay đầu xuống dốc.

Qua các biểu thức trên, ta thấy rằng góc dốc giới hạn lật đổ tĩnh chỉ phụ thuộc vào toạ độ trọng tâm của xe

Khi xe đứng trên dốc, ngoài sự mất ổn định do bị lật đổ, xe còn bị trượt xuống dốc do không đủ lực phanh hoặc do độ bám không tốt giữa bánh xe với mặt đường... Để tránh cho xe không bị trượt xuống dốc người ta thường bố trí hệ thống phanh tay trên xe. Trường hợp khi lực phanh lớn nhất đạt đến giới hạn bám, xe có thể bị trượt xuống dốc. Ta có:

$$P_{P_{\max}} = \varphi.Z_2 = G.\sin\alpha_l \quad (5-4)$$

Trong đó: $P_{P_{\max}}$ - Lực phanh lớn nhất ở bánh xe sau;

φ - Hệ số bám dọc của bánh xe đối với đường

Z_2 - Phản lực thẳng góc từ đường tác dụng lên bánh xe sau

Giá trị Z_2 xác định theo công thức sau:

$$Z_2 = \frac{G.a.\cos\alpha + G.h_g.\sin\alpha}{L} \quad (5-5)$$

Thay Z_2 vào công thức (5-4) rồi rút gọn ta sẽ xác định được góc dốc giới hạn khi xe đứng trên dốc trượt (trường hợp quay đầu lên)

$$\operatorname{tg}\alpha_t = \varphi \frac{a}{L - \varphi.h_g} \quad (5-6)$$

Góc dốc giới hạn khi đứng trên dốc quay đầu xuống bị trượt:

$$\operatorname{tg}\alpha_t = \varphi \frac{a}{L - \varphi.h_g} \quad (5-7)$$

Điều kiện để đảm bảo an toàn cho xe đứng trên dốc là xe bị trượt trước khi bị lật.

Ta có biểu thức:

$$\operatorname{tg}\alpha_t < \operatorname{tg}\alpha_l$$

$$\varphi \frac{a}{L - \varphi h_g} < \frac{b}{h_g}$$

Rút gọn ta được;

$$\varphi < \frac{b}{h_g} \quad (5-8)$$

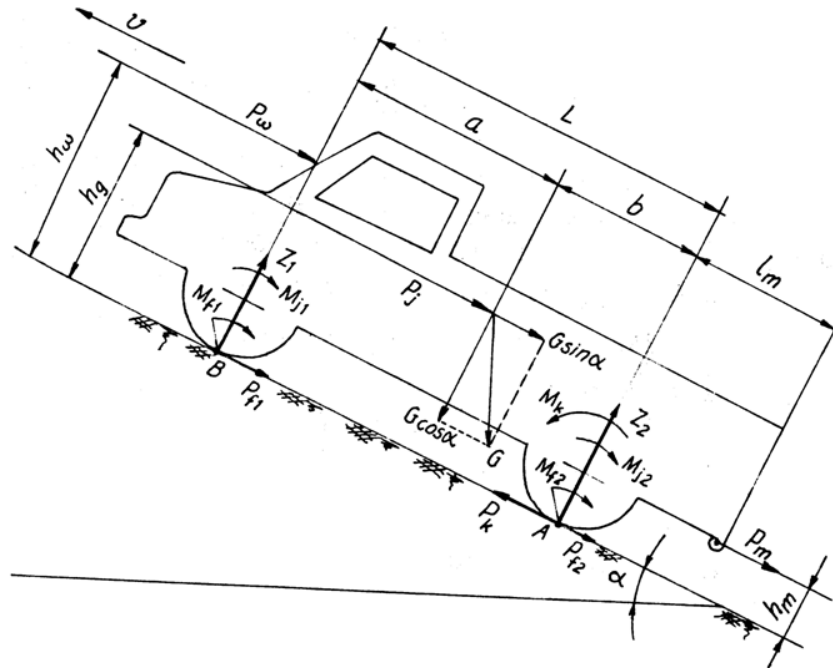
Từ công thức nêu trên ta có nhận xét rằng góc dốc giới hạn khi ô tô đứng trên dốc bị trượt hoặc bị lật đổ chỉ phụ thuộc vào tọa độ trọng tâm và hệ số bám của bánh xe với mặt đường.

5.2.2. Tính ổn định dọc động

Khi xe ô tô chuyển động trên đường dốc có thể bị mất ổn định (bị lật đổ hoặc bị trượt) dưới tác dụng của các lực và mô men tác dụng lên chúng. Mặt khác khi ô tô chuyển động với tốc độ cao trên đường bằng cũng có thể bị lật đổ. Dưới đây ta sẽ lần lượt xét từng trường hợp xe bị mất ổn định

5.2.2.1. Trường hợp tổng quát

Hình 5.2 trình bày sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô khi chuyển động lên dốc, không ổn định có kéo moóc



Hình 5. 2. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô khi chuyển động lên dốc

Ta sử dụng các công thức xác định phản lực thẳng góc từ đường tác dụng lên các bánh xe trước (Z_1) và các bánh xe sau (Z_2) đã nghiên cứu ở **chương 2** ta có:

$$\left. \begin{aligned} Z_1 &= \frac{G \cdot \cos \alpha (b - f \cdot r_b) - (G \cdot \sin \alpha + P_j + P_w) h_g - P_m \cdot h_m}{L} \\ Z_2 &= \frac{G \cdot \cos \alpha (a + f \cdot r_b) + (G \cdot \sin \alpha + P_j + P_w) h_g + P_m \cdot h_m}{L} \end{aligned} \right\} \quad (5-9)$$

Cách làm cũng tương tự như phần ổn định dọc tĩnh, ta xác định được ngay góc dốc

mà xe bị lật đổ khi chuyển động lên dốc hoặc xuống dốc (trường hợp xe lên dốc ứng với $Z_1 = 0$ và xuống dốc ứng với $Z_2 = 0$)

Để đơn giản ta xét trường hợp ô tô chuyển động ổn định lên dốc, không kéo moóc. Do đó lực quán tính $P_j = 0$, lực kéo moóc $P_m = 0$

Góc dốc giới hạn khi xe bị lật đổ

$$\operatorname{tg}\alpha_d = \frac{b - f.r_b}{h_g} - \frac{P_\omega}{h_g} \quad (5-10)$$

5.2.2.2. Trường hợp xe chuyển động lên dốc với tốc độ nhỏ, không kéo moóc và chuyển động ổn định

Trường hợp này $P_j = 0$; $P_m = 0$, ta sẽ xác định được góc được góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ:

$$\operatorname{tg}\alpha_d = \frac{b - f.r_b}{h_g} \quad (5-11)$$

Trường hợp xe xuống dốc, góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ được xác định như sau:

$$\operatorname{tg}\alpha_d = \frac{a + f.r_b}{h_g} \quad (5-12)$$

Góc dốc giới hạn mà xe bị trượt được xác định như sau:

Khi lực kéo của bánh xe chủ động đạt đến giới hạn bám thì xe bắt đầu trượt. Trị số của lực kéo được xác định như sau:

$$P_{k_{\max}} = P_\varphi = \varphi.Z_2 = G.\sin\alpha_\varphi \quad (5-13)$$

Thay trị số Z_2 ở trên vào biểu thức (5-4) đồng thời coi lực cản lăn nhỏ có thể bỏ qua ta có:

$$P_\varphi = \varphi.Z_2 = \varphi G \frac{(a.\cos\alpha_\varphi + h_g.\sin\alpha_\varphi)}{L} \quad (5-14)$$

Tiếp tục thay (5-14) vào công thức (5-13) rồi rút gọn ta xác định được góc dốc giới hạn mà xe bị trượt khi chuyển động lên dốc:

$$\operatorname{tg}\alpha_\varphi = \varphi \frac{a}{L - \varphi.h_g} \quad (5-15)$$

Trong đó:

$P_{k_{\max}}$ - lực kéo tiếp tuyến lớn nhất ở bánh xe chủ động;

P_φ - lực bám của bánh xe chủ động

Điều kiện để đảm bảo cho xe bị trượt trước khi bị lật đổ cũng được xác định như phần ổn định tĩnh

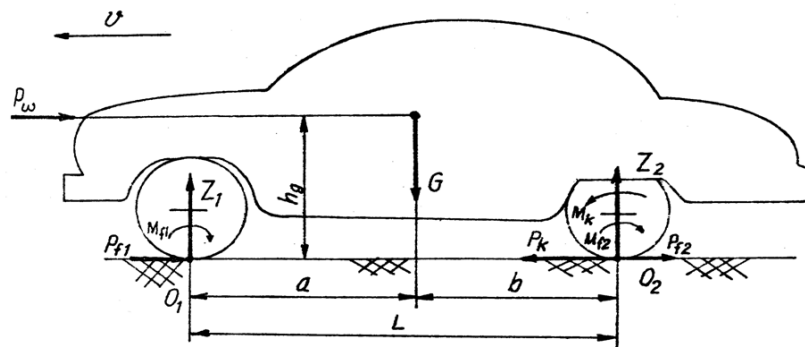
5.2.2.3. Trường hợp xe chuyển động trên đường ngang với vận tốc cao không

kéo moóc

Hình 5.3 trình bày sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô khi chuyển động với vận tốc cao

Trong trường hợp này, khi chuyển động với vận tốc cao (như xe du lịch, xe cứu thương...) trên đường tốt nên có thể bỏ qua ảnh hưởng của lực cản lăn và lực quán tính $P_t = 0$; $P_j = 0$ và $P_m = 0$. Trị số của lực cản không khí rất lớn sẽ gây ra sự lật đổ của xe. Khi ô tô chuyển động với vận tốc đạt tới trị số giới hạn, xe sẽ bị lật quanh điểm O_2 (O_2 là giao điểm của mặt phẳng thẳng đứng qua tâm trục bánh xe sau với đường) lúc đó hợp lực $Z_1 = 0$

Để xác định vận tốc giới hạn mà xe bị lật đổ, ta sử dụng công thức tính toán Z_1 đã học ở *chương 2* như sau:



Hình 5.3. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động với vận tốc cao

$$Z_1 = \frac{G.b - P_\omega.h_g}{L} \tag{5-16}$$

Thay trị số lực cản không khí $P_\omega = k.F.v^2$ rồi rút gọn, ta xác định được vận tốc nguy hiểm mà xe bị lật đổ:

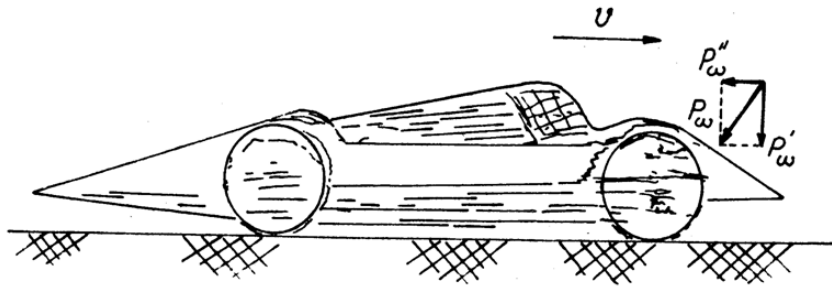
$$v_n = 3,6 \sqrt{\frac{G.b}{k.F.h_g}} \tag{5-17}$$

Trong đó : v - là vận tốc của xe tính theo km/h;

v_n - vận tốc nguy hiểm khi xe bị lật đổ tính theo km/h

Từ biểu thức (5-17) ta có nhận xét rằng vận tốc nguy hiểm khi xe bị lật đổ phụ thuộc vào trọng tâm của xe và nhân tố cản không khí. Vì vậy để tăng tính ổn định của xe khi thiết kế người ta thường tìm cách hạ thấp trọng tâm của xe.

Mặt khác một số loại xe đặc biệt như xe đua, người ta làm cho phía trước xe có hình dạng đặc biệt để một thành phần của lực cản không khí P_ω (phản lực P_ω) có tác dụng ép bánh xe xuống mặt đường tăng tính ổn định của xe (*hình 5.4*)



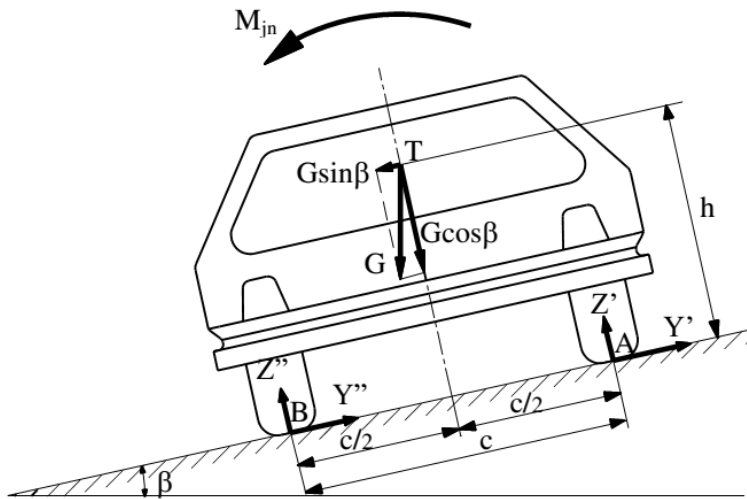
Hình 5. 4. Hình dáng ô tô chuyển động với tốc độ cao

5.3. Tính ổn định ngang của ô tô

5.3.1. Tính ổn định ngang của ô tô khi chuyển động trên đường nghiêng ngang

Hình (5.5) trình bày sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô khi chuyển động đường nghiêng ngang không kéo moóc. Trường hợp này giả thiết vết của bánh xe trước và sau trùng nhau, trọng tâm của xe nằm trong mặt phẳng đối xứng dọc, lực và mô men tác dụng lên ô tô gồm:

- β là góc nghiêng ngang của đường
- Trọng lượng của ô tô G phân ra thành hai thành phần theo góc nghiêng β
- Mô men của các lực quán tính tiếp tuyến M_{jn} tác dụng trong mặt phẳng ngang khi xe chuyển động không ổn định
- Các phản lực Z', Z'' và Y', Y''



Hình 5. 5. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động trên đường nghiêng ngang

Dưới tác dụng của các lực và mô men, khi góc β tăng dần tới góc giới hạn, xe bị lật qua điểm A (A là giao điểm của mặt phẳng thẳng đứng qua tâm trục bánh xe bên trái và mặt đường), lúc đó phản lực $Z = 0$. từ công thức tính phản lực đã học ở **chương 2** ta có:

$$Z'' = \frac{G \frac{c}{2} \cos \beta_d - Gh_g \sin \beta_d - M_{jn}}{c} = 0 \quad (5-18)$$

Trong công thức (5-18) ta coi $M_{jn} \approx 0$ vì trị số nhỏ có thể bỏ qua từ đó ta có thể xác định được góc giới hạn lật đổ khi xe chuyển động trên đường nghiêng ngang

$$\operatorname{tg}\beta_d = \frac{c}{2h_g} \quad (5-19)$$

Trong đó:

β_d - góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ

Khi chất lượng bám của xe với mặt đường không tốt, xe cũng có thể bị trượt trên đường nghiêng. Để xác định góc giới hạn khi xe bị trượt, ta lập phương trình hình chiếu các lực lên mặt phẳng song song với đường:

$$G\sin\beta_\phi = Y' + Y'' = \varphi_y (Z'' + Z') = \varphi_y G\cos\beta_\phi \quad (5-20)$$

Trong đó:

β_ϕ - góc dốc giới hạn mà xe bị trượt

φ_y - hệ số bám giữa bánh xe và mặt đường

Rút gọn công thức trên ta được góc dốc giới hạn mà xe bị trượt

$$\operatorname{tg}\beta_\phi = \varphi_y \quad (5-21)$$

Điều kiện để xe bị trượt trước khi bị lật đổ khi chuyển động trên đường nghiêng ngang

$$\operatorname{tg}\beta_\phi < \operatorname{tg}\beta_d \text{ hay } \varphi_y < \frac{c}{2h_g} \quad (5-22)$$

Trường hợp ô tô đứng yên trên đường nghiêng ngang, bằng cách tương tự như trên ta cũng xác định được góc nghiêng giới hạn mà tại đó bị lật hoặc bị trượt.

Góc dốc giới hạn bị lật khi chuyển động trên đường nghiêng ngang:

$$\operatorname{tg}\beta_t = \frac{c}{2h_g} \quad (5-23)$$

Góc dốc giới hạn mà xe bị trượt:

$$\operatorname{tg}\beta_\phi = \varphi_y \quad (5-24)$$

Điều kiện để xe trượt trước khi bị lật

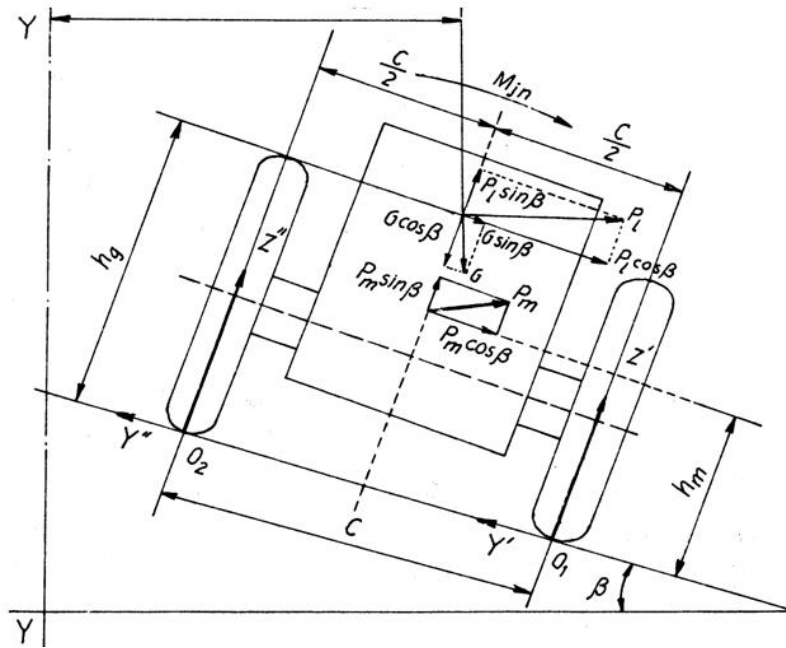
$$\operatorname{tg}\beta_\phi < \operatorname{tg}\beta_d \text{ hay } \varphi_y < \frac{c}{2h_g} \quad (5-25)$$

5.3.2. Tính ổn định ngang của ô tô khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang

5.3.2.1. Theo điều kiện lật đổ

Khi xe quay vòng, ngoài các lực tác dụng giống như phần trên, xe còn chịu tác dụng của lực ly tâm P_L đặt tại trọng tâm xe (hình 5.6) có trục quay là YY và lực kéo ở moóc là P_m . Trường hợp này coi phương của lực P_m tác dụng theo phương nằm ngang. Các lực P_L và P_m đều được phân ra thành hai thành phần do góc nghiêng β . Khi góc β

tăng dần, đồng thời dưới tác dụng của lực P_b xe bị lật đổ quanh mặt phẳng đi qua O_1 (là giao tuyến giữa mặt phẳng đường và mặt phẳng thẳng góc qua trục bánh xe bên phải) ứng với vận tốc tới hạn và hợp lực $Z'' = 0$



Hình 5. 6. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang

Sử dụng công thức đã xác định chương 2, mặt khác ta thay trị số của lực ly tâm

$P_L = \frac{G.v_l^2}{gR}$ vào công thức rồi rút gọn ta có:

$$v_n^2 = \frac{\left[G \left(\frac{C}{2} \cos \beta_d - h_g \sin \beta_d \right) - P_m \left(h_m \cos \beta_d + \frac{C}{2} \sin \beta_d \right) \right] gR}{G \left(h_g \cos \beta_d + \frac{C}{2} \sin \beta_d \right)} \quad (5-26)$$

Trong trường hợp ô tô không kéo moóc $P_m = 0$ ta xác định được vận tốc tới hạn khi xe bị lật như sau:

$$v_n^2 = \frac{G \left(\frac{C}{2} \cos \beta_d - h_g \sin \beta_d \right) gR}{G \left(h_g \cos \beta_d + \frac{C}{2} \sin \beta_d \right)} \quad (5-27)$$

Rút gọn ta có:

$$v_n = \sqrt{\frac{\left(\frac{C}{2} \cos \beta_d - h_g \sin \beta_d \right) gR}{\left(h_g \cos \beta_d + \frac{C}{2} \sin \beta_d \right)}}$$

hay

$$v_n = \sqrt{\frac{\left(\frac{C}{2}h_g - tg\beta_d\right)gR}{1 + \frac{C}{2}h_g tg\beta_d}} \quad (5-28)$$

Trong đó:

β_d - góc dốc giới hạn khi xe quay vòng bị lật đổ

R - bán kính quay vòng của xe

v - vận tốc chuyển động quay vòng

v_n - vận tốc tới hạn (vận tốc nguy hiểm)

g - gia tốc trọng trường

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

$$v_n = \sqrt{\frac{\left(\frac{C}{2}h_g + tg\beta_d\right)gR}{1 - \frac{C}{2}h_g tg\beta_d}} \quad (5-29)$$

5.3.2.2. Theo điều kiện bị trượt bên

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

Để xác định vận tốc tới hạn khi xe bị trượt bên ta cũng làm tương tự như phần trên bằng cách sử dụng phương trình hình chiếu và rút gọn ta được:

$$P_L\cos\beta_\varphi + G\sin\beta_\varphi = Y' + Y'' = \varphi_y(Z' + Z'') = \varphi_y(G\cos\beta_\varphi - P_L\sin\beta_\varphi)$$

Thay trị số của P_L và rút gọn ta được vận tốc tới hạn khi xe bị trượt bên:

$$v_\varphi = \sqrt{\frac{(\varphi_y \cos \beta_d - \sin \beta_d)gR}{(\cos \beta_d + \varphi_y \sin \beta_d)}}$$

hay

$$v_\varphi = \sqrt{\frac{(\varphi_y - tg\beta_d)gR}{(1 + \varphi_y tg\beta_d)}} \quad (5-30)$$

Nếu hướng nghiêng của đường cùng phía với trục quay vòng thì vận tốc nguy hiểm khi xe bị trượt bên là:

$$v_\varphi = \sqrt{\frac{(\varphi_y + tg\beta_d)gR}{(1 - \varphi_y tg\beta_d)}} \quad (5-31)$$

Trường hợp xe quay vòng trên đường nằm ngang thì vận tốc tới hạn để xe bị trượt bên là:

$$v_\varphi = \sqrt{\varphi_y gR} \quad (5-32)$$

Trong đó: β_φ - góc dốc giới hạn ứng với vận tốc tới hạn

φ_y - hệ số bám ngang của bánh xe với mặt đường

Qua các công thức được trình bày ở trên, có thể nhận xét rằng góc dốc giới hạn và vận tốc nguy hiểm mà tại đó xe bị lật đổ hoặc bị trượt bên khi chuyển động trên đường nghiêng ngang phụ thuộc vào toạ độ trọng tâm, bán kính quay vòng và hệ số bám ngang của bánh xe với mặt đường

Ngoài ra khi xe chuyển động còn mất ổn định ngang do ảnh hưởng của các yếu tố khác như lực gió ngang, đường mấp mô và do phanh trên đường trơn...

Để nghiên cứu trường hợp bánh xe chủ động chịu lực gió ngang P_y ta sử dụng sơ đồ hình 5.7. Bánh xe lăn sẽ chịu tác dụng của các lực và mô men M_k ; G_b ; P_x ; P_k ; P_y và các phản lực Z , Y

Theo sơ đồ hình 5.7 ta biết R là hợp lực của lực kéo tiếp tuyến P_k và lực ngang Y (do P_y tác dụng). Hợp lực R có điểm đặt là điểm tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường qua trục bánh xe và được xác định theo công thức:

$$R = \sqrt{P_k^2 + Y^2} \quad (5-33)$$

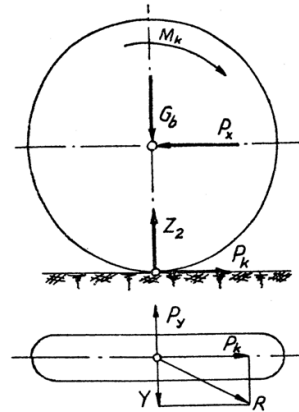
Theo điều kiện bám $R = R_{\max} = \varphi \cdot G_b$ và phản lực ngang cũng đạt giá trị cực đại

$$Y = Y_{\max}$$

Thay giá trị của Y_{\max} và R_{\max} vào (5-33) ta có:

$$Y_{\max} = \sqrt{R_{\max}^2 - P_k^2} = \sqrt{(\varphi G_b)^2 - P_k^2} \quad (5-34)$$

Theo công thức (5-34) ta thấy lực kéo P_k càng lớn thì Y càng nhỏ. Khi lực kéo P_k và lực phanh P_p đạt đến giá trị giới hạn thì $Y_{\max} = 0$. Do đó chỉ cần một lực ngang rất nhỏ tác dụng lên bánh xe thì nó bắt đầu trượt. Sự trượt này sẽ dẫn đến hiện tượng quay vòng thiếu (khi bánh xe trước xảy ra sự trượt) hoặc quay vòng thừa (khi bánh xe sau trượt). Hiện tượng quay vòng thừa rất nguy hiểm khi xe có lực ngang tác dụng



Hình 5.7. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe chủ động khi có lực ngang tác dụng

CÂU HỎI ÔN TẬP

1. Phân tích tính ổn định dọc của ô tô
2. Phân tích tính ổn định ngang của ô tô
3. Xác định góc dốc giới hạn mà tại đó ô tô bị lật đổ hay bị trượt trong những điều kiện chuyển động khác nhau.
4. Xác định vận tốc giới hạn mà tại đó ô tô bị lật đổ hay bị trượt trong những điều kiện chuyển động khác nhau.

Chương 6

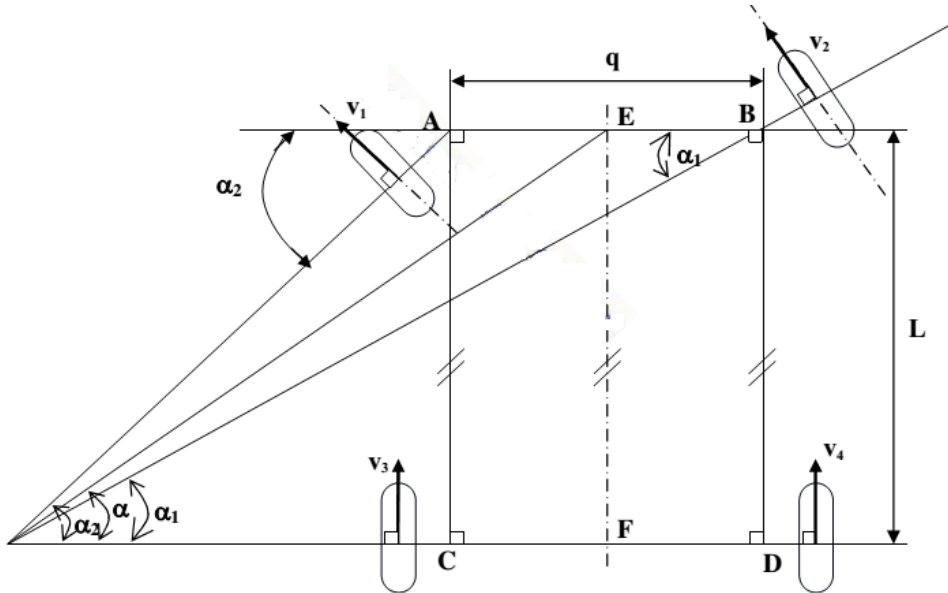
TÍNH NĂNG DẪN HƯỚNG CỦA Ô TÔ

6.1. Động học và động lực học quay vòng của ô tô

Để thực hiện việc quay vòng của ô tô người ta sử dụng các biện pháp sau:

- Biện pháp thứ nhất: Quay vòng các bánh xe dẫn hướng phía trước. Biện pháp này được sử dụng phổ biến cho xe du lịch và xe vận tải.

- Biện pháp thứ hai: Quay vòng cả bánh xe dẫn hướng phía trước và phía sau. Biện pháp này sử dụng cho một số xe đặc chủng.



Hình 6. 1. Sơ đồ động học quay vòng của ô tô khi bỏ qua biến dạng ngang
 Để hiểu được động học và động lực học của ô tô có hai trục và hai bánh dẫn hướng phía trước, chúng ta cần nghiên cứu trên hình 6.1

Về lý thuyết khi xe vào đường vòng để đảm bảo cho các bánh dẫn hướng không bị trượt lết hoặc quay trơn thì đường vuông góc với các véc tơ vận tốc chuyển động của tất cả các bánh xe cần phải gặp nhau tại một điểm, điểm đó chính là tâm quay vòng tức thời của xe (điểm O trên hình 6.1)

Cũng từ sơ đồ trên hình 6.1 ta rút ra được biểu thức về mối quan hệ các góc quay của hai bánh xe dẫn hướng để chúng không bị trượt khi chúng vào đường vòng:

$$\cot\alpha_1 - \cot\alpha_2 = B/L \tag{6-1}$$

Trong đó:

α_1, α_2 - Góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng bên ngoài và bên trong so với tâm quay vòng

B - khoảng cách giữa hai đường tâm trụ quay đứng

L - chiều dài cơ sở của xe

Từ biểu thức (6-1) ta có thể xây dựng đường cong lý thuyết $\alpha_1 = f(\alpha_2)$ như hình (6.2)

Như vậy về mặt lý thuyết để cho bánh xe dẫn hướng lăn không trượt khi xe vào đường vòng thì điều kiện cần thiết thì hiệu cotg các góc quay vòng của các bánh xe dẫn hướng bên ngoài và bên trong phải luôn bằng hằng số B/L.

Trong thực tế để tạo được môi liên kết động học quay vòng giữa các bánh xe dẫn hướng, trên các xe ô tô người ta thường sử dụng một hệ thống các khâu-khớp để tạo nên hình thang lái.

Hình thang lái đơn giản về mặt kết cấu nhưng không không đảm bảo được mối quan hệ hoàn toàn chính xác giữa các góc quay vòng của hai bánh xe dẫn hướng như nêu trong biểu thức (6-1).

Mức độ sai khác này phụ thuộc vào việc lựa chọn kích thước của các khâu tạo nên hình thang lái. Trên hình (6.2) biểu thị một ví dụ về đường cong thực tế $\alpha_1 = f(\alpha_2)$

Từ sơ đồ trên hình (6.1) ta lần lượt xác định được các thông số đặc trưng cho mỗi quan hệ động học và động lực học quay vòng của ô tô.

6.1.1 Bán kính quay vòng

$$R = \frac{L}{tg\alpha} \quad (6-2)$$

Trong đó: α - góc quay vòng của xe

Trường hợp tất cả các bánh xe đều là bánh dẫn hướng thì ứng với cùng một góc quay vòng α , bán kính quay vòng của xe sẽ giảm đi một nửa:

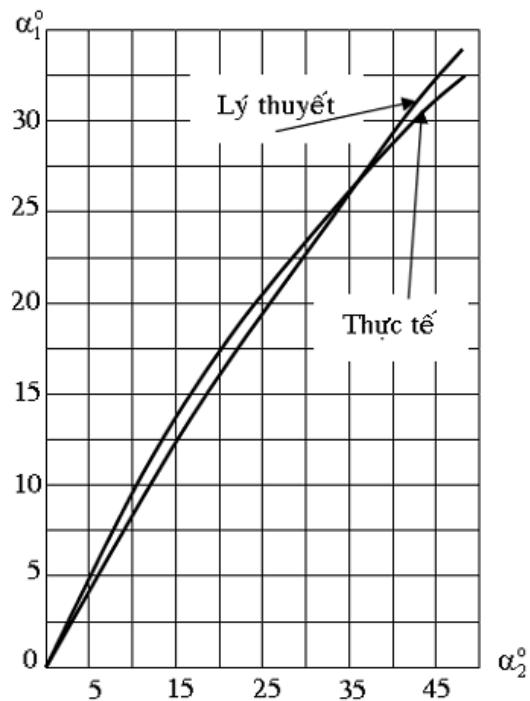
$$R = \frac{L}{2tg\alpha} \quad (6-3)$$

6.1.2 Vận tốc góc quay vòng của xe

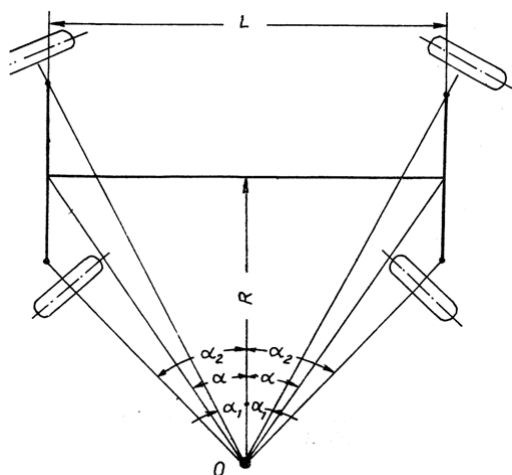
$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{tg\alpha}{L} \frac{dv}{dt} + \frac{v}{L\cos^2\alpha} \frac{d\alpha}{dt} \quad (6-4)$$

Từ sơ đồ hình (6-1) ta có:

$$\cos\alpha = \frac{R}{\sqrt{L^2 + R^2}} \quad (6-5)$$



Hình 6. 2. Đồ thị lý thuyết và thực tế về mối quan hệ động học giữa các góc quay vòng của hai bánh xe dẫn hướng



Hình 6.3. Sơ đồ quay vòng của ô tô có bốn bánh dẫn hướng

Thay các giá trị tương ứng từ biểu thức (6-2) và (6-5) vào biểu thức (6-4) ta được:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{R} \left[\frac{dv}{dt} + \frac{v(L^2 + R^2)}{LR} \frac{d\alpha}{dt} \right] \quad (6-6)$$

6.1.3. Gia tốc tại trọng tâm của xe khi vào đường vòng

Gia tốc tác dụng dọc theo trục của ô tô j_x và vuông góc với nó j_y (tại trọng tâm C của xe) được xác định như sau:

- Gia tốc j_A của tâm trục sau ô tô (điểm A trên hình 6-4) là tổng của gia tốc hướng tâm j_A^{tO} và tiếp tuyến j_A^{dO} đối với tâm quay tức thời O:

$$j_A = j_A^{dO} + j_A^{tO} = R\omega^2 + R \frac{d\omega}{dt} = R\omega^2 + \frac{dv}{dt} \quad (6-7)$$

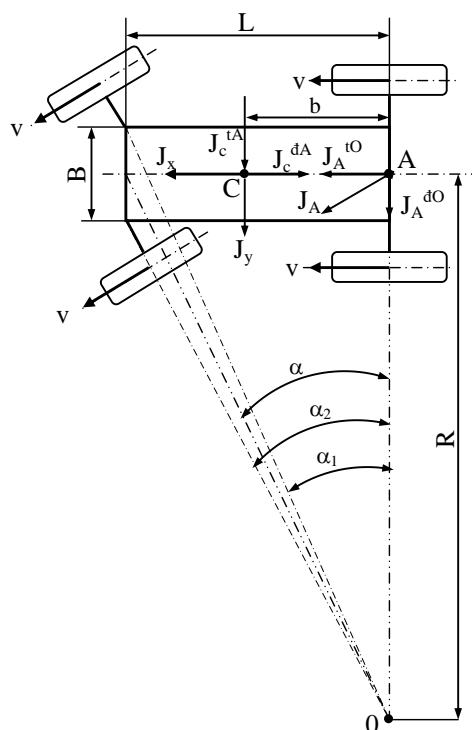
- Cách làm tương tự ta xác định gia tốc của trọng tâm xe j_C đối với tâm trục sau A:

$$j_C = j_C^{dA} + j_C^{tA} = b\omega^2 + b \frac{d\omega}{dt} \quad (6-8)$$

- Như vậy gia tốc J_x và j_y tại trọng tâm của xe được xác định như sau:

$$j_x = j_A^{tO} - j_C^{dA} = \frac{dv}{dt} - b\omega^2 \quad (6-9)$$

$$j_y = j_C^{tO} + j_C^{tA} = R\omega^2 + b \frac{d\omega}{dt} \quad (6-10)$$



Hình 6.4. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi quay vòng trái

6.1.4. Lực quán tính khi xe vào đường vòng

Lực quán tính tác dụng dọc theo trục của ô tô (tại C)

$$P_{jx} = m \cdot j_x = \frac{G}{g} \left(\frac{dv}{dt} - b\omega^2 \right) = \frac{G}{g} \left(\frac{dv}{dt} - b \frac{v^2}{R^2} \right) \quad (6-11)$$

Lực quán tính tác dụng vuông góc với trục dọc của ô tô (tại C)

$$P_{jy} = m \cdot j_y = \frac{G}{g} \left(R\omega^2 + b \frac{d\omega}{dt} \right) = \frac{G}{gR} \left\{ \left[\frac{dv}{dt} + \frac{v(L^2 + R^2)}{LR} \frac{d\alpha}{dt} \right] b + v^2 \right\} \quad (6-12)$$

Trường hợp ô tô chuyển động đều trên một quỹ đạo tròn ($\frac{dv}{dt} = 0, \alpha = const$), ta có:

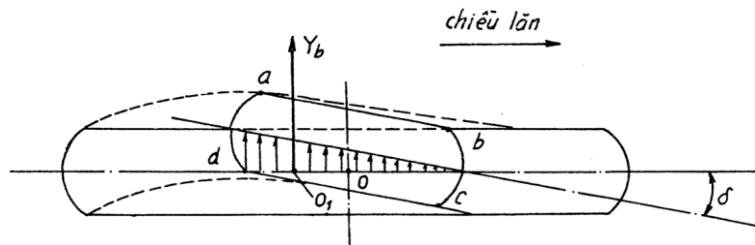
$$P_{jx} = - \frac{Gbv^2}{gR^2} \quad (6-13)$$

Và
$$P_{jy} = \frac{Gv^2}{gR} \quad (6-14)$$

Như vậy, trường hợp ô tô chuyển động đều trên một quỹ đạo tròn thì ngoài khối lượng, các lực li tâm đặt tại trọng tâm của xe phụ thuộc rất lớn vào vận tốc tịnh tiến của xe trên đường vòng

6.2. Ảnh hưởng độ đàn hồi của lớp tới tính năng quay vòng của ô tô

Phần trên, khi nghiên cứu động học và động lực học quay vòng của ô tô ta không tính đến độ đàn hồi bên của lốp. Hiện nay trên hầu hết các ô tô du lịch và vận tải người ta sử dụng loại lốp có áp suất thấp, vì vậy cần nghiên cứu ảnh hưởng của nhân tố này tới tính năng quay vòng và tính an toàn chuyển động của xe.

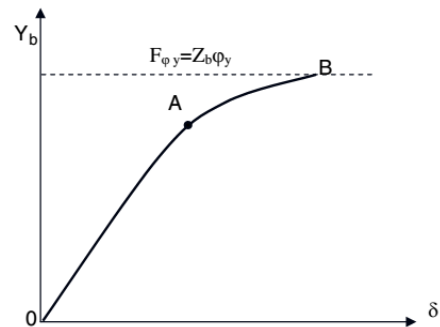


Hình 6.5. Sơ đồ bánh xe lăn khi lốp bị biến dạng bên

Trên hình 6.5 phần diện tích *abcd* biểu thị vết tiếp xúc của lốp với mặt đường khi bánh xe lăn và chịu tác dụng của lực bên Y_b đặt tại trục của bánh xe. Giả sử lực bên Y_b chưa vượt quá lực bám ngang của lốp với mặt đường thì sẽ xảy ra hiện tượng lệch bên của lốp và tiếp xúc của lốp với mặt phẳng sẽ bị lệch đi một góc δ với mặt phẳng quay của bánh xe, người ta gọi góc này là góc lăn lệch của bánh xe khi có lực ngang tác động

Mối quan hệ giữa phản lực bên Y_b ở khu vực tiếp xúc của lốp với mặt đường (lực ngang Y) và góc lăn lệch của bánh xe δ được biểu thị bằng đồ thị trên hình 6.5

Đoạn thẳng OA tương ứng với sự lệch tĩnh của lốp (không có sự trượt bên) đoạn cong AB đặc trưng cho sự trượt cục bộ từ lúc bắt đầu (điểm A) tới khi trượt hoàn toàn (điểm B) tại thời điểm này (điểm B), lực bên Y_b đạt tới giá trị của lực bám ngang của lốp với mặt đường:



Hình 6.6. Đồ thị quan hệ giữa phản lực bên Y_b và góc lăn lệch δ của bánh xe

$$Y_b = Z_b \cdot \varphi \quad (6-15)$$

Trong đó:

Z_b - phản lực thẳng đứng của đường tác dụng lên bánh xe

φ - hệ số bám ngang của lốp

Đề đặc trưng cho khả năng của lốp chống lại sự lăn lệch của bánh xe (đoạn OA) người ta sử dụng một hệ số gọi là hệ số cản lệch K

$$K = \frac{Y_b}{\delta} \quad (6-16)$$

- Đối với lốp của ô tô du lịch: $K = 250 \div 750 \text{ N/độ}$

- Đối với lốp của ô tô tải: $K = 1150 \div 1650 \text{ N/độ}$

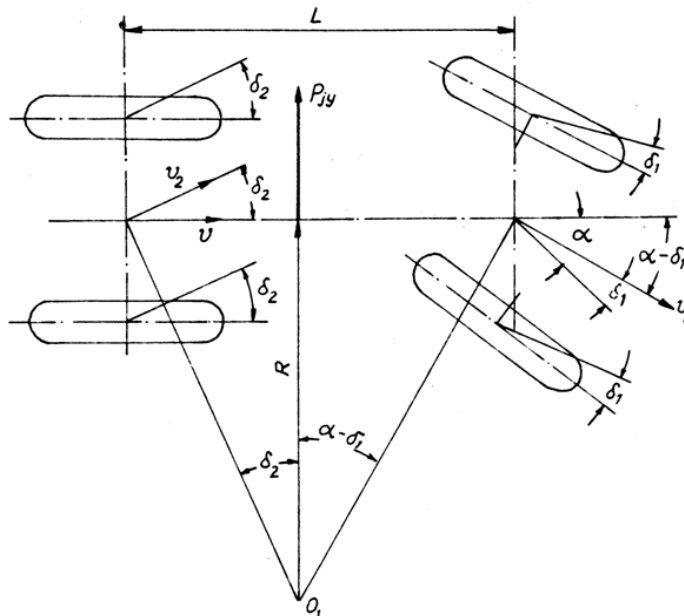
6.3. Động học và động lực học quay vòng của ô tô khi lốp bị biến dạng bên

Khi xe đi vào đường vòng, thành phần P_{jy} của lực quán tính đặt tại trọng tâm C của xe sẽ làm cho lốp bị biến dạng bên và các bánh xe trước và sau sẽ có những góc lăn lệch tương ứng là δ_1 và δ_2 (hình 6-7). Do xuất hiện δ_1 nên góc tạo bởi véc tơ v_1 của trục trước với trục dọc của xe chỉ còn lại giá trị là $(\alpha - \delta_1)$;

(ở đây α là góc quay vòng trung bình của hai bánh xe dẫn hướng)

Theo phương pháp đã trình bày trên ta dễ dàng xác định được tâm quay vòng tức thời O_1 của xe và từ đó tính được bán kính quay vòng R ở trường hợp này

$$R = \frac{L}{\text{tg}\delta_2 + \text{tg}(\alpha - \delta_1)} \quad (6-17)$$



Hình 6. 7. Sơ đồ chuyển động của ô tô trên đường vòng khi lốp bị biến dạng bên

Căn cứ vào các biểu thức (6-17) và (6-18) ta có thể nghiên cứu tính năng quay vòng của xe có lốp đàn hồi bên ở các trường hợp sau:

- Trường hợp $\delta_1 = \delta_2$: Xe có tính năng quay vòng định mức, có nghĩa bán kính quay vòng là bằng nhau và có vị trí tâm quay vòng thay đổi so với xe có lớp cứng (không biến dạng).

Ở những xe có $\delta_1 = \delta_2$ khi xe đang chuyển động thẳng nếu có lực bên tác dụng thì xe sẽ dần dần lệch khỏi trục đường một góc $\delta = \delta_1 = \delta_2$ trường hợp này, để xe giữ được hướng chuyển động thẳng cần phải có sự can thiệp của người lái.

- Trường hợp $\delta_1 > \delta_2$: xe có tính năng quay vòng thiếu (hình 6.8), có nghĩa bán kính quay vòng thực tế của xe sẽ lớn hơn so với lớp cứng.

Ở trường hợp này, khi xe đang chuyển động thẳng nếu có lực bên Y tác dụng thì xe vẫn có khả năng giữ được hướng chuyển động thẳng nhờ lực ly tâm P_{jy} có chiều ngược với lực tác dụng Y.

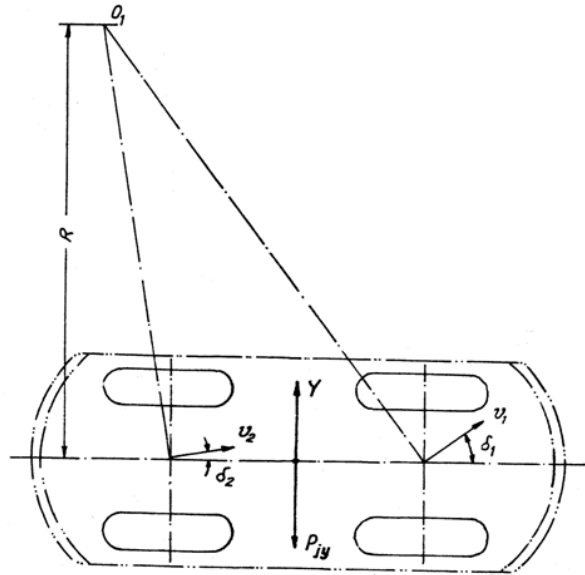
- Trường hợp $\delta_1 < \delta_2$ xe có tính năng quay vòng thừa (hình 6.9), có nghĩa khi xe đi vào đường vòng, bán kính quay vòng thực tế của xe sẽ nhỏ hơn so với lớp cứng.

Những xe có tính năng quay vòng thừa sẽ mất khả năng chuyển động thẳng ổn định khi có lực bên Y tác dụng, vì khi đó chiều của lực ly tâm P_{jy} luôn cùng với chiều của lực tác dụng Y. Sự mất ổn định càng lớn khi tốc độ của ô tô càng cao, vì lực ly tâm tỷ lệ bậc hai với vận tốc.

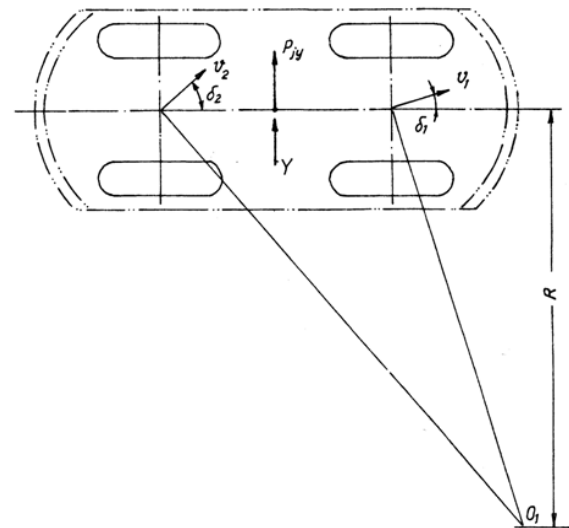
Để tránh lật đổ xe trong những trường hợp này, người lái phải nhanh chóng đánh tay lái theo hướng ngược lại với chiều xe bị lệch để mở rộng bán kính quay vòng.

6.4. Tính ổn định của các bánh xe dẫn hướng.

- Tính ổn định của các bánh xe dẫn hướng được biểu thị là khả năng của chúng giữ được vị trí ban đầu ứng với khi xe chuyển động thẳng và tự quay trở về vị trí này sau khi bị lệch.



Hình 6. 8. Sơ đồ chuyển động của ô tô có tính năng quay vòng thiếu



Hình 6. 9. Sơ đồ chuyển động của ô tô có tính năng quay vòng thừa

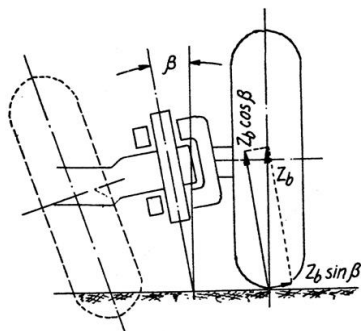
- Nhờ tính ổn định mà khả năng dao động của các bánh xe dẫn hướng và tải trọng tác động lên hệ thống lái được giảm đáng kể.

- Tính ổn định của các bánh xe dẫn hướng được duy trì bởi các thành phần phản lực của đường (thẳng đứng, bên và tiếp tuyến) tác dụng lên chúng khi xe chuyển động.

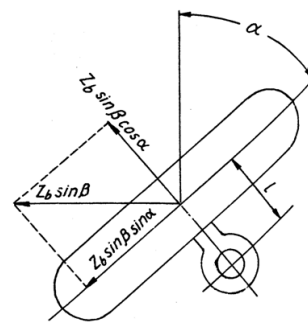
Ba nhân tố kết cấu sau đây đảm bảo tính ổn định cho các bánh xe dẫn hướng.

- 1- Độ nghiêng ngang của trụ đứng cam quay.
- 2- Độ nghiêng dọc của trụ đứng cam quay.
- 3- Độ đàn hồi bên của lốp.

- Khi trụ quay đứng được đặt nghiêng ngang (về phía trong của xe) thì phản lực thẳng đứng của đường sẽ được sử dụng để duy trì tính ổn định của các bánh xe dẫn hướng, bởi vì trên mặt đường cứng khi các bánh xe dẫn hướng bị lệch khỏi vị trí trung gian thì trục trước của xe sẽ được nâng lên.



Hình 6. 10. Góc nghiêng của trụ quay đứng trong mặt phẳng ngang của xe



Hình 6. 11. Sơ đồ phân tích phản lực của đường tạo nên mô men ổn định

Các sơ đồ trên hình 6.10 và hình 6.11 sẽ giúp ta phân tích được tính ổn định của bánh xe dẫn hướng khi trụ quay đứng đặt nghiêng ngang một góc β :

Nếu xem như bánh xe không có góc doãng thì phản lực thẳng đứng của đường Z_b có thể phân làm hai thành phần:

$Z_b \cdot \cos \alpha$ - song song với đường tâm trụ quay đứng.

$Z_b \cdot \sin \alpha$ - vuông góc với đường tâm trụ quay đứng.

Khi bánh xe bị quay đi một góc α so với vị trí ban đầu thì ở khu vực tiếp xúc của bánh xe với mặt đường ta có thể phân lực $Z_b \sin \beta$ làm hai thành phần:

$Z_b \sin \beta \cdot \cos \alpha$ - tác dụng trong mặt phẳng đi qua tâm của cam quay.

$Z_b \sin \beta \cdot \sin \alpha$ - tác dụng trong mặt phẳng giữa của bánh xe.

Với kết quả phân tích ở trên, ta dễ dàng tìm được mô men ổn định tạo nên bởi tác động của phản lực thẳng đứng của đường và độ nghiêng ngang của trụ quay đứng:

$$M_{zb} = Z_b l \cdot \sin \beta \cdot \sin \alpha \quad (6-18)$$

Trong quá trình sử dụng xe, mô men ổn định M_{zb} luôn luôn phụ thuộc vào góc quay vòng α của bánh xe dẫn hướng. Mặt khác, do tồn tại mô men ổn định nên để thực

hiện việc quay vòng xe người lái cần phải tăng thêm lực tác dụng lên vành tay lái .

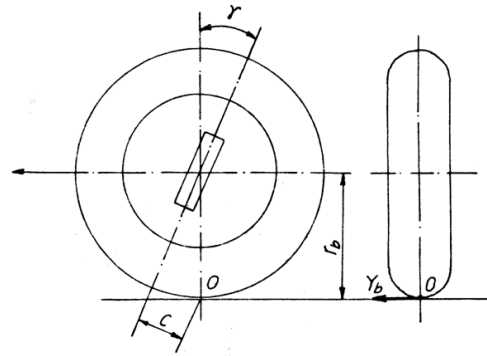
- Khi trụ quay đứng được đặt nghiêng về phía sau so với chiều chuyển động tiến của xe (Hình 6.12) thì khi xe chịu tác động của lực ngang (khi vào đường vòng, chạy trên sườn dốc nghiêng, lực gió bên,v.v...) ở khu vực tiếp xúc của bánh xe với mặt đường sẽ xuất hiện các phản lực bên Y_b và ở bánh xe dẫn hướng sẽ hình thành mô men ổn định M_{yy} :

$$M_{yy} = Y_b \cdot C = Y_b \cdot r_b \cdot \sin \gamma \quad (6-19)$$

Trong đó:

c - khoảng cách từ tâm của vết tiếp xúc tới đường tâm của trụ quay đứng.

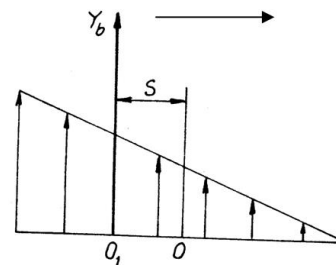
Mô men này luôn có xu hướng làm quay bánh xe dẫn hướng trở về vị trí trung gian ban đầu khi nó bị lệch khỏi vị trí này.



Hình 6. 12. Góc nghiêng của trụ quay đứng trong mặt phẳng dọc của xe

Mô men ổn định M_{yy} không phụ thuộc vào góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng và khi quay vòng xe, người lái cũng cần phải tăng thêm một lực để khắc phục mô men này.

- Đối với các bánh xe lắp lốp đàn hồi, khi có phản lực bên tác động thì bánh xe sẽ bị lệch bên và khi lăn vết tiếp xúc của lốp với mặt đường sẽ bị lệch so với mặt phẳng quay một



Hình 6. 13. Biểu đồ phân bố các phản lực bên ở vết tiếp xúc của lốp với mặt đường khi bánh xe lăn và chịu tác dụng của lực ngang

góc δ (Hình 6.13). Phần trước của vết tiếp xúc, lốp chịu biến dạng không lớn và độ biến dạng tăng dần cho tới mép sau cùng của vết. Các phản lực bên riêng phần được phân bố tương ứng với độ biến dạng nói trên.

Biểu đồ phân bố các phản lực riêng phần theo chiều dài của vết có dạng hình tam giác, do đó điểm đặt O_1 của hợp lực sẽ lùi về sau so với tâm O của vết tiếp xúc (hình 6.13).

Như vậy, mô men ổn định của bánh xe dẫn hướng được tạo nên bởi sự đàn hồi bên của lốp sẽ là:

$$M_{y\delta} = Y_b \cdot S \quad (6-20)$$

Trong đó:

S - khoảng cách OO_1 , bằng khoảng dịch chuyển của điểm đặt hợp lực bên đối với tâm tiếp xúc.

Mô men ổn định $M_{y\delta}$ tăng cùng với sự tăng của độ đàn hồi bên của lớp; vì vậy đối với những xe sử dụng lớp có độ đàn hồi lớn (xe du lịch) người ta thường giảm bớt góc nghiêng dọc của trụ quay đứng.

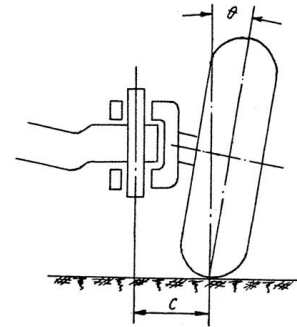
Ngoài các góc nghiêng của trụ quay đứng, người ta cũng tạo cho các bánh xe dẫn hướng những góc đặt, đó là góc doãng và góc chụm.

Góc doãng θ của bánh xe dẫn hướng (hình 6.14) có công dụng sau:

+ Ngăn ngừa khả năng bánh xe bị nghiêng theo chiều ngược lại dưới tác dụng của trọng lượng xe khi suất hiện các khe hở và sự biến dạng của các chi tiết ở trực trước và hệ thống treo trước.

+ Tạo nên thành phần lực chiều trục từ trọng lượng của xe để cân bằng một phần lực $Z_b \sin\beta \cdot \cos\alpha$

+ Giảm cánh tay đòn c của phản lực tiếp tuyến đối với trụ quay đứng, do đó làm giảm lực của người lái khi quay vòng xe và giảm được tải trọng tác dụng lên hệ thống dẫn động lái.



Hình 6.14. Góc doãng của bánh xe dẫn hướng phía trước

Khi bánh xe bị đặt nghiêng, nó luôn có xu hướng lăn theo một cung tròn. Với tâm quay là giao điểm của đường tâm trục bánh xe và mặt đường. Điều này sẽ làm phát sinh khu vực tiếp xúc của bánh xe với mặt đường những ứng suất phụ do sự trượt bên cục bộ của các phần tử lớp. Như vậy, khi bánh xe đặt nghiêng ngoài những ưu điểm đã trình bày trên, chúng còn tồn tại nhược điểm là làm cho lực cản chuyển động của bánh xe và độ mòn lớp tăng lên.

Để giải quyết tình trạng này, ngoài góc doãng của bánh xe dẫn hướng cần phải có góc chụm trong mặt phẳng ngang (hình 6.15).

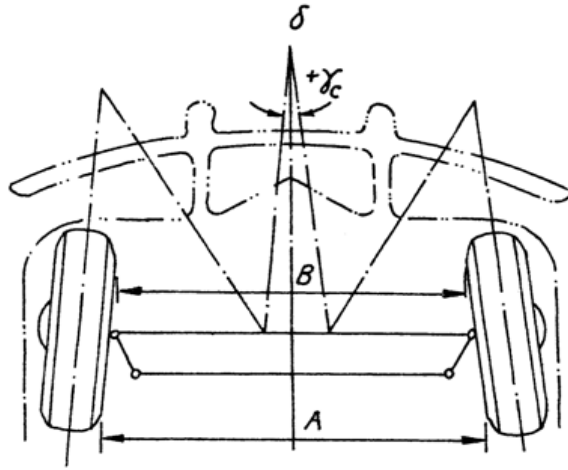
Góc chụm γ_C là góc được tạo nên bởi hình chiếu lên mặt phẳng ngang của đường kính hai bánh xe dẫn hướng.

Độ chụm được đặc trưng bằng hiệu số của hai khoảng cách A và B, đo được giữa các mép trong của lớp trong mặt phẳng ngang đi qua tâm của hai bánh xe khi chúng nằm ở vị trí trung gian.

Góc chụm (hoặc độ chụm) của các bánh xe dẫn hướng có công dụng như sau:

+ Làm giảm ứng suất ở khu vực tiếp xúc của bánh xe với mặt đường do góc doãng gây nên. Những kết quả nghiên cứu cho biết rằng ứng suất nhỏ nhất khu vực tiếp xúc của bánh xe với mặt đường sẽ đạt được khi góc chụm bằng $0,15 \div 0,2$ góc doãng.

+ Ngăn ngừa khả năng gây ra độ chụm âm do tác dụng của lực cản lăn khi suất hiện những khe hở và sự đàn hồi trong hệ thống trực trước và dẫn động lái.



Hình 6. 15. Góc chụm (độ chụm) của bánh xe dẫn hướng

Tóm lại để ô tô có tính năng ổn định chuyển động tốt thì các bánh xe dẫn hướng phải tự động giữ được chuyển động thẳng theo hướng đã định mà không tiêu hao sức lực của người lái và tự động quay trở về vị trí trung gian khi chúng bị lệch khỏi vị trí này do độ nhấp nhô của mặt đường gây nên.

Giá trị của các góc đặt của trụ quay đứng và các bánh xe dẫn hướng cần phải đảm bảo nghiêm ngặt, nếu không sẽ làm xấu tính năng ổn định chuyển động của xe và làm tăng độ mòn của lốp.

6.5. Khái niệm về sự dao động của bánh xe dẫn hướng

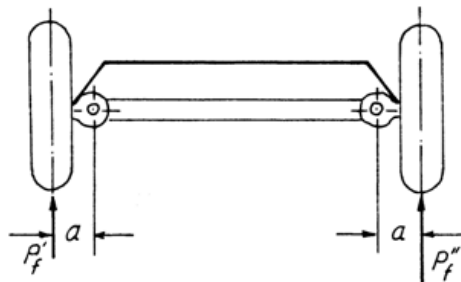
Trong một số điều kiện nhất định, các bánh xe dẫn hướng có thể bị dao động xung quanh trụ quay đứng khi xe chuyển động

6.5.1. Những nguyên nhân gây nên dao động:

- Những lực tác dụng từ mặt đường gồ ghề lên các bánh xe dẫn hướng
- Các bánh xe dẫn hướng không được cân bằng động
- Không có sự phối hợp đúng về động học dịch chuyển của các thanh kéo lái và nhíp.
- Do mô men hiệu ứng con quay khi các bánh xe dẫn hướng bị thay đổi mặt phẳng quay.

6.5.2. Một số trường hợp có thể gây nên dao động góc của bánh xe dẫn hướng:

+ Khi lực cản lăn ở bánh xe dẫn hướng khác nhau rất lớn về trị số thì dưới tác dụng của hiệu hai mô men $P_f'a$ và $P_f''a$ (hình 6.15).



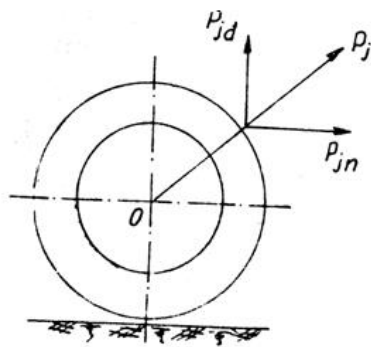
Hình 6. 16. Sơ đồ các lực cản lăn có trị số khác nhau tác dụng lên hai bánh xe dẫn hướng

Các bánh xe có thể quay xung quanh trụ quay đứng và nếu trị số của lực P_f' và P_f'' thay đổi liên tục thì sẽ gây nên dao động góc của các bánh xe dẫn hướng.

+ Trường hợp bánh xe không được cân bằng tốt, khi quay sẽ phát sinh lực ly tâm P_j (hình 6.17)

Thành phần nằm ngang P_{jn} của lực ly tâm với cánh tay đòn a có xu hướng làm quay bánh xe xung quanh trụ quay đứng. Tần số thay đổi của các mô men tạo nên bởi các lực P_{jn} , P_{jd} phụ thuộc vào vận tốc của ô tô.

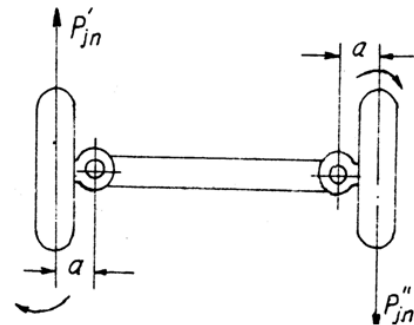
Nếu khi hai bánh dẫn hướng quay mà các khối lượng không cân bằng của chúng nằm ở hai phía đối diện đối với trục trước của xe thì sẽ dẫn tới dao động góc của các bánh xe dẫn hướng xung quanh trụ quay đứng (hình 6.18)



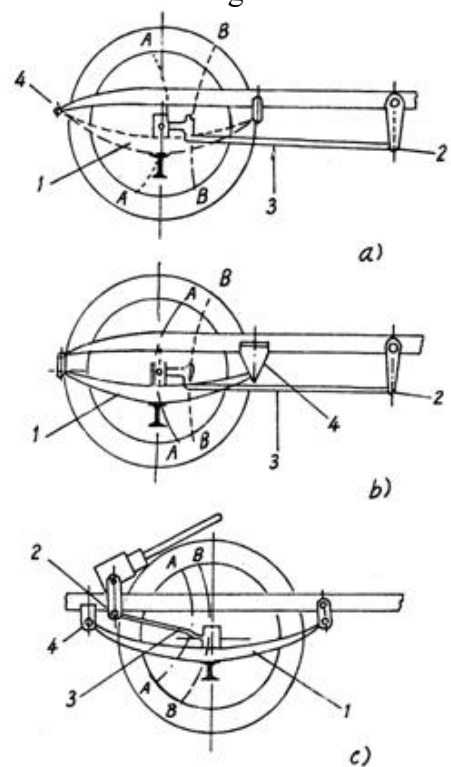
Hình 6.17. Sơ đồ lực ly tâm tác dụng lên một bánh xe dẫn hướng

+ Hệ thống treo loại nhíp, nếu khi các bánh xe dẫn hướng dao động thẳng đứng mà động học của điểm nối bánh xe (hoặc trục trước) với nhíp và của đòn quay ngang với thanh kéo dọc hệ thống lái không có sự phối hợp đúng thì cũng có thể gây nên những dao động góc của các bánh xe dẫn hướng.

Thí dụ với kết cấu thể hiện trên hình 6.19a, khi xe di chuyển trên đường, tâm của bánh xe dẫn hướng sẽ dao động theo cung AA so với khớp quay 4 của nhíp 1, còn điểm nối giữa đòn quay ngang và thanh kéo dọc 3 lại dao động theo cung BB so với tâm quay ở khớp cầu 2 của đòn quay đứng. Điều này sẽ làm phát sinh những dao động góc của bánh xe dẫn hướng xung quanh trụ đứng do tác dụng của những dao động thẳng đứng.



Hình 6.18. Sơ đồ các thành phần nằm ngang của lực ly tâm tác động vào hai bánh xe dẫn hướng



Hình 6.19. Sơ đồ về sự phối hợp động học giữa hệ thống treo nhíp và dẫn động lái

Để phối hợp động học đúng giữa hệ thống treo và dẫn động lái, người ta sử dụng cách bố trí như biểu thị trên hình 6.19b và 6.19c, với mục đích để quỹ đạo dao động của nửa nhíp và thanh kéo dọc có cùng hướng.

Những dao động góc mạnh (còn gọi là hiện tượng vẩy) của bánh xe dẫn hướng có thể phá hỏng tính năng dẫn hướng của ô tô. Những dao động này thường có hai tần số: cao và thấp. Thực tế sử dụng cho biết rằng những dao động có tần số thấp (nhỏ hơn 1Hz) và biên độ lớn (lớn hơn 3^0) là có hại hơn cả; còn những dao động có tần số cao (lớn hơn 10 Hz) nhưng biên độ nhỏ (nhỏ hơn 2^0) thì ít nguy hiểm hơn.

Khi thiết kế và trong quá trình sử dụng, người ta cố gắng tìm mọi biện pháp để giảm tới mức tối thiểu những dao động góc của bánh xe dẫn hướng như:

- Tăng độ cứng vững của các chi tiết trong hệ thống dẫn động lái.
- Đảm bảo độ cân bằng động của bánh xe.
- Điều chỉnh đúng dẫn động lái và không để khe hở lớn do mài mòn trong các chi tiết của cầu trước.

CÂU HỎI ÔN TẬP

1. Phân tích động học quay vòng của ô tô có 2 bánh dẫn hướng phía trước.
2. Phân tích động học quay vòng của ô tô có 4 bánh dẫn hướng.
3. Phân tích các yếu tố kết cấu gây ảnh hưởng đến tính ổn định của bánh xe dẫn hướng.
4. Ảnh hưởng độ đàn hồi của lớp tới quay vòng ô tô.
5. Nêu được sự quay vòng ô tô khi lớp biến dạng ngang.
6. Ảnh hưởng của tính chất quay vòng trung tính, thiếu hoặc thừa tới tính ổn định chuyển động của ô tô.
7. Xác định được tính ổn định chuyển động của xe khi quay vòng theo điều kiện lật đổ.
8. Phân tích tính ổn định chuyển động của xe khi quay vòng xét theo điều kiện trượt ngang.
9. Xác định tính ổn định của các bánh xe dẫn hướng.

Chương 7 SỰ PHANH Ô TÔ

Hệ thống phanh trang bị trên ô tô nhằm mục đích giảm vận tốc của xe hoặc dừng hẳn xe khi cần thiết. Nhờ có hệ thống phanh mà người lái có thể nâng cao vận tốc chuyển động trung bình của xe và đảm bảo sự an toàn khi chuyển động. Khi phanh cần đảm bảo hiệu quả phanh và tính ổn định hướng của ô tô trong quá trình phanh.

7.1. Lực phanh sinh ra ở bánh xe

Hình 7-1 trình bày lực và mô men tác dụng lên bánh xe trong quá trình phanh. Khi phanh, người lái tác dụng lên bàn đạp phanh một lực, khi đó ở cơ cấu phanh sẽ sinh ra mô men ma sát nhằm hãm bánh xe lại. Mô men ma sát đó gọi là mô men phanh M_p .

Do có mô men phanh M_p cho nên bánh xe sẽ tác động vào mặt đường một lực P , nhờ có sự tác dụng tương hỗ giữa

bánh xe và mặt đường mà mặt đường sẽ tác dụng lại bánh xe một phản lực P_p ngược với chiều chuyển động của ô tô. Phản lực P_p này cản trở sự chuyển động của ô tô và được gọi là lực phanh. Lực phanh được xác định theo biểu thức sau:

$$P_p = \frac{M_p}{r_b} \quad (7-1)$$

Khi phanh, lực phanh tăng đến một giá trị nào đó thì bánh xe sẽ bị trượt. Vì vậy lực phanh lớn nhất bị giới hạn bởi điều kiện bám giữa bánh xe với mặt đường. Nghĩa là:

$$P_{pmax} = P_\varphi = Z_b \cdot \varphi \quad (7-2)$$

Trong đó: P_{pmax} - lực phanh lớn nhất sinh ra ở bánh xe theo điều kiện bám của bánh xe với mặt đường

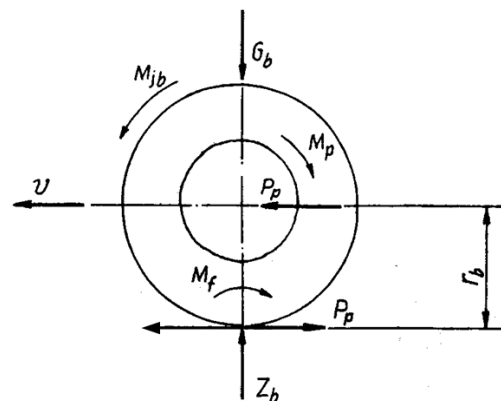
P_φ - Lực bám giữa bánh xe với mặt đường

Z_b - Phản lực pháp tuyến tác dụng lên bánh xe

φ - Hệ số bám giữa bánh xe với mặt đường

Khi phanh thì bánh xe chuyển động với gia tốc chậm dần, do đó trên bánh xe sẽ có mô men quán tính M_{jb} tác dụng, mô-men này cùng chiều với chiều chuyển động của bánh xe và có tác dụng cản lại sự chuyển động của bánh xe. Như vậy trong quá trình phanh xe thì lực hãm tổng cộng P_{Po} sẽ là:

$$P_{Po} = \frac{M_p + M_f - M_{jb}}{r_b} = P_p + \frac{M_f - M_{jb}}{r_b} \quad (7-3)$$



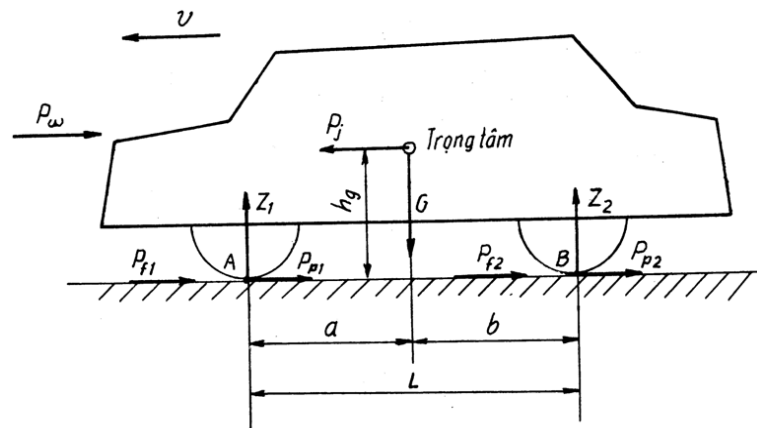
Hình 7. 1. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên bánh xe ô tô khi phanh

Trong quá trình phanh ô tô mô men phanh sinh ra ở cơ cấu phanh tăng lên đến một lúc nào đấy sẽ dẫn đến sự trượt lê bánh xe. Khi bánh xe bị trượt lê hoàn toàn thì hệ số bám φ có giá trị thấp nhất cho nên khi bánh xe bị trượt lê hoàn toàn thì lực phanh sinh ra giữa bánh xe và mặt đường là nhỏ nhất, dẫn tới hiệu quả phanh là thấp nhất. Không những thế khi bánh trước bị trượt lê sẽ làm mất tính ổn định khi phanh. Để tránh hiện tượng trượt lê hoàn toàn (bánh xe bị hãm cứng khi phanh) thì trên những xe hiện đại có đặt bộ chống hãm cứng bánh xe khi phanh. Sự trượt lê sẽ làm giảm hiệu quả phanh, tăng độ mòn lốp và làm mất tính ổn định của ô tô khi phanh.

Từ biểu thức (7-2) cho thấy để có lực phanh lớn không những phải có hệ số bám φ lớn mà cũn phải có lực pháp tuyến Z_b lớn. Cũng vì vậy để sử dụng được hết toàn bộ trọng lượng bám của ô tô cần phải bố trí cơ cấu phanh ở tất cả các bánh xe

7.2. Điều kiện đảm bảo sự phanh tối ưu

Để xét điều kiện đảm bảo phanh tối ưu chúng ta dùng sơ đồ hình 7.2 trình bày các lực tác dụng lên ô tô khi phanh với trường hợp xe không kéo moóc trên mặt phẳng nằm ngang.



Hình 7. 2. Sơ đồ tác dụng lên ô tô khi phanh

Khi phanh sẽ có các lực sau tác dụng lên ô tô: trọng lượng ô tô G đặt tại trọng tâm, lực cản P_{f1} và P_{f2} ở các bánh xe trước và sau,

phản lực thẳng góc Z_1 và Z_2 ở các bánh xe trước và sau, lực phanh ở các bánh xe trước và sau P_{p1} , P_{p2} lực cản không khí P_v , lực quán tính P_j do gia tốc chậm dần khi phanh.

Lực phanh P_{p1} và P_{p2} đặt tại điểm tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường và ngược với chiều chuyển động của ô tô, còn lực quán tính P_j đặt tại trọng tâm và cùng chiều chuyển động của ô tô.

Khi phanh thì lực cản không khí P_w và lực cản lăn P_{f1} và P_{f2} không đáng kể, có thể bỏ qua. Sự bỏ qua này chỉ sai số khoảng $1,5 \div 2\%$.

Lực quán tính P_j được tính theo công thức:

$$P_j = \frac{G}{g} j_p \quad (7-4)$$

Trong đó: g - gia tốc trọng trường ($g = 9,81m/s^2$)
 j_p - gia tốc chậm dần khi phanh

Bằng cách lập các phương trình mô men của các lực tác dụng lên ô tô khi phanh đối với các điểm tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường A và B (hình 7-2) ta có thể xác

định các phản lực thẳng góc lên bánh xe Z_1, Z_2 như sau:

$$Z_1 = \frac{Gb + P_j h_g}{L} \quad (7-5)$$

$$Z_2 = \frac{Ga - P_j h_g}{L} \quad (7-6)$$

Trong đó: a, b, h_g - tạo độ trọng tâm của ô tô
 L - chiều dài cơ sở của ô tô

Thay giá trị P_j từ công thức (7-4) vào (7-5) và (7-6) ta có:

$$Z_1 = \frac{G}{L} \left(b + \frac{j_p h_g}{g} \right) \quad (7-7)$$

$$Z_2 = \frac{G}{L} \left(a - \frac{j_p h_g}{g} \right) \quad (7-8)$$

Để sử dụng hết trọng lượng bám của ô tô thì cơ cấu phanh được bố trí ở tất cả các bánh xe, lúc đó lực phanh lớn nhất đối với toàn bộ xe là :

$$P_{P_{\max}} = G \cdot \varphi \quad (7-9)$$

Sự phanh có hiệu quả nhất ứng với khi lực phanh sinh ra ở các bánh xe tỷ lệ thuận với tải trọng thẳng đứng tác dụng lên chúng. Các tải trọng thẳng đứng này tác dụng lên bánh xe trong quá trình phanh lại thay đổi do có lực quán tính P_j tác dụng.

Trong trường hợp phanh có hiệu quả nhất thì tỷ số giữa các lực phanh ở các bánh xe trước và lực phanh ở các bánh xe sau sẽ tuân theo biểu thức sau:

$$\frac{P_{p1}}{P_{p2}} = \frac{\varphi Z_1}{\varphi Z_2} = \frac{Z_1}{Z_2} \quad (7-10)$$

Thay các giá trị Z_1 và Z_2 từ biểu thức (7-5) và (7-6) vào biểu thức (7-10) ta được:

$$\frac{P_{p1}}{P_{p2}} = \frac{Gb + P_j h_g}{Ga - P_j h_g} \quad (7-11)$$

Trong quá trình phanh, lực cản lăn P_{f1} và P_{f2} không đáng kể, có thể bỏ qua. Do đó có thể viết :

$$P_j = P_{P1} + P_{P2} = P_P$$

Và
$$P_{j_{\max}} = P_{P_{\max}} = G \cdot \varphi \quad (7-12)$$

Lắp giá trị $P_{j_{\max}}$ từ biểu thức 7-12 vào 7-11 ta có:

$$\frac{P_{p1}}{P_{p2}} = \frac{b + \varphi \cdot h_g}{a - \varphi \cdot h_g} \quad (7-13)$$

Biểu thức (7-13) chính là điều kiện để đảm bảo sự phanh có hiệu quả nhất, nghĩa là muốn phanh có hiệu quả nhất (quãng đường phanh nhỏ nhất và gia tốc chậm dần lớn nhất hoặc thời gian phanh nhỏ nhất) thì trong quá trình phanh quan hệ giữa các lực phanh ở bánh trước và sau là P_{P1}, P_{P2} phải luôn thỏa mãn biểu thức (7-13)

Trong điều kiện sử dụng thì toạ độ trọng tâm (a, b, h_g) luôn thay đổi do chất tải khác nhau và hệ số bám φ cũng luôn thay đổi do ô tô chạy trên các loại đường khác nhau, do vậy tỷ số P_{P1}/P_{P2} xác định theo biểu thức (7-13) cũng sẽ phải thay đổi theo để đảm bảo hiệu quả phanh tối ưu. Muốn vậy cần phải thay đổi mô men phanh M_{P1} , M_{P2} sinh ra ở cơ cấu phanh trước và sau bằng cách thay đổi áp suất dầu dẫn đến các xilanh bánh xe hoặc áp suất khí nén tới các bầu phanh (với phanh khí). Để thực hiện yêu cầu nói trên, ở các xe hiện đại có bố trí bộ điều hoà lực phanh hoặc bộ chống hãm cứng bánh xe khi phanh. Các cơ cấu này sẽ tự động điều chỉnh lực phanh ở các bánh xe bằng cách thay đổi quan hệ áp suất môi chất dẫn động ra cơ cấu phanh trước và sau.

7.3. Các chỉ tiêu đánh giá chất lượng tổng hợp của quá trình phanh

Chất lượng tổng hợp của quá trình phanh được đánh giá bằng chỉ tiêu về hiệu quả phanh và chỉ tiêu về tính ổn định hướng khi phanh

7.3.1. Chỉ tiêu về hiệu quả phanh

Để đánh giá hiệu quả phanh có thể dùng một trong những chỉ tiêu sau: Quãng đường phanh, gia tốc chậm dần, thời gian phanh, lực phanh.

7.3.1.1. Gia tốc chậm dần khi phanh

Gia tốc chậm dần khi phanh là một trong những chỉ tiêu quan trọng để đánh giá hiệu quả phanh của ô tô. Khi phân tích các lực tác dụng lên ô tô, có thể viết phương trình cân bằng lực khi phanh như sau:

$$P_j = P_p + P_f + P_\omega + P_\eta \pm P_i \quad (7-14)$$

Trong đó : P_η - lực để thắng tiêu hao ma sát cơ khí.

Thực nghiệm chứng tỏ rằng các lực P_f , P_ω , P_η cản lại sự chuyển động của ô tô có giá trị rất bé so với lực phanh P_p . Lực phanh P_p chiếm tổng số 98% tổng các lực có xu hướng cản lại sự chuyển động của ô tô. Vì thế có thể bỏ qua các lực P_f , P_ω , P_η trong phương trình (7-14) và khi phanh trên đường nằm ngang ($P_i = 0$) ta có phương trình sau:

$$P_j = P_p \quad (7-15)$$

Lực phanh lớn nhất P_{Pmax} được xác định theo điều kiện bám khi bánh xe bị phanh hoàn toàn và đồng thời theo biểu thức sau:

$$P_{Pmax} = \varphi G$$

Từ phương trình $P_j = P_p$ ta có thể viết như sau:

$$\delta \frac{G}{g} J_{pmax} = \varphi G \quad (7-16)$$

Trong đó: δ - hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng chuyển động quay của ô tô

Từ biểu thức (7-16) có thể xác định gia tốc chậm dần cực đại khi phanh :

$$J_{Pmax} = \frac{\varphi \cdot g}{\delta} \quad (7-17)$$

Để tăng gia tốc chậm dần khi phanh cần phải giảm hệ số δ , vờ vậy khi phanh đột ngột người lái cần cắt ly hợp để tách động cơ ra khỏi hệ thống truyền lực, lúc đó δ sẽ giảm và $J_{p \max}$ sẽ tăng.

Gia tốc chậm dần cực đại phụ thuộc vào hệ số bám φ giữa lốp và mặt đường. Hệ số bám lớn nhất $\varphi_{\max} = 0,75 \div 0,80$ trên đường nhựa tốt. Nếu coi $\delta \approx 1$ và gia tốc trọng trường $g \approx 10 \text{ m/s}^2$ thì gia tốc chậm dần cực đại của ô tô khi phanh đột ngột trên đường nhựa tốt, khô, nằm ngang có thể đạt giá trị từ $7,5 \div 8 \text{ m/s}^2$.

Trong quá trình ô tô làm việc, thường phanh với gia tốc chậm dần thấp hơn nhiều, phanh đột ngột chỉ xảy ra trong những trường hợp cấp thiết.

7.3.1.2. Thời gian phanh

Thời gian phanh cũng là một chỉ tiêu để đánh giá hiệu quả phanh. Thời gian phanh càng nhỏ thì hiệu quả phanh càng cao. Để xác định thời gian phanh có thể sử dụng biểu thức sau:

$$J = \frac{dv}{dt} = \frac{\varphi \cdot g}{\delta} \quad (7-18)$$

Từ biểu thức trên ta suy ra:

$$dt = \frac{\delta}{\varphi g} dv$$

Muốn xác định thời gian phanh nhỏ nhất ta tích phân dt trong giới hạn từ thời điểm bắt đầu phanh ứng với vận tốc v_1 tới thời điểm kết thúc quá trình phanh ứng với vận tốc v_2 .

$$t_{\min} = \int_{v_2}^{v_1} \frac{\delta}{\varphi \cdot g} dv = \frac{\delta}{\varphi \cdot g} (v_1 - v_2)$$

Khi phanh ô tô dừng hẳn thì $v_2 = 0$, do đó:

$$t_{\min} = \frac{\delta}{\varphi \cdot g} v_1 \quad (7-19)$$

Từ biểu thức (7-19) ta thấy rằng thời gian phanh nhỏ nhất tỷ lệ thuận với vận tốc lúc bắt đầu phanh v_1 và hệ số δ , tỷ lệ nghịch với hệ số bám φ . Để cho thời gian phanh nhỏ cần giảm δ , vờ vậy người lái nên cắt ly hợp khi phanh

7.3.1.3. Quãng đường phanh

Quãng đường phanh là chỉ tiêu quan trọng nhất để đánh giá hiệu quả phanh của ô tô, các nhà máy chế tạo thường cho biết quãng đường phanh của ô tô ứng với vận tốc khi bắt đầu phanh.

Để xác định quãng đường phanh nhỏ nhất có thể sử dụng biểu thức sau:

$$\frac{dv}{dt} ds = \frac{\varphi \cdot g}{\delta} ds \quad (7-20)$$

Bằng cách tích phân ds trong giới hạn từ thời điểm bắt đầu phanh ứng với vận tốc v_1 đến thời điểm cuối quá trình phanh ứng với vận tốc v_2 ta sẽ xác định được quãng đường phanh S

$$S_{\min} = \int_{v_2}^{v_1} \frac{\delta}{\varphi \cdot g} v dv = \frac{\delta}{\varphi \cdot g} \int_{v_2}^{v_1} v dv$$

$$S_{\min} = \frac{\delta}{2\varphi \cdot g} (v_1^2 - v_2^2) \quad (7-21)$$

Khi phanh ô tô đến lúc dừng hẳn $v_2 = 0$, thì:

$$S_{\min} = \frac{\delta v_1^2}{2\varphi \cdot g} \quad (7-22)$$

Nhận xét: Từ biểu thức (7-22) thấy rằng quãng đường phanh nhỏ nhất tỷ lệ thuận với bình phương vận tốc của ô tô lúc bắt đầu phanh, tỷ lệ tuyến tính với hệ số δ , tỷ lệ nghịch với hệ số bám φ . Để giảm quãng đường phanh cần giảm hệ số δ người lái cần cắt ly hợp trước khi phanh

Hình (7-3) là đồ thị chỉ sự thay đổi quãng đường phanh theo tốc độ lúc bắt đầu phanh và theo hệ số bám φ . Từ đồ thị ta thấy rằng vận tốc lúc bắt đầu phanh càng cao thì quãng đường phanh càng lớn, hệ số bám φ càng cao thì quãng đường phanh càng nhỏ.

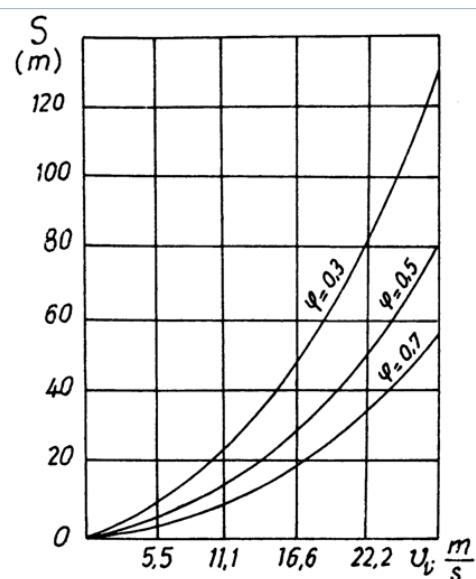
Từ các chỉ tiêu ở trên ta thấy rằng gia tốc chậm dần khi phanh, thời gian phanh và quãng đường phanh về mặt lý thuyết không phụ thuộc vào trọng lượng G của ô tô. Tuy nhiên trong thực tế, các chỉ tiêu nói trên có sự phụ thuộc vào trọng lượng toàn bộ của ô tô. Điều này đã được chứng minh bằng thực nghiệm khi tăng tải thì quãng đường phanh tăng lên.

7.3.1.4. Lực phanh và lực phanh riêng

Lực phanh và lực phanh riêng cũng là chỉ tiêu để đánh giá hiệu quả phanh của ô tô. Chỉ tiêu này thường được dùng khi kiểm tra phanh ô tô trên bộ thử. Lực phanh sinh ra ở các bánh xe của ô tô được xác định theo biểu thức sau:

$$P_P = \frac{M_P}{r_b} \quad (7-23)$$

Trong đó: P_P - Lực phanh ô tô
 M_P - Mô men phanh



Hình 7.3. Đồ thị chỉ sự thay đổi quãng đường phanh nhỏ nhất theo tốc độ lúc bắt đầu phanh và hệ số bám φ

r_b - Bán kính làm việc trung bình của bánh xe

Lực phanh riêng P_{Po} là lực phanh tính trên một đơn vị trọng lượng toàn bộ G của ô tô:

$$P_{Po} = \frac{P_p}{G} \quad (7-24)$$

Lực phanh riêng cực đại ứng với khi lực phanh sinh ra cực đại

$$P_{P_{o\max}} = \frac{P_{P_{\max}}}{G} = \frac{\varphi_{\max} G}{G} = \varphi_{\max} \quad (7-25)$$

Nhận xét:

- Lực phanh riêng cực đại bằng hệ số bám φ như vậy về lý thuyết khi phanh xe trên đường nhựa khô, tốt và nằm ngang lực phanh riêng cực đại có thể đạt giá trị $70 \div 80\%$. Trong thực tế giá trị lực phanh riêng đạt được thấp hơn nhiều chỉ trong khoảng $40 \div 65\%$.

- Trong bốn chỉ tiêu về hiệu quả phanh kể trên, chỉ tiêu quãng đường phanh là đặc trưng nhất và có ý nghĩa quan trọng nhất, và quãng đường phanh cho phép người lái hình dung và ước lượng được vị trí xe dừng trước chướng ngại vật cần sử lý để khỏi gây ra tai nạn khi phanh xe ở tốc độ ban đầu nào đó.

- Tuy nhiên trong bốn chỉ tiêu trên, mỗi chỉ tiêu đều có giá trị tương đương nghĩa là để đánh giá hiệu quả phanh chỉ cần sử dụng một trong bốn chỉ tiêu đó.

7.3.2. Chỉ tiêu về tính ổn định hướng ô tô khi phanh

Do đường xá ngày càng có chất lượng cao và do áp dụng nhanh chóng các kỹ thuật mới trong ngành ô tô cho phép ô tô ngày nay chạy với tốc độ lớn

Khi phanh ở tốc độ cao thì tính ổn định hướng của ô tô là rất quan trọng để đảm bảo tính an toàn khi phanh ô tô đang chạy trên một hành lang nhất định trên đường.

Trong quá trình phanh ô tô thì trục dọc của ô tô có thể bị nghiêng một góc β nào đấy so với hướng của quỹ đạo đang chuyển động. Khi phanh mà ô tô bị quay đi một góc β quá mức quy định sẽ ảnh hưởng đến an toàn chuyển động của ô tô trên đường. Góc lệch β được coi là chỉ tiêu để đánh giá tính ổn định hướng khi phanh.

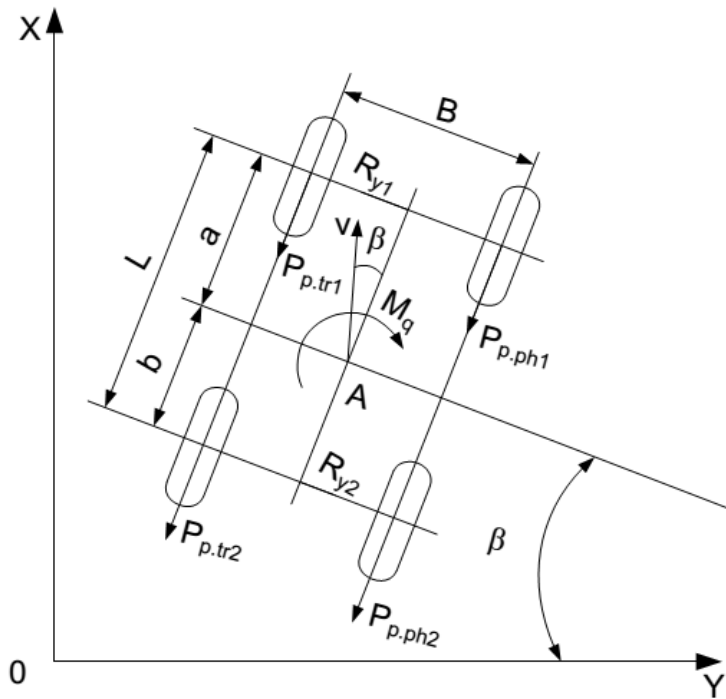
Khi phanh mà tổng các lực phanh ở các bánh xe tại một bên nào đó khác với tổng các lực phanh sinh ra ở các bánh xe phía bên kia thì sẽ xuất hiện mô men quay vòng M_q (hình 7-4) quanh trục thẳng đứng Z đi qua trọng tâm A của ô tô do đó sẽ gây góc lệch β . Giả sử lúc đầu ô tô đang chuyển động theo hướng của trục X , nhưng sau khi phanh ô tô bị lệch một góc β . Trong khi phanh ở các bánh xe bên phải có lực phanh $P_{P_{ph1}}$ ở trục trước và $P_{P_{ph2}}$ ở trục sau, còn ở các bánh xe bên trái có $P_{P_{tr1}}$ và $P_{P_{tr2}}$

Tổng các lực phanh ở các bánh xe bên phải là:

$$P_{P_{ph}} = P_{P_{ph1}} + P_{P_{ph2}} \quad (7-26)$$

Và tổng các lực phanh ở các bánh xe bên trái là:

$$P_{P_{tr}} = P_{P_{tr1}} + P_{P_{tr2}} \quad (7-27)$$



Hình 7. 4. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi phanh mà xe bị quay

Giả sử tổng các lực phanh bên phải lớn hơn các lực phanh bên trái lúc đó ô tô sẽ quay vòng theo hướng mũi tên hình 7.4 quanh trọng tâm A của ô tô

Mô men quay vòng M_q xác định theo công thức:

$$M_q = P_{pph} \frac{B}{2} - P_{ptr} \frac{B}{2} = (P_{pph} - P_{ptr}) \frac{B}{2} \quad (7-28)$$

Trong đó: B - là chiều rộng cơ sở của ô tô

Do có sự ma sát giữa bánh xe và mặt đường cho nên khi xuất hiện mô men quay vòng M_q thì ở các bánh xe của trục trước sẽ có phản lực R_{y1} tác dụng từ mặt đường theo phương ngang hình (7.4) và ở các bánh xe của trục sau sẽ có phản lực R_{y2} tác dụng.

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

$$I_z \ddot{\beta} = M_q - R_{y1}a - R_{y2}b \quad (7-29)$$

Trong đó: a, b - tọa độ trọng tâm của ô tô

Khi đó ô tô đó bị xoay đi một góc β nghĩa là mô men quay M_q lớn hơn nhiều so với mô men do các lực R_{y1} và R_{y2} gây ra, cho nên để đơn giản cho tính toán có thể bỏ qua các lực R_{y1} và R_{y2} lúc đó phương trình có dạng :

$$I_z \ddot{\beta} = M_q \quad \text{hay là} \quad \ddot{\beta} = \frac{M_q}{I_z} \quad (7-30)$$

Trong đó: I_z - mô men quán tính của ô tô quay quanh trục Z đi qua trọng tâm A

Lấy tích phân hai lần phương trình (7-30) ta được:

$$\beta = \frac{M_q}{2I_z} t^2 + C \quad (7-31)$$

Trong đó: t - thời gian phanh

Để tìm giá trị của C ta sử dụng điều kiện ban đầu khi $t = 0$ thì $\beta = 0$ và thay vào phương trình (7-31) ta có $C = 0$, từ đó ta được:

$$\beta = \frac{M_q}{2I_z} t^2 \quad (7-32)$$

Nhận xét:

Từ biểu thức (7-32) thấy rằng góc lệch β tỷ lệ thuận với mô men quay vòng M_q với bình phương của thời gian phanh và tỷ lệ nghịch với mô men quán tính I_z của ô tô quay quanh trục Z và đi qua trọng tâm của nó. Khi mô men $M_q=0$ thì $\beta = 0$

Khi ô tô xuất xưởng (chế tạo hoặc sửa chữa) phải đảm bảo lực phanh ở các bánh xe (mô men phanh ở các cơ cấu phanh) trên cùng một trục là như nhau. Độ chênh lệch giữa các lực phanh ở các bánh xe trên cùng một trục không được vượt quá 15% so với giá trị lực phanh cực đại ở các bánh xe của trục này.

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 phía bên trái cho phép là:

$$P_{P \text{ trmin}} = 0,85 P_{P \text{ ph max}} \quad (7-33)$$

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

$$\begin{aligned} M_{q \max} &= P_{P \text{ ph max}} \frac{B}{2} - P_{p \text{ trmin}} \frac{B}{2} \\ &= (P_{P \text{ ph max}} - 0,85 \cdot P_{P \text{ ph max}}) \frac{B}{2} \\ M_{q \max} &= 0,075 B P_{P \text{ ph max}} \end{aligned} \quad (7-34)$$

Thay các giá trị $M_{q \max}$ từ biểu thức (7-34) vào biểu thức (7-32) ta tìm được góc lệch β_{\max} :

$$\beta_{\max} = \frac{0,075 \cdot B \cdot P'_{p \max}}{2 \cdot I_z} t^2 \quad (7-35)$$

Thành phần $P'_{p \max}$ ở biểu thức (7-35) được hiểu là lực phanh cực đại ở một phía (có thể là bên phải hoặc bên trái) theo điều kiện bám.

Mặt khác, lực phanh cực đại xác định theo điều kiện bám sẽ là:

$$P'_{p \max} = \frac{G}{2} \varphi_{\max} \quad (7-36)$$

Thay các giá trị $P'_{p \max}$ từ biểu thức (7-36) vào (7-35) ta có:

$$\beta_{\max} = 0,019 \frac{B.G\varphi_{\max}}{I_z} t^2 \quad (7-37)$$

Để đảm bảo an toàn cho ô tô khi chuyển động, góc lệch cực đại β_{\max} cho phép khi phanh không được vượt quá 8° hoặc khi phanh thì ô tô không vượt ra ngoài hành lang có chiều rộng 3,5 m (theo tiêu chuẩn của Bộ GTVT Việt Nam - 1995)

7.4. Cơ sở lý thuyết về điều hoà lực phanh và vấn đề chống hãm cứng bánh xe khi phanh

7.4.1. Cơ sở lý thuyết về điều hoà lực phanh

Để hiệu quả phanh đạt giá trị cao nhất thì lực phanh sinh ra ở các bánh xe trước P_{p1} và bánh xe sau P_{p2} phải tuân theo biểu thức

$$\frac{P_{p1}}{P_{p2}} = \frac{b + \varphi h_g}{a - \varphi h_g}$$

Nếu coi bán kính bánh xe trước r_{b1} và bán kính bánh xe sau r_{b2} bằng nhau trong quá trình phanh, ta có thể biểu thị mối quan hệ giữa mô men phanh ở bánh xe trước M_{p1} và bánh xe sau M_{p2} như sau:

$$\frac{M_{p2}}{M_{p1}} = \frac{P_{p2} \cdot r_{b2}}{P_{p1} \cdot r_{p1}} = \frac{P_{p2}}{P_{p1}} \quad (7-38)$$

Từ các biểu thức trên ta có:

$$\frac{M_{p2}}{M_{p1}} = \frac{a - \varphi h_g}{b + \varphi h_g} \quad (7-39)$$

Trong đó: M_{p1} - mô men phanh cần sinh ra ở các bánh xe trước

M_{p2} - mô men phanh cần sinh ra ở các bánh xe sau

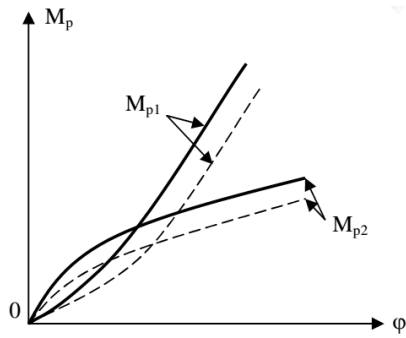
Như vậy, muốn đảm bảo hiệu quả phanh tốt nhất thì mô men phanh sinh ra ở các bánh xe trước M_{p1} và mô men phanh sinh ra ở các bánh xe sau M_{p2} phải tuân theo biểu thức (7-39). Các giá trị tọa độ trọng tâm a, b, h_g đối với một ô tô nhất định nào đó có thể thay đổi tùy theo mức độ tải trọng và vị trí chất tải lên xe.

Mô men phanh cần sinh ra ở các bánh xe trước M_{p1} và mô men phanh sinh ra ở các bánh xe sau M_{p2} có thể xác định từ điều kiện bám theo biểu thức sau:

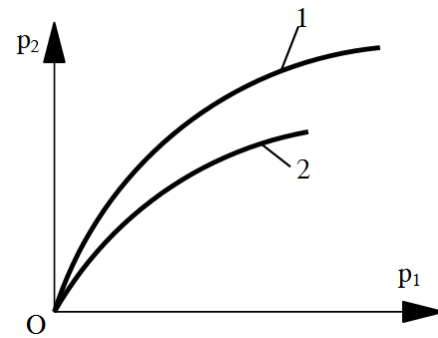
$$M_{p1} = \varphi \cdot Z_1 \cdot r_{b1} = \frac{G \cdot r_b \cdot \varphi}{L} (b + \varphi \cdot h_g) \quad (7-40)$$

$$M_{p2} = \varphi \cdot Z_2 \cdot r_{b2} = \frac{G \cdot r_b \cdot \varphi}{L} (a - \varphi \cdot h_g) \quad (7-41)$$

Đối với một ô tô đó chất tải nhất định thì a, b, h_g cố định. Nếu ta cho các giá trị φ khác nhau vào biểu thức (7-40) và (7-41) ta sẽ tính được các giá trị M_{p1} và M_{p2} từ đó có thể vẽ được các đồ thị $M_{p1} = f_1(\varphi)$, và $M_{p2} = f_2(\varphi)$ (hình 7-5). Tròn đồ thị, đường đậm nét ứng với lúc đầy tải và đường đứt nét ứng với lúc không tải.



Hình 7.5. Đồ thị chỉ quan hệ giữa mô men phanh với hệ số bám φ



Hình 7.6. Đồ thị đặc tính phanh lý tưởng của ô tô
1. Đầy tải 2. Không tải

Đồ thị trình bày ở hình 7.6 được gọi là đường đặc tính phanh lý tưởng của ô tô. Mô men phanh sinh ra ở bánh xe tỷ lệ thuận với áp suất sinh ra trong dẫn động phanh:

$$M_{p1} = k_1 \cdot p_{1dd} \quad (7-42)$$

$$M_{p2} = k_2 \cdot p_{2dd} \quad (7-43)$$

Trong đó: p_{1dd} - áp suất trong dẫn động ở cơ cấu phanh trước.

p_{2dd} - áp suất trong dẫn động ở cơ cấu phanh sau.

k_1 và k_2 - hệ số tỷ lệ tương ứng với phanh trước và phanh sau.

Như vậy để đảm bảo phanh lý tưởng thì áp suất dẫn động ra cơ cấu phanh trước p_{1dd} và áp suất dẫn động ra cơ cấu phanh sau p_{2dd} phải thỏa mãn điều kiện sau:

$$\frac{p_{2dd}}{p_{1dd}} = \frac{k_1 \cdot M_{p2}}{k_2 \cdot M_{p1}} \quad (7-44)$$

Trên hình 7.6 trình bày đồ thị chỉ quan hệ giữa áp suất p_{1dd} và p_{2dd} khi quan hệ giữa các mômen phanh M_{p1}, M_{p2} tuân theo đường đặc tính phanh lý tưởng.

Để đảm bảo sự phanh lý tưởng thì quan hệ giữa áp suất trong dẫn động phanh sau và trước phải tuân theo đồ thị hình 7.6 (được gọi là đường đặc tính lý tưởng của bộ điều hòa lực phanh).

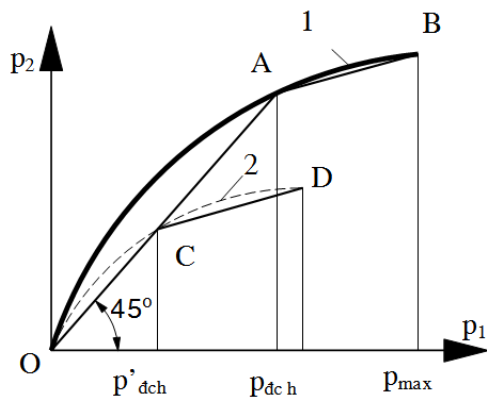
Muốn đảm bảo đường đặc tính $p_2 = f(p_1)$ theo đúng đồ thị trên thì bộ điều hòa lực phanh phải có kết cấu rất phức tạp. Các kết cấu trong thực tế chỉ đảm bảo đường đặc tính gần đúng với đường đặc tính lý tưởng.

Hình 7.7 trình bày đường đặc tính của bộ điều hòa lực phanh loại pittông bậc.

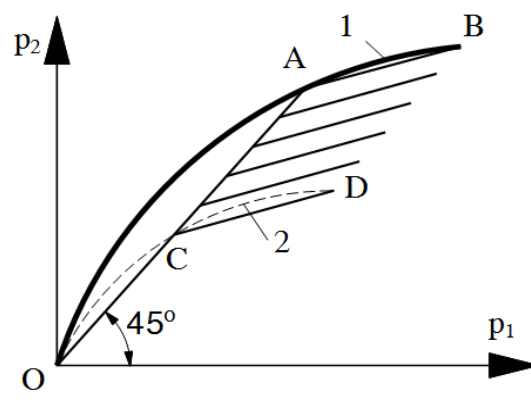
+ Xét trường hợp khi xe đầy tải :

Giai đoạn đầu áp suất p_1 ở dẫn động phanh ra phía trước và áp suất dẫn động phanh ra phía sau đều bằng nhau, đường đặc tính đi theo đường thẳng OA nghiêng với trục hoành một góc 45° , lúc đó bộ điều hòa lực phanh chưa làm việc.

Khi áp suất trong xy lanh phanh chính đạt giá trị $p_{đch}$ (áp suất điều chỉnh) thì lúc đó bộ điều hòa lực phanh bắt đầu làm việc. Từ thời điểm đó áp suất p_2 nhỏ hơn áp suất p_1 và đường đặc tính điều chỉnh đi theo đường thẳng AB gần sát với đường cong lý tưởng.



Hình 7.7. Đường đặc tính của bộ điều hoà lực phanh
1 - Đầy tải
2 - Không tải



Hình 7.8. Chùm đường đặc tính của bộ điều hoà lực phanh
1. Đầy tải
2. Không tải

+ Xét trường hợp không tải:

Giai đoạn đầu đường đặc tính đi theo đường thẳng OC nghĩa là lúc đó bộ điều hoà lực phanh chưa làm việc.

Áp suất $p'_{đch}$ ứng với điểm C là áp suất dẫn động phanh trước ở thời điểm mà bộ điều hoà lực phanh bắt đầu làm việc.

Tiếp đó đường đặc tính đi theo đường CD. Đường CD là đường đặc tính của bộ điều hoà lực phanh khi xe không tải.

Như vậy, ứng với mỗi tải trọng khác nhau ta có đường đặc tính lý tưởng khác nhau (các đường cong khác nhau) và đường đặc tính của bộ điều hoà lực phanh ở các tải trọng khác nhau sẽ là một chùm đường nghiêng trình bày trên hình 7.8

Trên hình 7.8 áp suất trong dẫn động phanh p_2 khi đã có bộ điều hoà lực phanh sẽ diễn biến theo đường gấp khúc OAB nằm dưới đường cong 1. Nghĩa là áp suất p_2 có giá trị gần sát với áp suất lý tưởng nhưng luôn luôn nhỏ hơn áp suất lý tưởng yêu cầu nên không xảy ra hiện tượng bó cứng bánh xe sau khi phanh.

* **Nhận xét :**

- Bộ điều hoà lực phanh đảm bảo cho áp suất p_2 ở dẫn động phanh đến cầu sau gần với áp suất lý tưởng yêu cầu và nhỏ hơn áp suất lý tưởng để tránh bó cứng bánh xe sau.

- Khi bánh xe sau bị bó cứng thì hiệu quả phanh sẽ giảm do hệ số bám φ giảm bởi bánh xe bị trượt lết đồng thời làm mất tính ổn định khi phanh.

Tóm lại, bộ điều hoà lực phanh đảm bảo cho áp suất dẫn động ra phanh trước và phanh sau theo quan hệ gần sát với đường đặc tính lý tưởng, làm cho cơ cấu phanh không bị bó cứng, do đó tăng được hiệu quả phanh.

7.4.2. Vấn đề chống hãm cứng bánh xe khi phanh

Theo công thức $P_{pmax} = P_{\varphi} = Z_b \cdot \varphi$, muốn tăng hiệu quả phanh thì trong quá trình

phanh cần phải có hệ số bám lớn giữa bánh xe với mặt đường. Trong quá trình phanh sẽ có sự trượt tương đối giữa bánh xe với mặt đường. Quan hệ giữa hệ số bám và độ trượt tương đối được xác định bằng thực nghiệm thể hiện trên hình 7.9

Độ trượt tương đối λ được xác định theo biểu thức sau:

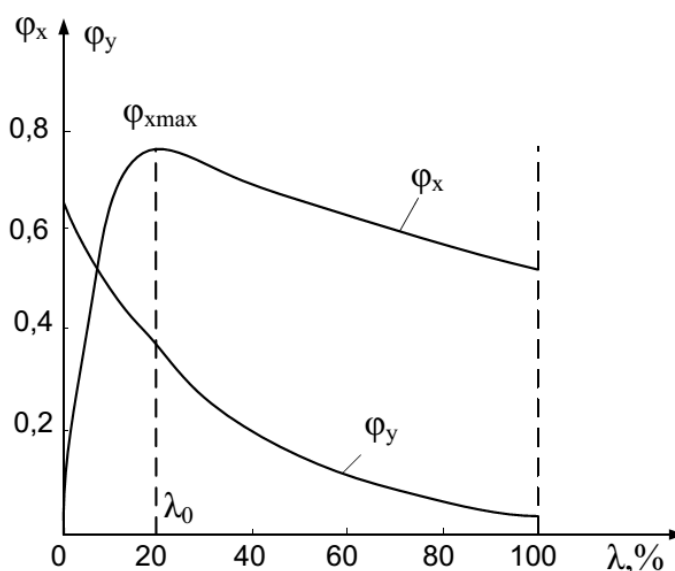
$$\lambda = \frac{v - \omega_b r_b}{v} \quad (7-45)$$

Trong đó: v - vận tốc của ô tô

ω_b - vận tốc góc của bánh xe đang phanh

r_b - bán kính làm việc trung bình của bánh xe.

Thực nghiệm chứng tỏ rằng khi độ trượt tương đối λ_0 nằm trong giới hạn 15 ÷ 25% thì hệ số bám dọc φ_x có giá trị cực đại và hệ số bám ngang φ_y cũng có giá trị khá lớn. Như vậy nếu giữ cho quá trình phanh xảy ra ở độ trượt tương đối λ_0 thì sẽ đạt được lực phanh cực đại, khi đó hiệu quả phanh sẽ cao nhất đồng thời độ ổn định hướng của ô tô khi phanh cũng đảm bảo tốt. Nếu trong quá trình phanh mà bánh xe bị hãm cứng ($\lambda = 100\%$) thì hệ số bám sẽ nhỏ, do đó hiệu quả phanh sẽ thấp



Hình 7. 9. Sự thay đổi hệ số bám dọc φ_x và hệ số bám ngang φ_y theo độ trượt tương đối λ của bánh xe khi phanh

Bộ chống hãm cứng bánh xe khi phanh giữ cho bánh xe ở độ trượt thay đổi trong phạm vi hẹp xung quanh giá trị λ_0 trong suốt quá trình phanh.

Thực hiện việc đó bằng cách điều chỉnh áp suất trong dẫn động phanh dẫn tới các bánh xe. Các hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh có thể sử dụng các nguyên lý điều chỉnh như sau:

- Điều chỉnh theo gia tốc chậm dần của bánh xe được phanh
- Điều chỉnh theo giá trị độ trượt cho trước
- Điều chỉnh theo giá trị của vận tốc góc của bánh xe với gia tốc chậm dần của nó.

Nhờ có sự phát triển mạnh mẽ của ngành tin học, điện tử và tự động hoá, ngày nay người ta đã chế tạo thành công các bộ chống hãm cứng bánh xe dựng trên các ô tô hiện đại.

Hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh gồm các phần tử sau đây:

- Cảm biến để phát tín hiệu về tình trạng của bánh xe được phanh. Tùy theo sự lựa chọn nguyên lý điều chỉnh mà có thể sử dụng các loại cảm biến như: cảm biến vận tốc góc, cảm biến trong dẫn động phanh, cảm biến gia tốc của ô tô và các cảm biến khác.

- Bộ điều khiển để xử lý các thông tin và phát lệnh nhả phanh hoặc phanh bánh xe. Các bộ điều khiển thường dùng loại điện tử.

- Bộ phận thực hiện các lệnh do bộ điều khiển phát ra. Bộ phận thực hiện có thể là loại thủy lực, loại khí hoặc loại hỗn hợp thủy khí. Bộ phận thực hiện sẽ làm cho áp suất trong dẫn động tới các cơ cấu phanh bánh xe tăng hoặc giảm hoặc giữ áp tùy theo lệnh của bộ điều khiển.

Các hệ thống chống hãm cứng bánh xe ngày nay thường dùng nguyên lý điều chỉnh áp suất trong dẫn động phanh theo gia tốc chậm dần của bánh xe và ở các bánh xe có cảm biến vận tốc góc.

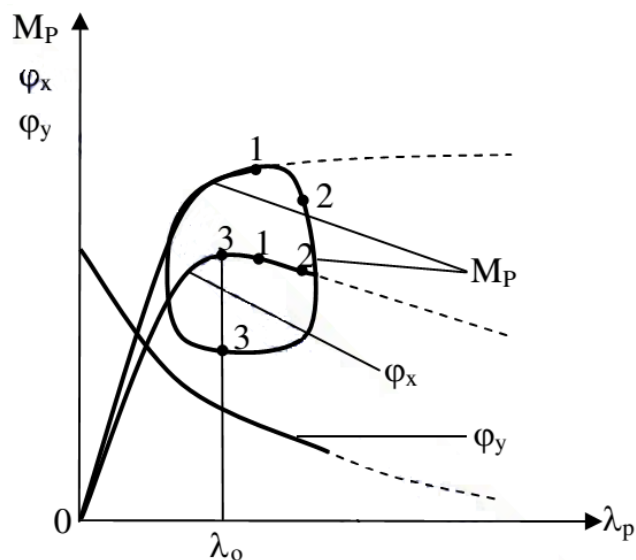
Hình 7.10 trình bày đồ thị thay đổi mô men phanh theo độ trượt tương đối λ khi có bộ chống hãm cứng bánh xe (đường liền nét trên đồ thị). Mô men phanh M_p sẽ thay đổi theo chu kỳ khép kín 1-2-3-1 như sau:

Ban đầu khi bắt đầu phanh, lực phanh tăng và độ trượt tương đối λ cũng tăng, lúc này hệ số bám dọc tăng. Khi độ trượt tương đối λ đạt giá trị khoảng 20% thì hệ số bám dọc φ_x đạt giá trị cực đại (điểm 3'),

còn hệ số bám ngang cũng có giá trị khá cao (đường 0-1). Nếu tăng lực phanh lên nữa thì giá trị của hệ số bám dọc và bám ngang sẽ giảm, bánh xe sẽ bị trượt nhiều hơn và tiến tới trượt lê hoàn toàn (đường đứt nét).

Lúc này bộ điều khiển sẽ phát ra lệnh giảm áp suất trong dẫn động phanh làm cho lực phanh giảm (theo đường 1-2-3), do đó độ trượt tương đối của bánh xe giảm. Khi độ trượt tương đối giảm xuống nhỏ hơn 20% thì bộ điều khiển lại phát ra lệnh tăng áp suất trong dẫn động phanh làm cho lực phanh tăng lên (theo đường 3-1), khi đó giá trị độ trượt tương đối lại tăng lên, chu kỳ điều khiển lặp lại.

Như vậy, quá trình điều chỉnh lực phanh để bánh xe không bị hãm cứng luôn diễn ra khi giá trị độ trượt tương đối λ dao động xung quanh một giá trị đó xác định trước (λ_0), khi đó giá trị độ bám dọc cũng dao động xung quanh giá trị cực đại φ_{max}



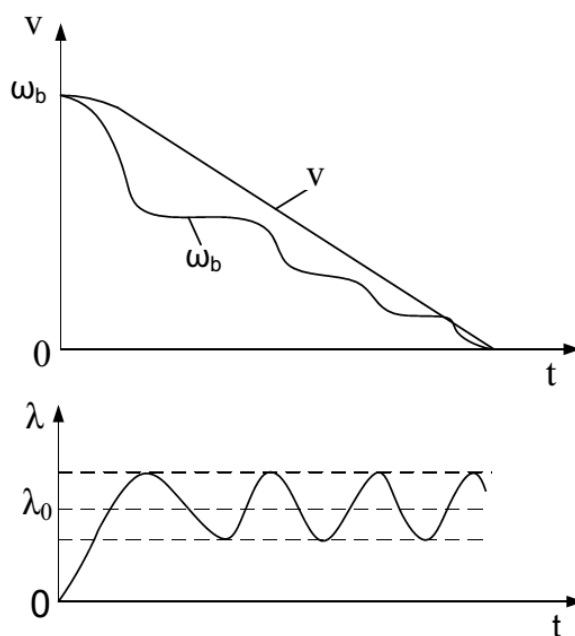
Hình 7. 10. Sự thay đổi mô men phanh M_p khi có bộ chống hãm cứng bánh xe

(theo đường 3'-2'-1'-3'). Vì vậy lực phanh luôn được duy trì ở giá trị cực đại nên hiệu quả phanh cao.

Hình 7.11 trình bày sự thay đổi tốc độ góc của bánh xe, tốc độ của ô tô và độ trượt tương đối của bánh xe theo thời gian phanh khi có bộ chống hóm cứng bánh xe khi phanh.

Tốc độ góc ω_b thay đổi theo đường gợn sóng cho đến khi giá trị bằng không, còn λ thay đổi theo giá trị λ_0 trong một giới hạn hẹp, đảm bảo hệ số bám cao tức là hiệu quả phanh cao.

Khi sử dụng bộ chống hãm cứng bánh xe thì quãng đường phanh sẽ giảm đi khoảng 20% đối với đường nhựa khô và 40% đối với đường ướt tùy theo tốc độ khi bắt đầu phanh

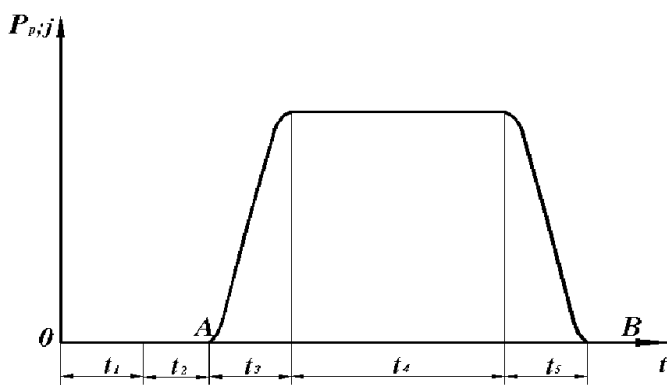


Hình 7. 11. Sự thay đổi tốc độ góc ω_b của bánh xe, tốc độ của ô tô v và độ trượt λ theo thời gian t khi phanh có bộ chống hãm cứng bánh xe

7.5. Giảm độ phanh và chỉ tiêu phanh thực tế

Giảm độ phanh là đồ thị chỉ mối quan hệ giữa lực phanh P_P (hoặc mô men phanh M_P) với thời gian phanh t (hình 7-12). Đồ thị này nhận bằng thực nghiệm. Nhờ có giảm độ phanh ta có thể hiểu được bản chất của quá trình phanh

Cần phải hiểu rằng giảm độ phanh cũng là đồ thị thể hiện mối quan hệ giữa gia tốc chậm dần với thời gian t . Điểm O trên hình 7.12 ứng với lúc người lái nhìn thấy chướng ngại vật phía trước và nhận thức được rằng cần phải phanh.



Hình 7. 12. Giảm độ phanh

t_1 - thời gian phản xạ của người lái từ khi bắt đầu thấy chướng ngại vật tới khi tác dụng vào bàn đạp phanh, thời gian này phụ thuộc vào trình độ của người lái. Thời gian t_1 thường nằm trong giới hạn từ $0,3 \div 0,8s$

t_2 - Thời gian chậm tác dụng của dẫn động phanh, tức là từ lúc người lái bắt đầu tác dụng vào bàn đạp phanh tới khi má phanh áp sát vào trống phanh. Với phanh dầu $t_2 = 0,03s$ và đối với phanh khí $t_2 = 0,3s$

t_3 - Thời gian tăng lực phanh hoặc tăng gia tốc chậm dần. Với phanh dầu

$t_3 = 0,2s$ và đối với phanh khí $t_3 = 0,5 \div 1s$

t_4 - Thời gian phanh hoàn toàn ứng với lực phanh cực đại. Trong thời gian này lực phanh P_P và gia tốc chậm dần j có giá trị không đổi.

t_5 - Thời gian nhả phanh, lực phanh giảm đến không. Với phanh dầu $t_5 = 0,2s$ và đối với phanh khí $t_5 = 1,5 \div 2s$

Khi ô tô dừng hẳn rồi nhả phanh thì thời gian t_5 không ảnh hưởng tới quãng đường phanh. Như vậy thời gian phanh kể từ khi người lái nhận được tín hiệu đến khi xe dừng hẳn kéo dài trong thời gian t như sau:

$$t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 \quad (7-46)$$

Từ giản đồ phanh thấy rằng thời gian t_1 , t_2 lực phanh hoặc gia tốc chậm dần bằng không. Lực phanh và gia tốc chậm dần bắt đầu tăng từ thời điểm A là điểm khởi đầu của thời gian t_3 , cuối thời gian t_3 lực phanh và gia tốc chậm dần có giá trị cực đại và giữ không đổi trong suốt thời gian t_4 , cuối thời gian t_4 thì lực phanh và gia tốc chậm dần bắt đầu giảm và tới cuối thời gian t_5 có giá trị bằng không

Nếu kể đến thời gian chậm tác dụng của dẫn động phanh t_2 thì quãng đường phanh thực tế tính từ khi tác dụng lên bàn đạp phanh tới khi xe dừng hẳn được xác định theo công thức sau:

$$S = v_1 t_2 + \frac{k_s v_1^2}{2\varphi g} \quad (7-47)$$

Trong đó: k_s - hệ số hiệu chỉnh quãng đường phanh, xác định bằng thực nghiệm; đối với xe du lịch $k_s = 1,1 \div 1,2$; đối với xe tải và xe khách $k_s = 1,4 \div 1,6$

S - Quãng đường phanh thực tế

Tiêu chuẩn cho phép về hiệu quả phanh ô tô trong điều kiện sử dụng ban hành bởi bộ GTVT Việt nam (6) trình bày ở bảng 7-1. Tiêu chuẩn này ứng với chế độ kiểm tra phanh khi ô tô chạy không tải trên đường nhựa khô nằm ngang ở vận tốc bắt đầu phanh là 8,33 m/s (≈ 30 km/h)

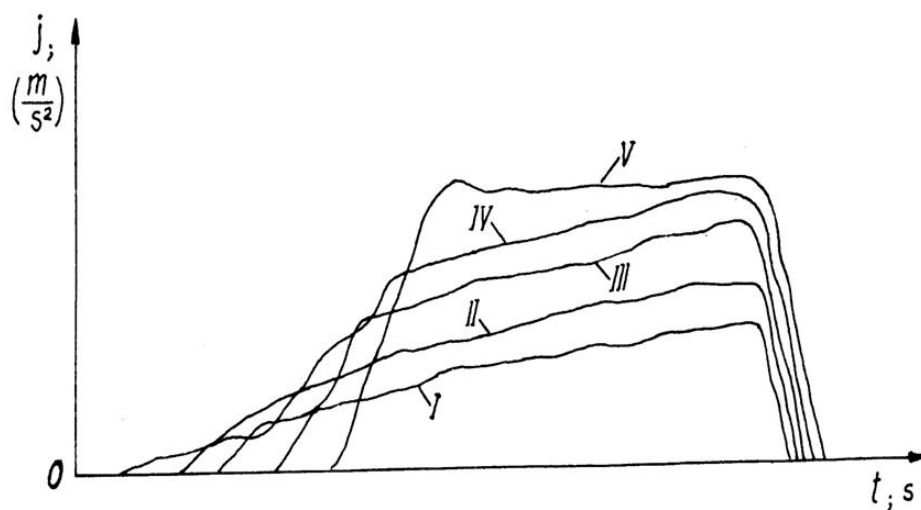
Bảng 7. 1: Tiêu chuẩn về hiệu quả phanh (Bộ GTVT VN, 1995)

| Loại ô tô | Quãng đường phanh (m) không lớn hơn | Gia tốc chậm dần cực đại (m/s ²) không nhỏ hơn |
|--|-------------------------------------|--|
| - Ô tô con và các ô tô khác thiết kế trên cơ sở ô tô con | 7,2 | 5,8 |
| - Ô tô tải, trọng lượng toàn bộ nhỏ hơn 80kN (8000KG) và ô tô khách có chiều dài không quá 7,5m | 9,5 | 5,0 |
| - Ô tô tải hoặc đoàn xe có trọng lượng toàn bộ lớn hơn 80kN và ô tô khách có chiều dài lớn hơn 7,5 m | 11 | 4,2 |

Cần chú ý rằng tiêu chuẩn hiệu quả phanh ở mỗi nước khác nhau. Việc đề ra tiêu chuẩn phanh cụ thể cho từng nước tùy thuộc vào nhiều vấn đề như: nguồn cung cấp ô tô sử dụng (ô tô nhiều chủng loại của nhiều nước), điều kiện đường xá, trình độ tổ chức kiểm tra kỹ thuật, trang thiết bị kiểm tra.

Tiêu chuẩn về hiệu quả phanh khi thiết kế chế tạo cũng chặt chẽ hơn nhiều và đòi hỏi phải thỏa mãn hiệu quả phanh ở ba chế độ thử: 0, I, II. Chế độ thử 0 là chế độ thử khi phanh nguội (nhiệt độ trống phanh 100°C), chế độ thử I là thử khi phanh nóng và chế độ thử II là thử khi phanh trên dốc dài. Khi thử ở chế độ I thì tiêu chuẩn về quãng đường phanh tăng lên 25% so với chế độ thử 0, và khi thử theo chế độ thử II thì tăng lên 33%.

Giản đồ phanh và tiêu chuẩn về hiệu quả phanh nói trên là ứng với cơ cấu phanh khô, còn khi cơ cấu phanh bị ướt (thường ở các vùng nhiệt đới mưa nhiều như ở nước ta) thì giản đồ phanh không còn dạng như hình 7-12 trong lần đạp đầu tiên mà có dạng đồ thị như hình 7-13. Muốn trở lại dạng đồ thị như hình 7-12 cần phải đạp phanh nhiều lần.



Hình 7. 13. Giản đồ phanh khi cơ cấu phanh bó cứng

Trên hình 7-13 trình bày giản đồ phanh khi phanh bị ướt. Ở lần đạp đầu tiên (hình 7-13) giản đồ phanh có dạng như đường I, ở lần hai có dạng như đường II và phải đến lần đạp thứ năm giản đồ mới có dạng như bình thường (đường V). Số lần cần đạp phanh để giản đồ trở lại dạng bình thường tùy thuộc vào mức độ ướt của má phanh và trống phanh (đôi bề mặt ma sát).

Từ giản đồ phanh hình 7-13 thấy rằng hiệu quả phanh ở lần đạp đầu tiên rất thấp, tức là quãng đường phanh sẽ rất dài, do lực phanh hoặc gia tốc chậm dần rất nhỏ. Ở lần đạp đầu tiên quãng đường phanh có thể dài gấp $1,6 \div 1,8$ lần so với cơ cấu phanh khô.

Đây là điều cần chú ý khi sử dụng ô tô ở vùng nhiệt đới, mưa nhiều, để đảm bảo an toàn trong chuyển động.

CÂU HỎI ÔN TẬP

1. Trình bày khái niệm về sự phanh ô tô.
2. Phân tích các điều kiện để đảm bảo sự phanh ô tô tối ưu.
3. Trình bày các chỉ tiêu đánh giá chất lượng của quá trình phanh ở ô tô.
4. Phân tích cơ sở lý thuyết của điều hòa lực phanh.
5. Phân tích cơ sở lý thuyết của hệ thống phanh ABS.
6. Phân tích một số chỉ tiêu phanh ô tô thực tế.
7. Trình bày sự phanh ô tô khi không mở ly hợp.
8. Phân tích tính ổn định của ô tô khi phanh.

Chương 8

DAO ĐỘNG ÔTÔ

8.1. Khái niệm về tính êm dịu chuyển động

Khi ô tô chuyển động trên đường không bằng phẳng thường chịu những tải trọng dao động do độ mấp mô bề mặt đường sinh ra. Những dao động này gây ảnh hưởng xấu tới hành khách, hàng hoá, tuổi thọ của xe. Qua số liệu thống kê cho thấy khi ô tô tải chạy trên đường xấu so với lúc chạy trên đường tốt thì vận tốc trung bình giảm 40÷50%, quãng đường chạy giữa hai lần đại tu giảm 35÷40%, suất tiêu hao nhiên liệu tăng 50÷70% do vậy năng suất vận chuyển giảm 35÷40% và giá thành vận chuyển tăng 50÷60%. Các kết quả nghiên cứu cho thấy con người làm việc lâu trong môi trường dao động của ô tô sẽ mắc những chứng bệnh về thần kinh và não. Vì vậy tính êm dịu chuyển động là một trong những chỉ tiêu quan trọng của ô tô.

Tính êm dịu chuyển động phụ thuộc vào kết cấu của xe, trước hết là hệ thống treo, vào cách bố trí chung và vào đặc điểm cường độ của mặt đường kích thích và cuối cùng phụ thuộc vào kỹ thuật của người lái.

Thông thường để đánh giá tính êm dịu chuyển động của ô tô ta thường dùng một số chỉ tiêu sau đây:

8.1.1. Tần số dao động thích hợp

Con người từ nhỏ đã quen với nhịp điệu bước đi, trung bình cứ một phút con người có thể thực hiện được khoảng 60÷85 bước đi. Người ta quan niệm rằng khi con người thực hiện một bước đi tức là thực hiện một dao động. Như vậy có thể nói rằng từ nhỏ con người đã quen với dao động có tần số 60÷85 dao động/phút. Trong thực tế khi thiết kế hệ thống treo người ta thường lấy tần số dao động thích hợp là 60÷85 dao động/phút đối với xe du lịch và 85 ÷120 dao động/phút đối với xe tải.

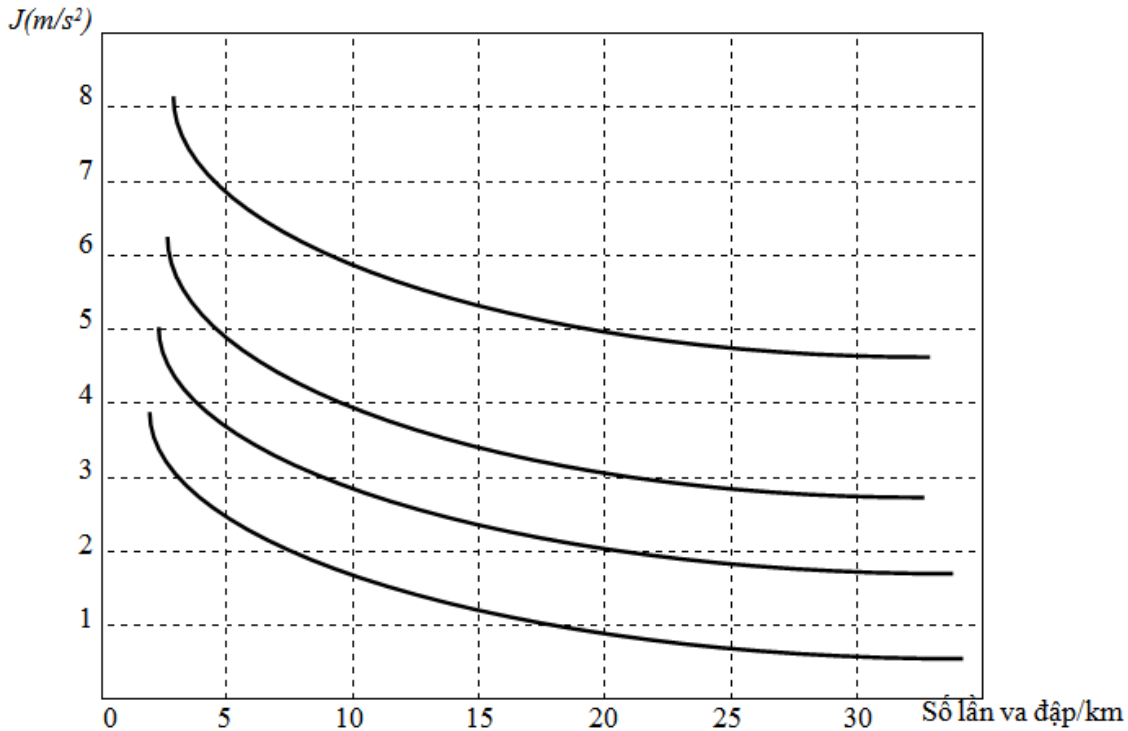
8.1.2. Gia tốc thích hợp

Chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động dựa vào các giá trị của gia tốc thẳng đứng của dao động và có số lần va đập do độ mấp mô của bề mặt đường gây ra trên một km đường chạy (đồ thị hình 8-1).

Muốn đánh giá được một xe có đạt được tính êm dịu chuyển động hay không, người ta cho ô tô chạy trên một đoạn đường nhất định, trong thời gian đó dụng cụ đo đặt trên ô tô sẽ ghi lại số lần va đập (*i*) tính trung bình trên 1km đường và gia tốc thẳng đứng của xe tương ứng. Dựa vào hai thông số đó, người ta so sánh với đồ thị chuẩn xem xe thí nghiệm đạt được độ êm dịu ở thang bậc nào.

Thí dụ trên một đoạn đường nhất định ta đo được $i=10$ lần va đập/km; gia tốc thẳng đứng $J=4m/s^2$, trên đồ thị ta xác định được điểm A, như vậy xe thí nghiệm có

mức độ êm dịu chuyển động theo chỉ tiêu trên cho ta được kết quả nhanh, tuy nhiên chưa thật chính xác vì theo phương pháp này chưa tính tới thời gian tác động của gia tốc thẳng đứng J .



Hình 8. 1. Đồ thị đặc trưng mức êm dịu chuyển động của ô tô

8.1.3. Chỉ tiêu tính êm dịu chuyển động dựa vào gia tốc dao động và thời gian tác động của chúng

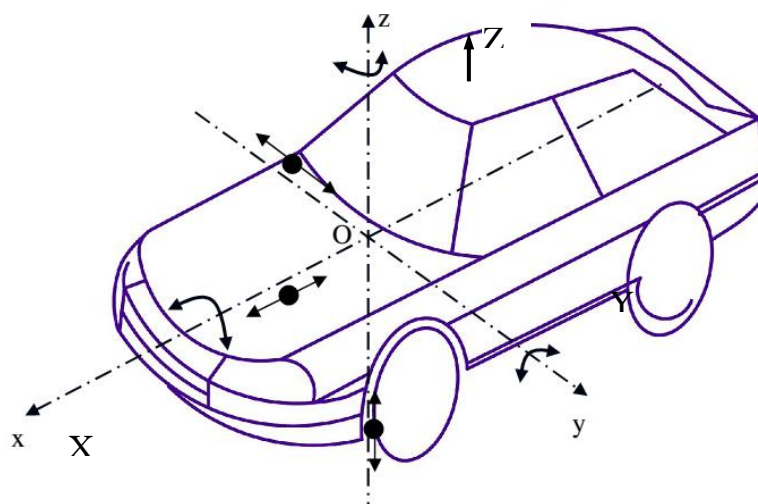
Khi ngồi lâu trên ô tô, đặc biệt là với người lái, dao động sẽ làm cho người mệt mỏi dẫn đến giảm năng suất làm việc hoặc ảnh hưởng lâu dài tới sức khỏe.

Các thí nghiệm kéo dài trong 8 giờ liền cho thấy nhạy cảm hơn cả đối với người lái là dải tần số 4÷8Hz. Trong dải tần số này các giá trị cho phép của gia tốc thẳng đứng như sau:

| | |
|-----------------------------|--------------------------|
| Dễ chịu | : 0,1 m/s ² |
| Gây mệt mỏi | : 0,315 m/s ² |
| Gây ảnh hưởng tới sức khỏe: | 0,63 m/s ² |

8.2. Sơ đồ dao động tương đối của ô tô

8.2.1. Dao động của ô tô trong hệ tọa độ không gian



Hình 8. 2. Hệ dao động không gian của ô tô 2 cầu

Hệ dao động của ô tô khi chuyển động là hệ dao động nhiều bậc tự do rất phức tạp (hình 8-2).

Để có thể tìm ra được quy luật và nguyên nhân chủ yếu gây dao động, ta xét dao động này trong các mặt phẳng tọa độ đó như những dao động riêng biệt. Trong mặt phẳng ZX có hai dao động, đó là dao động theo phương thẳng đứng theo trục Z và dao động có góc xoay quanh trục Y. Tương tự như vậy ở các mặt ZY và YX đều có các dao động ngang, dọc và dao động góc quanh các trục X, Y. Tất cả những dao động trên đều ảnh hưởng tới con người song mức độ ảnh hưởng có khác nhau. Khi nghiên cứu tính êm dịu chuyển động, qua nhiều thí nghiệm người ta nhận thấy so với dao động trong mặt phẳng XZ thì dao động thành phần trong mặt phẳng XY và ZY là không đáng kể và có thể bỏ qua.

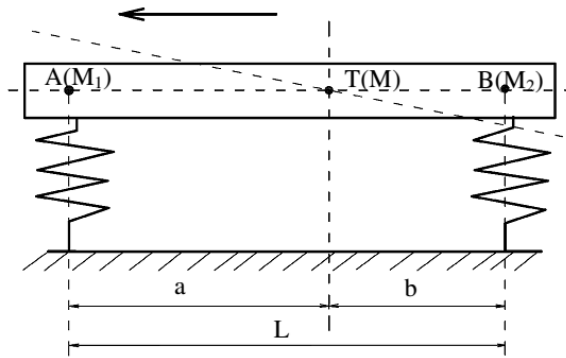
8.2.2. Khái niệm về khối lượng được treo và khối lượng không được treo

Trong sơ đồ dao động, người ta chia khối lượng của ô tô thành hai phần: Khối lượng được treo M và khối lượng không được treo m .

8.2.2.1. Khối lượng được treo

Khối lượng được treo M gồm những cụm, những chi tiết mà trọng lượng của chúng tác động lên hệ thống treo như khung, thùng, cabin, động cơ, hộp số và một số chi tiết gắn liền với chúng. Những cụm máy và chi tiết kể trên được lắp đặt với nhau bằng những đệm cao su đàn hồi, dạ nỉ hoặc giấy bìa công nghiệp... Hơn nữa, trên thực tế bản thân từng cụm và từng chi tiết cũng không phải cứng hoàn toàn mà có sự đàn hồi, biến dạng riêng nhưng so với sự biến dạng của hệ thống treo thì chúng rất nhỏ bé, có thể bỏ qua. Trong hệ dao động tương đương, khối lượng được treo xem như là một vật thể đồng nhất, cứng hoàn toàn được biểu diễn như một thanh AB có khối lượng M tập trung vào trọng tâm T . Các điểm A,B ứng với vị trí cầu trước và cầu sau của xe.

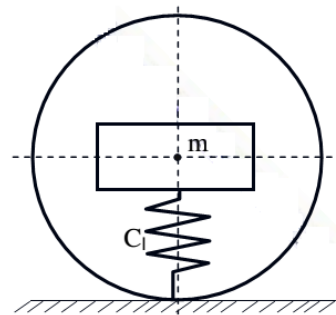
Tại vị trí cầu trước và cầu sau của xe có các khối lượng M_1 và M_2 , tọa độ trọng tâm của các phần được treo được thể hiện qua các kích thước a, b (Hình 8-3).



Hình 8. 3. Mô hình hoá khối lượng được treo

8.2.2.2. Khối lượng không được treo

Khối lượng không được treo m bao gồm những cụm, chi tiết máy mà trọng lượng của chúng không tác động lên hệ thống treo đó là cầu, hệ thống chuyển động và một phần các đặng. Cũng như ở phần khối lượng được treo, ta bỏ qua ảnh hưởng của các biến dạng riêng của các cụm và mối nối đàn hồi giữa chúng, coi phần không được treo là một vật thể đồng nhất cứng hoàn toàn có khối lượng m tập trung vào tâm bánh xe (Hình 8-4)



Hình 8. 4. Mô hình hoá khối lượng không được treo

8.2.2.3. Hệ số khối lượng

Tỷ số giữa khối lượng được treo M và khối lượng không được treo m gọi là hệ số khối lượng d .

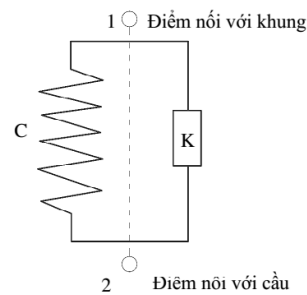
$$d = \frac{M}{m} \tag{8-1}$$

Hệ số khối lượng có ảnh hưởng lớn tới tính êm dịu chuyển động. Giảm khối lượng không được treo sẽ giảm được lực va đập truyền lên khung vỏ, còn tăng khối lượng được treo sẽ giảm được dao động khung vỏ, cho nên trong quá trình thiết kế xe, người ta có khuynh hướng tăng hệ số này, mà trước hết là giảm trọng lượng phần không được treo.

Thông thường $d = 6,5 \div 7,5$ đôi với xe du lịch khi đầy tải và bằng $4 \div 5$ đôi với xe vận tải đầy tải.

8.2.3. Sơ đồ dao động của hệ thống treo

Trong sơ đồ dao động tương đương của hệ thống treo thì bộ phận đàn hồi của



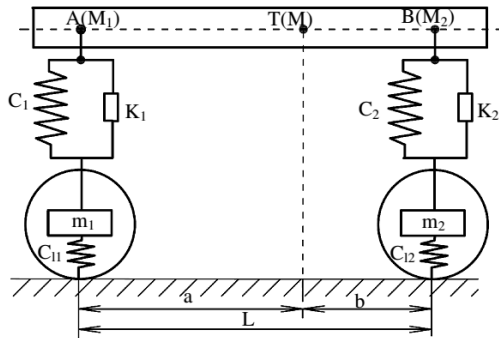
Hình 8. 5. Sơ đồ dao động tương đương của hệ thống treo

hệ thống treo được biểu diễn như là một lò xo có hệ số cứng C_1 và bộ phận giảm chấn với đại lượng đặc trưng là hệ số cản K . Hệ thống treo được biểu diễn như ở hình 8-5. Điểm 1 là điểm nối hệ thống treo với khung xe, còn điểm 2 là điểm đặt của hệ thống treo lên cầu xe.

8.2.5. Sơ đồ dao động tương đương.

8.2.5.1. Ô tô hai cầu

Với những khái niệm vừa nêu trên, hệ dao động của ô tô hai cầu được biểu diễn trên hình (8.6).



Hình 8. 6. Sơ đồ dao động tương đương của ô tô

Trong đó:

M - Khối lượng được treo toàn bộ của ô tô.

M_1, M_2 - Khối lượng được treo được phân ra cầu trước và cầu sau.

m_1, m_2 - Khối lượng không được treo của cầu trước và cầu sau.

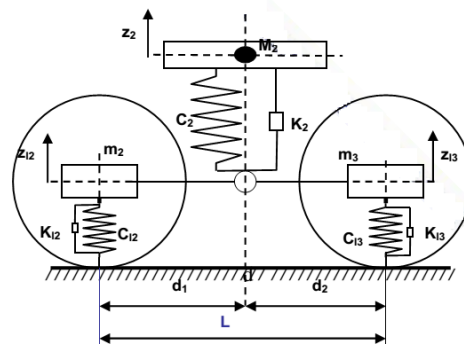
C_1, C_2 - Hệ số cứng của thành phần đàn hồi của hệ thống treo trước và sau.

C_{11}, C_{12} - Hệ số cứng của lốp trước và lốp sau.

K_1, K_2 - Hệ số cản của thành phần cản của hệ thống treo trước và sau.

8.2.5.2. Ô tô ba cầu với cụm hai cầu sau dùng hệ thống treo cân bằng:

Sơ đồ dao động tương đương của xe ba cầu với hệ thống treo cho hai cầu sau là hệ thống treo cân bằng được biểu diễn trên hình 8.7.



Hình 8. 7. Sơ đồ dao động tương đương của cụm hai cầu sau dùng hệ thống treo cân bằng
Trong đó:

M_2 - Khối lượng được treo phân ra hai cầu sau.

m_2, m_3 - Khối lượng không được treo tại vị trí cầu giữa và cầu sau.

C_2 – Hệ số cứng của hệ thống treo sau.

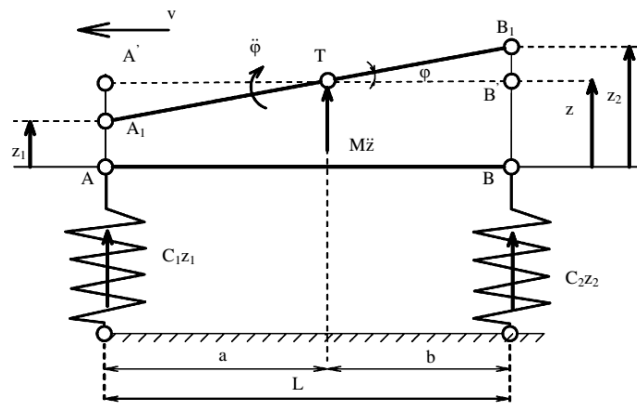
K_2 – Hệ số cản của hệ thống treo sau.

C_{12}, C_{13} – Hệ số cứng của lớp cầu giữa và cầu sau.

K_{12}, K_{13} – Hệ số cản của lớp cầu giữa và cầu sau.

8.3. Phương trình dao động của ô tô.

Để xác lập được quy luật dao động của ô tô, ta xét sơ đồ dao động đơn giản của ô tô như ở hình 8-8.



Hình 8. 8. Sơ đồ dao động đơn giản của ô tô

Sơ đồ tính toán được xác lập với những giả thiết đơn giản sau:

- Chưa để ý tới lực kích động do mấp mô của mặt đường gây ra khi xe chuyển động.
- Chưa để ý đến khối lượng không được treo.
- Chưa để ý đến lực cản của giảm chấn.

Với những giả thiết đơn giản trên, dao động của ô tô được coi như giao động của thanh AB đặt trên hai gối tựa đàn hồi tương ứng với tâm cầu trước và cầu sau. Hệ số cứng thu gọn của hệ thống treo và lớp được ký hiệu là C_1, C_2 .

Khối lượng được treo M tập trung tại trọng tâm T cách cầu trước và cầu sau của xe các khoảng cách tương ứng là a và b .

Khi có lực kích thích, đầu tiên đoạn thẳng AB chuyển động tới vị trí mới là A_1B_1 gồm hai chuyển động thành phần:

- Chuyển động tịnh tiến từ AB tới $A'B'$ với một đoạn dịch chuyển là z dưới tác động của lực quán tính là Mz .

- Chuyển động quay một góc φ quanh trục Y đi qua trọng tâm T làm thanh AB chuyển từ $A'B'$ tới A_1B_1

Theo sơ đồ tính toán trên ta có:

- Dịch chuyển thẳng đứng z_1, z_2 của vị trí A và B được xác định như sau:

$$z_1 = z - a.tg. \varphi \approx z - a.\varphi$$

$$z_2 = z + b.tg. \varphi \approx z + b.\varphi \quad (8-2)$$

Góc φ quá nhỏ nên $tg\varphi \approx \varphi$

- Chuyển động thẳng đứng và chuyển động quay của khối lượng được treo M được biểu thị bằng hệ phương trình như sau:

$$\left. \begin{aligned} M_z + C_1 z_1 + C_2 z_2 &= 0 \\ M &= C_1 z_1 a - C_2 z_2 b \end{aligned} \right\} \quad (8-3)$$

Trong đó:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dz^2}{dt^2} &= \ddot{z} \\ \frac{d\varphi^2}{dt^2} &= \ddot{\varphi} \end{aligned} \right\} \quad (8-4)$$

Trong đó: ρ - bán kính quán tính của khối lượng được treo đối với trục Y đi qua trọng tâm T

Đạo hàm hai lần phương trình (8-2) theo thời gian ta được:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_1 &= \ddot{z} - a\ddot{\varphi} \\ \ddot{z}_2 &= \ddot{z} - a\ddot{\varphi} \end{aligned} \right\} \quad (8-5)$$

Từ hệ phương trình (8-3) ta có các giá trị sau:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z} &= -\frac{1}{M}(C_1 z_1 + C_2 z_2) \\ \ddot{\varphi} &= \frac{1}{M\rho^2}(C_1 z_1 a - C_2 z_2 b) \end{aligned} \right\} \quad (8-6)$$

Thay thế các giá trị của \ddot{z} và $\ddot{\varphi}$ tại biểu thức (8-6) vào hệ phương trình (8-5) ta có:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_1 &= -\frac{1}{M}(C_1 z_1 + C_2 z_2) - \frac{a}{M\rho^2}(C_1 z_1 a - C_2 z_2 b) \\ \ddot{z}_2 &= -\frac{1}{M}(C_1 z_1 + C_2 z_2) + \frac{b}{M\rho^2}(C_1 z_1 a - C_2 z_2 b) \end{aligned} \right\}$$

Sau khi khai triển và rút gọn ta được hệ phương trình:

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{z}_1 + C_1 z_1 \left(1 + \frac{a^2}{\rho^2}\right) + C_2 z_2 \left(1 - \frac{ab}{\rho^2}\right) &= 0 \\ M\ddot{z}_2 + C_2 z_2 \left(1 + \frac{b^2}{\rho^2}\right) + C_1 z_1 \left(1 - \frac{ab}{\rho^2}\right) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (8-7)$$

Thay giá trị z_2 từ phương trình thứ hai vào phương trình thứ nhất trong hệ phương trình (8-7) và giá trị z_1 từ phương trình thứ nhất vào phương trình thứ hai trong hệ phương trình (8-7) và rút gọn ta có:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_1 + \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + b^2} \ddot{z}_2 + \frac{C_1 L^2}{M(\rho^2 + b^2)} z_1 &= 0 \\ \ddot{z}_2 + \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + b^2} \ddot{z}_1 + \frac{C_2 L^2}{M(\rho^2 + b^2)} z_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (8-8)$$

Từ hệ phương trình (8-8) ta thấy rằng dao động của hai điểm A và B tương ứng với dao động của các khối lượng được treo phân ra cầu trước, cầu sau có ảnh hưởng lẫn nhau. Nghĩa là trong quá trình chuyển động khi cầu trước gặp độ mấp mô bề mặt đường dao động xuất hiện ở cầu trước cũng sẽ gây ra dao động ở cầu sau và ngược lại ảnh hưởng của dao động qua lại của hai cầu được đặc trưng bằng hệ số liên kết μ :

$$\left. \begin{aligned} \mu_1 &= \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + b^2} \\ \mu_2 &= \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + a^2} \end{aligned} \right\} \quad (8-9)$$

Trong trường hợp $\mu_1 = \mu_2 = 0$ tức là $\rho^2 = ab$ thì xảy ra trường hợp dao động ở các cầu xe độc lập lẫn nhau. Trong thực tế trường hợp này không xảy ra mà dao động ở các cầu xe đều có ảnh hưởng qua lại với nhau, nghĩa là $\mu_1 \neq \mu_2 \neq 0$ vì vậy $\rho^2 \neq 0$. Bán kính quán tính trong trường hợp này được tính theo biểu thức:

$$\rho^2 = ab\varepsilon \quad (8-10)$$

Ở đây: ε - hệ số phân bố khối lượng.

Ở các ô tô hiện nay $\varepsilon = 0,8 \div 1,2$. Hệ ε ảnh hưởng lớn đến dao động của ô tô. Khi $\varepsilon = 1$ thì dao động ở các cầu xe độc lập với nhau.

Tần số dao động riêng của các phần khối lượng được treo phân ra cầu trước và cầu sau được tính theo biểu thức:

$$\left. \begin{aligned} \omega_1^2 &= \frac{C_1 L^2}{M(\rho^2 + b^2)} \\ \omega_2^2 &= \frac{C_2 L^2}{M(\rho^2 + a^2)} \end{aligned} \right\} \quad (8-11)$$

Ở đây:

ω_1 - tần số dao động đặc trưng cho dao động của khối lượng được treo tại điểm A khi điểm B cố định.

ω_2 - tần số dao động đặc trưng cho dao động của khối lượng được treo tại điểm B khi điểm A cố định.

Thay các biểu thức (8-9) và (8-11) vào (8-8) ta được:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_1 + \mu_1 \ddot{z}_2 + \omega_1^2 z_1 &= 0 \\ \ddot{z}_2 + \mu_2 \ddot{z}_1 + \omega_2^2 z_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (8-12)$$

Nghiệm tổng quát của hệ phương trình (VIII-12) có dạng:

$$z_1 = A \sin \Omega_1 t + B \sin \Omega_2 t$$

$$z_2 = C \sin \Omega_1 t + D \sin \Omega_2 t$$

Trong đó:

Ω_1, Ω_2 - tần số dao động liên kết

A, B, C và D - những hằng số

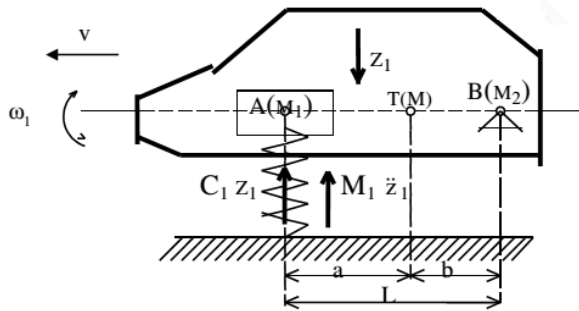
Phương trình đặc tính của hệ phương trình (8-12) là phương trình trùng phương có dạng:

$$\Omega^4 - \frac{\omega_1^2 + \omega_2^2}{1 - \mu_1 \mu_2} \Omega^2 + \frac{\omega_1^2 \cdot \omega_2^2}{1 - \mu_1 \mu_2} = 0 \quad (8-13)$$

Giải phương trình (8-13) ta được biểu thức để tính các tần số dao động liên kết như sau:

$$\Omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2(1 - \mu_1 \mu_2)} \left[(\omega_1^2 + \omega_2^2) \pm \sqrt{(\omega_1^2 + \omega_2^2)^2 + 4\mu_1 \mu_2 \omega_1^2 \omega_2^2} \right] \quad (8-14)$$

Biểu thức trên cho thấy dao động của ô tô là rất phức tạp là hai dao động điều hoà có tần số dao động liên kết Ω_1, Ω_2 . Tần số dao động liên kết của ô tô phụ thuộc vào nhiều yếu tố mà trước hết phụ thuộc vào các thông số cấu tạo của ô tô như khối lượng được treo, toạ độ trọng tâm của phần được treo, bán kính quán tính của phần được treo, độ cứng của hệ thống treo... Trường hợp $\mu_1 = \mu_2 = 0$ thì dao động xảy ra ở các cầu xe độc lập, khi đó phương trình của ô tô đơn giản hơn nhiều (hình 8-8).



Hình 8.9. Sơ đồ dao động độc lập của ô tô tại cầu trước

Phương trình dao động của xe ở cầu trước có dạng:

$$M_1 \ddot{z}_1 + C_1 z_1 = 0 \quad (8-15)$$

Tần số dao động riêng được tính bằng biểu thức:

$$\omega_1^2 = \frac{C_1}{M_1} \quad (8-16)$$

Lúc đó phương trình (8-15) có dạng:

$$\ddot{z}_1 + \omega_1^2 z_1 = 0 \quad (8-17)$$

Nghiệm của phương trình trên là:

$$z_1 = A \sin \omega_1 t \quad (8-18)$$

Như vậy dao động có quy luật theo hàm số sin điều hoà với chu kỳ dao động:

$$T_1 = \frac{2\pi}{\omega_1} = 2\pi \sqrt{\frac{M_1}{C_1}} \quad (8-19)$$

Số lần dao động trong một phút được xác định theo biểu thức:

$$n_1 = \frac{300}{\sqrt{f_{t1}}} \quad (8-20)$$

Trong đó: f_{t1} - độ võng tĩnh của hệ thống treo trước

Đối với ô tô du lịch độ võng tĩnh khi tải đầy có giá trị trong khoảng $20 \div 25$ cm, đối với xe tải từ $8 \div 12$ cm, đối với xe khách từ $11 \div 15$ cm. Dao động cầu sau ta cũng xét tương tự.

Kết luận:

- Dao động ô tô là rất phức tạp, trong phạm vi bài giảng chỉ đề cập đến dao động liên kết trong các mặt phẳng.

- Tần số dao động thích hợp đối với xe du lịch là $60 \div 85$ dao động/phút còn đối với xe tải là $85 \div 120$ dao động/phút.

- Dao động ô tô ảnh hưởng rất lớn tới chất lượng sử dụng vì vậy trong quá trình thiết kế và tính toán cần đảm bảo chỉ tiêu êm dịu.

CÂU HỎI ÔN TẬP

1. Trình bày các chỉ tiêu về độ êm dịu chuyển động của ô tô.
2. Vẽ sơ đồ dao động tương đương của ô tô.
3. Xác định dao động của ô tô khi không có lực cản.
4. Trình bày dao động của ô tô khi có lực cản.

Chương 9

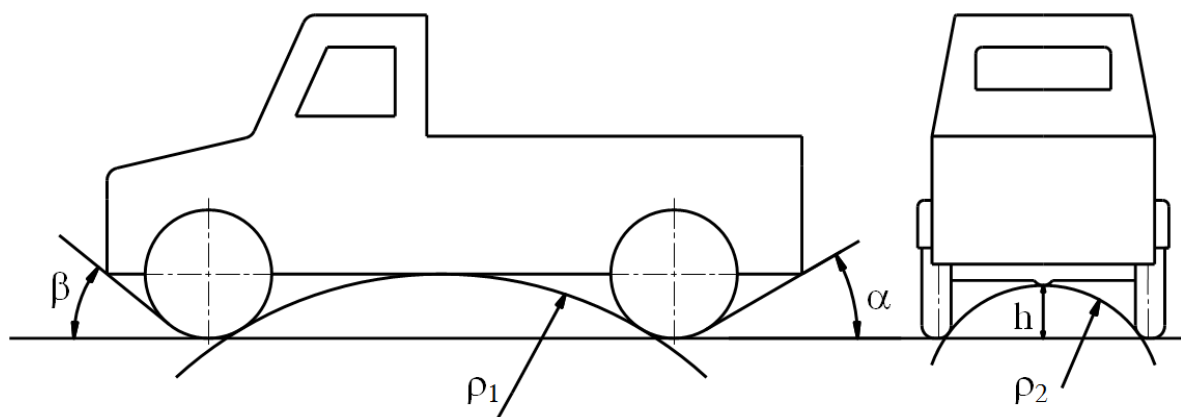
TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA ÔTÔ

9.1. Khái niệm về tính năng cơ động của ô tô

Tính năng cơ động của ô tô có thể hiểu là khả năng chuyển động của chúng trong những điều kiện khác nhau như điều kiện đường xá khó khăn và địa hình phức tạp. Tùy theo yêu cầu sử dụng mà người ta thiết kế các loại ô tô có tính năng cơ động khác nhau. Những ô tô hoạt động chủ yếu ở thành phố và vùng đồng bằng có tính năng cơ động thấp nhất, còn những ô tô sử dụng trong các lĩnh vực như quốc phòng, nông lâm nghiệp có tính năng cơ động cao nhất. Tính năng cơ động của ô tô ảnh hưởng quyết định tới một số chỉ tiêu sử dụng cơ bản của nó: năng suất vận chuyển trên những địa hình phức tạp, khả năng thông qua của xe. Tuy nhiên những xe có tính năng cơ động cao thì tính kinh tế nhiên liệu thấp.

Tính năng cơ động của ô tô phụ thuộc vào nhiều nhân tố, trong đó chủ yếu là thông số hình học của ô tô, đặc điểm về kết cấu của một số cụm chi tiết, chất lượng kéo và khả năng bám của xe. Ngoài ra trình độ thành thạo của người lái cũng ảnh hưởng nhiều tới tính năng cơ động của ô tô.

9.2. Các nhân tố ảnh hưởng tới tính năng cơ động của ô tô



Hình 9. 1. Các thông số hình học về tính năng cơ động của ô tô

9.2.1. Ảnh hưởng của các thông số hình học

9.2.1.1. Khoảng sáng gầm xe K

Khoảng sáng gầm xe là khoảng cách từ điểm thấp nhất của xe đến mặt đường. Khoảng cách này đặc trưng cho độ nhấp nhô lớn nhất của mặt đường mà xe có thể vượt qua được. Tùy theo tính năng cơ động của từng loại xe mà khoảng sáng gầm xe có thể thay đổi trong một phạm vi rộng:

| | |
|----------------------------|-------------------------------|
| Đối với xe du lịch: | $K = 175 \div 210 \text{ mm}$ |
| Đối với xe tải thông dụng: | $K = 240 \div 275 \text{ mm}$ |
| Đối với xe chuyên dùng: | $K > 300 \text{ mm}$ |

9.2.1.2. Bán kính cơ động dọc ρ_1 và cơ động ngang ρ_2

Bán kính cơ động dọc và ngang đặc trưng cho hình dạng của chướng ngại vật mà xe có thể vượt qua được. Đó là bán kính của những đường tròn tiếp tuyến với các bánh xe và điểm thấp nhất của gầm xe trong mặt phẳng dọc và ngang. Cụ thể:

- Bán kính cơ động dọc ρ_1 là bán kính lớn nhất của mặt trụ tiếp tuyến với các bánh xe trước và bánh xe sau và đi qua điểm thấp nhất của gầm xe trong mặt phẳng dọc.

- Bán kính cơ động ngang ρ_2 là bán kính lớn nhất của mặt trụ tiếp xúc với mặt trong của lốp xe bên phải và lốp xe bên trái và đi qua điểm thấp nhất của gầm xe trong mặt phẳng ngang.

Các bán kính này càng nhỏ thì tính năng cơ động của ô tô càng cao.

Ở những ô tô có công thức bánh xe 4x2, bán kính cơ động dọc thường nằm trong giới hạn sau:

- Ô tô du lịch: loại nhỏ từ 2,5 đến 3,5 m, loại trung bình từ 3,0 đến 5,5 m và loại lớn từ 5,5 đến 8,5 m.

- Ô tô tải: tải trọng nhỏ ρ_1 từ 2,5÷3,5 m; tải trọng trung bình từ 3,0÷5,5 m; tải trọng lớn từ 5,0÷6,0 m.

Ở những ô tô có tính năng cơ động cao, bán kính cơ động dọc nhỏ hơn so với loại ô tô tương tự nhưng có tính năng cơ động thấp, trong đa số các trường hợp bán kính này không vượt quá trị ρ_1 từ 2,0÷3,6 m (theo [1], trang 125)

9.2.1.3. Góc cơ động trước β và góc cơ động sau α

Khi ô tô cần phải vượt qua những chướng ngại vật lớn như đường hào, gò đồng, cầu phà, ... thì những phần nhô ra phía sau giới hạn chiều dài cơ sở của xe có thể va quệt vào các vật cản. Vì vậy, tính năng cơ động của xe để vượt qua những chướng ngại này phụ thuộc rất nhiều vào trị số của các góc cơ động phía trước và phía sau.

- Góc cơ động trước (β) là góc nhỏ nhất tạo bởi mặt đường với mặt phẳng tiếp tuyến của bánh xe trước và đi qua điểm nhô ra nào đấy của đường bao phía trước của ô tô.

- Góc cơ động sau (α) là góc nhỏ nhất tạo bởi mặt đường với mặt phẳng tiếp tuyến của bánh xe sau và đi qua điểm nhô ra nào đấy của đường bao phía sau ô tô.

Ở những ô tô hiện nay, các góc cơ động α , β có những giá trị sau (theo [1], trang 125):

| Loại ô tô | α | β |
|---|--------------------|--------------------|
| Ô tô du lịch có tính năng cơ động thấp | 15÷20 ⁰ | 20÷30 ⁰ |
| Ô tô tải có tính năng cơ động thấp | 20÷40 ⁰ | 40÷50 ⁰ |
| Ô tô có tính năng cơ động cao không nhỏ hơn | 35÷40 ⁰ | 45÷50 ⁰ |

Để nâng cao tính năng cơ động của xe, đặc biệt là các loại xe thường xuyên làm

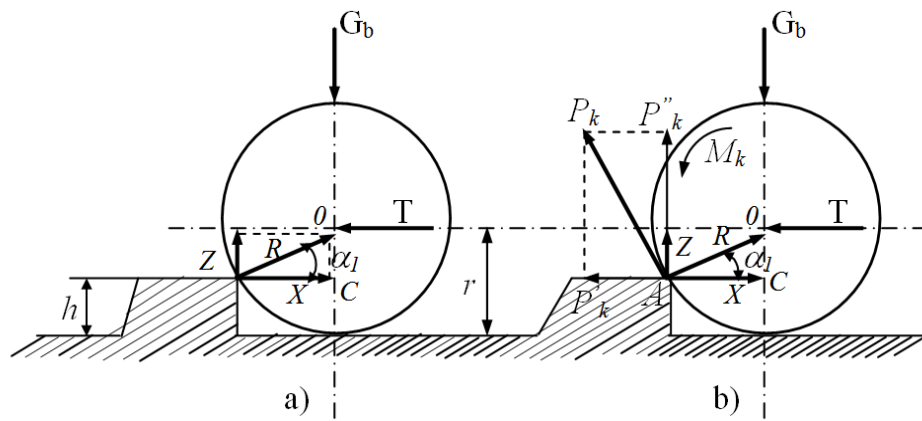
việc trên các địa hình phức tạp, người ta cần làm các góc cơ động trước và sau lớn đến mức có thể.

9.2.2. Ảnh hưởng của các thông số kết cấu

9.2.2.1. Ảnh hưởng của bánh xe chủ động phía trước

Các xe có bánh xe chủ động phía trước có khả năng khắc phục những chướng ngại thẳng đứng tốt hơn rất nhiều so với các xe có bánh trước bị động.

- Trường hợp bánh xe trước là bánh bị động



Hình 9.2. Sơ đồ các lực tác dụng lên bánh xe khi khắc phục các lực cản thẳng đứng
 a) Đối với bánh xe trước bị động b) Đối với bánh xe trước chủ động

Hình 9-2a là sơ đồ các lực tác dụng lên bánh xe bị động phía trước khi khắc phục chướng ngại vật thẳng đứng có độ cao h . Ở trường hợp này, các lực tác dụng lên bánh xe bao gồm:

- Tải trọng G_b phân bố lên bánh xe trước.
- Lực đẩy từ khung xe T
- Phản lực từ chướng ngại vật (phản lực của mặt đường) tác dụng lên bánh xe R

$$\vec{R} = \vec{Z} + \vec{X}$$

Từ điều kiện cân bằng của bánh xe ta có:

$$Z_b = G_b \quad \text{và} \quad X = T$$

Theo sơ đồ lực hình 9-2a:

$$Z = X \operatorname{tg} \alpha_1 = T \operatorname{tg} \alpha_1 \rightarrow G_b = T \operatorname{tg} \alpha_1$$

hoặc
$$T = \frac{G_b}{\operatorname{tg} \alpha_1}$$

Từ tam giác ACO ta có:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{CO}{CA} = \frac{r - h}{\sqrt{2rh - h^2}} \quad (9-1)$$

Do đó:

$$T = \frac{G_b}{\operatorname{tg} \alpha_1} = G_b \frac{\sqrt{2rh - h^2}}{r - h} \quad (9-2)$$

Trong đó: r – là bán kính bánh xe

h – là độ cao của chướng ngại vật

Từ biểu thức 9-2 ta có nhận xét sau:

- Lực đẩy từ khung xe T phụ thuộc vào tải trọng và bán kính bánh xe cùng như độ cao của chướng ngại vật.

- Khi gặp chướng ngại vật có độ cao $h = r$ thì $T = \infty$, có nghĩa là xe không thể vượt qua được chướng ngại này ngay cả khi bánh xe chủ động có mô-men kéo cực đại.

- Trường hợp bánh xe trước là bánh chủ động

Hình 9-2b là sơ đồ các lực tác dụng lên bánh xe chủ động phía trước khi khắc phục chướng ngại vật thẳng đứng có độ cao h . Ở trường hợp này cũng có các lực:

- Tải trọng G_b phân bố lên bánh xe trước.
- Lực đẩy từ khung xe T
- Phản lực từ chướng ngại vật (phản lực của mặt đường) tác dụng lên bánh xe R

$$\vec{R} = \vec{Z} + \vec{X}$$

Ngoài ra trên bánh xe còn có mô-men xoắn M_k nên ở điểm tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường sẽ xuất hiện thêm lực kéo tiếp tuyến P_k .

$$\vec{P}_k = \vec{P}_k' + \vec{P}_k''$$

Khi chiếu tất cả các lực nói trên lên mặt phẳng nằm ngang và mặt phẳng thẳng đứng ta nhận được:

$$\begin{cases} T = X - P_k' \\ G_b = Z - P_k'' \end{cases}$$

Do có thêm phản lực phụ P_k'' nên cho phép bánh xe chủ động trước dễ dàng vượt qua chướng ngại vật có độ cao bằng bán kính bánh xe; đồng thời phản lực P_k' có chiều ngược với phản lực X nên nó làm giảm lực cản chuyển động của bánh xe.

9.2.2.2. Ảnh hưởng của kết cấu vi sai cầu chủ động

Tác dụng của vi sai là cho phép các bánh xe chủ động ở bên phải và bên trái quay với những vận tốc khác nhau. Trường hợp ma sát trong nhỏ có thể coi vi sai phân phối mô-men cho mỗi bán trục một nửa số mô-men mà nó nhận được. Giá trị này lại luôn bị giới hạn bởi sự trượt quay của bánh xe chủ động với mặt đường khi hệ số bám nhỏ.

Như vậy, vi sai đơn giản ở cầu chủ động làm giảm rất nhiều tính năng cơ động của ô tô khi xe hoạt động trên đường trơn, ướt. Đồng thời lực kéo tiếp tuyến của bánh xe chủ động luôn bị giới hạn bởi bánh xe có lực bám nhỏ nên lực kéo tiếp tuyến có thể không đủ để khắc phục được lực cản chuyển động của ô tô.

Vi sai phân phối mô-men xoắn cho hai bánh chủ động như sau:

- Bánh quay chậm: $M_l = 0,5(M + M_r)$

- Bánh quay nhanh: $M = 0,5(M - M_r)$

Trong đó: M – là mô-men ở vỏ hộp vi sai

M_r - là mô-men ma sát trong vi sai khi có sự chuyển động tương đối giữa các chi tiết trong nó.

Theo quan điểm về tính năng cơ động thì ma sát trong của vi sai là có lợi vì nó cho phép truyền mô-men lớn cho bánh xe không trượt và truyền mô-men nhỏ cho bánh xe bị trượt. ở trường hợp này, giá trị cực đại của lực kéo tiếp tuyến tổng cộng truyền đến hai bánh xe chủ động là:

$$P_{k \max} = 2P_{\varphi \min} + \frac{M_r}{r_b}$$

Trong đó: $P_{\varphi \min}$ – là lực kéo tiếp tuyến ở bánh xe có lực bám nhỏ.

r_b – là bán kính làm việc trung bình của bánh xe chủ động

Ma sát trong của vi sai đơn giản thường không lớn nên lực kéo tổng cộng chỉ khoảng từ 4 ÷ 6%. Để tăng lực kéo tiếp tuyến tổng cộng ở những xe có tính năng cơ động cao, người ta sử dụng loại vi sai có ma sát trong cao được gài tự động hoặc gài cưỡng bức. Các vi sai này cho phép tăng đáng kể lực kéo tiếp tuyến của ô tô khi xe hoạt động trên các loại đường trơn, lầy lội.

9.2.2.3. Ô tô nhiều cầu chủ động

Một trong những biện pháp kết cấu thường được sử dụng để nâng cao chất lượng bám của ô tô có tính năng cơ động cao là tăng số cầu chủ động. Với biện pháp này, người ta có thể tận dụng tối đa trọng lượng bám của ô tô. Lực bám của ô tô khi gài các cầu chủ động được xác định như sau:

$$P_{\varphi} = \sum_1^n P_{\varphi_i} = \sum_1^n \varphi_n G_n$$

Trong đó: n – là số cầu chủ động của ô tô.

φ_n – là hệ số bám của các bánh xe trên từng cầu

G_n – là trọng lượng phân bố lên các bánh xe trên từng cầu chủ động

9.2.2.4. Vấn đề lưu thông công suất

Hiện nay trên hầu hết các ô tô có nhiều cầu chủ động, các cầu được nối động học cứng với nhau qua hộp phân phối, điều này cho thấy mối quan hệ đã xác định giữa vận tốc góc là không thay đổi trong quá trình làm việc. Nhưng thực tế khi các cầu đã được gài thì hầu như luôn xảy ra sự không tương ứng động học giữa các bánh xe trên các cầu do nhiều nguyên nhân gây nên: bán kính làm việc của bánh xe không đồng đều, độ mòn của lốp, áp suất hơi trong lốp, tải trọng thẳng đứng tác dụng lên các bánh xe,... làm cho tốc độ vòng lý thuyết $v_b = r_b \cdot \omega_b$ của các bánh xe khác nhau. Khi không

có sự tương ứng động học thì các bánh xe trên các cầu sẽ có sự trượt quay hoặc trượt lết trên đường làm xuất hiện hiện tượng lưu thông công suất.

Độ không tương ứng động học càng lớn thì chất lượng bám của các bánh xe trên các cầu càng mất đồng đều. ảnh hưởng xấu nhất tới chỉ tiêu kéo của bánh xe là khi xuất hiện sự trượt lết của bánh xe trên một cầu. Khi đó trên thực tế xe chỉ còn một số bánh chủ động vì các bánh bị trượt lết đã trở thành bánh bị động.

Ví dụ: Nghiên cứu sự chuyển động của ô tô 4x4 khi các bánh xe trước bị trượt lết. Khi các bánh xe trước bị trượt lết thì nó trở thành bánh xe bị động và chịu tác động của lực kéo tiếp tuyến âm ($-P_{k1}$) được tạo bởi phản lực của đường và có chiều ngược với chiều chuyển động của ô tô. Lực này tạo nên một mô-men xoắn truyền tới bánh xe chủ động phía sau qua hệ thống truyền lực. Như vậy, công suất được truyền tới bánh xe chủ động phía sau sẽ do hai dòng công suất:

- Một dòng từ động cơ
- Một dòng từ các bánh xe phía trước.

Cả hai dòng công suất này được truyền tới bánh xe sau tạo nên lực kéo dương.

Một phần lực kéo tiếp tuyến P_{k2} được truyền qua khung xe tới các bánh xe trước để khắc phục lực cản tạo nên bởi lực kéo âm ($-P_{k1}$). Như vậy công suất được tạo nên bởi phản lực $-P_{k1}$ của mặt đường tác dụng lên các bánh xe bị trượt lết sẽ lưu thông theo một dòng khép kín: từ bánh xe trước bị trượt lết qua hệ thống truyền lực tới các bánh xe chủ động, rồi lại từ các bánh xe chủ động qua khung xe truyền tới bánh xe bị trượt lết. Phần công suất này là vô ích, thậm chí có hại vì nó không phải là nguồn năng lượng bổ sung cho ô tô mà chỉ gây thêm tải trọng phụ cho hệ thống truyền lực và làm tăng tổn thất cơ khí.

Hiện tượng lưu thông công suất có hại không những tồn tại ở ô tô có nhiều cầu chủ động và các trục của nó được nối với nhau qua hệ thống động học cứng mà còn xuất hiện ngay trong cầu chủ động khi vi sai giữa các bánh xe bị gài cứng trong khi xe chuyển động trên đường bằng hoặc khi quay vòng.

Để tránh hiện tượng lưu thông công suất ở các ô tô có tính năng cơ động cao thì trong các điều kiện làm việc bình thường trên mặt đường tốt, không nên sử dụng cùng một lúc nhiều cầu chủ động hoặc gài cứng vi sai giữa các bánh xe.

9.3. Các biện pháp nhằm nâng cao tính năng cơ động của ô tô

9.3.1. Nâng cao chất lượng động lực học của ô tô

Chất lượng động lực học của ô tô có liên quan chặt chẽ tới khả năng khắc phục những lực cản mặt đường tăng đột ngột: mặt đường mấp mô, đường dốc... vì vậy những xe có tính năng cơ động cao cần phải có trị số lực kéo lớn ở các bánh xe chủ động. Điều này cho thấy rằng muốn nâng cao chất lượng động lực học của ô tô cần:

- Nâng cao công suất riêng của ô tô

- Tăng tỷ số truyền cực đại của hệ thống truyền lực
- Sử dụng loại hệ thống truyền lực cho phép thay đổi tỷ số truyền mà không cần ngắt dòng công suất truyền tới bánh xe chủ động.

9.3.2. Giảm áp suất riêng phần lên mặt đường

Khi ô tô chuyển động trên mặt đường mềm (đường đất, đường cát,...), ở đó các phần tử của đường có mối liên kết yếu, ã bị biến dạng nên lực cản lăn lớn, lực bám nhỏ. Vì vậy khi tăng áp suất riêng phần của xe lên mặt đường sẽ làm tăng vết lún của bánh xe, lực cản tăng và có thể dẫn đến tình trạng xe bị sa lầy. Biện pháp thường dùng để giảm áp suất riêng phần lên mặt đường là:

- Phân bố trọng lượng hợp lý cho các trục.
- Sử dụng lốp có kích thước và hình dạng profin thích hợp.
- Giảm áp suất hơi trong lốp hoặc điều chỉnh tự động áp suất này trong khi xe chạy tùy theo điều kiện mặt đường.
- Tạo độ trùng cho các vết bánh xe phía trước và phía sau.

9.3.3. Nâng cao chất lượng bám của ô tô

Khi ô tô chuyển động trên các mặt đường trơn trượt, tính năng cơ động của ô tô phụ thuộc rất nhiều vào khả năng bám của bánh xe chủ động với mặt đường. Vì vậy, để nâng cao tính năng cơ động của ô tô cần nâng cao khả năng bám của bánh xe. Có nhiều biện pháp nâng cao khả năng bám của bánh xe và mặt đường như:

- Sử dụng các loại lốp có dạng hoa đặc biệt, thậm chí trong một số trường hợp đặc biệt cần có các thiết bị chống trượt như lắp các vòng xích, đai xích vào lốp...
- Sử dụng loại vi sai có ma sát trong lớn được giải tự động hoặc cưỡng bức để thay cho cụm vi sai thông thường.
- Sử dụng xe có nhiều cầu chủ động để tận dụng hết trọng lượng của ô tô thành trọng lượng bám.

9.3.4. Tạo ra các thông số hình học thích hợp

Những ô tô có tính năng cơ động cao thường được sử dụng trên những địa hình phức tạp, vì vậy cần phải tạo cho chúng những thông số hình học về tính năng cơ động để khi di chuyển không bị va quệt vào các chướng ngại vật trên đường.

CÂU HỎI ÔN TẬP

1. Định nghĩa tính năng cơ động của ô tô.
2. Xác định các thông số hình học ảnh hưởng đến tính năng cơ động của ô tô.
3. Giải thích khả năng cơ động của ô tô có cầu trước chủ động.
4. Phân tích ảnh hưởng của hiệu suất riêng của vi sai đến tính năng cơ động của ô tô.
5. Trình bày hiện tượng lưu thông công suất ở ô tô có nhiều cầu chủ động.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] GVC. TS. Lâm Mai Long(2006), *Ô tô 1*, Trường Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật TP.HCM, 157 trang.
- [2] GVC. MSc. Đặng Quý(2006), *Ô tô 2*, Trường Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật TP.HCM, 224 trang.
- [3] Nguyễn Hữu Cẩn, Dư Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Lê Thị Vàng(2003), *Lý thuyết ô tô máy kéo*, NXB khoa học kỹ thuật Hà Nội, 362 trang
- [4] TS. Nguyễn Nước(2002), *Lý thuyết ô tô*, NXB Giáo dục
- [5] PGS-TS. Phạm Xuân Mai(2004), *Lý thuyết ô tô*, NXB Đại học quốc gia thành phố Hồ Chí Minh