

**ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
KHOA CƠ KHÍ GIAO THÔNG**

ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP
NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ
CHUYÊN NGÀNH: CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC

ĐỀ TÀI:

**KHẢO SÁT, TÍNH TOÁN VÀ XÂY DỰNG
QUY TRÌNH BẢO DƯỠNG SỬA CHỮA
HỆ THỐNG ĐỘNG LỰC
XE ĐẦU KÉO DAEWOO NOVUS E5**

Người hướng dẫn : **TS. NGUYỄN QUANG TRUNG**
Sinh viên thực hiện : **NGUYỄN DUY NHÂN**
NGUYỄN HOÀI NAM
Số thẻ sinh viên : **103180105**
103180101
Lớp : **18C4B**

Đà Nẵng, 12/2022

NHẬN XÉT ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

I. Thông tin chung:

1. Họ và tên sinh viên: Nguyễn Duy Nhân Lớp:18C4B MSSV: 103180105
Nguyễn Hoài Nam Lớp:18C4B MSSV: 103180101
2. Tên đề tài: Khảo sát, tính toán và xây dựng quy trình bảo dưỡng sửa chữa hệ thống động lực xe đầu kéo DAEWOO NOVUS E5
Nội dung thực hiện: Khảo sát hệ thống, tính toán đặc tính ngoài, đặc tính động lực học của xe và xây dựng quy trình sửa chữa hệ thống.
3. Người hướng dẫn: Nguyễn Quang Trung Học hàm/ học vị: Tiến Sĩ

II. Nhận xét đồ án tốt nghiệp:

1. Về tính cấp thiết, sáng tạo và ứng dụng của đồ án: (điểm đánh giá tối đa là 2đ)
.....
.....
2. Về kết quả giải quyết các nội dung nhiệm vụ yêu cầu của đồ án: (điểm tối đa là 4đ)
.....
.....
3. Về hình thức, cấu trúc, bố cục của đồ án tốt nghiệp: (điểm đánh giá tối đa là 2đ)
.....
.....
4. NCKH: (nếu có bài báo khoa học hoặc ĐATN là đề tài NCKH: cộng thêm 1đ)
.....
.....
5. Các tồn tại, thiếu sót cần bổ sung, chỉnh sửa:
.....
.....

III. Tinh thần, thái độ làm việc của sinh viên: (điểm đánh giá tối đa 1đ)

.....
.....

IV. Đánh giá:

1. Điểm đánh giá: /10
2. Đề nghị: Được bảo vệ đồ án/ Bổ sung thêm để bảo vệ/ Không được bảo vệ

NHẬN XÉT PHẢN BIỆN ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

I. Thông tin chung:

1. Họ và tên sinh viên: Nguyễn Duy Nhân Lớp:18C4B MSSV: 103180105
Nguyễn Hoài Nam Lớp:18C4B MSSV: 103180101
2. Tên đề tài: Khảo sát, tính toán và xây dựng quy trình bảo dưỡng sửa chữa hệ thống động lực xe đầu kéo DAEWOO NOVUS E5
3. Người phản biện: Lê Minh Đức Học hàm/ học vị: Tiến Sĩ

II. Nhận xét, đánh giá đồ án tốt nghiệp:

TT	Các tiêu chí đánh giá	Điểm tối đa	Điểm trừ	Điểm còn lại
1	Sinh viên có phương pháp nghiên cứu phù hợp, giải quyết đủ nhiệm vụ đồ án được giao	80		
1a	- Hiểu và vận dụng được kiến thức Toán và khoa học tự nhiên trong vấn đề nghiên cứu	15		
1b	- Hiểu và vận dụng được kiến thức cơ sở và chuyên ngành trong vấn đề nghiên cứu	25		
1c	- Có kỹ năng vận dụng thành thạo các phần mềm mô phỏng, tính toán trong vấn đề nghiên cứu	10		
1d	- Có kỹ năng đọc, hiểu tài liệu bằng tiếng nước ngoài ứng dụng trong vấn đề nghiên cứu	10		
1e	- Có kỹ năng làm việc nhóm, kỹ năng giải quyết vấn đề	10		
1f	- Đề tài có giá trị khoa học, công nghệ; có thể ứng dụng thực tiễn:	10		
2	Kỹ năng viết:	20		
2a	- Bố cục hợp lý, lập luận rõ ràng, chặt chẽ, lời văn súc tích	15		
2b	- Thuyết minh đồ án không có lỗi chính tả, in ấn, định dạng	5		
3	Tổng điểm đánh giá: theo thang 100			
	Quy về thang 10 (lấy đến 1 số lẻ)			

4. Các tồn tại, thiếu sót cần bổ sung, chỉnh sửa:

.....
.....

5. Ý kiến khác:

.....

6. Đề nghị: Được bảo vệ đồ án/ Bổ sung thêm để bảo vệ/ Không được bảo vệ

Đà Nẵng, ngày tháng năm 2022

Người phản biện

CÂU HỎI PHẢN BIỆN ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

I. Thông tin chung:

- Họ và tên sinh viên: Nguyễn Duy Nhân Lớp:18C4B MSSV:103180105
Nguyễn Hoài Nam Lớp:18C4B MSSV:103180101
- Tên đề tài: Khảo sát, tính toán và xây dựng quy trình bảo dưỡng sửa chữa hệ thống động lực xe đầu kéo DAEWOO NOVUS E5
- Nội dung thực hiện: Khảo sát hệ thống, tính toán đặc tính ngoài, đặc tính động lực học của xe và xây dựng quy trình sửa chữa hệ thống.
- Người phản biện: Lê Minh Đức Học hàm/ học vị: Tiến Sĩ

II. Các câu hỏi đề nghị sinh viên trả lời

-
.....
-
.....

Đáp án: (người phản biện ghi vào khi chấm và nộp cùng với hồ sơ bảo vệ)

-
.....
.....
.....
-
.....
.....
.....
.....

Đà Nẵng, ngày tháng năm 2022

Người phản biện

NHẬN XÉT CỦA GIÁO VIÊN HƯỚNG DẪN

.....

.....

.....

.....

NHẬN XÉT CỦA GIÁO VIÊN PHẢN BIỆN

.....

.....

.....

.....

TÓM TẮT

Tên đề tài: Khảo sát hệ thống, tính toán đặc tính ngoài, đặc tính động lực học của xe và xây dựng quy trình sửa chữa hệ thống.

Sinh viên thực hiện: Nguyễn Duy Nhân Lớp: 18C4B MSSV: 103180105

Nguyễn Hoài Nam Lớp: 18C4B MSSV: 103180101

Đồ án tốt nghiệp gồm:

➤ Nội dung bản thuyết minh gồm 4 chương:

Chương 1: Tổng quan hệ thống động lực trên oto tải

Chương 2: Khảo sát động cơ DL08K trên xe đầu kéo DAEWOO NOVUS E5

Chương 3: Khảo sát hệ thống truyền lực xe đầu kéo DAEWOO NOVUS E5

Chương 4: Xây dựng quy trình bảo dưỡng sửa chữa hệ thống động lực xe đầu kéo

➤ Bản vẽ bao gồm:

Bản vẽ tổng thể động cơ: 01

Bản vẽ sơ đồ hệ thống động lực: 01

Bản vẽ cơ cấu piston- thanh truyền- trục khuỷu động cơ DK08K: 02

Bản vẽ sơ đồ hệ thống động cơ DL08K: 04

Bản vẽ hộp số- ly hợp xe đầu kéo DAEWOO NOVUS E5: 02

Bản vẽ cầu chủ động xe đầu kéo DAEWOO NOVUS E5: 02

NHIỆM VỤ ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Họ tên sinh viên: Nguyễn Duy Nhân

Số thẻ sinh viên: 103180105

Nguyễn Hoài Nam

Số thẻ sinh viên: 103180101

Lớp: 18C4B

Khoa: Cơ Khí Giao Thông

Ngành: Kỹ thuật cơ khí

1. Tên đề tài đồ án: *Khảo sát, tính toán và xây dựng quy trình bảo dưỡng sửa chữa hệ thống động lực xe đầu kéo DAEWOO NOVUS E5*

2. Đề tài thuộc diện: ☒ Có ký kết thỏa thuận sở hữu trí tuệ đối với kết quả thực hiện

3. Các số liệu và dữ liệu ban đầu:

- Hệ thống động lực: Dòng xe vận tải Deawoo Novus E5, loại máy DL08K, hộp số sàn F9/R1.

- Tải trọng: Tải trọng cầu trước 7.100 kg, tải trọng cầu sau 23.000 kg.

- Hệ thống phanh: Phanh chính: khí nén 2 dòng; Phanh đỗ: tác dụng lên bánh sau; Phanh hỗ trợ: khí xả.

Nội dung các phần thuyết minh và tính toán:

Mở đầu

Chương 1. Tổng quan hệ thống động lực trên ô tô tải

(Thực hiện chung)

1.1. Lý thuyết truyền dẫn năng lượng từ động cơ tới bánh xe chủ động

1.2. Hệ thống động lực trên phương tiện vận tải hàng hóa

Chương 2. Khảo sát động cơ DL08K trên xe tải DEAWOO NOVUS E5

(Nguyễn Hoài Nam thực hiện)

2.1. Giới thiệu chung động cơ DL08K

2.2. Khảo sát các cơ cấu động cơ DL08K

2.3. Khảo sát các hệ thống động cơ DL08K

2.2. Xây dựng đặc tính tốc độ ngoài (mô men, công suất và suất tiêu hao nhiên liệu) động cơ DL08K

Chương 3. Khảo sát hệ thống truyền lực xe tải DEAWOO NOVUS E5

(Nguyễn Duy Nhân thực hiện)

3.1 Giới thiệu chung xe tải DEAWOO NOVUS E5

3.2 Khảo sát hộp số - ly hợp xe tải DEAWOO NOVUS E5

3.3. Khảo sát truyền lực chính xe tải DEAWOO NOVUS E5

3.4. Tính cân bằng công suất hệ thống truyền lực xe tải DEAWOO NOVUS E5

Chương 4. Xây dựng quy trình bảo dưỡng sửa chữa hệ thống động lực xe tải

(Phân chung)

4.1 Tổng quan về trạm dịch vụ xe tải

4.2 Xây dựng quy trình dịch vụ bảo dưỡng sửa chữa hệ thống động lực xe tải

Kết luận và kiến nghị

4. Các bản vẽ:

STT	Tên bản vẽ	Cỡ bản vẽ	Số lượng	Sinh viên thực hiện
1.	Bản vẽ tổng thể động cơ DL08K	A ₃	1	Nguyễn Hoài Nam
2.	Bản vẽ sơ đồ hệ thống động lực	A ₃	1	Nguyễn Duy Nhân
3.	Bản vẽ cơ cấu piston – thanh truyền – trục khuỷu động cơ DL08K	A ₃	2	Nguyễn Hoài Nam
4.	Bản vẽ sơ đồ các hệ thống động cơ DL08K	A ₃	4	Nguyễn Hoài Nam
5.	Bản vẽ hộp số - ly hợp xe tải DEAWOO NOVUS E5	A ₂	2	Nguyễn Duy Nhân
6.	Bản vẽ truyền lực chính xe tải DEAWOO NOVUS E5	A ₂	2	Nguyễn Duy Nhân
Tổng			12	

5. <i>Họ tên người hướng dẫn:</i>	<i>Phân/ Nội dung:</i>
T.S Nguyễn Quang Trung	Toàn bộ nội dung thuyết minh, tính toán và các bản vẽ

6. Ngày giao nhiệm vụ đồ án: 02/09/2022

7. Ngày hoàn thành đồ án

Trưởng Bộ môn

T.S. Lê Minh Đức

Đà Nẵng, ngày tháng năm 2022

Người hướng dẫn

T.S. Nguyễn Quang Trung

CAM ĐOAN

Tôi xin cam đoan những nội dung trong tập đề án này là do chính tôi thực hiện và được sự hướng dẫn của thầy giáo **T.S Nguyễn Quang Trung**. Các nội dung, kết quả trong đề tài này là trung thực và chưa công bố dưới bất kỳ hình thức nào trước đây.

Những số liệu có trong nội dung được thu thập từ các nguồn khác nhau có ghi rõ trong phần tài liệu tham khảo.

Nếu phát hiện có bất kỳ sự gian lận nào tôi xin hoàn toàn chịu trách nhiệm về nội dung đề án của mình.

Sinh viên thực hiện

DANH SÁCH CÁC HÌNH VẼ

Hình 1.1.1 Sơ đồ hệ thống động lực: Động cơ – Hộp số – Bánh xe.	3
Hình 1.1.2 Đặc tính truyền động không thứ nguyên.	5
Hình 1.1.3 Đặc tính ra và đặc tính động học.	5
Hình 1.2.1 Hệ thống động lực.....	6
Hình 1.2.2 Sơ đồ hệ thống động lực	6
Hình 1.2.3 Động cơ đặt trước, cầu sau chủ động (4 x 2).	8
Hình 1.2.4 Động cơ đặt sau, cầu sau chủ động (4 x 2).	8
Hình 1.2.5 Động cơ ở trước, cầu trước chủ động.	9
Hình 1.2.6 Hệ thống truyền lực của xe VAZ 2121.....	9
Hình 1.2.7 Hệ thống truyền lực của xe KAMAZ – 5320	10
Hình 1.2.8 Hệ thống truyền lực của xe URAL 375	10
Hình 1.2.9 Đồ thị sang số của ô tô có hộp số 3 cấp bố trí theo cấp số nhân.	17
Hình 1.2.10 Đồ thị sang số của ô tô khi tỉ số truyền bố trí theo cấp số điều hòa	19
Hình 3.1.1 Phía trước xe NOVUS E5.....	22
Hình 3.1.2 Tổng quan ngoại thất xe.....	23
Hình 3.1.3 Đèn halogen lắp trên xe	23
Hình 3.1.4 Đèn chiếu sáng và hệ thống kết nối với Rờ Mooc.....	24
Hình 3.1.5 Phía sau của xe đầu kéo Daewoo Novus	24
Hình 3.1.6 Mâm kéo của xe	25
Hình 3.1.7 Thùng nhiên liệu trên xe	25
Hình 3.1.8 Mâm xe từ hợp kim sắt và cacbon	26
Hình 3.1.9 Bình chứa khí nén cho phanh hơi	26
Hình 3.1.10 Volang trong xe.....	27
Hình 3.1.11 Bảng hiển thị đồng hồ.....	27
Hình 3.1.12 Ghế ngồi và giường nằm trên xe.....	28
Hình 3.1.13 Hệ thống tiện nghi trên xe.....	28
Hình 3.2.1 Hộp số FSO10309.....	29
Hình 3.2.2 Sơ đồ hộp số nhiều cấp với hộp số phụ kiểu hành tinh	29
Hình 3.2.3 Bộ bánh răng hành tinh.....	31
Hình 3.2.4 Kiểu chuyển đổi Single H.....	32
Hình 3.2.5 Sơ đồ đường truyền công suất	32
Bảng 3.2 Tỉ số truyền hộp số FSO10309.....	33
Hình 3.2.6 Tổng quát hệ thống hơi	33
Hình 3.2.7 Các đường hơi kết nối trong hộp số kiểu Single H.....	34
Hình 3.2.8 Van điều áp có bộ lọc.....	34
Hình 3.2.9 Van chuyển đổi	35
Hình 3.2.10 Xi lanh chuyển phạm vị truyền.....	35

Hình 3.2.11 Van phân phối và van điều khiển khí xả kiểu Single H.....	36
Hình 3.2.11 Sơ đồ mạch hơi	36
Hình 3.2.12 Kết cấu ly hợp ma sát cơ khí với lò xo ép kiểu đĩa côn.....	37
Hình 3.2.13 Sơ đồ dẫn động cơ khí trợ lực khí nén.....	38
Hình 3.3.1 Sơ đồ vi sai đối xứng đặt giữa cầu chủ động.	39
Hình 3.3.2 Cấu tạo truyền lực chính	39
Hình 3.3.3 Mô phỏng nguyên lý làm việc truyền lực chính	40
Hình 3.3.4 Sơ đồ bán trục giảm tải hoàn toàn.	41
Hình 3.4.1 Đồ thị đặc tính kéo của xe ở các tay số khác nhau	43
Hình 3.4.2 Sơ đồ lực tác dụng lên xe khi chuyển động lên dốc	43
Hình 3.4.3 Đồ thị cân bằng lực kéo, bám của đường có độ dốc 0°	47
Hình 3.4.4 Đồ thị cân bằng lực kéo, bám của đường có độ dốc 5°	47
Hình 3.4.5 Đồ thị cân bằng lực kéo, bám của đường có độ dốc 12°	48
Hình 3.4.6 Đồ thị cân bằng công suất xe ở đường có độ dốc 0°	50
Hình 3.4.7 Đồ thị nhân tố động lực học.....	52
Hình 3.4.8 Đồ thị biểu thị độ dốc từng tay số.....	53
Hình 3.4.9 Khu vực làm việc của đặc tính động lực học	54
Hình 3.4.10: Đồ thị xác định khả năng tăng tốc của xe.....	55

MỤC LỤC

MỞ ĐẦU.....	1
Chương 1: TỔNG QUAN HỆ THỐNG ĐỘNG LỰC TRÊN Ô TÔ TẢI	2
1.1. Lý thuyết dẫn truyền năng lượng từ động cơ đến bánh xe chủ động.....	2
1.1.1. Sự truyền và biến đổi năng lượng trong hệ thống truyền lực	2
1.2. Hệ thống động lực trên phương tiện vận tải hàng hóa.....	6
1.2.1. Sơ đồ động học hệ thống truyền lực ở các loại phương tiện	7
1.2.1.1. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 4x2	8
1.2.1.2. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 4x4	9
1.2.1.3. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 6x4	10
1.2.1.4. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 6x6	10
1.2.2. Xác định các thông số cơ bản của hệ thống động lực trên phương tiện vận tải hàng hóa	11
1.2.2.1. Xác định công suất danh định của động cơ theo phương pháp lựa chọn thực nghiệm và tính toán	11
1.2.2.2. Xác định tỉ số truyền cực đại và cực tiểu của hệ thống truyền lực	13
1.2.2.3. Phân phối tỉ số truyền trong hộp số	15
Chương 3: KHẢO SÁT HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC XE ĐẦU KÉO DAEWOO NOVUS E5.....	22
3.1. Giới thiệu chung xe tải DAEWOO NOVUS E5	22
3.2. Khảo sát hộp số- ly hợp xe tải DAEWOO NOVUS E5	29
3.2.1. Khảo sát hộp số FSO10903	29
3.2.2. Khảo sát ly hợp	37
3.3. Khảo sát cầu chủ động xe tải DAEWOO NOVUS E5	39
3.4. Khả năng làm việc theo điều kiện kéo, bám của xe NOVUS E5	41
3.4.1. Xây dựng đường đặc tính kéo của xe.....	41
3.4.2. Xây dựng đồ thị cân bằng lực kéo, bám của xe trên mặt đường.....	43
3.4.2.1. Xây dựng mô hình tính toán.....	43
3.4.2.2. Xác định giá trị các lực tác dụng lên xe khi chuyển động lên dốc.....	44
3.4.3. Xây dựng đồ thị cân bằng lực kéo, bám của xe	46
3.4.3.1. Phương trình cân bằng công suất	48
3.4.3.2. Đồ thị cân bằng công suất	49
3.4.4. Đặc tính nhân tố động lực học	50
3.4.4.1. Khái niệm về đặc tính động lực học của ô tô.....	50
3.4.4.2. Đồ thị nhân tố động lực học	51

MỞ ĐẦU

Động cơ đốt trong trong ngành ô tô hiện nay không thể thay thế, đặc biệt trong công cuộc công nghiệp hóa hiện đại hóa hiện nay, động cơ sử dụng Diesel luôn được ngành công nghiệp và phương tiện vận tải hàng hóa, logistic..., nó đem lại hiệu quả tiện ích với hầu hết các ngành kinh tế hiện nay.

Đối với sự phát triển của các ngành công nghiệp thì phương tiện vận tải hàng hóa đóng vai trò hết sức quan trọng. Đi song với đó sự phát triển của động cơ đốt trong đòi hỏi được sự đáp ứng về nhu cầu sử dụng động cơ Diesel trên phương tiện như: Động cơ hoạt động bền bỉ tuổi thọ cao; tạo ra công suất, mô-men lớn; tiêu hao ít nhiên liệu và giảm khí thải ảnh hưởng đến môi trường.

Qua thời gian học tập và làm đồ án tốt nghiệp chúng em thấy rằng hệ thống động lực trên phương tiện vận tải hàng hóa đóng vai trò rất lớn đối với sự phát triển kinh tế Việt Nam nói riêng và kinh tế toàn cầu nói chung.

Dựa vào yêu cầu sự phát triển kinh tế chung hiện nay, chúng em chọn đề tài: “ *Khảo sát, tính toán hệ thống truyền lực trên xe đầu kéo Daewoo Novus E5*”, làm đề tài tốt nghiệp. Đề tài được thực hiện dựa trên khảo sát thực tế trên xe, các tài liệu tham khảo và sự hướng dẫn của thầy Nguyễn Quang Trung.

Ngoài mục đích chính được nêu ở trên, thì đề tài còn giúp bạn đọc hiểu rõ hơn về cơ sở truyền lực, đặc tính các hệ thống chi tiết trên phương tiện.

Chương 1: TỔNG QUAN HỆ THỐNG ĐỘNG LỰC TRÊN Ô TÔ TẢI

1.1. Lý thuyết dẫn truyền năng lượng từ động cơ đến bánh xe chủ động

1.1.1. Sự truyền và biến đổi năng lượng trong hệ thống truyền lực

-Quá trình truyền năng lượng từ động cơ đến khung xe (hoặc thân xe) thông qua hệ thống truyền lực và hệ thống chuyển động sẽ xuất hiện các hiện tượng sau:

-Thay đổi vận tốc (vận tốc hoặc vận tốc tịnh tiến) và mômen (hoặc lực).

-Một phần năng lượng truyền đi sẽ bị tiêu hao.

-Tích lũy năng lượng ở dạng động năng (do khối lượng của các chi tiết trong hệ) và ở dạng thế năng (do tính đàn hồi của chúng)

Chúng ta khảo sát quá trình truyền năng lượng với các giả thuyết sau:

-Trường hợp truyền động đến nhiều bánh chủ động, giả thiết là sự truyền năng lượng tới các bánh riêng biệt sẽ là như nhau, tức là đã coi chỉ có một đường truyền năng lượng từ động cơ tới khung xe.

-Không để ý đến quá trình chuyển tiếp xảy ra khi đóng, tách ly hợp và khi chuyển số.

-Các đặc tính của động cơ và hệ thống truyền lực sẽ giữ nguyên khi chuyển động ổn định và không ổn định.

-Khi chuyển động đều, giả thiết là không xảy ra tích lũy năng lượng trong hệ, nghĩa là các phần tử trong hệ được coi là không có khối lượng và cứng tuyệt đối (hệ bậc không).

-Ở đây, chúng ta chỉ xét quá trình truyền năng lượng khi xe chuyển động ổn định.

Với các giả thuyết trên, hệ thống động lực được vẽ đơn giản như ở hình 1:

Ở các phương tiện vận tải, năng lượng được truyền từ động cơ đến các bánh xe chủ động thông qua hệ thống truyền lực. Quá trình truyền và biến đổi năng lượng được đặc trưng bởi các thành phần của công suất đầu vào P_e và công suất đầu ra P_k , nghĩa là bởi vận tốc góc và mômen tương ứng:

$$P_e = M_e \cdot \omega_e$$

$$P_k = M_k \cdot \omega_b$$

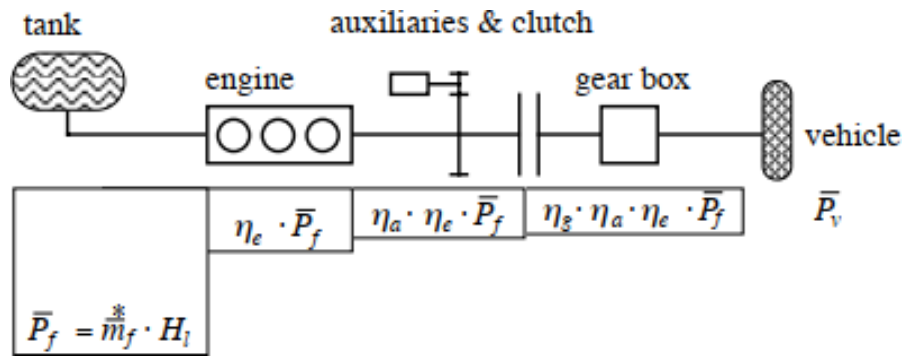
Các mối quan hệ giữa các thông số M_e , M_k , ω_e , ω_b được gọi là các đặc tính truyền động.

P_k – Công suất truyền đến các bánh xe chủ động.

ω_b – Vận tốc góc của bánh xe

chủ động. M_k – Mô men của

các bánh xe chủ động.



Hình 1.1.1 Sơ đồ hệ thống động lực: Động cơ – Hộp số – Bánh xe.

Mặt khác, để thể hiện các mối quan hệ chức năng ở truyền động, chúng ta sử dụng các khái niệm sau:

- Tỷ số truyền động học (truyền vận tốc):

$$i = \frac{1}{v} = \frac{\omega_e}{\omega_b} = \frac{n_e}{n_b}$$

Trong đó:

i_t – Tỷ số truyền của hệ thống truyền lực, thường dùng ở truyền động có cấp.

v – Tỷ số truyền dùng trong hệ thống truyền động thủy lực. n_e – Số vòng quay của động cơ

n_b – Số vòng quay của bánh xe.

Theo kết cấu của hệ thống truyền lực thì tỷ số truyền i_t còn được tính công thức sau:

$$i_t = i_h \cdot i_p \cdot i_o \cdot i_c \quad \text{Với:}$$

i_h – Tỷ số truyền của hộp số.

i_p – Tỷ số truyền của hộp số phụ (hoặc hộp phân phối).

i_o – Tỷ số truyền của truyền lực chính.

i_c – Tỷ số truyền của truyền lực cạnh (truyền lực cuối cùng).

Tỷ số truyền mômen:

$$\alpha = M_k / M_e$$

Hiệu suất của truyền động (với giả thiết hệ là bậc không):

$$\eta = P_k / P_e = M_k \cdot \omega_b / M_e \cdot \omega_e = \alpha \cdot v = \alpha / i_t$$

Ở trường hợp đang xét, η chính là hiệu suất của hệ thống truyền lực.

Xét về mặt kết cấu của hệ thống truyền lực, hiệu suất η còn được tính như sau:

$$\eta = \eta_l \cdot \eta_h \cdot \eta_p \cdot \eta_{cd} \cdot \eta_o \cdot \eta_c$$

Trong đó:

η_l – Hiệu suất của ly hợp.

η_h – Hiệu suất của hộp số

η_p – Hiệu suất của hộp số phụ (hoặc hộp số phân phối).

η_{cd} – Hiệu suất của các đăng.

η_o – Hiệu suất của truyền lực chính.

η_c – Hiệu suất của truyền lực cạnh

Trong trường hợp tổng quát, khi truyền động 1 cơ cấu truyền động với thông số đầu vào là ω_1, M_1, P_1 và thông số đầu ra là ω_2, M_2, P_2

Ta có:

$$P_1 = M_1 \omega_1 ; P_2 = M_2 \omega_2$$

Với: ω_1, ω_2 – Vận tốc góc ở đầu vào và đầu ra

ω_1, ω_2 – Vận tốc góc ở đầu vào và đầu ra

P_1, P_2 – Công suất ở đầu vào và đầu ra

Các đặc tính truyền động được thể hiện bằng mối quan hệ giữa các thông số ω_i, M_i Khi cần biểu thị các quan hệ chức năng trong truyền động, người ta sử dụng các khái niệm sau

Tỷ số truyền động học (truyền vận tốc):

$$i = \frac{1}{v} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

i – Tỷ số truyền của cơ cấu, dùng ở truyền động có cấp.

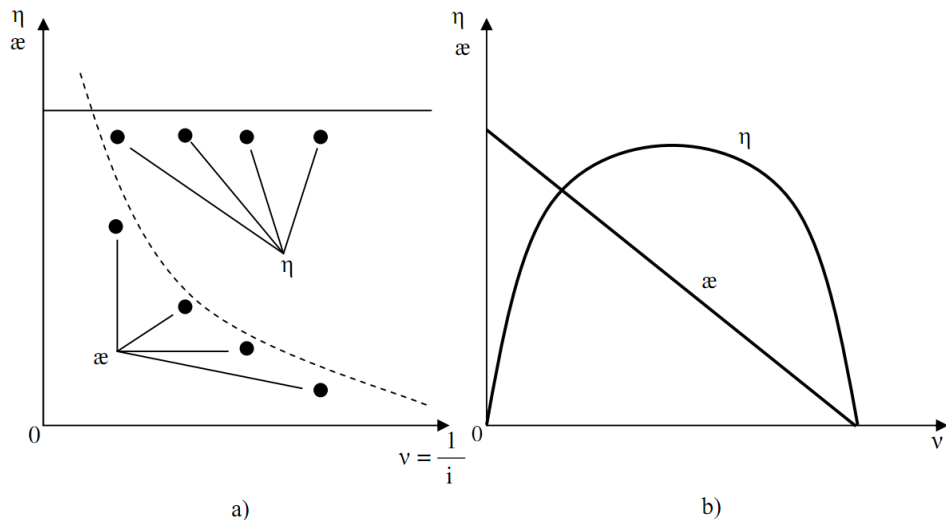
v – Tỷ số truyền của cơ cấu, dùng ở truyền động thủy lực.

Tỷ số truyền mômen:

$$\alpha = \frac{M_2}{M_1}$$

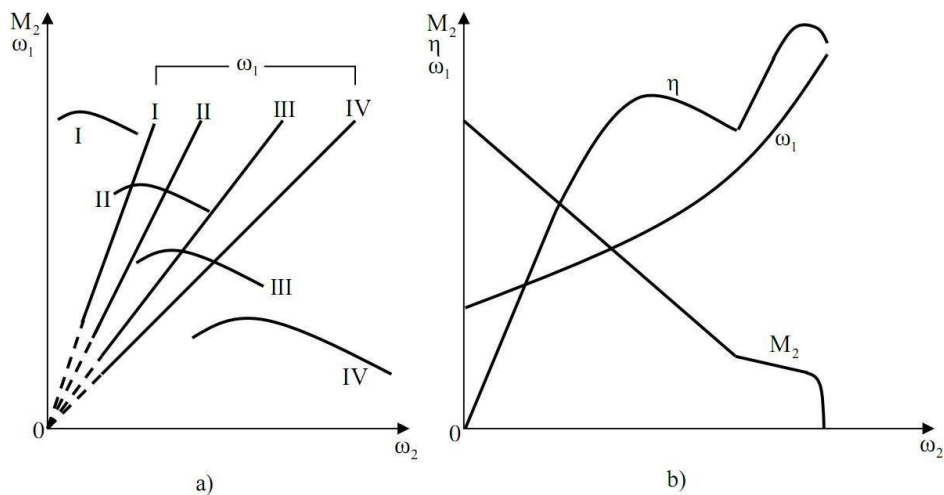
Hiệu suất của truyền động (với giả thuyết hệ là bậc không) ta có:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \alpha \cdot v = \frac{\alpha}{i}$$



Hình 1.1.2 Đặc tính truyền động không thứ nguyên.
a – Hộp số có cấp. b – Biến mô thủy lực.

Nhóm thứ hai của đặc tính truyền động biểu thị mối quan hệ giữa các thông số đầu vào ω_1 , M_1 (được gọi là đặc tính vào) và các thông số đầu ra ω_2 , M_2 (được gọi là đặc tính ra). Thông thường chúng được xây dựng ở dạng tốc độ của mômen $M(\omega)$.



Hình 1.1.3 Đặc tính ra và đặc tính động học.
a – Hộp số có cấp. b – Biến mô thủy lực một cấp.

Chúng ta thường quan tâm tới các đặc tính ra, vì thế chúng thường được xây dựng kết hợp với sự làm việc của động cơ theo đặc tính ngoài.

Hình 1.1.3 biểu diễn đặc tính ra và đặc tính động học (được hiểu là các quan hệ ω_1 (ω_2) hay $\eta(\omega_2)$) trong trường hợp hộp số có cấp (hình a) và biến mô thủy lực một cấp (hình b).

Các đặc tính ra được xác định từ các đặc tính vào và khi cho trước các đặc tính không thứ nguyên. Chúng ta tiến hành theo phương pháp sau:

Chúng ta xác định một điểm của đặc tính vào cho trước (M_1, ω_1) khi đó điểm tương

ứng của đặc tính ra sẽ có tọa độ:

$$M_2 = \alpha.M_1$$

$$\omega_2 = v.\omega_1 = \frac{\omega_1}{i}$$

Trong hệ thống truyền lực cơ khí, mối liên quan giữa đầu vào và đầu ra là cứng, bởi vậy ứng với một điểm đầu vào ta có một điểm đầu ra một cách rõ ràng.

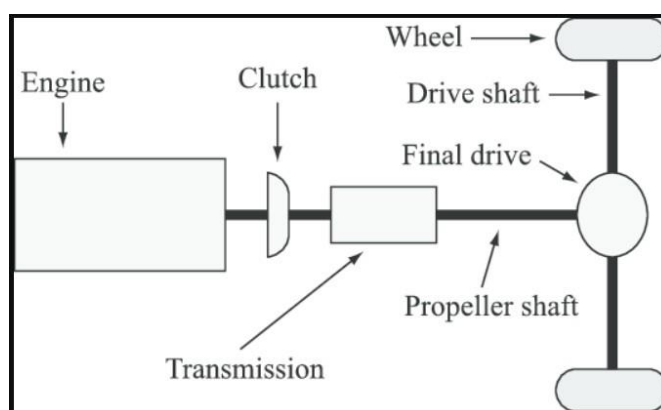
Trong hệ thống truyền lực có sử dụng ly hợp thủy lực hoặc biến mô thủy lực, quan hệ giữa đầu vào và đầu ra là tự do và nó phụ thuộc vào các đặc tính của cụm truyền động thủy lực đó. Chúng thường được cho ở dạng đặc tính không thứ nguyên $\alpha(v)$, $\eta(v)$.

1.2. Hệ thống động lực trên phương tiện vận tải hàng hóa

Hệ thống động lực là một hệ thống bên trong xe, thuyền hoặc một loại máy móc khác. Hệ thống được thiết kế để tạo lực đẩy xe về phía trước. Trong ô tô, hệ thống truyền động bao gồm động cơ hoặc motor và các bộ phận bên trong của nó, chẳng hạn như hệ thống lưu trữ năng lượng, hộp số và trục truyền động. Trong động cơ đốt trong thông thường (ICE), hệ thống truyền động chuyển đổi năng lượng xăng hoặc dầu diesel được lưu trữ thành động năng trong động cơ và truyền nó qua hộp số, trục truyền động và bộ vi sai dưới dạng mô-men xoắn tới các bánh xe, đẩy xe về phía trước.



Hình 1.2.1 Hệ thống động lực



Hình 1.2.2 Sơ đồ hệ thống động lực

1.2.1. Sơ đồ động học hệ thống truyền lực ở các loại phương tiện

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 (hoặc hộp số phụ): (viết tắt HP).
- ↓ Truyền động các đăng: (viết tắt CD).
- ↓ Truyền lực chính: (viết tắt TC).
- ↓ Vi sai: (viết tắt VS).
- ↓ Bán trục (nửa trục): (viết tắt BT).
- ↓ Truyền lực cuối cùng: (viết tắt TCC).

Trên xe một cầu chủ động sẽ không có hộp phân phối. Ngoài ra, ở xe tải với tải trọng lớn, 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:

$$a \times b$$

a - là số lượng tất cả các bánh xe.

b - là số lượng các 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:

4 x 2: ô tô có một cầu chủ động, 1 cầu bị động (có 4 bánh xe, trong đó có 2 bánh xe là chủ động).

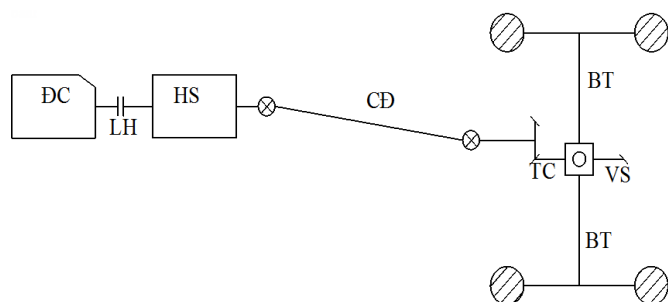
4 x 4: ô tô có hai cầu chủ động (có 4 bánh xe và cả 4 bánh đều chủ động). 6 x 4: ô tô có hai cầu chủ động, một cầu bị động (có 6 bánh xe, trong đó 4 bánh xe là chủ động).

6 x 6: ô tô có 3 cầu chủ động (có 6 bánh xe và 6 bánh đều chủ động). 8 x 4: ô tô có 2 cầu chủ động và 2 cầu bị động.

8 x 8: ô tô có 4 cầu chủ động (có 8 bánh xe và 8 bánh đều chủ động).

1.2.1.1. *Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 4x2*

- Động cơ đặt trước, cầu sau chủ động

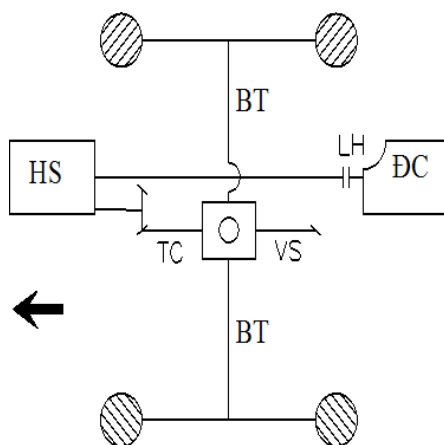


Hình 1.2.3 Động cơ đặt trước, cầu sau chủ động (4 x 2).

Phương án này được thể hiện ở hình 2.1, thường được sử dụng ở ô tô du lịch và xe tải hạng nhẹ. Phương án bố trí này rất cơ bản và đã xuất hiện từ lâu.

- Động cơ đặt sau, cầu sau chủ động

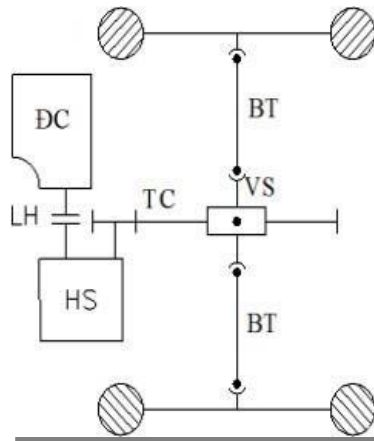
Phương án này được thể hiện ở hình 2.2 thường được sử dụng ở một số ô tô du lịch và ô tô khách. Trong trường hợp này, hệ thống truyền lực sẽ gọn và đơn giản vì không cần đến truyền động các đăng. Ở phương án này có thể bố trí động cơ, ly hợp, hộp số, truyền lực chính gọn thành một khối.



Hình 1.2.4 Động cơ đặt sau, cầu sau chủ động (4 x 2).

- Động cơ đặt trước, cầu sau chủ động

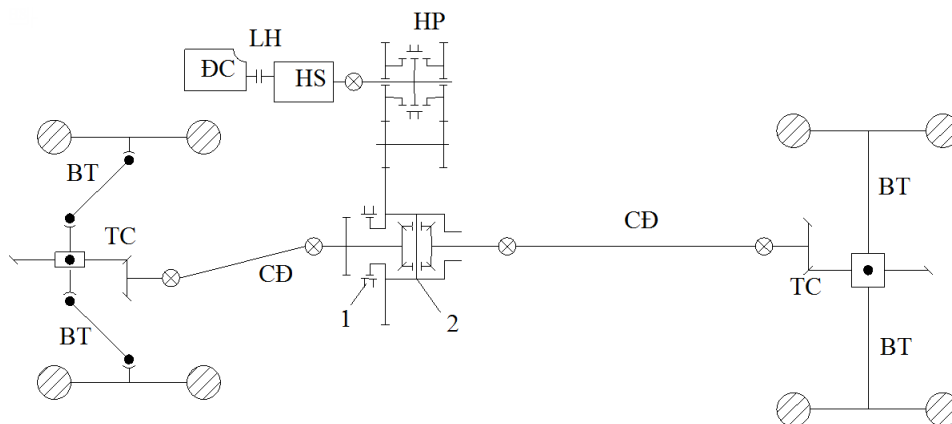
Phương án này được thể hiện ở hình 2.3, thường được sử dụng ở một số xe du lịch sản xuất trong thời gian gần đây. Cách bố trí này rất gọn và hệ thống truyền lực đơn giản vì động cơ nằm ngang, nên các bánh răng của truyền lực chính là các bánh răng trụ, chế tạo đơn giản hơn bánh răng nón ở các bộ truyền lực chính trên các xe khác.



Hình 1.2.5 Động cơ ở trước, cầu trước chủ động.

1.2.1.2. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 4x4

Phương án này được sử dụng nhiều ở xe tải và một số xe du lịch. Hình 2.4 trình bày hệ thống truyền lực của xe du lịch VAZ - 2121 (sản xuất tại CHLB Nga). Bên trong hộp phân phối có bộ vi sai giữa hai cầu và cơ cấu khóa bộ vi sai đó khi cần thiết.

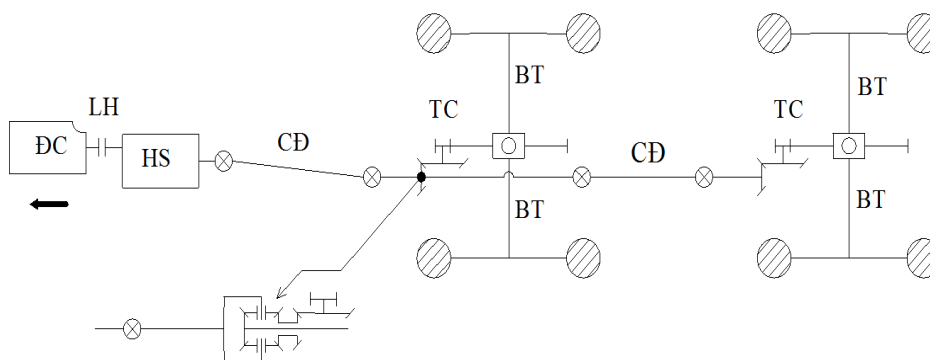


Hình 1.2.6 Hệ thống truyền lực của xe VAZ 2121.

1 – Cơ cấu khoá vi sai giữa hai cầu.

2 – Vi sai giữa hai cầu.

1.2.1.3. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 6x4

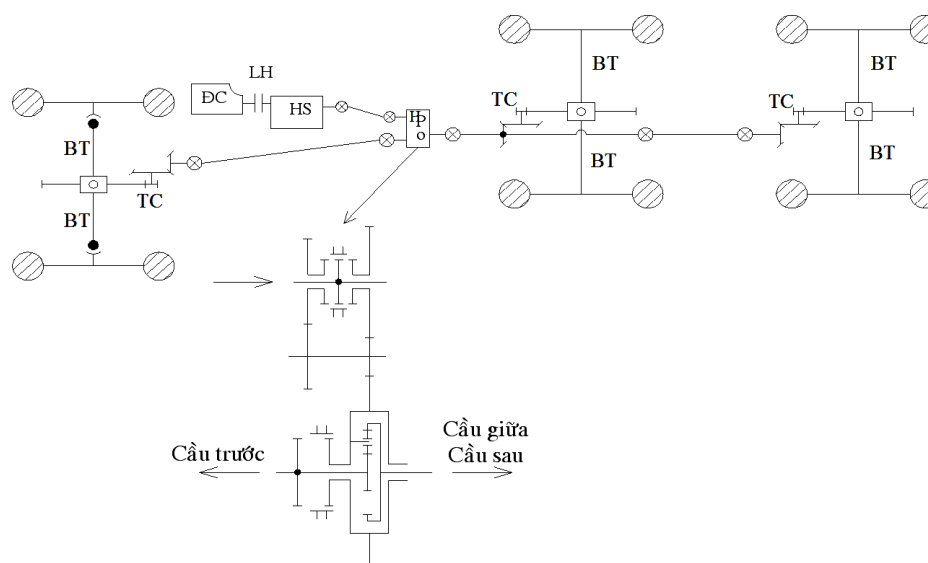


Hình 1.2.7 Hệ thống truyền lực của xe KAMAZ – 5320

Phương án này được sử dụng nhiều ở các xe tải có tải trọng lớn.

Trên hình 1.2.7 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.

1.2.1.4. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 6x6



Hình 1.2.8 Hệ thống truyền lực của xe URAL 375

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 2.6

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 2.5).

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,...

1.2.2. Xác định các thông số cơ bản của hệ thống động lực trên phương tiện vận tải hàng hóa

1.2.2.1. Xác định công suất danh định của động cơ theo phương pháp lựa chọn thực nghiệm và tính toán

+ Phương pháp lựa chọn công suất của động cơ bằng thực nghiệm

Theo kinh nghiệm, công suất động cơ được chọn theo hai chỉ số sau đây: Công suất khối lượng:

$$\frac{P_{\text{emax}}}{m} \quad (\text{kW/tấn})$$

Khối lượng công suất:

$$\frac{m}{P_{\text{emax}}} \quad (\text{kg/kW})$$

P_{emax} – Công suất cực đại của động cơ (kW).

m – Khối lượng toàn bộ của xe (kg).

Qua thực nghiệm chúng ta có bảng sau :

Bảng 1.1 Công suất khối lượng và khối lượng công suất từng loại xe

Loại xe	$\frac{P_{\text{emax}}}{m} \quad (\text{kW/tấn})$	$\frac{m}{P_{\text{emax}}} \quad (\text{kg/kW})$
Ô tô con (xe du lịch)	17 ÷ 65	15 ÷ 60
Ô tô tải	8 ÷ 12	80 ÷ 125
Ô tô khách	8 ÷ 12	80 ÷ 125
Ô tô địa hình	8 ÷ 15	70 ÷ 125

+ Phương pháp lựa chọn công suất động cơ bằng tính toán

Công suất cần thiết của động cơ được tính toán dựa vào các thông số động lực học theo yêu cầu cho trước như là:

- Lực chủ động riêng yêu cầu của xe $[F_r]$ ứng với một vận tốc yêu cầu $[v]$ nào đó. Thông số này thể hiện yêu cầu về sức kéo của ô tô.
- Độ dốc yêu cầu $[i]$ ứng với một vận tốc yêu cầu $[v]$ nào đó.
- Gia tốc yêu cầu $[j]$ ứng với một vận tốc yêu cầu $[v]$ nào đó.
- Tính toán theo lực chủ động riêng yêu cầu của xe $[F_r]$ ứng với một vận tốc yêu cầu $[v]$:

Cơ sở để tính toán là dựa vào phương trình cân bằng lực kéo của ô tô khi xe chuyển động ổn định trên đường nằm ngang và không kéo rơ-móc:

$$F_k = F_f + F_{\omega \max}$$

F_k – Lực kéo tiếp tuyến (lực chủ động ở bánh xe) của ô tô. F_f – Lực cản lăn.

F_{ω} – Lực cản không khí.

Khi đường nằm ngang ($\alpha = 0$) và xe đạt vận tốc cực đại thì ta có:

$$F_f = G.f$$

$$F_{\omega \max} = 0,625 C_x S v_{0\max}^2$$

G – Trọng lượng toàn bộ của ô tô.

v_0 – Vận tốc tương đối giữa xe và không khí:

$$v_0 = v \pm v_g.$$

v – Vận tốc của ô tô.

v_g – Vận tốc của gió.

Công suất hữu ích của động cơ được xác định:

$$P_e = \frac{P_k}{\eta} = \frac{F_k \cdot v}{\eta}$$

- Tính toán theo độ dốc yêu cầu $[i]$ ứng với một vận tốc yêu cầu $[v]$

Độ dốc mà xe vượt qua được ở một tay số nào đó hoặc ứng với một vận tốc nào đó là một chỉ tiêu quan trọng tiếp theo của ô tô, nhằm biểu thị tính chất động lực học của xe. Khi xác định thông số này, chúng ta tạm thời không cần nhắc đến khả năng bám của xe với mặt đường, cho nên đây chỉ là độ dốc lý thuyết có được ứng với lực kéo F_k hoặc lực chủ động riêng của xe F_r được xác định từ đặc tính ngoài của động cơ.

Độ dốc được xác định trong trường hợp xe chuyển động đều ($F_j = 0$), không kéo rơ-móc ($F_m = 0$) và khi lên dốc vận tốc xe khá nhỏ nên có thể coi $F_{\omega} = 0$. Lúc này phương trình cân bằng lực kéo của xe sẽ là:

$$F_k = F_f + F_i = Gf \cdot \cos \alpha + G \sin \alpha$$

Với:

$$\cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}} = \frac{1}{\sqrt{1 + [i]^2}}$$

$$\sin \alpha = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}} = \frac{[i]}{\sqrt{1 + [i]^2}}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = [i] - \text{Độ dốc yêu cầu}$$

Nếu α khá nhỏ, có thể coi $\cos \alpha \approx 1$, $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha \approx i$, lúc đó ta có:

$$F_k = Gf + Gi$$

Thay các công thức , ta nhận được lực chủ động yêu cầu ở các bánh xe là:

$$[F_k] = G \left(\frac{f}{\sqrt{1+[i]^2}} + \frac{[i]}{\sqrt{1+[i]^2}} \right) = G \left(\frac{f+[i]}{\sqrt{1+[i]^2}} \right)$$

Nếu α khá nhỏ thì:

$$[F_k] = G(f + [i])$$

Công suất kéo yêu cầu ở các bánh xe là:

$$[P_k] = [F_k] \cdot [v]$$

Công suất yêu cầu của động cơ là:

$$[P_e] = \frac{[P_k]}{\eta}$$

Trong trường hợp này , công suất danh định của động cơ là $[P_{ed}]$:

$$[P_{ed}] = \frac{[P_e]}{\eta_d} = \frac{[P_k]}{\eta \cdot \eta_d} = \frac{[F_k] \cdot [v]}{\eta \cdot \eta_d}$$

- Tính theo gia tốc yêu cầu $[j]$ ứng với một vận tốc yêu cầu $[v]$:

Chúng ta xét một ô tô có khối lượng m , diện tích cản gió chính diện là S , hệ số cản không khí là C_x , chuyển động trên đường với góc dốc α , hệ số cản lăn f , ô tô chịu tác dụng bởi lực kéo tại các bánh xe chủ động là F_k . Khi giải quyết bài toán này, ta vẫn sử dụng phương trình cân bằng lực kéo, trong đó lực cản quán tính được tính thông qua gia tốc yêu cầu $[j]$.

Ở trường hợp này, ta xét xe chuyển động trên đường nằm ngang ($F_j = 0$), không kéo romóc ($F_m = 0$) và do xe đang tăng tốc, nên vận tốc của nó không lớn lắm, bởi vậy có thể coi $F_{\omega} \approx 0$, lúc này ta có:

$$\begin{aligned} F_k &= F_f + F_j \\ &= G \cdot f + m \cdot j \cdot \delta_i = m(g \cdot f + j \cdot \delta_i) \end{aligned}$$

Bởi vậy lực kéo chủ động yêu cầu ở các bánh xe là:

$$[F_k] = m(g \cdot f + [j] \cdot \delta_i)$$

Sau khi có giá trị $[F_k]$, chúng ta sẽ xác định được công suất danh định của động cơ $[P_{ed}]$ như phần trước:

$$[P_k] = [F_k] \cdot [v] = m(g \cdot f + [j] \cdot \delta_i)[v]$$

$$[P_e] = \frac{[P_k]}{\eta}$$

$$[P_{ed}] = \frac{[P_e]}{\eta_d} = \frac{[P_k]}{\eta \cdot \eta_d} = \frac{[F_k] \cdot [v]}{\eta \cdot \eta_d}$$

1.2.2.2. Xác định tỉ số truyền cực đại và cực tiểu của hệ thống truyền lực

+ Xác định tỉ số truyền cực tiểu ít nhất ứng với vận tốc cực đại yêu cầu

[v_{max}] Giả thiết rằng xe chuyển động không trượt, lúc đó $v=v_0=\omega_b.r_b$ và ta có :

$$v = \omega_b.r_b = \frac{\omega_e}{i_t}.r_b$$

Vận tốc đạt giá trị cực đại khi $\omega_e = \omega_{e\max}$ và $i_t = i_{t\min}$, tức là:

$$v_{\max} = \frac{\omega_{e\max}}{i_{t\min}}.r_b$$

$$i_{t\min} = \frac{\omega_{e\max}}{[v_{\max}]} .r_b$$

Suy ra:

i_t – Tỉ số truyền của hệ thống truyền lực.

r_b – Bán kính tính toán của bánh xe chủ động Xác định tỉ số truyền cực đại

$i_{t\max}$

Khi chúng ta cho xe chuyển động ở tay số 1, ở hộp số phụ đang gài số truyền thấp và nếu truyền lực chính là loại 2 cấp và cũng đang gài số truyền thấp, lúc này $i_t = i_{t\max}$. Lúc này lực kéo chủ động $F_k = F_{k\max}$ và xe sẽ phải khắc phục lực cản lớn nhất của đường.

Giả thiết xe không kéo romóc ($F_m = 0$), chuyển động ổn định ($F_j = 0$) và ở tay số 1 vận tốc rất nhỏ nên có thể coi $F_\omega = 0$, lúc này phương trình cân bằng lực kéo sẽ là

$$F_{k\max} = F_{f\max} + F_{i\max} = F_{\psi\max} =$$

$G.\psi_{\max}$ Với:

$$F_{k\max} = \frac{M_{e\max}.i_{t\max}.\eta}{r_b}$$

Suy ra:

$$\frac{M_{e\max}.i_{t\max}.\eta}{r_b} = G.\psi_{\max}$$

Bởi vậy:

$$i_{t\max} = \frac{G.\psi_{\max}.r_b}{M_{e\max}.\eta}$$

$\psi_{\max}$ – Hệ số cản tổng cộng cực đại của đường.

$$\psi_{\max} = f_{\max} + i_{\max}$$

Để xe chuyển động được, chúng ta cũng cần tính toán giá trị $i_{t\max}$ theo điều kiện bám để các bánh xe không bị trượt: $F_{k\max} \leq F_\phi$

Tức là:

$$\frac{M_{\text{emax}} \cdot i_{\text{tmax}} \cdot \eta}{r_b} \leq m_i \cdot G_b \cdot \varphi$$

$$\Rightarrow i_{\text{tmax}} \leq \frac{m_i \cdot G_b \cdot \varphi \cdot r_b}{M_{\text{emax}} \cdot \eta}$$

Kết hợp điều kiện kéo và điều kiện bám ta có:

$$\frac{G \cdot \psi_{\text{max}} \cdot r_b}{M_{\text{emax}} \cdot \eta} \leq i_{\text{tmax}} \leq \frac{m_i \cdot G_b \cdot \varphi \cdot r_b}{M_{\text{emax}} \cdot \eta}$$

G – Trọng lượng toàn bộ của xe.

G_b – Trọng lượng bám tác dụng lên các bánh xe chủ động.

φ – Hệ số bám dọc giữa các bánh xe với đường.

1.2.2.3. Phân phối tỉ số truyền trong hộp số

Việc lựa chọn tỉ số truyền phù hợp sẽ đem lại hiệu quả về tính năng động lực học, tính kinh tế của xe. Xuất phát từ yêu cầu thực tế và điều kiện vận hành cụ thể mà người ta sẽ lựa chọn số lượng tỉ số truyền sao cho phù hợp nhất. Khi tăng số lượng tỉ số truyền trong hộp số sẽ dẫn đến việc tăng tốc độ trung bình của ô tô, điều này là có lợi, nhưng nếu tăng quá mức số lượng tỉ số truyền của hộp số sẽ làm cho cấu tạo của hộp số phức tạp, cồng kềnh, khối lượng của hộp số tăng lên và gây khó khăn cho người điều khiển. Mặt khác khi tăng quá mức số lượng tỉ số truyền thì làm tăng tải trọng động tác động lên các cơ cấu truyền lực, mức độ êm dịu khi chuyển động của ô tô sẽ giảm xuống. Để thay đổi lực kéo tiếp tuyến và vận tốc của ô tô một cách linh hoạt, đảm bảo tính kinh tế nhiên liệu và tính năng động học của ô tô, người ta phân phối tỉ số truyền thành các cấp xác định.

+ Xác định tỷ số truyền ở số một của hộp số:

Tỷ số truyền ở số một cần phải chọn sao cho lực kéo tiếp tuyến phát ra ở các bánh xe chủ động của ô tô có thể khắc phục được lực cản tổng cộng lớn nhất của mặt đường. Từ phương trình cân bằng lực kéo khi ô tô chuyển động ổn định, ta có:

$$F_{k\text{max}} \geq \psi_{\text{max}} \cdot G + Wv^2$$

Khi ô tô chuyển động ở số một, tốc độ của chúng rất chậm, do đó bỏ qua lực cản của không khí. Như vậy:

$$F_{k\text{max}} \geq \psi_{\text{max}} \cdot G$$

$$\frac{M_{\text{emax}} \cdot i_{h1} \cdot i_o \cdot i_{pt} \cdot \eta}{r_b} \geq \psi_{\text{max}} \cdot G$$

Nghĩa là:

$$i_{hl} \geq \frac{G \cdot \psi_{\max} \cdot r_b}{M_{\max} \cdot i_o \cdot i_{pt} \cdot \eta}$$

$M_{\max}$ – Mômen xoắn cực đại của động cơ.

$\psi_{\max}$ – Hệ số cản chuyển động lớn nhất của đường.

η – Hiệu suất của hệ thống truyền lực.

r_b – Bán kính tính toán của bánh xe.

i_o – Tỷ số truyền của truyền lực chính.

φ – Hệ số bám dọc.

i_{pt} – Tỷ số truyền của hộp số phụ ở số thấp.

Mặt khác lực kéo tiếp tuyến lớn nhất phát ra ở các bánh xe chủ động $F_{k\max}$ bị hạn chế bởi điều kiện bám, cho nên:

$$F_{k\max} \leq m_i G_b \varphi$$

Hay:

$$\frac{M_{\max} \cdot i_{hl} \cdot i_o \cdot i_{pt} \eta}{r_b} \leq m_i G_b \varphi$$

Với m_i là hệ số thay đổi tải trọng lên các bánh xe chủ động. Theo điều kiện bám, tỷ số truyền ở số một được chọn là:

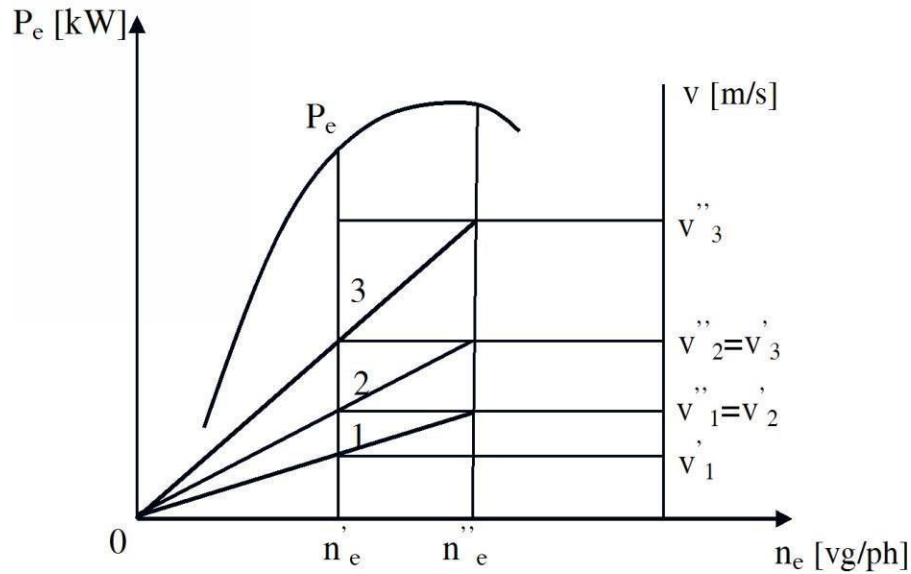
$$i_{hl} \leq \frac{m_i G_b \varphi r_b}{M_{\max} \cdot i_o \cdot i_{pt} \eta}$$

Như vậy, ta chọn tỷ số truyền ở số một của hộp số thỏa mãn các điều kiện trên, nếu như điều kiện cuối không thỏa mãn thì phải tính lại trọng lượng phân bố lên cầu chủ động, nghĩa là phải thiết kế lại bố trí chung của oto.

Sau khi đã chọn được tỷ số truyền ở số một của hộp số, sẽ tiếp tục chọn các tỷ số truyền trung gian của hộp số.

+ Xác định tỉ số truyền của các số trung gian trong hộp số

-Phân phối tỉ số truyền theo cấp số nhân



Hình 1.2.9 Đồ thị sang số của ô tô có hộp số 3 cấp bố trí theo cấp số nhân.

Dựa trên cơ sở sử dụng công suất trung bình của động cơ khi làm việc ở chế độ toàntải là không thay đổi trong quá trình gia tốc ô tô.

Ở tất cả các số truyền, khoảng biến thiên số vòng quay động cơ từ $n_e' \rightarrow n_e''$ là không đổi.

Giả thiết: Khi chuyển số, ô tô không bị ngắt dòng công suất, do đó không bị mất mát vận tốc và xem thời gian chuyển số bằng không hay vận tốc cuối cùng của số thấp bằng vận tốc đầu tiên của số cao tiếp theo, tức là:

$$v''_1 = v'_2 ; v''_2 = v'_3 \dots v''_{n-1} = v'_n$$

Vận tốc cuối cùng của xe ở các số truyền khác nhau được tính:

$$\text{Số thứ } (n-1) \quad v''_{n-1} = \frac{2\pi r_b n_e''}{60 i_0 i_{h(n-1)} i_{pc}}$$

Tốc độ đầu tiên khi gia tốc ở các số truyền khác nhau được tính:

$$\text{Số thứ } n \quad v'_n = \frac{2\pi r_b n_e'}{60 i_0 i_{hn} i_{pc}}$$

Kết hợp các biểu thức trên ta có:

$$\frac{n_e''}{i_{h1}} = \frac{n_e'}{i_{h2}} ; \frac{n_e''}{i_{h2}} = \frac{n_e'}{i_{h3}} \dots \frac{n_e''}{i_{h(n-1)}} = \frac{n_e'}{i_{hn}}$$

Vậy ta có:

$$\frac{i_{h1}}{i_{h2}} = \frac{i_{h2}}{i_{h3}} = \dots = \frac{i_{h(n-1)}}{i_{hn}} = \frac{n_e''}{n_e'} = q$$

v', v'' – Vận tốc ô tô tương ứng với số vòng quay $n'e, n''e$.

n – Số lượng số truyền của hộp số.

q – Công bội cấp số nhân.

Từ biểu thức trên, ta thấy các tỷ số truyền của hộp số được sắp xếp theo cấp số nhân với công bội là q :

$$i_{h2} = \frac{i_{h1}}{q}; i_{h3} = \frac{i_{h2}}{q}; \dots; i_{hn} = \frac{i_{h(n-1)}}{q}$$

Hay:

$$i_{h3} = \frac{i_{h1}}{q^2}; \dots; i_{hn} = \frac{i_{h1}}{q^{(n-1)}}$$

$$\rightarrow q = \sqrt[n-1]{\frac{i_{h1}}{i_{hn}}}$$

Để xác định công bội q ta cần biết tỉ số truyền i_{h1} , số lượng số truyền n và tỉ số truyền của số cuối cùng i_{hn} . Thông thường, người ta chọn $i_{hn} = 1$ (số truyền thẳng). Do đó q được tính như sau:

$$q = \sqrt[n-1]{i_{h1}}$$

Vậy tỉ số truyền của các tay số trung gian:

$$i_{h2} = \sqrt[n-1]{i_{h1}^{n-2}}$$

$$i_{h3} = \sqrt[n-1]{i_{h1}^{n-3}}$$

.....

$$i_{hk} = \sqrt[n-1]{i_{h1}^{n-k}}$$

Trong đó k là số thứ tự của số truyền.

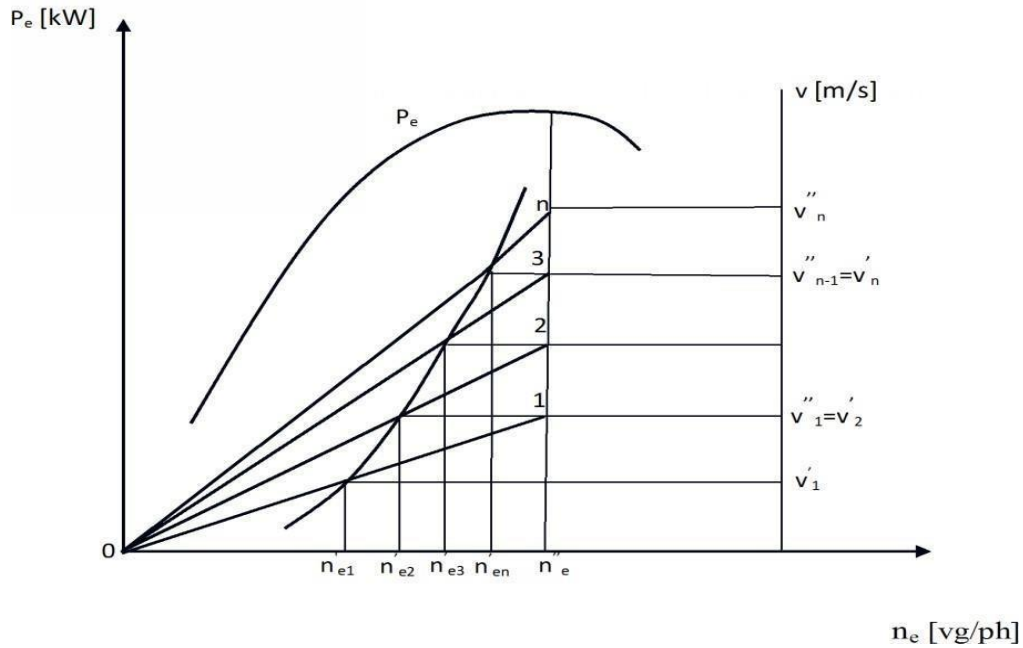
Với hộp số có số truyền tăng thì $i_{h.n} < 1$ và số truyền ngay trước nó $i_{h(n-1)} = 1$. Lúc đó, các công thức tổng quát để xác định các tỷ số truyền còn lại sẽ là:

-Phân phối tỉ số truyền theo cấp số điều hòa

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:

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



Hình 1.2.10 Đồ thị sang số của ô tô khi tỉ số truyền bố trí theo cấp số điều hòa
Tương ứng với vận tốc ở các số truyền khác nhau tại số vòng quay n''_e của động

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

.....

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

cơ, ta có:

$$\text{Như vậy ta có: } v_2 - v_1 = v_3 - v_2 = \dots = v_n - v_{n-1} \Rightarrow$$

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

a – Hằng số điều hoà. n – Số lượng số truyền của hộp số.

Từ công thức trên, 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 .

$$\frac{1}{i_{h2}} - \frac{1}{i_{h1}} = a \rightarrow i_{h2} = \frac{i_{h1}}{1 + a.i_{h1}}$$

$$\frac{1}{i_{h3}} - \frac{1}{i_{h2}} = a \rightarrow i_{h3} = \frac{i_{h1}}{1 + 2a.i_{h1}}$$

$$\dots\dots = \dots\dots$$

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

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:

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

$$i_{h2} = \frac{(n-1).i_{h1}}{(n-2) + i_{h1}}$$

$$i_{h3} = \frac{(n-1).i_{h1}}{(n-3) + 2i_{h1}}$$

$$\dots\dots = \dots\dots$$

$$i_{h(n-1)} = \frac{(n-1).i_{h1}}{1 + (n-2)i_{h1}}$$

Hằng số điều hòa 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 hòa a , ta xác định tỷ số truyền của các số trung gian trong hộp số bằng các kết hợp các biểu thức, ta có:

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

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

Đồ thị chuyển số của ô tô khi tỷ số truyền của hộp số phân bố theo cấp số điều hòa được biểu thị trên. Khác với cấp số nhân, đối với cấp số điều hòa, 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.

+ Xác định tỉ 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:

$$i_l = (1,2 \div 1,3) i_{h1}$$

Lựa chọn tỉ số truyền của truyền lực chính

+ Xác định tỉ số truyền lực chính được tính theo công thức:

$$i_o = \frac{\pi \cdot r_b \cdot n_{\max}}{30 i_{hn} i_{pc} v_{\max}}$$

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

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

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

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

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

Chương 3: KHẢO SÁT HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC XE ĐẦU KÉO DAEWOO NOVUS E5

3.1. Giới thiệu chung xe tải DAEWOO NOVUS E5

Đầu kéo Daewoo Novus Euro 5 là sản phẩm chiến lược của nhà máy Đô Thành khi nhập khẩu và phân phối độc quyền loại xe này tại thị trường Việt Nam từ nhà sản xuất Daewoo Hàn Quốc.



Hình 3.1.1 Phía trước xe NOVUS E5

Động cơ được trang bị trên xe thương hiệu Doosan nổi tiếng toàn thế giới được trang bị trên hàng triệu sản phẩm, độ bền cao, khả năng vận hành mạnh mẽ lên đến **350PS** cao hơn so với các xe trong cùng phân khúc.

Bên cạnh đó dung tích xi lanh chỉ ở mức 7640 cm³ nhỏ hơn các xe cùng loại giúp giảm tiêu hao nhiên liệu hiệu quả trong khi vẫn hoạt động mạnh mẽ.

Tiêu chuẩn Euro 5 với bộ xử lý khí thải xúc tác U-rê được trang bị trên xe đầu kéo Daewoo cho khả năng loại bỏ hoàn toàn chất thải độc hại tra không khí, đảm bảo an toàn về môi trường theo quy định.

Tại Hàn Quốc, dòng xe đầu kéo Daewoo rất được ưu chuộng và thịnh hành bên cạnh các sản phẩm của Hyundai, sản phẩm được xuất khẩu toàn cầu sang các nước châu Mỹ và châu Âu. Còn tại Việt Nam, dòng sản phẩm cũng có sức hút nhất định, được các công ty vận tải chuyên nghiệp tin dùng bởi chất lượng đảm bảo và giá thành cạnh tranh. Sau đây là một số ưu điểm của dòng xe đầu kéo [Daewoo](#) 2022

Được nhập khẩu trực tiếp nguyên chiếc từ Hàn Quốc bởi Đô Thành Auto, nhãn hiệu quen thuộc chuyên nhập khẩu, lắp ráp và phân phối xe tải, xe đầu kéo hàng đầu Việt Nam. Xe có sức kéo mạnh mẽ lớn (gần 60 tấn) và thiết kế phù hợp với điều kiện đường xá tại Việt Nam.

Dung tích động cơ 7640 cc khá nhỏ nhưng lại sản sinh ra công suất cực đại đến 350PS/2100 rpm so với các dòng đầu kéo cùng phân khúc khác khoảng 1000cc nhưng sức mạnh lại ngang nhau. Điều này giúp xe vận hành mạnh mẽ trong khi tiết kiệm nhiên liệu hiệu quả.

Ngoại thất Daewoo đầu kéo Euro 5



Hình 3.1.2 Tổng quan ngoại thất xe

Ngoại thất bên ngoài xe Đầu Kéo Daewoo vẫn giữ lối thiết kế cũ- cứng cáp, hầm hố với những đường nét cabin mạnh mẽ, mau sắc tinh tế tạo nên tổng thể hài hòa cho xe. Kính chiếu hậu bản to thiết kế 2 tầng giúp tài xế quan sát rất rõ ràng, đặc biệt xe còn trang bị thêm 1 kính cầu lồi phía trước mũi và 1 kính hông bên phụ giúp giảm tối đa điểm mù khi xe vận hành.

Lưới tản nhiệt thiết kế dạng tổ ong nổi bật với logo Daewoo Hàn Quốc được mạ crom sáng bóng phía trên giúp xe thêm phần sang trọng. Cản trước to, cứng cáp nổi bật phía trước với cụm đèn lắp đặt bên trên.



Hình 3.1.3 Đèn halogen lắp trên xe

Ngoài ra xe còn tích hợp đèn pha halogen chuyên đi ban đêm, phía dưới có cặp đèn sương mù, giúp tài xế đi thời tiết xấu. Đây chính là những tính năng nổi bật giúp dòng Đầu kéo Daewoo kiểu Novus này rất thịnh hành.



Hình 3.1.4 Đèn chiếu sáng và hệ thống kết nối với Rò Mooc



Hình 3.1.5 Phía sau của xe đầu kéo Daewoo Novus

Khung gầm (chassi) chắc chắn trải qua hàng loạt quá trình được rửa qua bể dung dịch chống ăn mòn, hấp ở nhiệt độ cao, sơn tĩnh điện nhiều lớp bằng hệ thống robot máy tính

giúp xe chịu tải tốt chống biến dạng khi thời tiết thay đổi nhất là những nơi có điều kiện thời tiết khắc nghiệt như Việt Nam.



Hình 3.1.6 Mâm kéo của xe

Mâm kéo được làm từ hợp kim mangan nguyên chất, độ nghiêng bàn quay vừa phải tối thiểu 60 uôn lượn theo cung đường di chuyển có thể di chuyển êm dịu khi xe kéo leo đồi hay đổ dốc, vòng xoay của mâm và semi romooc cũng lớn hơn nhằm. góc nghiêng 2 bên của mâm được bố trí 1 lớp cao su cực dày lớp cao su chịu nén có độ nghiêng tối đa là 30.



Hình 3.1.7 Thùng nhiên liệu trên xe

Thùng nhiên liệu xe đầu kéo Daewoo có sức chứa 400 lít làm từ hợp kim nhôm và plastic được mài sáng bóng bên trong có thêm nhiều tấm ngăn giúp nhiên liệu không bị xáo trộn đột ngột khi xe di chuyển qua đường xa gồ ghề. Mâm xe được đúc từ hợp kim sắt và cacbon chịu lực cao ngay cả khi bánh xe di chuyển vào vị trí, đường xa gồ ghề ổ gà vẫn rất chắc chắn không móp méo biến dạng.



Hình 3.1.8 Mâm xe từ hợp kim sắt và cacbon

Lốp xe bố thép 7 lớp phân gai lốp có cấu tạo hình dạng giun giúp xe tăng hệ bám đường thoát nước tốt hơn khi xe di chuyển khi trời mưa, dạng lốp có cấu tạo hình giun định hướng xe tốt hơn tăng cường khả năng phanh và đánh lái. Tiêu tán nhiệt nhanh độ bám đường tốt cũng giúp xe giảm chi phí nhiên liệu rất đáng kể cho khách hàng.



Hình 3.1.9 Bình chứa khí nén cho phanh hơi

Nội thất xe đầu kéo Daewoo CL4TF



Hình 3.1.10 Volang trong xe

Bên trong khoang cabin xe đầu kéo Daewoo CL4TF rất thoáng và rộng rãi, được trang bị khối nội thất trong xe hiện đại, thiết kế rất sang trọng.



Hình 3.1.11 Bảng hiển thị đồng hồ

Đồng hồ hiển thị trung tâm xe thiết kế rõ nét, dễ quan sát, có đèn led hỗ trợ nhìn trong đêm. Vô lăng gập gù, điều chỉnh dễ dàng theo tư thế lái, giúp tài xế vận hành xe thoải mái hơn.



Hình 3.1.12 Ghế ngồi và giường nằm trên xe

Trên xe trang bị 2 ghế ngồi và 1 giường nằm phía sau rất rộng rãi, thuận tiện để nghỉ ngơi trong mọi hành trình.

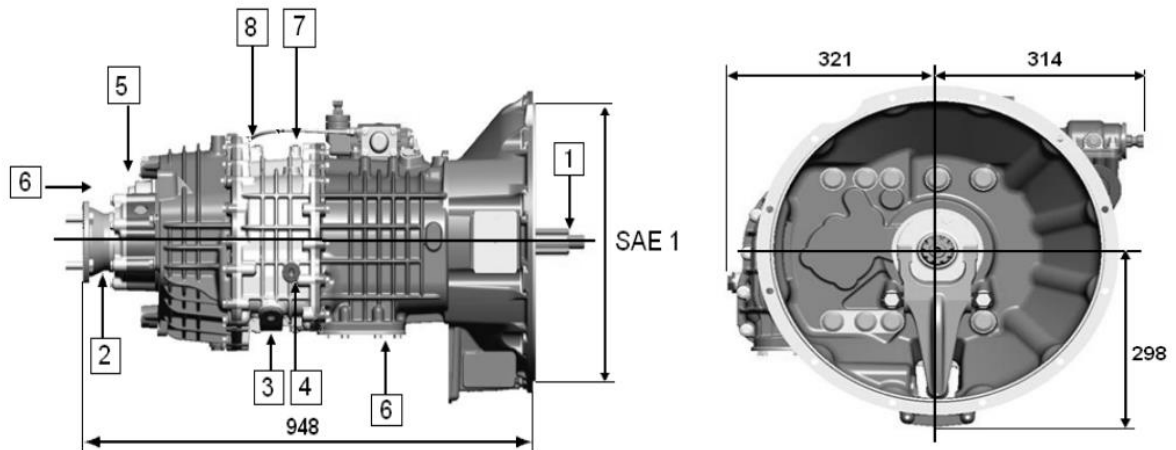


Hình 3.1.13 Hệ thống tiện nghi trên xe

Hệ thống điều hòa mạnh mẽ giúp người ngồi trong xe cảm thấy thoải mái nhất, hệ thống âm thanh giải trí trang bị đầy đủ trên xe.

3.2. Khảo sát hộp số- ly hợp xe tải DAEWOO NOVUS E5

3.2.1. Khảo sát hộp số FSO10903

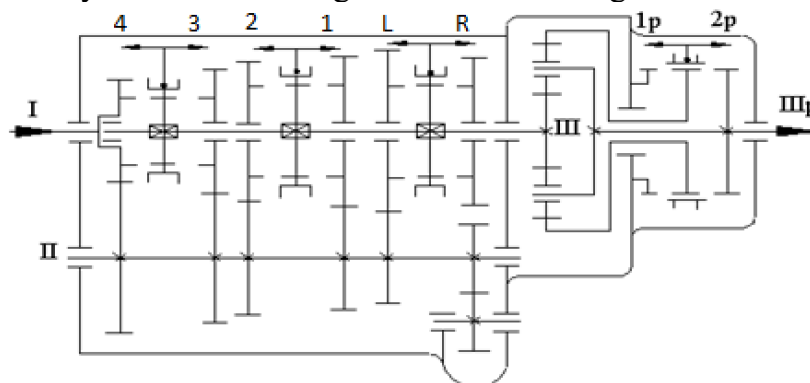


Hình 3.2.1 Hộp số FSO10309

- 1: Trục đầu vào ; 2: Mặt xích đầu ra
- 3: Nút xả dầu; 4: Lọc và que thăm dầu
- 5: Cảm biến đo tốc độ; 6: PTO opening
- 7: Công tắc đèn R; 8: Công tắc đèn N

a. Cấu tạo hộp số

Hộp số FSO10309 là kiểu hộp số 9 cấp với hộp số phụ kiểu hành tinh đặt phía sau hộp chính, có trục cố định với các bánh răng hành tinh. Có một số truyền thẳng và một số truyền giảm với tỷ số truyền khá lớn (khoảng số truyền lớn hơn của hộp số chính) nên gọi là hộp giảm tốc. Giới hạn truyền cho momen xoắn đầu vào là 1750 Nm, được trang bị lớp lót EFM được cấp bằng sáng chế của EATON trên bộ đồng tốc giúp mở rộng thời gian chuyển số cũng như tăng độ mượt mà khi chuyển đổi số. Vỏ hộp được làm bằng nhôm chia khối có trọng lượng thấp. Thay đổi phạm vi hoạt động bằng điện, có trợ lực khí nén, sang số thủy lực và được trang bị bộ làm mát bằng dầu.



Hình 3.2.2 Sơ đồ hộp số nhiều cấp với hộp số phụ kiểu hành tinh

1, 2, 3, 4, L, L,R Vị trí gài cấp số 1, số 2, số 3, số 4, số L, số lùi của hộp số;

I: Trục sơ cấp của hộp số chính;

II: Trục trung gian;

III: Trục thứ cấp của hộp số chính (chính là trục sơ cấp của hộp số phụ hành tinh ;

IIIp: Trục thứ cấp của hộp số phụ hành tinh được nối với cần C của cơ cấu hành tinh ;
*Ưu điểm:

Giảm khoảng cách trục và tải trọng tác dụng lên các chi tiết của hộp số chính.

*Nhược điểm:

+ Giảm tính thống nhất hoá của hộp số chính.

+ Hiệu suất giảm khi gài số truyền thấp.

Cấu trúc bộ truyền động trong hộp số nêu trên hình 3.3.2, gồm hộp số chính hộp cấp số (hộp số phụ) phía trước và hộp cấp số (hộp số phụ) phía sau.

Hộp cấp số có hai cấp số nhanh và cấp số chậm, bộ bánh răng giảm tốc của hộp số phụ thuộc loại bánh răng hành tinh- mặt trời. Trong hộp số chính có 5 cặp bánh răng tương ứng với các tay số từ L đến 4, các bánh răng trên trục thứ cấp III quay lồng không bằng các ổ bi kim, còn các bánh răng trên trục trung gian II được cố định. Các bánh răng trong hộp số là bánh răng trụ răng nghiêng. So với răng thẳng, răng nghiêng có tốc độ vòng cao hơn bánh răng răng thẳng, làm việc êm dịu hơn, hiệu suất cơ khí lớn hơn.

Bảng 3.1 Thông số kỹ thuật của hộp số:

Momen xoắn đầu vào (Nm)	1750 (Max)
Số cấp	9 cấp tiến, 1 cấp lùi
Tỉ số truyền động	14.30
Khoảng cách trục (mm)	148
Khả năng tương thích với vỏ ly hợp	SAE 1/ SAE 2
Cổng bộ trích công suất (PTO)	Phía sau và bên
Cảm biến tốc độ	Điện tử
Dung tích dầu có PTO (lít)	11.7
Tổng trọng lượng	Tùy theo yêu cầu
Số truyền tăng	Tùy chọn

b. Hộp giảm tốc kiểu hành tinh

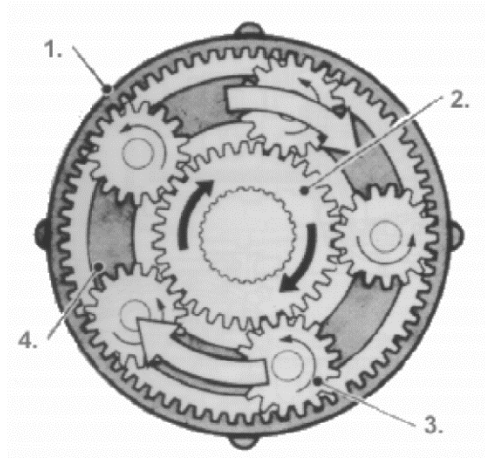
Hộp giảm tốc kiểu hành tinh gồm 3 phần chính: Vành răng, bánh răng mặt trời và bánh răng hành tinh.

Bánh răng bao: là bánh răng bao phía ngoài, có vành răng bên trong và được gắn chặt

vào ống trượt của bộ đồng tốc

Bánh răng mặt trời: được gắn và cố định bằng vít vào trục thứ cấp III của hộp số chính và đồng tâm của nó và độc lập với vành răng.

Bánh răng hành tinh: ăn khớp với cả bánh răng bao và bánh răng mặt trời. Trong trường hợp của hộp số khảo sát nó bao gồm 5 bánh răng hành tinh, chạy độc lập trên bánh răng mặt trời và được nối với nhau bằng đĩa dẫn. Đĩa dẫn là 1 bộ phận không thể thiếu của trục ra hộp số.



Hình 3.2.3 Bộ bánh răng hành tinh

1: Bánh răng bao; 2: Bánh răng mặt trời;

3: Bánh răng hành tinh; 4: Đĩa dẫn

Nguyên lý hoạt động:

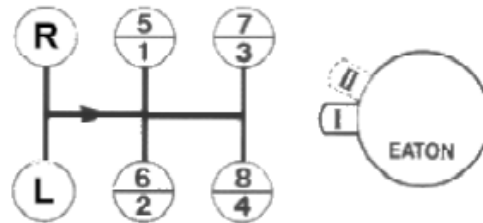
Nếu bánh răng bao được giữ cố định và bánh răng mặt trời quay thì bánh răng hành tinh được điều khiển quay quanh bánh răng bao với tốc độ được điều chỉnh bởi kích thước của bánh răng hành tinh và bánh răng mặt trời liên quan đến bánh răng bao. Các bánh răng hành tinh trên trục của chúng buộc giá dẫn cũng quay theo cùng chiều nhưng tốc độ góc chậm hơn bánh răng mặt trời. Trục ra liên kết với giá dẫn và quay cùng với nó.

Ứng dụng thực tế:

Trong hộp số FSO10309, chế độ LOW RANGE hay chế độ giảm tốc hoạt động bằng cách trượt đồng tốc vào ăn khớp với mặt phía sau của hộp số. Điều này làm khóa bánh răng bao do đó trục đầu ra quay theo cùng chiều nhưng chậm hơn trục thứ cấp của hộp số chính.

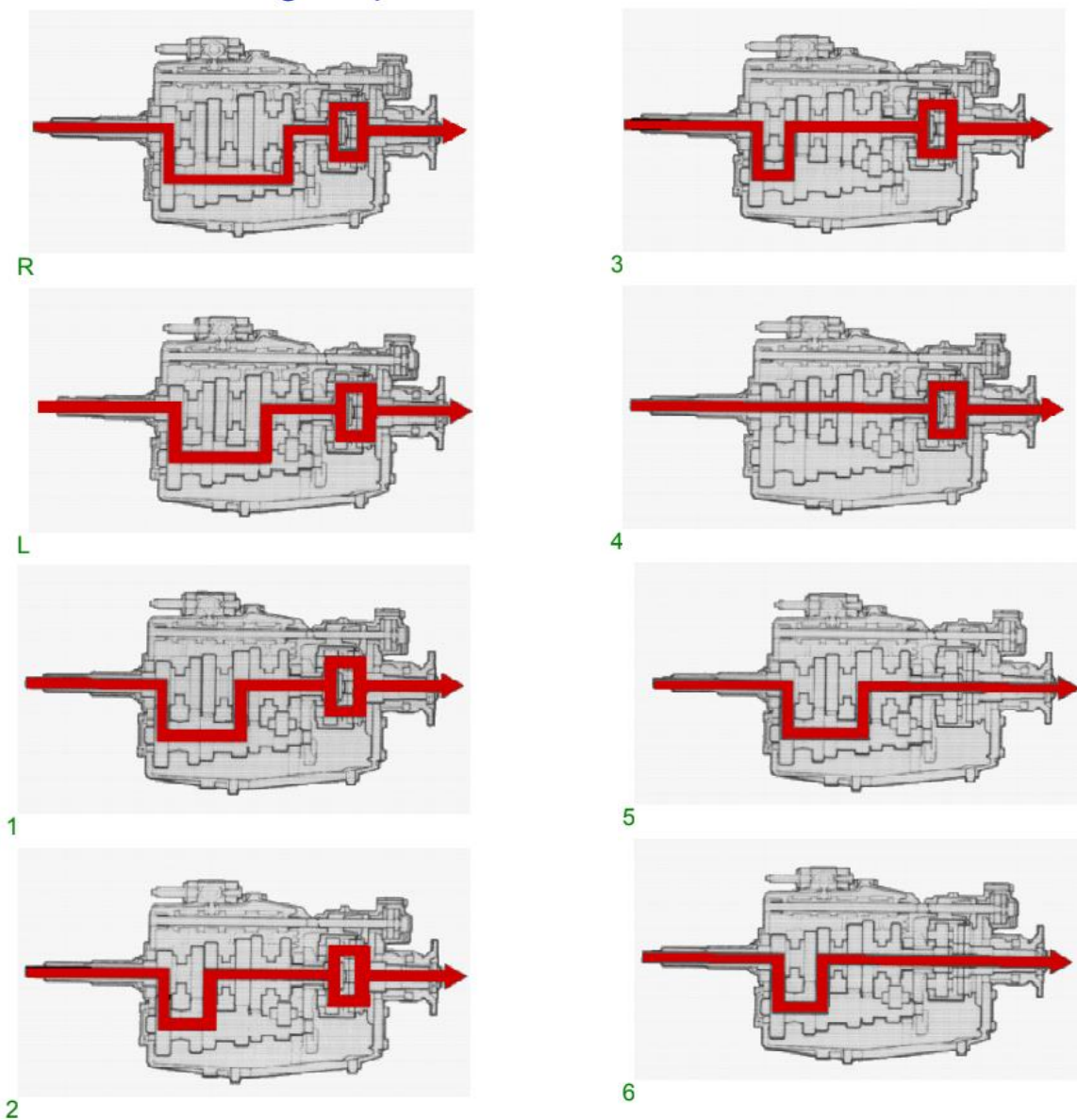
Ở chế độ HIGH RANGE hoặc chế độ truyền thẳng (trực tiếp) bộ đồng trượt và ăn khớp mặt bích có rãnh được nối với đĩa dẫn, điều này là bánh răng bao và bánh răng hành tinh được khóa với nhau, các bánh răng hành tinh không còn khả năng quay và do đó cụm bánh răng hành tinh quay như một thể thống nhất. Từ đó mà trục ra của hộp số quay cùng tốc độ với trục trung gian III.

Ở kiểu sang số Single H, một công tắc khí được vận hành bằng tay sẽ chuyển núm cần số lên chế độ HIGH hoặc LOW tùy theo yêu cầu. Một chốt khóa liên động giữa 2 cần chọn số và van điều khiển khí xả sẽ ngăn việc thay đổi phạm vi truyền, trừ khi các cần chọn số đang ở vị trí trung gian.

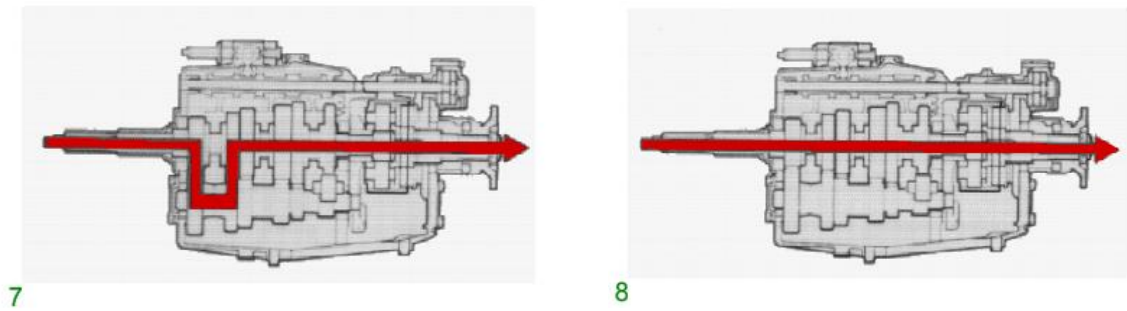


Hình 3.2.4 Kiểu chuyển đổi Single H

c. Đường truyền công suất trong hộp số (truyền động trực tiếp)



Hình 3.2.5 Sơ đồ đường truyền công suất

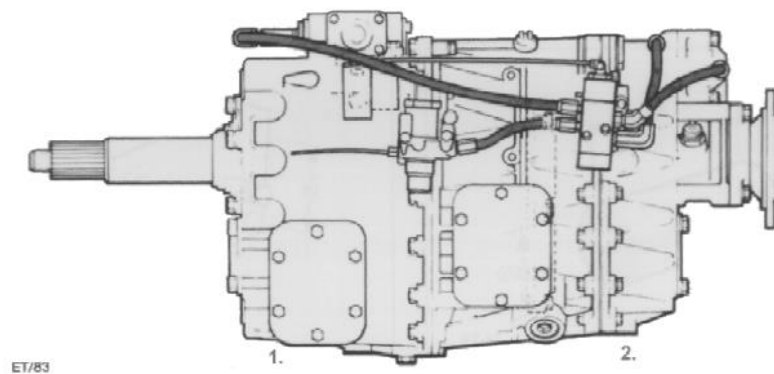


Bảng 3.2 Tỉ số truyền hộp số FSO10309

GEAR TYPE	L	1	2	3	4	5	6	7	8	R
FSO	14.39	10.4	7.11	5.05	3.71	2.71	1.92	1.36	1	14.41

d. Hệ thống hơi trên hộp số

Mô tả tổng quát



Hình 3.2.6 Tổng quát hệ thống hơi
1: Phần chính; 2: Phần thay đổi phạm vi truyền

Hộp số FSO10309 của Eaton bao gồm một hộp số chính bốn tốc độ, cơ cấu chính của số lùi và hộp số phụ thay đổi 2 phạm vi truyền. Thông qua cơ cấu bánh răng hành tinh giúp cung cấp 2 chế độ truyền động là LOW (thấp) hoặc HIGH (cao).

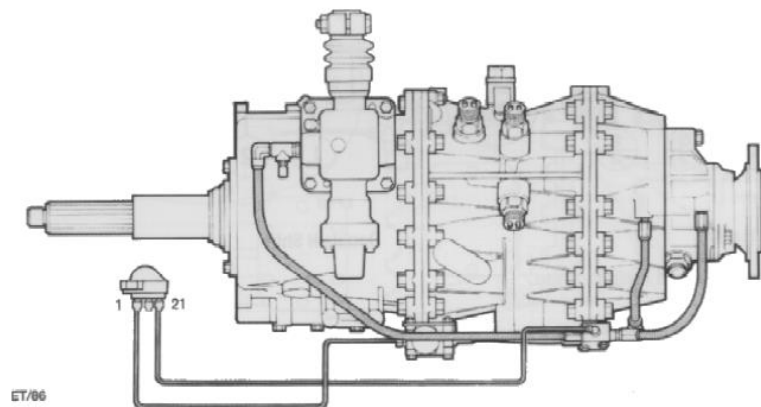
Tất cả các cấp số bánh răng trong hộp số chính đều sử dụng đồng bộ tốc, được chọn thủ công và luôn ăn khớp với nhau. Trong phần thay đổi phạm vi truyền (hộp số phụ) cũng có sự tham gia của bộ đồng tốc và được vận hành bằng hơi. Một xi lanh chuyển (Shift cylinder) được gắn trong vỏ sau của hộp số, có nhiệm vụ trượt ống trượt của bộ đồng tốc để hình thành liên kết với cơ cấu bánh răng hành tinh. Tùy và trường hợp là nhả hay liên kết với mặt xích nối đĩa dẫn hay với vòng ăn khớp trên vỏ hộp số mà tạo ra tỉ số truyền cao hoặc thấp 1 cách phù hợp.

Hơi được cấp vào các cổng LOW hoặc HIGH trên xi lanh chuyển thông qua 1 van phân phối (Slave valve). Việc này được kích hoạt 1 cách trực tiếp bằng van chuyển đổi cơ gắn

trên cần chuyển số (Trường hợp đối với kiểu Single H).

Trong trường hợp này, việc chuyển phạm vi truyền LOW hoặc HIGH cần phải thực hiện trước khi đẩy cần số vì việc thay đổi chỉ diễn ra khi trục cần số ở vị trí trung gian. Ngoài ra có 1 van điều khiển khí thải hoạt động cùng với khóa liên động để ngăn chặn sự thay đổi phạm vi truyền 1 cách đột ngột sau khi đã vào số.

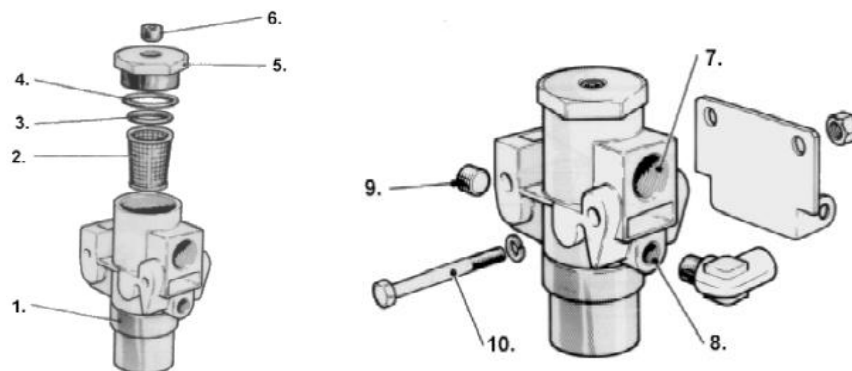
Các chi tiết trong mạch hơi và sơ đồ mạch chuyển đổi phạm vi truyền:



Hình 3.2.7 Các đường hơi kết nối trong hộp số kiểu Single H

Các chi tiết trong mạch hơi:

Van điều áp có bộ lọc



Hình 3.2.8 Van điều áp có bộ lọc

1: Phần chính của van; 2: Bộ lọc;

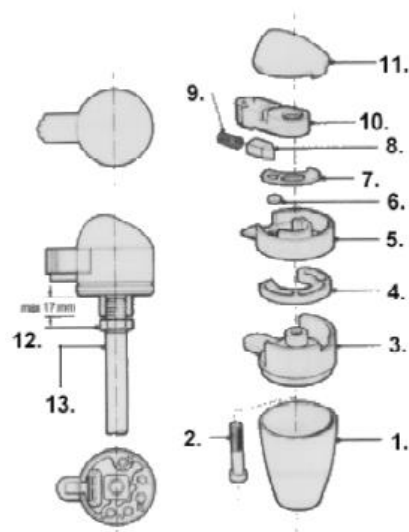
3: Vòng phốt; 4: O- Ring;

5: Nắp; 6: Chốt;

7: Cổng cấp khí; 8: Cổng ra;

9: Nút chặn đầu ra; 10: Bulong có đệm

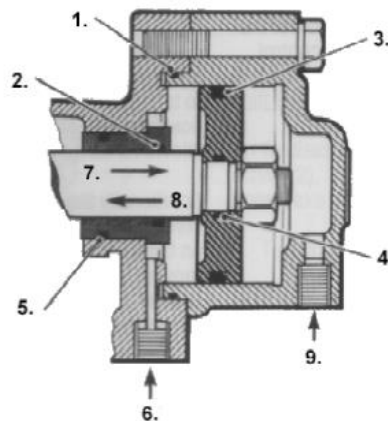
Van chuyển đổi:



Hình 3.2.9 Van chuyển đổi

1: Nắp đáy; 2: Vít; 3: Đế;
4: Phốt; 5: Vỏ; 6: Miếng đệm;
7: Lò xo chống rung; 8: Chốt; 9: Lò xo nén;
10: Cần; 11: Nắp; 12: Đai khóa; 13: Cần số;

Xi lanh chuyển phạm vi truyền:



Hình 3.2.10 Xi lanh chuyển phạm vi truyền

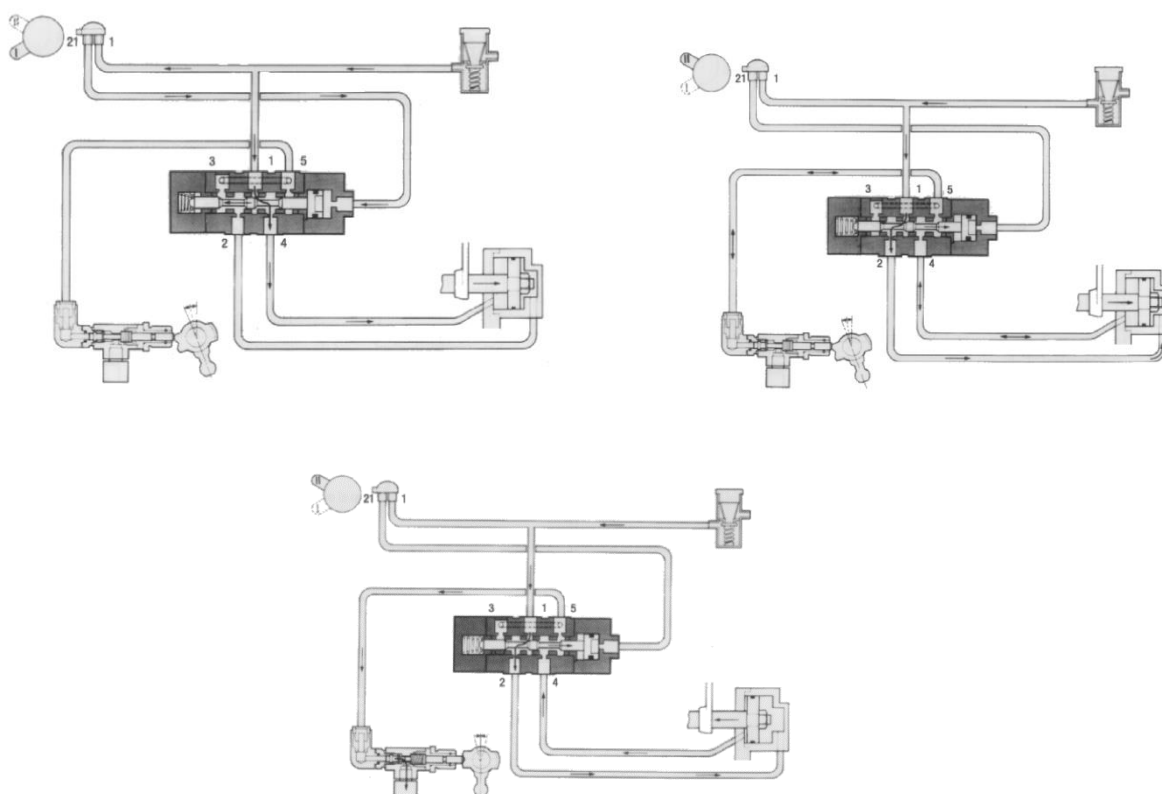
1: O-ring; 2: O-ring; 3: O-ring;
4: O-ring; 5: O-ring; 6: Cổng vào LOW;
7: Chiều đẩy LOW; 8: Chiều đẩy HIGH; 9: Cổng HIGH

Van phân phối và van điều khiển khí xả



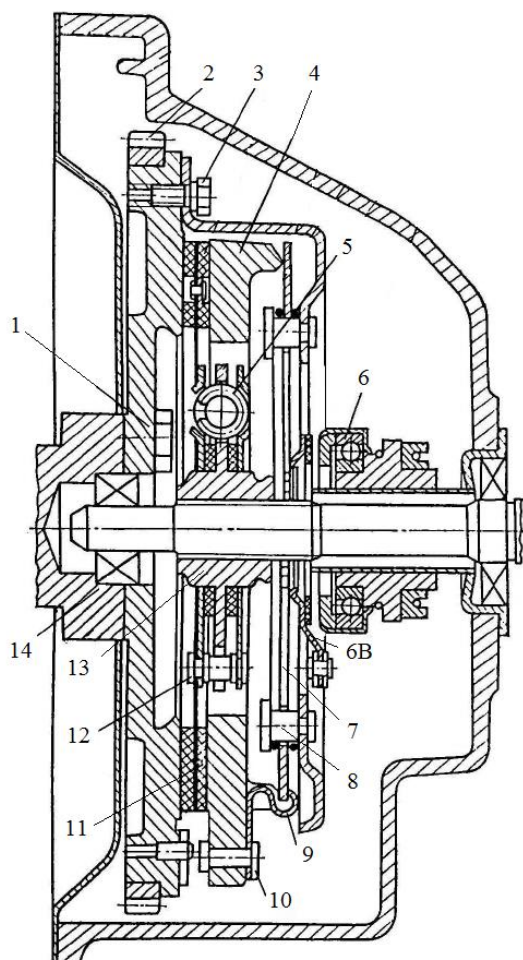
Hình 3.2.11 Van phân phối và van điều khiển khí xả kiểu Single H

Sơ đồ mạch hơi thay đổi phạm vi truyền:



Hình 3.2.11 Sơ đồ mạch hơi

3.2.2. Khảo sát ly hợp



- 1: Bánh đà động cơ;
- 2: Vành răng khởi động;
- 3: Bu-lông gắn mâm ép;
- 4: Đĩa ép ly hợp;
- 5: Lò xo giảm chấn;
- 6: Ổ bi tỳ mở ly hợp;
- 6: Lò xo hồi vị đòn mở;
- 7: Lò xo đĩa (kiềm đòn mở);
- 8: Đinh tán gắn lò xo đĩa lên mâm ép;
- 9: Gối tựa tự lựa đòn mở;
- 10: Đinh tán gắn gối tựa (9);
- 11: Đĩa ma sát bị động;
- 12: Đinh tán liên kết “mềm đĩa bị động (11) với may-ơ;
- 13: May-ơ đĩa bị động (11) ;
- 14: Trục động cơ;

Hình 3.2.12 Kết cấu ly hợp ma sát cơ khí với lò xo ép kiểu đĩa côn

a. Cấu tạo ly hợp

Gồm 4 phần chính:

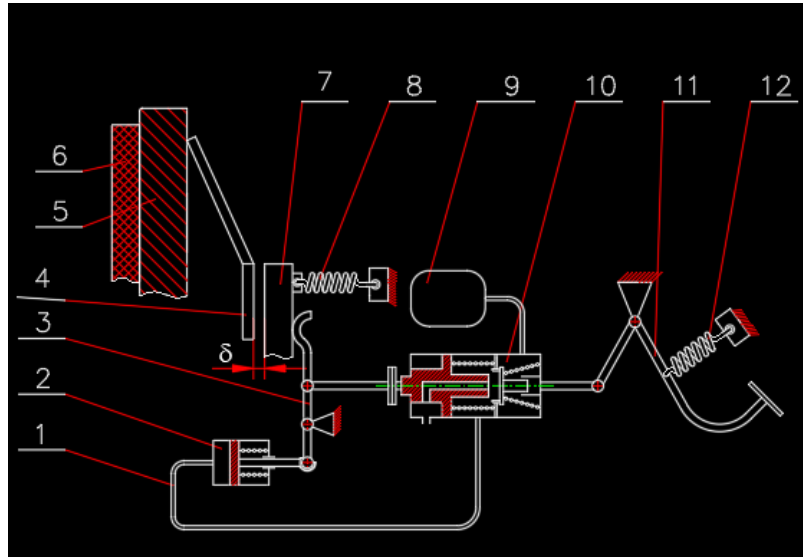
- + **Phần chủ động** (truyền mô-men xoắn từ động cơ) : Có bánh đà, đĩa ép (đĩa ép trung gian nếu có);
- + **Phần bị động** (nhận mô-men xoắn để truyền xuống hộp số): Có đĩa ma sát bị động, trục ly hợp;
- + **Cơ cấu ép** (tạo lực ép cho nguyên lý truyền động ma sát tiếp xúc) Lò xo, đế tỳ lò xo (thường gọi là mâm ép)
- + **Hệ đòn mở ly hợp**: gồm đòn mở và hai điểm tựa cho đòn mở.;

b. Nguyên lý hoạt động

Khi tác dụng một lực F vào bàn đạp ly hợp, thông qua cơ cấu điều khiển, ổ bi tỳ ép vào lò xo côn kéo đĩa ép đi ra, làm tách đĩa ma sát ra khỏi bánh đà, cắt được mô men truyền từ động cơ đến hộp số. Khi thôi tác dụng vào bàn đạp, cơ cấu điều khiển thôi tác động vào ổ bi tỳ, lò xo côn được trả về, đồng thời đĩa ép ép các tấm ma sát vào bánh đà, lúc này ly hợp đóng.

Ưu điểm: kết cấu đơn giản gọn, lực ép phân bố đều lên bề mặt ma sát do chỉ sử dụng 1 lò xo bố trí ở giữa. đặc tính của lò xo là phi tuyến nên lực để mở ly hợp rất nhẹ.
 Nhược điểm: Không điều chỉnh khe hở giữa đòn mở và bạc mở khi tấm ma sát bị mòn, khó chế tạo được lò xo có đặc tính theo yêu cầu, với lực ép lớn mà kích thước nhỏ.

c. Dẫn động cơ khí trợ lực khí nén

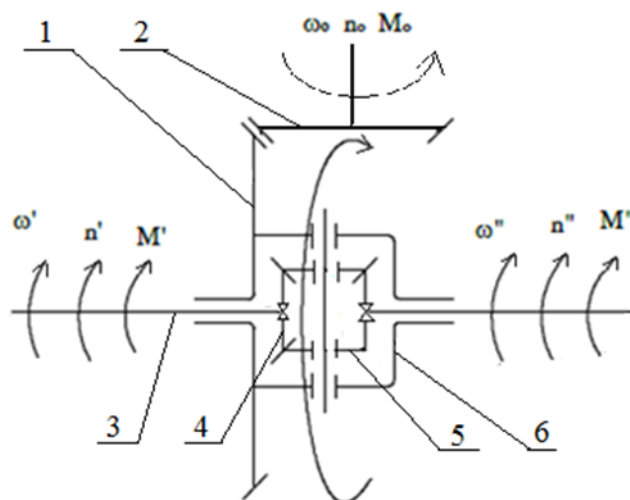


Hình 3.2.13 Sơ đồ dẫn động cơ khí trợ lực khí nén

1. Ống dẫn; 2 Xylanh công tác
3. Càng mở; 4. Lò xo đĩa;
5. Đĩa ép; 6. Đĩa ma sát;
7. Bi tỳ; 8. Lò xo hồi vị
9. Bình khí nén; 10. Xylanh phân phối;
11. Bàn đạp; 12. Lò xo hồi vị bàn đạp

Nguyên lý trợ lực: Dưới tác dụng của lực bàn đạp để mở ly hợp, cần đẩy với van sẽ dịch chuyển tương đối với thanh đẩy làm mở van cấp khí nén. Khí nén từ bình chứa qua van theo đường ống đến xylanh trợ lực khí nén. Lực do áp suất khí nén tạo trong xylanh sẽ đẩy cần piston cùng lực đẩy trên cần đẩy tiến hành mở ly hợp. Khi thôi tác dụng lên bàn đạp, dưới tác dụng của các lò xo hồi vị các chi tiết trở về vị trí ban đầu, còn khí nén từ xylanh trợ lực trở về van rồi qua các đường thông ra ngoài khí quyển.

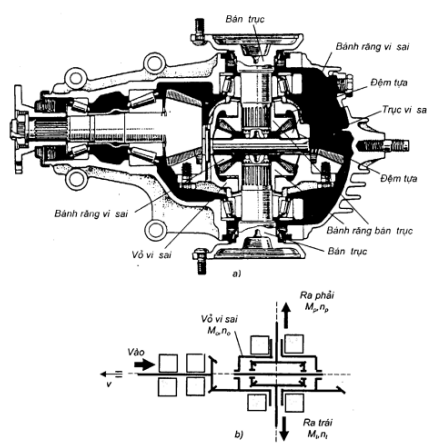
3.3. Khảo sát cầu chủ động xe tải DAEWOO NOVUS E5



Hình 3.3.1 Sơ đồ vi sai đối xứng đặt giữa cầu chủ động.

- 1 – bánh răng bị động của truyền lực chính.
- 2 – bánh răng chủ động của truyền lực chính.
- 3 – bán trục.
- 4 – bánh răng bán trục.
- 5 – bánh răng hành tinh.
- 6 – vỏ vi sai.

a. Truyền lực chính và vi sai

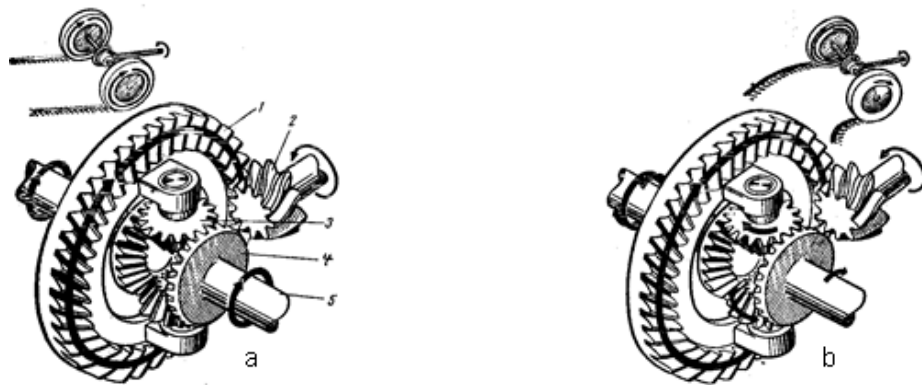


Hình 3.3.2 Cấu tạo truyền lực chính

Truyền lực chính bao gồm bánh răng chủ động (còn gọi là bánh răng quả dứa) và bánh răng bị động (còn gọi là bánh răng vành chậu). Bánh răng chủ động của truyền lực chính được chế tạo liền trục và nối trên vỏ bằng các ổ đỡ. Bánh răng bị động thường được ghép với bộ si và cũng được gối trên vỏ bằng hai ổ đỡ. Vỏ bộ si sai (được ghép với bánh răng bị động bằng các bulong) có các lỗ để đặt trục của các bánh răng hành tinh. Trục của bánh răng hành tinh có thể là dạng đơn, dạng ba trục hoặc dạng chữ thập tùy theo số lượng bánh răng hành tinh của bộ vi sai là 2, 3 hoặc 4. Hai bánh răng mặt trời (bánh răng bán trục) được lắp đặt có thể quay tương đối trong vỏ vi sai. Hai bánh răng mặt trời ăn khớp thường xuyên với các bánh răng hành tinh. Ở giữa của 2 bánh răng mặt

trời là lỗ có then hoa để ăn khớp với then hoa của 2 bán trục. Trục chủ động chế tạo liền với bánh răng côn xoắn chủ động và được gổì trên vỏ bằng 2 ổ bi côn. Khoảng cách và cách bố trí 2 ổ bi côn có ảnh hưởng đến độ cứng vững của trục chủ động, Thông thường hai ổ bi côn được bố trí theo chiều như trên hình vẽ sao cho khoảng cách giữa 2 tâm chịu lực thực tế là lớn. Bánh răng bị động được ghép với vỏ bộ vi sai bằng các bulong. Trong vỏ bộ vi sai có lắp đặt các trục và bánh răng hành tinh, 2 bánh răng mặt trời, các đệm tựa cho các bánh răng mặt trời.

Nguyên lí làm việc:



Hình 3.3.3 Mô phỏng nguyên lí làm việc truyền lực chính

- Khi xe chuyển động thẳng

Momen từ trục cacadang truyền tới trục chủ sang bánh răng bị động của truyền lực chính đến vỏ bộ si sai. Khi xe chuyển động thẳng trên đường bằng phẳng, sức cản ở 2 bánh xe chủ động là như nhau bán kính của hai bánh xe chủ động là như nhau. Khi này các bánh răng hành tinh không quay quanh trục của nó mà chỉ đóng vai trò như 1 vấu truyền để truyền momen từ vỏ vi sai đến 2 bánh răng mặt trời ở 2 phía với cùng momen cùng số vòng quay như nhau đến 2 bánh xe chủ động. .

- Khi xe quay vòng

Giả sử xe đang chuyển động quay vòng về phía bên phải, lúc này tốc độ góc của hai bánh xe là khác nhau. Bánh xe bên trái nằm xa tâm quay vòng nên có tốc độ góc lớn hơn bánh xe bên phải nằm gần tâm quay vòng. Thông qua bán trục làm hai bánh răng mặt trời ở phía bên trái và phải cũng có tốc độ góc khác nhau. Trong trường hợp cụ thể này bánh răng mặt trời bên trái quay nhanh hơn bánh răng mặt trời bên phải. Lúc này bánh răng hành tinh vừa quay theo vỏ bộ vi sai vừa quanh trục của nó bảo đảm cho hai bánh răng mặt trời quay với ttosc độ góc khác nhau phù hợp với tốc độ quay khác nhau của các bánh xe chủ động

Xe chọn truyền lực chính là loại đơn dạng bánh răng côn xoắn. Loại này có kết cấu đơn giản, thường sử dụng cho các loại ô tô tải có cầu sau chủ động.

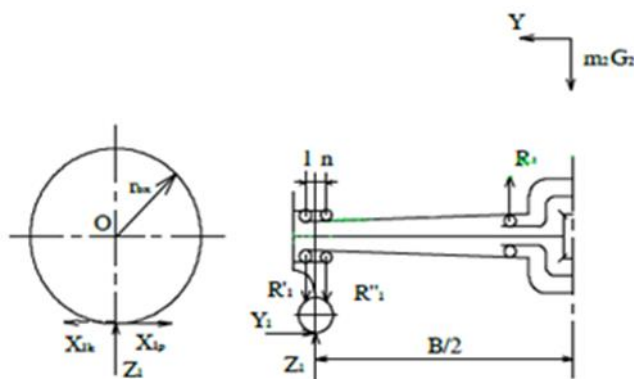
b. Bán trục

Bán trục là loại bán trục giảm tải hoàn toàn, là loại bán trục chỉ chịu moment xoắn và không phải chịu các lực khác tác dụng lên nó.

Lý do: đây là xe tải có tải trọng khá lớn nên chọn kiểu kết cấu này để bán trục chỉ

có nhiệm vụ truyền moment xoắn tới các bánh xe, giúp giảm tải lực tác dụng lên bán trục, nhằm tăng độ bền cho bán trục.

Hình 3.3.4 Sơ đồ bán trục giảm tải hoàn toàn.



3.4. Khả năng làm việc theo điều kiện kéo, bám của xe NOVUS E5

Bảng 3.3 Thông số kỹ thuật của xe

Khối lượng bản thân (kg)	8.940
Tổng khối lượng kết hợp (kg)	55.000
Tổng thể DxRxC (m)	7.010 + 2.495 + 3.020
Chiều dài cơ sở L (m)	3.300
Tốc độ tối đa $v_{\max}$ (km/h)	95
Công suất cực đại $N_{\max}$ (kW)	320
Lốp bánh xe	12R22.5 PR16
Hiệu suất truyền lực η_t	0.85
Tốc độ quay max/min của động cơ (v/p)	2420/600
Số Romoc kéo	1

3.4.1. Xây dựng đường đặc tính kéo của xe

Đường đặc tính kéo lý thuyết của ô tô là đồ thị biểu diễn mối quan hệ giữa lực kéo tiếp tuyến ở các tay số khác nhau tương ứng với tốc độ chuyển động của xe, nghĩa là:

$$P_k = f(v)$$

Để xây dựng được đường đặc tính kéo lý thuyết của ô tô, tiến hành xác định lực kéo tiếp tuyến tại bánh xe chủ động và vận tốc chuyển động của xe ô tô tương ứng với các tay số khác nhau.

a. Xác định lực kéo tiếp tuyến ở các tay số khác nhau

Lực kéo tiếp tuyến tại các bánh xe chủ động ở các tay số khác nhau được xác định theo công thức:

Trong đó:

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_t \cdot \eta_t}{\lambda \cdot r_{bx}}$$

M_e - Mô men quay trên trục động cơ (Nm);

i_t - Tỷ số truyền chung của hệ thống truyền lực

η_t - Hiệu suất chung của hệ thống truyền lực

r_{bx} - Bán kính lăn của bánh xe (m); Tra thông số lốp 12R22,5 PR16 $\Rightarrow r_{bx}=1.08m$

λ - Hệ số kể đến sự biến dạng của lốp. Chọn $\lambda=0.93$

Bằng cách thay đổi giá trị i_h tương ứng với các tỷ truyền ở các tay số khác nhau vào công thức trên sẽ thu được giá trị của lực kéo tiếp tuyến tương ứng

b. Vận tốc chuyển động của oto ở các số truyền khác nhau

Mặt khác ta lại có mối quan hệ giữa tốc độ ở trục cơ của động cơ (n_e) với vận tốc di chuyển chuyển động của xe (v) theo công thức:

$$\frac{2\pi \cdot n_e \cdot r_{bx}}{60 \cdot i_h \cdot i_0 \cdot i_p}$$

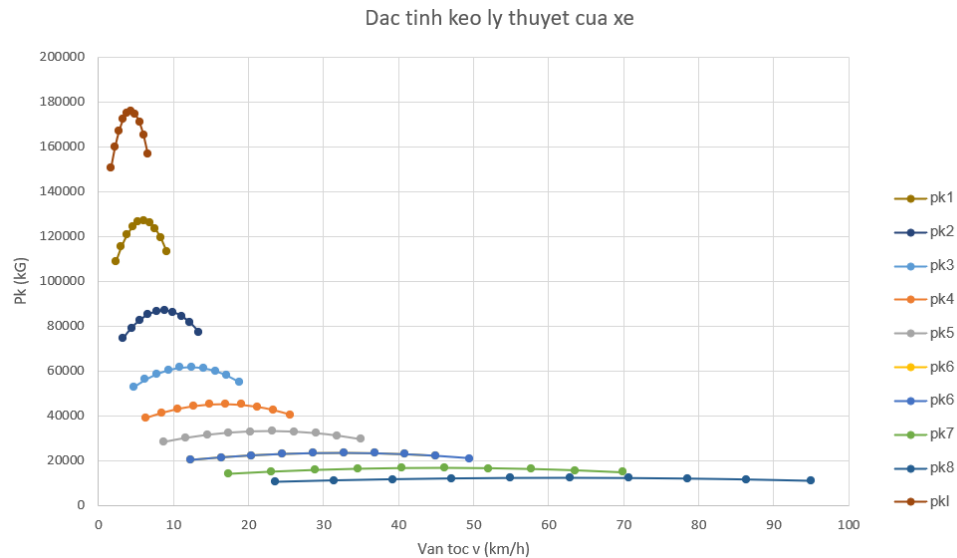
Bằng cách thay đổi giá trị n_e ở một mức trong khoảng từ n_{min} đến n_{max} (600-2420) và i_h tương ứng với tỷ số truyền ở tay số khác nhau, kết quả thu được ghi ở Bảng 1

Bảng 3.4 Giá trị vận tốc của xe (km.h) tương ứng với tỷ số truyền ở các tay số

n	v1	v2	v3	v4	v5	v6	v7	v8	vl	vr
600.00	2.26	3.31	4.66	6.35	8.69	12.27	17.32	23.55	1.64	1.63
800.00	3.02	4.42	6.22	8.46	11.59	16.36	23.09	31.40	2.18	2.18
1000.00	3.77	5.52	7.77	10.58	14.49	20.45	28.86	39.26	2.73	2.72
1200.00	4.53	6.63	9.33	12.70	17.38	24.54	34.64	47.11	3.27	3.27
1400.00	5.28	7.73	10.88	14.81	20.28	28.62	40.41	54.96	3.82	3.81
1600.00	6.04	8.83	12.44	16.93	23.18	32.71	46.18	62.81	4.36	4.36
1800.00	6.79	9.94	13.99	19.05	26.07	36.80	51.96	70.66	4.91	4.90
2000.00	7.55	11.04	15.55	21.16	28.97	40.89	57.73	78.51	5.46	5.45
2200.00	8.30	12.15	17.10	23.28	31.87	44.98	63.50	86.36	6.00	5.99
2420.00	9.13	13.36	18.81	25.61	35.06	49.48	69.85	95.00	6.60	6.59

Thay các giá trị n_e bằng các giá trị vận tốc (v) ở các tay số tương ứng (bảng 1), dựa kết quả tính toán xây dựng đường đặc tính ngoài của động cơ ô tô và mối quan hệ

giữa mô men và lực kéo tiếp tuyến theo công thức Pk trên ta xây dựng đường đặc tính kéo cho ô tô $P_{ki} = f(v)$ tương ứng ở các tay số khác nhau:

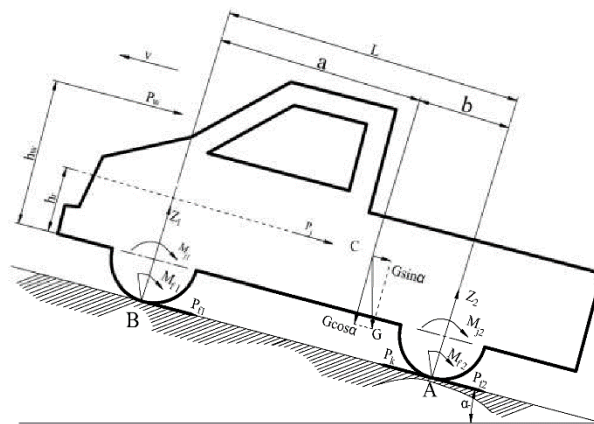


Hình 3.4.1 Đồ thị đặc tính kéo của xe ở các tay số khác nhau

3.4.2. Xây dựng đồ thị cân bằng lực kéo, bám của xe trên mặt đường (có độ dốc)

3.4.2.1. Xây dựng mô hình tính toán

Khi xe di chuyển trên mặt đường dốc dọc, xét cho trường hợp nguy hiểm hơn, đó là trường hợp xe vận chuyển lên dốc. Sơ đồ phân tích các lực, mô men tác dụng lên xe trong trường hợp chuyển động lên dốc như hình 3



Hình 3.4.2 Sơ đồ lực tác dụng lên xe khi chuyển động lên dốc

Khi xe ô tô chuyển động lên dốc sẽ chịu tác dụng của các lực và mômen sau:

- + Trọng lượng toàn bộ của xe ô tô G (bao gồm tự trọng của xe ô tô và trọng tải);
- + Lực cản lăn: P_{f1} , P_{f2} (lực cản lăn trên các bánh xe trước và sau);
- + Lực cản không khí: P_w ;
- + Lực cản quán tính: P_j ;
- + Lực kéo tiếp tuyến tại bánh xe chủ động: P_k ;
- + Mômen xoắn ở cầu chủ động: M_k ;

- + Mômen cản lăn ở các bánh xe: M_f ;
- + Mômen quán tính ở các bánh xe: M_j ;
- + Phản lực pháp tuyến tại bánh xe trước và sau Z_1, Z_2

3.4.2.2. Xác định giá trị các lực tác dụng lên xe khi chuyển động lên dốc

a. Phản lực pháp tuyến ở bánh xe

Để xác định phản lực pháp tuyến ở các bánh xe ô tô Z_1 và Z_2 bằng cách thiết lập các phương trình cân bằng mômen đối với điểm A và B, sau khi biến đổi (coi $h_w \approx h_r$) ta

$$Z_1 = \frac{G \cdot \cos \alpha \cdot (b - f r_{bx}) - (G \cdot \sin \alpha + P_j + P_w) \cdot h_r}{L}$$

$$Z_2 = \frac{G \cdot \cos \alpha \cdot (a + f r_{bx}) + (G \cdot \sin \alpha + P_j + P_w) \cdot h_r}{L}$$

có:

Trong đó:

G - Trọng lượng toàn bộ của xe ô tô (N);

L - Chiều dài cơ sở của xe ô tô (m);

a, b - Khoảng cách từ trọng tâm đến trục bánh xe trước và sau, được xác định bằng thực nghiệm (m);

h_r - Tọa độ chiều cao trọng tâm của xe ô tô (m);

h_w - Khoảng cách từ điểm đặt lực cản của không khí đến mặt đường (m);

α - Góc dốc của đường trong mặt phẳng dọc (độ);

P_i - Lực cản lên dốc (N);

P_w - Lực cản của không khí (N);

P_j - Lực cản quán tính khi xe ô tô khi chuyển động không ổn định (N).

b. Lực cản lăn chuyển động của xe

Lực cản lăn của xe ô tô được xác định theo công thức:

$$P_f = (Z_1 + Z_2) \cdot f = f \cdot G \cdot \cos \alpha$$

Trong đó:

G - Trọng lượng toàn bộ của xe ô tô (N);

α - Góc dốc dọc (độ);

f - Hệ số cản lăn, được tính như sau.

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

Với $f_0 = 0,015$

Từ thông tin nhà sản xuất ta biết $v_{\max} = 95 \text{ km/h}$. Ta thiết lập bảng hệ số cản như sau:

Bảng 3.5 Hệ số cản ứng với vận tốc tương ứng

V (km/h)	f
0	0.015
10	0.015
20	0.015
30	0.016

40	0.016
50	0.017
60	0.018
70	0.019
80	0.020
95	0.022

c. Lực cản lên dốc

Khi xe chuyển động lên dốc thì trọng lượng G được phân tích ra hai thành phần. Thành phần $G\cos\alpha$ tác dụng vuông góc với mặt đường và gây nên phản lực pháp tuyến của đường tác dụng lên bánh xe là Z_1 và Z_2 . Thành phần thứ hai là $G\sin\alpha$ cản lại sự chuyển động của xe khi lên dốc và được gọi là lực cản lên dốc P_i :

Vậy lực cản khi xe ô tô chuyển động lên dốc được xác định theo công thức:

$$P_i = G.\sin \alpha$$

d. Lực cản không khí

Bằng thực nghiệm đã xác định lực cản không khí của xe ô tô khi chuyển động theo công thức:

$$P_w = K.F.v^2$$

Trong đó:

K - Hệ số cản không khí, nó phụ thuộc vào hình dạng ô tô, chất lượng bề mặt, mật độ không khí ($N.s^2/m^4$), tra bảng được $K = 0,625$;

F - Diện tích cản chính diện của xe ô tô, nghĩa là diện tích hình chiếu của ô tô máy kéo trên mặt phẳng vuông góc với trục dọc của chúng (m^2);

$$F = rxc = 2.495 \times 3.02 = 7.5349 \text{ m}^2$$

v - Vận tốc chuyển động của xe (m/s).

e. Lực cản quán tính

Lực cản quán tính P_j xuất hiện khi xe chuyển động không ổn định (lúc tăng tốc, lúc giảm tốc), được xác định theo công thức:

$$P_j = \delta_i \frac{G}{g} j$$

Trong đó: J - Gia tốc của xe ô tô khi chuyển động (m/s^2); δ_i - Hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng chuyển động quay, tính toán gần đúng theo công thức:

$$\delta_i = 1,05 + 0,05i_h^2$$

Với i_h là tỷ số truyền của hộp số khi tính toán ở một số truyền cụ thể.

Ta thiết lập được bảng sau:

Bảng 3.6 Hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng chuyển động quay

i1	i2	i3	i4	i5	i6	i7	i8	il
10.4	7.11	5.05	3.71	2.71	1.92	1.36	1	14.39
δ_1	δ_2	δ_3	δ_4	δ_5	δ_6	δ_7	δ_8	δ_l

1.57	1.4055	1.3025	1.2355	1.19	1.146	1.118	1.1	1.7695
------	--------	--------	--------	------	-------	-------	-----	--------

a. Lực bám của xe

Điều kiện để xe ô tô có thể chuyển động được là ở tại bề mặt tiếp xúc giữa bánh xe chủ động và mặt đường phải tồn tại lực bám nhất định. Nếu lực bám nhỏ thì bánh xe chủ động có thể bị trượt trơn (trong trường hợp khi có mômen chủ động lớn) hoặc bánh xe bị trượt lết (trường hợp khi ở bánh xe có mômen phanh lớn). Khi bánh xe không còn khả năng bám (bánh xe bị trượt hoàn toàn), lúc đó lực kéo tiếp tuyến đạt giá trị cực đại. Giá trị của lực bám P_ϕ phụ thuộc vào cấu tạo của lốp xe, chất lượng bề mặt đường và tải trọng pháp tuyến, được xác định theo công thức sau:

$$P_\phi = \phi \cdot Z_2 = \phi \cdot \left[\frac{G \cdot \cos \alpha \cdot (a + f_{r_{bx}}) + (G \cdot \sin \alpha + P_j + P_w) \cdot h_r}{L} \right]$$

3.4.3. Xây dựng đồ thị cân bằng lực kéo, bám của xe

a. Phương trình cân bằng lực kéo, bám của xe

Khi xe ô tô chuyển động trên đường dốc dọc lực kéo tiếp tuyến ở các bánh xe chủ động được sử dụng để khắc phục các loại lực cản chuyển động, ta có phương trình cân bằng lực kéo như sau:

$$P_k = P_f \pm P_i + P_w \pm P_j$$

Đồng thời, điều kiện để xe có thể chuyển động được trên đường phải thỏa mãn bất đẳng thức sau:

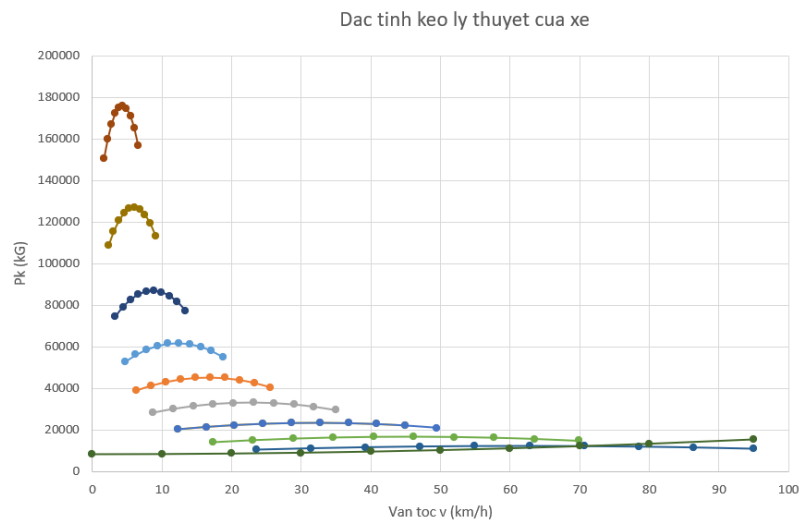
$$P_\phi > P_k > P_c$$

Nghĩa là:

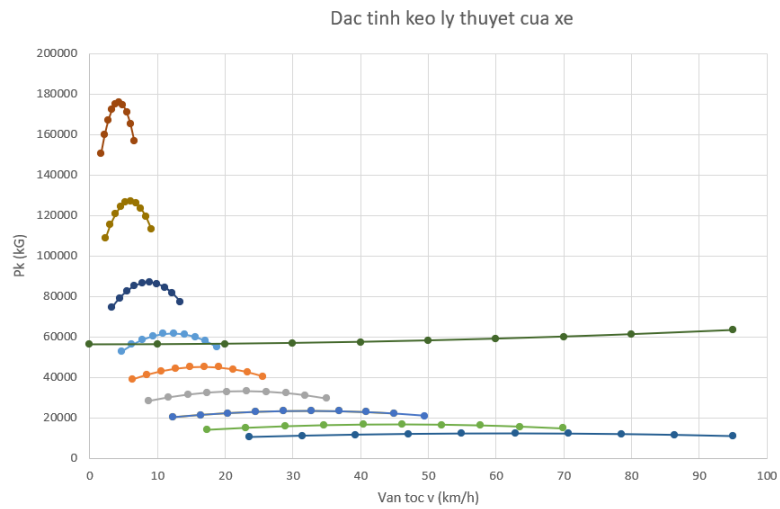
$$\phi Z_2 > P_k > P_f \pm P_i + P_w \pm P_j$$

b. Xây dựng đồ thị cân bằng lực kéo, bám của xe khi chuyển động trên các loại đường có độ dốc khác nhau

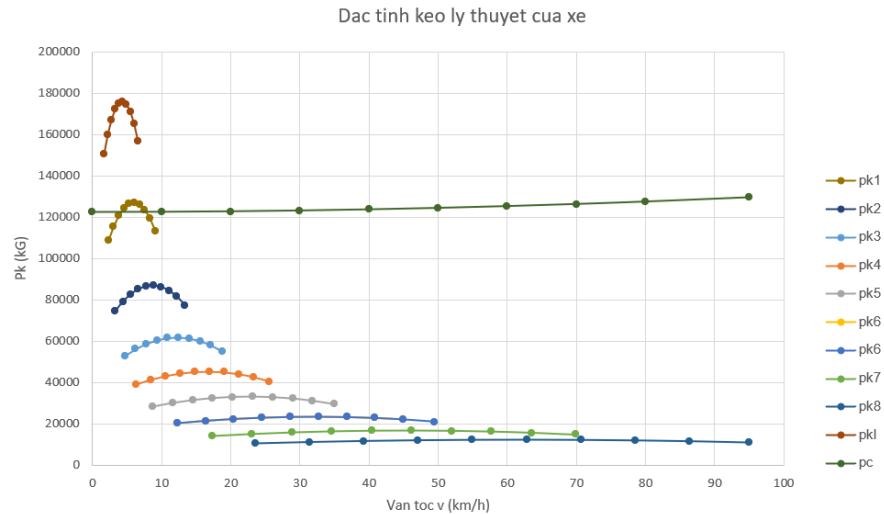
Thay các giá trị vào các công thức tính P_f , P_i , P_w , P_j và P_ϕ ta tính được các loại lực cản và lực bám của xe ô tô khi chuyển động. Kết hợp với đường đặc tính kéo lý thuyết và kết quả tính toán các loại lực cản chuyển động, ta sẽ xây dựng được đồ thị cân bằng lực kéo bám cho xe ô tô khi chuyển động trên một số loại đường có độ dốc dọc khác nhau (hình 4, hình 5 và hình 6).



Hình 3.4.3 Đồ thị cân bằng lực kéo, bám của đường có độ dốc 0°



Hình 3.4.4 Đồ thị cân bằng lực kéo, bám của đường có độ dốc 5°



Hình 3.4.5 Đồ thị cân bằng lực kéo, bấm của đường có độ dốc 12°

Phân tích biểu đồ:

Trên trục tung ta đặt các giá trị của lực kéo tiếp tuyến ứng với các cấp số, trên trục hoành ta đặt các giá trị vận tốc chuyển động của ô tô.

Hình dạng của đường cong lực kéo tiếp tuyến giống như hình dạng của đường cong momen xoắn của động cơ Me bởi vì:

$$P_k = \frac{M_k}{r_b} = \frac{M_e \cdot i_{hi} i_o i_p \eta_t}{r_b}$$

Đường cong Pc chính là đường cong tổng cộng của lực cản đường và lực cản gió. Đường cong tổng cộng này cắt đường lực kéo tiếp tuyến Fk tại một điểm mà khi chiếu xuống trục hoành ta được vận tốc cực đại của ô tô ứng với loại đường đang xét (đường bằng).

Tại giao điểm của đường cong của lực kéo tiếp tuyến Fk ở cấp số truyền cao nhất và đường cong cản tổng hợp (Pw+Pf) ở loại đường đã cho, xe không còn khả năng tăng tốc và khắc phục dốc cao hơn.

3.4.3. Xây dựng đồ thị cân bằng công suất

3.4.3.1. Phương trình cân bằng công suất

Công suất do động cơ sinh ra một phần đã tiêu hao cho ma sát trong hệ thống truyền lực, phần còn lại dùng để thắng các lực cản chuyển động. Công suất do động cơ sinh ra một phần đã tiêu hao cho ma sát trong hệ thống truyền lực, phần còn lại dùng để thắng các lực cản chuyển động:

$$N_e = N_t + N_f \pm N_i + N_\omega \pm N_j + N_m$$

N_e – Công suất do động cơ phát ra.

N_t – Công suất tiêu hao cho ma sát trong hệ thống truyền lực.

N_f – Công suất tiêu hao để thắng lực cản lăn.

N_i – Công suất tiêu hao để thắng lực cản lên dốc.

N_ω – Công suất tiêu hao để thắng lực cản không khí

N_j – Công suất tiêu hao để thắng lực cản quán tính.

N_m – Công suất tiêu hao để thắng lực cản ở móc kéo

Ở công suất N_i : dấu (+) dùng khi xe lên dốc, dấu (-) dùng khi xe xuống dốc. Ở công suất N_j : dấu (+) dùng khi xe tăng tốc, dấu (-) dùng khi xe giảm tốc. Nếu xét tại các bánh

xe chủ động thì phương trình cân bằng công suất có dạng sau:

$$N_k = N_e - N_t = N_f \pm N_i + N_{\omega} \pm N_j + N_m$$

Với N_k là công suất của động cơ đã truyền đến các bánh xe chủ động:

$$N_k = N_e - N_t = N_e \cdot \eta \Rightarrow N_t = (1 - \eta) \cdot N_e$$

Phương trình cân bằng công suất viết dưới dạng khai triển như sau:

$$N_e = (1 - \eta) \cdot N_e + G_f v \cos \alpha \pm G_v \sin \alpha + W v^3 \pm G \delta_i v / g + n Q v \psi$$

3.4.3.2. Đồ thị cân bằng công suất

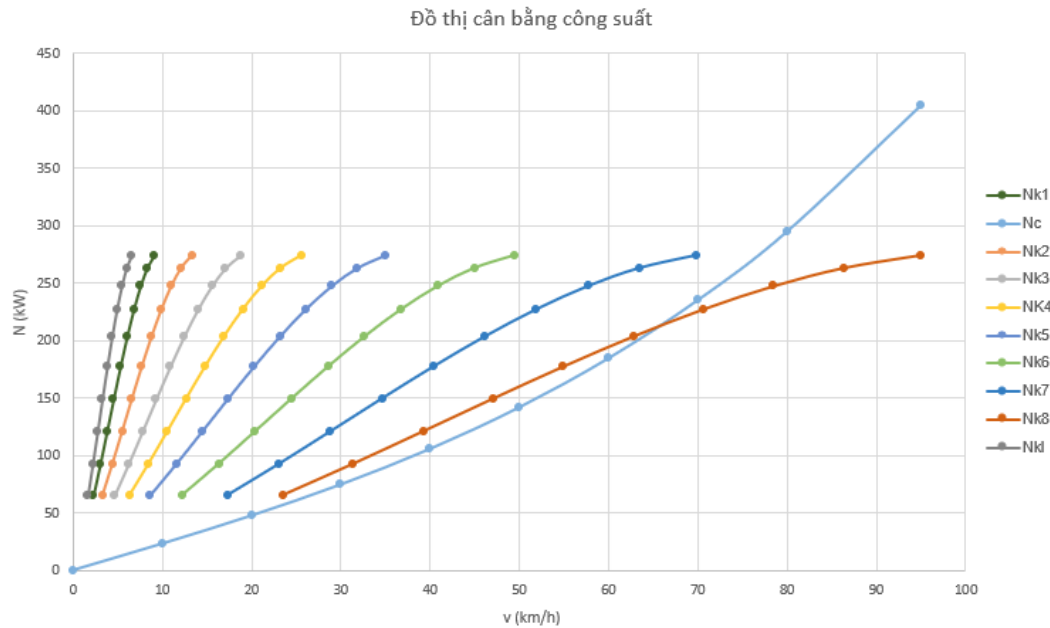
Phương trình cân bằng công suất của ô tô có thể biểu diễn bằng đồ thị. Nó được xây dựng theo quan hệ giữa công suất phát ra của động cơ và các công suất cản khi xe chuyển động, phụ thuộc vào vận tốc chuyển động, tức là $N = f(v)$. Mặt khác do giữa vận tốc chuyển động v và số vòng quay n_e có mối quan hệ: $v = \frac{\pi n_e r_b}{30 i_t}$ cho nên ta cũng có thể biểu

thị quan hệ giữa các công suất theo số vòng quay của động cơ, nghĩa là: $N = f(n_e)$. Đồ thị biểu diễn quan hệ giữa công suất phát ra của động cơ và công suất cản khi xe chuyển động phụ thuộc vào vận tốc của xe hoặc số vòng quay của động cơ được gọi là đồ thị cân bằng công suất của xe.

Thông qua việc tính toán ta có bảng số liệu sau:

Bảng 3.7 Thông số N_k theo v trên từng tay số

v1	nk1	v2	nk2	v3	nk3	v4	nk4	v5	nk5	v6	nk6	v7	nk7	v8	nk8	v1	nk1	vr	nkr
2. 26	65. 40	3.3 1	65. 40	4.6 6	65. 40	6.3 5	65. 40	8.6 9	65. 40	12. 27	65. 40	17. 32	65. 40	23. 55	65. 40	1. 64	65. 40	1. 63	65. 40
3. 02	92. 62	4.4 2	92. 62	6.2 2	92. 62	8.4 6	92. 62	11. 59	92. 62	16. 36	92. 62	23. 09	92. 62	31. 40	92. 62	2. 18	92. 62	2. 18	92. 62
3. 77	120 .99	5.5 2	120 .99	7.7 7	120 .99	10. 58	120 .99	14. 49	120 .99	20. 45	120 .99	28. 86	120 .99	39. 26	120 .99	2. 73	120 .99	2. 72	120 .99
4. 53	149 .58	6.6 3	149 .58	9.3 3	149 .58	12. 70	149 .58	17. 38	149 .58	24. 54	149 .58	34. 64	149 .58	47. 11	149 .58	3. 27	149 .58	3. 27	149 .58
5. 28	177 .48	7.7 3	177 .48	10. 88	177 .48	14. 81	177 .48	20. 28	177 .48	28. 62	177 .48	40. 41	177 .48	54. 96	177 .48	3. 82	177 .48	3. 81	177 .48
6. 04	203 .73	8.8 3	203 .73	12. 44	203 .73	16. 93	203 .73	23. 18	203 .73	32. 71	203 .73	46. 18	203 .73	62. 81	203 .73	4. 36	203 .73	4. 36	203 .73
6. 79	227 .43	9.9 4	227 .43	13. 99	227 .43	19. 05	227 .43	26. 07	227 .43	36. 80	227 .43	51. 96	227 .43	70. 66	227 .43	4. 91	227 .43	4. 90	227 .43
7. 55	247 .63	11. 04	247 .63	15. 55	247 .63	21. 16	247 .63	28. 97	247 .63	40. 89	247 .63	57. 73	247 .63	78. 51	247 .63	5. 46	247 .63	5. 45	247 .63
8. 30	263 .41	12. 15	263 .41	17. 10	263 .41	23. 28	263 .41	31. 87	263 .41	44. 98	263 .41	63. 50	263 .41	86. 36	263 .41	6. 00	263 .41	5. 99	263 .41
9. 13	274 .55	13. 36	274 .55	18. 81	274 .55	25. 61	274 .55	35. 06	274 .55	49. 48	274 .55	69. 85	274 .55	95. 00	274 .55	6. 60	274 .55	6. 59	274 .55



Hình 3.4.6 Đồ thị cân bằng công suất xe ở đường có độ dốc 0°

Phân tích biểu đồ:

Ứng với các vận tốc khác nhau, khoảng tung độ nằm giữa đường cong ($N_c = N_f + N_w$) và đường cong N_k là công suất dự trữ, được gọi là công suất dư N_d dùng để: leo dốc, tăng tốc, kéo romoóc...

Tại giao điểm: $P_d = 0$, xe không còn khả năng tăng tốc, leo dốc... Chiều giao điểm xuống trục hoành, ta được v_{max} của xe ở loại đường đã cho.

Lưu ý:

Vận tốc lớn nhất của xe chỉ đạt được khi xe chuyển động đều trên đường nằm ngang, đồng thời bướm ga mở tối đa (hoặc thanh răng bơm cao áp đã kéo hết) và đang ở tay số cao nhất của hộp số.

Nếu muốn xe chuyển động ổn định (đều) trên một loại đường nào đó với vận tốc v nhỏ hơn v_{max} thì cần đóng bớt bướm ga lại (hoặc trả thanh kéo nhiên liệu về), mặt khác có thể phải chuyển về tay số thấp hơn của hộp số.

3.4.4. Đặc tính nhân tố động lực học

3.4.4.1. Khái niệm về đặc tính động lực học của ô tô

Khi so sánh tính chất động lực học của các loại ô tô khác nhau và ứng với các điều kiện làm việc của xe ở các loại đường khác nhau, người ta muốn có một thông số thể hiện được ngay tính chất động lực học của ô tô. Phương trình cân bằng lực kéo không thuận lợi để đánh giá các loại ô tô khác nhau. Cho nên cần phải có một thông số đặc trưng cho tính chất động lực học của xe mà chỉ số kết cấu không có mặt trong đó. Thông số đó gọi là đặc tính động lực học của ô tô, ký hiệu là D :

$$D = \frac{F_k - F_w}{G} = \left(\frac{M_{et} \eta_t}{r_b} - W \cdot V^2 \right) \cdot \frac{1}{G}$$

Trong đó: D : Là nhân tố động lực học.

F_w : Lực cản không khí.

F_k : Lực kéo tiếp tuyến tại bánh xe chủ động.

W: Là hệ số cản không khí. $W = k \cdot F$

Từ phương trình cân bằng lực kéo

$$\frac{M_e i_t \eta_t}{r_b} = G f \cos \alpha \pm G \sin \alpha + W v^2 \pm G \delta i v / g$$

Ta chuyển $W v^2$ sang về trái và chia 2 về cho G ta nhận được :

$$D = \left(\frac{M_e i_t \eta_t}{r_b} - W \cdot V^2 \right) \cdot \frac{1}{G} = \left[G(f \cos \alpha \pm \sin \alpha) + W v^2 \pm \frac{G \delta i v}{g} \right] \cdot \frac{1}{G} = \psi \pm \frac{\delta_i}{g} j$$

Khi xe chuyển động ở số thấp, giá trị D sẽ lớn hơn so với khi xe chuyển động ở các số cao. Đặc tính động lực học D thể hiện khả năng ô tô thắng lực cản tổng cộng và khả năng tăng tốc.

Khi xe chuyển động đều ($j = 0$), $D = \psi$

Khi xe chuyển động đều ($j = 0$) trên đường nằm ngang ($\alpha = 0$), $D = f$, đồng thời nếu đang gài tay số cao nhất và động cơ làm việc ở chế độ toàn tải, ta sẽ nhận được giá trị $v_{\max}$ của xe.

Giá trị $D_{\max}$ tương ứng với sức cản của mặt đường được đặc trưng bằng hệ số cản tổng cộng lớn nhất $\psi_{\max}$.

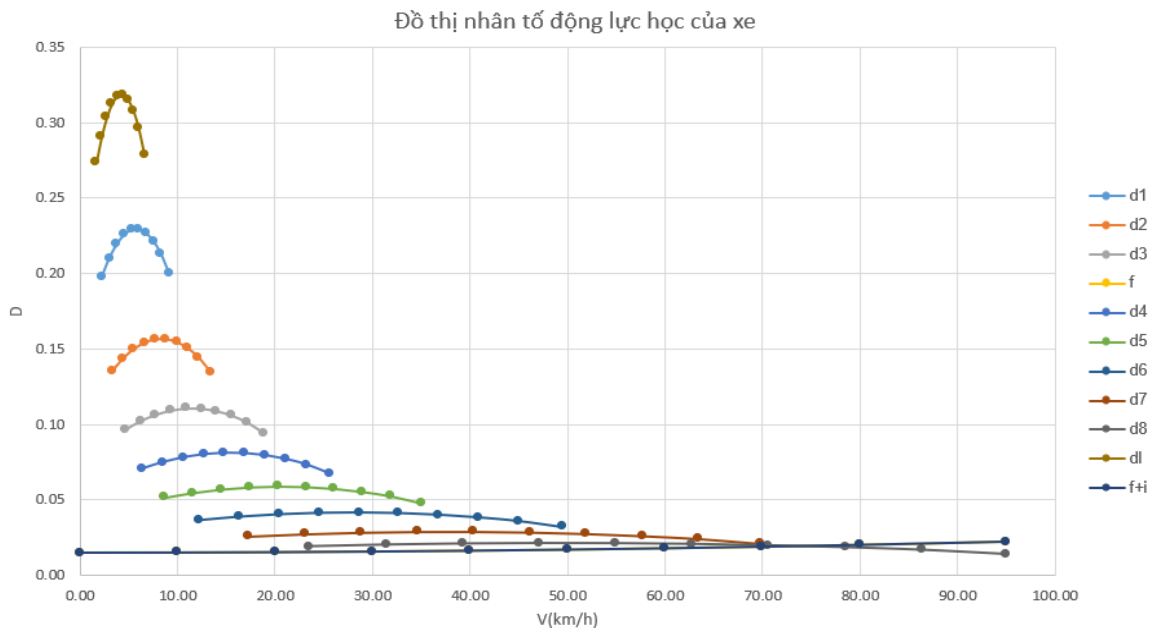
3.4.4.2. Đồ thị nhân tố động lực học

Đặc tính động lực học của xe D có thể biểu diễn bằng đồ thị. Đồ thị đặc tính động lực học D biểu thị mối quan hệ phụ thuộc giữa đặc tính động lực học và vận tốc chuyển động của xe, nghĩa là $D = f(v)$. Khi xe có tải trọng đầy và động cơ làm việc với chế độ toàn tải ta có bảng số liệu sau:

Bảng 3.7 Thông số nhân tố động lực học D theo v trên từng tay số

v1	d1	v2	d2	v3	d3	v4	d4	v5	d5	v6	d6	v7	d7	v8	d8	v1	d1	vr	dr
2.	0.	3.3	0.	4.6	0.	6.3	0.	8.6	0.	12.	0.	17.	0.	23.	0.	1.	0.	1.	0.
26	20	1	14	6	10	5	07	9	05	27	04	32	03	55	02	64	27	63	27
3.	0.	4.4	0.	6.2	0.	8.4	0.	11.	0.	16.	0.	23.	0.	31.	0.	2.	0.	2.	0.
02	21	2	14	2	10	6	07	59	05	36	04	09	03	40	02	18	29	18	29
3.	0.	5.5	0.	7.7	0.	10.	0.	14.	0.	20.	0.	28.	0.	39.	0.	2.	0.	2.	0.
77	22	2	15	7	11	58	08	49	06	45	04	86	03	26	02	73	30	72	30
4.	0.	6.6	0.	9.3	0.	12.	0.	17.	0.	24.	0.	34.	0.	47.	0.	3.	0.	3.	0.
53	23	3	15	3	11	70	08	38	06	54	04	64	03	11	02	27	31	27	31
5.	0.	7.7	0.	10.	0.	14.	0.	20.	0.	28.	0.	40.	0.	54.	0.	3.	0.	3.	0.
28	23	3	16	88	11	81	08	28	06	62	04	41	03	96	02	82	32	81	32
6.	0.	8.8	0.	12.	0.	16.	0.	23.	0.	32.	0.	46.	0.	62.	0.	4.	0.	4.	0.
04	23	3	16	44	11	93	08	18	06	71	04	18	03	81	02	36	32	36	32
6.	0.	9.9	0.	13.	0.	19.	0.	26.	0.	36.	0.	51.	0.	70.	0.	4.	0.	4.	0.
79	23	4	15	99	11	05	08	07	06	80	04	96	03	66	02	91	31	90	32
7.	0.	11.	0.	15.	0.	21.	0.	28.	0.	40.	0.	57.	0.	78.	0.	5.	0.	5.	0.
55	22	04	15	55	11	16	08	97	06	89	04	73	03	51	02	46	31	45	31
8.	0.	12.	0.	17.	0.	23.	0.	31.	0.	44.	0.	63.	0.	86.	0.	6.	0.	5.	0.
30	21	15	14	10	10	28	07	87	05	98	04	50	02	36	02	00	30	99	30
9.	0.	13.	0.	18.	0.	25.	0.	35.	0.	49.	0.	69.	0.	95.	0.	6.	0.	6.	0.
13	20	36	13	81	09	61	07	06	05	48	03	85	02	00	01	60	28	59	28

Kết hợp với Excel ta vẽ được đồ thị nhân tố động lực học của xe có tải trọng đầy và động cơ làm việc với chế độ toàn tải trên đường có độ dốc 0°



Hình 3.4.7 Đồ thị nhân tố động lực học

Phân tích biểu đồ

• **Xác định vận tốc lớn nhất của xe:**

Ta biết rằng khi ô tô chuyển động đều (ổn định) nghĩa là $j = 0$, tung độ mỗi điểm của đường cong đặc tính động lực học D ở các số truyền khác nhau chiếu xuống trục hoành sẽ xác định vận tốc lớn nhất $v_{\max}$ của ô tô ở loại đường với hệ số cản tổng cộng đã cho.

Nếu đường cong đặc tính động lực học hoàn toàn nằm phía trên đường hệ số cản tổng cộng của mặt đường ψ , thì xe không có khả năng chuyển động đều (ổn định) khi động cơ làm việc ở chế độ toàn tải. Để thỏa mãn điều kiện này, chúng ta có thể giải quyết bằng hai cách sau đây:

Cách thứ nhất là người lái có thể chuyển sang số cao hơn của hộp số để cho đường cong đặc tính động lực học ở số cao hơn cắt đường hệ số cản tổng cộng của mặt đường ψ ở phần làm việc ổn định trên đường đặc tính động lực học.

Cách thứ hai là người lái cần giảm ga hoặc trả về bót thanh răng bơm cao áp để giảm bớt công suất của động cơ. Nếu không giải quyết bằng một trong hai biện pháp trên thì sẽ xảy ra hiện tượng tăng tốc của xe.

Trong trường hợp ô tô chuyển động đều (ổn định) tức là $j = 0$ và trên loại đường tốt, nằm ngang $j = 0$, hệ số cản tổng cộng của mặt đường sẽ bằng hệ số cản lăn: $\psi = f$. Giao điểm của đường hệ số cản lăn f và đường cong nhân tố động lực học D chiếu xuống trục hoành xác định được vận tốc lớn nhất của ô tô $v_{\max}$ ở số truyền cao nhất và động cơ làm việc ở chế độ toàn tải.

• **Xác định độ dốc lớn nhất mà xe có thể vượt qua được**

Đúng như đã trình bày ở trên, trong trường hợp ô tô chuyển động đều thì có $D = \psi$, nếu biết hệ số cản lăn của loại đường thì ta có thể tìm được độ dốc lớn nhất của đường mà ô tô có thể khắc phục được ở một vận tốc cho trước. Ta có:

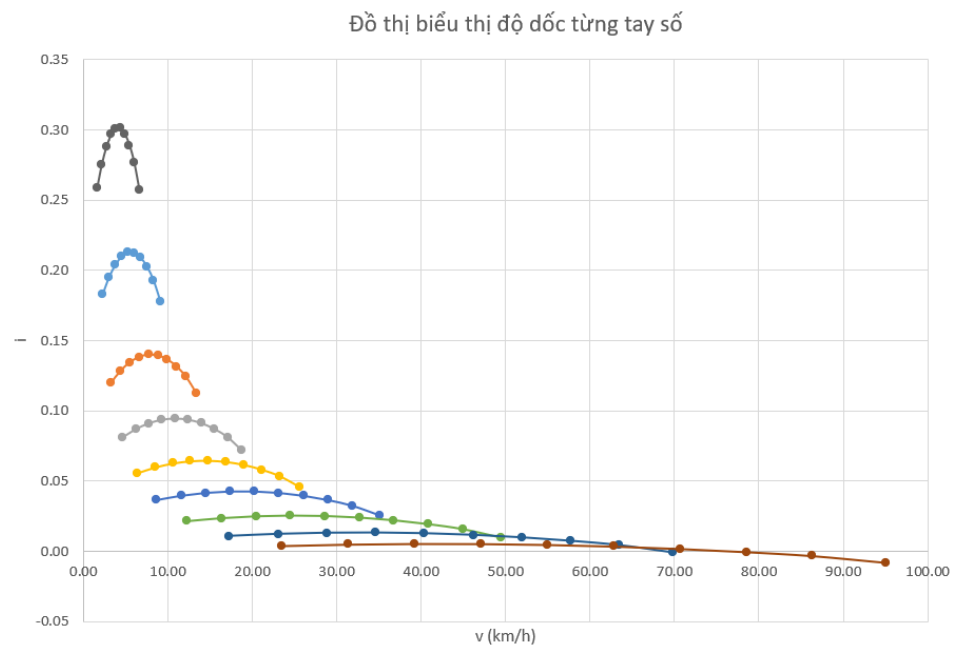
$$i = D - f = \psi - f$$

Thế số liệu vào công thức trên, ta thiết lập bảng số liệu và vẽ được biểu đồ

Bảng 3.8 Giá trị độ dốc i theo v trên từng tay số

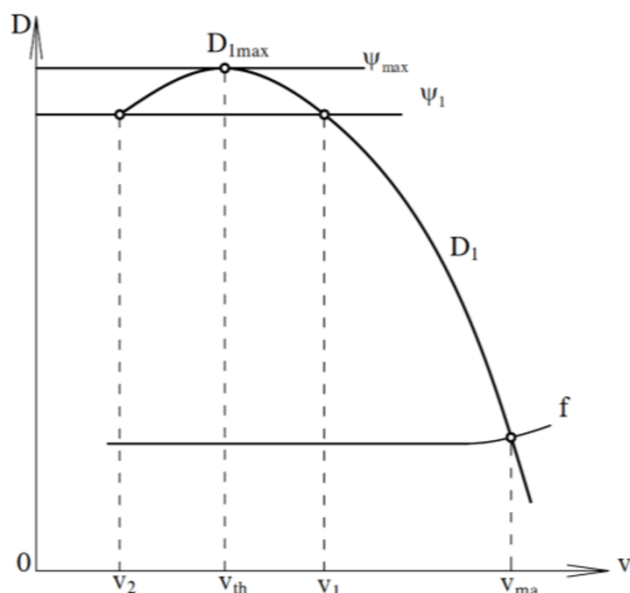
v1	i1	v2	i2	v3	i3	v4	i4	v5	i5	v6	i6	v7	i7	v8	i8	v1	i1
----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

2.2 6	0.1 8	3.3 1	0.1 2	4.6 6	0.0 8	6.3 5	0.0 6	8.6 9	0.0 4	12. 27	0.0 2	17. 32	0.0 1	23. 55	0.0 0	1.6 4	0.2 6
3.0 2	0.1 9	4.4 2	0.1 3	6.2 2	0.0 9	8.4 6	0.0 6	11. 59	0.0 4	16. 36	0.0 2	23. 09	0.0 1	31. 40	0.0 1	2.1 8	0.2 8
3.7 7	0.2 0	5.5 2	0.1 3	7.7 7	0.0 9	10. 58	0.0 6	14. 49	0.0 4	20. 45	0.0 2	28. 86	0.0 1	39. 26	0.0 1	2.7 3	0.2 9
4.5 3	0.2 1	6.6 3	0.1 4	9.3 3	0.0 9	12. 70	0.0 6	17. 38	0.0 4	24. 54	0.0 3	34. 64	0.0 1	47. 11	0.0 1	3.2 7	0.3 0
5.2 8	0.2 1	7.7 3	0.1 4	10. 88	0.0 9	14. 81	0.0 6	20. 28	0.0 4	28. 62	0.0 3	40. 41	0.0 1	54. 96	0.0 0	3.8 2	0.3 0
6.0 4	0.2 1	8.8 3	0.1 4	12. 44	0.0 9	16. 93	0.0 6	23. 18	0.0 4	32. 71	0.0 2	46. 18	0.0 1	62. 81	0.0 0	4.3 6	0.3 0
6.7 9	0.2 1	9.9 4	0.1 4	13. 99	0.0 9	19. 05	0.0 6	26. 07	0.0 4	36. 80	0.0 2	51. 96	0.0 1	70. 66	0.0 0	4.9 1	0.3 0
7.5 5	0.2 0	11. 04	0.1 3	15. 55	0.0 9	21. 16	0.0 6	28. 97	0.0 4	40. 89	0.0 2	57. 73	0.0 1	78. 51	0.0 0	5.4 6	0.2 9
8.3 0	0.1 9	12. 15	0.1 2	17. 10	0.0 8	23. 28	0.0 5	31. 87	0.0 3	44. 98	0.0 2	63. 50	0.0 0	86. 36	0.0 0	6.0 0	0.2 8
9.1 3	0.1 8	13. 36	0.1 1	18. 81	0.0 7	25. 61	0.0 5	35. 06	0.0 3	49. 48	0.0 1	69. 85	0.0 0	95. 00	- 1	6.6 0	0.2 6



Hình 3.4.8 Đồ thị biểu thị độ dốc từng tay số

Cũng cần chú ý rằng tại điểm có đặc tính động lực học lớn nhất $D_{\max}$ ở mỗi một số truyền thì đường cong đặc tính động lực học chia làm hai khu vực bên trái và bên phải mỗi đường cong.



Hình 3.4.9 Khu vực làm việc của đặc tính động lực học

Các vận tốc chuyển động của xe ứng với điểm cực đại của mỗi đường cong đặc tính động lực học được gọi là vận tốc tới hạn của xe ở mỗi số truyền của hộp số v_{th} . Giả thiết rằng xe đang chuyển động đều (ổn định) ở vận tốc lớn hơn vận tốc tới hạn. Ở vận tốc này, khi lực cản của mặt đường tăng lên, vận tốc chuyển động của xe sẽ giảm xuống, lúc đó đặc tính động lực học tăng lên, do đó nó có thể thắng được lực cản tăng lên và giữ cho xe chuyển động ổn định. Vì vậy vùng bên phải vận tốc tới hạn $v > v_{th}$ gọi là vùng ổn định

Ngược lại, khi xe chuyển động ở vận tốc nhỏ hơn vận tốc tới hạn, khi lực cản chuyển động tăng lên, vận tốc chuyển động của xe sẽ giảm xuống, lúc đó đặc tính động lực học giảm xuống, do đó nó không có khả năng thắng lực cản tăng lên, làm cho xe chuyển động chậm dần và dẫn đến dừng hẳn. Vì vậy vùng bên trái của vận tốc tới hạn $v < v_{th}$ gọi là vùng mất ổn định.

• Xác định sự tăng tốc của xe

Nhờ đồ thị đặc tính động lực học $D = f(v)$ ta có thể xác định được sự tăng tốc của ô tô khi hệ số cản của mặt đường đã biết và khi chuyển động ở một số truyền bất kỳ với một vận tốc cho trước

Khi đã cho trị số của hệ số cản mặt đường ψ , đặc tính động lực học D , ta xác định khả năng tăng tốc của ô tô như sau:

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

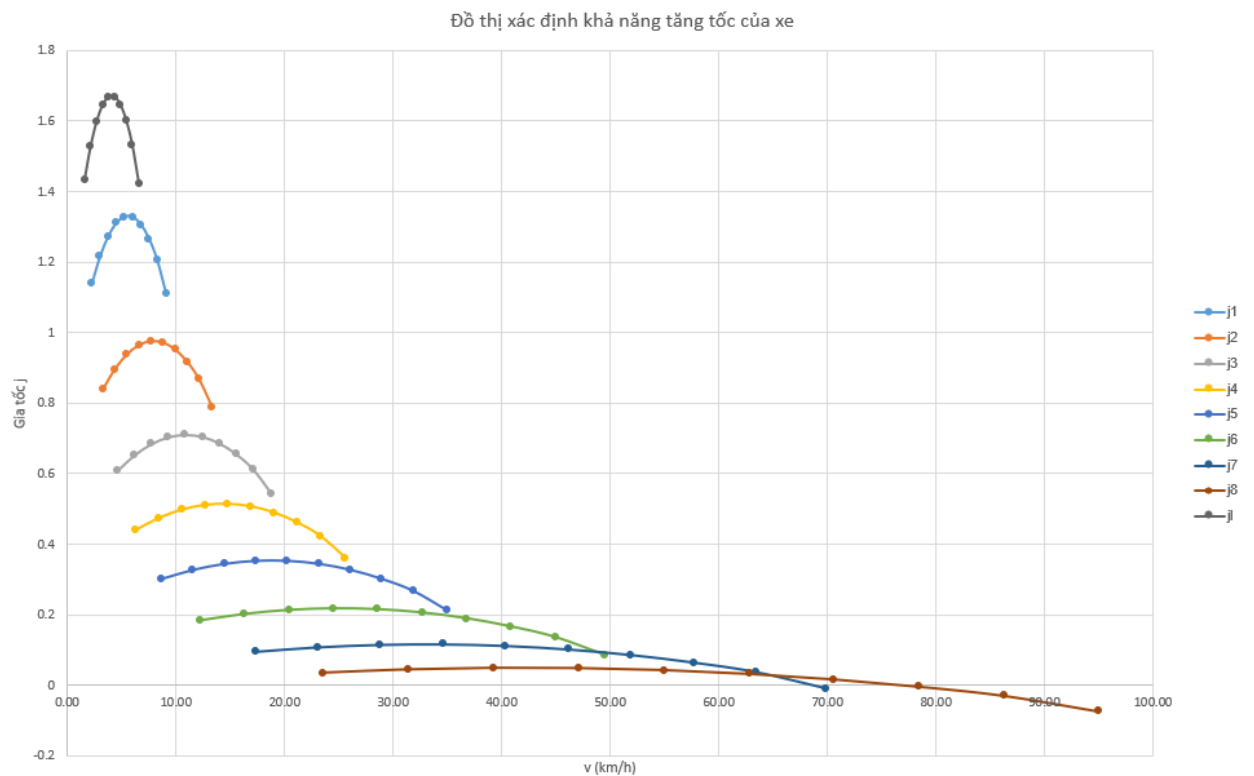
Từ đó ta rút ra được:

$$j = (D - \psi) \frac{g}{\delta_i}$$

Căn cứ các bảng số liệu đã tính toán và thế vào công thức j ta được đồ thị biểu thị khả năng tăng tốc của xe

Bảng 3.9 Giá trị gia tốc i theo v trên từng tay số

v1	j1	v2	j2	v3	j3	v4	j4	v5	j5	v6	j6	v7	j7	v8	j8	v1	j1
2.2 6	1.1 4	3.3 1	0.8 4	4.6 6	0.6 1	6.3 5	0.4 4	8.6 9	0.3 0	12. 27	0.1 8	17. 32	0.1 0	23. 55	0.0 4	1.6 4	1.4 3
3.0 2	1.2 2	4.4 2	0.9 0	6.2 2	0.6 5	8.4 6	0.4 7	11. 59	0.3 3	16. 36	0.2 0	23. 09	0.1 1	31. 40	0.0 5	2.1 8	1.5 3
3.7 7	1.2 7	5.5 2	0.9 4	7.7 7	0.6 9	10. 58	0.5 0	14. 49	0.3 4	20. 45	0.2 1	28. 86	0.1 2	39. 26	0.0 5	2.7 3	1.6 0
4.5 3	1.3 1	6.6 3	0.9 6	9.3 3	0.7 0	12. 70	0.5 1	17. 38	0.3 5	24. 54	0.2 2	34. 64	0.1 2	47. 11	0.0 5	3.2 7	1.6 4
5.2 8	1.3 3	7.7 3	0.9 8	10. 88	0.7 1	14. 81	0.5 1	20. 28	0.3 5	28. 62	0.2 2	40. 41	0.1 1	54. 96	0.0 4	3.8 2	1.6 7
6.0 4	1.3 3	8.8 3	0.9 7	12. 44	0.7 0	16. 93	0.5 1	23. 18	0.3 4	32. 71	0.2 1	46. 18	0.1 0	62. 81	0.0 3	4.3 6	1.6 7
6.7 9	1.3 1	9.9 4	0.9 5	13. 99	0.6 9	19. 05	0.4 9	26. 07	0.3 3	36. 80	0.1 9	51. 96	0.0 9	70. 66	0.0 2	4.9 1	1.6 5
7.5 5	1.2 7	11. 04	0.9 2	15. 55	0.6 6	21. 16	0.4 6	28. 97	0.3 0	40. 89	0.1 7	57. 73	0.0 6	78. 51	0.0 0	5.4 6	1.6 0
8.3 0	1.2 1	12. 15	0.8 7	17. 10	0.6 1	23. 28	0.4 2	31. 87	0.2 7	44. 98	0.1 4	63. 50	0.0 4	86. 36	0.0 3	6.0 0	1.5 3
9.1 3	1.1 1	13. 36	0.7 9	18. 81	0.5 4	25. 61	0.3 6	35. 06	0.2 1	49. 48	0.0 9	69. 85	0.0 1	95. 00	0.0 7	6.6 0	1.4 2



Hình 3.4.10: Đồ thị xác định khả năng tăng tốc của xe

KẾT LUẬN

Sau nhiều tuần, được sự giúp đỡ tận tình của thầy giáo **TS. Nguyễn Quang Trung**, các anh trong **Công ty Bách Nhân Việt** cùng các anh trong trên **Daewoo Đô Thành** đã tạo điều kiện giúp chúng em thuận lợi hoàn thành đề tài: “**Khảo sát , tính toán hệ thống động lực trên xe đầu kéo Daewoo Novus E5**”. Đồ án của chúng em đạt được kết quả sau:

Phân động cơ trong quá trình thực hiện khảo sát thực tế giúp chúng em hiểu sâu sắc từng chi tiết cấu thành nên động cơ, cũng như nắm vững nguyên lý làm việc từng cơ cấu, hệ thống trên động cơ .

Phân truyền lực trong quá trình khảo sát chúng em nắm vững được các chi tiết cấu thành nên hệ thống. Bên cạnh đó chúng em đã giải quyết được bài toán truyền lực trên từng tay số.

Tuy nhiên thời gian làm đề tài có hạn, cũng như khảo sát thực tế trên phương tiện còn hạn chế, tài liệu của hãng còn hạn chế chưa đủ tài liệu về xe nên trong quá trình làm đề tài chúng em không tránh khỏi những sai sót, những hạn chế còn gặp phải, chúng em sẽ luôn cố gắng tìm tòi để mở rộng thêm những kiến thức, kinh nghiệm còn thiếu. Em kính mong các thầy, cũng các bạn đóng góp ý kiến để đề tài được hoàn thiện tốt hơn.

Cuối cùng cho chúng em bày tỏ lời cảm ơn chân thành đến toàn thể thầy giáo trong Khoa cơ khí Giao thông – Trường Đại học Bách khoa – Đại học Đà Nẵng đã dạy dỗ chúng em trong thời gian tại trường, giúp chúng em có kiến thức nền tảng để hoàn thành đề tài này. Và em xin gửi lời cảm ơn sâu sắc nhất tới thầy giáo **TS. Nguyễn Quang Trung** đã dành rất nhiều thời gian, tâm huyết hướng dẫn và giúp đỡ tận tình, tỉ mỉ trong quá trình thực hiện đề tài.

Em xin chân thành cảm ơn!

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Kết cấu và tính toán động cơ đốt trong – Hồ Tấn Chuẩn, Nguyễn Đức Phú, Trần Văn Tế, Nguyễn Tất Tiến, 2021
- [2] Lý thuyết oto máy kéo- GS.TSKH Nguyễn Hữu Cẩn, 2000
- [3] Vehicle Propulsion Systems. Introduction to Modeling and Optimization- Lino Guzzella, Antonio Sciarretta, 2013
- [4] Service Manual 9-Speed Synchromesh transmission-EATON
- [5] Giáo trình lý thuyết ô tô- ThSKH Đặng Quý
- [6] Tạp chí Khoa học và Công nghệ Lâm nghiệp số 3-Lê Văn Thái, 2018
- [7] Nguyên lý động cơ đốt trong – GS.TS Nguyễn Tất Tiến, 2003
- [8] Maintenance Manual(DL08) – Daewoo Đô Thành
- [9] [https://www.eaton.com/content/dam/eaton/products/transmissions/vehicle-transmissions/FS\(O\)-10309.pdf?fbclid=IwAR0LB_yxjDqUeIwzYVb6HjjhfBouA23s86g3saZkehJ4mKhNzX9RI37iMBk](https://www.eaton.com/content/dam/eaton/products/transmissions/vehicle-transmissions/FS(O)-10309.pdf?fbclid=IwAR0LB_yxjDqUeIwzYVb6HjjhfBouA23s86g3saZkehJ4mKhNzX9RI37iMBk).
- [10] <http://tepc.tata-daewoo.com/LinkOne/Main/Vin.aspx>
- [11] <https://www.arm.com/ja/glossary/powertrain>