



ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Tên đề tài:

**THIẾT KẾ Ô TÔ TẢI THÙNG TỰ ĐỔ DỰA TRÊN CƠ
SỞ Ô TÔ THACO HD270**

SVTH: Trần Anh Tuấn_ 20C4CLC2

Hoàng Trung Hiếu_20C4CLC2

Lê Kim Huy_ 20C4CLC4

Võ Sỹ Tiên_20C4CLC2

GVHD: TS. Lưu Đức Lịch

TÓM TẮT

Tên đề tài: Thiết kế ô tô tải có thùng tự đổ dựa trên cơ sở ô tô THACO HD270

Sinh viên thực hiện:	Trần Anh Tuấn	103200143	20C4CLC2
	Võ Sỹ Tiên	103200140	20C4CLC2
	Hoàng Trung Hiếu	103200117	20C4CLC2
	Lê Kim Huy	103200193	20C4CLC4

Nội dung đồ án tập trung thiết kế và tính toán các hệ thống cơ bản trên xe tải tự đổ HD270 bao gồm: hệ thống phanh khí nén, hệ thống treo, hệ thống lái và kết cấu thùng xe tự đổ. Đề tài được thực hiện dựa trên nhu cầu thực tế của ngành vận tải, đặc biệt trong lĩnh vực xây dựng, khai thác vật liệu – nơi yêu cầu những phương tiện có tải trọng lớn, vận hành ổn định và an toàn cao.

Dựa trên nền tảng kiến thức đã học, nhóm sinh viên đã áp dụng các phương pháp tính toán cơ học, mô phỏng hệ thống và phân tích kỹ thuật để xây dựng một mô hình thiết kế hoàn chỉnh, đảm bảo đúng các quy chuẩn hiện hành như QCVN 09:2015/BGTVT và Thông tư 42/2014/TT-BGTVT. Các nội dung tính toán chính bao gồm xác định phân bố trọng lượng, tọa độ trọng tâm, lựa chọn và thiết kế các cơ cấu phanh, treo và lái, cũng như tính toán bền cho các chi tiết chịu lực chính của thùng và hệ thống nâng thủy lực.

Ngoài ra, nhóm đã thực hiện mô phỏng các hệ thống phanh, treo và lái bằng phần mềm Matlab Simulink nhằm kiểm tra và đánh giá hiệu quả thiết kế trong các điều kiện làm việc khác nhau.

Kết quả đạt được không chỉ giúp sinh viên củng cố kiến thức chuyên ngành, mà còn rèn luyện kỹ năng thiết kế kỹ thuật, mô phỏng hệ thống và trình bày báo cáo khoa học – làm nền tảng vững chắc cho quá trình làm việc sau này.

LỜI NÓI ĐẦU

Trong những năm gần đây, ngành vận tải tại Việt Nam và trên thế giới đã có những bước phát triển mạnh mẽ, đóng vai trò then chốt trong hoạt động sản xuất, phân phối và xây dựng cơ sở hạ tầng. Cùng với đó, nhu cầu sử dụng các phương tiện vận chuyển có tải trọng lớn, hiệu suất cao và độ bền ổn định ngày càng gia tăng, đặc biệt là trong lĩnh vực xây dựng và khai thác vật liệu. Điều này đặt ra yêu cầu cấp thiết trong việc nghiên cứu, thiết kế và hoàn thiện các hệ thống cơ bản trên xe tải như hệ thống phanh, lái, treo và kết cấu phần thùng phù hợp với điều kiện thực tế tại Việt Nam.

Trong số các dòng xe tải nặng phổ biến hiện nay, Hyundai HD270 là một thương hiệu được đánh giá cao nhờ sự ổn định, bền bỉ và hiệu suất làm việc đáng tin cậy. Xe HD270 sở hữu hệ thống truyền động mạnh mẽ, cấu trúc khung gầm chắc chắn, khả năng hoạt động linh hoạt trong môi trường khắc nghiệt và được ứng dụng rộng rãi trong các công trình xây dựng, giao thông và công nghiệp khai thác. Chính vì vậy, HD270 được lựa chọn làm xe tham khảo trong đề tài đồ án nhằm đảm bảo tính thực tiễn và sát với nhu cầu sử dụng thực tế.

Xuất phát từ lý do đó, nhóm em đã chọn thực hiện đồ án tốt nghiệp với đề tài: “Tính toán thiết kế hệ thống phanh, lái, treo và thiết kế phần thùng tự đổ xe tải dựa theo xe tham khảo HD270” được thực hiện với mục tiêu:

- Tìm hiểu sâu về nguyên lý hoạt động và cấu tạo của các hệ thống cơ bản trên xe tải nặng.
- Vận dụng kiến thức đã học để tính toán thiết kế hệ thống phanh khí nén, hệ thống lái, hệ thống treo, và thiết kế thùng xe tự đổ phù hợp với tải trọng và điều kiện làm việc.
- Nâng cao năng lực thiết kế kỹ thuật, phân tích hệ thống cơ khí động lực và hiểu rõ hơn về chuyên ngành

Thông qua quá trình thực hiện, đồ án không chỉ giúp em củng cố kiến thức chuyên môn mà còn rèn luyện kỹ năng giải quyết vấn đề, tư duy kỹ thuật và phương pháp làm việc khoa học.

Chúng em xin chân thành cảm ơn thầy Lưu Đức Lịch đã tận tình hướng dẫn, định hướng và hỗ trợ em trong suốt quá trình thực hiện đề án. Đồng thời, em cũng xin gửi lời cảm ơn đến quý thầy cô trong bộ môn, gia đình và bạn bè đã luôn đồng hành, động viên và tạo điều kiện thuận lợi để em hoàn thành tốt nhiệm vụ này.

Mặc dù chúng em đã nỗ lực hết mình, nhưng do giới hạn về thời gian và kinh nghiệm thực tiễn, đề án không tránh khỏi những thiếu sót. Em rất mong nhận được sự đóng góp ý kiến từ quý thầy cô để hoàn thiện hơn trong hành trình học tập và nghề nghiệp sau này.

Sinh viên thực hiện

Hoàng Trung Hiếu

Trần Anh Tuấn

Võ Sỹ Tiên

Lê Kim Huy

MỤC LỤC

LỜI NÓI ĐẦU	i
MỤC LỤC	iii
DANH SÁCH HÌNH ẢNH	x
DANH SÁCH BẢNG BIỂU	xiv
DANH SÁCH CÁC KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT	xvi
CHƯƠNG 1. THIẾT KẾ TỔNG THỂ	1
1.1. Giới thiệu chung về xe HUYNDAI HD 270.....	1
1.1.1. Lịch sử hình thành HUYNDAI HD 270.....	1
1.2. Cơ sở và nguyên tắc thiết kế	2
1.2.1. Cơ sở thiết kế	2
1.2.2. Nguyên tắc thiết kế	6
1.3. Xác định vị trí lắp đặt thùng hàng và phân bố khối lượng.....	7
1.3.1. Xác định vị trí lắp đặt thùng hàng	9
1.3.2. Xác định phân bố khối lượng của xe	9
1.4. Xác định tọa độ trọng tâm.....	13
1.5. Tính toán động lực học kéo.....	15
1.5.1. Các thông số tính toán	15
1.5.2. Xây dựng đồ thị đặc tính ngoài.....	17
1.5.3. Xác định tỷ số truyền của hệ thống truyền lực	19
1.5.4. Xây dựng đồ thị	23
1.6. Kiểm tra tính ổn định của ô tô.....	33
1.6.1. Kiểm tra ổn định dọc	33

1.6.2. Kiểm tra tính ổn định ngang	37
1.6.3. Kiểm tra chuyển động giới hạn của ô tô khi quay vòng với bán kính giới hạn R_{\min}	38
1.7. Tuyến hình và thông số kỹ thuật	39
1.7.1. Tuyến hình	39
1.7.2. Thông số kỹ thuật	39
CHƯƠNG 2. LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG PHANH	42
2.1. Công dụng, phân loại, yêu cầu	42
2.1.1. Công dụng	42
2.1.2. Phân loại	42
2.1.3. Yêu cầu	43
2.2. Cấu tạo chung của hệ thống phanh	43
2.2.1. Cơ cấu phanh	44
2.2.2. Dẫn động phanh	50
2.3. Chọn phương án thiết kế	61
2.3.1. Cơ cấu phanh	61
2.3.2. Dẫn động phanh	61
CHƯƠNG 3. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ VÀ MÔ PHỎNG HỆ THỐNG PHANH	62
3.1. Thiết kế cơ cấu phanh	62
3.1.1. Các thông số kỹ thuật đầu vào của xe thiết kế	62
3.1.2. Xác định mô men phanh theo điều kiện bám	62
3.1.3. Hệ số phân bố lực phanh lên các trục bánh xe	64
3.1.4. Xác định lực phanh do cơ cấu phanh sinh ra theo phương pháp họa đồ	64
3.1.5. Tính toán cơ cấu phanh theo phương pháp giải tích	69
3.1.6. Kiểm tra hiện tượng tự xiết	72

3.1.7. Xác định kích thước của má phanh	73
3.1.8. Tính bền của trống phanh	75
3.1.9. Kiểm tra nhiệt độ tang trống.....	77
3.2. Thiết kế tính toán dẫn động.....	78
3.2.1. Hành trình dịch chuyển đầu piston xy lanh công tác của cơ cấu ép.....	78
3.2.2. Hành trình dịch chuyển của cần đẩy bầu phanh	79
3.2.3. Lực đẩy yêu cầu của bầu phanh.....	79
3.2.4. Đường kính bầu phanh	81
3.2.5. Thể tích bình chứa khí nén và số lượng bình chứa khí nén.....	82
3.2.6. Thể tích bầu chứa khí ở các bầu phanh cầu sau	83
3.2.7. Thể tích bầu chứa khí ở các bầu phanh cầu sau.	83
3.2.8. Tổng thể tích các đường ống dẫn.....	83
3.2.9. Số bình chứa cơ bản cho hệ thống phanh khí nén	84
3.3. Mô phỏng hệ thống phanh khí nén bằng phần mềm Matlab Simulink.....	85
3.3.1. Xây dựng mô hình mô phỏng hệ thống phanh khí nén	85
3.3.2. Hệ phương trình vi phân mô tả dẫn động khí nén	92
3.3.3. Kết quả mô phỏng.....	93
CHƯƠNG 4. LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG TREO	97
4.1. Phân loại.....	97
4.2. Yêu cầu đối với hệ thống treo	99
4.3. Chọn phương án thiết kế	105
4.4. Thiết kế kỹ thuật hệ thống treo	105
CHƯƠNG 5. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG TREO	110
5.1. Xác định các thông số cơ bản của hệ thống treo.....	111
5.1.1. Xác định hệ số phân bố khối lượng phần treo	111

5.1.2. Xác định hành trình tĩnh của bánh xe	111
5.1.3. Xác định hành trình động của bánh xe	112
5.1.4. Kiểm tra hành trình động của bánh xe theo điều kiện đảm bảo khoảng sáng gầm xe nhỏ nhất.....	112
5.1.5. Kiểm tra hành trình động của bánh xe không xảy ra va đập giữa phần treo trước và phần không treo trước khi phanh xe cấp tốc	113
5.2. Tính toán dao động của ô tô.....	113
5.2.1. Xác định tần số dao động riêng và hệ số dập tắt dao động của hệ	114
5.3. Lựa chọn các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu.....	117
5.4. Xác định lực tác dụng lên nhíp	118
5.4.1. Khi xe đầy tải.....	118
5.4.2. Khi xe không tải.....	118
5.5. Thiết kế nhíp trước.....	118
5.6. Thiết kế nhíp sau chính và nhíp phụ	126
5.6.1. Nhíp sau chính	126
5.6.2. Nhíp phụ sau	130
5.6.3. Tính độ võng tĩnh của nhíp chính và nhíp phụ	134
5.6.4. Tính toán kiểm tra bền của lá nhíp	137
5.6.5. Tính bền tại nhíp trước	145
5.6.6. Tính kiểm tra chốt nhíp trước	147
5.6.7. Tính bền tại nhíp sau.....	147
5.6.8. Tính kiểm tra chốt nhíp trước	148
5.7. Thiết kế giảm chấn.....	149
5.7.1. Thiết kế tính toán giảm chấn	149
5.8. Mô phỏng hệ thống treo	157

5.8.1. Các chỉ tiêu đánh giá dao động ô tô.....	157
5.8.2. Dùng matlab để tính độ cứng của nhíp , tính toán bên các lá nhíp.....	159
5.8.3. Dữ liệu đưa đầu vào để lập khối cho xe	162
5.8.4. Mô hình dao động liên kết	163
5.8.5. Hệ phương trình vi phân dao động thẳng đứng.....	164
5.8.6. Xây dựng được các mô hình.....	166
5.8.7. Kết quả và đánh giá	168
CHƯƠNG 6. LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG LÁI	172
6.1. Tổng quan về hệ thống lái.....	172
6.1.1. Nhiệm vụ, yêu cầu, phân loại	172
6.1.2. Kết cấu hệ thống lái	175
6.1.3. Dẫn động lái.....	176
6.1.4. Trợ lực lái	177
6.2. Lựa chọn phương án thiết kế.....	180
6.2.1. Lựa chọn phương án dẫn động lái	180
6.2.2. Lựa chọn cơ cấu lái.....	180
CHƯƠNG 7. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG LÁI	181
7.1. Thiết kế dẫn động lái.....	181
7.1.1. Tỷ số truyền của hệ thống lái.....	181
7.1.2. TÍNH TOÁN THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA HỆ THỐNG LÁI	184
7.1.3. Tính các chi tiết của dẫn động lái	189
7.2. Thiết kế cơ cấu lái	197
7.2.1. Yêu cầu của cơ cấu lái	197
7.2.2. Tỷ số truyền của cơ cấu lái	197
7.2.3. Tính bánh răng rẻ quạt và thanh răng	200

7.3. Thiết kế trợ lực lái	202
7.3.1. Lựa chọn phương án trợ lực lái	202
7.3.2. Xây dựng đường đặc tính của hệ thống lái	205
7.3.3. Tính xi lanh trợ lực	206
7.3.4. Xác định năng suất của bơm trợ lực lái	208
7.3.5. Tính van tiết lưu.....	210
7.3.6. Tính lò xo định tâm.....	211
7.4. Mô phỏng hệ thống trợ lực lái thủ lực bằng Matlab Simulink.....	212
7.4.1. Cấu tạo và hoạt động của mô hình	212
7.4.2. Giá lái tác động lên tải trọng được mô phỏng bằng lò xo và van điều tiết.....	212
7.4.3. Mô phỏng hệ thống trợ lực lái thủy lực	213
7.4.4. Kết quả đồ thị của chu trình.....	218
CHƯƠNG 8. LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ THÙNG XE	220
8.1. Lựa chọn phương án thiết kế.....	220
8.1.1. Loại bố trí xy lanh thủy lực đặt trực tiếp dưới thùng hàng.....	222
8.1.2. Loại bố trí xy lanh thủy lực kết hợp giàn nâng.....	224
8.2. Kết cấu thùng xe.....	228
8.3. Hệ thống thủy lực.....	229
8.3.1. Sơ đồ nguyên lý hệ thống thủy lực	229
8.3.2. Nguyên lý làm việc	230
CHƯƠNG 9. THIẾT KẾ HỆ THỐNG NÂNG HẠ THÙNG	232
9.1. Xác định khối lượng và phân bố lên trục	232
9.1.1. Xác định kích thước thùng xe.....	232
9.1.2. Xác định khối lượng thùng và hàng hóa.....	233
9.1.3. Khối lượng phân bố lên các trục.....	238

9.2. Thở tích thùng	238
9.3. Tính toán thiết kế hệ thống nâng.....	240
9.3.1. Xác định hành trình nâng.....	240
9.3.2. Xác định lực nâng cần thiết	243
9.4. Thiết kế các phần tử cơ bản của hệ thống nâng thùng	247
9.4.1. Xy lanh thủy lực	247
9.4.2. Máy bơm thủy lực.....	250
9.4.3. Van an toàn	253
9.4.4. Van một chiều.....	254
9.4.5. Van tiết lưu	255
9.4.6. Van phân phối.....	256
9.4.7. Đường ống thủy lực	257
9.4.8. Tính chọn thùng dầu thủy lực	258
9.5. Kiểm tra các chi tiết	258
9.5.1. Độ ổn định của ô tô khi hạ tải.....	258
9.5.2. Tính toán lắp đặt thùng tự đổ.....	259
9.5.3. Tính toán kiểm bền chốt xy lanh	260
9.6. Tính toán bền.....	262
9.6.1. Tính bền hai dầm dọc khung phụ	262
9.6.2. Tính bền thùng.....	263
9.6.3. Kiểm nghiệm bền liên kết giữa thùng xe và chassi ben	267
9.6.4. Kiểm nghiệm liên kết bu lông giữa cụm thùng tự đổ với chassi.....	268
9.7. Mô phỏng và đánh giá kết quả	269
KẾT LUẬN	273
TÀI LIỆU THAM KHẢO	274

DANH SÁCH HÌNH ẢNH

Hình 1.1. Logo Hyundai.....	1
Hình 1.2. Sơ đồ tính toán vị trí lắp đặt thùng hàng và phân bố khối lượng	8
Hình 1.3. Phân bố lực tác dụng	10
Hình 1.4. Đồ thị đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ.....	19
Hình 1.5. Đồ thị cân bằng lực kéo.....	26
Hình 1.6. Đồ thị cân bằng công suất của ô tô.....	28
Hình 1.7. Đồ thị nhân tố động lực học ô tô.	30
Hình 1.8. Đồ thị gia tốc ô tô	33
Hình 1.9. Sơ đồ lực tác dụng khi ô tô lên dốc	33
Hình 1.10. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi xuống dốc	36
Hình 1.11. Sơ đồ phản lực tác động ngang lên ô tô	37
Hình 1.12. Tổng thể xe	39
Hình 2.1. Sơ đồ nguyên lý các loại phanh chính.....	42
Hình 2.2. Sơ đồ các cơ cấu phanh thông dụng loại trống guốc và lực tác dụng	45
Hình 2.3. Sơ đồ nguyên lý của đĩa phanh.....	49
Hình 2.4. Các sơ đồ phân dòng dẫn động phanh thủy lực.....	52
Hình 2.5. Dẫn động thủy lực tác dụng trực tiếp	53
Hình 2.6. Sơ đồ dẫn động thủy lực trợ lực chân không.....	54
Hình 2.7. Dẫn động phanh thủy lực trợ lực khí nén	56
Hình 2.8. Dẫn động phanh thủy lực dùng bơm và các tích năng	57
Hình 2.9. Sơ đồ dẫn động phanh khí nén	59
Hình 3.1. Các thông số của cơ cấu phanh	65
Hình 3.2. Hoạ đồ lực phanh.....	68
Hình 3.3. Chi tiết bầu phanh trước	79
Hình 3.4. Chi tiết bầu phanh sau	80
Hình 3.5. Sơ đồ mô phỏng lưu lượng qua tổng van phân phối	85
Hình 3.6. Sơ đồ mô phỏng lưu lượng qua tổng van trên	86
Hình 3.7. Sơ đồ mô phỏng lưu lượng qua tổng van dưới.....	86
Hình 3.8. Sơ đồ mô phỏng lưu lượng tại ngã ba cầu trước	87
Hình 3.9. Sơ đồ mô phỏng lưu lượng vào bầu phanh trước trái.....	87
Hình 3.10. Sơ đồ mô phỏng lưu lượng vào bầu phanh trước phải	88

Hình 3.11. Sơ đồ mô phỏng áp suất trong bầu phanh trước trái	88
Hình 3.12. Sơ đồ mô phỏng mômen phanh sinh ra trên cơ cấu phanh trước trái.....	89
Hình 3.13. Sơ đồ mô phỏng lưu lượng qua ngã ba cầu sau.....	89
Hình 3.14. Sơ đồ mô phỏng lưu lượng đi vào bầu phanh sau trái.....	90
Hình 3.15. Sơ đồ mô phỏng lưu lượng đi vào bầu phanh sau phải	90
Hình 3.16. Sơ đồ mô phỏng áp suất bầu phanh sau trái	91
Hình 3.17. Sơ đồ mô phỏng mômen phanh sinh ra trên cơ cấu phanh sau trái.....	91
Hình 3.18. Áp suất tại ngã ba cầu trước và sau	95
Hình 3.19. Lưu lượng tại đầu ra khoang trên và dưới của van phân phối.....	95
Hình 3.20. Lưu lượng vào bầu phanh trước và sau bên trái.....	95
Hình 3.21. Áp suất tại bầu phanh trước và sau bên trái	96
Hình 3.22. Dịch chuyển của màng phanh trước và sau bên trái.....	96
Hình 3.23. Mô men phanh sinh ra trên cơ cấu phanh trước và sau bên trái.....	96
Hình 4.1. Sơ đồ hệ thống treo phụ thuộc.....	98
Hình 4.2. Sơ đồ hệ thống treo độc lập	98
Hình 4.3. Sơ đồ hệ thống treo cân bằng	99
Hình 4.4. Kết cấu nhíp chính và phụ của hệ thống treo có độ cứng thay đổi	101
Hình 4.5. Kết cấu nhíp chính và phụ của hệ thống treo có độ cứng thay đổi	102
Hình 4.6. Cấu tạo hệ thống treo trước dùng hai đòn treo không bằng nhau	103
Hình 4.7. Phần tử giảm chấn	105
Hình 5.1. Sơ đồ khóa sát.....	114
Hình 5.2. Sơ đồ tính bền nhíp.....	138
Hình 5.3. Xác định ứng suất.....	140
Hình 5.4. Sơ đồ tai nhíp trước	146
Hình 5.5. Sơ đồ tai nhíp sau	147
Hình 5.6. Mô hình phẳng dao động.....	163
Hình 5.7. Mô hình cầu trước	166
Hình 5.8. Mô hình cầu sau.....	166
Hình 5.9. Mô hình thân xe.....	167
Hình 5.10. Mô hình dao động tổng thể của ô tô	167
Hình 5.11. Kết quả dao động cầu sau	168
Hình 5.12. Kết quả dao động thân xe	169
Hình 5.13. Kết quả dao động cầu trước.....	170
Hình 6.1. Tổng quan hệ thống lái	172
Hình 6.2. Hệ thống lái có vành lái bên trái.....	173
Hình 6.3. Hệ thống lái có vành lái bên phải	173

Hình 6.4. Sơ đồ hệ thống lái.....	175
Hình 6.5. Hình thang lái đantô	177
Hình 6.6. Hình thang lái 6 khâu	177
Hình 6.7. Hệ thống trợ lực thủy lực.....	178
Hình 6.8. Cấu tạo hệ thống trợ lực điện	179
Hình 6.9. Hệ thống lái điện – thủy lực	179
Hình 6.10. Sơ đồ dẫn động hình thang lái ĐANTÔ	180
Hình 7.1. Góc doãng của bánh xe dẫn hướng	182
Hình 7.2. Điểm đặt lực tác dụng lên bánh xe	183
Hình 7.3. Sơ đồ động học khi quay vòng.....	185
Hình 7.4. Sơ đồ hình thang lái khi xe đi thẳng.....	186
Hình 7.5. Sơ đồ hình thang lái khi xe quay vòng	187
Hình 7.6. Cấu tạo đòn quay cứng	191
Hình 7.7. Sơ đồ tính bền đòn ngang	193
Hình 7.8. Cấu tạo rotuyn đòn ngang.....	196
Hình 7.9. Đường đặc tính của hệ thống lái khi chưa có trợ lực	205
Hình 7.10. Đường đặc tính khi có trợ lực.....	206
Hình 8.1. Xe có thùng lật phía sau	220
Hình 8.2. Xe có thùng lật sang bên sườn, kích nâng đặt ở trước và sau thùng.....	221
Hình 8.3. Xe có thùng lật sang bên sườn, kích nâng đặt ở giữa thùng.....	221
Hình 8.4. Xe có kết cấu nâng thùng lên cao rồi mới lật.....	221
Hình 8.5. Hệ thống nâng hạ thùng dùng xy lanh thủy lực đặt đầu thùng.....	222
Hình 8.6. Hệ thống nâng hạ thùng dùng xy lanh thủy lực đặt giữa thùng	223
Hình 8.7. Cách bố trí thứ nhất của hệ thống nâng hạ xy lanh thủy lực kết hợp dàn nâng	225
Hình 8.8. Cách bố trí thứ hai của hệ thống nâng hạ xy lanh thủy lực kết hợp dàn nâng	226
Hình 8.9. Cách bố trí thứ ba của hệ thống nâng hạ xy lanh thủy lực kết hợp dàn nâng	227
Hình 8.10. Thùng xe.....	228
Hình 8.11. Thùng xe ben thiết kế	228
Hình 8.12. Sơ đồ hệ thống thủy lực nâng hạ thùng xe ben	229
Hình 8.13. Sơ đồ nâng thùng	230
Hình 8.14. Sơ đồ hạ thùng.....	231
Hình 9.1. Tổng thể xe	232
Hình 9.2. Khung phụ xe ben.....	239

Hình 9.3. Động học cơ cấu nâng thùng	241
Hình 9.4. Động lực học cơ cấu nâng thùng	244
Hình 9.5. Trạng thái khi ô tô bắt đầu nâng thùng.....	244
Hình 9.6. Sơ đồ xác định phản lực tại khớp C	245
Hình 9.7. Sơ đồ xác định phản lực tại khớp A	246
Hình 9.8. Sơ đồ xác định phản lực tại khớp B	246
Hình 9.9. Cơ cấu nâng hạ thùng	247
Hình 9.10. Van an toàn.....	254
Hình 9.11. Van một chiều.....	255
Hình 9.12. Van tiết lưu	256
Hình 9.13. Van phân phối.....	256
Hình 9.14. Biểu đồ momen uốn.....	263
Hình 9.15. Lực phân bố lên các đà ngang	266
Hình 9.16. Biểu đồ momen uốn đà ngang	266
Hình 9.17. Biểu đồ ứng suất tổng hợp đà ngang	266
Hình 9.18. Lực tác dụng lên thành bên của thùng xe	269
Hình 9.19. Biến dạng của thùng khi chịu lực tác dụng	270
Hình 9.20. Biểu đồ ứng suất tổng hợp của thùng xe	270
Hình 9.21. Kết quả phân tích ứng suất	271
Hình 9.22. Kết quả phân tích độ biến dạng	271
Hình 9.23. Hệ thống nâng ở vị trí trung gian	272
Hình 9.24. Hệ thống nâng ở vị trí lớn nhất.....	272

DANH SÁCH BẢNG BIỂU

Bảng 1.1. Quy định về chiều dài toàn bộ của xe (L), chiều cao bên trong của thùng xe (H_t) và khối lượng riêng biểu kiến (γ_v).....	4
Bảng 1.2. Thông số kích thước đầu vào.....	7
Bảng 1.3. Thông số khối lượng đầu vào.....	7
Bảng 1.4. Bảng phân bố trọng lượng lên các trục của ô tô thiết kế.....	12
Bảng 1.5. Bảng thông số về tọa độ trọng tâm của xe.....	15
Bảng 1.6. Bảng thể hiện mômen và công suất động cơ.....	18
Bảng 1.7. Tỷ số truyền của các tay số.....	23
Bảng 1.8. Giá trị lực kéo ứng với mỗi tay số.....	24
Bảng 1.9. Giá trị lực cản ứng với mỗi tay số.....	25
Bảng 1.10. Bảng công suất của ô tô.....	27
Bảng 1.11. Công cản của ô tô ứng với mỗi tay số.....	27
Bảng 1.12. Nhân tố động lực học.....	29
Bảng 1.13. Nhân tố động lực học theo điều kiện bám.....	29
Bảng 1.14. Hệ số kể đến ảnh hưởng của các khối lượng chuyển động quay.....	31
Bảng 1.15. Giá trị gia tốc ứng với mỗi tay số.....	32
Bảng 1.16. Bảng thống số tính ổn định của ô tô thiết kế.....	38
Bảng 1.17. Bảng thông số kỹ thuật.....	39
Bảng 3.1. Các thông số đầu vào.....	62
Bảng 3.2. Các thông số không đổi trong quá trình mô phỏng.....	93
Bảng 3.3. Bảng thông số mô phỏng khi thay đổi đường kính ống khí nén.....	94
Bảng 4.1. Các thông số kỹ thuật của xe.....	105
Bảng 4.2. Bảng thống số đầu vào.....	110
Bảng 5.1. Tính toán từng lá nhíp.....	125
Bảng 5.2. Tính toán từng lá nhíp phụ.....	135
Bảng 5.3. Tính toán từng lá nhíp chính.....	136
Bảng 5.4. Lập bảng tính toán.....	139
Bảng 5.5. Giá trị ứng suất sinh ra trong các lá nhíp.....	141
Bảng 5.6. Lập bảng tính toán.....	142
Bảng 5.7. Giá trị ứng suất sinh ra trong các lá nhíp.....	143
Bảng 5.8. Thông số bảng nhíp sau phụ.....	144
Bảng 5.9. Giá trị ứng suất sinh ra trong các lá nhíp.....	145

Bảng 7.1. Bảng hệ số α	192
Bảng 9.1. Bảng khối lượng khung xương thùng xe	235
Bảng 9.2. Bảng khối lượng riêng vật liệu.....	237
Bảng 9.3. Bảng khối lượng khung phụ.....	237
Bảng 9.4. Bảng đầu vào chốt quay	259
Bảng 9.5. Bảng đầu vào chốt xy lanh.....	261
Bảng 9.6. Bảng thông số đầu vào vật liệu sàn thùng.....	264

DANH SÁCH CÁC KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT

KÝ HIỆU

.....

.....

.....

.....

.....

.....

CHỮ VIẾT TẮT

.....

.....

.....

.....

.....

.....

CHƯƠNG 1. THIẾT KẾ TỔNG THỂ

1.1. Giới thiệu chung về xe HUYNDAI HD 270

1.1.1. Lịch sử hình thành HUYNDAI HD 270

Hyundai Motor Company - thuộc Hyundai Kia Automotive Group - là hãng sản xuất ô tô lớn nhất Hàn Quốc và đứng thứ 5 thế giới về doanh số bán hàng năm. Đặt trụ sở chính ở Seoul, Hyundai điều hành nhà máy sản xuất ô tô lớn nhất thế giới tại Ulsan với công suất lên tới 1.6 triệu xe/năm.



Hình 1.1. Logo Huyndai

Biểu tượng của Hyundai, chữ “H” được viết cách điệu, tượng trưng cho hình ảnh công ty và khách hàng đang bắt tay nhau. Trong tiếng Hàn, Hyundai có nghĩa là “hiện đại”. Thị trường Việt Nam Hyundai đã tạo được thương hiệu ở các dòng xe như du lịch, xe tải, xe khách với các mẫu mã đa dạng phân bố ở nhiều phân khúc giá khác nhau giúp cho khách hàng có nhiều sự lựa chọn.

Hiện tại ở dòng xe tải nặng Hyundai đang kinh doanh và lắp ráp nhiều loại xe như : Xe tải Cargo , xe tải Dump , xe tải Mixer , xe tải đầu kéo...

Trong đó dòng xe tải tự đổ Hyundai HD 270 là mẫu xe đang được sự dụng nhiều trong môi trường làm việc đòi hỏi sự chịu tải và độ bền bỉ lớn. Và với sự hoàn hảo của mình thì Hyundai HD 270 đã tạo được sự tin tưởng của khách hàng.

Dòng xe tải nhập khẩu Hyundai 15 tấn HD270 là dòng xe thương mại của tập đoàn Hyundai Hàn Quốc với các sản phẩm HD270 bồn trộn và HD 270 tải ben. Xe tải Hyundai HD270 với ngoại thất được thiết kế hiện đại năng động, kiểu dáng khí động học giúp tăng khả năng tiết kiệm nhiên liệu khi vận hành.

Hyundai HD270 được trang bị động cơ Diesel thế hệ mới D6AC 6 xy lanh thẳng hàng, dung tích 11.149cc, công suất (320Ps, 360Ps, 380Ps) mạnh mẽ bền bỉ và mức tiêu hao nhiên liệu thấp, tiêu chuẩn khí thải EuroII. Gầm xe tải Hyundai 15 tấn HD270 chắc khỏe, khả năng chở quá tải cao nhất trong các dòng xe cùng phân khúc trên thị trường

1.2. Cơ sở và nguyên tắc thiết kế

1.2.1. Cơ sở thiết kế

Thiết kế xe tải thùng hàng cần căn cứ vào yêu cầu của sản phẩm và các tiêu chuẩn, quy chuẩn quốc gia và tiêu chuẩn, quy chuẩn ngành.

1.2.1.1. Quy chuẩn QCVN 09 : 2015/BGTVT

QCVN 09:2015/BGTVT “Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về chất lượng an toàn kỹ thuật và bảo vệ môi trường đối với ô tô” Do Bộ Giao thông Vận tải ban hành ngày 31/12/2015. Quy chuẩn này quy định các yêu cầu về kiểm tra chất lượng an toàn kỹ thuật và bảo vệ môi trường các kiểu loại ô tô sản xuất, lắp ráp và nhập khẩu được định nghĩa trong TCVN 6211 “Phương tiện giao thông đường bộ - Kiểu - Thuật ngữ và định nghĩa” và TCVN 7271 “Phương tiện giao thông đường bộ - Ô tô – Phân loại theo mục đích sử dụng”.

a. Quy định về các thông số kích thước của xe

- Chiều dài: Không lớn hơn 20 m đối với xe khách nối toa, Không lớn hơn 12,2 m đối với các loại xe còn lại.

- Chiều rộng: Không lớn hơn 2,5 m.

- Chiều cao: Không lớn hơn 4,2 m đối với xe khách hai tầng; Không lớn hơn 4 m đối với các loại xe khác. Ngoài ra, đối với các loại xe có khối lượng toàn bộ không lớn hơn 5 tấn thì chiều cao của xe phải thỏa mãn điều kiện sau:

$$H_{\max} \leq 1,75 \times W_t \quad (1.1)$$

- Trong đó:

- + H_{\max} - chiều cao lớn nhất cho phép của xe;
- + W_t - khoảng cách giữa tâm vết tiếp xúc của hai bánh xe sau với mặt đường (trường hợp trục sau lắp bánh đơn).
- + W_t - khoảng cách giữa tâm vết tiếp xúc của hai bánh xe sau phía ngoài với mặt đường (trường hợp trục sau lắp bánh kép).
- Chiều dài đuôi xe: Không lớn hơn 65% chiều dài cơ sở đối với xe khách (xe khách nối toa được tính cho toa xe đầu tiên; Không lớn hơn 60% chiều dài cơ sở đối với xe tải (không áp dụng đối với xe tải chuyên dùng TCVN 7271).
- Khoảng sáng gầm xe: Không nhỏ hơn 120 m (trừ các loại xe chuyên dùng)

b. Tải trọng trục cho phép lớn nhất

- Trục đơn: 10 tấn
- Trục kép phụ thuộc vào khoảng cách hai tâm trục d
 - + $d < 1,0$ m đối với xe 11 tấn
 - + $1,0 \leq d < 1,3$ m đối với xe 16 tấn
 - + $d \geq 1,3$ m đối với xe 18 tấn
- Trục ba phụ thuộc vào khoảng cách hai tâm trục liền kề nhỏ nhất d
 - + $d \leq 1,3$ m đối với xe 21 tấn
 - + $d > 1,3$ m đối với xe 24 tấn

c. Tải trọng toàn bộ cho phép lớn nhất

- Đối với xe thân liền:
 - + Có tổng số trục bằng hai, tổng trọng lượng của xe ≤ 16 tấn
 - + Có tổng số trục bằng ba, tổng trọng lượng của xe ≤ 24 tấn
 - + Có tổng số trục bằng bốn, tổng trọng lượng của xe ≤ 30 tấn
 - + Có tổng số trục bằng năm hoặc lớn hơn, tổng trọng lượng của xe ≤ 34 tấn
- Đối với tổ hợp xe đầu kéo với sơ mi rơ moóc:

- + Có tổng số trục bằng ba, tổng trọng lượng của xe ≤ 26 tấn
 - + Có tổng số trục bằng bốn, tổng trọng lượng của xe ≤ 34 tấn
 - + Có tổng số trục bằng năm, tổng trọng lượng của xe ≤ 44 tấn
 - + Có tổng số trục bằng sáu hoặc lớn hơn, tổng trọng lượng của xe ≤ 48 tấn
- Đối với tổ hợp xe thân liền kéo rơ moóc hoặc sơ mi rơ moóc: Tổng trọng lượng của tổ hợp xe gồm tổng trọng lượng của xe thân liền và tổng các tải trọng trục xe của rơ moóc hoặc sơ mi rơ moóc được kéo theo, nhưng không được lớn hơn 45 tấn.
- d. Khối lượng phân bố lên cụm trục dẫn hướng khi không tải và đầy tải
- Không nhỏ hơn 25% đối với xe khách (trừ xe ô tô khách thành phố)
 - Không nhỏ hơn 20% đối với các loại xe khác
- e. Góc ổn định ngang tĩnh của xe
- Khi không tải không nhỏ hơn 28° đối với xe khách hai tầng; 30° đối với xe có khối lượng toàn bộ không lớn hơn 1,2 lần khối lượng bản thân; 35° đối với các loại xe còn lại.
- f. Khối lượng tính toán cho một người
- Được xác định theo yêu cầu của nhà sản xuất nhưng không được nhỏ hơn 65 kg/người.

1.2.1.2. Thông tư số 42/2014/TT-BGTVT

Thông tư quy định về thùng xe của xe tự đổ, xe xi téc, xe tải tham gia giao thông đường bộ được Bộ trưởng Bộ Giao thông vận tải ban hành ngày 15 tháng 9 năm 2014.

Bảng 1.1. Quy định về chiều dài toàn bộ của xe (L), chiều cao bên trong của thùng xe (H_t) và khối lượng riêng biểu kiến (γ_v)

TT	Loại phương tiện	L (m)	H_t (m)	γ_v (tấn/m ³)
1	Xe tự đổ có tổng số trục bằng hai và có khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông nhỏ hơn 5 tấn	$\leq 5,0$	---	$\geq 0,8$
2	Xe tự đổ có tổng số trục bằng hai và có khối lượng toàn bộ cho phép	$\leq 6,0$	---	$\geq 1,2$

	tham gia giao thông từ 5 tấn đến dưới 10 tấn			
3	Ô tô tải tự đổ và rơ moóc tải tự đổ có tổng số trục bằng hai và có khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông từ 10 tấn trở lên Sơ mi rơ moóc tải tự đổ một trục	$\leq 7,0$	---	$\geq 1,5$
4	Ô tô tải tự đổ và rơ moóc tải tự đổ có tổng số trục bằng ba Sơ mi rơ moóc tải tự đổ có tổng số trục bằng hai	$\leq 7,8$	---	---
5	Ô tô tải tự đổ và rơ moóc tải tự đổ có tổng số trục bằng bốn Sơ mi rơ moóc tải tự đổ có tổng số trục bằng ba	$\leq 9,3$	---	---
6	Ô tô tải tự đổ và rơ moóc tải tự đổ có tổng số trục bằng năm Sơ mi rơ moóc tải tự đổ có tổng số trục bằng bốn	$\leq 10,2$	---	$\geq 1,5$
7	Ô tô tải và rơ moóc tải (thùng hở không có mui phủ)	---	$\leq 0,3W_t$	---
8	Sơ mi rơ moóc tải (thùng hở không có mui phủ)	$\leq 12,4$	$\leq 0,45$	---
9	Ô tô tải và rơ moóc tải (thùng hở có mui phủ)	---	$\leq 1,07W_t$ nhưng không lớn hơn 2,15 m, trừ các xe có khối lượng toàn bộ cho phép	---
10	Sơ mi rơ moóc tải (thùng hở có mui phủ)	$\leq 12,4$		---

			tham gia giao thông	
--	--	--	---------------------	--

1.2.2. Nguyên tắc thiết kế

- Nguyên tắc về kết cấu cơ khí

+ Khung gầm chịu lực tốt, khung xe phải có độ cứng vững cao để chịu được tải trọng lớn. Được gia cố thêm tại các điểm chịu lực lớn như trục sau và phần nối thùng xe.

+ Hình dáng thùng xe phải đảm bảo khả năng đổ vật liệu nhanh chóng, không bị dính hay tòn đọng. Vật liệu chế tạo thùng thường là thép cường độ cao để chịu lực và mài mòn tốt.

+ Hệ thống nâng hạ an toàn sử dụng cơ cấu thủy lực với xi lanh nâng thùng đảm bảo độ bền cao. Góc nâng tối ưu từ 45 – 60 độ để đảm bảo xả hàng hiệu quả

- Nguyên tắc về động lực học và vận hành

+ Phân bố tải trọng hợp lý trọng tâm xe phải được tính toán kỹ để tránh lật khi đổ hàng. Cầu sau chịu lực chính, trong khi cầu trước đảm bảo điều hướng linh hoạt.

+ Giảm lực cản không khí để xe vận hành ổn định ở tốc độ cao. Hình dáng cabin và kết cấu thùng xe được tối ưu hóa để giảm lực cản gió.

+ Động cơ có mô-men xoắn cao để kéo tải nặng. Hộp số có cấp số thấp để hỗ trợ khi di chuyển trên đường dốc hoặc địa hình khó khăn.

- Nguyên tắc an toàn kỹ thuật

+ Phanh khí nén hoặc phanh thủy lực có trợ lực để đảm bảo an toàn khi chở tải nặng. Phanh phụ trợ như phanh động cơ hoặc phanh ABS để hỗ trợ khi xe xuống dốc.

+ Sử dụng hệ thống treo nhíp lá hoặc treo hơi để chịu tải tốt hơn. Giảm chấn thủy lực giúp xe vận hành êm ái, giảm rung lắc.

- Nguyên tắc về bảo trì và độ bền

+ Thiết kế các bộ phận dễ tháo lắp để sửa chữa nhanh chóng. Các điểm bôi trơn, kiểm tra dầu nhớt được bố trí thuận tiện

+ Vật liệu chịu lực tốt, chống ăn mòn, hệ thống khung và thùng xe được sơn phủ chống gỉ để tăng tuổi thọ.

1.3. Xác định vị trí lắp đặt thùng hàng và phân bố khối lượng

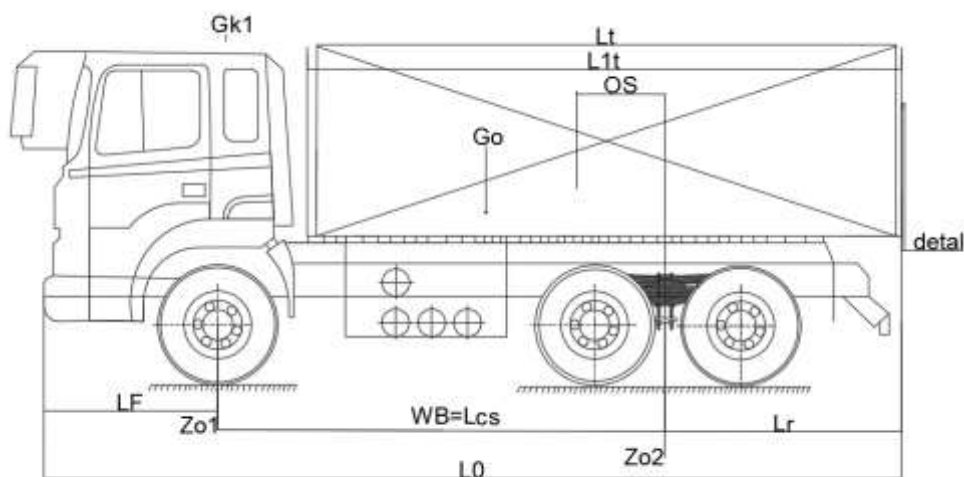
Bảng 1.2. Thông số kích thước đầu vào

STT	Tên gọi	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Chiều dài cơ sở	$L_0 = WB$	3940	mm
2	Chiều dài đầu xe	L_f	1495	mm
3	Chiều dài phần cứng đuôi sắt xi	L_r	1970	mm
4	Chiều dài lắp thùng	L_{lt}	5113	mm
5	Khoảng cách từ đuôi cabin đến đầu thùng xe	x	300	mm
6	Khoảng cách giữa tâm trục 2 và 3 đến trục 3	L_2	650	mm
7	Chiều dài cabin	L_{cb}	2330	mm
8	Chiều dài thùng	L_t	4813	mm

Bảng 1.3. Thông số khối lượng đầu vào

STT	Tên gọi	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Khối lượng bản thân ô tô cơ sở	G_{cs}	11400	Kg
2	Khối lượng bản thân ô tô cơ sở phân bố lên trục 1	Q_1	4560	Kg
3	Khối lượng bản thân ô tô cơ sở phân bố lên trục 2 và 3	Q_2	6840	Kg
4	Khối lượng thùng và hàng hóa	$G_{th} + G_h$	12167	Kg
5	Khối lượng lốp lái	G_n	195	Kg

Đề tài cho bài toán thiết kế tối ưu sao cho ô tô thiết kế có khối lượng toàn bộ và khối lượng hàng hoá chuyên chở cũng như chiều dài thùng hàng và chiều dài toàn bộ ô tô đạt giá trị giới hạn lớn nhất theo tiêu chuẩn, quy chuẩn Việt Nam QCVN09/2015/BGTVT; TT42/BGTVT và quy định của nhà sản xuất. Gọi khoảng cách từ trọng tâm thùng hàng tới tâm trục 2 và 3 là OS . Vậy OS là một ẩn cần tìm. Ta thực hiện tính toán sau đây:



Hình 1.2. Sơ đồ tính toán vị trí lắp đặt thùng hàng và phân bố khối lượng

- + G_n - Khối lượng của kíp lái
- + G_0 - Khối lượng bản thân sắt xi
- + G_{cip} - Khối lượng các chi tiết phụ
- + G_t - Khối lượng thùng hàng
- + Q - Khối lượng hàng hoá
- + G_{tb} - Khối lượng toàn bộ ô tô
- + Z_1, Z_2, Z_3 - Khối lượng bản thân sắt xi phân bố lên các trục 1,2,3,4
- + L_f - Chiều dài đầu xe
- + L_r - Chiều dài đuôi sắt xi
- + WB - Chiều dài cơ sở tính toán của sắt xi

- + $L_i (i = 1, 2, 3)$ - Khoảng cách các trục
- + L_{lt} - Chiều dài lắp đặt thùng của sít xi;
- + L_x - Chiều dài tổng thể ô tô
- + Δ - Chiều dài phần thò của đuôi thùng hàng so với khung xe
- + L_r - Chiều dài thùng hàng
- + OS - Khoảng cách từ trọng tâm thùng hàng và hàng hoá đến tâm cụm trục sau.

1.3.1. Xác định vị trí lắp đặt thùng hàng

Chiều dài toàn bộ của xe thiết kế:

$$L_x = L_{cb} + L_t + x = 2230 + 4813 + 300 = 7443 \text{ mm} \quad (1.2)$$

Chiều dài phần thò của đuôi thùng hàng so với khung xe:

$$\Delta = L_x - (L_0 + L_r + L_f) \quad (1.3)$$

$$\Delta = L_x - (L_0 + L_r + L_f) = 7443 - (3940 + 1495 + 1970) = 38 \text{ mm}$$

Chiều dài đuôi xe:

$$ROH = L_r + \Delta \quad (1.4)$$

$$ROH = L_r + \Delta = 1970 + 38 = 2008 \text{ mm}$$

Khoảng cách từ trọng tâm thùng hàng và trọng tâm hàng hoá đến tâm cụm trục sau:

$$OS = \frac{L_t}{2} - ROH \quad (1.5)$$

$$OS = \frac{L_t}{2} - ROH = \frac{4813}{2} - 2008 = 399 \text{ mm}$$

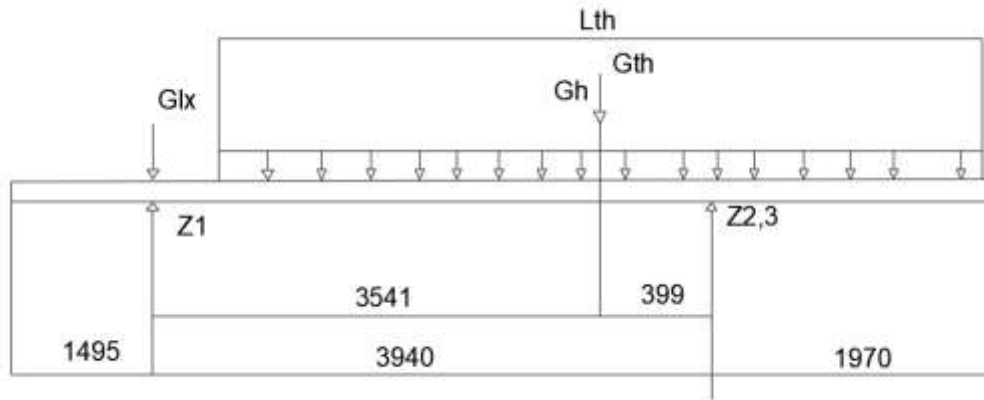
1.3.2. Xác định phân bố khối lượng của xe

- Khối lượng bản thân của ô tô sít xi tải: $G_{cs} = 11400 \text{ kg}$
- Khối lượng thùng: $G_t = 1457 \text{ kg}$
- Khối lượng bản thân ô tô thiết kế: $G_0 = G_{cs} + G_t = 12857 \text{ kg}$

- Khối lượng kíp lái 03 người: $G_n = 65 \times 3 = 195 \text{ kg}$

- Khối lượng hàng hóa: $G_h = 10710 \text{ kg}$

Khối lượng toàn bộ theo quy định về tiêu chuẩn tải trọng tối đa cho xe tải phổ biến, dựa trên Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia QCVN 41:2019/BGTVT, $[G_{tb}] = 24000 \text{ kg}$



Hình 1.3. Phân bố lực tác dụng

- Trong đó

+ Z_1 - Phản lực tại bánh xe phía trước

+ $Z_{2,3}$ - Phản lực tại bánh xe phía sau

+ G_{lx} - Trọng lượng kíp lái

+ G_{th} - Trọng lượng thùng

+ G_h - Trọng lượng hàng hóa

- Tính toán cho xe có tải

$$\sum M_2 = 0 \Leftrightarrow Z_1 \times L_0 = G_{lx} \times L_0 + G_h \times n + G_{th} \times n$$

$$\Rightarrow Z_1 = \frac{G_{lx} \times L_0 + G_h \times n + G_{th} \times n}{L_0} \quad (1.6)$$

$$\Rightarrow Z_1 = \frac{G_{lx} \times L_0 + G_h \times n + G_{th} \times n}{L_0} = \frac{195 \times 3940 + 10710 \times 399 + 1457 \times 399}{3940} = 1427 \text{ kg}$$

$$\sum M_1 = 0 \Leftrightarrow Z_2 \times L_0 = G_h \times m + G_t \times m$$

$$\Rightarrow Z_2 = \frac{G_h \times m + G_{th} \times m}{L_0} \quad (1.7)$$

$$\Rightarrow Z_2 = \frac{G_h \times m + G_{th} \times m}{L_0} = \frac{10710 \times 3541 + 1457 \times 3541}{3940} = 11016 \text{ kg}$$

Trọng lượng phân bố lên cầu trước:

$$Z_t = Z_1 + Q_1 + \frac{G_{ctp}}{2} = 1427 + 4560 + \frac{122}{2} = 6048 \text{ kg}$$

$$Z_t = Z_1 + Q_1 + \frac{G_{ctp}}{2} \quad (1.8)$$

Trọng lượng phân bố lên cầu sau:

$$Z_s = Z_2 + Q_2 + \frac{G_{ctp}}{2} \quad (1.9)$$

$$Z_s = Z_2 + Q_2 + \frac{G_{ctp}}{2} = 11016 + 6840 + \frac{122}{2} = 17917 \text{ kg}$$

Tính toán cho xe khi không tải (tức $G_h = 0$) ta có:

Trọng lượng phân bố cầu trước:

$$Z_{t'} = Z_1 + Q_1 + \frac{G_{ctp}}{2} = \frac{G_n \times L_0 + G_t \times n}{L_0} + Q_1 + \frac{G_{ctp}}{2} \quad (1.10)$$

$$Z_{t'} = \frac{195 \times 3940 + 1457 \times 399}{3940} + 4560 + \frac{122}{2} = 4964 \text{ kg}$$

Trọng lượng phân bố cầu sau:

$$Z_{s'} = Z_2 + Q_2 + \frac{G_{ctp}}{2} = \frac{G_t \times m}{L_0} + Q_2 + \frac{G_{ctp}}{2} \quad (1.11)$$

$$Z_{s'} = \frac{1457 \times 3541}{3940} + 6840 + \frac{122}{2} = 8210 \text{ kg}$$

Tải trọng của thùng đặt lên cầu trước và sau:

$$\begin{cases} \frac{Z_{th1}}{Z_{th2}} = \frac{399}{3940} (kg) \\ Z_{th1} + Z_{th2} = 1457 (kg) \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} Z_{th1} = 134 (kg) \\ Z_{th2} = 1323 (kg) \end{cases}$$

Tải trọng hàng hóa đặt lên cầu trước và sau:

$$\begin{cases} \frac{Z_{th1}}{Z_{th2}} = \frac{399}{3940} (kg) \\ Z_{th1} + Z_{th2} = 10710 (kg) \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} Z_{th1} = 985 (kg) \\ Z_{th2} = 9725 (kg) \end{cases}$$

Bảng 1.4. Bảng phân bố trọng lượng lên các trục của ô tô thiết kế

TT	Thành phần khối lượng	Ký hiệu	Toàn bộ (kg)	Trục trước (kg)	Trục sau (kg)
1	Trọng lượng bản thân ô tô cơ sở	G_{cs}	11400	4560	6840
2	Trọng lượng thùng hàng	G_t	1457	100	1357
3	Trọng lượng kíp lái	G_n	195	195	0
4	Trọng lượng hàng hóa cho phép chở	Q_h	10710	985	9725
5	Trọng lượng ô tô thiết kế khi không tải	G_0	13174	4964	8210
6	Trọng lượng toàn bộ ô tô thiết kế HD 270	G_a	23884	6048	17917

1.4. Xác định tọa độ trọng tâm

Việc xác định tọa độ trọng tâm của ô tô là bước quan trọng giúp ta xác định mức độ ổn định của ô tô, khả năng giới hạn lật khi chở hàng cũng như lúc không tải khi xe chạy trên đường dốc hoặc trên đường nghiêng ngang. Đặt các lực phân tác dụng lên ta được sơ đồ như hình 1.1

- Trong đó

+ G - Trọng lượng của xe

+ G_t - Trọng lượng của thùng xe

+ G_h - Trọng lượng của thùng hàng

+ Z_1, Z_2 - Phản lực tại trục bánh xe trước và sau

+ a, b - Khoảng cách từ trọng tâm của xe đến cầu trước và cầu sau

Tọa độ trọng tâm theo chiều dọc được xác định theo công thức:

- Khi đầy tải

$$a = \frac{Z_2 \times L_0}{G_a} \quad (1.12)$$

$$a = \frac{Z_2 \times L_0}{G_a} = \frac{17917 \times 3940}{23884} = 2956 \text{ mm}$$

$$b = L_0 - a \quad (1.13)$$

$$b = L_0 - a = 3940 - 2956 = 984 \text{ mm}$$

- Khi không tải

$$a = \frac{Z_2 \times L_0}{G_0} \quad (1.14)$$

$$a = \frac{Z_2 \times L_0}{G_0} = \frac{8210 \times 3940}{13174} = 2455 \text{ mm}$$

$$b = L_0 - a \quad (1.15)$$

$$b = L_0 - a = 3940 - 2455 = 1485 \text{ mm}$$

Tọa độ trọng tâm theo chiều cao được xác định theo công thức:

$$h_g = \frac{\sum G_i \times h_{gi}}{G} \quad (1.16)$$

- Trong đó

+ h_g - Chiều cao trọng tâm của ô tô thiết kế

+ G_i - Trọng lượng thành phần thứ i

+ h_{gi} - Chiều cao trọng tâm thành phần thứ i

+ G - Trọng lượng toàn tải của ô tô

Theo thông số kỹ thuật của xe, ta có

+ Trọng lượng sạt xi xe cơ sở $G_{cs} = 11400 \text{ kg}$

+ Chiều cao trọng tâm sạt xi xe cơ sở $h_{cs} = 810 \text{ mm}$

+ Trọng lượng thùng tải $G_t = 1457 \text{ kg}$

+ Trọng lượng kíp lái $G_n = 195 \text{ kg}$

+ Chiều cao trọng tâm kíp lái $h_n = 1315 \text{ mm}$

+ Chiều cao trọng tâm thùng tải $h_t = 1745 \text{ mm}$

+ Trọng lượng hàng hóa khi đầy tải $G_h = 10710 \text{ kg}$

+ Chiều cao trọng tâm của hàng hóa khi đầy tải $h_h = 1720 \text{ mm}$

Chiều cao trọng tâm của ô tô thiết kế khi đầy tải

$$h_g = \frac{G_{cs} \times h_{cs} + G_t \times h_t + G_h \times h_h + G_n \times h_n}{G} \quad (1.17)$$

$$h_g = \frac{11400 \times 810 + 1457 \times 1745 + 10710 \times 1720 + 195 \times 1315}{23884} = 1275 \text{ mm}$$

Chiều cao trọng tâm của ô tô thiết kế khi không tải

$$h_g = \frac{G_{cs} \times h_{cs} + G_t \times h_t + G_n \times h_n}{G - G_h} \quad (1.18)$$

$$h_g = \frac{11400 \times 810 + 1457 \times 1745 + 195 \times 1315}{23884 - 10710} = 913 \text{ mm}$$

Bảng 1.5. Bảng thông số về tọa độ trọng tâm của xe

TT	Ô tô tải HD270	G [kg]	L_0 [mm]	a [mm]	b [mm]	h_g [mm]
1	Khi không tải	13174	3940	2455	1485	913
2	Khi đầy tải	23884	3940	2956	984	1275

1.5. Tính toán động lực học kéo

1.5.1. Các thông số tính toán

a. Phân bố trọng lượng ô tô tải

- Phân bố tải trọng cầu trước

$$Z_1 = 6048 \text{ kg} = 60480 \text{ N}$$

- Phân bố tải trọng cầu sau

$$Z_2 = 17917 \text{ kg} = 179170 \text{ N}$$

b. Hệ số cản lăn

Hệ số cản lăn được xác định theo công thức

$$f = f_0 \times \left(1 + \frac{V_{\max}^2}{1500} \right) \quad (1.19)$$

- Trong đó

+ f_0 - Hệ số cản lăn ứng với tốc độ di chuyển của xe. Chọn $f_0 = 0,015$

+ V_{\max} - Vận tốc cực đại của xe. $V_{\max} = 98,7 \text{ km/h} = 27,417 \text{ m/s}$

Thay vào ta có:

$$f = 0,015 \times \left(1 + \frac{27,417^2}{1500} \right) = 0,023$$

c. Hệ số cản không khí

Hệ số cản không khí K , nó phụ thuộc vào dạng ô tô, chất lượng bề mặt và biên dạng của thân vỏ, phụ thuộc vào mật độ không khí $[Ns^2 / m^4]$. Theo bảng I – 4 sách lý thuyết ô tô ta chọn $K = 0,7 [Ns^2 / m^4]$.

d. Diện tích cản chính diện của ô tô

Diện tích cản chính diện của ô tô được xác định bằng công thức

$$F = B \times H \quad (1.20)$$

- Trong đó

+ B - Chiều rộng cơ sở của xe. $B = 2495 \text{ mm} = 2,495 \text{ m}$

+ H - Chiều cao lớn nhất của xe. $H = 3130 \text{ mm} = 3,13 \text{ m}$

Thay vào ta có

$$F = 2,495 \times 3,13 = 7,8 \text{ m}$$

e. Bán kính làm việc của bánh xe

Bán kính làm việc của bánh xe

$$r_{bx} = \lambda \times \frac{\left(B + \frac{d}{2} \right) \times 25,4}{1000} \quad (1.21)$$

$$r_{bx} = \lambda \times \frac{\left(B + \frac{d}{2} \right) \times 25,4}{1000} = 0,95 \times \frac{\left(12 + \frac{22,5}{2} \right) \times 25,4}{1000} = 0,56$$

- Trong đó

+ λ - Hệ số lớp áp suất cao $\lambda = 0,945 \div 0,95$ chọn $\lambda = 0,95$

+ B - Bề rộng của lớp

+ d - Đường kính vành

1.5.2. Xây dựng đồ thị đặc tính ngoài

Công suất lớn nhất của động cơ

$$+ N_{e_{\max}} = 235,36 \text{ kW} \approx 235 \text{ kW} \text{ tại } n_N = 2000 \text{ v/ph}$$

Theo phương pháp S.R. Laydecman :

$$N_{ev} = N_{e_{\max}} \left[a \cdot \frac{n_e}{n_N} + b \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right] \quad (1.22)$$

- Trong đó : a, b, c là các hệ số thực nghiệm
- Với động cơ diesel 4 kỳ có buồng cháy xoáy lốc : $a = 0,7; b = 1,3; c = 1$
- Momen xoắn của trục khuỷu động cơ ứng với số vòng quay n_e khác nhau
- Công suất cực đại của động cơ : $\Rightarrow N_{e_{\max}} = 235 \text{ kW}$

Tính công suất động cơ ở số vòng quay khác nhau:

$$M_e = \frac{10^4 \cdot N_e}{1,047 \cdot n_e} \quad (1.23)$$

Lập bảng tính các giá trị trung gian N_e, M_e để xây dựng các đường đặc tính :

$$N_e = f(n_e)$$

$$M_e = f(n_e)$$

Tính công suất của động cơ ở số vòng quay khác nhau: (sử dụng công thức ledeman)

$$(1) \Rightarrow N_e = (N_e)_{\max} a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3 \text{ (kW)}$$

- Trong đó :

- + $N_{e_{\max}}$ và n_N công suất cực đại của động cơ và số vòng quay tương ứng
- + N_e và n_e công suất và số vòng quay ở 1 thời điểm trên đường đặc tính

Tính mômen xoắn của trục khuỷu động cơ ứng với số vòng quay n_e khác nhau

$$M_e = 9550 \times \frac{N_e}{n_e} \text{ (N.m)} \quad (1.24)$$

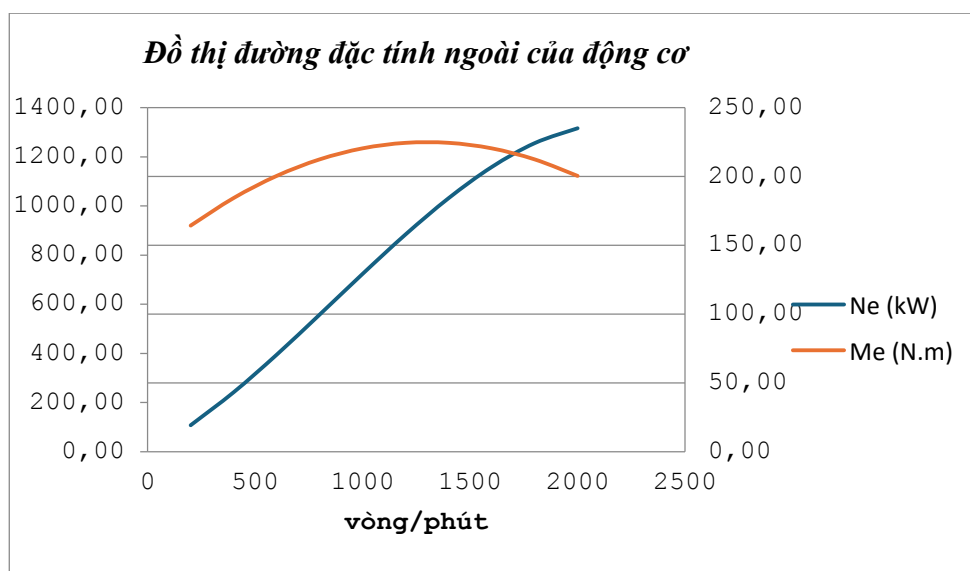
Lập bảng:

- Các thông số n_N, N_e, M_e đã có công thức tính
- Cho $\lambda = \frac{n_e}{n_N}$ với $\lambda = 0,1; 0,2; 0,3; \dots; 1$
- Kết quả tính được ghi ở bảng:

Bảng 1.6. Bảng thể hiện mômen và công suất động cơ

λ	n_e (v / f)	M_e (N.m)	N_e (kW)
0,1	200	920,14	19,27
0,2	400	1032,36	43,24
0,3	600	1122,13	76,50
0,4	800	1189,45	99,64
0,5	1000	1234,34	129,25
0,6	1200	1256,78	157,92
0,7	1400	1256,78	184,24
0,8	1600	1234,34	206,80
0,9	1800	1189,45	224,19
1	2000	1122,13	235,00

Sau khi tính toán và xử lý số liệu ta xây dựng được đường đặc tính ngoài với Công suất N_e (kW) và Mômen xoắn M_e (N.m):



Hình 1.4. Đồ thị đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ

$$M_{e\max} = 1,450 \text{ KN.m} = 1450 \text{ N.m}$$

Trị số công suất $N_{e\max}$ ở trên chỉ là phân công suất động cơ dùng để khắc phục các lực cản chuyển động. Để chọn động cơ đặt trên ô tô, cần tăng thêm phần công khắc phục các lực cản phụ, quạt gió, máy nén khí ... Vì vậy phải chọn công suất lớn nhất là :

$$N_{e\max} = 1,1 \times N_{e\max} \quad (1.25)$$

$$N_{e\max} = 1,1 \times N_{e\max} = 1,1 \times 235 = 258,5 \text{ (KW)}$$

1.5.3. Xác định tỷ số truyền của hệ thống truyền lực

- Tỷ số truyền của hệ thống truyền lực :

$$i_{tl} = i_0 \times i_h \times i_c \times i_p \quad (1.26)$$

- Trong đó :

- + i_{tl} – tỷ số truyền của HTTL
- + i_0 – tỷ số truyền của truyền lực chính
- + i_h – tỷ số truyền của hộp số
- + i_c – tỷ số truyền của truyền lực cuối cùng

+ i_p – tỷ số truyền của hộp số phụ

- Thông thường, chọn $i_c = 1$, $i_p = 1$

1.5.3.1. Tỷ số truyền của truyền lực chính

Được xác định theo điều kiện đảm bảo ô tô chuyển động với vận tốc lớn nhất ở tay số cao nhất của hộp số.

- Ta có:

$$i_0 = 0,105 \times \frac{r_{bx} \times n_v}{i_{hc} \times i_{pc} \times v_{\max}} \quad (1.27)$$

Trong đó:

+ $r_{bx} = 0,56 \text{ m}$ bán kính quay vòng

+ $n_{e\max}$ – số vòng quay của động cơ khi ô tô đạt tốc độ lớn nhất

+ $v_{\max} = 98,7 \text{ km/h}$ – tốc độ lớn nhất của ô tô

+ $i_{hc} = 0,85$ – tỷ số truyền của tay số cao nhất trong hộp số (chọn tỉ số truyền tăng, nên chọn $i_{hc} = 0,8$)

+ $i_{pc} = 1$ – tỷ số truyền của hộp phân phối chính

$$\Rightarrow i_0 = 0,105 \times \frac{0,56 \times 2000}{0,58 \times 1 \times 27,4} = 5,05$$

1.5.3.2. Tỷ số truyền của hộp số

a. Tỷ số truyền của tay số 1

- Tỷ số truyền của tay số 1 được xác định trên cơ sở đảm bảo khắc phục được lực cản lớn nhất của mặt đường mà bánh xe chủ động không bị trượt quay trong mọi điều kiện chuyển động.

- Theo điều kiện chuyển động, ta có:

$$P_{k\max} \geq P_{\psi\max} + P_W$$

+ $P_{k\max}$ – lực kéo lớn nhất của động cơ

+ $P_{\psi_{\max}}$ – lực cản tổng cộng của đường

+ P_w – lực cản không khí

- Khi ô tô chuyển động ở tay số 1 thì vận tốc nhỏ nên có thể bỏ qua lực cản không khí P_w

- Vậy :

$$P_{k_{\max}} = \frac{M_{e_{\max}} \times i_{hl} \times i_0 \times \eta_{tl}}{r_{bx}} = G \times \psi_{\max} \leq P_{\varphi} = Z_2 \times \varphi \quad (1.28)$$

$$\Rightarrow i_{hl} = \frac{G \times \psi_{\max} \times r_{bx}}{M_{e_{\max}} \times i_0 \times \eta_{tl}} \quad (M_{e_{\max}} = 1450 [N.m]) \quad (1.29)$$

$$\Rightarrow i_{hl} \geq \frac{23884 \times 0,35 \times 0,56 \times 9,81}{1450 \times 5,5 \times 0,85} = 7,38$$

- Mặt khác, $P_{k_{\max}}$ còn bị giới hạn bởi điều kiện bám giữa bánh xe với mặt đường:

$$P_{k_{\max}} \leq P_{\varphi} = m_k \times G_{\varphi} \times \varphi \quad (1.30)$$

$$\Rightarrow \frac{M_e \times i_0 \times i_{hl} \times \eta_{tl}}{r_{bx}} \leq m_k \times G_{\varphi} \times \varphi \quad (1.31)$$

$$\Rightarrow i_{hl} \leq \frac{m_k \times G_{\varphi} \times \varphi \times r_{bx}}{M_{e_{\max}} \times i_0 \times \eta_{tl}} \quad (1.32)$$

- Trong đó:

+ m_k – hệ số lại tải trọng ($m_k = 1$)

+ G_{φ} – tải trọng tác dụng lên cầu chủ động

+ φ – hệ số bám của mặt đường (chọn $\varphi = 0,8$: đường tốt)

$$\Rightarrow i_{hl} \leq \frac{1 \times 17917 \times 9,81 \times 0,8 \times 0,56}{1450 \times 5,05 \times 0,85} = 12,65 \quad (4)$$

Chọn $i_{hl} = 10$

b. Tỷ số truyền của các tay số trung gian

- Ta chọn hộp số có 6 số tiến và 1 số lùi

- Công bội được xác định theo biểu thức:

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{i_{h1}}{i_{hm}}} \quad (1.33)$$

- Trong đó:

+ n – số cấp trong hộp số ($n = 6$)

+ i_{h1} – tỷ số truyền của tay số 1 ($i_{h1} = 10$)

+ i_{hm} - tỷ số truyền của tay số cuối cùng trong hộp số ($i_{h6} = 0,85$)

$$\Rightarrow q = \sqrt[6]{\frac{10}{0,85}} = 1,5 \quad (1.34)$$

- Tỷ số truyền của tay số thứ i trong hộp số được xác định theo công thức sau:

$$i_{hi} = \frac{i_{h(i-1)}}{q} = \frac{i_{h1}}{q^{i-1}} \quad (1.35)$$

- Trong đó:

+ i_{hi} – tỷ số truyền của tay số thứ i trong hộp số ($i = 1; 2; \dots; n-1$)

- Từ hai công thức trên, ta xác định được tỷ số truyền ở các tay số:

+ Tỷ số truyền của tay số 2: $i_{h2} = 6,67$

+ Tỷ số truyền của tay số 3: $i_{h3} = 4,44$

+ Tỷ số truyền của tay số 4: $i_{h4} = 2,96$

+ Tỷ số truyền của tay số 5: $i_{h5} = 1,64$

+ Tỷ số truyền của tay số 6: $i_{h6} = 0,85$

$$i_{hi} = (0,8-1,3) \times i_{h1} = 1 \times i_{h1} \quad (1.36)$$

- Tỷ số truyền của tay số lùi: $i_{hl} = (0,8-1,3) \times i_{h1} = 1 \times i_{h1} = 1 \times 10 = 10$

- Kiểm tra tỷ số truyền của tay số lùi theo điều kiện bám:

$$P_k^{lùi} \leq P_\varphi = m_k \times G_\varphi \times \varphi \quad (1.37)$$

$$\Rightarrow \frac{M_e \times i_0 \times i_{hm} \times \eta_{dl}}{r_k} \leq m_k \times G_\varphi \times \varphi \quad (1.38)$$

$$\Rightarrow i_{hl} \leq \frac{m_k \times G_\varphi \times \varphi \times r_k}{M_{e\max} \times i_0 \times \eta_{tl}} \quad (1.39)$$

$$\Rightarrow i_{hl} = \frac{1 \times 17917 \times 9,81 \times 0,8 \times 0,56}{1450 \times 5,05 \times 0,85} = 12,65$$

- Từ (5) + (6) $\Rightarrow i_{hl} = i_{hi} = 10$

c. Tỷ số truyền của các tay số

- Tỷ số truyền tương ứng với từng tay số được thể hiện ở bảng sau:

Bảng 1.7. Tỷ số truyền của các tay số

Tay số	1	2	3	4	5	6	lùi
Tỷ số truyền	10	6,67	4,44	2,96	1,64	0,85	10

1.5.4. Xây dựng đồ thị

1.5.4.1. Phương trình cân bằng lực kéo và đồ thị cân bằng lực kéo của ô tô

Phương trình cân bằng lực kéo của ô tô:

$$P_k = P_f + P_i + P_j + P_w \quad (1.40)$$

- Trong đó:

+ P_k – lực kéo tiếp tuyến ở bánh xe chủ động

$$P_{ki} = \frac{M_{ki}}{r_d} = \frac{M_e \times i_0 \times i_{hi} \times \eta_{tl}}{r_d} \quad (1.41)$$

+ P_f – lực cản lăn

$$P_f = G \times f \times \cos \alpha = G \times f \quad (\text{do } \alpha = 0) \quad (1.42)$$

+ P_i – lực cản lên dốc

$$P_i = G \times \sin \alpha = 0 \quad (\text{do } \alpha = 0) \quad (1.43)$$

+ P_j – lực quán tính (xuất hiện khi xe chuyển động không ổn định)

$$P_j = \frac{G}{g} \times \delta_j \times j \quad (1.44)$$

+ P_w – lực cản không khí

$$P_w = K \times F \times v^2 \quad (1.45)$$

+ Vận tốc ứng với mỗi tay số

$$V_i = \frac{2\pi \times n_e \times r_{bx}}{60 \times i_0 \times i_{hi}} \quad (1.46)$$

- Lập bảng tính P_k theo công thức (a),(b) với từng tỉ số truyền

Bảng 1.8. Giá trị lực kéo ứng với mỗi tay số

Ne(kW)	Me(N.m)	ne(v/f)	Tay số 1		Tay số 2		Tay số 3	
			V1	Pk1	V2	Pk2	V3	Pk3
19.27	920.14	200.00	0.23	70530.57	0.37	44923.93	0.72	22891.17
43.24	1032.36	400.00	0.47	79131.85	0.73	50402.45	1.44	25682.78
70.50	1122.13	600.00	0.70	86012.89	1.10	54785.28	2.15	27916.06
99.64	1189.45	800.00	0.93	91173.66	1.46	58072.39	2.87	29591.03
129.25	1234.34	1000.00	1.16	94614.17	1.83	60263.80	3.59	30707.67
157.92	1256.78	1200.00	1.40	96334.43	2.19	61359.51	4.31	31265.99
184.24	1256.78	1400.00	1.63	96334.43	2.56	61359.51	5.02	31265.99
206.80	1234.34	1600.00	1.86	94614.17	2.92	60263.80	5.74	30707.67
224.19	1189.45	1800.00	2.10	91173.66	3.29	58072.39	6.46	29591.03
235.00	1122.13	2000.00	2.33	86012.89	3.66	54785.28	7.18	27916.06
Tay số 4		Tay số 5		Tay số 6				
V4	Pk4	V5	Pk5	V6	Pk6			
0.90	18225.46	1.42	11567.01	2.74	5995.10			
1.80	20448.07	2.84	12977.62	5.48	6726.21			
2.70	22226.17	4.26	14106.11	8.22	7311.10			
3.60	23559.74	5.68	14952.48	10.96	7749.76			
4.51	24448.78	7.10	15516.72	13.70	8042.20			
5.41	24893.31	8.52	15798.85	16.44	8188.43			
6.31	24893.31	9.94	15798.85	19.18	8188.43			
7.21	24448.78	11.36	15516.72	21.92	8042.20			
8.11	23559.74	12.78	14952.48	24.66	7749.76			
9.01	22226.17	14.20	14106.11	27.40	7311.10			

Phương trình cân bằng lực cản P_c

$$P_c = P_f + P_w \quad (1.47)$$

Xét ô tô chuyển động trên đường bằng và không có gió

$$P_c = f \times G + K \times F \times v^2 \quad (1.48)$$

$$f = f_0 \text{ khi } v \leq 22 \text{ m/s}$$

$$f = f_0 + \frac{f_0 \times V^2}{1500} \quad \text{Với } f_0 = 0,015 \div 0,02 \text{ ta chọn } f_0 = 0,018$$

- Lập bảng tính P_c, P_φ

Bảng 1.9. Giá trị lực cản ứng với mỗi tay số

Bảng 3. Giá trị lực cản ứng với mỗi tay số							
vận tốc m/s	0.00	2.33	3.66	7.18	9.01	14.20	27.40
P_c	5154.64	5173.75	5201.75	5336.06	5440.84	5865.17	7799.67
P_φ	168735.36	168735	168735.36	168735	168735.36	168735	168735.36

Tổng lực kéo của ô tô phải nhỏ hơn lực bám giữa bánh xe và mặt đường:

$$P_\varphi = z_2 \times m_{k2} \times \varphi \quad (1.49)$$

- Trong đó:

+ m_{k2} – hệ số phân bố lại tải trọng ở cầu sau (cầu sau chủ động $m_{k2} = 1,1 \div 1,2$) Chọn.

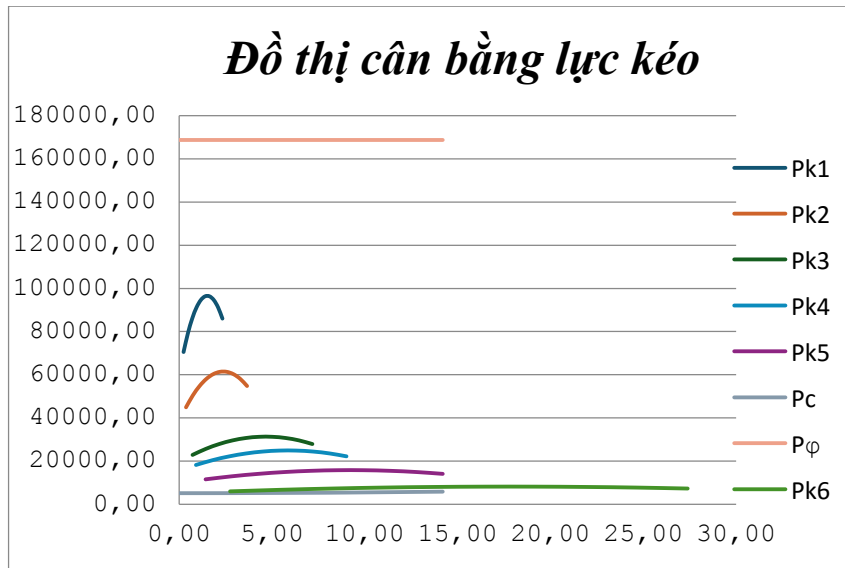
$$m_{k2} = 1,2$$

+ G_φ – tải trọng tác dụng lên cầu chủ động.

+ φ – hệ số bám của mặt đường (chọn $\varphi = 0,8$)

$$P_\varphi = 80175,37 \times 1,2 \times 0,8 = 76968,355 \text{ N}$$

- Dụng đồ thị $P_k = f(v)$ và $P = f(v)$



Hình 1.5. Đồ thị cân bằng lực kéo

- Nhận xét:

+ Trục tung biểu diễn P_k, P_f, P_w Trục hoành biểu diễn v (m/s)

+ Dạng đồ thị lực kéo của ô tô $P_{ki} = f(v)$ tương tự dạng đường cong $M_e = f(n_e)$ của đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ.

+ Khoảng giới hạn giữa các đường cong kéo P_{ki} và đường cong tổng lực cản là lực kéo dư P_{kd} dùng để tăng tốc hoặc leo dốc.

+ Tổng lực kéo của ô tô phải nhỏ hơn lực bám giữa bánh xe và mặt đường

1.5.4.2. Phương trình cân bằng công suất và đồ thị cân bằng công suất của ô tô

Phương trình cân bằng công suất tại bánh xe chủ động:

$$N_k = N_f + N_i + N_j + N_w \quad (1.50)$$

Công suất truyền đến các bánh xe chủ động khi kéo ở tay số thứ I được xác định theo công thức:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{b}{h_g}\right) \left(\text{với } v_i = 0,105 \times \frac{r_k \times n_e}{i_0 \times i_{hi} \times i_{pc}}\right) \quad (1.51)$$

Lập bảng và tính toán các giá trị N_{ki} và v_i tương ứng:

Bảng 1.10. Bảng công suất của ô tô

ne(v/f)	Ne(kW)	V1	V2	V3	V4	V6	Nk(kW)	V5
200	19.27	0.23	0.37	0.72	0.90	2.74	16.38	1.42
400	43.24	0.47	0.73	1.44	1.80	5.48	36.75	2.84
600	70.50	0.70	1.10	2.15	2.70	8.22	59.93	4.26
800	99.64	0.93	1.46	2.87	3.60	10.96	84.69	5.68
1000	129.25	1.16	1.83	3.59	4.51	13.70	109.86	7.10
1200	157.92	1.40	2.19	4.31	5.41	16.44	134.23	8.52
1400	184.24	1.63	2.56	5.02	6.31	19.18	156.60	9.94
1600	206.80	1.86	2.92	5.74	7.21	21.92	175.78	11.36
1800	224.19	2.10	3.29	6.46	8.11	24.66	190.56	12.78
2000	235.00	2.33	3.66	7.18	9.01	27.40	199.75	14.20

Trên đồ thị $N_k = f(v)$, dựng đồ thị $\sum N_c$ theo bảng trên:

Xét ô tô chuyển động trên đường bằng:

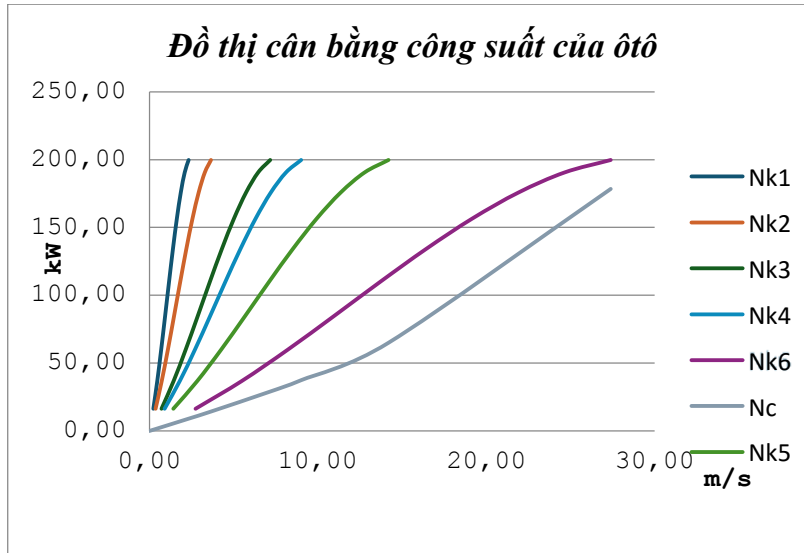
$$\sum N_c = N_f + N_w$$

$$\sum N_c = G \times f \times v + K \times F \times v^3$$

Lập bảng tính $\sum N_c$

Bảng 1.11. Công cản của ô tô ứng với mỗi tay số

Bảng 5. Công cản của ô tô ứng với mỗi tay số							
V(m/s)	0	2.33	3.66	7.18	9.01	14.20	27.40
Nc(kW)	0	9.05	14.31	29.05	37.43	65.00	178.40



Hình 1.6. Đồ thị cân bằng công suất của ô tô

1.5.4.3. Đồ thị nhân tố động lực học

Nhân tố động lực học là tỷ số giữa hiệu số của lực kéo tiếp tuyến P_k và lực cản không khí P_w với trọng lượng toàn bộ của ô tô. Tỷ số này được ký hiệu là “D”

$$D = \frac{P_k - P_w}{G} = \frac{P_i + P_j + P_f}{G} = \frac{G \times (f + i) + \frac{G}{g} \times j \times \delta_j}{G} = f + i + \frac{j}{g} \times \delta_j \quad (1.52)$$

Xây dựng đồ thị

$$D_i = \frac{1}{G} \left(\frac{M_e \times i_0 \times i_{hi}}{r_{bx}} \times \eta_{tl} - KFv^2 \right) \quad (1.53)$$

$$V_i = \frac{2\pi \times n_e \times r_{bx}}{60 \times i_0 \times i_{hi}} \quad (1.54)$$

Đồ thị nhân tố động lực học thể hiện mối quan hệ giữa D với tốc độ chuyển động v của ô tô khi đủ tải và động cơ làm việc ở đường đặc tính tốc độ ngoài, $D = f(v)$

Lập bảng thể hiện mối quan hệ giữa D và V ở từng tay số:

Bảng 1.12. Nhân tố động lực học

ne(v/f)	Tay số 1		Tay số 2		Tay số 3	
	V1	D1	V2	D2	V3	D3
200	0.23	0.30	0.37	0.19	0.72	0.10
400	0.47	0.34	0.73	0.22	1.44	0.11
600	0.70	0.37	1.10	0.23	2.15	0.12
800	0.93	0.39	1.46	0.25	2.87	0.13
1000	1.16	0.40	1.83	0.26	3.59	0.13
1200	1.40	0.41	2.19	0.26	4.31	0.13
1400	1.63	0.41	2.56	0.26	5.02	0.13
1600	1.86	0.40	2.92	0.26	5.74	0.13
1800	2.10	0.39	3.29	0.25	6.46	0.13
2000	2.33	0.37	3.66	0.23	7.18	0.12
Tay số 4		Tay số 6		Me(N.m)	Tay số 5	
V4	D4	V6	D6		V5	D5
0.90	0.08	2.74	0.03	920.14	1.42	0.05
1.80	0.09	5.48	0.03	1032.36	2.84	0.06
2.70	0.09	8.22	0.03	1122.13	4.26	0.06
3.60	0.10	10.96	0.03	1189.45	5.68	0.06
4.51	0.10	13.70	0.03	1234.34	7.10	0.07
5.41	0.11	16.44	0.03	1256.78	8.52	0.07
6.31	0.11	19.18	0.03	1256.78	9.94	0.07
7.21	0.10	21.92	0.03	1234.34	11.36	0.06
8.11	0.10	24.66	0.02	1189.45	12.78	0.06
9.01	0.09	27.40	0.02	1122.13	14.20	0.06

Nhân tố động học theo điều kiện bám đường xác định như sau :

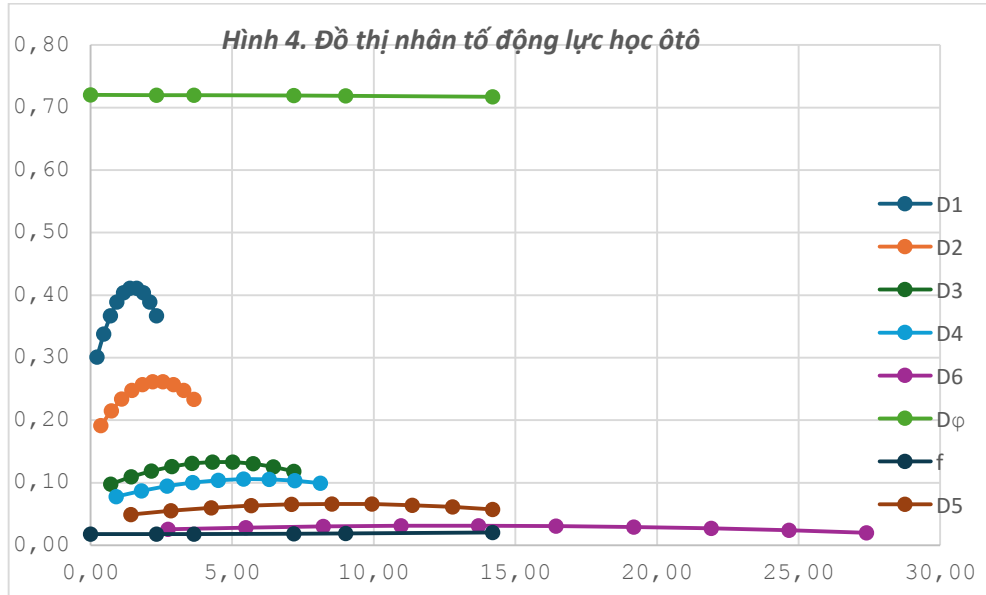
$$D_{\varphi} = \frac{P_{\varphi} - P_w}{G} = \frac{m_k \times \varphi \times G_{\varphi} - K \times F \times V^2}{G} \quad (1.55)$$

Bảng 1.13. Nhân tố động lực học theo điều kiện bám

V(m/s)	0.00	2.33	3.66	7.18	9.01	14.20	27.40
D _φ	0.7202	0.7201	0.7200	0.7194	0.7189	0.7171	0.7089

f	0.0180	0.0181	0.0182	0.0186	0.0190	0.0204	0.0270
---	--------	--------	--------	--------	--------	--------	--------

Dựa vào kết quả bảng tính, dựng đồ thị nhân tố động lực học của ô tô:



Hình 1.7. Đồ thị nhân tố động lực học ô tô.

- Nhận xét:

+ Dạng của đồ thị nhân tố động lực học $D = f(v)$ tương tự như dạng đồ thị lực kéo $P_k = f(v)$; nhưng ở những vận tốc lớn thì đường cong dốc hơn.

+ Khi chuyển động ở vùng tốc độ $v > v_{thi}$ (tốc độ v_{thi} ứng với $D_{i\max}$ ở từng tay số) thì ô tô chuyển động ổn định, vì trong trường hợp này thì sức cản chuyển động tăng, tốc độ ô tô giảm và nhân tố động lực học D tăng. Ngược lại, vùng tốc độ $v < v_{thi}$ là vùng làm việc không ổn định ở từng tay số của ô tô.

+ Giá trị nhân tố động lực học cực đại $D_{i\max}$ ở tay số thấp nhất biểu thị khả năng khắc phục sức cản chuyển động lớn nhất của đường: $D_{1\max} = \psi_{\max}$

- Vùng chuyển động không trượt của ô tô:

+ Cũng tương tự như lực kéo, nhân tố động lực học cũng bị giới hạn bởi điều kiện bám của các bánh xe chủ động với mặt đường.

+ Nhân tố động học theo điều kiện bám D_φ được xác định như sau:

$$D_\varphi = \frac{P_\varphi - P_w}{G} = \frac{m_{k2} \times \varphi \times G_\varphi - K \times F \times V^2}{G} \quad (1.56)$$

+ Để ô tô chuyển động không bị trượt quay thì nhân tố động lực học D phải thỏa mãn điều kiện sau :

$$\Psi \leq D \leq D_{\varphi}$$

+ Vùng giới hạn giữa đường cong D_{φ} và đường cong Ψ trên đồ thị nhân tố động lực học là vùng thỏa mãn điều kiện trên. Khi $D > D_{\varphi}$ trong giới hạn nhất định có thể dùng đường đặc tính cục bộ của động cơ để chống trượt quay nếu điều kiện khai thác thực tế xảy ra.

1.5.4.4. Xác định khả năng tăng tốc của ô tô – xây dựng đồ thị gia tốc

Biểu thức tính gia tốc :

$$J = \frac{D_i - f - i}{\delta_i} \times g \quad (1.57)$$

Khi ô tô chuyển động trên đường bằng ($a = 0$) thì:

$$J_i = \frac{D_i - f}{\delta_i} \times g \quad (1.58)$$

- Trong đó:

+ D_i – giá trị nhân tố động lực học ở tay số thứ i tương ứng với tốc độ v_i đã biết từ đồ thị $D = D_{\varphi}$;

+ f, i hệ số cản lăn và độ dốc của đường;

+ j_i gia tốc của ô tô ở tay số thứ i .

+ δ_j là hệ số kể đến ảnh hưởng của các khối lượng chuyển động quay

- Ta có:

Bảng 1.14. Hệ số kể đến ảnh hưởng của các khối lượng chuyển động quay

Tay số	1	2	3	4	5	6
δ_j	6.05	3.27	2.04	1.49	1.18	1.09

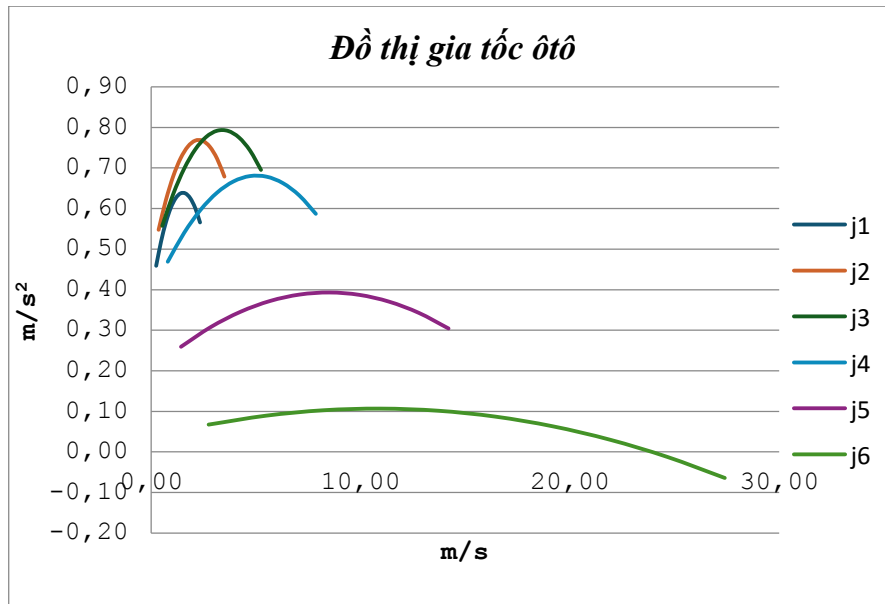
- Khi ô tô chuyển động với vận tốc $v < 22 \text{ m/s}$ thì $f = f_0$

- Khi ô tô chuyển động với vận tốc $v < 22 \text{ m/s}$ thì $f = f_0 \times \left(1 + \frac{v^2}{1500}\right)$

- Lập bảng tính toán các giá trị j_i theo v_i ứng với từng tay số
- Từ kết quả bảng tính, xây dựng đồ thị $j = f(v)$:

Bảng 1.15. Giá trị gia tốc ứng với mỗi tay số

Tay số 1	V1	0.23	0.47	0.70	0.93	1.16	1.40	1.63	1.86	2.10	2.33
	D1	0.30	0.34	0.37	0.39	0.40	0.41	0.41	0.40	0.39	0.37
	f1	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018
	j1	0.46	0.52	0.57	0.60	0.63	0.64	0.64	0.63	0.60	0.57
Tay số 2	V2	0.35	0.70	1.05	1.40	1.75	2.10	2.45	2.79	3.14	3.49
	D2	0.20	0.23	0.24	0.26	0.27	0.27	0.27	0.27	0.26	0.24
	f2	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018
	j2	0.55	0.62	0.68	0.72	0.75	0.77	0.77	0.75	0.72	0.68
Tay số 3	V3	0.52	1.05	1.57	2.10	2.62	3.14	3.67	4.19	4.72	5.24
	D3	0.13	0.15	0.16	0.17	0.18	0.18	0.18	0.18	0.17	0.16
	f3	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018
	j3	0.56	0.64	0.70	0.75	0.78	0.79	0.79	0.78	0.74	0.70
Tay số 4	V4	0.79	1.57	2.36	3.14	3.93	4.72	5.50	6.29	7.07	7.86
	D4	0.09	0.10	0.11	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11
	f4	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.019	0.019
	j4	0.47	0.54	0.60	0.64	0.67	0.68	0.68	0.66	0.63	0.59
Tay số 5	V5	1.42	2.84	4.26	5.68	7.10	8.52	9.94	11.36	12.78	14.20
	D5	0.05	0.06	0.06	0.06	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06
	f5	0.018	0.018	0.018	0.018	0.019	0.019	0.019	0.020	0.020	0.020
	j5	0.26	0.31	0.35	0.37	0.39	0.39	0.39	0.37	0.34	0.30
Tay số 6	V6	2.74	5.48	8.22	10.96	13.70	16.44	19.18	21.92	24.66	27.40
	D6	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02
	f6	0.018	0.018	0.019	0.019	0.020	0.021	0.022	0.024	0.025	0.027
	j6	0.07	0.09	0.10	0.11	0.10	0.09	0.06	0.03	-0.01	-0.06



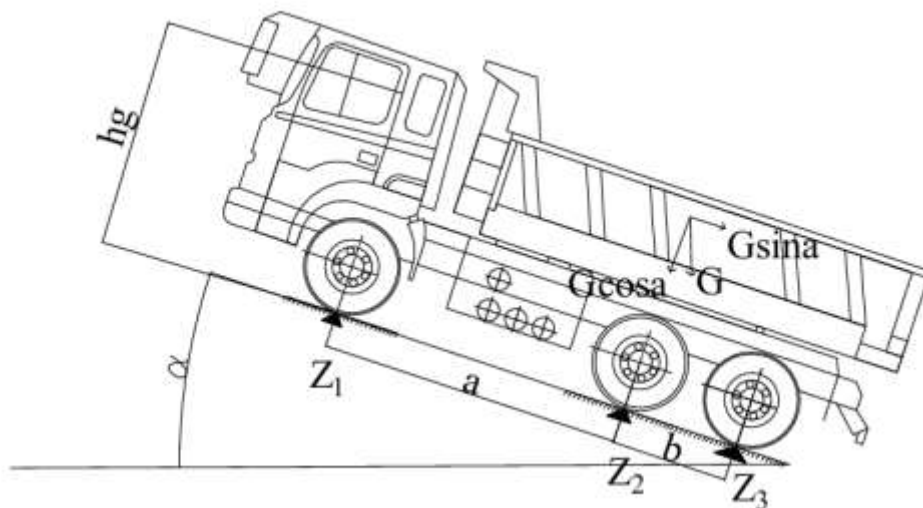
Hình 1.8. Đồ thị gia tốc ô tô

1.6. Kiểm tra tính ổn định của ô tô

1.6.1. Kiểm tra ổn định dọc

Tính ổn định dọc của ô tô là khả năng đảm bảo cho ô tô không bị lật hoặc không bị trượt trên đường dốc.

a. Khi ô tô lên dốc



Hình 1.9. Sơ đồ lực tác dụng khi ô tô lên dốc

Trường hợp khi xe lên dốc với tốc độ nhỏ và chuyển động ổn định thì ta xem như lực quán tính P_j , lực cản gió P_w , lực cản ma sát P_f rất nhỏ.

$$P_j = 0, P_w = 0, P_f = 0$$

Ta xác định được góc dốc giới hạn khi xe chuyển động lên dốc bị lật

$$\sum M_2 = 0 \Rightarrow b \times G \times \cos \alpha - G \times h_g \times \sin \alpha = 0 \Rightarrow \tan \alpha = \frac{b}{h_g}$$

- Trong đó

+ α - Góc dốc giới hạn

+ b - Khoảng cách từ trọng tâm xe đến trục bánh sau

+ h_g - Chiều cao trọng tâm xe

- Tính toán trường hợp lên dốc khi đầy tải, ta có

$$a = 2956 \text{ mm}, b = 984 \text{ mm}, h_g = 1275 \text{ mm}$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{b}{h_g}\right) \quad (1.59)$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{b}{h_g}\right) = \arctan\left(\frac{984}{1275}\right) = 38^\circ$$

- Tính toán trường hợp lên dốc khi không tải, ta có

$$a = 2455 \text{ mm}, b = 1485 \text{ mm}, h_g = 913 \text{ mm}$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{b}{h_g}\right) \quad (1.60)$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{b}{h_g}\right) = \arctan\left(\frac{1485}{913}\right) = 58^\circ$$

Vậy độ dốc lớn nhất mà xe có thể đi lên an toàn khi đầy tải là 38° độ dốc lớn nhất mà xe có thể đi lên an toàn khi không tải là 58°

Để tránh cho xe không bị lật khi chuyển động trên dốc nghiêng ta cần xác định điều kiện để xe trượt trên dốc.

Khi lực kéo ở bánh xe chủ động đạt đến giới hạn thì xe bắt đầu trượt, trị số của lực kéo được xác định như sau:

$$P_{k \max} = P_{\varphi} = \varphi \times z_2 = G \times \sin \alpha_{\varphi} \quad (1.61)$$

- Mặt khác ta có

$$P_{\varphi} = \varphi \times z_2 = \varphi \times \frac{G \times (a \times \cos \alpha_{\varphi} + h_g \times \cos \alpha_{\varphi})}{L} \quad (1.62)$$

- Rút gọn công thức trên ta xác định được góc dốc giới hạn

$$\tan \alpha_{\varphi} = \frac{\varphi \times a}{L_0 - \varphi \times h_g}$$

- Trong đó

+ $P_{k \max}$ - Lực kéo tiếp tuyến lớn nhất ở bánh xe chủ động

+ P_{φ} - Lực bám của bánh xe chủ động

+ φ - Hệ số bám của bánh xe với mặt đường $\varphi = 0,7$

+ L_0 - Chiều dài cơ sở $L_0 = 3940 \text{ mm}$

+ a - Khoảng cách từ trọng tâm đến cầu trước của xe, lúc không tải ta có $a = 2455 \text{ mm}$, khi đầy tải ta có $a = 2956 \text{ mm}$

+ h_g - Chiều cao trọng tâm của xe, lúc xe không tải ta có $h_g = 913 \text{ mm}$, lúc đầy tải ta có $h_g = 1275$

- Thay số vào công thức ta có:

+ Lúc không tải

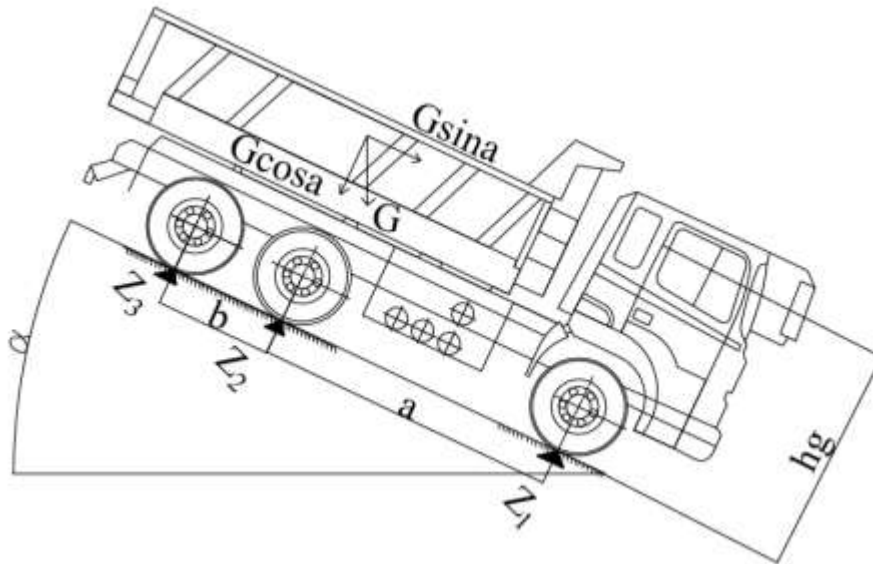
$$\alpha_{\varphi} = \arctan \left(\frac{0,7 \times 2455}{3940 - 0,7 \times 913} \right) = 28^{\circ}$$

+ Lúc đầy tải

$$\alpha_{\varphi} = \arctan\left(\frac{0,7 \times 2956}{3940 - 0,7 \times 1275}\right) = 34^{\circ}$$

- Vậy để đảm bảo điều kiện xe không bị trượt khi lên dốc với tốc độ chậm và chuyển động ổn định thì góc nghiêng giới hạn lúc không tải 28° , lúc đầy tải là 34°

b. Khi ô tô xuống dốc



Hình 1.10. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi xuống dốc

Trường hợp khi xe chuyển động xuống dốc với tốc độ nhỏ và chuyển động ổn định ta cũng xác định được góc dốc giới hạn là:

$$\sum M_1 = 0 \Rightarrow a \times G_a \times \cos \alpha - G_a \times h_g \times \sin \alpha = 0 \Rightarrow \tan \alpha = \frac{a}{h_g}$$

Tính toán trường hợp xuống dốc khi đầy tải, ta có

$$a = 2956 \text{ mm}, b = 984 \text{ mm}, h_g = 1275 \text{ mm}$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{a}{h_g}\right) \tag{1.63}$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{2956}{1275}\right) = 57^{\circ}$$

Tính toán trường hợp xuống dốc khi không tải, ta có

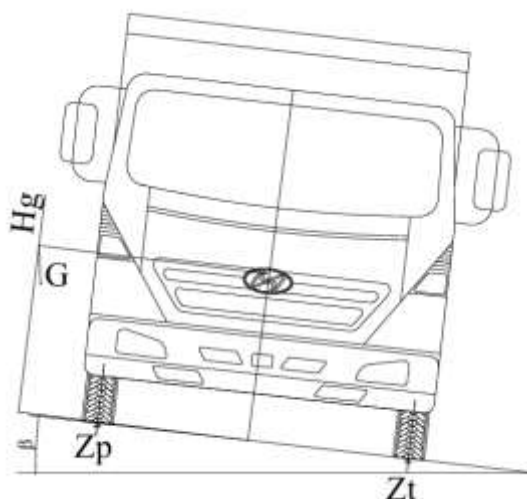
$$a = 2455 \text{ mm}, b = 1485 \text{ mm}, h_g = 913 \text{ mm}$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{b}{h_g}\right) \quad (1.64)$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{b}{h_g}\right) = \arctan\left(\frac{2455}{913}\right) = 62^\circ$$

- Vậy độ dốc lớn nhất mà xe có thể đi xuống an toàn khi đầy tải là 57° . Độ dốc lớn nhất mà xe có thể xuống an toàn khi không tải là 62°

1.6.2. Kiểm tra tính ổn định ngang



Hình 1.11. Sơ đồ phản lực tác động ngang lên ô tô

$$\sum M = 0 \Rightarrow G \times \cos \beta \times \frac{l}{2} \times B + z \times B + G \times \sin \beta \times h = 0$$

$$\tan \beta = \frac{B}{2 \times h} \quad (B = 1850 \text{ là vệt bánh xe sau})$$

- Xét trường hợp khi xe đầy tải

$$\beta = \arctan\left(\frac{B}{2 \times h}\right) = \arctan\left(\frac{1850}{2 \times 1275}\right) = 35^\circ$$

- Xét trường hợp khi xe không tải

$$\beta = \arctan\left(\frac{B}{2 \times h}\right) = \arctan\left(\frac{1850}{2 \times 913}\right) = 45^\circ$$

- Vậy góc giới hạn của xe trên đường nghiêng ngang lúc không tải là 45° , lúc đầy tải là 35°

1.6.3. Kiểm tra chuyển động giới hạn của ô tô khi quay vòng với bán kính giới hạn R_{\min}

Giả thiết mặt đường bằng phẳng và ngang, khi ô tô quay vòng trên mặt đường nghiêng ngang thì tốc độ giới hạn nguy hiểm của ô tô là:

$$V_{gh} = \sqrt{g \times R_{\min} \times \tan \beta_{\max}}$$

Trong đó

V_{gh} - Vận tốc giới hạn nguy hiểm khi ô tô bị lật đổ

R_{\min} - Bán kính quay vòng bé nhất của ô tô $R_{\min} = 6,8 \text{ m}$

g - Gia tốc trọng trường

Trong trường hợp ô tô đầy tải

$$V_{gh} = \sqrt{9,81 \times 6,8 \times \tan 35^\circ} = 6,96 \text{ m/s}$$

Trong trường hợp ô tô không tải

$$V_{gh} = \sqrt{9,81 \times 6,8 \times \tan 45^\circ} = 8,17 \text{ m/s}$$

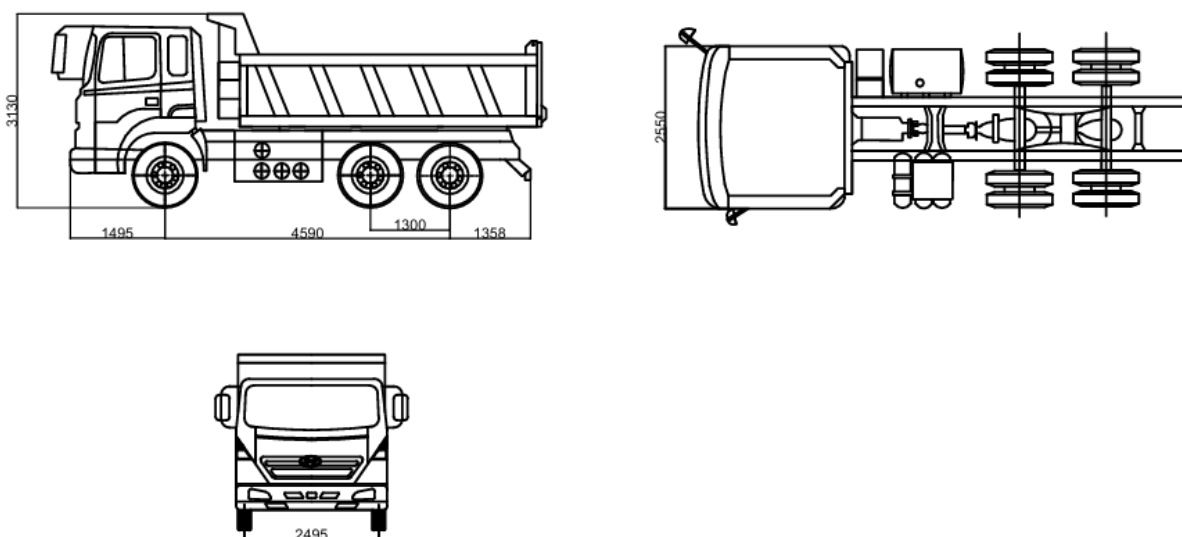
Vậy qua quá trình tính toán ta có bảng thông số về tính ổn định của ô tô thiết kế như sau

Bảng 1.16. Bảng thông số tính ổn định của ô tô thiết kế

Xe tải HD 270	α_l (°)	α_x (°)	β (°)	V_{gh} (m/s)
Khi không tải	28°	62°	45°	8,17
Khi đầy tải	34°	57°	35°	6,96

1.7. Tuyến hình và thông số kỹ thuật

1.7.1. Tuyến hình



Hình 1.12. Tổng thể xe

1.7.2. Thông số kỹ thuật

Bảng 1.17. Bảng thông số kỹ thuật

TT	Thông số	Đơn vị	GIÁ TRỊ
			Ô tô cơ sở
1. Thông số chung			
1.1	Loại phương tiện	-	Ô tô sát – xi tải
1.2	Nhãn hiệu số loại phương tiện	-	Thaco HD270
1.3	Công thức bánh xe	-	6 × 4
1.4	Model	-	D6AC
2. Thông số kích thước			

2.1	Kích thước tổng thể (Dài x Rộng x Cao)	mm	7405 × 2495 × 3130
2.2	Chiều dài cơ sở	mm	3940
2.3	Chiều dài đầu	mm	2330
2.4	Chiều dài đuôi xe	mm	
2.5	Chiều rộng cabin	mm	2040
3. Thông số về Khối lượng			
3.1	Khối lượng bản thân	kg	11400
	- Phân bố lên trục trước	kg	456
	- Phân bố lên trục sau	kg	6840
3.2	Số người cho phép chở kể cả người lái	người (kg)	3 (195)
4. Thông số về tính năng chuyển động			
4.1	Tốc độ cực đại	km/h	98.7
4.2	Khả năng vượt dốc	(%)	
5. Động cơ			
5.1	Tên động cơ	-	Hyundai D6AC
5.2	Dung tích xi lanh	cm ³	11149
5.3	Công suất lớn nhất / tốc độ quay	kW v/ph	320/2000
	Mômen xoắn lớn nhất/	Nm	

5.4	tốc độ quay	v/ph	137/1400
6. Hộp số			
6.1	Kiểu loại		
6.2	Số cấp tỉ số truyền	-	Hộp số sàn 6 tiến, 1 lùi

CHƯƠNG 2. LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG PHANH

2.1. Công dụng, phân loại, yêu cầu

2.1.1. Công dụng

Trên ô tô, phanh là hệ thống đặc biệt quan trọng đảm bảo cho ô tô chuyển động an toàn ở mọi chế độ nhờ đó mới phát huy hết khả năng động lực, nâng cao tốc độ ô tô cũng như là năng suất vận chuyển của xe. Hệ thống phanh được dùng để:

- + Giảm tốc độ của ô tô đến khi dừng hẳn hoặc đến một tốc độ cần thiết nào đó.
- + Giữ ô tô đứng yên trên đường dốc với thời gian không hạn chế.

2.1.2. Phân loại

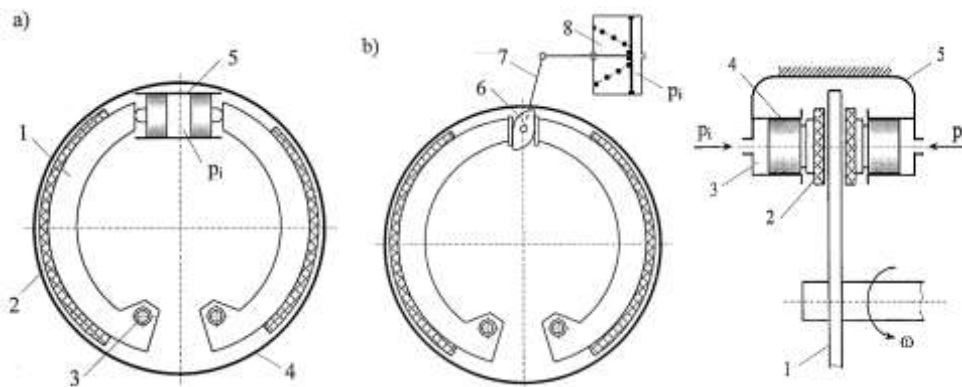
2.1.2.1. Theo công dụng

Hệ thống phanh chậm dần (phanh bằng động cơ, thuỷ lực hoặc điện từ)

2.1.2.2. Theo kết cấu của cơ cấu phanh

Theo kết cấu của cơ cấu phanh hệ thống phanh được chia thành hai loại sau

- Hệ thống phanh với cơ cấu phanh guốc
- Hệ thống phanh với cơ cấu phanh đĩa



Hình 2.1. Sơ đồ nguyên lý các loại phanh chính

a,b. Phanh trống - Guốc; c. Phanh đĩa

2.1.2.3. Theo dẫn động phanh

Theo dẫn động phanh hệ thống phanh được chia ra

- Hệ thống phanh dẫn động bằng cơ khí
- Hệ thống phanh dẫn động bằng thuỷ lực
- Hệ thống phanh dẫn động bằng khí nén
- Hệ thống phanh dẫn động kết hợp khí nén – thuỷ lực
- Hệ thống phanh dẫn động có cường hoá

2.1.2.4. Theo khả năng điều chỉnh mômen phanh ở cơ cấu phanh

Theo khả năng điều chỉnh mômen phanh ở cơ cấu phanh chúng ta có hệ thống phanh có bộ điều hoà lực phanh.

2.1.2.5. Theo khả năng chống bó cứng bánh xe khi phanh

Theo khả năng chống bó cứng bánh xe khi phanh chúng ta có hệ thống phanh với bộ chống hãm cứng bánh xe ABS.

2.1.3. Yêu cầu

Hệ thống phanh trên ô tô phải đảm bảo các yêu cầu sau:

- Có hiệu quả phanh cao nhất ở tất cả các bánh xe nghĩa là đảm bảo quãng đường phanh là ngắn nhất khi phanh đột ngột trong trường hợp nguy hiểm.
- Phanh êm dịu trong mọi trường hợp để đảm bảo sự ổn định chuyển động ô tô.
- Điều khiển nhẹ nhàng, có nghĩa là lực tác dụng lên bàn đạp phanh hay đòn điều khiển không lớn.
- Dẫn động phanh có độ nhạy cao.
- Đảm bảo việc phân bố mômen phanh trên các bánh xe phải đảm bảo tận dụng hết khả năng bám của bánh xe khi phanh ở những cường độ khác nhau.
- Không có hiện tượng tự xiết khi phanh.
- Cơ cấu phanh thoát nhiệt tốt.
- Có hệ số ma sát giữa trống phanh và các má phanh cao và ổn định trong điều kiện sử dụng.
- Giữ được tỉ lệ thuận giữa trên bàn đạp với lực phanh trên bánh xe.
- Có khả năng phanh ô tô khi ô tô đỗ trên dốc trong thời gian dài.

2.2. Cấu tạo chung của hệ thống phanh

- Trên hệ thống phanh bao gồm hai phần chính

+ Cơ cấu phanh: Là bộ phận trực tiếp tiêu hao động năng ô tô trong quá trình phanh. Cơ cấu phanh được bố trí ở các bánh xe nhằm tạo ra mô men hãm trên bánh xe khi phanh

ô tô. Hiện nay thường dùng cơ cấu phanh dạng ma sát (khô hoặc ướt) tạo ra ma sát giữa hai phần: quay và không quay.

+ Dẫn động phanh: là tập hợp các chi tiết dùng để truyền năng lượng từ cơ cấu điều khiển đến các cơ cấu phanh và điều khiển quá trình truyền năng lượng này trong quá trình truyền với mục đích phanh bánh xe với các cường độ khác nhau. Trên ô tô sử dụng các phương pháp điều khiển trực tiếp hay gián tiếp.

Điều khiển trực tiếp là quá trình tạo tín hiệu điều khiển, đồng thời trực tiếp cung cấp năng lượng cần thiết cho hệ thống phanh để thực hiện sự phanh. Năng lượng này trong quá trình truyền với mục đích phanh xe với cường độ khác nhau.

Điều khiển gián tiếp là quá trình tạo nên tín hiệu điều khiển còn năng lượng do cơ cấu khác đảm nhận.

2.2.1. Cơ cấu phanh

Cơ cấu phanh là bộ phận trực tiếp tạo ra lực cản và làm việc theo nguyên lý ma sát. Trong quá trình phanh động năng của ô tô được biến thành nhiệt năng ở cơ cấu phanh rồi tiêu tán ra môi trường bên ngoài.

Kết cấu của cơ cấu phanh bao giờ cũng có hai phần chính là: Các phần tử ma sát và cơ cấu ép.

Ngoài ra cơ cấu phanh còn có một số bộ phận khác như: Bộ phận điều chỉnh khe hở giữa các bề mặt ma sát, bộ phận để xả khí đối với dẫn động thủy lực,...

Phần tử ma sát của cơ cấu phanh có thể có dạng: Trống- guốc, đĩa hay dải. Mỗi dạng có một đặc điểm riêng biệt.

2.2.1.1. Cơ cấu phanh guốc

Đây là loại cơ cấu phanh được sử dụng phổ biến nhất, cấu tạo gồm:

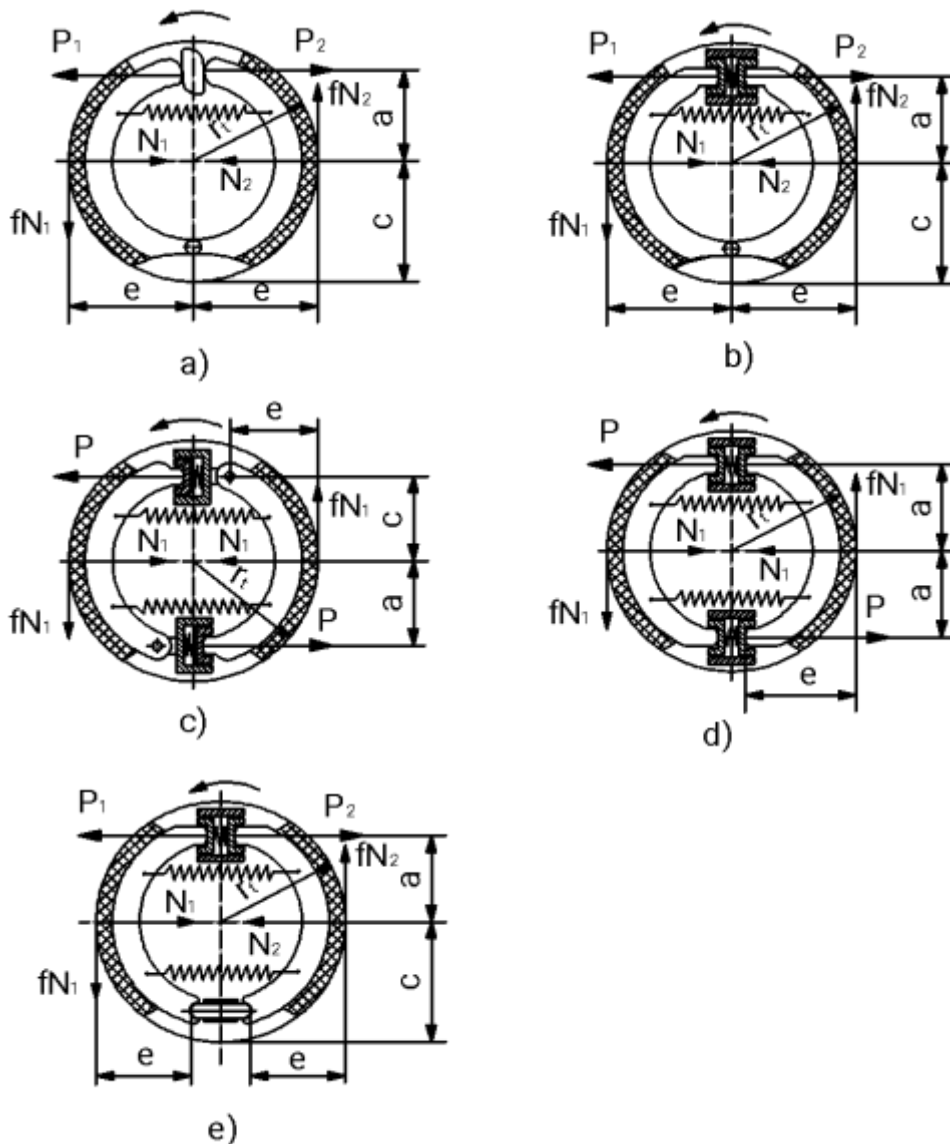
- Trống phanh: Là một trống quay hình trụ gắn với moayơ bánh xe.
- Các guốc phanh: Trên bề mặt gắn các tấm ma sát (còn gọi là má phanh).
- Mâm phanh: Là một đĩa cố định bắt chặt với dầm cầu, là nơi lắp đặt và định vị hầu hết các bộ phận khác của cơ cấu phanh.
- Cơ cấu ép: Khi phanh cơ cấu ép do người lái điều khiển thông qua dẫn động, sẽ ép các bề mặt ma sát của guốc phanh tỳ chặt vào mặt trong của trống phanh, tạo ra lực ma sát để phanh bánh xe lại.
- Bộ phận điều chỉnh khe hở: Khi nhả phanh, giữa trống phanh và má phanh cần

phải có một khe hở tối thiểu nào đó, khoảng $(0,2 \div 0,4)$ mm để cho phanh nhả được hoàn toàn. Khe hở này tăng lên khi các má phanh bị mài mòn, làm tăng hành trình của cơ cấu ép, tăng lượng chất lỏng làm việc cần thiết hay lượng tiêu thụ không khí nén, tăng thời gian chậm tác dụng,.. Để tránh những hậu quả xấu đó, phải có cơ cấu để điều chỉnh khe hở giữa má phanh và trống phanh.

Có hai phương pháp để điều chỉnh: Bình thường bằng tay và tự động.

* Các sơ đồ và chỉ tiêu đánh giá:

Có rất nhiều sơ đồ để kết nối các phần tử của cơ cấu phanh:



Hình 2.2. Sơ đồ các cơ cấu phanh thông dụng loại trống guốc và lực tác dụng

- | | | |
|---|-------------------------------|---|
| a- Ép bằng cam | b- Ép bằng xi lanh thủy lực | c- Hai xi lanh ép, guốc phanh một bậc tự do |
| d- Hai xi lanh ép, guốc phanh hai bậc tự do | e - Cơ cấu phanh tự cường hóa | |

Các sơ đồ này khác nhau ở chỗ:

- Dạng và số lượng cơ cấu ép
- Số bậc tự do của các guốc phanh
- Đặc điểm tác dụng tương hỗ giữa guốc với trống, giữa guốc với cơ cấu ép và do vậy khác nhau ở:

- + Hiệu quả làm việc
- + Đặc điểm mài mòn các bề mặt ma sát của guốc
- + Giá trị lực tác dụng lên cụm ổ trục của bánh xe
- + Mức độ phức tạp của kết cấu

Hiện nay, đối với hệ thống phanh làm việc, được sử dụng thông dụng nhất là các sơ đồ trên hình 2.2a và 2.2b. Tức là sơ đồ với guốc phanh một bậc tự do, quay quanh hai điểm cố định đặt cùng phía và một cơ cấu ép. Sau đó đến các sơ đồ trên hình 2.2c và 2.2d.

Cơ cấu phanh có tính cân bằng tốt là cơ cấu phanh khi làm việc, các lực từ guốc phanh tác dụng lên trống phanh tự cân bằng, không gây tải trọng phụ tác dụng lên cụm ổ trục của bánh xe.

Hệ số hiệu quả là một đại lượng bằng tỷ số giữa mômen phanh tạo ra và tích của lực dẫn động nhân với bán kính trống phanh (hay còn gọi một cách quy ước là mômen của lực dẫn động).

Sơ đồ lực tác dụng lên guốc phanh trên hình 2.2 là sơ đồ biểu diễn đã được đơn giản hóa nhờ các giả thiết sau:

- Các má phanh được bố trí đối xứng với đường kính ngang của cơ cấu
- Hợp lực của các lực pháp tuyến (N) và của các lực ma sát (f_N) đặt ở giữa vòng cung của má phanh trên bán kính r_t

Từ sơ đồ ta thấy rằng:

- Lực ma sát tác dụng lên guốc trước (tính theo chiều chuyển động của xe) có xu hướng phụ thêm với lực dẫn động ép guốc phanh vào trống phanh, nên các guốc này gọi là guốc tự siết.

- Đối với các guốc sau, lực ma sát có xu hướng làm giảm lực ép, nên các guốc này được gọi là guốc tự tách. Hiện tượng tự siết, tự tách này là một đặc điểm đặt trung của cơ cấu phanh trống- guốc.

Sơ đồ hình 2.2a có cơ cấu ép bằng cơ khí, dạng cam đối xứng. Vì thế độ dịch chuyển của các guốc luôn luôn bằng nhau. Và bởi vậy áp lực tác dụng lên các guốc và mômen phanh do chúng tạo ra có giá trị như nhau:

$$N_1 = N_2 = N \text{ và } M_{p1} = M_{p2} = M_p$$

Do hiện tượng tự siết nên khi $N_1 = N_2$ thì $P_1 < P_2$. Đây là cơ cấu vừa thuận nghịch vừa cân bằng. Nó thường được sử dụng với dẫn động khí nén nên thích hợp cho các ô tô tải và khách cỡ trung bình và lớn.

Sơ đồ trên hình 2.2b dùng cơ cấu ép thủy lực, nên lực dẫn động của hai guốc bằng nhau $P_1 = P_2 = P$. Tuy vậy do hiện tượng tự siết nên áp lực $N_1 > N_2$ và $M_{p1} > M_{p2}$. Cũng do $N_1 > N_2$ nên áp suất trên bề mặt má phanh của guốc trước lớn hơn guốc sau, làm cho các guốc mòn không đều. Để khắc phục hiện tượng đó, ở một số kết cấu đôi khi người ta làm má phanh của guốc tự siết dài hơn hoặc dùng xylanh ép có đường kính làm việc khác nhau. Phía trước tự siết có đường kính nhỏ hơn.

Cơ cấu phanh loại này là cơ cấu phanh thuận nghịch nhưng không cân bằng. Nó thường sử dụng trên các ô tô tải cỡ nhỏ và vừa hoặc các bánh sau của ô tô du lịch.

Về mặt hiệu quả phanh, nếu thừa nhận hệ số hiệu quả của sơ đồ hình 2.2a:

$$K_{hq} = \frac{\Sigma M_p}{(P_1 + P_2).r_t} = 100\% , \text{ thì hệ số hiệu quả của cơ cấu phanh dùng cơ cấu ép thủy lực}$$

hình 2.2b sẽ là $116\% \div 122\%$, khi có cùng kích thước chính và hệ số ma sát giữa má phanh và trống phanh: $f = 0,30 \div 0,33$.

Để tăng hiệu quả phanh theo chiều tiến của xe, người ta dùng cơ cấu phanh với hai xylanh làm việc riêng rẽ. Mỗi guốc phanh quay quanh một điểm cố định bố trí khác phía, sao cho khi xe chạy tiến thì cả hai guốc đều tự siết (hình 2.2c). Hiệu quả phanh trong

trường hợp này có thể tăng được 1,6÷1,8 lần so với cách bố trí bình thường. Tuy nhiên khi xe chạy lùi hiệu quả phanh sẽ thấp, tức là cơ cấu phanh không có tính thuận nghịch.

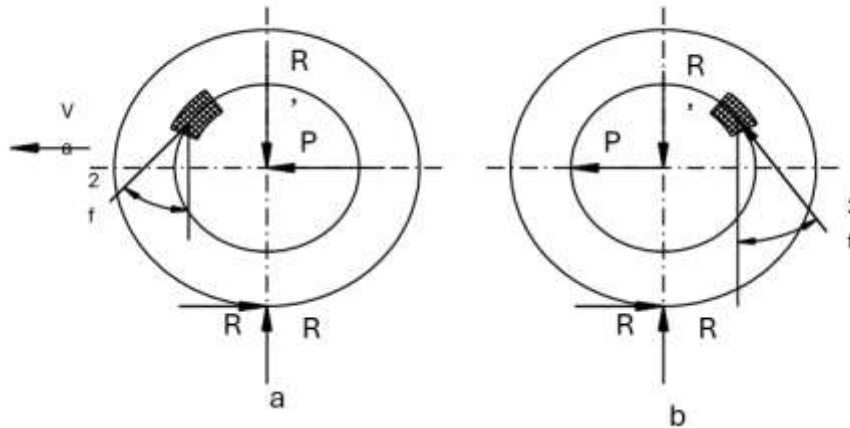
Cơ cấu phanh loại này kết hợp với kiểu bình thường đặt ở các bánh sau, cho phép dễ dàng nhận được quan hệ phân phối lực phanh cần thiết $P_{pt} > P_{ps}$ trong khi nhiều chi tiết của các phanh trước và sau có cùng kích thước. Vì thế nó thường được sử dụng ở cầu trước các ô tô du lịch và tải nhỏ.

Để nhận được hiệu quả phanh cao cả khi chuyển động tiến và lùi, người ta dùng cơ cấu phanh thuận nghịch và cân bằng loại bơi như trên hình 2.2d. Các guốc phanh của sơ đồ này có hai bậc tự do và không có điểm quay cố định. Cơ cấu ép gồm hai xylanh làm việc tác dụng đồng thời lên đầu trên và dưới của các guốc phanh. Với kết cấu như vậy cả hai guốc phanh đều tự siết dù cho trống phanh quay theo chiều nào. Tuy nhiên nó có nhược điểm là kết cấu phức tạp.

Để nâng cao hiệu quả phanh cao hơn nữa, người ta còn dùng các cơ cấu phanh tự cường hóa. Tức là các cơ cấu phanh mà kết cấu của nó cho phép lợi dụng lực ma sát giữa một má phanh và trống phanh để cường hóa. tăng lực ép, tăng hiệu quả phanh cho má kia.

Cơ cấu phanh tự cường hóa mặc dù có hiệu quả phanh cao, hệ số có thể đạt đến 360% so với cơ cấu phanh bình thường dùng cam ép. Nhưng mômen phanh kém ổn định, kết cấu phức tạp, tính cân bằng kém và làm việc không êm nên ít được sử dụng.

2.2.1.2. Cơ cấu phanh đĩa



Hình 2.3. Sơ đồ nguyên lý của đĩa phanh

Cơ cấu phanh loại đĩa thường được sử dụng trên ô tô du lịch.

Phanh đĩa có các loại: kín, hở, một đĩa, nhiều đĩa, loại vỏ quay, đĩa quay và vòng ma sát quay.

Đĩa có thể là đĩa đặc, đĩa có xẻ các rãnh thông gió, đĩa một lớp kim loại hay ghép hai kim loại khác nhau.

Phanh đĩa có một loạt các ưu điểm so với cơ cấu phanh trống guốc như sau:

- Áp suất phân bố đều trên bề mặt má phanh, do đó má phanh mòn đều và ít phải điều chỉnh.
- Bảo dưỡng đơn giản do không phải điều chỉnh khe hở.
- Có khả năng làm việc với khe hở nhỏ ($0,05 \div 0,15$) mm nên rất nhạy, giảm được thời gian chậm tác dụng và cho phép tăng tỷ số truyền dẫn động.
- Lực ép tác dụng theo chiều trục và tự cân bằng, nên cho phép tăng giá trị của chúng để tăng hiệu quả phanh cần thiết mà không bị giới hạn bởi điều kiện biến dạng của kết cấu. Vì thế phanh đĩa có kết cấu nhỏ gọn và dễ bố trí trong bánh xe.
- Hiệu quả phanh không phụ thuộc chiều quay và ổn định hơn.
- Điều kiện làm mát tốt hơn, nhất là đối với dạng đĩa quay.

Tuy vậy phanh đĩa còn có một số nhược điểm hạn chế sự sử dụng của nó là:

- Nhạy cảm với bụi bẩn và khó làm kín.
- Các đĩa phanh loại hở dễ bị oxy hóa, bị bẩn làm các má phanh mòn nhanh.
- Áp suất làm việc cao nên các má phanh dễ bị nứt xước.
- Thường phải sử dụng các bộ trợ lực chân không để tăng lực dẫn động, nên khi động cơ không làm việc, hiệu quả phanh dẫn động thấp và khó sử dụng chúng để kết hợp làm phanh dừng.

2.2.1.3. Cơ cấu phanh dải

Loại phanh này chủ yếu được sử dụng trên máy kéo xích. Vì nó dùng phối hợp với ly hợp chuyển hướng tạo được một kết nối rất đơn giản và gọn.

Phanh dải có một số loại, khác nhau ở phương pháp nối đầu dải phanh và do đó khác nhau ở hiệu quả phanh.

Phanh dải đơn giản không tự siết: Khi tác dụng lực, cả hai đầu dải phanh được rút lên siết vào trống phanh. Ưu điểm của loại này là phanh êm dịu, hiệu quả phanh không phụ thuộc chiều quay. Nhược điểm là hiệu quả phanh không cao.

Phanh dải đơn giản tự siết một chiều: Nhờ có một đầu được nối cố định nên hiệu quả phanh theo chiều tự siết cao hơn chiều ngược lại tới gần 6 lần. Tuy vậy khi phanh thường dễ bị giật, không êm.

Phanh dải loại kép: Là loại mà bất kỳ trống phanh quay theo chiều nào thì hiệu quả phanh của nó cũng không đổi và luôn luôn có một nhánh tự siết.

Phanh dải loại bơi: Nó làm việc tương tự như phanh dải đơn giản tự siết, nhưng hiệu quả phanh không phụ thuộc chiều quay.

Tất cả các loại phanh dải đều có chung nhược điểm là áp suất trên bề mặt ma sát phân bố không đều. Nên má phanh mòn không đều và tải trọng hướng kính tác dụng lên trục lớn.

2.2.2. Dẫn động phanh

Dẫn động phanh là một hệ thống dùng để điều khiển cơ cấu phanh.

Dẫn động phanh thường dùng hiện nay có ba loại chính: cơ khí, chất lỏng thủy lực và khí nén. Nhưng dẫn động cơ khí thường chỉ dùng cho phanh dừng vì hiệu suất thấp

và khó đảm bảo phanh đồng thời các bánh xe. Nên đối với hệ thống phanh làm việc của ô tô được sử dụng chủ yếu hai loại dẫn động là: thủy lực và khí nén.

Lực tác động lên bàn đạp phanh hoặc đòn điều khiển phanh cũng như hành trình bàn đạp và đòn điều khiển phanh phụ thuộc ở momen phanh cần sinh ra và các thông số dẫn động phanh.

2.2.2.1. Dẫn động thủy lực

Dẫn động phanh thủy lực được sử dụng rộng rãi trên hệ thống phanh chính của các Dẫn động phanh bằng thủy lực được dùng nhiều cho xe ô tô du lịch, ô tô vận tải có tải trọng nhỏ và cực lớn, gồm các cụm chủ yếu sau: xy lanh phanh chính, bộ trợ lực phanh, xy lanh làm việc ở các bánh xe...

Dẫn động phanh thủy lực có những ưu điểm là:

- Độ nhạy lớn, thời gian chậm tác dụng nhỏ.
- Luôn luôn đảm bảo phanh đồng thời các bánh xe vì áp suất trong dòng dẫn động chỉ bắt đầu tăng khi tất cả má phanh đã ép vào trống phanh.
- Hiệu suất cao.
- Kết cấu đơn giản, kích thước nhỏ, giá thành thấp.
- Có khả năng sử dụng trên nhiều loại xe khác nhau mà chỉ cần thay đổi cơ cấu phanh.

Nhược điểm của dẫn động thủy lực:

- Yêu cầu độ kín khít cao. Khi có một chỗ nào bị rò rỉ thì cả dòng dẫn động không làm việc được.
- Lực cần thiết tác dụng lên bàn đạp lớn nên thường sử dụng các bộ phận trợ lực để giảm lực bàn đạp, làm cho kết cấu thêm phức tạp.
- Sự dao động áp suất của chất lỏng có thể làm cho các đường ống bị rung động và mômen phanh không ổn định
- Hiệu suất giảm nhiều ở nhiệt độ thấp và độ nhớt tăng.

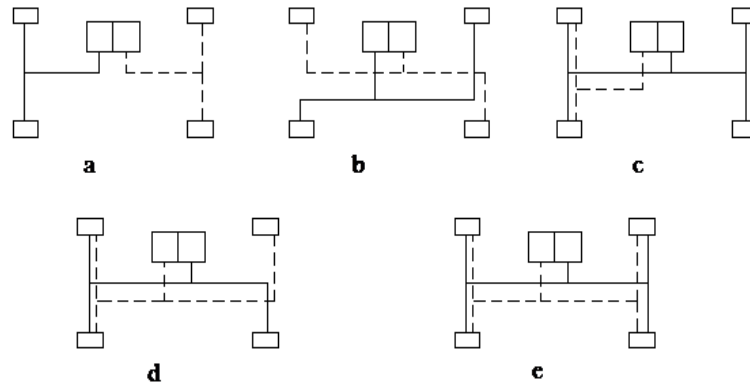
* Các loại sơ đồ phân dòng dẫn động:

Theo hình thức dẫn động phanh thủy lực có thể chia làm hai loại:

- Truyền động phanh một dòng: Truyền động phanh một dòng được sử dụng rộng rãi trên một số ô tô trước đây vì kết cấu của nó đơn giản.
- Truyền động phanh nhiều dòng: Dẫn động hệ thống phanh làm việc nhằm mục đích tăng độ tin cậy, cần phải có ít nhất hai dòng dẫn động độc lập có cơ cấu điều

khiến chung là bàn đạp phanh. Trong trường hợp một dòng bị hỏng thì các dòng còn lại vẫn phanh được ô tô - máy kéo với một hiệu quả phanh nào đó.

Hiện nay phổ biến nhất là các dẫn động hai dòng với sơ đồ phân dòng



Hình 2.4. Các sơ đồ phân dòng dẫn động phanh thủy lực

Mỗi sơ đồ đều có các ưu nhược điểm riêng. Vì vậy, khi chọn sơ đồ phân dòng phải tính toán kỹ dựa vào ba yếu tố chính:

- Mức độ giảm hiệu quả phanh khi một dòng bị hỏng.
- Mức độ bất đối xứng lực phanh cho phép.
- Mức độ phức tạp của dòng dẫn động.

Thường sử dụng nhất là sơ đồ hình (1.5a) sơ đồ phân dòng theo yêu cầu. Đây là sơ đồ đơn giản nhất nhưng hiệu quả phanh sẽ giảm nhiều khi hỏng dòng phanh cầu trước.

Khi dùng các sơ đồ hình (1.5b, c và d) sơ đồ phân dòng chéo, sơ đồ phân 2 dòng cho cầu trước, 1 dòng cho cầu sau và sơ đồ phân dòng chéo cho cầu sau 2 dòng cho cầu trước thì hiệu quả phanh giảm ít hơn. Hiệu quả phanh đảm bảo không thấp hơn 50% khi hỏng một dòng nào đó. Tuy vậy khi dùng sơ đồ hình (1.5b và d) lực phanh sẽ không đối xứng, làm giảm tính ổn định khi phanh nếu một trong hai

dòng bị hỏng. Điều này cần phải tính đến khi thiết kế hệ thống lái (dùng cánh tay đòn âm).

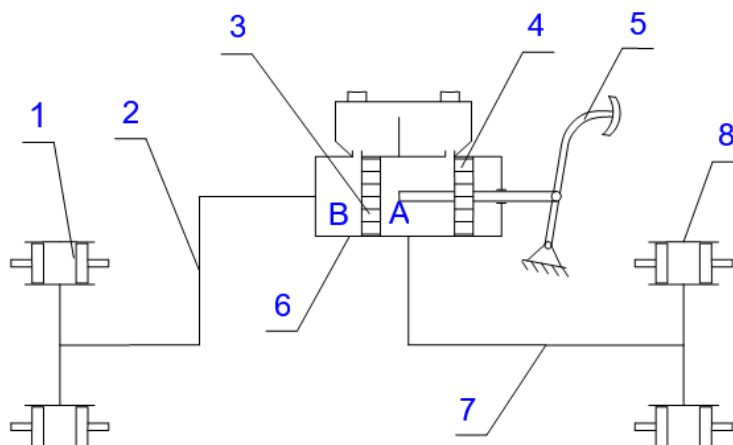
Sơ đồ hình 1.5e là sơ đồ hoàn thiện nhất nhưng cũng phức tạp nhất.

* Các loại và sơ đồ dẫn động:

Theo loại năng lượng sử dụng, dẫn động phanh thủy lực có thể chia làm 3 loại:

- Dẫn động tác động trực tiếp: Cơ cấu phanh được điều khiển trực tiếp chỉ bằng lực tác dụng người lái.
- Dẫn động tác động gián tiếp: Cơ cấu phanh được dẫn động một phần nhờ lực người lái, một phần nhờ các bộ trợ lực lắp song song với bàn đạp.
- Dẫn động dùng bơm và các bộ tích năng: lực tác dụng lên cơ cấu phanh là áp lực của chất lỏng cung cấp từ bơm và các bộ tích năng thủy lực.

***Dẫn động thủy lực tác dụng trực tiếp.**



Hình 2.5. Dẫn động thủy lực tác dụng trực tiếp

- | | | |
|----------------------|---------------------------------|--|
| 1,8 - Xylanh bánh xe | 3,4 - Piston trong xylanh chính | 2,7 - Đường ống dẫn dầu đến xylanh bánh xe |
| 5 - Bàn đạp phanh | 6 - Xylanh chính | |

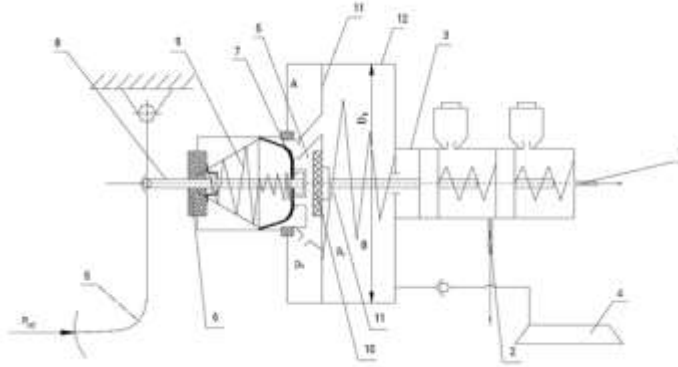
Nguyên lý làm việc:

- Khi người lái tác dụng lên bàn đạp phanh 5, piston 4 trong xylanh chính 6 sẽ dịch chuyển, áp suất trong khoang A tăng lên đẩy piston 3 dịch chuyển sang trái. Do đó áp suất trong khoang B cũng tăng lên theo. Chất lỏng bị ép đồng thời theo các ống 2 và 7 đi đến các xylanh bánh xe 1 và 8 để thực hiện quá trình phanh.
- Khi người lái nhả bàn đạp phanh 5 thì dưới tác dụng của các lò xo hồi vị, các piston trong xylanh của bánh xe 1 và 8 sẽ ép dầu trở về xylanh chính 6, kết thúc một lần phanh.

***Dẫn động tác động gián tiếp.**

Dẫn động thủy lực dùng bầu trợ lực chân không.

Bộ trợ lực chân không là bộ phận cho phép lợi dụng độ chân không trong đường nạp của động cơ để tạo lực phụ cho người lái. Vì vậy, để đảm bảo hiệu quả trợ lực, kích thước của các bộ trợ lực chân không thường phải lớn hơn và chỉ thích hợp với các xe có động cơ xăng cao tốc.



Hình 2.6. Sơ đồ dẫn động thủy lực trợ lực chân không

- | | | |
|---------------------------------|-----------------------------|--|
| 1,2 - Đường ống dẫn dầu | 3 - Xylanh chính | 4 - Đường nạp động cơ phanh đến xylanh bánh xe |
| 5 - Bàn đạp | 6 - Lọc | 7 - Van chân không |
| 8 - Cần đẩy | 9 - Van không khí | |
| 11 - Màng (hoặc piston) trợ lực | 12 - Bầu trợ lực chân không | 10 - Vòng cao su của cơ cấu tỷ lệ |

Nguyên lý làm việc:

- Bầu trợ lực chân không 12 có hai khoang A và B được phân cách bởi piston 11 (hoặc màng). Van chân không 7, làm nhiệm vụ: Nối thông hai khoang A và B khi nhả phanh và cắt đường thông giữa chúng khi đạp phanh. Van không khí 9, làm nhiệm vụ: cắt đường thông của khoang A với khí quyển khi nhả phanh và mở đường thông của khoang A khi đạp phanh. Vòng cao su 10 là cơ cấu tỷ lệ: Làm nhiệm vụ đảm bảo sự tỷ lệ giữa lực đạp và lực phanh.
- Khoang B của bầu trợ lực luôn luôn được nối với đường nạp động cơ 4 qua van một chiều, vì thế thường xuyên có áp suất chân không.

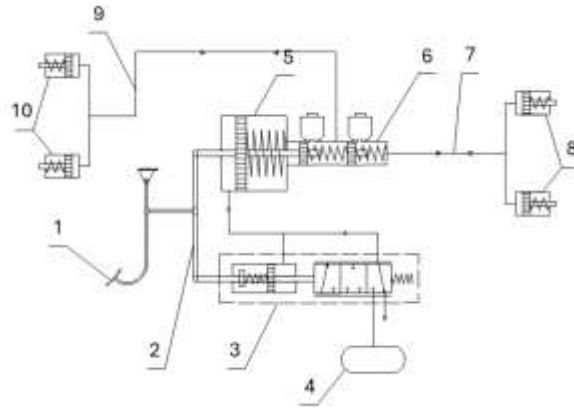
- Khi nhả phanh: van chân không 7 mở, do đó khoang A sẽ thông với khoang B qua van này và có cùng áp suất chân không.
- Khi phanh : người lái tác dụng lên bàn đạp đẩy cần 8 dịch chuyển sang phải làm van chân không 7 đóng lại cắt đường thông hai khoang A và B, còn van không khí 9 mở ra cho không khí qua phần tử lọc 6 đi vào khoang A. Độ chênh lệch áp suất giữa hai khoang A và B sẽ tạo nên một áp lực tác dụng lên piston (màng) của bầu trợ lực và qua đó tạo nên một lực phụ hỗ trợ cùng người lái tác dụng lên các piston trong xy lanh chính 3, ép dầu theo các ống dẫn (dòng 1 và 2) đi đến các xy lanh bánh xe để thực hiện quá trình phanh. Khi lực tác dụng lên piston 11 tăng thì biến dạng của vòng cao su 10 cũng tăng theo làm cho piston hơi dịch về phía trước so với cần 8, làm cho van không khí 9 đóng lại, giữ cho độ chênh áp không đổi, tức là lực trợ lực không đổi. Muốn tăng lực phanh, người lái phải tiếp tục đạp mạnh hơn, cần 8 lại dịch chuyển sang phải làm van không khí 9 mở ra cho không khí đi thêm vào khoang A. Độ chênh áp tăng lên, vòng cao su 10 biến dạng nhiều hơn làm piston hơi dịch về phía trước so với cần 8, làm cho van không khí 9 đóng lại đảm bảo cho độ chênh áp hay lực trợ lực không đổi và tỷ lệ với lực đạp. Khi lực phanh đạt cực đại thì van không khí mở ra hoàn toàn và độ chênh áp hay lực trợ lực cũng đạt giá trị cực đại.

Bộ trợ lực chân không có hiệu quả thấp, nên thường được sử dụng trên các ô tô du lịch và tải nhỏ.

**Dẫn động thủy lực trợ lực khí nén.*

Bộ trợ lực khí nén là bộ phận cho phép lợi dụng khí nén để tạo lực phụ, thường được lắp song song với xy lanh chính, tác dụng lên dẫn động hỗ trợ cho người lái. Bộ trợ lực phanh loại khí có hiệu quả trợ lực cao, độ nhạy cao, tạo lực phanh lớn cho nên được dùng nhiều ở ô tô tải.

Sơ đồ và nguyên lý làm việc:



Hình 2.7. Dẫn động phanh thủy lực trợ lực khí nén

- | | | |
|--|--------------------|--|
| 1 - Bàn đạp | 2 - Đòn đẩy | 3 - Cụm van khí nén |
| 4 - Bình chứa khí nén | 5 - Xylanh lực | 6 - Xylanh chính |
| 7 - Đường ống dẫn dầu đến xylanh bánh xe | 8 - Xylanh bánh xe | 9 - Đường ống dẫn dầu đến xylanh bánh xe |
| 10 - Xylanh bánh xe | | |

Nguyên lý làm việc:

Bộ trợ lực gồm cụm van khí nén 3 nối với bình chứa khí nén 4 và xylanh lực 5.

Trong cụm van 3 có các bộ phận sau:

- Cơ cấu tỷ lệ: đảm bảo sự tỷ lệ giữa lực đạp và lực phanh.
- Van nạp: cho khí nén từ bình chứa đi vào khi đạp phanh.
- Van xả: cho khí nén trong dòng dẫn động thoát ra ngoài khí quyển khi nhả phanh.

Khi tác dụng lên bàn đạp 1, qua đòn 2, lực sẽ truyền đồng thời lên các cần của xylanh chính 6 và của cụm van 3. Van 3 dịch chuyển: Mở đường nối khoang A của xylanh lực với bình chứa khí nén 4. Khí nén từ bình chứa 4 sẽ đi vào khoang A tác dụng lên piston của xylanh trợ lực, hỗ trợ cho người lái ép các piston trong xylanh chính 6 dịch chuyển đưa dầu đến các xylanh bánh xe. Khi đi vào khoang A, khí nén đồng thời đi vào khoang phía sau piston của van 3, ép lò xo lại, làm van dịch chuyển lùi sang trái.

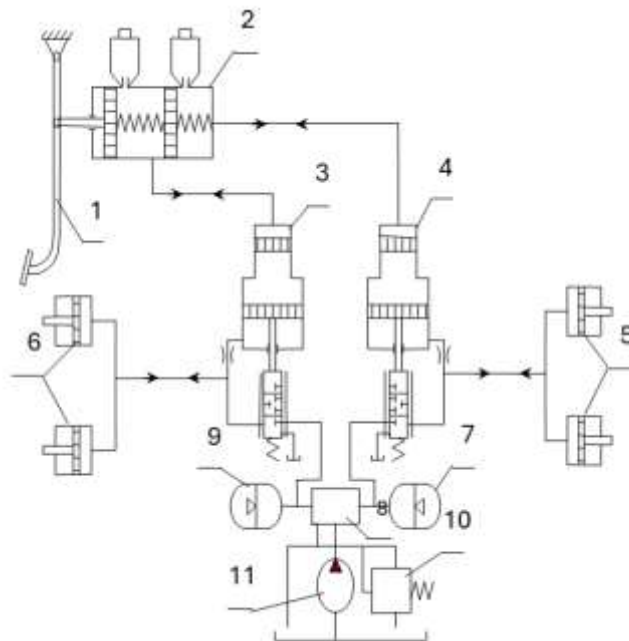
Khi lực khí nén cân bằng với lực lò xo thì van dừng lại ở vị trí cân bằng mới, đồng thời đóng luôn đường khí nén từ bình chứa đến khoang A duy trì một áp suất không đổi trong hệ thống, tương ứng với lực tác dụng và dịch chuyển của bàn đạp. Nếu muốn tăng áp suất lên nữa thì phải tăng lực đạp để đẩy van sang phải, mở đường cho khí nén tiếp tục đi vào. Như vậy cụm van 3 đảm bảo được sự tỷ lệ giữa lực tác dụng, chuyển vị của bàn đạp và lực phanh.

***Dẫn động thủy lực trợ lực dùng bơm và các bộ tích năng.**

Bơm thủy lực: Là nguồn cung cấp chất lỏng cao áp cho dẫn động. Trong dẫn động phanh chỉ dùng loại bơm thể tích, như: bánh răng, cánh gạt, piston hướng trục. Bơm thủy lực cho tăng áp suất làm việc, cho phép tăng độ nhạy, giảm kích thước và khối lượng của hệ thống. Nhưng đồng thời, yêu cầu về làm kín về chất lượng đường ống cũng cao hơn.

Bộ tích năng thủy lực: Để đảm bảo áp suất làm việc cần thiết của hệ thống trong trường hợp lưu lượng tăng nhanh ở chế độ phanh ngắt, bên cạnh bơm thủy lực cần phải có các bộ tích năng có nhiệm vụ: tích trữ năng lượng khi hệ thống không làm việc và giải phóng nó cung cấp chất lỏng cao áp cho hệ thống khi cần thiết.

Sơ đồ và nguyên lý làm việc



Hình 2.8. Dẫn động phanh thủy lực dùng bơm và các tích năng

1 - Bàn đạp	2 - Xylanh chính	3 - Van phanh
4 - Van phanh	5 - Xylanh bánh xe	6 - Xylanh bánh xe
7 - Bộ tích năng	8 - Bộ điều chỉnh tự động kiểu áp suất role	9 - Bộ tích năng
10 – Van an toàn	11 - Bơm	

Nguyên lý làm việc:

Trên các ô tô tải trọng cực lớn thường sử dụng dẫn động thủy lực với bơm và các bộ tích năng 3 và 4 là hai khoang của van phanh được điều khiển từ xa nhờ dẫn động thủy lực hai dòng với xylanh chính 2. Khi tác dụng lên bàn đạp 1, dầu tác dụng lên các van 3 và 4, mở đường cho chất lỏng từ các bộ tích năng 7 và 9, đi đến các xylanh bánh xe 5 và 6. Lực đạp càng lớn, áp suất trong các xylanh 5 và 6 càng cao. Bộ điều chỉnh tự động áp suất kiểu role 8 dùng để giảm tải cho bơm 11 khi áp suất trong các bình tích năng 7 và 9 đã đạt giá trị giới hạn trên, van an toàn 10 có tác dụng bảo vệ cho hệ thống khỏi bị quá tải.

2.2.2.2. Dẫn động phanh khí nén

Dẫn động phanh khí nén được sử dụng nhiều trên ô tô vận tải trung bình, lớn. Dẫn động phanh bằng khí nén được dùng nhiều ở ô tô vận tải có tải trọng cỡ trung bình và lớn, gồm các cụm chủ yếu như: máy nén khí, van điều chỉnh áp suất, bình chứa, van phân phối, bầu phanh, ...

Ưu điểm:

- Điều khiển nhẹ nhàng, lực điều khiển nhỏ.
- Làm việc tin cậy hơn dẫn động thủy lực (khi có rò rỉ nhỏ, hệ thống vẫn có thể làm việc được, tuy hiệu quả phanh giảm).
- Dễ phối hợp với các dẫn động và cơ cấu sử dụng khí nén khác nhau, như : phanh rơ moóc, đóng mở cửa xe, hệ thống treo khí nén,....
- Dễ cơ khí hóa, tự động hóa quá trình điều khiển dẫn động.

Nhược điểm:

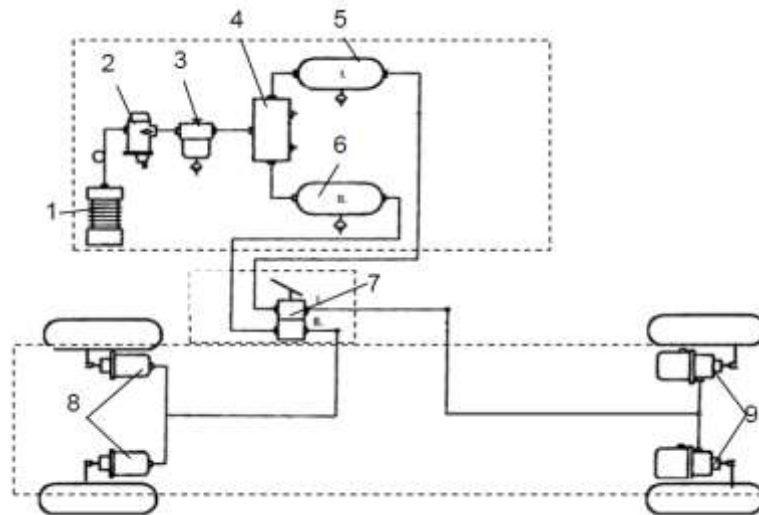
- Độ nhạy thấp thời gian chậm tác dụng lớn

- Do bị hạn chế bởi điều kiện rò rỉ, áp suất làm việc của khí nén thấp hơn của chất lỏng trong dẫn động thủy lực tới (10-15) lần. Nên kích thước và khối lượng của dẫn động lớn.

- Số lượng các cụm và chi tiết nhiều.

- Kết cấu phức tạp và giá thành cao hơn.

Sơ đồ và nguyên lý làm việc :



Hình 2.9. Sơ đồ dẫn động phanh khí nén

- | | | |
|-------------------------------------|--------------------------------------|----------------------------|
| 1 - Máy nén khí | 2 - Bộ điều chỉnh áp suất | 3 - Bộ lắng lọc và tách ẩm |
| 4 - Cụm van chia và bảo vệ | 5,6 - Các bình chứa khí nén | 7 - Van phân phối hai dòng |
| 8 - Bầu phanh và cơ cấu phanh trước | 9 - Bộ tích năng và cơ cấu phanh sau | |

Nguyên lý làm việc:

- Không khí nén được nén từ máy nén 1 qua bộ điều chỉnh áp suất 2, bộ lắng lọc và tách ẩm 3 và van bảo vệ kép 4 vào các bình chứa 5 và 6. Van an toàn có nhiệm vụ bảo vệ hệ thống khi bộ điều chỉnh 2 có sự cố. Các bộ phận nói trên hợp thành phần cung cấp (phần nguồn) của dẫn động.

- Từ bình chứa không khí nén đi đến các khoang của van phân phối 7. Ở trạng thái nhả phanh, van 7 đóng đường không khí nén từ bình chứa đến các bầu phanh và mở đường thông các bầu phanh với khí quyển.
- Khi phanh: Người lái tác dụng lên bàn đạp, van 7 làm việc: Cắt đường thông các bầu phanh với khí quyển và mở đường cho khí nén đi đến các bầu phanh 8 và 9, tác dụng lên cơ cấu ép, ép các guốc phanh ra tỳ sát trống phanh, phanh các bánh xe lại.
- Khi nhả phanh: Các chi tiết trở về trạng thái ban đầu dưới tác dụng của lò xo hồi vị.
- Phanh dừng: Trên các xe dung dẫn động phanh khí nén hiện nay, thường sử dụng các bầu phanh có lò xo tích năng để kết hợp làm phanh dừng điều khiển bằng khí nén.

2.2.2.3. Dẫn động phanh liên hợp

Dẫn động phanh liên hợp là liên kết giữa thủy lực và khí nén trong đó phần thủy lực có kết cấu nhỏ gọn và trọng lượng nhỏ và đồng thời bảo đảm cho độ nhạy hệ thống cao, phanh cùng một lúc được tất cả các bánh xe, phần khí nén cho phép điều khiển nhẹ nhàng và khả năng huy động, điều khiển phanh romooc.

Dẫn động phanh liên hợp thường được sử dụng ở các loại xe tải cỡ lớn và áp dụng cho xe nhiều cầu như xe URAL, 375D, URAL-4230...

2.2.2.4. Dẫn động cơ khí

Dẫn động phanh cơ khí gồm hệ thống các thanh, các đòn bẩy và dây cáp. Dẫn động cơ khí ít khi được dùng để điều khiển đồng thời các cơ cấu phanh vì :

+ Khó đảm bảo phanh đồng thời các bánh xe vì độ cứng vững của các thanh dẫn động phanh không như nhau

+ Khó đảm bảo sự phân bố lực phanh cần thiết giữa các cơ cấu.

Do những đặc điểm trên nên dẫn động cơ khí không được sử dụng ở hệ thống phanh chính mà chỉ được sử dụng ở hệ thống phanh dừng.

Ưu điểm:

+ Độ tin cậy làm việc cao

+ Độ cứng vững dẫn động không thay đổi khi phanh làm việc lâu dài

Nhược điểm:

- + Hiệu suất truyền lực không cao
- + Thời gian phanh lớn

2.3. Chọn phương án thiết kế

2.3.1. Cơ cấu phanh

Ngày nay thường sử dụng cơ cấu phanh là: Cơ cấu phanh dạng đĩa và cơ cấu phanh dạng guốc. Cơ cấu phanh đĩa thường chỉ sử dụng đối với xe con. Còn trên xe tải do đặc điểm thường chạy qua nhiều loại địa hình đòi hỏi cơ cấu phanh phải được che kín. Do vậy đối với cơ cấu phanh cho xe thiết kế sử dụng cơ cấu phanh guốc là hợp lý nhất.

2.3.2. Dẫn động phanh

Ngày nay trên xe người ta thường dùng dẫn động thủy lực hoặc khí nén hoặc kết hợp thủy lực và khí nén hoặc kết hợp thủy lực và khí nén. Dẫn động thủy lực có nhược điểm là tỉ số truyền của dẫn động dầu không lớn nên không thể tăng lực điều khiển trên cơ cấu phanh. Vì vậy hệ thống phanh dẫn động thủy lực thường được sử dụng trên ô tô du lịch và ô tô tải nhỏ.

Dẫn động liên hợp khắc phục được nhược điểm của hai loại dẫn động là khí nén và thủy lực. Nhưng đòi hỏi kết cấu chi tiết phức tạp, giá thành đòi hỏi cao. Do vậy không phù hợp với xe tải trung bình.

Với những ưu điểm nổi bật của phương pháp dẫn động bằng khí nén là:

- Lực bàn đạp nhỏ, tác động của người lái lên bàn đạp phanh của hệ thống khí nén chỉ thực hiện nhiệm vụ đóng mở các dòng khí
 - Thuận lợi trong việc chế tạo hàng loạt các linh kiện của hệ thống dẫn động.
 - Thích hợp với các kết cấu dẫn động phanh đoàn xe. Bố trí phanh tay
- Do vậy ta sử dụng phương pháp dẫn động khí nén cho xe thiết kế.

CHƯƠNG 3. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ VÀ MÔ PHỎNG HỆ THỐNG PHANH

3.1. Thiết kế cơ cấu phanh

3.1.1. Các thông số kỹ thuật đầu vào của xe thiết kế

Sau khi tính toán ở chương tổng quan và lấy số liệu theo xe tham khảo HD270, em được bảng thông số đầu vào tính toán, thiết kế phanh như sau:

Bảng 3.1. Các thông số đầu vào

Loại ô tô	Xe tải
Loại động cơ	Diesel – D6AC
Trọng lượng toàn bộ	$G = 23884 \text{ kg}$
Phân bố lên trục trước/sau	6048/17917 kg
Tốc độ cực đại của xe	27,417 m/s
Chiều dài cơ sở	$L = 3940 \text{ mm}$
Chiều cao trọng tâm khi đầy tải	$h_g = 1275 \text{ mm}$
Bán kính làm việc của bánh xe	$r_{bx} = 0,56 \text{ m}$
Khoảng cách từ trọng tâm đến cầu trước khi xe đầy tải	$a = 2956 \text{ mm}$
Khoảng cách từ trọng tâm đến cầu sau khi xe đầy tải	$b = 984 \text{ mm}$

3.1.2. Xác định mô men phanh theo điều kiện bám

Trọng lượng bám ở mỗi bánh xe G_{bx} chính bằng phản lực pháp tuyến Z_i tại bánh xe khi phanh. Khi ô tô được phanh khẩn cấp với tốc độ bất kỳ cho đến khi dừng hẳn ($v = 0$) thì gia tốc phanh cực đại có thể được xác định từ lực quán tính lớn nhất khi phanh P_j . Sau khi biến đổi ta có trọng lượng bám ở mỗi bánh xe trước/sau:

$$G' = \frac{G_a}{2 \times L_0} \times (b + h_g \times \varphi_{bx}) \quad (3.1)$$

$$G'' = G''' = \frac{G_a}{4 \times L_0} \times (a - h_g \times \varphi_{bx}) \quad (3.2)$$

Trong đó h_g là chiều cao trọng tâm của xe; còn φ_{bx} là hệ số bám giữa lốp với mặt đường khi ô tô được phanh khẩn cấp. Với hệ thống phanh không trang bị hệ thống kiểm soát và điều chỉnh độ trượt bánh xe (xe không có trang bị hệ thống chống hãm cứng bánh xe ABS – Anti-lock Brake System, hay trang bị hệ thống phanh điều khiển điện tử EBS -Electronic Brake System) thì hệ số bám khi phanh khẩn cấp chỉ có thể đạt được:

$$\varphi_{bx} \approx (0,75 \div 0,8) \times \varphi_{\max} \approx 0,56 \div 0,68$$

Để bảo đảm hiệu quả phanh cao nhất với gia tốc chậm dần lớn nhất mà các bánh xe không bị trượt thì ta có thể chọn $\varphi_{bx} \approx 0,64$

Thay số vào, ta có phản lực pháp tuyến tác dụng lên mỗi bánh xe trước khi phanh khẩn cấp:

$$G' = \frac{G_a}{2 \times L_0} \times (b + h_g \times \varphi_{bx}) = \frac{23884 \times 9,81}{2 \times 3,94} \cdot (0,984 + 1,275 \times 0,64) = 53520,7(N)$$

Phản lực pháp tuyến tác dụng lên mỗi bánh xe sau:

- Cho cầu 2 là:

$$G'' = \frac{G_a}{4 \times L_0} \times (a - h_g \times \varphi_{bx}) = \frac{23884}{4 \times 3,94} \times (2,956 - 1,275 \times 0,64) = 31815,12(N)$$

- Cho cầu 3 là:

$$G''' = \frac{G_a}{4 \times L_0} \times (a - h_g \times \varphi_{bx}) = \frac{23884}{4 \times 3,94} \times (2,956 - 1,275 \times 0,64) = 31815,12(N)$$

Suy ra lực phanh yêu cầu ở mỗi bánh xe trước là:

$$P' = G' \times \varphi_{bx} = 53520,7 \times 0,64 = 34253,25(N) \quad (3.3)$$

Lực phanh yêu cầu ở mỗi bánh xe sau là:

- Cho cầu 2 là:

$$P'' = G'' \times \varphi_{bx} = 31815,12 \times 0,64 = 20361,68(N) \quad (3.4)$$

- Cho cầu 3 là:

$$P''' = G''' \times \varphi_{bx} = 31815,12 \times 0,64 = 20361,68(N)$$

Lực phanh tại bánh xe đạt được giá trị lớn nhất khi bánh xe bắt đầu trượt lết, trong quá trình trượt mô men phanh không tăng nữa mà thậm chí có xu hướng giảm. Vì vậy người ta thường tính toán mô men phanh cần thiết tại các bánh xe sao cho tận dụng được tối đa khả năng bám của xe.

Với cơ cấu phanh đặt trực tiếp ở tất cả các bánh xe thì mô men phanh cần sinh ra ở mỗi cơ cấu phanh:

Ở cầu trước là :

$$M_p' = P' \times r_{bx} = 34253,25 \times 0,56 = 19181,82(N.m) \quad (3.5)$$

Cầu giữa và cầu sau là

- Cho cầu 2 là :

$$M_p'' = P'' \times r_{bx} = 20361,68 \times 0,56 = 11402,54(N.m) \quad (3.6)$$

- Cho cầu 3 là :

$$M_p''' = P''' \times r_{bx} = 20361,68 \times 0,56 = 11402,54(N.m)$$

3.1.3. Hệ số phân bố lực phanh lên các trục bánh xe

Thực tế mô-men phanh sinh ra ở các bánh xe là do cơ cấu phanh lắp đặt ở bánh xe sinh ra. Cơ cấu phanh ở các bánh xe có nhiều kiểu và vì vậy nói chung trên một chiếc xe có thể có các cơ cấu phanh khác nhau đối với các trục bánh xe trước và trục bánh xe sau. Ngay cả khi kiểu cơ cấu phanh giống nhau nhưng kết cấu và kích thước cụ thể vẫn có thể khác nhau tùy theo mô-men phanh yêu cầu phân bố trên các trục như đã được tính ở trên. Vì vậy, để có cơ sở chọn cơ cấu phanh hợp lý, trước hết cần tính toán đánh giá tỷ số phân bố mô-men phanh (hay lực phanh) lên trục trước và trục sau theo hệ số phân bố lực phanh K_{12} như sau :

$$K_{12} = \frac{M'}{M''} = \frac{19181,82}{11402,54} = 1,68 \quad (3.7)$$

3.1.4. Xác định lực phanh do cơ cấu phanh sinh ra theo phương pháp họa đồ

3.1.4.1. Xác định góc δ và bán kính ρ của lực tổng hợp tác dụng lên má phanh

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2}{2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2} \quad (3.8)$$

Trong đó các góc β_1, β_2 là các thông số kết cấu về góc đặt đầu – cuối của tấm ma sát – tính bằng [rad] (xem hình 3.1). Trong tính toán thiết kế, có thể chọn các góc β_1, β_2 theo kinh nghiệm sao cho hiệu số $\beta_0 = \beta_2 - \beta_1 \approx 90 \div 110$

Trong đó: Góc tính từ tâm chốt quay của guốc phanh đến chỗ tán tấm ma sát $\beta_1 = 14^\circ \div 16^\circ$ ta chọn $\beta_1 = 15^\circ$

β_0 : Góc ôm của tấm ma sát $\beta_0 = 90^\circ \div 110^\circ$ chọn $\beta_0 = 100^\circ$

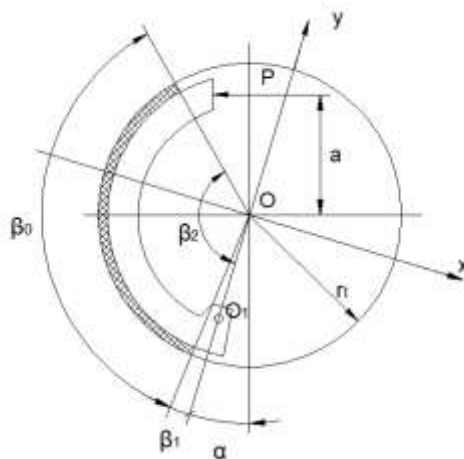
$$\beta_2 = \beta_0 + \beta_1 = 15^\circ + 100^\circ = 115^\circ$$

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2}{2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2}$$

$$\Rightarrow \operatorname{tg} \delta = \frac{\cos 2.15^\circ - \cos 2.115^\circ}{2 \cdot \frac{100^\circ}{360^\circ} 2.\pi + \sin 2.15^\circ - \sin 2.115^\circ} = 0,3172$$

Vậy $\delta = 17,6^\circ$

Vậy góc giữa lực N và trục X-X là $\delta = 17,6^\circ$



Hình 3.1. Các thông số của cơ cấu phanh

Bán kính ρ được xác định theo công thức sau:

$$\rho = \frac{2.r_1 \cdot (\cos \beta_1 - \cos \beta_2)}{\sqrt{\beta_0^2 + \sin^2 \beta_0 - 2 \cdot \beta_0 \cdot \cos(\beta_1 + \beta_2) \cdot \sin \beta_0}} \quad (3.9)$$

Với r_t bán kính tang trống ta chọn theo xe tham khảo đường kính tang trống là

$$r_t = 0,8 \times r_{bx} = 0,8 \times 560 = 448(\text{mm}), \quad r_t = 0,448(\text{m})$$

Khoảng cách từ tâm quay bánh xe đến phương lực ép P được xác định bằng:

$$a = 0,8 \times r_t = 358(\text{mm})$$

Khoảng cách từ tâm quay điểm tỳ cố định đến phương lực ép P:

$$h = 0,8 \times D_t = 0,8 \times 2 \times r_t = 716(\text{mm})$$

Khoảng cách từ tâm trục bánh xe đến tâm quay guốc:

$$b = h - a = 358(\text{mm})$$

Bán kính ρ của lực tổng hợp là:

$$\rho = \frac{2.200(\cos 15^\circ - \cos 115^\circ)}{\sqrt{\left(\frac{100}{360} 2\pi\right)^2 + \sin^2 100^\circ} - 2\left(\frac{100}{360} 2\pi\right) \cos(15+115)^\circ \sin 100^\circ} \approx 222,6\text{mm}$$

Kết luận:

$$\begin{array}{llll} \beta_1 = 15^\circ & \beta_2 = 115^\circ & \beta_0 = 100^\circ & a = b = 0,358(\text{m}) \\ \delta = 17,6^\circ & \rho = 0,2226\text{m} & r_t = 0,448\text{m} & h = 0,716(\text{m}) \end{array}$$

3.1.4.2. Xác định lực cần thiết tác dụng lên guốc phanh bằng phương pháp họa đồ

Khi tính toán cơ cấu phanh chúng ta cần xác định lực p tác dụng lên guốc phanh để đảm bảo cho tổng số mô men phanh sinh ra ở guốc phanh phanh trước (M'_{p1} hoặc M''_{p1}) và guốc phanh sau (M'_{p2} hoặc M''_{p2}) bằng mômen phanh tính toán của mỗi của mỗi cơ cấu phanh đặt tại bánh xe. Khi đã chọn trước các thông số kết cấu ($\beta_1, \beta_2, \beta_0, r_t$) chúng ta tính được các góc δ và bán kính ρ nghĩa là xác định được hướng và điểm đặt lực N_1 (lực N_1 hướng vào tâm O). Lực R_1 là lực tổng hợp của của N_1 và T_1 . Lực R_1 tạo với lực N_1 một góc φ_1 .

Góc φ_1 được xác định như sau:

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{T_1}{N_1} = \mu$$

với μ là hệ số ma sát giữa tấm ma sát với tang trống với vật liệu làm bằng Ferado và trống phanh bằng gang xám GX 15-32 thì $\mu = 0,3$.

+ Như thế là chúng ta đã xác định được góc $\varphi_1 \approx 16,69^\circ$

+ Nghĩa là xác định được hướng của R_1 . Góc φ_1 má phanh trước và má phanh sau đều bằng nhau vì có cùng hệ số ma sát như sau.

Nếu guốc phanh bị ép bằng cam phanh (phanh khí) thì lực P_1, P_2 . Tác dụng lên hai guốc phanh sẽ khác nhau. Trong trường hợp này khi cam quay hai guốc phanh sẽ dịch chuyển như nhau, do đó áp suất tác dụng lên hai má phanh bằng nhau và lực $R_1 = R_2$ vì vậy các thông số của hai guốc phanh là như nhau:

Như vậy mô men phanh sinh ra ở cơ cấu phanh của một bánh xe sẽ là:

$$M_p = M'_p + M''_p = R_1 \cdot r_{01} + R_2 \cdot r_{02} \quad (3.10)$$

Trong đó bán kính r_0 được xác định theo công thức:

$$r_0 = \rho \sin \phi = \rho \frac{\operatorname{tg} \phi}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \phi}} = \rho \frac{\mu}{\sqrt{1 + \mu^2}} = 222,6 \frac{0,3}{\sqrt{1 + 0,3^2}} = 63,9 \text{ mm} \quad (3.11)$$

Vì hai má phanh có kích thước giống nhau ta có:

$$\rho' = \rho'' = \rho \quad \text{và} \quad r_{01} = r_{02} = r_0$$

Như vậy khi guốc phanh bị ép bằng cam quay, chúng ta có thể xác định ngay được lực $R_1 = R_2 = \frac{M'_p}{2 \cdot r_0}$

*Đối với cầu trước :

$$R'_1 = R'_2 = \frac{M'_p}{2 \cdot r_0} = \frac{19181,82}{2 \cdot 0,0639} = 150092(N)$$

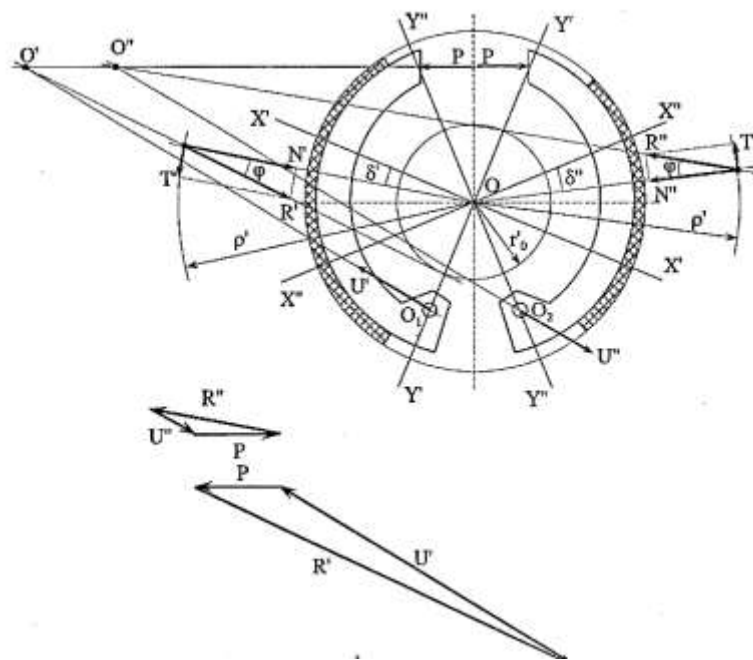
*Đối với cầu giữa và cầu sau :

$$R''_1 = R''_2 = \frac{M''_p}{2 \cdot r_0} = \frac{11402,54}{2 \cdot 0,0639} = 89222(N)$$

Muốn xác định được lực P, U chúng ta dùng phương pháp hoá đồ bằng cách vẽ đa giác lực của guốc phanh trước và sau. Ta có $R_1 = R_2$ về giá trị nhưng phương và chiều của chúng khác nhau. Kéo dài lực P lực R_1 lực R_2 các lực này cắt nhau ở O' và O'' , từ O' và O'' , từ O' và O'' ta nối với tâm chốt quay má phanh, ta có các phản lực U_1 và U_2 . Như vậy trên mỗi guốc phanh có ba lực $P_1; R_1; U_1$ và $P_2; R_2; U_2$. Ta xây dựng hai đa giác lực này bằng cách lấy hai đoạn bằng nhau để lực hiện hai lực R_1 và R_2 trượt chúng song song trượt chúng song song với \vec{R}_1, \vec{R}_2 , nối tiếp với \vec{R}_1 là \vec{U}_1 bằng cách trượt thước kẻ song song với \vec{U}_1 và lại nối tiếp với U_1 cũng kẻ song song với \vec{P} là \vec{p}_1 trượt, cắt R_1 ta có tam giác khép kín, má sau cũng làm tương tự. Sau đó dùng thước kẻ đo đoạn R_1 và đoạn U_1 ta được tỷ số: $\frac{R_1}{U_1} = x \Rightarrow U_1 = \frac{R_1}{x}$

tương tự như vậy đối với P_1 .

Làm như thế đối với guốc sau ta cũng tìm được P_2, U_2, R_2 .



Hình 3.2. Hoạ đồ lực phanh

Biết được lực P chúng ta có cơ sở để đi tính toán truyền động phanh, có nghĩa là xác định được các kích thước của cam phanh, bầu phụ...

Sau quá trình đo đạc và tính toán ta có được kết quả sau:

* Cầu trước:

$$\text{Guốc trước: } U_1' = 63855N ; \quad P_1' = 27815N$$

$$\text{Guốc sau: } U_2' = 27754N ; \quad P_2' = 53482N$$

* Cầu giữa và cầu sau:

$$\text{Guốc trước: } U_1'' = 49290N ; \quad P_1'' = 17965N$$

$$\text{Guốc sau: } U_2'' = 18391N ; \quad P_2'' = 31603N$$

3.1.5. Tính toán cơ cấu phanh theo phương pháp giải tích

3.1.5.1. Tính toán cơ cấu phanh trước theo phương pháp giải tích

Kiểu cơ cấu phanh ở cầu trước là kiểu trống guốc; có cơ cấu ép bởi cam ép (Hình 2.2.a)

Đây là loại cơ cấu phanh kiểu tang trống có tính đối xứng hoàn toàn về phương diện kết cấu mặt phẳng thẳng đứng và được ép cưỡng bức bởi cam kép có hành trình nâng của cam giống nhau. Vì vậy mô-men ma sát của tang trống được tạo ra bởi hai guốc có giá trị hoàn toàn giống nhau, tức là:

$$M_{g1}' = M_{g2}' = \frac{M_p'}{2} \quad (3.12)$$

Tuy vậy do hai guốc được ép bởi một cam ép kép, nên một guốc có tính tự siết và một guốc có tính tự tách, nên ta có:

$$M_{g1}' = \frac{P_1' \times h_1 \times \mu}{A_1 - \mu \times B_1} \quad (3.13)$$

$$M_{g2}' = \frac{P_2' \times h_2 \times \mu}{A_2 + \mu \times B_2} \quad (3.14)$$

Với giả thiết kích thước của hai guốc và cả hai má phanh đều giống nhau ($A_1 = A_2 = A$ và $B_1 = B_2 = B$ và $h_1 = h_2$) thì lực ép do cam tạo ra cho hai guốc được xác định như sau:

$$P_1' = \frac{M_p \times (A - \mu \times B)}{2 \times h \times \mu} \quad (3.15)$$

$$P_2' = \frac{M_p \times (A + \mu \times B)}{2 \times h \times \mu} \quad (3.16)$$

Với $\mu = 0,3$, $a = b = 0,358(m)$, $h = 0,716(m)$, $\beta_1 = 15^\circ$, $\beta_2 = 115^\circ$, $\beta_0 = 100^\circ$,
 $\delta = 17,6^\circ = 0,307(Rad)$ (ở mục 3.1.4.1)

Với $\alpha = 20^\circ$ là góc đặt tâm quay điểm tựa cố định của guốc phanh thì ta có khoảng cách từ tâm quay điểm tựa cố định của guốc phanh đến tâm quay bánh xe

$$s = \frac{a}{\cos 20^\circ} = 0,38 \quad (3.17)$$

Các thông số kích thước A và B có thể xác định theo giả thuyết áp suất phân bố đều ($q = const$) như sau:

$$A = \frac{s}{r_t} \times (\cos \delta + \mu \times \sin \delta) \times \frac{\sin\left(\frac{\beta_2 - \beta_1}{2}\right)}{\frac{\beta_2 - \beta_1}{2}} \quad (3.18)$$

$$= \frac{0,38}{0,448} \times (\cos 0,307^\circ + 0,3 \times \sin 0,307^\circ) \times \frac{\sin\left(\frac{115^\circ - 15^\circ}{2} \times \frac{\pi}{180}\right)}{\frac{115^\circ - 15^\circ}{2} \times \frac{\pi}{180}} = 0,79$$

Từ đó ta xác định được $A=0,79$ và $B=1$

Thay tất cả các thông số vào công thức ta có lực ép ở cơ cấu phanh trước kiểu trống guốc:

$$P_1' = \frac{M_p \times (A - \mu \times B)}{2 \times h \times \mu} = \frac{19181,82 \times (0,79 - 0,3 \times 1)}{2 \times 0,716 \times 0,3} = 21878,7 (N)$$

$$P_2' = \frac{M_p \times (A + \mu \times B)}{2 \times h \times \mu} = \frac{19181,82 \times (0,79 + 0,3 \times 1)}{2 \times 0,716 \times 0,3} = 48668,9 (N)$$

Suy ra mô-men phanh do các guốc tạo ra cho tang trống cầu trước:

$$M_{g1}' = M_{g2}' = \frac{M_p'}{2} = \frac{19181,82}{2} = 9590,9 \text{ (N.m)}$$

3.1.5.2. Tính toán cơ cấu phanh sau theo phương pháp giải tích

Cơ cấu phanh cầu sau cũng tương tự, chỉ có khác mô-men phanh yêu cầu, với $M_p'' = M_p''' = 11402,54 \text{ (N.m)}$. Từ đó ta có:

Lực ép ở cơ cấu phanh cầu sau kiểu trống guốc:

- Ở cầu 2:

$$P_1'' = \frac{M_p'' \times (A - \mu \times B)}{2 \times h \times \mu} = \frac{11402,54 \times (0,79 - 0,3 \times 1)}{2 \times 0,716 \times 0,3} = 13005,7 \text{ (N)} \quad (3.19)$$

$$P_2'' = \frac{M_p'' \times (A + \mu \times B)}{2 \times h \times \mu} = \frac{11402,54 \times (0,79 + 0,3 \times 1)}{2 \times 0,716 \times 0,3} = 28931 \text{ (N)} \quad (3.20)$$

- Ở cầu 3:

$$P_1''' = \frac{M_p''' \times (A - \mu \times B)}{2 \times h \times \mu} = \frac{11402,54 \times (0,79 - 0,3 \times 1)}{2 \times 0,716 \times 0,3} = 13005,7 \text{ (N)} \quad (3.21)$$

$$P_2''' = \frac{M_p''' \times (A + \mu \times B)}{2 \times h \times \mu} = \frac{11402,54 \times (0,79 + 0,3 \times 1)}{2 \times 0,716 \times 0,3} = 28931 \text{ (N)} \quad (3.22)$$

Suy ra mô-men phanh do các guốc tạo ra cho tang trống cầu sau:

- Ở cầu 2:

$$M_{g1}'' = M_{g2}'' = \frac{M_p''}{2} = \frac{11402,54}{2} = 5701,27 \text{ (N.m)} \quad (3.23)$$

- Ở cầu 3:

$$M_{g1}''' = M_{g2}''' = \frac{M_p'''}{2} = \frac{11402,54}{2} = 5701,27 \text{ (N.m)} \quad (3.24)$$

Sau khi đã thực hiện tính toán lực ép ở cơ cấu phanh theo 2 phương pháp họa đồ và giải tích, em chọn phương pháp giải tích để đảm bảo chính tối ưu và độ chính xác cao cho thiết kế. Từ đó ta tổng hợp được lực ép ở các cơ cấu phanh và mô men phanh do các guốc tạo ra trên từng cầu là:

- Ở cầu trước:

$$\text{Lực ép lên guốc trước:} \quad P_1' = 21878,8 \text{ (N)}$$

- Lực ép lên guốc sau: $P_2' = 48668,9(N)$
- Mô men phanh do các guốc tạo ra: $M_{g1}' = M_{g2}' = 9590,9 (N.m)$
- Ở cầu 2:
- Lực ép lên guốc trước: $P_1'' = 13005,7(N)$
- Lực ép lên guốc sau: $P_2'' = 28931(N)$
- Mô men phanh do các guốc tạo ra: $M_{g1}'' = M_{g2}'' = 5701,27 (N.m)$
- Ở cầu 3:
- Lực ép lên guốc trước: $P_1''' = 13005,7(N)$
- Lực ép lên guốc sau: $P_2''' = 28931(N)$
- Mô men phanh do các guốc tạo ra: $M_{g1}''' = M_{g2}''' = 5701,27 (N.m)$

3.1.6. Kiểm tra hiện tượng tự xiết

Khi thiết kế và tính toán cơ cấu phanh cần phải tránh hiện tượng tự xiết. Hiện tượng tự xiết xảy ra khi má phanh bị ép sát vào trống phanh chỉ bằng lực ma sát mà không cần tác động lực P của dẫn động lên guốc phanh.

Đối với guốc trước phanh của cơ cấu phanh, quan hệ giữa lực P' và M'_p có dạng:

$$M_p' = \frac{\mu \rho' P' (c \cos \alpha + a)}{c (\cos \delta' + \mu \sin \delta') - \mu \rho'} \quad (3.25)$$

Biểu thức trên cho thấy, nếu: $c (\cos \delta' + \mu \sin \delta') - \mu \rho' = 0$ thì $M_p' \rightarrow \infty$.

Điều này có nghĩa là mô men phanh trên guốc phanh phía trước sẽ trở nên vô cùng lớn, đây chính là hiện tượng tự xiết. Với điều kiện để xảy ra hiện tượng tự xiết là:

$$\mu = \frac{C \cdot \cos \delta}{\rho - C \cdot \sin \delta} \quad (3.26)$$

Với: C – khoảng cách từ tâm bánh xe đến tâm chốt, C = 0,165 (m).

δ, ρ – góc đặt và bán kính lực tổng hợp đặt trên guốc phanh trước,

$$\begin{cases} \delta = 17,6^\circ \\ \rho = 0,2226(m) \end{cases}$$

Thay các thông số trên vào công thức ta có:

$$VP = \frac{0,165 \cos 17,6^\circ}{0,2226 - 0,165 \sin 17,6^\circ} = 0,91 > \mu = 0,3$$

Vậy là không có hiện tượng tự xiết xảy ra với guốc trước.

Đối với guốc sau của cơ cấu phanh ta có:

$$M_p'' = \frac{\mu \rho'' P'' (c \cos \alpha + a)}{c(\cos \delta'' - \mu \sin \delta'') + \mu \rho''} = \frac{\mu \rho'' P'' (c \cos \alpha + a)}{c \cos \delta'' + \mu(\rho'' - \sin \delta'')} \quad (3.27)$$

Từ họa đồ ta có thể thấy $\rho'' - c \sin \delta'' > 0$ trong mọi trường hợp vì vậy:

$$c \cos \delta'' + \mu(\rho'' - \sin \delta'') > 0$$

Vậy là với guốc sau không bao giờ có hiện tượng tự xiết.

Hiện tượng tự xiết không xảy ra đối với các cơ cấu phanh đã thiết kế.

3.1.7. Xác định kích thước của má phanh

Bề rộng $b = 120 \text{ mm} = 0,12 \text{ (m)}$

Bán kính tang trống $r_t = 0,448 \text{ (m)}$.

Góc ôm tâm ma sát $\beta_0 = 100^\circ$.

Diện tích một má phanh:

$$F = \left(\pi \cdot \frac{100}{180} \right) \cdot 0,448 \cdot 0,12 = 0,09382(m^2). \quad (3.28)$$

Tổng diện tích tất cả các má phanh:

$$F_\Sigma = 12 \cdot F = 12 \cdot 0,09382 = 1,125(m^2)$$

Đối với phanh guốc, kích thước má phanh được xác định dựa trên các điều kiện:

- Công ma sát riêng
- áp suất lên bề mặt má phanh

- Tỷ số p
- Chế độ làm việc của cơ cấu phanh.

❖ *Công ma sát riêng*

Khi phanh ô tô đang chuyển động với vận tốc V_0 cho tới khi dừng hẳn ($V=0$) thì toàn bộ động năng của ô tô có thể được coi là đã chuyển thành công ma sát L tại các cơ cấu phanh:

$$L = \frac{G.V_0^2}{2.g} \quad (3.29)$$

$$l = \frac{L}{F_{\Sigma}} = \frac{G.V_0^2}{2gF_{\Sigma}} \leq [l] = (400 \div 1000).10^4 (J / m^2) \quad (3.30)$$

Đối với phanh khí nén các thông số của má phanh trước và má phanh sau giống nhau, cho nên $F_{\Sigma} = 1,125 (m^2)$.

Với:

$G = 234302 (N)$ là trọng lượng ô tô khi đầy tải.

$V_0 = 50 (km/h) = 13,89 (m/s)$ là tốc độ của ô tô khi bắt đầu phanh.

g – Gia tốc trọng trường. $g = 9,81 m/s^2$

Công ma sát riêng sẽ là

$$l = \frac{G.V_0^2}{2g.F_{\Sigma}} = \frac{234302.13,89^2}{2.9,81.1,125} = 204,79.10^4 (J / m^2) \leq [l] \quad (3.31)$$

Vậy thỏa mãn điều kiện: $l \leq [l] = (400 \div 1000).10^4 (J / m^2)$.

Công ma sát riêng nằm trong giới hạn cho phép.

❖ *Áp suất giới hạn trên bề mặt*

Áp suất trên bề mặt má phanh được giới hạn bởi sức bền của vật liệu:

$$q = \frac{M_p}{\mu.b.r_t^2.\beta_0} \leq [q] = 1,5 \div 2,0 (MN / m^2) \quad (3.32)$$

μ – Hệ số ma sát giữa má phanh và trống phanh. $\mu = 0,3$.

r_t – Bán kính trống phanh $r_t = 0,448 (m)$.

+ Cầu trước: $M_P = 19181,82 \text{ Nm}$

$$q = \frac{19181,82 \cdot 10^{-6}}{0,3 \cdot 0,12 \cdot (0,448)^2 \cdot 100} = 1,332 (\text{MN} / \text{m}^2) \leq [q] = 1,5 \div 2,0 (\text{MN} / \text{m}^2)$$

+ Cầu giữa và cầu sau: $M_P = 11402,54 \text{ Nm}$

$$q = \frac{11402,54 \cdot 10^{-6}}{0,3 \cdot 0,12 \cdot (0,448)^2 \cdot 100} = 0,791 (\text{MN} / \text{m}^2) \leq [q] = 1,5 \div 2,0 (\text{MN} / \text{m}^2)$$

Vậy áp suất trên bề mặt má phanh nằm trong giới hạn cho phép.

❖ Thời hạn làm việc của má phanh còn được đánh giá bằng tỉ số:

$$p = \frac{M}{F_\Sigma} \leq [P] = (2,5 \div 3,5) \cdot 10^5 (\text{N} / \text{m}^2) \quad (3.33)$$

M - Khối lượng toàn bộ của ô tô, $M = 234302 \text{ N}$.

F_Σ - Tổng diện tích của bề mặt ma sát của các má phanh ở tất cả các cơ cấu phanh.

$$F_\Sigma = 0,50265 \text{ m}^2.$$

$$P = \frac{234302}{1,125} = 2,082 \cdot 10^5 \text{ N} / \text{m}^2 < [P]$$

Vậy giá trị P nằm trong giới hạn cho phép.

3.1.8. Tính bền của trống phanh

Áp suất sinh ra trong trống phanh khi làm việc được tính theo công thức sau:

$$q = \frac{M_p}{\mu \times b \times r_t^2 \times \beta_0} \quad (3.34)$$

Trong đó:

- M_p : Mô men phanh đặt vào cầu cần kiểm tra
- $\mu = 0,3$: hệ số ma sát
- $r_t = 0,448(m)$: bán kính trống phanh
- $b = 0,12(m)$: chiều rộng má phanh
- $\beta_0 = 100^\circ = 1,75(\text{Rad})$: Góc ôm tằm ma sát

Ta tính bền cho cơ cấu phanh cầu trước ta có:

$$q_{tr} = \frac{M_{G1}}{\mu \times b \times r_i^2 \times \beta_0} = \frac{9590,9}{0,3 \times 0,12 \times 0,448^2 \times 1,75} = 5457,97 \text{ (Kg/mm}^2\text{)}$$

Ta tính bền cho cơ cấu phanh cầu sau ta có:

$$q_2 = q_3 = \frac{M_{G1}}{\mu \times b \times r_i^2 \times \beta_0} = \frac{5701,27}{0,3 \times 0,12 \times 0,448^2 \times 1,75} = 3244,47 \text{ (Kg/mm}^2\text{)}$$

Ứng suất hướng tâm tính theo công thức:

$$\sigma_n = \frac{q \cdot a^2}{b^2 - a^2} \times \left(1 - \frac{b^2}{r^2}\right) \quad (3.35)$$

Ứng suất tiếp tuyến tính theo công thức:

$$\sigma_t = \frac{q \cdot a^2}{b^2 - a^2} \times \left(1 + \frac{b^2}{r^2}\right) \quad (3.36)$$

Trong đó:

- a=448(mm): bán kính trong guốc phanh
- b=508(mm): bán kính ngoài guốc phanh
- r: khoảng cách từ tâm đến điểm cần tính, khi r=a=448(mm)

Với cầu trước:

$$\sigma_n = \frac{q \cdot a^2}{b^2 - a^2} \times \left(1 - \frac{b^2}{r^2}\right) = \frac{5457,97 \times 448^2}{508^2 - 448^2} \times \left(1 - \frac{508^2}{448^2}\right) = -5457 \text{ (Kg / mm}^2\text{)} = -54,57 \text{ (Kg / cm}^2\text{)}$$

$$\sigma_t = \frac{q \cdot a^2}{b^2 - a^2} \times \left(1 + \frac{b^2}{r^2}\right) = \frac{5457,97 \times 448^2}{508^2 - 448^2} \times \left(1 + \frac{508^2}{448^2}\right) = 43653 \text{ (Kg / mm}^2\text{)} = 436,53 \text{ (Kg / cm}^2\text{)}$$

Từ đó ta được ứng suất tương đương ở guốc trước là:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_n^2} = \sqrt{54,57^2 + 436,53^2} = 439,92 \text{ (Kg / cm}^2\text{)} \quad (3.37)$$

Với 2 cầu sau:

$$\sigma_n = \frac{q \cdot a^2}{b^2 - a^2} \times \left(1 - \frac{b^2}{r^2}\right) = \frac{3244,47 \times 448^2}{508^2 - 448^2} \times \left(1 - \frac{508^2}{448^2}\right) = -3244 (\text{Kg} / \text{mm}^2) = -32,44 (\text{Kg} / \text{cm}^2)$$

$$\sigma_t = \frac{q \cdot a^2}{b^2 - a^2} \times \left(1 + \frac{b^2}{r^2}\right) = \frac{3244,47 \times 448^2}{508^2 - 448^2} \times \left(1 + \frac{508^2}{448^2}\right) = 25949 (\text{Kg} / \text{mm}^2) = 259,49 (\text{Kg} / \text{cm}^2)$$

Từ đó ta được ứng suất tương đương ở góc sau là:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_n^2} = \sqrt{32,44^2 + 259,49^2} = 261,5 (\text{Kg} / \text{cm}^2)$$

Chọn trống phanh làm bằng gang CX 18-36 có $[\sigma_{td}] = 1800 (\text{Kg} / \text{cm}^2)$. Vậy nên trống phanh thiết kế đủ bền.

3.1.9. Kiểm tra nhiệt độ tang trống

Trong quá trình phanh động năng của ô tô chuyển thành nhiệt năng ở trống phanh và một phần thoát ra môi trường không khí, phương trình cân bằng năng lượng là:

$$\frac{G}{g} \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2} \right) = m_t \cdot C \cdot t^0 + F_t \cdot \int_0^t K_t \cdot dt \quad (3.38)$$

Khi phanh ngắt ở thời gian ngắn, số hạng thứ hai có thể bỏ qua. Do đó ta có thể xác định sự tăng nhiệt độ trống phanh như sau:

$$\tau = \frac{G(V_1^2 - V_2^2)}{2gm_t \cdot C} \leq [\tau] = 15^0 \text{C} \quad (3.39)$$

Sự tăng nhiệt độ của trống phanh khi phanh với $V_1 = 30 (\text{km} / \text{h}), V_2 = 0 (\text{km} / \text{h})$, không quá 15^0 .

τ : Độ gia tăng nhiệt độ.

G : Trọng lượng toàn bộ của ô tô khi đầy tải: $G = 23884 (\text{KG})$.

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

C : Nhiệt dung riêng của trống phanh làm bằng gang.

$C = 500J / kg$ độ trong khoảng $t = 273^{\circ} K \div 573^{\circ} K$.

– Khối lượng trống phanh và các chi tiết bị nung nóng.

$$m_t = 6.m_{0i} = 6.\gamma.V$$

γ – Khối lượng riêng. $\gamma = 7,4 (g / cm^3)$.

V – Thể tích trống phanh

Thay các thông số vào ta có:

$$V = \pi \cdot \left(\frac{420}{2}\right)^2 \cdot 10 + \pi \cdot \frac{100}{4} (420^2 - 400^2) = 2673495(mm^3) = 0.0026734(m^3)$$

$$m_t = 6.7,4.2673,4 = 118698,96 g = 118,7 Kg = 1164,44 (N)$$

$$\tau = \frac{23884.(8,33)^2.9,81}{2.500.1164,44} = 13,96^{\circ} C < [\tau]$$

Sự thoát nhiệt của cơ cấu phanh đã thiết kế là tốt.

3.2. Thiết kế tính toán dẫn động

3.2.1. Hành trình dịch chuyển đầu piston xy lanh công tác của cơ cấu ép

Đối với kiểu cơ cấu phanh guốc: hành trình dịch chuyển của piston công tác x [mm] của cơ cấu ép được xác định:

$$x = \frac{(\delta_0 + \delta_m) \times (a + b)}{b} \quad (3.40)$$

Trong đó δ_0 là khe hở hướng kính trung bình giữa má phanh và trống phanh. Khe hở hướng kính trung bình thường δ_0 được điều chỉnh theo kinh nghiệm từ $0,5 \div 0,6 (mm)$. Còn δ_m là độ mòn hướng kính cho phép của má phanh và tang trống.

Khi lượng mòn hướng kính đạt đến giá trị cho phép nằm trong khoảng $1 \div 1,2 (mm)$ thì hành trình bàn đạp sẽ đạt giá trị cực đại cho phép $[Sbd]$ mà tại đó cần phải điều chỉnh lại khe hở hướng kính trung bình δ_0

Chọn $\delta_0 = 0,5 (mm)$ và $\delta_m = 1 (mm)$ với $a = b = 358 (mm)$

Thay vào công thức (3.23) ta có :

$$x = \frac{(1+0,5) \times (358+358)}{358} = 3(mm)$$

3.2.2. Hành trình dịch chuyển của cần đẩy bầu phanh

Giá trị dịch chuyển của đầu guốc di động được thực hiện nhờ hành trình nâng của cam ép. Hiện nay góc quay trục cam tương ứng với hành trình dịch chuyển x (hành trình nâng cam) nằm trong khoảng $5^\circ \div 10^\circ$. Chọn $\varphi_q = 5^\circ$

Tương ứng với góc quay đó là hành trình dịch chuyển của cần đẩy bầu phanh $h_b(mm)$ được xác định.

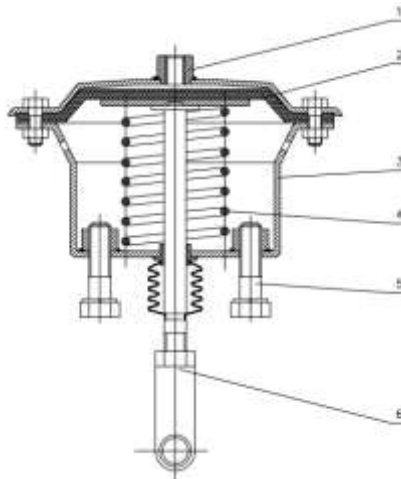
$$h_b = l_q \times \varphi_q \quad (3.41)$$

Trong đó l_q là chiều dài của cánh tay đòn dẫn động cam ép. Trong thiết kế, chiều dài của cánh tay đòn quay cam ép có thể lấy vào khoảng $110 \div 150[mm]$. Có thể chọn $l_q = 130(mm)$

Thế số ta có hành trình dịch chuyển bầu phanh:

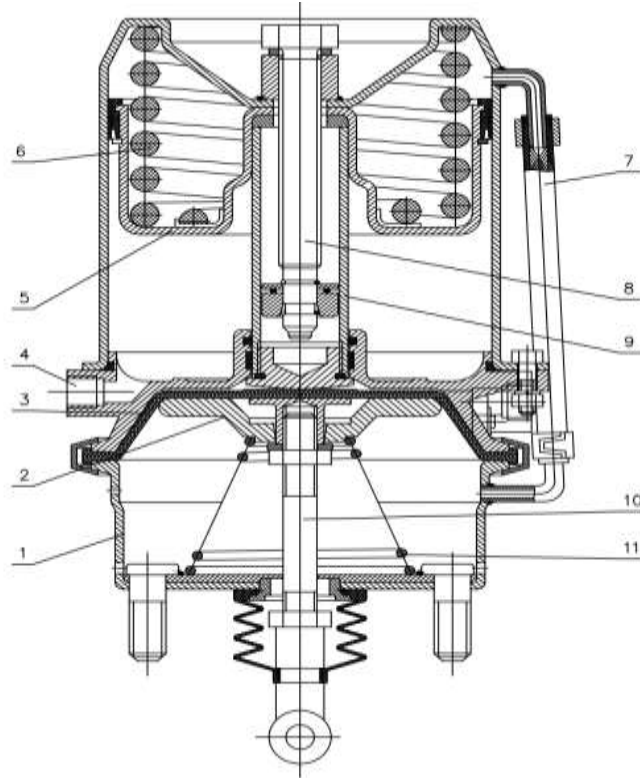
$$h_b = 130 \times \frac{5 \times \pi}{180} = 11,345(mm)$$

3.2.3. Lực đẩy yêu cầu của bầu phanh



Hình 3.3. Chi tiết bầu phanh trước

- | | | |
|-----------------|--------------------------|-----------------|
| 1, nút nối hơi | 2, màng phanh | 3, vỏ bầu phanh |
| 4, lò xo hồi vị | 5, bu lông bắt bầu phanh | 6, ty đẩy |



Hình 3.4. Chi tiết bầu phanh sau

- | | | |
|------------------------------|-------------------------|---------------|
| 1, vỏ bầu phanh | 5. Piston bầu tích năng | 9. Ống ty |
| 2, đĩa ép | 6. Lò xo tích năng | 10. Ty đẩy |
| 3, màng phanh | 7. Ống nối | 11. Lò xo côn |
| 4. Đầu nối với van phanh tay | 8. Ty kéo | |

Lực đẩy yêu cầu của bầu phanh P_b ở các cơ cấu phanh khí nén được xác định từ lực ép yêu cầu tương ứng của cam ép P_1 và P_2 như sau:

$$P_b = \frac{(P_1 + P_2) \times r_0}{l_q} \quad (3.42)$$

Trong đó P_1 và P_2 lần lượt là lực ép yêu cầu của cam ép đối với hai guốc phanh, còn l_q là chiều dài của cánh tay đòn dẫn động cam ép và r_0 là bán kính vòng tròn cơ sở của cam ép. Trong tính toán thiết kế có thể chọn bán kính vòng tròn cơ sở của cam ép $r_0 \approx 30 \div 40(mm)$. Chọn $r_0 = 35(mm)$

Với bầu phanh trước, ta có:

$$P_1' = 21878,8 (N) \text{ và } P_2' = 48668,9 (N)$$

Từ đó ta tính được lực của bầu phanh trước:

$$P_{b1} = \frac{(21878,8 + 48668,9) \times 35}{130} = 18993,6 (N)$$

Với phanh sau, ta có:

$$P_1'' = P_1''' = 13005,7 (N) \text{ và } P_2'' = P_2''' = 28931 (N)$$

Từ đó ta tính được lực của bầu phanh sau:

- Ở cầu 2:

$$P_{b2} = \frac{(13005,7 + 28931) \times 35}{130} = 11290,65 (N)$$

- Ở cầu 3:

$$P_{b3} = \frac{(13005,7 + 28931) \times 35}{130} = 11290,65 (N)$$

3.2.4. Đường kính bầu phanh

Đường kính bầu phanh D_b ở các cơ cấu phanh khí nén được xác định từ lực đẩy yêu cầu của bầu phanh P_b đã xác định ở trên.

$$D_b = \sqrt{\frac{4 \times P_b}{\pi \times p_{kn}}} \quad (3.43)$$

Trong đó p_{kn} là áp suất khí nén cung cấp vào bầu phanh khi phanh khẩn cấp. Khi phanh với lực phanh lớn nhất thì áp suất khí nén trong bầu phanh hiện nay nằm trong khoảng $0,55 \div 0,75 (MN / m^2)$ Chọn $p_{kn} = 0,7 (MN / m^2)$ ta có:

Đường kính bầu phanh trước là:

$$D_{b1} = \sqrt{\frac{4 \times 18993,6}{\pi \times 0,7 \times 10^6}} = 0,186(m)$$

Đường kính bầu phanh sau là:

- Ở cầu 2:

$$D_{b2} = \sqrt{\frac{4 \times 11290,65}{\pi \times 0,7 \times 10^6}} = 0,143(m)$$

- Ở cầu 3:

$$D_{b3} = \sqrt{\frac{4 \times 11290,65}{\pi \times 0,7 \times 10^6}} = 0,143(m)$$

3.2.5. Thể tích bình chứa khí nén và số lượng bình chứa khí nén

Dung tích bình chứa khí nén V_c phải có dung tích đủ lớn để có thể thực hiện quá trình phanh gấp liên tục trong ít nhất mười (10) lần mà áp suất trong bình chứa không giảm quá 50% so với áp suất yêu cầu ban đầu p_0 khi mà máy nén không khí không còn hoạt động.

Quan hệ dung tích bình chứa V_c cùng với áp suất trong bình chứa ở trạng thái đầu khi chưa phanh p_0 và áp suất cuối cùng p_n sau n lần phanh có thể được xác định như sau:

$$p_n = p_0 \times \left(\frac{V_c}{V_c + \Delta V} \right)^n \quad (3.44)$$

Trong đó ΔV là tổng dung tích mà bình chứa phải cung cấp khí nén cho mỗi lần phanh; bao gồm dung tích các bầu phanh V_b và đường ống dẫn V_{od} bình chứa

qua van điều khiển đến các bầu phanh.

Thay điều kiện với $p_n = 0,5 \times p_0$ với $n = 10$ lần phanh thì ta có:

$$V_c = \frac{\Delta V}{\left(\frac{p_0}{p_{10}} \right)^{\frac{1}{10}} - 1} = \frac{\Delta V}{2^{\frac{1}{10}} - 1} \approx 14 \times \Delta V \quad (3.45)$$

3.2.6. Thể tích bầu chứa khí ở các bầu phanh cầu sau

Cầu trước sử dụng cầu đơn (một trục bánh xe), thể tích bầu chứa khí ở các bầu sau cho mỗi lần phanh được xác định như sau:

$$V_{b1} = 2 \times \frac{\pi \times D_{b1}^2}{4} \times h_{b1} \times n_1 \quad (3.46)$$

Trong đó: đường kính bầu phanh D_{b1} ở các cơ cấu phanh khí nén của cầu trước; kết quả tính có $D_{b1} = 0,244(m)$. Số 2 chỉ hai bầu phanh cho hai cơ cấu phanh trên một trục bánh xe. Hành trình dịch chuyển cần đẩy piston bầu phanh h_{b1} được xác định ở với giá trị $h_{b1} = 0,011[mm]$. Các thông số $n_1 = 1$ chỉ ra rằng cầu trước chỉ có một trục bánh xe.

Từ đó, ta có:

$$V_{b1} = 2 \times \frac{\pi \times 0,186^2}{4} \times 0,011 \times 1 = 5,97 \times 10^{-4} (m^3)$$

3.2.7. Thể tích bầu chứa khí ở các bầu phanh cầu sau.

Cầu sau sử dụng cầu kép (2 trục bánh xe), thể tích bầu chứa khí ở các bầu sau cho mỗi lần phanh có thể được xác định như sau:

$$V_{b2} = 2 \times \frac{\pi \times D_{b2}^2}{4} \times h_{b2} \times n_2 \quad (3.47)$$

Trong đó: đường kính bầu phanh D_{b2} ở các cơ cấu phanh khí nén của cầu sau; kết quả tính có $D_{b2} = 0,196(m)$. Số 2 chỉ hai bầu phanh cho hai cơ cấu phanh trên một trục bánh xe. Hành trình dịch chuyển cần đẩy piston bầu phanh $h_{b2} = 0,011[mm]$. Các thông số $n_2 = 2$ chỉ ra rằng cầu sau có 2 trục bánh xe.

Từ đó, ta có:

$$V_{b2} = 2 \times \frac{\pi \times 0,143^2}{4} \times 0,011 \times 2 = 7,06 \times 10^{-4} (m^3)$$

3.2.8. Tổng thể tích các đường ống dẫn

Thể tích các đường ống dẫn khí nén phụ thuộc vào bố trí đường ống từ các bình chứa qua tổng van phân phối rồi đến các bầu phanh. Chú ý rằng từ đường ống chính phân

nhánh đến các bầu phanh phải có chiều dài và đường kính cũng như bố trí hoàn toàn phải giống nhau để tránh sai lệch lớn về tổn thất dòng chảy khí nén đến hai bầu phanh; nhằm bảo đảm sự phanh cùng lúc đối với tất cả các bầu phanh.

Chiều dài tổng cộng của tất cả các đoạn đường ống dẫn khí nén tính từ bình chứa đến các bầu phanh có thể được xác định gần đúng bằng:

$$L_{\Sigma} = K_L \times (L_0 + [n_1 + n_2] \times B_0) \quad (3.48)$$

Ở đây L_0 là chiều dài cơ sở của ô tô; B_0 là chiều rộng cơ sở; còn K_L là hệ số tính đến phần chiều dài được hiệu chỉnh tăng thêm vì phải nối từ bình chứa đến tổng van phân phối và nối từ các đầu cuối của ống tại các vị trí bánh xe xuống các bầu phanh bánh xe; và các hiệu chỉnh khác. Tùy theo việc bố trí các bình chứa mà hệ số tăng thêm K_L có thể nằm trong khoảng $2,0 \div 4,0$; trong ví dụ này chọn $K_L = 3$.

Với $L_0 = 3,94(m)$, chọn $B_0 = 1,85(m)$, đường kính ống dẫn $d_{od} = 10(mm)$, ta có:

$$L_{\Sigma} = 3 \times (3,94 + [1 + 2] \times 1,85) = 27,12(m)$$

$$V_{od} = L_{\Sigma} \times \left(\frac{\pi \times d_{od}^2}{4} \right) = 27,12 \times \left(\frac{\pi \times 0,01^2}{4} \right) = 2,12 \times 10^{-3} (m^3)$$

Suy ra tổng thể tích cần cung cấp cho mỗi lần phanh là:

$$\Delta V = V_{b1} + V_{b2} + V_{od} = 5,97 \times 10^{-4} + 7,06 \times 10^{-4} + 2,12 \times 10^{-3} = 3,423 \times 10^{-3} (m^3) \quad (3.49)$$

3.2.9. Số bình chứa cơ bản cho hệ thống phanh khí nén

Sau khi tính được tổng dung tích cần cung cấp cho mỗi lần phanh ta suy ra tổng dung tích bình chứa thứ cấp (sau máy nén hoặc sau van bảo vệ) phải có được xác định là:

$$V_c = 14 \times \Delta V = 14 \times 3,423 \times 10^{-3} = 0,047922(m^3) \quad (3.50)$$

Suy ra số lượng bình chứa tối thiểu cho hệ thống phanh với kiểu bình chứa chuẩn $V_{CH} = 0,015(m^3)$ được xác định bằng.

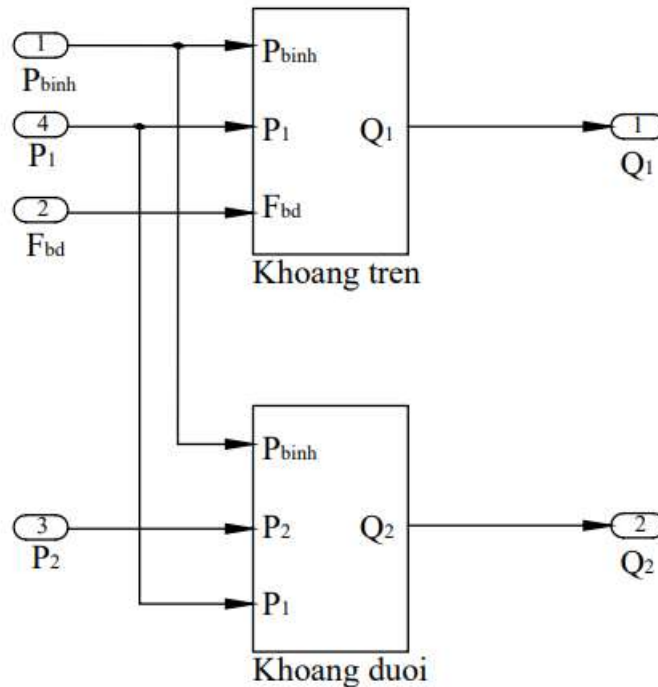
$$n_c = \frac{V_c}{V_{HC}} = 3,195, \text{ suy ra lấy } n_c = 4 \text{ (bình)} \quad (3.51)$$

3.3. Mô phỏng hệ thống phanh khí nén bằng phần mềm Matlab Simulink

3.3.1. Xây dựng mô hình mô phỏng hệ thống phanh khí nén

Từ cơ sở lý thuyết về xây dựng mô hình mô phỏng và các hệ phương trình vi phân mô tả các bộ phận của hệ thống phanh khí nén, ta xây dựng được mô hình mô phỏng các bộ phận của hệ thống phanh khí nén trong Mathlab-Simulink như sau:

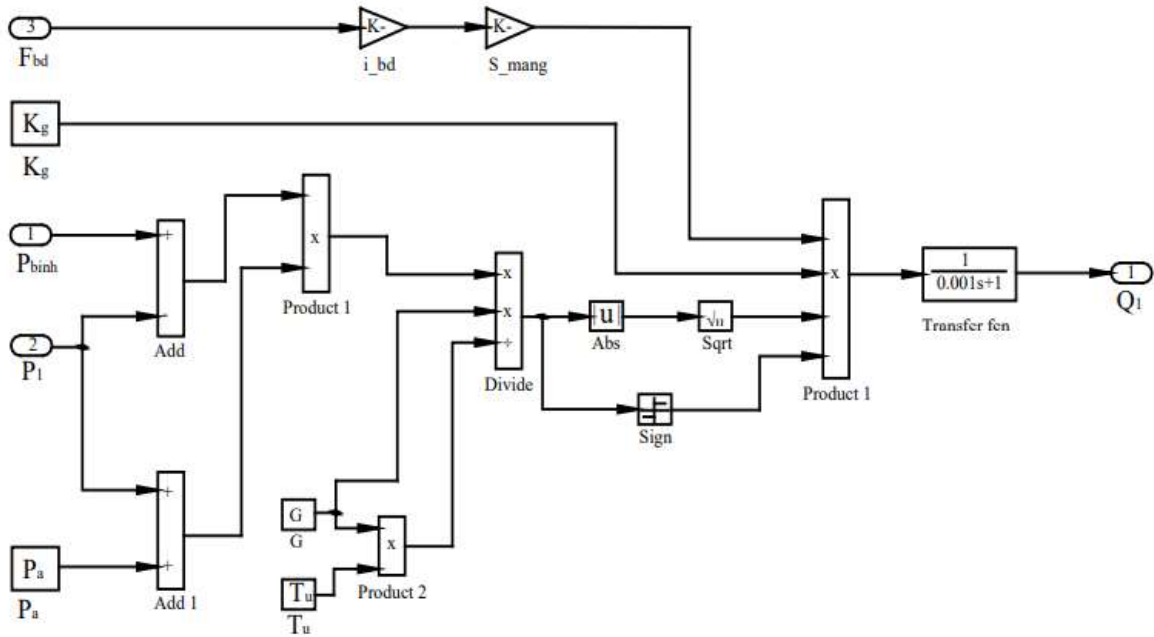
3.3.1.1. Mô hình tổng van phân phối



Hình 3.5. Sơ đồ mô phỏng lưu lượng qua tổng van phân phối

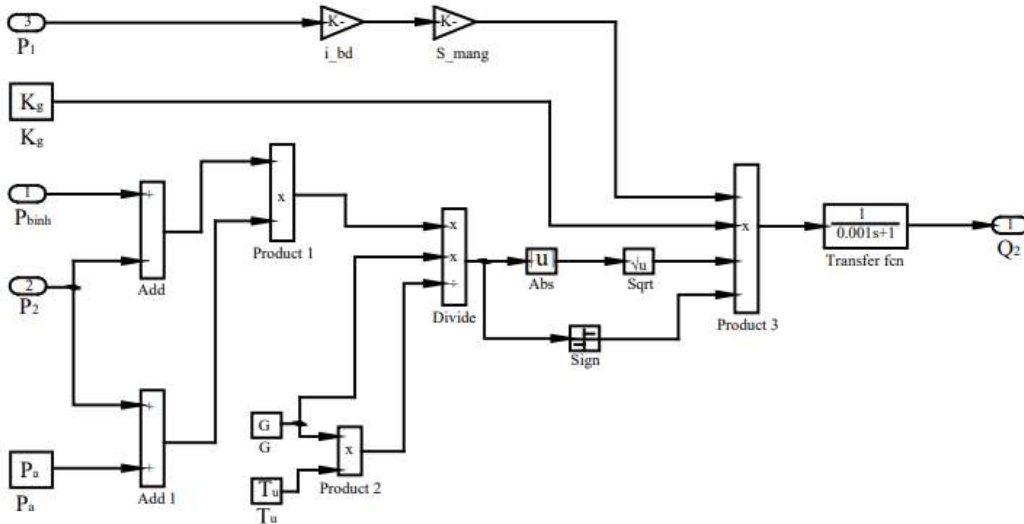
Tổng van phân phối bao gồm 2 khoang, dẫn động độc lập cho hai mạch dẫn động phanh cầu trước và cầu sau:

Tổng van trên dẫn động điều khiển mạch phanh trước, tín hiệu đầu vào của tổng van trên bao gồm áp suất P_{max} từ bình chứa khí nén, lực mở bàn đạp F_{bd} và áp suất phản hồi P_1 , tín hiệu đầu ra của tổng van trên là lưu lượng Q_1 .



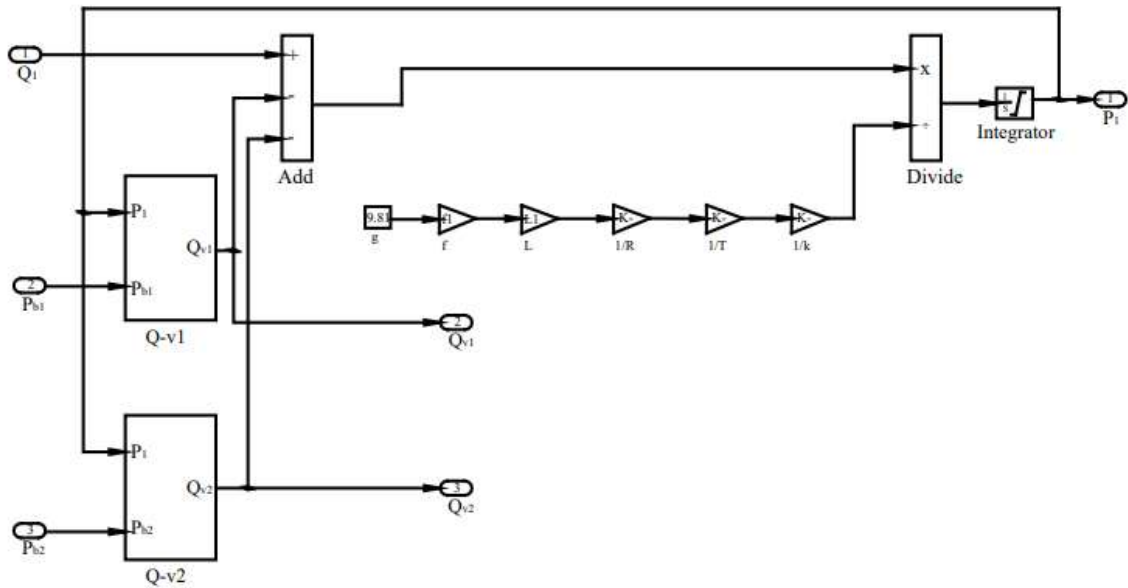
Hình 3.6. Sơ đồ mô phỏng lưu lượng qua tổng van trên

Tổng van dưới dẫn động điều khiển mạch phanh trước, tín hiệu đầu vào của tổng van trên bao gồm áp suất Pmax từ bình chứa khí nén, áp suất điều khiển P1 và áp suất phản hồi P2, tín hiệu đầu ra của tổng van trên là lưu lượng Q2.



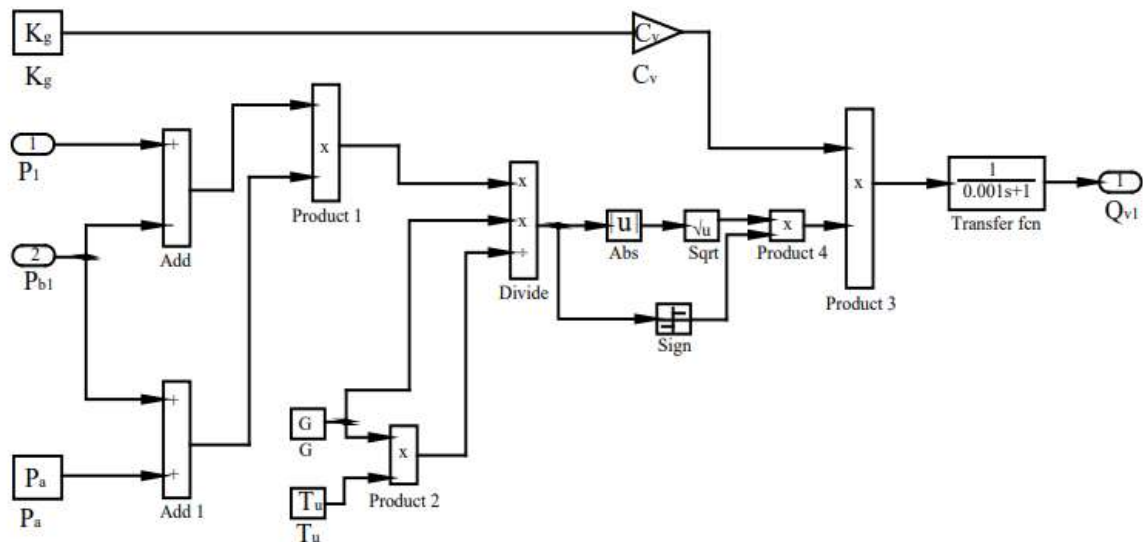
Hình 3.7. Sơ đồ mô phỏng lưu lượng qua tổng van dưới

3.3.1.2. Mô hình dẫn động phanh khí nén cho cầu trước



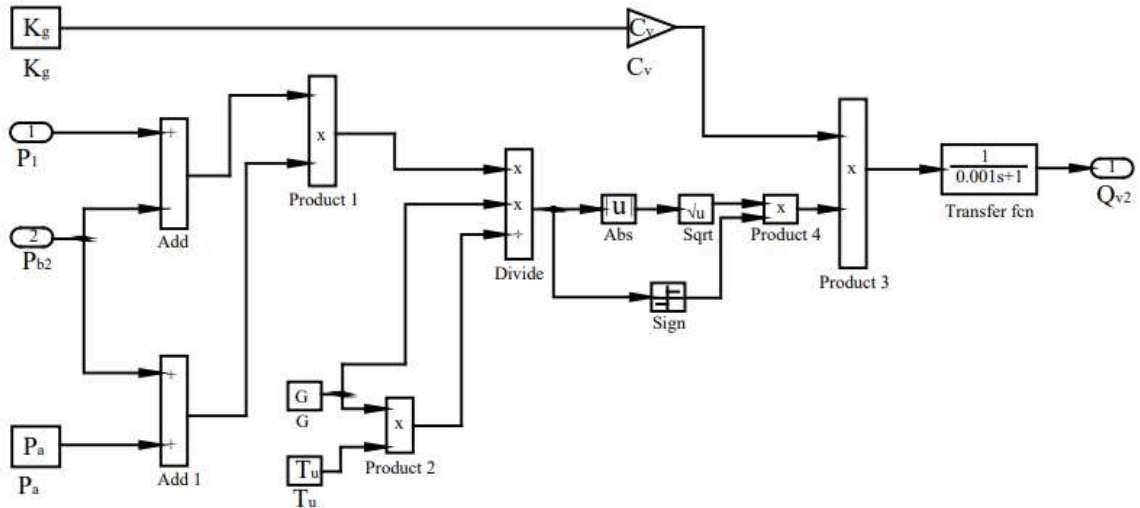
Hình 3.8. Sơ đồ mô phỏng lưu lượng tại ngã ba cầu trước

Tại ngã ba cầu trước, tín hiệu đầu vào là lưu lượng Q_1 , áp suất phản hồi từ hai bầu phanh P_{b1} và P_{b2} . Tín hiệu đầu ra là lưu lượng tới các bầu phanh Q_{v1} và Q_{v2} , áp suất P_1 . Áp suất P_1 phụ thuộc vào sự chênh lệch lưu lượng Q_1 với Q_{v1} và Q_{v2} .



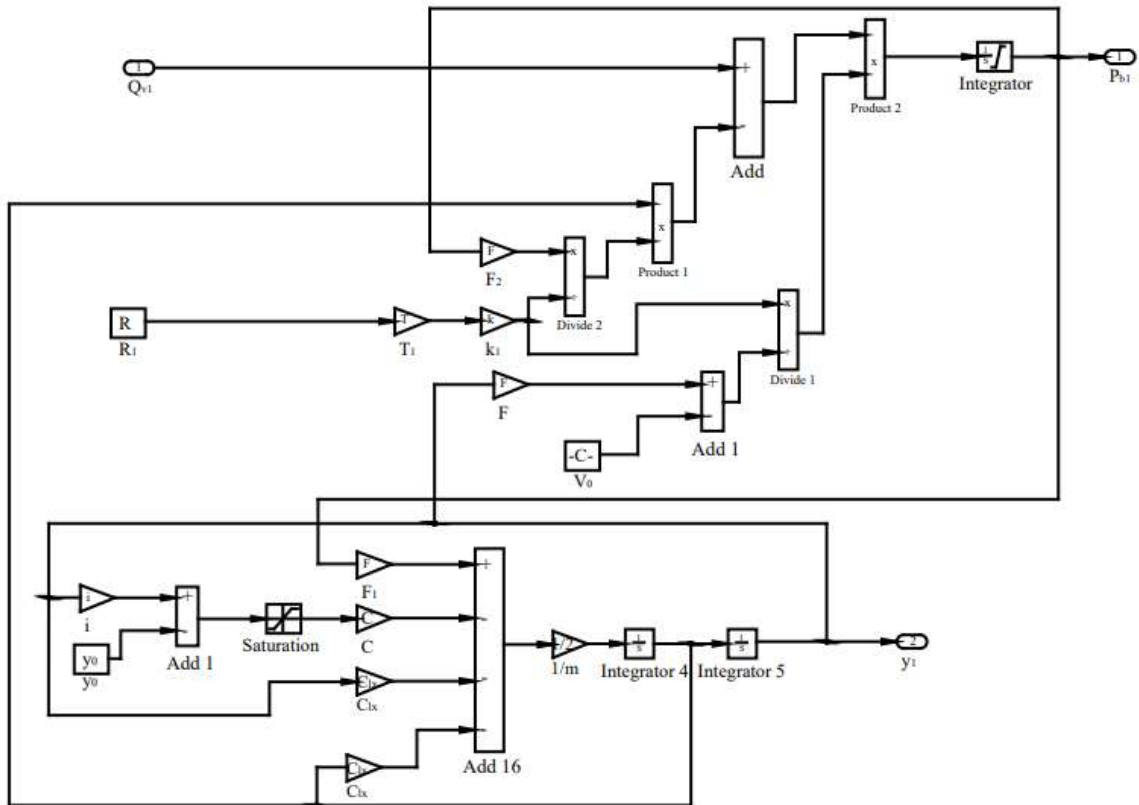
Hình 3.9. Sơ đồ mô phỏng lưu lượng vào bầu phanh trước trái

Lưu lượng đi vào bầu phanh số 1 (Q_{v1}) là kết quả của sự chênh áp P_1 và P_{b1}



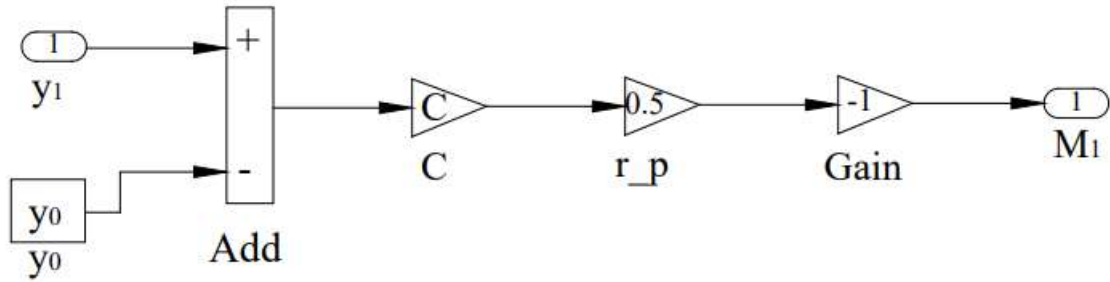
Hình 3.10. Sơ đồ mô phỏng lưu lượng vào bồn phanh trước phải

Lưu lượng đi vào bồn phanh số 1 (Q_{v1}) là kết quả của sự chênh áp P_1 và P_{b2}



Hình 3.11. Sơ đồ mô phỏng áp suất trong bồn phanh trước trái

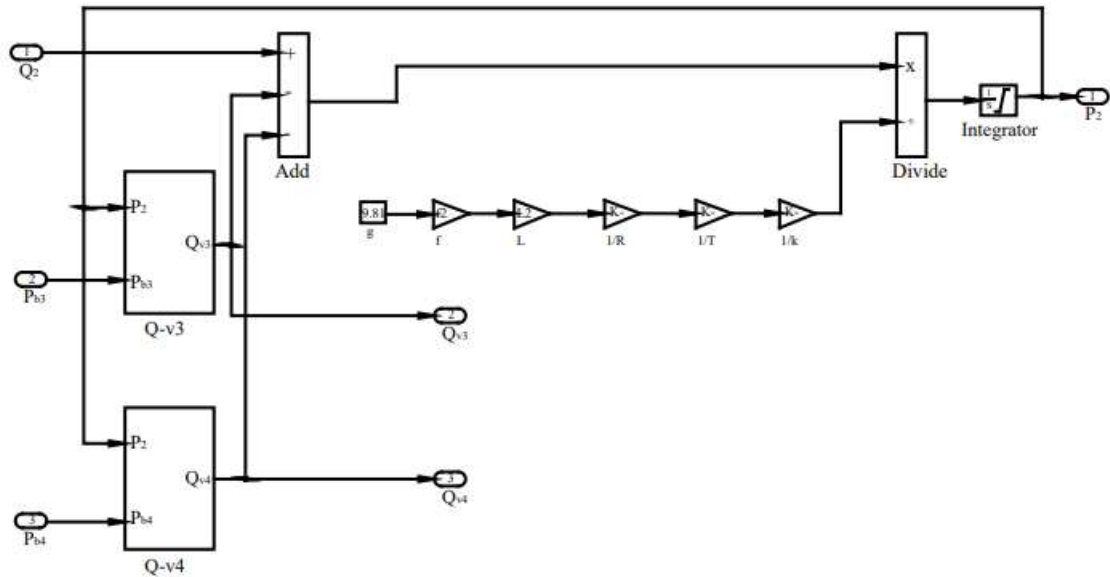
Áp suất trong bồn phanh số 1 (P_{b1}) phụ thuộc vào lưu lượng vào trong bồn phanh Q_{v1} và dịch chuyển của màng phanh số 1 (y_1)



Hình 3.12. Sơ đồ mô phỏng mômen phanh sinh ra trên cơ cấu phanh trước trái

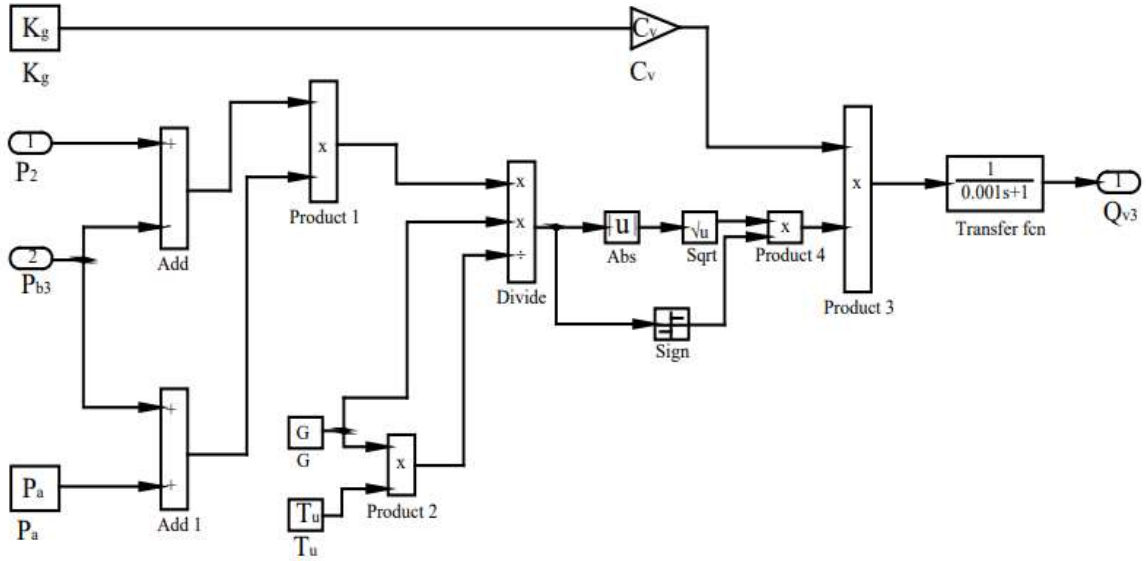
Dịch chuyển của màng phanh dẫn động cho cơ cấu phanh cùng với độ cứng của cơ cấu và bán kính của cơ cấu phanh tạo ra mômen phanh.

3.3.1.3. Mô hình dẫn động phanh khí nén cho cầu sau



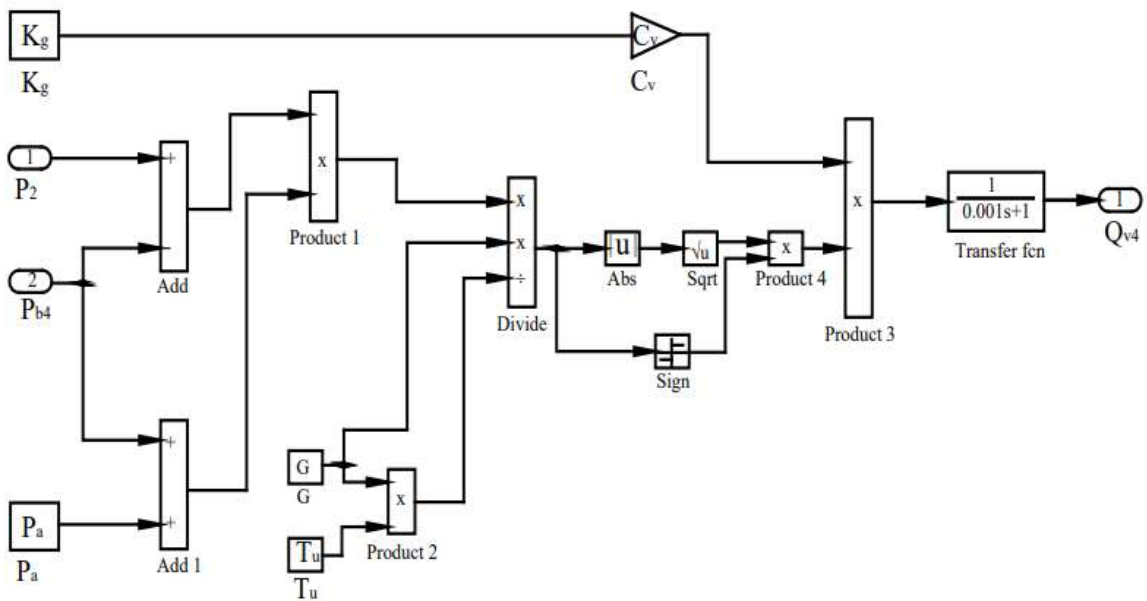
Hình 3.13. Sơ đồ mô phỏng lưu lượng qua ngã ba cầu sau

Tại ngã ba cầu trước, tín hiệu đầu vào là lưu lượng Q_2 , áp suất phản hồi từ hai bầu phanh P_{b1} và P_{b2} . Tín hiệu đầu ra là lưu lượng tới các bầu phanh Q_{v3} và Q_{v4} , áp suất P_2 . Áp suất P_1 phụ thuộc vào sự chênh lệch lưu lượng Q_2 với Q_{v3} và Q_{v4} .



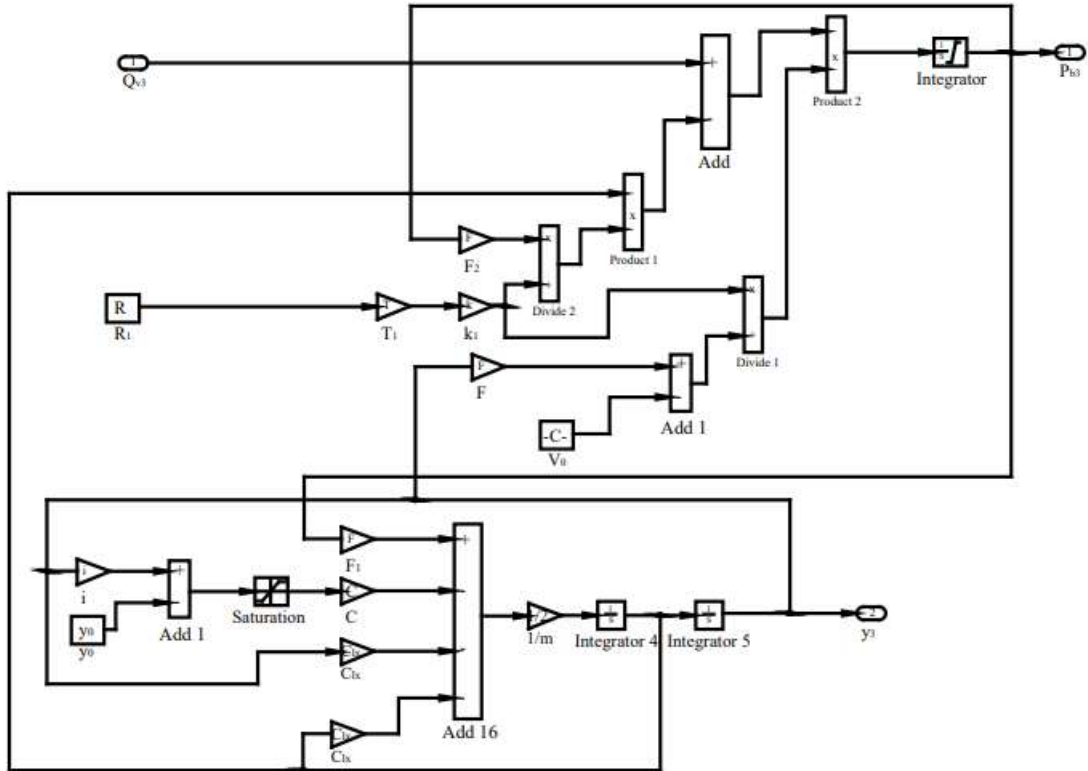
Hình 3.14. Sơ đồ mô phỏng lưu lượng đi vào bồn phanh sau trái

Lưu lượng đi vào bồn phanh số 3 (Qv3) là kết quả của sự chênh áp P2 và Pb3



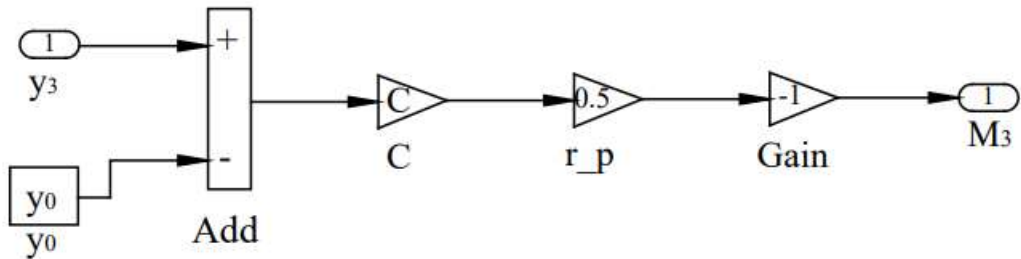
Hình 3.15. Sơ đồ mô phỏng lưu lượng đi vào bồn phanh sau phải

Lưu lượng đi vào bồn phanh số 4 (Qv4) là kết quả của sự chênh áp P2 và Pb4



Hình 3.16. Sơ đồ mô phỏng áp suất bầu phanh sau trái

Áp suất trong bầu phanh số 3 (Pb3) phụ thuộc vào lưu lượng vào trong bầu phanh Qv1 và dịch chuyển của màng phanh số 3 (y3)



Hình 3.17. Sơ đồ mô phỏng mômen phanh sinh ra trên cơ cấu phanh sau trái

Dịch chuyển của màng phanh dẫn động cho cơ cấu phanh cùng với độ cứng của cơ cấu và bán kính của cơ cấu phanh tạo ra mômen phanh.

3.3.2. Hệ phương trình vi phân mô tả dẫn động khí nén

3.3.2.1. Hệ phương trình vi phân mô tả tổng van phân phối

Tổng van phân phối bao gồm hai khoang: Khoang trên và khoang dưới. Lưu lượng khí nén đi qua khoang trên cung cấp cho mạch dẫn động phanh cầu trước, lưu lượng khí nén đi qua khoang dưới cung cấp cho mạch dẫn động cầu sau.

Lưu lượng khí nén đi qua khoang trên (Q_1) của tổng van phân phối cung cấp cho dẫn động phanh cầu trước phụ thuộc vào độ chênh áp giữa áp suất đầu vào của 28 khoang trên (áp suất bình chứa P_b) và áp suất đầu ra (P_1), phụ thuộc vào lực tác động lên bàn đạp F_{bd} và được tính như sau:

$$Q_1 = C_v \times K_g \times \sqrt{\frac{(P_{binh} - P_1) \times (P_1 + P_a)}{G \times T_u}} \quad (3.52)$$

Trong đó hệ số lưu lượng C_v được xác định theo công thức $C_v = F_{bd} \times i_{bd} \times S_{mang}$

Với:

- F_{bd} : là lực tác dụng lên bàn đạp phanh
- i_{bd} : là tỷ số truyền của bàn đạp phanh
- S_{mang} : diện tích tiết diện của màng phanh mạch dẫn động cầu trước

Lưu lượng khí nén đi qua khoang dưới (Q_2) của tổng van phân phối cung cấp cho dẫn động phanh cầu sau phụ thuộc vào độ chênh áp giữa áp suất đầu vào của khoang dưới (áp suất bình chứa P_b) và áp suất đầu ra (P_2), phụ thuộc vào áp suất điều khiển (P_1) và được tính như sau:

$$Q_2 = C_v \times K_g \times \sqrt{\frac{(P_{binh} - P_2) \times (P_2 + P_a)}{G \times T_u}}$$

3.3.2.2. Hệ phương trình vi phân mô tả lưu lượng đi qua ngã ba

Lưu lượng tại đầu vào ngã ba bằng tổng lưu lượng đi đi ra, với Q_1, Q_2 tính theo công thức trên:

$$Q_v = Q_1 + Q_2 \quad (3.53)$$

Áp suất tại đầu vào ngã ba được tính theo công thức sau:

$$\frac{dP_v}{dt} = \frac{1}{C_n} \times (Q_v - Q_1 - Q_2) \quad (3.54)$$

Với $C_n = \frac{g \cdot V}{K \cdot R \cdot T}$

3.3.2.3. Hệ phương trình vi phân mô tả lưu lượng đi vào bầu phanh

Lưu lượng đi vào bầu phanh được tính cho trường hợp lưu lượng đi vào dung tích thay đổi:

$$Q_{bau} = \frac{P_{bau} \times F}{K \times R \times T} \times \frac{dy}{dt} + \frac{y_1 \times F - V_0}{K \times R \times T} \times \frac{d_{bau}}{dt} \quad (3.55)$$

Rút ra ta được áp suất tại bầu phanh như sau:

$$\frac{dP_{bau}}{dt} = \frac{K \cdot R \cdot T}{y_1 \times F - V_0} \times \left(Q_{bau} - \frac{P_{bau} \times F}{K \cdot R \cdot T} \times \frac{dy}{dt} \right) \quad (3.56)$$

Vì vậy mô men sinh ra trong cơ cấu phanh sẽ là:

$$M = (y - y_0) \times C \times r_p \quad (3.57)$$

3.3.3. Kết quả mô phỏng

3.3.3.1. Các thông số không đổi để tính toán

Sau khi nghiên cứu cấu tạo, nguyên lý hoạt động của hệ thống, các bộ phận và các cụm chi tiết của hệ thống dẫn động, tác giả đã chọn các thông số và số liệu để tính toán, giả thiết áp suất tại bình chứa luôn không đổi ($P_a = 8.105 \text{ Pa}$), lực bàn đạp thay đổi theo quy luật bước nhảy ($F_{b\max} = 200 \text{ N}$), các thông số thay đổi đó là tiết diện đường ống, chiều dài đường ống và đường kính của màng phanh. Các kết quả mà chúng ta cần quan tâm đó là sự gia tăng áp suất, lưu lượng tại các thể tích, dịch chuyển của các màng phanh và mô men phanh sinh ra trên các cơ cấu phanh.

Bảng 3.2. Các thông số không đổi trong quá trình mô phỏng

STT	Thông số	Kí hiệu	Đơn vị	Trị số
1	Hệ số chuyển đổi	K_G		114,5
2	Trọng lượng đặc trưng	G	m/s^2	1
3	Nhiệt độ giới hạn trên	T_U	K	293

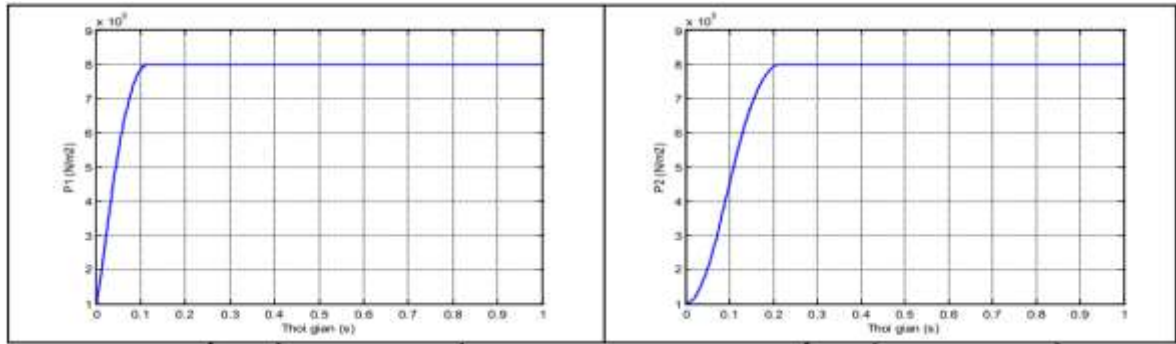
4	Áp suất khí quyển	P_A	Pa	10^5
5	Hằng số chất khí	R	$Jkmol / K$	$8,31 \times 10^3 / 22,4$
6	Nhiệt trị riêng	K	K	1,14
7	Độ cứng quy đổi của cơ cấu phanh	C	N / m	4×10^6
8	Độ cứng của lò xo cơ cấu phanh	C_{LX}	N / m	2500
9	Khe hở ban đầu của má phanh	y_0	m	$0,6 \times 10^{-3}$
10	Hệ số ma sát	B		1000
11	Tỉ số truyền cơ cấu phanh	i		1/17
12	Lực bàn đạp	F_{bd}	N	200

3.3.3.2. Mô phỏng hoạt động của hệ thống khi thay đổi đường kính ống dẫn khí nén

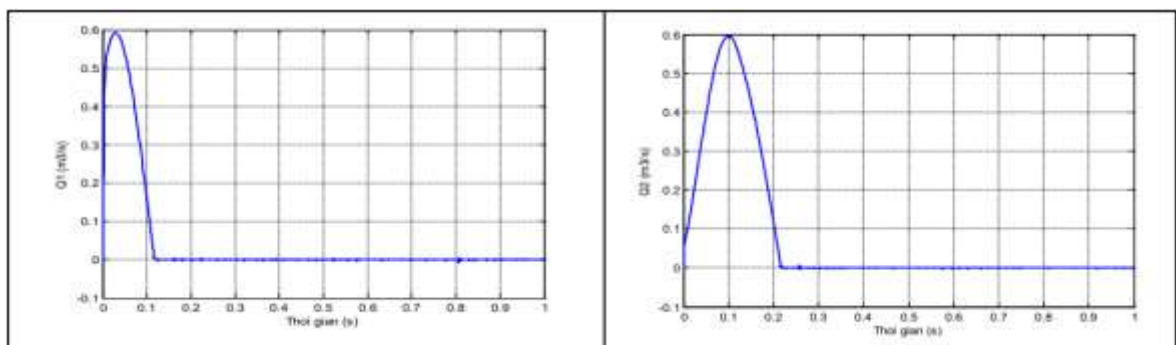
Bảng 3.3. Bảng thông số mô phỏng khi thay đổi đường kính ống khí nén

TH mô phỏng	Đường kính ϕ (m)	Chiều dài L (m)		Đường kính màng D (m)
		L1	L2	
1	12×10^{-3}	5	10	15×10^{-2}

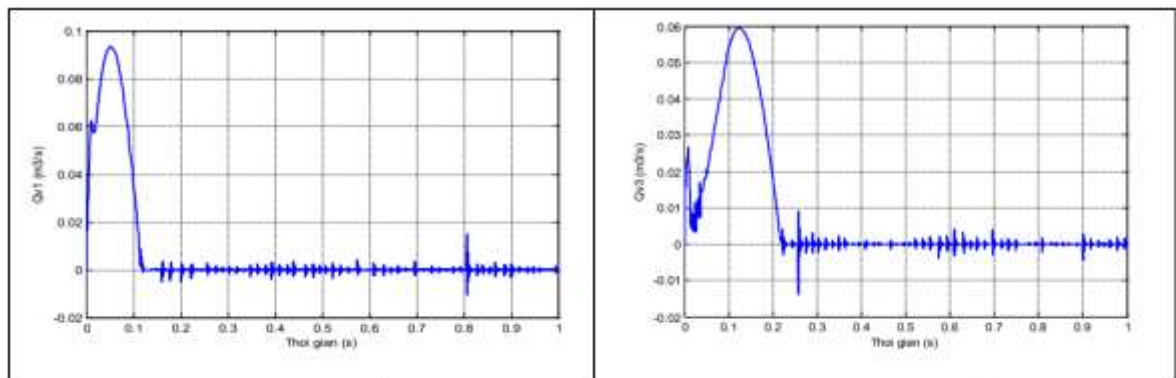
Kết quả mô phỏng của trường hợp ($\Phi = 12mm$; $L_1 = 5m$; $L_2 = 10m$; $D = 15cm$) được biểu diễn bởi các đồ thị có thứ tự từ hình 3.14 đến hình 3.25.



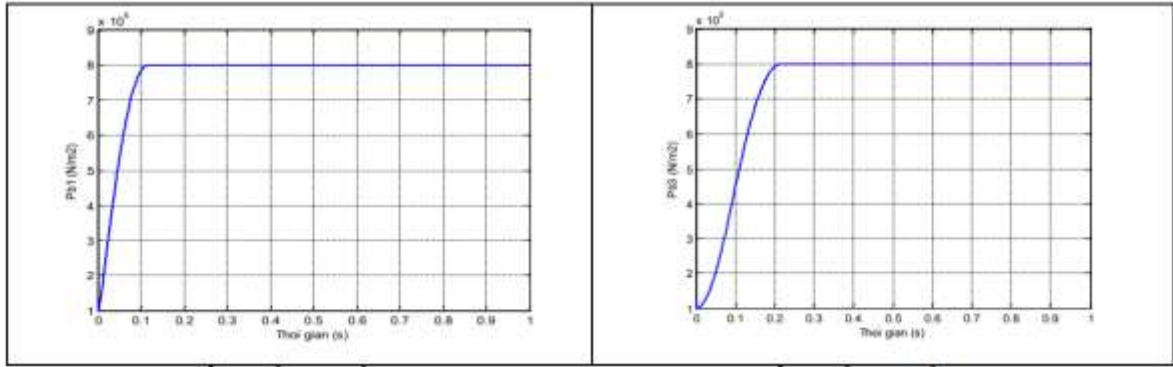
Hình 3.18. Áp suất tại ngã ba cầu trước và sau



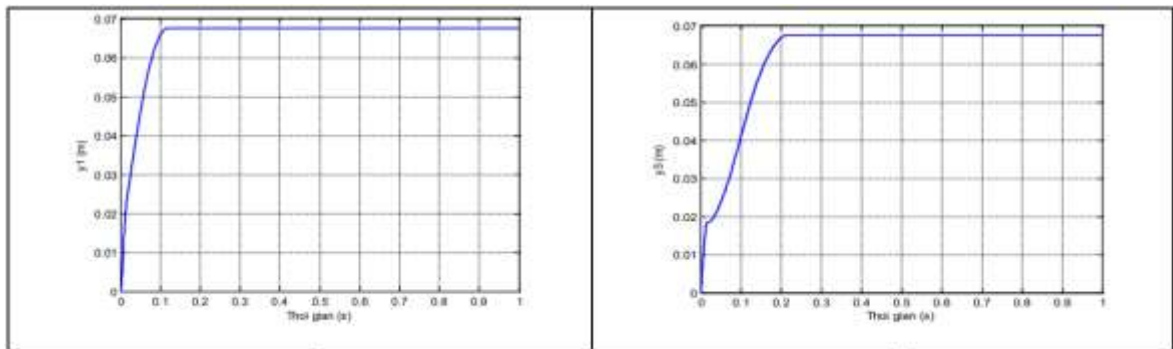
Hình 3.19. Lưu lượng tại đầu ra khoang trên và dưới của van phân phối



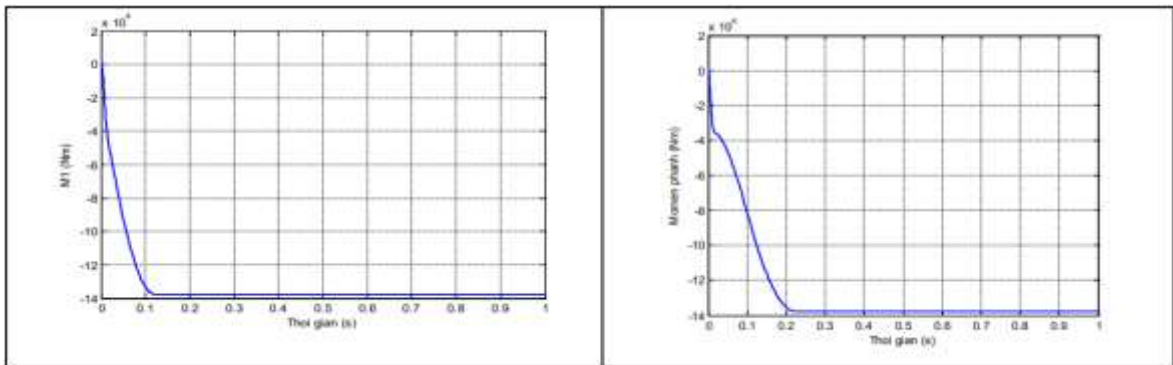
Hình 3.20. Lưu lượng vào bầu phanh trước và sau bên trái



Hình 3.21. Áp suất tại bầu phanh trước và sau bên trái



Hình 3.22. Dịch chuyển của màng phanh trước và sau bên trái



Hình 3.23. Mô men phanh sinh ra trên cơ cấu phanh trước và sau bên trái

CHƯƠNG 4. LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG TREO

4.1. Phân loại

- Hệ thống treo là một tổ hợp các cơ cấu thực hiện liên kết các bánh xe (cầu xe) với khung xe (vỏ xe) để đảm bảo độ êm dịu và an toàn chuyển động trên cơ sở tạo ra các dao động của thân xe và bánh xe theo ý muốn, giảm các tải trọng va đập cho xe khi chuyển động trên địa hình không bằng phẳng. Ngoài ra hệ thống treo còn dùng để truyền các lực và mô men tác động giữa bánh xe và khung xe (vỏ xe).

- Hệ thống treo bao gồm 4 phần tử chính sau:

+ Phần tử đàn hồi:

+ Phần tử giảm chấn:

+ Phần tử hướng:

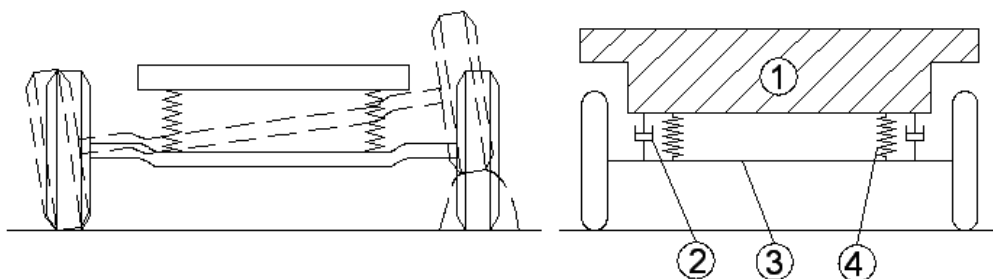
+ Phần tử ổn định

- Hệ thống treo ô tô thường được phân loại dựa vào cấu tạo của phần tử đàn hồi, phần tử hướng và theo phương pháp dập tắt dao động.

a) Theo cấu tạo của phần tử hướng.

- Hệ thống treo phụ thuộc: là hệ thống treo mà bánh xe bên trái và bên phải của một cầu được liên kết cứng với nhau bằng dầm cầu liền hoặc vỏ cầu cứng. Khi đó dao động hoặc chuyển dịch (trong mặt phẳng ngang hoặc mặt phẳng thẳng đứng) của bánh xe bên này làm ảnh hưởng, tác động đến bánh xe bên kia và ngược lại.

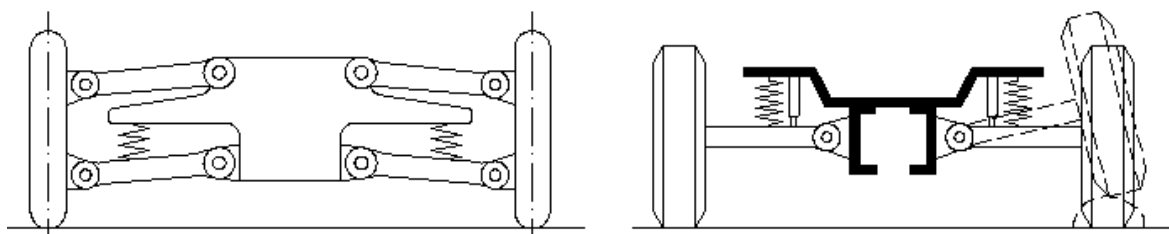
- Ưu điểm của hệ thống treo phụ thuộc là cấu tạo đơn giản giá thành không cao và đảm bảo độ êm dịu cần thiết cho các xe có tốc độ chuyển động không cao. Nếu hệ thống treo phụ thuộc có phần tử đàn hồi loại nhíp thì nó làm được cả nhiệm vụ của phần tử hướng. Hệ thống treo phụ thuộc được sử dụng ở rất nhiều xe như: KRAZ; KAMAZ;....



Hình 4.1. Sơ đồ hệ thống treo phụ thuộc

1-Thân xe; 2-Giảm chấn; 3-Dầm cầu; 4-Nhíp

- Hệ thống treo độc lập: là hệ thống treo mà bánh xe bên trái và bánh xe bên phải không có liên kết cứng với nhau, chúng chỉ được nối gián tiếp với nhau thông qua khung xe hoặc vỏ xe. Chính vì vậy mà dao động hay chuyển dịch của các bánh xe là độc lập nhau.

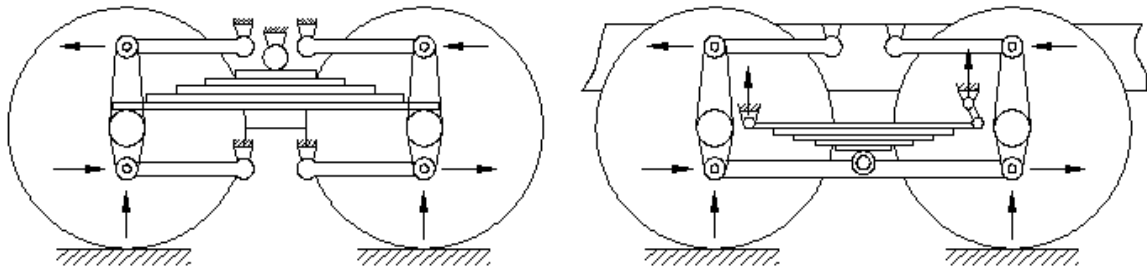


Hình 4.2. Sơ đồ hệ thống treo độc lập

- Ưu điểm của hệ thống treo độc lập là bảo đảm độ êm dịu chuyển động của xe nhưng kết cấu phức tạp, giá thành đắt nên chỉ được sử dụng ở một số cầu trước xe du lịch, ở xe bọc thép BTR-60PB,...(hình 1.2).

- Hệ thống treo cân bằng: hai bánh xe cùng một phía của hai cầu xe liền nhau có chung phần tử đàn hồi được bố trí xung quanh trục cân bằng.

- Hệ thống treo cân bằng thường gặp ở những xe nhiều cầu có tính năng thông qua cao. Những xe đó có ba hoặc bốn cầu trong đó bố trí hai cầu liền nhau. Hệ thống treo của những cầu này thường là hệ thống treo cân bằng phụ thuộc. (hình 1.3).



Hình 4.3. Sơ đồ hệ thống treo cân bằng

b) Theo cấu tạo của phần tử đàn hồi:

- Có các loại như sau:

+ Phần tử đàn hồi là kim loại gồm: nhíp lá, lò xo, thanh xoắn. Đây là loại phổ biến nhất ở các ô tô quân sự và xe bọc thép bánh hơi.

+ Phần tử đàn hồi là khí nén gồm: phần tử đàn hồi khí nén có bình chứa là cao su kết hợp sợi vải bọc cao su làm cốt, dạng màng phân chia và dạng liên hợp.

+ Phần tử đàn hồi là thủy khí có loại kháng áp và loại không kháng áp.

+ Phần tử đàn hồi là cao su có loại làm việc ở chế độ nén và làm việc ở chế độ xoắn.

c) Theo phương pháp dập tắt dao động:

+ Dập tắt dao động nhờ các giảm chấn thủy lực, gồm giảm chấn dạng đòn và dạng ống.

+ Dập tắt dao động nhờ ma sát cơ học giữa các chi tiết của phần tử đàn hồi và trong phần tử hướng.

4.2. Yêu cầu đối với hệ thống treo

- Các yêu cầu chung của hệ thống treo:

+ Đảm bảo độ êm dịu cần thiết khi xe chuyển động.

+ Độ êm dịu chuyển động của ô tô quân sự được đánh giá qua giá trị cho phép của các thông số như tần số dao động riêng, biên độ dao động lớn nhất, gia tốc dao động lớn nhất...

+ Sự thay đổi quỹ đạo lăn của các bánh xe không đáng kể để đảm bảo độ êm dịu chuyển động thẳng và tính năng thông qua của xe.

+ Trọng lượng phần không treo phải nhỏ.

+ Trọng lượng phần không treo bao gồm trọng lượng bánh xe, các chi tiết của bộ phận dẫn hướng, cầu xe và một phần trọng lượng của bộ phận đàn hồi và giảm chấn. Giảm

trọng lượng phần không treo sẽ làm giảm rất nhiều tải trọng động tác dụng lên bộ phận đàn hồi và thân xe. Yêu cầu này được thực hiện rất tốt đối với hệ thống treo độc lập.

+ Hệ thống treo phải đảm bảo có sức sống cao, độ tin cậy lớn trong sử dụng. Sức sống của hệ thống treo của ô tô chủ yếu phụ thuộc vào loại sơ đồ treo.

+ Đảm bảo đơn giản, thuận tiện trong quá trình bảo dưỡng, sửa chữa. Yêu cầu này chủ yếu phụ thuộc vào số lượng các điểm phải bảo dưỡng và vị trí các điểm đó trên xe.

a) Phần tử hướng.

- Phần tử hướng có nhiệm vụ truyền các lực dọc, lực ngang và mô men từ mặt đường lên khung xe. Động học của phần tử hướng xác định đặc tính dịch chuyển của bánh xe đối với khung xe và ảnh hưởng tới tính ổn định và tính quay vòng của ô tô. Để đảm bảo chức năng, nhiệm vụ này, phần tử hướng cần đảm bảo các yêu cầu cơ bản sau:

- Giữ nguyên động học bánh xe khi ô tô chuyển động. Điều này có nghĩa là khi bánh xe chuyển động thẳng đứng, các góc đặt bánh xe, các chiều rộng, chiều dài cơ sở phải giữ nguyên. Dịch chuyển bánh xe theo chiều ngang (thay đổi chiều rộng cơ sở) sẽ làm lớp mòn nhanh và tăng sức cản chuyển động của ô tô trên nền đất mềm. Dịch chuyển bánh xe theo chiều dọc tuy có giá trị thứ yếu nhưng gây nên sự thay đổi động học của chuyển động lái. Thay đổi góc đoãng của bánh xe dẫn hướng là điều nên tránh, vì nó kèm theo hiện tượng mô men hiệu ứng con quay, làm cho bánh xe lắc xung quanh trục đứng. Khi bánh xe lăn với góc nghiêng lớn, sẽ làm lớp mòn, sinh ra phản lực ngang lớn làm xe khó bám đường.

- Với các bánh xe dẫn hướng nên tránh sự thay đổi góc nghiêng γ vì khi γ thay đổi làm trụ đứng nghiêng về sau, nên độ ổn định của xe kém đi. Khi bánh xe dịch chuyển thẳng đứng cũng làm thay đổi độ chụm bánh xe (thay đổi góc δ), làm thay đổi quỹ đạo chuyển động của ô tô làm cho ô tô không bám đúng đường.

- Đảm bảo truyền lực ngang, lực dọc, mô men từ bánh xe lên khung xe mà không gây biến dạng rõ rệt, không làm dịch chuyển các chi tiết của bánh xe.

- Giữ được đúng động học của dẫn động lái, nghĩa là sự dịch chuyển thẳng đứng và sự quay quanh trụ đứng của bánh xe không phụ thuộc vào nhau.

- Độ nghiêng của thùng xe trong mặt phẳng ngang phải bé. Phần tử dẫn hướng có ảnh hưởng đến khoảng cách giữa các phần tử đàn hồi (khoảng cách nhíp), tùy theo phần tử dẫn hướng mà ta có khoảng cách này lớn hay bé, phần tử dẫn hướng còn ảnh hưởng đến vị trí tâm của độ nghiêng bên.

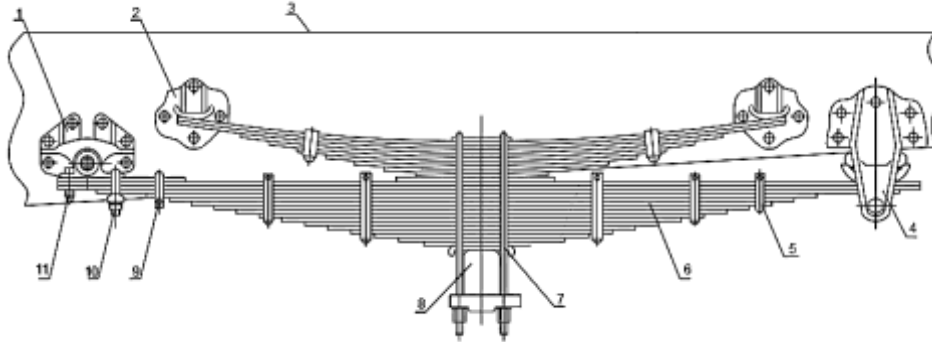
- Phần tử dẫn hướng phải đảm bảo bố trí hệ thống treo trên ô tô được thuận tiện.

- Kết cấu phần tử dẫn hướng phải đơn giản dễ sử dụng, chăm sóc, bảo dưỡng.

- Trọng lượng phải nhỏ, đặc biệt là phần không được treo.

- Phần tử hướng có thể là nhíp lá, thanh giằng, thanh đòn. mỗi loại có ưu nhược điểm và thích hợp với một loại xe nhất định.

- Phần tử hướng là nhíp lá.



Hình 4.4. Kết cấu nhíp chính và phụ của hệ thống treo có độ cứng thay đổi

1. Giá treo trước chính; 2. Giá treo nhíp phụ; 3. Sắc xi; 4. Giá treo sau chính; 5. Quang nhíp; 6. Nhíp sau chính; 7. Bu lông chữ U; 8. Bán trục; 9, 10. Bu lông quang

- Ưu điểm là kết cấu đơn giản, vì nhíp vừa đóng vai trò là phần tử hướng vừa đóng vai trò là phần tử đàn hồi do đó đơn giản trong bảo dưỡng, sửa chữa.

b) Phần tử đàn hồi.

- Phần tử đàn hồi dùng để nối đàn hồi giữa bánh xe và thân xe, làm giảm các va đập đột ngột từ đường lên, đảm bảo độ êm dịu khi ô tô chuyển động.

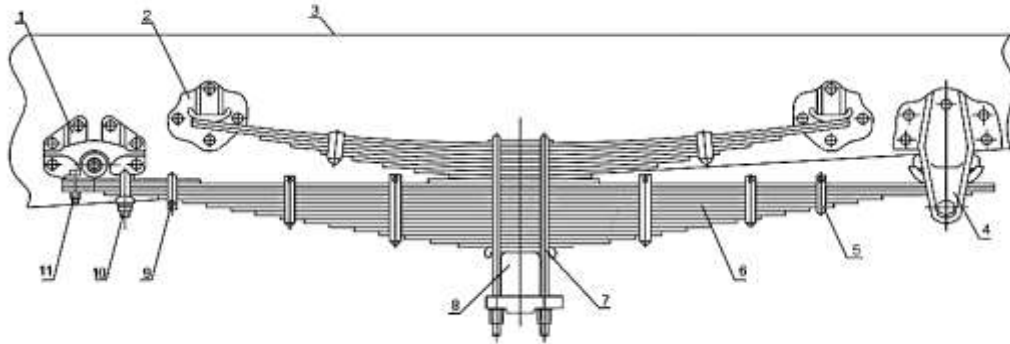
- Để thực hiện các nhiệm vụ trên, phần tử đàn hồi phải có độ cứng phù hợp với tải trọng của xe, nhằm tạo ra dao động với tần số thấp của thân xe theo yêu cầu đề ra (do tải trọng của xe thực tế là luôn biến động, có lúc ô tô đủ tải, có lúc ô tô non tải, do vậy cần thiết phải có phần tử đàn hồi thay đổi độ cứng theo tải trọng). Chuyển dịch của phần được treo không quá lớn, kết cấu nhỏ gọn, đảm bảo trọng tâm xe thấp. Làm việc tin cậy, an toàn, tuổi thọ cao, chăm sóc bảo dưỡng đơn giản, thuận tiện, quá trình làm việc êm dịu không có sự va đập cứng.

- Phần tử đàn hồi có thể là nhíp lá, lò xo, thanh xoắn. mỗi loại có ưu nhược điểm và thích hợp với một loại xe nhất định.

- Phần tử đàn hồi là nhíp lá.

- Ưu điểm là kết cấu đơn giản, đơn giản trong bảo dưỡng và lốp xe ít bị mòn khi quay vòng vì chỉ có khung xe nghiêng còn cầu xe không bị nghiêng. nhược điểm là có khối lượng phần không treo lớn, do vậy giảm độ êm dịu chuyển động; khó có được hệ treo mềm vì để có hệ treo mềm cần phải nâng cao khung (vỏ) so với cầu xe; xác suất xuất hiện dao động của bánh xe dẫn hướng lớn, do vậy ảnh hưởng xấu tới ổn định chuyển động thẳng; tuổi thọ của các lá nhíp nhỏ. Để tăng tuổi thọ lá nhíp người ta áp dụng

phương pháp gia công phun hạt vào mặt trên các lá nhíp, sử dụng nhíp có tiết diện ngang hợp lý, cố định các đầu nhíp bằng các phần tử cao su, bôi mỡ chì giữa các lá nhíp hoặc các tấm đệm giữa các lá nhíp (đệm bằng chất dẻo, bằng đồng hoặc hợp kim chống mòn).



Hình 4.5. Kết cấu nhíp chính và phụ của hệ thống treo có độ cứng thay đổi

1. Giá treo trước chính; 2. Giá treo nhíp phụ; 3. Sắc xi; 4. Giá treo sau chính; 5. Quang nhíp; 6. Nhíp sau chính; 7. Bu lông chữ U; 8. Bán trục; 9, 10. Bu lông quang.

- Hệ thống treo độc lập với phần tử đàn hồi là lò xo thường được áp dụng rộng rãi trên các ô tô du lịch tùy theo kết cấu của bộ phận dẫn hướng mà hệ thống treo độc lập với phần tử đàn hồi lò xo được phân làm bốn loại sau:

- Hệ thống treo độc lập với bộ phận dẫn hướng một đòn treo. Loại này có kết cấu đơn giản nhưng có nhược điểm là khi hành trình dịch chuyển của bánh xe lớn thì mặt phẳng bánh xe bị nghiêng một góc lớn gây hiệu ứng con quay làm dao động bánh xe, đồng thời bánh xe bị trượt ngang lớn dẫn đến lốp bị mòn nhanh cho nên sơ đồ này chỉ bố trí ở cầu không dẫn hướng để không làm ảnh hưởng tới ổn định lái trong hệ thống lái.

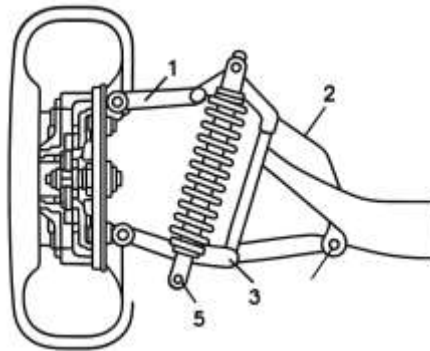
- Hệ thống treo độc lập với cơ cấu hai đòn treo dài bằng nhau. Loại này có ưu điểm là khi bánh xe dịch chuyển theo phương thẳng đứng, mặt phẳng bánh xe không bị nghiêng, do đó bánh xe chuyển động ổn định. Nhược điểm ở sơ đồ này là độ trượt ngang lớn, lốp mòn nhanh.

- Hệ thống treo độc lập với cơ cấu hai đòn treo dài không bằng nhau (tương tự như ở bánh xe BTR-60PB). Đặc điểm loại này là khi bánh xe dịch chuyển theo phương thẳng đứng khá lớn nhưng mặt phẳng bánh xe bị nghiêng với góc nhỏ (thường $5 \div 6^\circ$), khi đó hiệu ứng con quay có thể loại trừ nhờ ma sát trong treo. ở đây độ trượt ngang không lớn lắm cho nên có thể kết hợp với việc sử dụng lốp có độ đàn hồi tốt để bù cho độ trượt ngang. Do vậy hệ thống treo dùng sơ đồ này được dùng rộng rãi trên ô tô con hiện nay.

- Hệ thống treo độc lập với bộ phận dẫn hướng kiểu nén. Đặc điểm treo loại này là bánh xe dịch chuyển độc lập theo trục nghiêng hoặc đặt thẳng, do vậy mặt phẳng của bánh xe không bị thay đổi. Độ trượt ngang của bánh xe phụ thuộc vào độ nghiêng của trục. Thường độ nghiêng của trục nhỏ nên độ trượt ngang cũng nhỏ do đó ít mòn lốp.

Nhược điểm của loại này là độ cứng vững của kết cấu theo chiều ngang nhỏ, khó bố trí bộ phận dẫn hướng và ma sát trong bộ phận dẫn hướng lớn. Do vậy sơ đồ này chỉ dùng ở xe du lịch có công suất nhỏ.

- Sơ đồ cấu tạo hệ thống treo độc lập với bộ phận dẫn hướng hai đòn treo không bằng nhau sử dụng ở ô tô của hãng Open. Đặc điểm cấu tạo của loại này là hai đòn dẫn hướng đặt trong mặt phẳng ngang xe. Bánh xe lắp vào đầu trục của cam quay và nối khớp bản lề với hai đòn treo trên và dưới. Giảm chấn 4 có chiều dài lắp ráp lớn hơn lò xo 2 cho nên đầu trên được bắt trên phần lồi chụm phía trên, còn đầu dưới giảm chấn được bắt cùng với đế lò xo. Vấu cao su 1 dùng để hạn chế hành trình dịch chuyển bánh xe ở hành trình trả còn vấu cao su 5 tương ứng ở hành trình trên.



Hình 4.6. Cấu tạo hệ thống treo trước dùng hai đòn treo không bằng nhau

1. Vấu hạn chế hành trình; 2. Lò xo; 3. Giá đỡ;
4. Giảm chấn; 5. Vấu hạn chế hành trình.

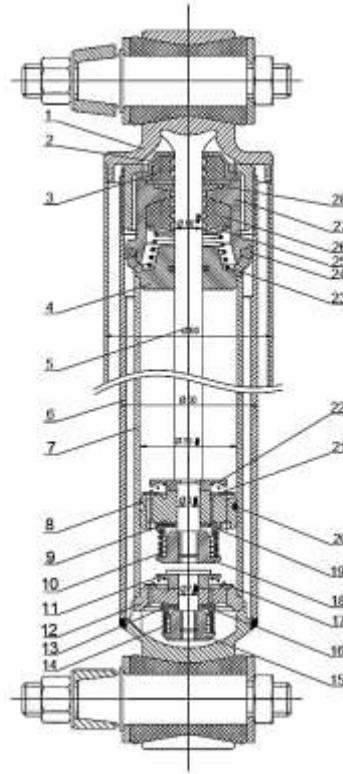
c) Phân tử giảm chấn.

- Giảm chấn dùng để dập tắt các dao động của thân xe và cầu xe bằng cách chuyển cơ năng của các dao động thành nhiệt năng, đảm bảo độ êm dịu cần thiết cho xe khi chuyển động. Trên ô tô hiện nay chủ yếu sử dụng giảm chấn thủy lực.

- Để đảm bảo thực hiện được chức năng này giảm chấn cần phải:

- + Dập tắt nhanh các dao động có tần số hoặc biên độ lớn.
- + Dập tắt chậm các dao động nếu ô tô chạy trên đường ít mấp mô.
- + Hạn chế các lực truyền qua giảm chấn lên thân xe.
- + Làm việc ổn định khi ô tô chuyển động trong các điều kiện đường sá khác nhau và nhiệt độ không khí khác nhau.
- + Có tuổi thọ cao.

- + Trọng lượng, kích thước bé; giá thành hạ.
- Có thể phân loại giảm chấn theo các đặc điểm sau:
 - + Theo tỷ số của hệ số cản nén và hệ số cản trả (K_n, K_t).
 - + Loại tác dụng 2 chiều đối xứng ($K_n = K_t$).
 - + Loại tác dụng 2 chiều không đối xứng ($K_n < K_t$).
 - + Loại tác dụng 1 chiều ($K_n = 0$).
- Theo dạng giảm chấn ta có:
 - + Giảm chấn đòn.
 - + Giảm chấn ống.
- Có hay không có van giảm tải.
- Ngày nay trên các xe được dùng phổ biến là loại giảm chấn tác động hai chiều không đối xứng có van giảm tải và loại giảm chấn ống được dùng rộng rãi hơn. vì giảm chấn ống thủy lực nhẹ hơn hai lần so với giảm chấn đòn, chế tạo đơn giản hơn và có độ bền cao hơn giảm chấn đòn.



Hình 4.7. Phần tử giảm chấn

1,22. Tai; 2; Đáy; 3. Van nạp; 4. Xy lanh công tác; 5. Xy lanh ngoài; 6. Van nén; 7. Pít tông; 8. Van trả; 9. Vòng găng pít tông; 10. Van thông qua; 11, Vỏ; 12. Cần pít tông; 13. Bạc dẫn hướng; 14. Vòng cao su; 15,17. Vòng làm kín; 16. Lò xo vòng làm kín; 18. Đệm thép; 19. Vòng bít; 20. Đệm nhôm; 21. phốt làm kín cần piston.

4.3. Chọn phương án thiết kế

- Qua phân tích kết cấu của các hệ thống treo ở trên, từ nhiệm vụ đề tài được giao là: “*Tính toán thiết kế hệ thống treo trên xe ben THACO HD270*”. Tôi chọn phương án thiết kế như sau:

- + Hệ thống treo của xe thiết kế là loại hệ thống treo phụ thuộc.
- + Nhíp có dạng nửa elip.
- + Bộ phận dẫn hướng và đàn hồi là nhíp.

4.4. Thiết kế kỹ thuật hệ thống treo

Các thông số kỹ thuật của xe được thể hiện trong bảng sau:

Bảng 4.1. Các thông số kỹ thuật của xe

STT	Thông số kỹ thuật	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
	+ Kích thước bao			

- Chiều dài toàn bộ		7635	mm
- Chiều rộng		2495	mm
- Chiều cao đến đỉnh cabin		3130	mm
- Chiều cao đến đỉnh thùng xe		3200	mm
+ Kích thước cơ sở			
- Chiều dài	L	7635	mm
- Chiều rộng	R	2495	mm
- Chiều cao	H	3130	mm
+ Khoảng sáng gầm xe		300	mm
+ Góc thoát trước	α_t	41	độ
+ Góc thoát sau	α_s	32	độ
+ Công thức bánh xe		6x4	
+ Trọng lượng xe khi không tải		117720	N
+ Trọng tải của xe		122625	N
+ Trọng lượng khi xe đầy tải		235440	N
- Tải trọng phân bố lên cầu trước		70632	N
- Tải trọng phân bố lên cầu sau		164808	N
+ Bán kính quay vòng nhỏ nhất	R_{\min}	9,5	m
+ Vận tốc lớn nhất	v_{\max}	90..95	km/h
+ Số lượng bánh xe		6	bánh
+ Kích thước lốp		1200 -18	inch
+ Hệ thống điện - bình điện		12	V
+ Động cơ đốt trong: động cơ diesel 4 kỳ			
- Công suất lớn nhất	N_{\max}	320	mã lực
- Số vòng quay tương ứng với chế độ công suất lớn nhất	n_N	2000	vg/ph
- Mô men xoắn lớn nhất	M_{\max}	137	kGm

- Số vòng quay tương ứng với chế độ mô men lớn nhất	n _M	1400	vg/ph
+ Hệ thống treo: loại phụ thuộc			
+ Trọng lượng phần treo khi ô tô đầy tải		188352	N
- phân bố lên cầu trước		56505	N
- phân bố lên cầu sau		131846	N
+ Trọng lượng phần không treo		47088	N
- Ở cầu trước		14126	N
- Ở cầu sau		32961	N
+ Độ cứng của nhíp			
- Nhíp trước		115	mm
- Nhíp sau		120	mm
+ Số lượng lá nhíp			
- Nhíp trước		11	cái
- Nhíp sau chính		16	cái
- Nhíp sau phụ		9	cái
+ Chiều dài làm việc của lá nhíp			
- Nhíp trước		1550	mm
- Nhíp sau chính		1950	mm
- Nhíp sau phụ		1350	mm
+ Chiều dày lá nhíp			
- Nhíp trước		10	mm
- Nhíp sau chính		11	mm
- Nhíp sau phụ		11	
+ Chiều rộng lá nhíp			
- Nhíp trước		90	mm
- Nhíp sau chính		100	mm
- Nhíp sau phụ		90	mm

	+ Giảm chấn: loại ống thủy lực			
	- Đường kính pittông giảm chấn		40	mm
	- Hành trình làm việc lớn nhất		240	mm
	- Hệ số cản			
	• Hành trình nén	K_n	2,08	Ns/mm
	• Hành trình trả	K_t	6,24	Ns/mm
	+ Biến dạng tĩnh của lớp khi xe đầy tải		36.38	mm

- Hệ thống treo của xe thuộc loại hệ thống treo phụ thuộc ở cả 3 cầu; Hệ thống treo trước dùng giảm chấn, nhíp có dạng nửa elip; Bộ phận dẫn hướng và đàn hồi là nhíp;

- Nhíp trước của xe tải

+ Chiều dài nhíp: $L = 1550 \text{ mm}$

+ Chiều rộng lá nhíp: $B = 90 \text{ mm}$

- Chiều dày :

+ Nhíp trước: $h_1 = 10$

+ Nhíp sau chính, phụ : $h_2 = 11, h_2 = 11$

- Bộ nhíp gồm 11 lá nhíp ghép lại với nhau nhờ bulông trung tâm và các kẹp nhíp. Hai đầu bộ nhíp được liên kết với khung xe qua các gối đỡ cao su, riêng các gối đỡ trước của mỗi bộ nhíp có thêm đệm ở mặt đầu để truyền phản lực từ mặt đường lên khung xe, các gối đỡ phía sau của mỗi bộ nhíp không có đệm cao su mặt đầu để cho bộ nhíp có thể di chuyển được trong một giới hạn nào đó.

- Vấu đỡ nhíp:

+ Vấu tăng cứng: làm bằng cao su, đặt trên treo trước, vấu được bắt vào thành bên của xà dọc. Khi nhíp bị uốn nhiều, lá nhíp trên cùng sẽ tỳ vào vấu tăng cứng.

+ Vấu hạn chế hành trình: Để hạn chế hành trình đi lên của nhíp. Vấu được bắt vào mép dưới của xà dọc. Khi nhíp bị uốn nhiều, vấu lồi trên dầm cầu sẽ tỳ vào vấu hạn chế hành trình. Tính chất dịch chuyển của cầu đối với khung phụ thuộc vào các thông số của nhíp, nghĩa là nhíp không phải chỉ là bộ phận đàn hồi mà còn đóng vai trò bộ phận dẫn hướng, đồng thời làm nhiệm vụ của bộ phận giảm chấn. Như vậy nhíp thực hiện đầy đủ chức năng của hệ thống treo.

- Ưu nhược điểm của hệ thống treo sử dụng nhíp:

+ Ưu điểm: kết cấu đơn giản, chắc chắn, rẻ tiền; chế tạo, bảo dưỡng, sửa chữa đơn giản, thuận tiện.

- Nhược điểm:

+ Trọng lượng lớn (chiếm từ 5,5..8% trọng lượng của ô tô), nặng nhất trong các loại bộ phận đàn hồi

+ Thời gian làm việc ngắn do trạng thái ứng suất phức tạp, lực tác động có tính chất chu kỳ, độ bền mỏi của nhíp thấp hơn so với thanh xoắn khoảng 4 lần. Trong điều kiện đường tốt, tuổi thọ của nhíp khoảng 100000..150000 km; điều kiện đường xấu, tuổi thọ của nhíp giảm đi khoảng 10..50 lần.

+ Từ việc phân tích ưu nhược điểm và kết cấu của nhíp như trên, người ta đưa ra một số biện pháp để tăng tuổi thọ cho nhíp như sau:

+ Đặt 2 lá nhíp chính để tăng cứng, cứng hóa cho bộ nhíp vì lá nhíp chính có điều kiện làm việc khắc nghiệt nhất.

+ Bôi mỡ chì giữa các lá nhíp để giảm ma sát giữa chúng, làm giảm khả năng mài mòn, tăng tuổi thọ, giúp giảm được số lượng lá nhíp.

+ Bộ phận giảm chấn của xe tải hạng nhẹ thuộc loại giảm chấn ống thủy lực, tác động 2 chiều và có van giảm tải. Ưu điểm cơ bản của giảm chấn ống thủy lực là kích thước nhỏ gọn hơn rất nhiều so với các loại giảm chấn khác (ví dụ như giảm chấn đòn) nhưng vẫn đảm bảo được tính êm dịu chuyển động cho xe.

- Hoạt động:

+ Khi nén êm, cần đẩy pit tông trong xi lanh công tác dịch chuyển xuống dưới, van thông mở, dầu trong khoang dưới sẽ dồn lên khoang trên nhưng không dồn tất cả mà còn một phần sẽ chảy sang khoang bù thông qua các lỗ tiết lưu ở van nén. Khi đó, áp suất trong khoang bù sẽ tăng lên một chút. Sức cản thủy động của các lỗ tiết lưu tỷ lệ với bình phương vận tốc lưu thông của dầu.

+ Khi nén mạnh, dầu không thể chảy kịp qua các lỗ tiết lưu (có tiết diện bé), áp suất trong xi lanh công tác tăng lên nhiều, van nén mở, dầu qua van nén xuống, vào khoang bù. Sau giai đoạn áp suất khoang công tác tăng nhanh, lực cản của giảm chấn tăng lên nhưng tốc độ tăng chậm hơn so với khi nén êm.

+ Khi trả êm, cần đẩy piston chuyển động lên trên, khoang phía dưới cần piston của xi lanh công tác giảm áp suất, còn khoang phía trên piston tăng áp suất (nhưng tăng dần dần), do vậy dầu từ khoang trên sẽ qua khe hở van thông (van trả đóng) vào khoang phía dưới piston, đồng thời dầu từ khoang bù qua lỗ nạp bổ sung cho khoang phía dưới piston.

+ Khi trả mạnh, lò xo van trả bị nén. Van trả mở ra, dầu lưu thông qua cả lỗ tiết lưu của van trả. Độ mở của van trả phụ thuộc vào mức độ đột ngột của hành trình trả, càng trả mạnh thì van càng mở lớn.

Ta có một số thông số đầu vào để tính toán dao động của xe

Bảng 4.2. Bảng thông số đầu vào

STT	Thông số kỹ thuật	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Hệ số cản giảm chấn của treo trước	K_1	10900	Ns/m
2	Hệ số cản giảm chấn của treo sau	K_2	14430	Ns/m
3	Hệ số cản đàn hồi của hệ thống	K_h	1071	Nms/rad
4	Độ cứng xoắn của hệ thống	C_h	68700	Nm/rad
5	Độ cứng của phần tử đàn hồi trước	C_{p1}	160000	N/m
6	Độ cứng của phần tử đàn hồi sau	C_{p2}	180000	N/m
7	Độ cứng của lớp trước	C_{l1}	430000	N/m
8	Độ cứng của lớp sau	C_{l2}	430000	N/m
9	Khối lượng treo	M_a	12000	Kg
10	Khối lượng treo trước	M_1	3360	Kg
11	Khối lượng treo sau	M_2	6240	Kg
12	Khối lượng không treo trước	m_1	960	Kg
13	Khối lượng không treo sau	m_2	1440	Kg
14	Chiều dài cơ sở	L	4,6	m
15	Chiều rộng cơ sở	B	2,5	m
16	Khoảng cách từ trọng tâm tới tâm cầu trước	a	2,9	m
17	Khoảng cách từ trọng tâm tới tâm cầu sau	b	1,32	m

CHƯƠNG 5. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG TREO

5.1. Xác định các thông số cơ bản của hệ thống treo

5.1.1. Xác định hệ số phân bố khối lượng phần treo

$$\varepsilon_y = \frac{J_y}{M_a \times a \times b} \quad (5.1)$$

- Trong đó:

+ M_a - Khối lượng phần treo ô tô, $M = 12000$ kg

+ a - Khoảng cách từ trọng tâm phần treo đến tâm bánh xe cầu trước, cầu sau; Theo tài liệu, ta có: $a=2,9$ m, $b=1,32$ m

+ J_y - Momen quán tính khối lượng của phần treo đối với trục đi qua trọng tâm phần treo và vuông góc với mặt phẳng thẳng đứng dọc xe.

- Ta có công thức tính:

$$J_y = A \times M \times L^2 \quad (5.2)$$

- Với:

+ A - Hệ số kinh nghiệm, lấy $A = 0,21$

+ L - Chiều dài cơ sở ô tô, $L = 4,6$ m

Thay vào công thức , ta có:

$$\varepsilon_y = \frac{A \times L^2}{a \times b} = \frac{0,21 \times 4,6^2}{2,9 \times 1,32} \approx 1,1$$

Ta thấy $\varepsilon_y = 1,1$, nằm trong khoảng $0,8 \div 1,2$ nên theo [1], ta kết luận rằng dao động ta có thể coi phần trước và phần sau xe dao động độc lập với nhau. Tuy nhiên, do đặc điểm sử dụng chủ yếu ở vận tốc thấp và hệ thống treo được thiết kế chắc chắn, dao động ảnh hưởng lẫn nhau không gây ảnh hưởng lớn đến khả năng vận hành của xe.

5.1.2. Xác định hành trình tĩnh của bánh xe

Ta có công thức tính hành trình tĩnh của bánh xe:

$$f_t = \frac{g}{\omega^2} \quad (5.3)$$

- Trong đó:

+ f_t - Hành trình tĩnh của bánh xe

+ g - Gia tốc trọng trường

+ ω - Tần số dao động riêng của khối lượng phần treo, ta có công thức tính cho treo trước và treo sau là:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2C_{t1}}{M_1}} = \sqrt{\frac{2 \times 160000}{3360}} = 9,759 \left(\frac{rad}{s}\right)$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2C_{t2}}{M_2}} = \sqrt{\frac{2 \times 180000}{3120}} = 10,74 \left(\frac{rad}{s}\right)$$

- Thay các giá trị vào công thức (3), ứng với treo trước và treo sau, ta có:

$$f_{t1} = \frac{9,8119}{9,759^2} \approx 0,103 \text{ m} \approx 103 \text{ mm}$$

$$f_{t2} = \frac{9,81}{8,24^2} \approx 0,085 \text{ m} \approx 85 \text{ mm}$$

- Nằm trong khoảng độ võng tĩnh của hệ thống treo giới hạn cho phép

$$f_t = 80 \div 120 \text{ mm} \text{ (đối với ô tô vận tải)}$$

5.1.3. Xác định hành trình động của bánh xe

- Ta có công thức thực nghiệm:

$$f_d = (1,0 \div 1,5) \times f_t \quad (5.4)$$

chọn $f_d = 1,2 f_t$

- Thay giá trị f_t vào, ứng với treo trước và treo sau, ta có

$$f_{d1} = 1,2 \times 103 \approx 123,6 \text{ mm}$$

$$f_{d2} = 1,2 \times 85 \approx 102 \text{ mm}$$

5.1.4. Kiểm tra hành trình động của bánh xe theo điều kiện đảm bảo khoảng sáng gầm xe nhỏ nhất

$$f_d \leq X - X_{\min} \quad (5.5)$$

- Với:

+ χ - Khoảng sáng gầm xe ở trạng thái tĩnh của ô tô

+ X_{\min} - Khoảng sáng gầm xe sau khi bánh xe dịch chuyển hết hành trình động;
 $\chi_{\min} \geq 0,10 \div 0,15m$, ta lấy $\chi_{\min} = 0,10$

$$\chi - \chi_{\min} = 0,30 - 0,10 = 0,20 \text{ m}$$

Ta thấy: $f_d < 0,20$. Như vậy khoảng sáng gầm xe đảm bảo.

5.1.5. Kiểm tra hành trình động của bánh xe không xảy ra va đập giữa phần treo trước và phần không treo trước khi phanh xe cấp tốc

$$f_d \geq f_t \times \phi_{\max} \times \frac{h_g}{b} \quad (5.6)$$

- Trong đó:

+ J_{\max} - Hệ số bám lớn nhất của bánh xe với mặt đường, tham khảo tài liệu ta lấy $\phi_{\max} = 0,8$

+ h_g - Chiều cao trọng tâm ô tô, $h_g = 913mm$

+ b - Khoảng cách từ trọng tâm ô tô đến tâm cầu sau, theo bảng các thông số đầu vào, ta có $b = 1,32m$

- Thay các giá trị vào công thức, ứng với treo trước và treo sau, ta tính được:

$$f_{d1} = 123,6 > 103 \times 0,8 \times \frac{913}{1320} = 57mm$$

$$f_{d2} = 102 > 85 \times 0,8 \times \frac{913}{1320} = 47mm$$

Vậy điều kiện được thỏa mãn

5.2. Tính toán dao động của ô tô

- Các phần ở trên xác định tần số dao động riêng của phần treo, hệ số dập tắt dao động của phần treo, hành trình tĩnh, hành trình động của bánh xe. Các thông số đó chưa đủ để đánh giá được độ êm dịu của chuyển động ô tô nói chung, đồng thời mục trước mới chỉ xét dao động của khối lượng phần treo mà chưa kể đến sự ảnh hưởng của phần không treo đến dao động đó. Để đánh giá đủ độ êm dịu của chuyển động ô tô, phải xét tới một hệ trong đó có cả dao động phần treo và phần không treo.

- Khi tiến hành xét hệ dao động 2 khối lượng cần xác định các thông số của nó như: Tần số dao động riêng cao tần và thấp tần, hệ số dập tắt dao động ứng với tần số cao và

tần số thấp. Từ những thông số nhận được, xây dựng đường đặc tính tần số biên độ dao động của ô tô. Qua đường đặc tính này có thể xác định được: Biên độ dao động của khối lượng phần treo, khối lượng phần không treo, xác định gia tốc dao động của khối lượng phần không treo, đồng thời qua đường đặc tính đánh giá:

- ứng với vận tốc nào của ô tô trong vùng vận tốc sử dụng và ứng với sóng mặt đường có chiều dài bước sóng là bao nhiêu sẽ xảy ra hiện tượng cộng hưởng.

- Hệ số dập tắt dao động đã phù hợp chưa.

- Quá trình tính toán dao động của ô tô ta sử dụng các giả thiết:

+ Dao động của ô tô chỉ xảy ra trong mặt phẳng dọc xe

+ Dao động của ô tô là dao động ổn định

+ Nguồn kích thích dao động là sóng mặt đường, có phương trình sóng là:

$$q = q_o \times [1 - \cos(v \times t)] \times q \quad (5.7)$$

- Trong đó:

+ q_o - Biên độ lớn nhất của sóng mặt đường

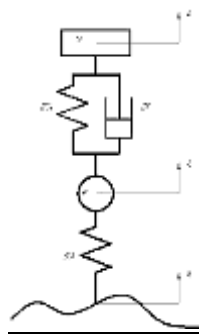
+ v - Tần số kích thích của sóng mặt đường, công thức tính là: $v = \frac{2\pi \times v_a}{3,6 \times s}$

+ t Thời gian đi hết quãng đường đúng bằng bước sóng mặt đường. $t = \frac{s}{v_a}$ thời gian

này bằng thời gian một chu kỳ T

5.2.1. Xác định tần số dao động riêng và hệ số dập tắt dao động của hệ

a. Sơ đồ khảo sát



Hình 5.1. Sơ đồ khảo sát

b. Một số thông số cơ bản

- Hệ số cản quy dẫn của giảm chấn (quy dẫn về tâm bánh xe)

$$K = \frac{\cos^2 \alpha \times k_a}{i^2} \quad (5.8)$$

-Trong đó:

+ a - Góc nghiêng của giảm chấn so với phương thẳng đứng, ta có $a_1 = 30^\circ$, $a_2 = 45^\circ$

$$k_a = \frac{k_n + k_t}{2} = \frac{2,08 + 6,24}{2} = 4,16 \text{ (Ns / mm)}$$

$$k_a = 4160 \text{ (Ns / mm)}$$

+ i - Tỷ số truyền bố trí giảm chấn loại ống treo phụ thuộc, $i = 1$

- Thay vào công thức, ta có:

+ Với giảm chấn trước:

$$K_1 = \frac{\cos^2 30^\circ \times k_a}{i^2} = \frac{0,75 \times 4160}{1^2} = 3120 \text{ (Ns / m)}$$

+ Với giảm chấn sau:

$$K_2 = \frac{\cos^2 45^\circ \times k_a}{i^2} = \frac{0,5 \times 4160}{1^2} = 2080 \text{ (Ns / m)}$$

- Tần số dao động riêng của khối lượng phần treo khi cố định phần không treo, như đã tính toán ở phần xác định hành trình tĩnh của bánh xe, ta có:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2C_{t1}}{M_1}} = \sqrt{\frac{2 \times 160000}{3360}} = 9,759 \text{ (rad/s)}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2C_{t2}}{M_2}} = \sqrt{\frac{2 \times 180000}{3120}} = 10,74 \text{ (rad/s)}$$

- Tần số dao động phần không treo khi cố định phần treo, ta có công thức tính:

$$\omega_k = \sqrt{\frac{2 \times (C_t + C_l)}{m}} \quad (5.9)$$

+ Ứng với các thông số của treo trước và treo sau, ta có:

$$\omega_{k1} = \sqrt{\frac{2(C_{t1} + C_{l1})}{m_1}} = \sqrt{\frac{2 \times (160000 + 430000)}{960}} = 35,05 \left(\frac{rad}{s}\right)$$

$$\omega_{k2} = \sqrt{\frac{2(C_{t2} + C_{l2})}{m_2}} = \sqrt{\frac{2 \times (180000 + 430000)}{1440}} = 29,107 \left(\frac{rad}{s}\right)$$

- Tần số dao động của khối lượng phần không treo khi cố định phần treo và $C_t = 0$, ta có công thức tính:

$$\bar{\omega} = \sqrt{\frac{2 \times C_{tl}}{M}} \quad (5.10)$$

- Tính cho treo trước và treo sau, ta được:

$$\bar{\omega}_1 = \sqrt{\frac{2 \times C_{t1}}{m_1}} = \sqrt{\frac{2 \times 160000}{960}} = 18,25 \left(\frac{rad}{s}\right)$$

$$\bar{\omega}_2 = \sqrt{\frac{2 \times C_{t2}}{m_2}} = \sqrt{\frac{2 \times 180000}{1440}} \approx 15,8 \left(\frac{rad}{s}\right)$$

- Tần số dao động của khối lượng phần không treo khi cố định phần treo và khi $C_t = 0$
Công thức tính:

$$\bar{\omega}_k = \sqrt{\frac{2 \times C_{l1}}{M}} \quad (5.11)$$

- Tính cho treo trước và treo sau, ta có:

$$\bar{\omega}_{k1} = \sqrt{\frac{2 \times C_{l1}}{m_1}} = \sqrt{\frac{2 \times 430000}{960}} = 29,93 \left(\frac{rad}{s}\right)$$

$$\bar{\omega}_{k2} = \sqrt{\frac{2 \times C_{l2}}{m_2}} = \sqrt{\frac{2 \times 430000}{1440}} = 24,438 \left(\frac{rad}{s}\right)$$

- Hệ số dập tắt dao động của khối lượng treo khi cố định phần không treo, công thức tính:

$$h_0 = \frac{K}{M} \quad (5.12)$$

$$h_{01} = \frac{K_1}{M_1} = \frac{3120}{3360} = 0,9$$

$$h_{02} = \frac{K_2}{M_2} = \frac{2080}{3120} = 0,6$$

- Hệ số dập tắt dao động của khối lượng phần không treo khi cố định phần treo, công thức tính:

$$\bar{h}_0 = \frac{K}{m} \quad (5.13)$$

$$\bar{h}_{01} = \frac{K_1}{m_1} = \frac{3120}{960} = 3,25$$

$$\bar{h}_{02} = \frac{K_2}{m_2} = \frac{2080}{1440} = 1,4$$

- + Tần số dao động thấp tần của hệ, ký hiệu: W
- + Tần số dao động cao tần của hệ, ký hiệu: W_k
- + Hệ số dập tắt dao động ứng với tần số thấp của hệ: h
- + Hệ số dập tắt dao động ứng với tần số cao của hệ: h_k

5.3. Lựa chọn các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu

- Hệ thống treo thiết kế ra phải đảm bảo cho xe đạt độ êm dịu theo các chỉ tiêu đã đề ra . Hiện nay có nhiều chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động như tần số dao động , gia tốc dao động , vận tốc dao động ...

- Trong đồ án tốt nghiệp , ta chỉ lựa chọn theo một chỉ tiêu , đó là chỉ tiêu tần số dao động

-Tuy nhiên khi tính toán hệ thống treo ô tô người ta thường dùng thông số

Số lần dao động trong 1 phút n : $n = 90 \div 120$ lần / phút

5.4. Xác định lực tác dụng lên nhíp

5.4.1. Khi xe đầy tải

- Trọng lượng của xe lúc xe đầy tải là 235440 N; phân lên cầu 70632/164808 N
- Khối lượng phần được treo tác dụng lên hệ thống treo :
 - + Cầu trước $M_1 = 5760$ kg
 - + Cầu sau : $M_2 = 13440$ kg
- Tải trọng tác dụng lên một bên nhíp cầu trước và một bên nhíp cầu sau là :

$$Z_{t1} = \frac{M_1 \times 10}{2} = \frac{5760 \times 10}{2} = 28800 \text{ N}$$

$$Z_{t2} = \frac{M_2 \times 10}{2} = \frac{13440 \times 10}{2} = 67200 \text{ N}$$

5.4.2. Khi xe không tải

- Trọng lượng bản thân : 12000 kg phân lên cầu : 3600/8400
- Khối lượng phần được treo tác dụng lên hệ thống treo
 - + cầu trước $M'_1 = 3360$ kg
 - + cầu sau $M'_2 = 6240$ kg
- Tải trọng tác dụng lên một bên nhíp cầu trước và một bên nhíp cầu sau là :

$$Z'_{t1} = \frac{M'_1 \times 10}{2} = \frac{3360 \times 10}{2} = 16800 \text{ N}$$

$$Z'_{t2} = \frac{M'_2 \times 10}{2} = \frac{6240 \times 10}{2} = 31200 \text{ N}$$

5.5. Thiết kế nhíp trước

- Độ cứng hệ thống treo C
- Tần số dao động góc và độ cứng của hệ thống treo quan hệ với nhau theo công thức

$$C = M \times \left(\frac{\pi}{30} \times n \right)^2 \quad (5.14)$$

- Trong đó

+ C độ cứng của hệ thống treo (N/m)

+ M khối lượng được treo (kg) : $M = 5760 \div 2 = 2880$ (kg)

- n tần số dao động $n = 100$ lần / phút

$$\Rightarrow C = 2880 \times \left(\frac{\pi}{30} \times 100 \right)^2 = 315827,3 \text{ (N/m)}$$

- Theo công thức độ võng tĩnh được tính như sau

$$f_t = \left(\frac{300}{n} \right)^2 = \left(\frac{300}{100} \right)^2 = 9 \text{ (cm)} = 0,09 \text{ (m)}$$

- Chọn sơ bộ kích thước nhíp

- Nhíp là một loại lò xo gồm nhiều lá thép mỏng (lá nhíp) ghép lại với nhau .Kích thước hình học của các nhíp sẽ là :

+ Chiều dài các lá

+ Tiết diện lá nhíp ; $b \times h$

+ n số lá nhíp

+ b chiều rộng lá nhíp

+ h chiều dày lá nhíp thứ k

+ Chiều dài toàn bộ nhíp L có thể chọn sơ bộ như sau đối với xe tải

- Nhíp trước

$$L_t = (0,26 - 0,35) \times L \quad (5.15)$$

- L là chiều dài cơ sở của xe

$$L_t = (0,26 \div 0,35) \times 4592 = 1192 \div 1606$$

- Chọn $L_t = 1550\text{mm}$

- Khoảng cách bu lông ngàm nhíp = 100 mm

- Dựa vào loại xe , tải trọng , kết cấu khung vỏ của xe và kích thước các lá nhíp , ta có bộ thông số sau :

+ Số lá nhíp $n = 11$

+ Chiều rộng $b = 90 \text{ mm}$

+ Chiều dày $h_1 = h_2 = \dots h_{11} = 10 \text{ mm}$

+ Chiều rộng b và chiều dày h_k thỏa mãn : $6 < \frac{b}{h_k} = \frac{90}{10} = 9 < 10$

+ Chiều dài của mỗi lá nhíp được tính chọn sao cho biểu đồ phân bố ứng suất của nó là hợp lý nhất.

+ Hệ số phân bố ứng suất (γ) được theo kinh nghiệm.

- Đối với bộ nhíp có hai lá trên cùng dài bằng nhau thì hệ số phân bố ứng suất được chọn như sau.

+ Lá 1 và 2 $\gamma_1 = \gamma_2 = 0,6 \div 0,8$; lá 3 $\gamma_3 = 0,9 \div 1$; các lá khác $\gamma = 1$

+ Tính chọn chiều dài các lá nhíp khi ta đã biết được chiều dài lá nhíp cái và hệ số phân bố ứng suất.

+ Do thiết kế bộ nhíp có hai lá trên cùng dài bằng nhau ($L_1 = L_2$) cho nên chúng ta bắt đầu tính từ lá nhíp thứ (3)

- Theo sơ đồ trên ta có:

$$l_1 = \frac{L}{2} - 0,5d = \frac{155}{2} - 5 \approx 73 \text{ (cm)}$$

+ d : đường kính của dầm cầu trước (khoảng cách giữa hai quang nhíp) $d = 10 \text{ cm}$.

- Ta có: ứng suất tại vị trí x của lá nhíp số 1

$$\sigma_{x_1} = \frac{(l_1 - l_2) \times P_1}{W_1} = \gamma_1 \times \sigma_1 \Rightarrow l_2 = l_1 - \frac{\lambda_1 \times \sigma_1 \times W_1}{P_1}$$

- Vì bộ nhíp có 2 lá nhíp trên cùng bằng nhau $l_2 = l_1$ nên

$$l_3 = l_1 - \frac{\gamma_1 \times \sigma_1 \times W_1 \times (h_1^3 + h_2^3)}{P_1 \times h_1^3} \quad (5.16)$$

a. Xác định chiều dài lá nhíp thứ 3 (L_3)

- Áp dụng công thức:

$$l_3 = l_1 - \frac{\gamma_1 \times \sigma_1 \times W_1 \times (h_1^3 + h_2^3)}{P_1 \times h_1^3}$$

- Trong đó:

+ h_1, h_2 : là chiều dày của lá thứ nhất và lá thứ hai (vì độ dày của các lá nhíp chọn bằng nhau, do đó $h_1 = h_2 = h$)

+ W_1 : Mô men chống uốn của lá nhíp:

$$W_1 = \frac{b \times h^2}{6} \quad (5.17)$$

+ P_1 : Lực tác dụng lên đầu lá nhíp chính :

$$P_1 = \frac{z}{2} \quad (5.18)$$

+ σ_1 : ứng suất của lá nhíp được tính như sau:

$$\sigma_1 = \frac{K \times P_1 \times l_1 \times h_{ci}}{J_\Sigma} \quad (5.19)$$

- Trong đó:

+ h_{ci} : Khoảng cách từ đường trung hoà của tiết diện gần mỗi lá nhíp đến tiết diện: là hình chữ nhật thì

$$h_{ci} = \frac{h_i}{2} \quad (5.20)$$

+ K : Hệ số ảnh hưởng của lá nhíp cuối cùng đến sự phân chia không đều ứng suất cho các lá nhíp khác, công thức kinh nghiệm tính (K) như sau:

$$K = \left(1 - \frac{\alpha_0 \times J_n}{J_\Sigma}\right) \times \frac{J_\Sigma}{J_\Sigma - J_n} \quad (5.21)$$

+ J_n : Mô men quán tính lá cuối cùng:

$$J_n = \frac{b \times h^3}{12} \quad (5.22)$$

+ α_0 : Hệ số xét đến sự gia tăng ứng suất trong lá nhíp cuối cùng thường lấy $\alpha_0 = (1,2 \div 1,3)$ chọn $\alpha_0 = 1,2$

- Từ công thức trên ta tính được :

$$k = \frac{n - \alpha_0}{n - 1} \quad (5.23)$$

- n : số lá nhíp trong một bộ $n = 11 \Rightarrow k = 0,98$

- Thay số vào ta sẽ tính được :

$$l_3 = l_1 - \frac{2 \times \gamma_1 \times l_1 \times k}{n} = 73 - \frac{2 \times 0,65 \times 73 \times 0,98}{11} = 64,5 \text{ (cm)}$$

Ta chọn $l_3 = 70$

Vậy chiều dài nhíp thứ 3 là : $L_3 = 70 \times 2 + 10 = 150 \text{ (cm)}$

b. Xác định chiều dài lá nhíp thứ 4.

- Áp dụng công thức

$$l_4 = l_3 - X_3 \quad (5.24)$$

$$X_3 = \frac{\gamma_3 \times k \times l_1 \times J_3}{J_\Sigma \times \beta_1} \quad (5.25)$$

$$\beta_1 = \frac{l_2}{l_3} \times \left(1 - \frac{k \times J_2}{J_\Sigma}\right) \quad (5.26)$$

- Tính $\beta_1 = \frac{l_2}{l_3} \times \left(1 - \frac{k}{n}\right) = \frac{73}{70} \times \left(\frac{11 - 0,98}{11}\right) = 0,95$

$$X_3 = \frac{0,95 \times 0,98 \times 73}{11 \times 0,95} = 6,5 \text{ (cm)}$$

$$l_4 = l_3 - X_3 = 63,5 \text{ (cm)}$$

Chọn $l_4 = 65 \text{ (cm)}$

Vậy chiều dài lá nhíp thứ 4 là: $L_4 = 65 \times 2 + 10 = 140 \text{ (cm)}$

c. Xác định chiều dài lá nhíp thứ 5 (L_5)

- Áp dụng công thức:

$$l_5 = l_4 - X_4 \quad (5.27)$$

$$X_4 = \frac{\gamma_4 \times k \times l_1 \times J_4}{J_\Sigma \times \beta_1 \times \beta_2} \quad (5.28)$$

$$\beta_2 = \frac{l_3}{l_4} - \frac{l_1}{l_4} \times \frac{k \times J_3}{J_\Sigma \times \beta_1} \quad (5.29)$$

Tính β_2

$$\beta_2 = \frac{70}{65} - \frac{73}{65} \times \frac{0,98}{11 \times 0,95} = 0,971$$

$$X_4 = \frac{1 \times 0,98 \times 73}{11 \times 0,95 \times 0,971} = 7 \text{ (cm)}$$

(5.30)

$$l_5 = l_4 - X_4 = 65 - 7 = 58 \text{ (cm)}$$

Chọn $l_5 = 60 \text{ (cm)}$

Vậy $L_5 = 60 \times 2 + 10 = 130 \text{ (cm)}$

d. Xác định chiều dài lá nhíp thứ 6 (L_6)

- Áp dụng công thức:

$$l_6 = l_5 - X_5 \quad (5.31)$$

$$X_5 = \frac{\gamma_5 \times k \times l_1 \times J_5}{J_\Sigma \times \beta_1 \times \beta_2 \times \beta_3} \quad (5.32)$$

$$\beta_3 = \frac{l_4}{l_5} - \frac{l_1}{l_5} \times \frac{k \times J_4}{J_\Sigma \times \beta_1 \times \beta_2} \quad (5.33)$$

Tính β_3

$$\beta_3 = \frac{65}{60} - \frac{73}{60} \times \frac{0,98}{11 \times 0,95 \times 0,971} = 0,96$$

$$X_5 = \frac{1 \times 0,98 \times 73}{11 \times 0,95 \times 0,971 \times 0,96} = 7,3 \text{ (cm)}$$

$$l_6 = l_5 - X_5 = 52,7 \text{ (cm)}$$

Chọn $l_6 = 55 \text{ (cm)}$

Vậy $L_6 = 55 \times 2 + 10 = 120 \text{ (cm)}$

e. Xác định chiều dài của lá nhíp thứ 7 (L_7)

- Áp dụng công thức:

$$l_7 = l_6 - X_6 \quad (5.34)$$

$$X_6 = \frac{\gamma_6 \times k \times l_1 \times J_6}{J_\Sigma \times \beta_1 \times \beta_2 \times \beta_3 \times \beta_4} \quad (5.35)$$

$$\beta_4 = \frac{l_5}{l_6} - \frac{l_1}{l_6} \times \frac{k \times J_5}{J_\Sigma \times \beta_1 \times \beta_2 \times \beta_3} \quad (5.36)$$

Tính β_4 :

$$\beta_4 = \frac{60}{55} - \frac{73}{55} \times \frac{0,98}{11 \times 0,95 \times 0,971 \times 0,96} = 0,95$$

$$X_6 = \frac{1,0,98,73}{11 \times 0,95 \times 0,971 \times 0,96 \times 0,95} = 7,7 \text{ (cm)}$$

$$l_7 = l_6 - X_6 = 55 - 7,7 = 47,3 \text{ (cm)}$$

Lấy $l_7 = 50 \text{ (cm)}$

Vậy $L_7 = 50 \times 2 + 10 = 110 \text{ (cm)}$

Tính toán như vậy tính lần lượt là l_8, l_9, l_{10}, l_{11}

45, 40, 35, 30, tính ra L lớn 100,90,80,70

- Tính độ cứng độ võng tĩnh và kiểm tra tần số dao động của nhíp

$$C = \frac{6E\alpha}{\sum_{k=1}^n a_{k+1}^3 (Y_k - Y_{k+1})} \quad (5.37)$$

- Trong đó α hằng số thực nghiệm, $\alpha = 0,85$

+ E môđun đàn hồi của vật liệu khi uốn $E = 2 \times 10^5 \text{ MN} / \text{m}^2$

$$a_k = l_1 - l_k$$

+ l_k chiều dài nửa lá nhíp thứ k

$$Y_k = \frac{l}{I_k}; Y_{n+1} = 0$$

$$I_1 = J_1, I_2 = J_1 + J_2, \dots$$

$$I_k = J_1 + J_2 = J_1 + \dots + J_k, \dots$$

+ $J_2, \dots, J_k, \dots, J_n$: mô men quán tính của tiết diện lá nhíp $J_k = \frac{b \times h_k^3}{12}$

Ta có bảng tính toán sau

Bảng 5.1. Tính toán từng lá nhíp

K	L(mm)	a_{k+1}	b	h_k	J_k	I_k	Y_k	$Y_k - Y_{k+1}$	$a_{k+1}^3 (Y_k - Y_{k+1})$
1	730	20	90	10	7500	7500	0,000133	0,000067	0,5
2	710	30	90	10	7500	15000	0,000066	0,000022	0,6
3	700	80	90	10	7500	22500	0,000044	0,000011	5,6
4	650	130	90	10	7500	30000	0,000033	0,000006	13,1
5	600	180	90	10	7500	37500	0,000026	0,000004	24
6	550	230	90	10	7500	45000	0,000022	0,000003	37
7	500	280	90	10	7500	52500	0,000019	0,000003	66
8	450	330	90	10	7500	60000	0,000016	0,000002	71
9	400	380	90	10	7500	67500	0,000014	0,000001	54
10	350	430	90	10	7500	75000	0,000013	0,000001	79
11	300	480	90	10	7500	82500	0,000012	0,000026	2875

- Độ cứng của nhíp là

$$C = \frac{6E\alpha}{\sum_{k=1}^n a_{k+1}^3 (Y_k - Y_{k+1})} = \frac{6 \times 2 \times 10^5 \times 10^6 \times 0,85 \times 10^{-3}}{3225} = 316210$$

- Tần số dao động thực tế

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C}{M}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{316210}{3316}} = 93 \text{ lần / phút} - \text{thỏa mãn yêu cầu}$$

- Như vậy các thông số kích thước của nhíp khá phù hợp về mặt độ cứng hay tần số dao động cho phép

- Độ võng tĩnh của nhíp đối với trường hợp nhíp đối xứng

$$f_t = \frac{z_t}{6E\alpha} \sum_{k=1}^n a_{k+1}^3 (Y_k - Y_{k+1}) = \frac{3316}{316210} = 0,0104 \text{ (m)}$$

5.6. Thiết kế nhíp sau chính và nhíp phụ

- Tải trọng đặt lên cả nhíp chính và nhíp phụ ở một bên hệ thống treo .
- Đối với xe tải nhíp sau $L_t = (0,35 \div 0,45) \times L$ L là chiều dài cơ sở của xe

$$L_t = (0,35 \div 0,45) \times 4592 = 1606 \div 2062$$

- Chọn $L_t = 1950 \text{ mm}$
- Khoảng cách bu lông ngàm nhíp = 100 mm

5.6.1. Nhíp sau chính

- Tải trọng tác dụng lên nhíp sau chính một bên nhíp là 70% suy ra $Z_c = 47040 \text{ N}$
- + Số lá nhíp $n = 16$
- + Chiều rộng $b = 100 \text{ mm}$
- + Chiều dày $h_1 = h_2 = \dots h_{11} = 11 \text{ mm}$
- Chiều rộng b và chiều dày h_k thỏa mãn : $6 < \frac{b}{h_k} = \frac{100}{11} = 9 < 10$
- + Hệ số phân bố ứng suất (γ) được theo kinh nghiệm.
- + Đối với bộ nhíp có hai lá trên cùng dài bằng nhau thì hệ số phân bố ứng suất được chọn như sau.
- + Lá 1 và 2 $\gamma_1 = \gamma_2 = 0,6 \div 0,8$; lá 3 $\gamma_3 = 0,9 \div 1$; các lá khác $\gamma = 1$
- + Tính chọn chiều dài các lá nhíp khi ta đã biết được chiều dài lá nhíp cái và hệ số phân bố ứng suất.
- + Do thiết kế bộ nhíp có hai lá trên cùng dài bằng nhau ($L_1 = L_2$) cho nên chúng ta bắt đầu tính từ lá nhíp thứ (3)

- Theo sơ đồ trên ta có:

$$l_1 = \frac{L}{2} - 0,5d = \frac{195}{2} - 5 \approx 93 \text{ (cm)}$$

- + d : đường kính của dầm cầu trước (khoảng cách giữa hai quang nhíp) $d = 10 \text{ cm}$.

- Ta có: ứng suất tại vị trí x của lá nhíp số 1

$$\sigma_{x_1} = \frac{(l_1 - l_2) \times P_1}{W_1} = \gamma_1 \times \sigma_1 \Rightarrow l_2 = l_1 - \frac{\lambda_1 \times \sigma_1 \times W_1}{P_1}$$

- Vì bộ nhíp có 2 lá nhíp trên cùng bằng nhau $l_1 = l_2$ nên

$$l_3 = l_1 - \frac{\gamma_1 \times \sigma_1 \times W_1 \times (h_1^3 + h_2^3)}{P_1 \times h_1^3} \quad (5.38)$$

a. Xác định chiều dài lá nhíp thứ 3 (L_3)

- Áp dụng công thức:

$$l_3 = l_1 - \frac{\gamma_1 \times \sigma_1 \times W_1 \times (h_1^3 + h_2^3)}{P_1 \times h_1^3}$$

- Trong đó:

+ h_1, h_2 : là chiều dày của lá thứ nhất và lá thứ hai (vì độ dày của các lá nhíp chọn bằng nhau, do đó $h_1 = h_2 = h$)

+ W_1 : Mô men chống uốn của lá nhíp:

$$W_1 = \frac{b \times h^2}{6} \quad (5.39)$$

+ P_1 : Lực tác dụng lên đầu lá nhíp chính :

$$P_1 = \frac{z}{2} \quad (5.40)$$

+ σ_1 : ứng suất của lá nhíp được tính như sau:

$$\sigma_1 = \frac{K \times P_1 \times l_1 \times h_{ci}}{J_\Sigma} \quad (5.41)$$

- Trong đó:

+ h_{ci} : Khoảng cách từ đường trung hoà của tiết diện gần mỗi lá nhíp đến tiết diện: là hình chữ nhật thì $h_{ci} = \frac{h_i}{2}$.

+ K : Hệ số ảnh hưởng của lá nhíp cuối cùng đến sự phân chia không đều ứng suất cho các lá nhíp khác, công thức kinh nghiệm tính (K) như sau:

$$K = \left(1 - \frac{\alpha_0 \times J_n}{J_\Sigma}\right) \times \frac{J_\Sigma}{J_\Sigma - J_n} \quad (5.42)$$

+ J_n : Mô men quán tính lá cuối cùng:

$$J_n = \frac{b \times h^3}{12} \quad (5.43)$$

+ α_0 : Hệ số xét đến sự gia tăng ứng suất trong lá nhíp cuối cùng thường lấy $\alpha_0 = (1,2 \div 1,3)$ chọn $\alpha_0 = 1,2$

- Từ công thức trên ta tính được :

$$k = \frac{n - \alpha_0}{n - 1} \quad (5.44)$$

- n: số lá nhíp trong một bộ n = 16 $\Rightarrow k = 0,98$

- Thay số vào ta sẽ tính được :

$$l_3 = l_1 - \frac{2 \times \gamma_1 \times l_1 \times k}{n} = 93 - \frac{2 \times 0,65 \times 93 \times 0,98}{16} = 85,5 \text{ (cm)}$$

- Ta chọn $l_3 = 90$

- Vậy chiều dài nhíp thứ 3 là : $L_3 = 90 \times 2 + 10 = 190 \text{ (cm)}$

b. Xác định chiều dài lá nhíp thứ 4.

- Áp dụng công thức

$$l_4 = l_3 - X_3 \quad (5.45)$$

Với

$$X_3 = \frac{\gamma_3 \times k \times l_1 \times J_3}{J_\Sigma \times \beta_1} \quad (5.46)$$

Trong đó

$$\beta_1 = \frac{l_2}{l_3} \times \left(1 - \frac{k \times J_2}{J_\Sigma}\right) \quad (5.47)$$

- Tính $\beta_1 = \frac{l_2}{l_3} \times \left(1 - \frac{k}{n}\right) = \frac{93}{90} \times \left(\frac{16 - 0,98}{16}\right) = 0,97$

$$X_3 = \frac{0,97 \times 0,98 \times 93}{16 \times 0,97} = 5,6 \text{ (cm)}$$

$$l_4 = l_3 - X_3 = 84,3 \text{ (cm)}$$

Chọn $l_4 = 85 \text{ (cm)}$

Vậy chiều dài lá nhíp thứ 4 là: $L_4 = 85 \times 2 + 10 = 180 \text{ (cm)}$

c. Xác định chiều dài lá nhíp thứ 5 (L_5)

- Áp dụng công thức:

$$l_5 = l_4 - X_4 \quad (5.48)$$

$$X_4 = \frac{\gamma_4 \times k \times l_1 \times J_4}{J_\Sigma \times \beta_1 \times \beta_2} \quad (5.49)$$

$$\beta_2 = \frac{l_3}{l_4} - \frac{l_1}{l_4} \times \frac{k \times J_3}{J_\Sigma \times \beta_1} \quad (5.50)$$

- Tính β_2

$$\beta_2 = \frac{90}{85} - \frac{93}{85} \times \frac{0,98}{16 \times 0,97} = 0,98$$

$$X_4 = \frac{1 \times 0,98 \times 93}{16 \times 0,97 \times 0,98} = 6 \text{ (cm)}$$

$$l_5 = l_4 - X_4 = 85 - 6 = 79 \text{ (cm)}$$

Chọn $l_5 = 80 \text{ (cm)}$

Vậy $L_5 = 80 \times 2 + 10 = 170 \text{ (cm)}$

d. Xác định chiều dài lá nhíp thứ 6 (L_6)

- Áp dụng công thức:

$$l_6 = l_5 - X_5 \quad (5.51)$$

$$X_5 = \frac{\gamma_5 \times k \times l_1 \times J_5}{J_\Sigma \times \beta_1 \times \beta_2 \times \beta_3} \quad (5.52)$$

$$\beta_3 = \frac{l_4}{l_5} - \frac{l_1}{l_5} \times \frac{k \times J_4}{J_\Sigma \times \beta_1 \times \beta_2} \quad (5.53)$$

- Tính β_3

$$\beta_3 = \frac{85}{80} - \frac{93}{80} \times \frac{0,98}{16 \times 0,97 \times 0,98} = 0,98$$

$$X_5 = \frac{1 \times 0,98 \times 93}{16 \times 0,97 \times 0,98 \times 0,98} = 6,1 \text{ (cm)}$$

$$l_6 = l_5 - X_5 = 73,9 \text{ (cm)}$$

Chọn $l_6 = 75 \text{ (cm)}$

Vậy $L_6 = 75 \times 2 + 10 = 160 \text{ (cm)}$

e. Xác định chiều dài của lá nhíp thứ 7 (L_7)

- Áp dụng công thức:

$$l_7 = l_6 - X_6 \quad (5.54)$$

Với

$$X_6 = \frac{\gamma_6 \times k \times l_1 \times J_6}{J_\Sigma \times \beta_1 \times \beta_2 \times \beta_3 \times \beta_4} \quad (5.55)$$

$$\beta_4 = \frac{l_5}{l_6} - \frac{l_1}{l_6} \times \frac{k \times J_5}{J_\Sigma \times \beta_1 \times \beta_2 \times \beta_3} \quad (5.56)$$

- Tính β_4 :

$$\beta_4 = \frac{80}{75} - \frac{93}{75} \times \frac{0,98}{16 \times 0,97 \times 0,98 \times 0,98} = 0,98$$

$$X_6 = \frac{1 \times 0,98 \times 93}{16 \times 0,97 \times 0,98 \times 0,98 \times 0,98} = 6,2 \text{ (cm)}$$

$$l_7 = l_6 - X_6 = 75 - 6,2 = 68,8 \text{ (cm)}$$

Lấy $l_7 = 70 \text{ (cm)}$

Vậy $L_7 = 70 \times 2 + 10 = 150 \text{ (cm)}$

Tính toán như vậy tính lần lượt là $l_8, l_9, l_{10}, l_{11}, l_{12}, l_{13}, l_{14}, l_{15}, l_{16}$

65,60,55,50,45,40,35,30,25, tính ra L lớn là 140,130,120,110,100,90,80,70,60.

5.6.2. Nhíp phụ sau

- Tải trọng tác dụng lên nhíp sau phụ một bên nhíp là 30% suy ra $Z_c = 20160 \text{ N}$

- Chọn $L_f = 1350 \text{ mm}$

+ Khoảng cách bu lông ngàm nhíp = 100 mm

+ Số lá nhíp $n = 9$

+ Chiều rộng $b = 90 \text{ mm}$

+ Chiều dày $h_1 = h_2 = \dots h_{11} = 11 \text{ mm}$

+ Chiều rộng b và chiều dày h_k thỏa mãn : $6 < \frac{b}{h_k} = \frac{90}{11} = 8 < 10$

+ Hệ số phân bố ứng suất (γ) được theo kinh nghiệm.

+ Đối với bộ nhíp có hai lá trên cùng dài bằng nhau thì hệ số phân bố ứng suất được chọn như sau.

+ Lá 1 và 2 $\gamma_1 = \gamma_2 = 0,6 \div 0,8$; lá 3 $\gamma_3 = 0,9 \div 1$; các lá khác $\gamma = 1$

+ Tính chọn chiều dài các lá nhíp khi ta đã biết được chiều dài lá nhíp cái và hệ số phân bố ứng suất.

+ Do thiết kế bộ nhíp có hai lá trên cùng dài bằng nhau ($L_1 = L_2$) cho nên chúng ta bắt đầu tính từ lá nhíp thứ (3)

- Theo sơ đồ trên ta có:

$$l_1 = \frac{L}{2} - 0,5d = \frac{135}{2} - 5 \approx 63 \text{ (cm)}$$

+ d : đường kính của dầm cầu trước (khoảng cách giữa hai quang nhíp) $d = 10 \text{ cm}$.

- Ta có: ứng suất tại vị trí x của lá nhíp số 1

$$\sigma_{x_1} = \frac{(l_1 - l_2) \times P_1}{W_1} = \gamma_1 \times \sigma_1 \Rightarrow l_2 = l_1 - \frac{\lambda_1 \times \sigma_1 \times W_1}{P_1}$$

- Vì bộ nhíp có 2 lá nhíp trên cùng bằng nhau $l_1 = l_2$ nên

$$l_3 = l_1 - \frac{\gamma_1 \times \sigma_1 \times W_1 \times (h_1^3 + h_2^3)}{P_1 \times h_1^3} \quad (5.57)$$

a. Xác định chiều dài lá nhíp thứ 3 (L_3)

- Áp dụng công thức:

$$l_3 = l_1 - \frac{\gamma_1 \times \sigma_1 \times W_1 \times (h_1^3 + h_2^3)}{P_1 \times h_1^3} \quad (5.58)$$

- Trong đó:

+ h_1, h_2 : là chiều dày của lá thứ nhất và lá thứ hai (vì độ dày của các lá nhíp chọn bằng nhau, do đó $h_1 = h_2 = h$)

+ W_1 : Mô men chống uốn của lá nhíp:

$$W_1 = \frac{b \times h^2}{6} \quad (5.59)$$

+ P_1 : Lực tác dụng lên đầu lá nhíp chính :

$$P_1 = \frac{z}{2} \quad (5.60)$$

+ σ_1 : ứng suất của lá nhíp được tính như sau:

$$\sigma_1 = \frac{K \times P_1 \times l_1 \times h_{ci}}{J_\Sigma} \quad (5.61)$$

- Trong đó:

+ h_{ci} : Khoảng cách từ đường trung hoà của tiết diện gần mỗi lá nhíp đến tiết diện: là hình chữ nhật thì

$$h_{ci} = \frac{h_i}{2} \quad (5.62)$$

+ K : Hệ số ảnh hưởng của lá nhíp cuối cùng đến sự phân chia không đều ứng suất cho các lá nhíp khác, công thức kinh nghiệm tính (K) như sau:

$$K = \left(1 - \frac{\alpha_0 \times J_n}{J_\Sigma}\right) \times \frac{J_\Sigma}{J_\Sigma - J_n} \quad (5.63)$$

+ J_n : Mô men quán tính lá cuối cùng:

$$J_n = \frac{b \times h^3}{12} \quad (5.64)$$

+ α_0 : Hệ số xét đến sự gia tăng ứng suất trong lá nhíp cuối cùng thường

lấy $\alpha_0 = (1,2 \div 1,3)$ chọn $\alpha_0 = 1,2$

- Từ công thức trên ta tính được :

$$k = \frac{n - \alpha_0}{n - 1} \quad (5.65)$$

+ n : số lá nhíp trong một bộ $n = 9 \Rightarrow k = 0,975$

- Thay số vào ta sẽ tính được :

$$l_3 = l_1 - \frac{2 \times \gamma_1 \times l_1 \times k}{n} = 63 - \frac{2 \times 0,65 \times 63 \times 0,975}{9} = 54,2 \text{ (cm)}$$

Ta chọn $l_3 = 55$

Vậy chiều dài nhíp thứ 3 là : $L_3 = 55 \times 2 + 10 = 120 \text{ (cm)}$

b. Xác định chiều dài lá nhíp thứ 4.

- Áp dụng công thức

$$l_4 = l_3 - X_3 \quad (5.66)$$

$$X_3 = \frac{\gamma_3 \times k \times l_1 \times J_3}{J_\Sigma \times \beta_1} \quad (5.67)$$

$$\beta_1 = \frac{l_2}{l_3} \times \left(1 - \frac{k \times J_2}{J_\Sigma}\right) \quad (5.68)$$

- Tính $\beta_1 = \frac{l_2}{l_3} \times \left(1 - \frac{k}{n}\right) = \frac{63}{55} \times \left(\frac{9 - 0,975}{9}\right) = 1,116$

$$X_3 = \frac{0,97 \times 0,975 \times 63}{9 \times 1,116} = 5,9 \text{ (cm)}$$

$$l_4 = l_3 - X_3 = 49 \text{ (cm)}$$

Chọn $l_4 = 50 \text{ (cm)}$

Vậy chiều dài lá nhíp thứ 4 là: $L_4 = 50 \times 2 + 10 = 110 \text{ (cm)}$

c. Xác định chiều dài lá nhíp thứ 5 (L_5)

- Áp dụng công thức:

$$l_5 = l_4 - X_4 \quad (5.69)$$

$$X_4 = \frac{\gamma_4 \times k \times l_1 \times J_4}{J_\Sigma \times \beta_1 \times \beta_2} \quad (5.70)$$

$$\beta_2 = \frac{l_3}{l_4} - \frac{l_1}{l_4} \times \frac{k \times J_3}{J_\Sigma \times \beta_1} \quad (5.71)$$

- Tính β_2

$$\beta_2 = \frac{55}{50} - \frac{63}{50} \times \frac{0,975}{9 \times 1,116} = 0,97$$

$$X_4 = \frac{1 \times 0,975 \times 63}{9 \times 1,116 \times 0,97} = 6,3 \text{ (cm)}$$

$$l_5 = l_4 - X_4 = 50 - 6,3 = 43,7 \text{ (cm)}$$

Chọn $l_5 = 45 \text{ (cm)}$

Vậy $L_5 = 45 \times 2 + 10 = 100 \text{ (cm)}$. Tính toán như vậy tính lần lượt là l_6, l_7, l_8, l_9

40,35,30,25 tính ra L lớn là 90,80,70,60

5.6.3. Tính độ võng tĩnh của nhíp chính và nhíp phụ

- Với sự phân bố này phải đảm bảo sao cho khi đầy tải thì nhíp chính vẫn đủ bền. Không có công thức tính trực tiếp giá trị này do đó ta phải dùng phương pháp thử nghĩa là giả thiết một trọng lượng nào đó đặt lên nhíp chính sau đó tính bền cho nhíp chính nếu không đủ bền thì phải giảm tải trọng ngược lại thì tăng lên. Trọng lượng này có thể tính từ việc chọn % tải trọng của xe tại thời điểm nhíp phụ bắt đầu làm việc

- Khi đó trọng lượng tác dụng lên hệ thống treo khi nhíp phụ bắt đầu làm việc

$$G'_c = G'_0 + \frac{a}{100} \times G' \quad (5.72)$$

- Trong đó

+ G'_0 là trọng lượng không tải tác dụng lên hệ thống treo

+ G' là trọng lượng của xe tác dụng lên hệ thống treo khi đầy tải

+ G'_c là trọng lượng do nhíp chính chịu

+ Ngoài ra khi đầy tải nhíp chính và nhíp phụ cùng chịu thêm tải trọng

$$G'_f = G'_t + G'_c \quad (5.73)$$

+ Biến dạng của nhíp phụ được tính

$$f_f = \frac{G'_f}{C_t} \quad (5.74)$$

+ Chú ý khi trị số a càng lớn thì xe càng êm nhưng nhíp dễ bị quá tải còn ngược lại nếu a quá nhỏ thì ưu điểm của nhíp 2 tầng sẽ bị giảm đi.

+ Chọn hệ số $a = 18 \%$

- Vậy từ công thức

$$G'_c = G'_0 + \frac{a}{100} \times G' \quad (5.75)$$

- Trong đó $G'_0 = Z'_{t2} = 11190$

+ Thay số vào ta có

$$G'_c = 11190 + 0,18 \times 260072 = 58002$$

$$G'_f = G'_t - G'_c = 260072 - 58002 = 202069 \text{ N}$$

- Đây là tải trọng mà nhíp chính và nhíp phụ cùng chịu

- Lập bảng tính toán với nhíp phụ ta có

Bảng 5.2. Tính toán từng lá nhíp phụ

K	L(mm)	a_{k+1}	b	h_k	J_k	I_k	Y_k	$Y_k - Y_{k+1}$	$a_{k+1}^3 (Y_k - Y_{k+1})$
1	630	20	90	11	9982	9982	0,000100	0,000050	0,4
2	610	80	90	11	9982	19965	0,000050	0,000005	0,3
3	550	130	90	11	9982	29946	0,000045	0,000008	8
4	500	180	90	11	9982	39928	0,000037	0,000005	10
5	450	230	90	11	9982	49910	0,000032	0,000004	15
6	400	280	90	11	9982	59892	0,000028	0,000002	17
7	350	330	90	11	9982	69874	0,000014	0,000002	25
8	300	380	90	11	9982	79856	0,000012	0,000002	45
9	250	430	90	11	9982	89838	0,000011	0,000011	412

- Thay số vào ta có

$$C = \frac{6E\alpha}{\sum_{k=1}^n a_{k+1}^3 (Y_k - Y_{k+1})} = \frac{6 \times 2 \times 10^5 \times 10^6 \times 0,85 \times 10^{-3}}{532} = 1917293$$

Lập bảng tính toán nhíp chính ta có :

Bảng 5.3. Tính toán từng lá nhíp chính

K	L(mm)	a_{k+1}	b	h_k	J_k	I_k	Y_k	$Y_k - Y_{k+1}$	$a_{k+1}^3 (Y_k - Y_{k+1})$
1	930	20	100	11	11091	11091	0,00009 0	0,00004 5	0,36
2	910	30	100	11	11091	22182	0,00004 5	0,00001 5	0,4
3	900	80	100	11	11091	33273	0,00003 0	0,00008	17
4	850	13 0	100	11	11091	44364	0,00002 2	0,00001	21
5	800	18 0	100	11	11091	55455	0,00001 8	0,00001	38
6	750	23 0	100	11	11091	66546	0,00001 5	0,00001	54
7	700	28 0	100	11	11091	77637	0,00001 2	0,00003	76
8	650	33 0	100	11	11091	88728	0,00001 1	0,00005	84
9	600	38 0	100	11	11091	99819	0,00001 0	0,00007	96
1 0	550	43 0	100	11	11091	110910	0,00000 9	0,00004	112
1 1	500	48 0	100	11	11091	122001	0,00000 8	0,00005	125
1 2	450	53 0	100	11	11091	133092	0,00000 7	0,00007	139
1 3	400	58 0	100	11	11091	144183	0,00000 6	0,00004	152
1 4	350	63 0	100	11	11091	155274	0,00000 5	0,00005	178
1 5	300	68 0	100	11	11091	166365	0,00000 4	0,00004	183

Nhóm sinh viên thực hiện: Trần Anh Tuấn

Hướng dẫn: TS. Lưu Đức Lịch

Võ Sỹ Tiên

Hoàng Trung Hiếu

Lê Kim Huy

1	250	73	100	11	11091	177456	0,00000	0,00001	1450
6		0					6		

- Tính độ cứng nhíp chính theo công thức

$$C = \frac{6E\alpha}{\sum_{k=1}^n a_{k+1}^3 (Y_k - Y_{k+1})} = \frac{6 \times 2 \times 10^5 \times 10^6 \times 0,85 \times 10^{-3}}{2725} = 374311$$

- Sau khi tính được độ cứng của nhíp chính và nhíp phụ ta có độ cứng của hệ thống là

$$C_t = C_1 + C_2 \quad (5.76)$$

- Trong đó

+ C_1 là độ cứng nhíp phụ

+ C_2 là độ cứng nhíp chính

- Do đó ta có

$$C_t = 1917293 + 374311 = 2291640$$

- Sau khi tính được độ cứng của nhíp ta tính độ võng của nhíp chính và nhíp phụ

$$f_t = \frac{G}{C} = \frac{260072}{2300000} = 0,11 \text{ m} = 11 \text{ cm}$$

Vậy ta có tần số dao động của nhíp :

$$n = \frac{300}{\sqrt{f}} = \frac{300}{\sqrt{11}} \approx 91 \text{ (l/ph)}$$

- Kết luận

- Qua phần kiểm nghiệm trên ta thấy hệ thống treo sau thỏa mãn điều kiện êm dịu trong khi làm việc khi đã tăng tải . Tần số dao động cho phép xe tải thuộc 80-120 (l/ph)

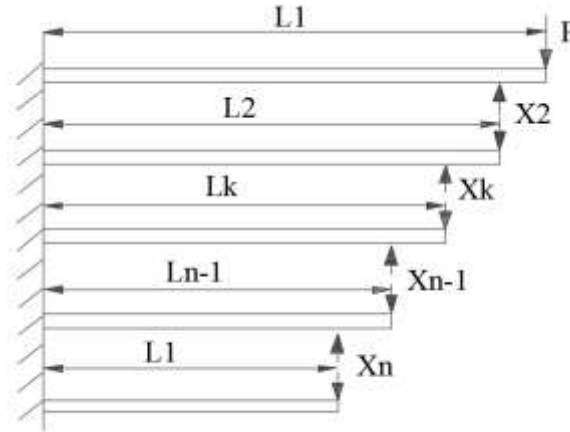
5.6.4. Tính toán kiểm tra bền của lá nhíp

A. Tính toán cho nhíp trước

- Khi tính toán chỉ tính cho 1/2 lá nhíp nên có các giả thiết:

- Coi nhíp là loại 1/4 elíp với 1 đầu được gắn chặt, một đầu chịu lực

- Bán kính cong của các lá nhíp bằng nhau, các lá nhíp chỉ tiếp xúc với nhau ở các đầu mút và lực chỉ truyền qua các đầu mút.
- Biến dạng ở vị trí tiếp xúc giữa 2 lá nhíp cạnh nhau thì bằng nhau.



Hình 5.2. Sơ đồ tính bền nhíp

- Ta coi 2 lá nhíp 1 và 2 là một lá như phần tính toán trước.
- Tại điểm B biến dạng lá thứ 2 và lá thứ 3 bằng nhau. Tương tự tại điểm S biến dạng lá thứ k-1 và lá thứ k bằng nhau.
- Biểu thức biến dạng của các lá nhíp khi chịu phản lực như sau:

$$f = \frac{P \times l^3}{3 \times E \times J} \quad (5.77)$$

- Sử dụng công thức trên để tính biểu thức biến dạng tại các điểm tiếp xúc giữa 2 lá nhíp và cho chúng bằng nhau từng đôi một ta sẽ đi đến 1 hệ n-1 phương trình với n-1 ẩn là các giá trị X_2, \dots, X_n .
- Hệ phương trình đó như sau :

$$A_2 P + B_2 X_2 + C_3 X_3 = 0$$

$$A_3 X_2 + B_3 X_3 + C_3 X_4 = 0$$

.....

$$A_n X_{n-1} + B_n X_n = 0$$

- Trong đó :

$$A_k = \frac{J_k}{2J_{k-1}} \left(\frac{3l_{k-1}}{l_k} - 1 \right) \quad (5.78)$$

$$B_k = - \left(1 + \frac{J_k}{J_{k-1}} \right) \quad (5.79)$$

$$C_k = \frac{1}{2} \times \left(\frac{l_{k+1}}{l_k} \right)^3 \times \left(\frac{3l_k}{l_{k+1}} - 1 \right) \quad (5.80)$$

+ l_k - chiều dài tính toán từ quang nhíp đến đầu mút lá nhíp

+ J_k mô men quán tính của các tiết diện lá nhíp

$$J_k = \frac{b \times h_k^3}{12} \quad (5.81)$$

Bảng 5.4. Lập bảng tính toán

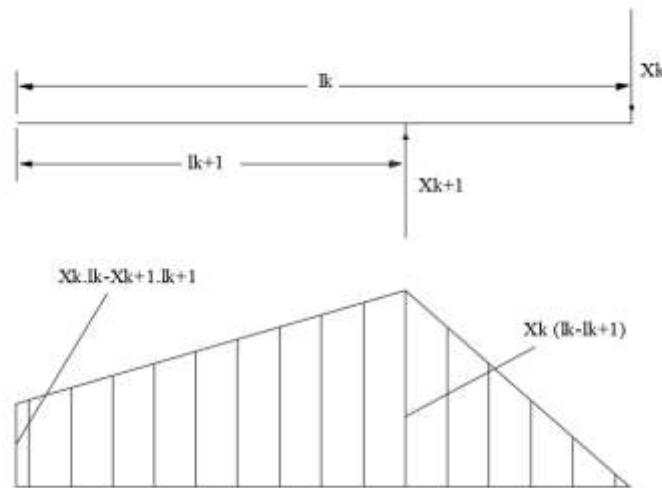
K	l_k (mm)	J_k (mm ⁴)	A_k	B_k	C_k
1	730	6430	0	0	0
2	710	7500	1,216	-2,1664	0,978
3	700	7500	1,583	-2,166	0,829
4	650	7500	1,525	-2,000	0,972
5	600	7500	1,615	-2,000	0,950
6	550	7500	1,625	-2,000	0,917
7	500	7500	1,500	-2,000	1,023
8	450	7500	1,833	-2,000	0,997
9	400	7500	1,938	-2,000	0,955
10	350	7500	2,071	-2,000	0,882
11	300	7500	2,167	-2,000	0

Ta có hệ phương trình :

$$\begin{aligned}
 &1,216 \times 8887,5 - 2.166x_2 + 0,829x_3 = 0 \\
 &1,167x_1 - 2,000x_2 + 0,834x_3 = 0 \\
 &1,183x_2 - 2,000x_3 + 0,972x_4 = 0 \\
 &1,214x_3 - 2,000x_4 + 0,950x_5 = 0 \\
 &1.255x_4 - 2.000x_5 + 0.917x_6 = 0 \\
 &1.313x_5 - 2.000x_6 + 1.000x_7 = 0 \\
 &1.500x_6 - 2.000x_7 + 1.023x_8 = 0 \\
 &1.667x_7 - 2.000x_8 + 0.997x_9 = 0 \\
 &1.875x_8 - 2.000x_9 + 0.955x_{10} = 0 \\
 &2.143x_9 - 2.000x_{10} + 0.882x_{11} = 0 \\
 &2x_{10} - 2x_{11} = 0
 \end{aligned}$$

- Giải phương trình trên bằng phương pháp thế lần lượt từ dưới lên trên ta được kết quả

k	2	3	4	5	6	7	8	9	10
X _k (N)	8400	8400	8400	8400	8400	8400	8400	8400	8400



Hình 5.3. Xác định ứng suất

- Mô men tại điểm A :

$$M_A = X_k (l_k - l_{k+1}) \quad (5.82)$$

- Mô men tại điểm B :

$$M_B = X_k l_k - X_{k+1} l_{k+1} \quad (5.83)$$

- Mô men chống uốn :

$$W = \frac{bh^2}{6} \quad (5.84)$$

- Mô men chống uốn tại tiết diện tính toán :

- Đối với 2 lá nhíp cái $W_{u1} = \frac{mbh_k^2}{6} = \frac{2 \times 9 \times 1^2}{6} = 3(cm^3)$

- Đối với các nhíp còn lại $W_u = \frac{mbh_k^2}{6} = \frac{9 \times 1^2}{6} = 1,5(cm^3)$

Bảng 5.5. Giá trị ứng suất sinh ra trong các lá nhíp

stt	$l_k (cm)$	$X (N)$	$W_u (cm^3)$	$M_B (Ncm)$	$\sigma_B (N / cm^2)$	$M_A (Ncm)$	$\sigma_A (N / cm^2)$
1	73	8400	3	16800	11200	16800	11200
2	71	8400	1,5	8400	5600	8400	5600
3	70	8400	1,5	42000	28000	42000	28000
4	65	8400	1,5	42000	28000	42000	28000
5	60	8100	1,5	42000	28000	42000	28000
6	55	8400	1,5	42000	28000	42000	28000
7	50	8400	1,5	42000	28000	42000	28000
8	45	8400	1,5	42000	28000	42000	28000
9	40	8400	1,5	42000	28000	42000	28000
10	35	8400	1,5	42000	28000	42000	28000
11	30	8400	1,5	0	0	0	0

- Với vật liệu nhíp là Thép dụng cụ hợp kim – SK85, ứng suất cho phép bằng 28000(N/cm²) →nhíp đủ bền

B. Tính toán cho nhíp sau chính và nhíp phụ

- Tương tự như nhíp trước ta có thông số bảng nhíp chính

$$A_k = \frac{J_k}{2J_{k-1}} \left(\frac{3l_{k-1}}{l_k} - 1 \right), \quad B_k = - \left(1 + \frac{J_k}{J_{k-1}} \right), \quad C_k = \frac{1}{2} \left(\frac{l_{k+1}}{l_k} \right)^3 \left(\frac{3l_k}{l_{k+1}} - 1 \right)$$

Bảng 5.6. Lập bảng tính toán

K	l_k (mm)	J_k (mm ⁴)	A_k	B_k	C_k
1	930	10537	0	0	0
2	910	11091	1,087	-2,0525	0,978
3	900	11091	1,016	-2,000	0,829
4	850	11091	1,088	-2,000	0,972
5	800	11091	1,093	-2,000	0,950
6	750	11091	1,100	-2,000	0,917
7	700	11091	1,107	-2,000	1,023
8	650	11091	1,115	-2,000	0,997
9	600	11091	1,125	-2,000	0,955
10	550	11091	1,136	-2,000	0,882
11	500	11091	1,150	-2,000	0,875
12	450	11091	1,166	-2,000	0,864
13	400	11091	1,187	-2,000	0,863
14	350	11091	1,214	-2,000	0,787
15	300	11091	1,215	-2,000	0,752
16	250	11091	1,300	-2,000	0

- Mô men tại điểm A :

$$M_A = X_k (l_k - l_{k+1}) \quad (5.85)$$

- Mô men tại điểm B :

$$M_B = X_k l_k - X_{k+1} l_{k+1} \quad (5.86)$$

- Mô men chống uốn :

$$W = \frac{bh^2}{6} \quad (5.87)$$

- Mô men chống uốn tại tiết diện tính toán :

- Đối với 2 lá nhíp cái $W_{u1} = \frac{mbh_k^2}{6} = \frac{2 \times 10 \times 1,1^2}{6} = 4(\text{cm}^3)$

- Đối với các nhíp còn lại $W_u = \frac{mbh_k^2}{6} = \frac{10 \times 1,1^2}{6} = 2,01(\text{cm}^3)$

Bảng 5.7. Giá trị ứng suất sinh ra trong các lá nhíp

stt	l_k (cm)	X (N)	W_u (cm ³)	M_B (Ncm)	σ_B (N / cm ²)	M_A (Ncm)	σ_A (N / cm ²)
1	93	4500	4	16800	4200	9000	2250
2	91	4500	2,01	8400	4179	4500	2238
3	90	4500	2,01	22500	11194	22500	11194
4	85	4500	2,01	22500	11194	22500	11194
5	80	4500	2,01	22500	11194	22500	11194
6	75	4500	2,01	22500	11194	22500	11194
7	70	4500	2,01	22500	11194	22500	11194
8	65	4500	2,01	22500	11194	22500	11194
9	60	4500	2,01	22500	11194	22500	11194
10	55	4500	2,01	22500	11194	22500	11194
11	50	4500	2,01	22500	11194	22500	11194
12	45	4500	2,01	22500	11194	22500	11194
13	40	4500	2,01	22500	11194	22500	11194
14	35	4500	2,01	22500	11194	22500	11194
15	30	4500	2,01	22500	11194	22500	11194
16	25	4500	2,01	0	0	0	0

- Với vật liệu nhíp là Thép dụng cụ hợp kim – SK85, ứng suất cho phép bằng 11194(N/cm²) →nhíp đủ bền

Bảng 5.8. Thông số bảng nhíp sau phụ

K	l _k (mm)	J _k (mm ⁴)	A _k	B _k	C _k
1	630	9427	0	0	0.9524
2	610	9982	1,1109	-2.0589	0.8529
3	550	9982	1,1636	-2	0.864
4	500	9982	1,15	-2	0.8505
5	450	9982	1,1667	-2	0.834
6	400	9982	1,1875	-2	0.8135
7	350	9982	1,2143	-2	0.7872
8	300	9982	1,25	-2	0.7523
9	250	9982	1,3	-2	0

$$A_k = \frac{J_k}{2J_{k-1}} \left(\frac{3l_{k-1}}{l_k} - 1 \right) \quad (5.88)$$

$$B_k = - \left(1 + \frac{J_k}{J_{k-1}} \right) \quad (5.89)$$

$$C_k = \frac{1}{2} \left(\frac{l_{k+1}}{l_k} \right)^3 \left(\frac{3l_k}{l_{k+1}} - 1 \right) \quad (5.90)$$

- Ta có hệ phương trình

- Mô men tại điểm A :

$$M_A = X_k (l_k - l_{k+1}) \quad (5.91)$$

- Mô men tại điểm B :

$$M_B = X_k l_k - X_{k+1} l_{k+1} \quad (5.92)$$

- Mô men chống uốn :

$$W = \frac{bh^2}{6} \quad (5.93)$$

- Mô men chống uốn tại tiết diện tính toán :

- Đối với 2 lá nhíp cái $W_{u1} = \frac{mbh_k^2}{6} = \frac{2 \times 10 \times 1,1^2}{6} = 4(\text{cm}^3)$

- Đối với các nhíp còn lại $W_u = \frac{mbh_k^2}{6} = \frac{10 \times 1,1^2}{6} = 2,01(\text{cm}^3)$

Bảng 5.9. Giá trị ứng suất sinh ra trong các lá nhíp

stt	l_k (cm)	X (N)	W_u (cm ³)	M_B (Ncm)	σ_B (N / cm ²)	M_A (Ncm)	σ_A (N / cm ²)
1	93	4395	4	8790	2197	8790	2197
2	91	4395	2,01	4395	2186	4395	2186
3	90	4395	2,01	21975	10932	21975	10932
4	85	4395	2,01	21975	10932	21975	10932
5	80	4395	2,01	21975	10932	21975	10932
6	75	4395	2,01	21975	10932	21975	10932
7	70	4395	2,01	21975	10932	21975	10932
8	65	4395	2,01	21975	10932	21975	10932
9	60	4395	2,01	0	0	0	0

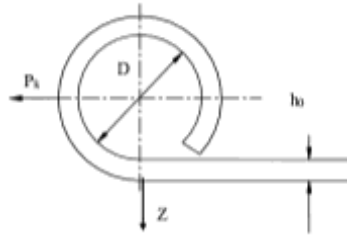
- Với vật liệu nhíp là Thép dụng cụ hợp kim – SK85, ứng suất cho phép bằng 10932(N/cm²) →nhíp đủ bền

5.6.5. Tính bền tại nhíp trước

- Sơ đồ tính bền tại nhíp được biểu diễn trên hình bên

$$M_A = X_k (l_k - l_{k+1}) \quad (5.94)$$

$$M_B = X_k l_k - X_{k+1} l_{k+1} \quad (5.95)$$



Hình 5.4. Sơ đồ tai nhíp trước

- Trong đó D là đường kính trong của tai nhíp chọn D=70mm
- Ho là chiều dày của lá nhíp ho= 10mm
- B chiều rộng lá nhíp b = 90 mm
- Tai nhíp chịu tác dụng của lực kéo Pk hay lực phanh Pp trị số của lực này được xác định theo công thức sau

$$P_{k \max} = P_{p \max} = \varphi \times Z_{bx} \quad (5.96)$$

- Trong đó :

+ φ hệ số bám lấy $\varphi = 0,7$

+ Z_{bx} phản lực đường lên bánh xe $Z_{bx} = 28200 \text{ N}$

$$P_{k \max} = 0,7 \times 28200 = 19740 \text{ N}$$

- Ứng suất uốn ở tai nhíp là :

$$\sigma_{uon} = \frac{M_u}{W_u}; W_u = \frac{2 \times b \times h^2}{6}; M_u = P \times \frac{D + 2 \times h}{2} \quad (5.97)$$

$$\sigma_{uon} = \frac{6 \times P \times (D + 2 \times h)}{4 \times b \times h^2} = \frac{6 \times 19740 \times (70 + 2 \times 10)}{4 \times 90 \times 10^2} = 296 \text{ N / mm}^2$$

- Ứng suất nén (hoặc kéo) ở tai nhíp là :

$$\sigma_{nen} = \frac{P_{k \max}}{2 \times b \times h_0} = \frac{19740}{2 \times 90 \times 10} = 10,9 \text{ N / mm}^2$$

- Ứng suất tổng hợp ở tai nhíp

$$\sigma_{th} = \sigma_{uon} + \sigma_{nen} = 296 + 10,9 = 306,9 \text{ N / mm}^2$$

- Ứng suất tổng hợp cho phép

$$[\sigma_{th}] = 500 \text{ MN} / \text{m}^2 = 500 \text{ N} / \text{mm}^2 \Rightarrow \sigma_{th} < [\sigma_{th}] \text{ vậy tai nhíp đủ bền}$$

5.6.6. Tính kiểm tra chốt nhíp trước

- Đường kính chốt nhíp được chọn bằng đường kính trong danh nghĩa của tai nhíp

$$D_{chốt} = 70 \text{ mm}$$

- Chọn vật liệu chế tạo chốt nhíp là thép cacbon cao có thành phần cacbon (38CrNiMo4)

- Ứng suất chèn dập cho phép

$$[\sigma_{chèn dáp}] = 6 \div 8 \text{ N} / \text{mm}^2$$

- Kiểm nghiệm theo ứng suất chèn dập :

$$\sigma_{chèn dáp} = \frac{\sqrt{Z^2 + P^2}}{Db} = \frac{\sqrt{28200^2 + 19740^2}}{70 \times 90} = 5,4 \text{ N} / \text{mm}^2$$

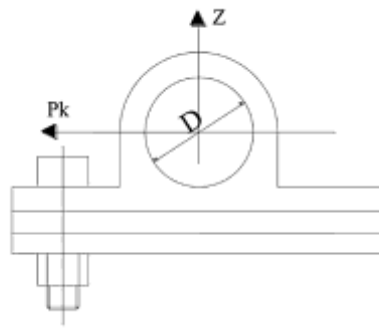
- Kiểm nghiệm theo ứng suất cắt

$$\sigma_{chèn dáp} = \frac{\sqrt{Z^2 + P^2}}{2 \times b \times h} = \frac{\sqrt{28200^2 + 19740^2}}{2 \times 90 \times 10} = 19,12 \text{ N} / \text{mm}^2$$

- Ứng suất chèn dập và ứng suất cắt sinh ra nhỏ hơn ứng suất cho phép của vật liệu Vậy chốt đảm bảo đủ bền

5.6.7. Tính bền tai nhíp sau

- Sơ đồ tính bền tai nhíp được biểu diễn trên hình bên



Hình 5.5. Sơ đồ tai nhíp sau

- Trong đó D là đường kính trong của tai nhíp chọn $D = 7 \text{ mm}$

+ H_o là chiều dày của lá nhíp $h_o = 11 \text{ mm}$

+ $\varphi = 0,7$ chiều rộng lá nhíp $b = 100 \text{ mm}$

- Tại nhíp chịu tác dụng của lực kéo P_k hay lực phanh P_p trị số của lực này được xác định theo công thức sau

$$P_{k \max} = P_{p \max} = \varphi \times Z_{bx} \quad (5.98)$$

- Trong đó :

+ φ hệ số bám lấy $\varphi = 0,7$

+ Z_{bx} phản lực đường lên bánh xe $Z_{bx} = 39240 \text{ N}$

$$P_{k \max} = 0,7 \times 39240 = 27468 \text{ N}$$

+ Ứng suất uốn ở tai nhíp là :

$$\sigma_{uon} = \frac{M_u}{W_u}; W_u = \frac{2 \times b \times h^2}{6}; M_u = P \times \frac{D + 2 \times h}{2} \quad (5.99)$$

$$\sigma_{uon} = \frac{6 \times P \times (D + 2 \times h)}{4 \times b \times h^2} = \frac{6 \times 39240 \times (70 + 2 \times 11)}{4 \times 100 \times 11^2} = 447 \text{ N / mm}^2$$

+ Ứng suất nén (hoặc kéo) ở tai nhíp là :

$$\sigma_{nen} = \frac{P_{k \max}}{2 \times b \times h_o} = \frac{27468}{2 \times 100 \times 11} = 12,48 \text{ N / mm}^2$$

+ Ứng suất tổng hợp ở tai nhíp

$$\sigma_{th} = \sigma_{uon} + \sigma_{nen} = 447 + 12,48 = 459,48 \text{ N / mm}^2$$

+ Ứng suất tổng hợp cho phép

$$[\sigma_{th}] = 500 \text{ MN / m}^2 = 500 \text{ N / mm}^2 \Rightarrow \sigma_{th} < [\sigma_{th}] \text{ vậy tai nhíp đủ bền}$$

5.6.8. Tính kiểm tra chốt nhíp trước

- Đường kính chốt nhíp được chọn bằng đường kính trong danh nghĩa của tai nhíp

$$D_{chot} = 70 \text{ mm}$$

Chọn vật liệu chế tạo chốt nhíp là thép cacbon cao có thành phần cacbon (38CrNiMo4)

+ Ứng suất chèn dập cho phép

$$[\sigma_{chendap}] = 6 \div 8 \text{ N / mm}^2$$

+ Kiểm nghiệm theo ứng suất chèn dập :

$$\sigma_{chendap} = \frac{\sqrt{Z^2 + P^2}}{Db} = \frac{\sqrt{41300^2 + 28910^2}}{70 \times 100} = 7,2 \text{ N/mm}^2$$

+ Kiểm nghiệm theo ứng suất cắt

$$\sigma_{chendap} = \frac{\sqrt{Z^2 + P^2}}{2 \times b \times h} = \frac{\sqrt{39240^2 + 27468^2}}{2 \times 100 \times 11} = 21,7 \text{ N/mm}^2$$

- Ứng suất chèn dập và ứng suất cắt sinh ra nhỏ hơn ứng suất cho phép của vật liệu .Vậy chốt đảm bảo đủ bền

5.7. Thiết kế giảm chấn

5.7.1. Thiết kế tính toán giảm chấn

- Bộ phận giảm chấn của hệ thống treo ô tô thường là các giảm chấn thủy lực (có thể là giảm chấn ống hoặc giảm chấn đòn).

- Tính toán thiết kế giảm chấn là xác định các kích thước cơ bản của giảm chấn, xác định các tiết diện của lỗ tiết lưu dầu và xác định các thông số của van thông và van giảm tải.

- Sau khi đã xác định được các thông số của giảm chấn tiến hành xây dựng đường đặc tính của giảm chấn và kiểm tra sự làm việc của giảm chấn theo chế độ nhiệt.

- Thông số ban đầu để thiết kế giảm chấn là hệ số dập tắt dao động h_0 của khối lượng phần treo.

a. Xác định các kích thước cơ bản của giảm chấn.

- Thiết kế giảm chấn được bắt đầu từ việc chọn các kích thước cơ bản của nó. Kích thước cơ bản của giảm chấn là đường kính xi lanh công tác d_x và hành trình dịch chuyển của pít tông H_p . Hành trình dịch chuyển của pít tông thường được xác định theo điều kiện bố trí chung khi thiết kế hệ thống treo, thông thường hành trình dịch chuyển của pít tông nhỏ hơn $(7 \div 8)d_x$

- Trong hệ thống treo phụ thuộc việc chọn H_p phụ thuộc chủ yếu vào tổng biên dạng của bộ phận đàn hồi. Giảm chấn trong hệ thống treo này thường được bố trí nghiêng một góc so với đường thẳng còn hành trình pít tông của nó thường xấp xỉ gấp hai lần hành trình pít tông của giảm chấn trong hệ thống treo độc lập.

- Chọn đường kính xi lanh công tác $d_x = 40 \text{ mm}$.

- Hành trình dịch chuyển của pít tông $H_p = 200 \text{ mm}$.

- Theo sơ đồ chiều dài của giảm chấn trong hành trình nén là:

$$L_n = L_k + H_p \quad (5.100)$$

- Trong đó:

+ L_k - Chiều dài kết cấu của giảm chấn và $L_k = \sum L_i$

+ L_n - Chiều dài cụm n của giảm chấn.

- Chiều dài các cụm giảm chấn có thể chọn như sau:

- Chiều dài tổng thể giảm chấn trong thiết kế

$$L_y = (0,75 \div 1,50) \times d_x \quad (5.101)$$

$$\text{Chọn } L_y = 1,5 \times d_x = 1,5 \times 40 = 60 \text{ (mm)}$$

- Phần chuyển tiếp cổ ống

$$L_c = (0,4 \div 0,9) \times d_x \quad (5.102)$$

$$\text{Chọn } L_c = 0,8 \times d_x = 0,8 \times 40 = 32 \text{ (mm)}$$

- Đoạn trượt của giảm chấn

$$L_o = (0,75 \div 1,10) \times d_x \quad (5.103)$$

$$\text{Chọn } L_o = 1,0 \times d_x = 1,0 \times 40 = 40 \text{ (mm)}$$

- Phần lắp/thân nối dài thêm

$$L_m = (1,1 \div 1,5) \times d_x \quad (5.104)$$

$$\text{Chọn } L_m = 1,5 \times d_x = 1,5 \times 40 = 60 \text{ (mm)}$$

- Vậy $L_k = L_y + L_c + L_o + L_m = 60 + 40 + 32 + 60 = 192 \text{ (mm)}$

- Ta có $L_n = L_k + H_p = 192 + 200 = 392 \text{ (mm)}$

- Đường kính đòn đẩy pít tông và đường kính các xi lanh được tính toán như sau:

$$d_d = (0,4 \div 0,6) \times d_x \quad (5.105)$$

+ Chọn $d_d = 0,4 \times d_x = 0,4 \times 40 = 16 \text{ (mm)}$

$$d_1 = 1,1 \times d_x = 1,1 \times 40 = 44 \text{ (mm)}$$

$$D_1 = (1,25 \div 1,50) \times d_x \quad (5.106)$$

+ Chọn $D_1 = 1,35 \times d_x = 1,35 \times 40 = 54 \text{ (mm)}$

$$D = 1,1 \times D_1 = 1,1 \times 50 = 59,4 \text{ (mm)}$$

b. Xác định cỡ tiết lưu dầu.

- Để tính được cỡ tiết lưu dầu cần phải xác định hệ số cản của giảm chấn trong hành trình nén và hành trình trả.

- Hệ số cản của giảm chấn quy dẫn về bánh xe xác định theo công thức sau:

$$K = h_0 \times M \quad (5.107)$$

- Trong đó:

+ K - hệ số cản quy dẫn về bánh xe của một giảm chấn.

+ h_0 - hệ số dập tắt dao động của khối lượng phần treo.

+ M - khối lượng phần treo phân bố lên một giảm chấn.

- Với giảm chấn trước:

$$k_1 = 2,788 \times \frac{3360}{2} = 4683 \text{ (N / m)}$$

- Hệ số cản của một giảm chấn được xác định

$$K_{a1} = K_1 \times \frac{i^2}{\cos^2 \alpha} \quad (5.108)$$

$$K_{a1} = 4683 \times \frac{1^2}{\cos^2 30^\circ} = 6245 \text{ (N / m)}$$

- Trong đó :

+ K_{a1} - hệ số cản của một giảm chấn treo trước.

+ i - tỉ số truyền bố trí giảm chấn; Chọn $i = 1$.

+ α - góc nghiêng của giảm chấn trước so với đường thẳng đứng; Chọn $\alpha = 30^\circ$

- Chọn tỷ số giữa các hệ số cản của giảm chấn trong hành trình trả và hành trình nén.

$$\frac{K_{at1}}{K_{an1}} = 3 \div 5$$

- Chọn $\frac{K_{at1}}{K_{an1}} = 3$ và coi hệ số cản của giảm chấn $K_{a1} = \frac{K_{an1} + K_{at1}}{2}$ có thể xác định các hệ số của giảm chấn trong mỗi hành trình

$$K_{an} = \frac{K_{at}}{2} = \frac{6245}{2} = 3122 \text{ (N / m)}$$

$$K_{ar1} = 3 \times K_{an1} = 3 \times 3122 = 9367 \text{ (N / m)}$$

- Vận tốc tính toán của giảm chấn $V_p = (0,2 \div 0,3) \text{ m / s}$
- Chọn $V_p = 0,25 \text{ (m / s)}$
- Xác định tiết diện lỗ tiết lưu dầu của giảm chấn.

$$S = \frac{Q}{\mu_o} \times \sqrt{\frac{\gamma}{2 \times 10^3 \times q \times g}} \quad (5.109)$$

- Trong đó:
 - + S - tiết diện lỗ tiết lưu dầu của giảm chấn.
 - + μ_o - hệ số lưu lượng $\mu_o = 0,60 \div 0,75$, chọn $\mu_o = 0,65$
 - + γ - trọng lượng riêng của dầu G/cm^3
 - + q - áp suất dầu KG / cm^2
 - + g - gia tốc trọng trường $g = 981 \text{ cm / s}^2$
 - + Q - lưu lượng dầu qua các lỗ tiết lưu của giảm chấn cm^3 / s .
- Trong hành trình nén.

$$Q = Q_n = F_d \times V_p \quad (5.110)$$

- + Q_n - lưu lượng dầu ở hành trình nén.
- + F_d - diện tích đòn bẩy pít tông.

$$F_d = \pi \times \frac{d_d^2}{4} = 3,14 \times \frac{16^2}{4} = 200,96 \text{ (mm}^2) = 2,0096 \text{ (cm}^2)$$

$$Q = 2,0096 \times 25 = 50,24 \text{ (cm}^3 / \text{s)}$$

$$q = q_n = \frac{K_{an} \times V_p}{F_d} = \frac{31,22 \times 25}{2,0096} = 388 \text{ (KG / cm}^2)$$

- + q_n - áp suất dầu ở khoang trên hoặc khoang dưới pít tông giảm chấn trong hành trình nén.
- + K_{an} - hệ số cản của giảm chấn trong hành trình nén.

$$\text{Vậy } S = \frac{50,24}{0,65} \times \sqrt{\frac{0,87}{2 \times 10^3 \times 388 \times 981}} = 0,002612 \text{ (cm}^2\text{)}$$

- Trong hành trình trả.

$$Q = Q_t = (F_p - F_d) \times V_p \quad (5.111)$$

- Trong đó :

+ Q_t - lưu lượng dầu ở hành trình trả.

$$+ F_p - \text{diện tích pít tông } F_p = \pi \times \frac{d_x^2}{4} = 3,14 \times \frac{40^2}{4 \times 100} = 12,56 \text{ (cm}^2\text{)}$$

$$Q = (12,56 - 2,0096) \times 25 = 211,12 \text{ (cm}^3 / \text{s)}$$

$$q = q_n = \frac{K_{at} \times V_p}{(F_p - F_d)} = \frac{93,67 \times 25}{12,56 - 2,0096} = 221 \text{ (KG / cm}^2\text{)}$$

+ q_t - áp suất dầu ở khoang trên pít tông giảm chấn trong hành trình trả.

+ K_{at} - hệ số cản của giảm chấn trong hành trình trả.

$$\text{Vậy } S = \frac{211,12}{0,65} \times \sqrt{\frac{0,87}{2 \times 10^3 \times 221 \times 981}} = 0,047 \text{ (cm}^2\text{)}$$

c. Xác định kích thước van thông.

- Theo phương trình Bécnu-li trong cơ học chất lỏng:

- Phương trình Bécnu-li cho dòng chất lỏng thực không nén được, lực khối là trọng lực hướng lên trên.

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{w1-2} \quad (5.112)$$

- Trong đó:

+ $z_{1,2}$: độ cao hình học của chất lỏng (m).

+ $p_{1,2}$: áp suất (N).

+ γ : Trọng lượng riêng của chất lỏng, $\gamma = 870 \text{ (KG / m}^3\text{)}$.

+ $v_{1,2}$: vận tốc trung bình dòng chảy tại mặt cắt thành xy lanh và tại mặt cắt của van thông qua (m/s).

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

+ $\nu_{1,2}$: hệ số hiệu chỉnh động năng, phụ thuộc vào chế độ chảy với $\nu = 2$ chảy tầng, còn $\nu = 1$ thì chảy rối.

$h_{w1,2}$: tổn thất năng lượng trung bình (thế năng) dọc theo dòng chảy.

- Tại mặt cắt của thành xy lanh thì vận tốc dòng chảy là vận tốc tương đối của xy lanh và piston. Tại mặt cắt của van thông qua vận tốc dòng chảy là vận tốc dòng chất lỏng tại đầu ra của lỗ van. Hiệu độ cao hình học Δz giữa hai mặt cắt là rất nhỏ (bằng chiều cao lỗ) nên bỏ qua đại lượng này khi tính toán. Chất lỏng chuyển động trong lỗ van ở chế độ chảy rối do đó hệ số $\nu = 1$.

- Tổn thất năng lượng trung bình dọc theo dòng chảy $h_{w1,2}$ chính là đại lượng biến năng lượng chuyển động của dòng chất lỏng thành nhiệt năng do ma sát của chất lỏng với lỗ van, chất lỏng với chất lỏng, chất lỏng với thành xy lanh. Vì vậy khi tính toán giảm chấn, tổn thất năng lượng sẽ được đặc trưng bởi hệ số dập tắt dao động của giảm chấn, nghĩa là về phải của chương trình Bécnu-li sẽ không có đại lượng $h_{w1,2}$ mà thay vào đó là hệ số dập tắt tương đối ψ , theo phần trên thì $\Psi = 0,25$.

- Vận phương trình Bécnu-li được tính như sau:

$$\frac{\Delta p}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \times v_1^2}{2 \times g} - \psi = \frac{\alpha_2 \times v_2^2}{2 \times g} \quad (5.113)$$

- Do v_1 rất nhỏ nên ta có thể bỏ qua, khi đó vận tốc chất lỏng qua van được tính xấp xỉ theo biểu thức sau:

$$v_2 = \sqrt{\frac{(\Delta p - \psi \gamma) \times 2 \times g}{\gamma}} \quad (5.114)$$

- Lưu lượng chất lỏng qua van trong một đơn vị thời gian được xác định theo công thức:

$$Q = f \times \mu \times \sqrt{\frac{(\Delta p - \psi \gamma) \times 2 \times g}{\gamma}} \quad (5.115)$$

- Trong đó:

+ f : tổng diện tích các lỗ van thông.

+ μ : hệ số lưu lượng, $\mu = 0,6 \div 0,75$ chọn $\mu = 0,65$.

+ Trong hành trình làm việc của giảm chấn thì lượng chất lỏng qua các lỗ van thông được tính theo công thức:

$$Q = 0,25 \times \frac{3,14}{4} \times (0,04^2 - 0,016^2) = 2,6376 \times 10^{-4} (m^3 / s)$$

$$= 263760 (mm^3 / s)$$

- Khi pít tông đi xuống tạo sự chênh áp trong xy lanh.

$$\Delta p = \frac{P_n}{F_p} \quad (5.116)$$

+ P_n : lực cản sinh ra trong quá trình nén.

$$P_n = K_{anl} \times V_p \quad (5.117)$$

$$P_n = 3122 \times 0,25 = 780,5 (N)$$

- Với F_p là diện tích đỉnh pít tông

$$F_p = \frac{\pi \times d_x^2}{4} = \frac{3,14 \times 40^2}{4} = 1256 (mm^2)$$

Vậy $\Delta_p = 780,5 \div 1256 = 0,62 (N / mm^2)$

+ Tổng diện tích các van thông là:

$$f = \frac{Q}{\mu \sqrt{\frac{(\Delta p - \psi \gamma) 2g}{\gamma}}} = \frac{263760}{0,65 \times \sqrt{\frac{(0,62 - 0,25 \times 870 \times 10^{-8}) \times 2 \times 9,81 \times 10^3}{870 \times 10^{-8}}}} = 16,74 (mm^2)$$

d. Tính toán kiểm tra sự làm việc của giảm chấn theo chế độ nhiệt.

- Các số liệu ban đầu:

+ Hệ số cản của giảm chấn K.

+ Hành trình nén $K_{n1} = 3,122 (Ns / mm)$.

+ Hành trình trả $K_{t1} = 9,367 (Ns / mm)$.

+ Vận tốc dịch chuyển của pít tông giảm chấn $V_p = 250 (mm)$.

+ Đường kính giảm chấn $D = 59,4 (mm)$.

+ Chiều dài khoang chứa dầu của giảm chấn $L = 392 (mm)$.

- Để tính toán kiểm bền cho giảm chấn bao gồm:

- Xác định công suất khuếch tán của giảm chấn:

$$N_t = \frac{K_n + K_t}{2} \times V_p^2 = \frac{3,122 + 9,367}{2} \times 250^2 = 390,281 \text{ (Nm/s)}$$

- Xác định nhiệt nung nóng thành giảm chấn (t), công thức:

$$t = \frac{N_t}{K_t \times F} + t^0 \quad (5.118)$$

- Trong đó:

+ t^0 : nhiệt độ môi trường ta lấy $t^0 = 35^0$

+ K_t : hệ số truyền nhiệt vào không khí của thành ống giảm chấn.

- Đối với giảm chấn thành ống trụ, hệ số truyền nhiệt có thể xác định theo công thức sau:

$$K_t = \frac{4 \times V_b^{0.7}}{D^{0.3}} \quad (5.119)$$

- Trong đó:

+ V_b : vận tốc của dòng không khí có thể lấy vận tốc của dòng không khí bằng vận tốc ô tô.

+ D : đường kính ngoài của thành ống giảm chấn $D = 59,4 \text{ (mm)}$.

+ Hay ta có thể chọn $K_t = 1,16 \times (50 \div 70) w/m^2$.

+ Chọn $K_t = 1,16.70 w/m^2$.

+ F : diện tích làm mát của ống giảm chấn.

- Công thức:

$$F = p \times D \times L \quad (5.120)$$

+ Thay số ta có $F = 3,14 \times 59,4 \times 392 = 73000 \text{ (mm}^2) = 0,073 \text{ (m}^2)$.

+ Vậy nhiệt độ thành ống giảm chấn là:

$$t = \frac{390,281}{1,16 \times 70 \times 0,073} + 35 = 100^0$$

Nằm trong khoảng $[t] = 110 \div 120^0 C$ vậy giảm chấn trước đảm bảo bền.

5.8. Mô phỏng hệ thống treo

5.8.1. Các chỉ tiêu đánh giá dao động ô tô

- Chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động.

- Độ êm dịu chuyển động là ảnh hưởng của dao động ô tô đến con người và hàng hoá khi xe chuyển động trên đường. Việc đánh giá độ êm dịu chuyển động là rất khó khăn do phụ thuộc nhiều vào sự cảm nhận chủ quan và sức chịu đựng dao động của con người. Độ êm dịu chuyển động của ô tô có thể hiểu là tập hợp các tính chất đảm bảo hạn chế các tác động ảnh hưởng xấu của dao động tới con người, hàng hoá, đến các kết cấu của ô tô.

- Với khái niệm về độ êm dịu chuyển động ở trên, ta thấy: ô tô đảm bảo độ êm dịu chuyển động có nghĩa là các thông số đánh giá độ êm dịu chuyển động của nó nằm trong giới hạn cho phép, theo tiêu chuẩn đánh giá.

- Để đánh giá độ êm dịu chuyển động, các tổ chức khác nhau trên thế giới đã đưa ra rất nhiều chỉ tiêu, tiêu chuẩn khác nhau. Cơ sở để đưa ra các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động ô tô, được dựa trên tác động dao động của con người khi đi bộ, một dạng chuyển động quen thuộc của con người từ nhỏ với đầy đủ các đặc trưng về tần số, gia tốc dao động. Có thể xem các chỉ số dao động của con người ngồi trên ô tô khi chuyển động, không vượt quá các giá trị của các chỉ số dao động khi đi bộ thì độ êm dịu của ô tô là chấp nhận được. Dưới đây là một số chỉ tiêu chính để đánh giá độ êm dịu chuyển động theo các công trình nghiên cứu khác nhau

- Chỉ tiêu về tần số dao động

- Tần số dao động là chỉ tiêu đầu tiên để đánh giá độ êm dịu chuyển động của ô tô. Giá trị cho phép tần số dao động riêng ô tô, được xác định theo tần số dao động của người đi bộ (khoảng 60-90 lần/phút). Do đó, đối với xe khách chỉ tiêu về tần số riêng là : $f = 1 - 1.5 \text{ Hz}$ (f: tần số riêng ô tô)

- Đây là chỉ tiêu rất quan trọng, giá trị này ứng với dao động chính của ô tô do hệ thống treo gây ra .

- Chỉ tiêu về gia tốc và vận tốc dao động

- Chỉ tiêu đánh giá cảm giác theo công suất dao động.

- Chỉ tiêu đánh giá cảm giác theo gia tốc và thời gian tác động của dao động

- Chỉ tiêu về an toàn chuyển động và tải trọng tác dụng xuống nền đường

- Giới thiệu tiêu chuẩn về độ êm dịu của Việt Nam.

+ Trên cơ sở tiêu chuẩn quốc tế hiện hành là ISO 2631-1:1997, nhà nước ta cũng ban hành bộ TCVN 6964-1:2001, hoàn toàn tương đương với ISO 631-1:1997.

- Mục tiêu của TCVN 6964-1:2001 là xác định phương pháp đánh giá rung động toàn thân với biên độ nhỏ, liên quan đến:

- + Sức khỏe và độ tiện nghi của con người chịu rung động
- + Khả năng cảm nhận rung động
- + Sự chóng mặt buồn nôn do rung động
- + Phương pháp đánh giá là dựa vào trọng số gia tốc r.m.s hay còn gọi là gia tốc bình phương trung bình
- + Gia tốc được tính bằng công thức sau

$$a_w = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt} \quad (5.121)$$

- Trong đó:

+ $a_w(t)$ - Gia tốc rung động tịnh tiến hoặc quay, là hàm số theo thời gian, tính bằng m/s^2 hay rad/s^2 .

+ T - Khoảng thời gian rung động (s)

- Theo TCVN 6964-1:2001: phản ứng của cơ thể con người đối với những mức rung động khác nhau phụ thuộc vào trọng số gia tốc a_w như sau

$< 0.315 \text{ m/s}^2$	Không có cảm giác khó chịu
$0.315 \text{ m/s}^2 - 0.63 \text{ m/s}^2$	Có cảm giác chút ít về sự không thoải mái
$0.5 \text{ m/s}^2 - 1 \text{ m/s}^2$	Khá là không thoải mái
$0.8 \text{ m/s}^2 - 1.6 \text{ m/s}^2$	Không thoải mái
$1.25 \text{ m/s}^2 - 2.5 \text{ m/s}^2$	Rất không thoải mái
$> 2 \text{ m/s}^2$	Cực kỳ không thoải mái

- Tóm lại, sau khi xem xét nhiều chỉ tiêu khác nhau đánh giá về dao động, chúng ta rút ra được hai phương pháp đánh giá chủ yếu là dựa vào tần số dao động riêng và trọng số gia tốc r.m.s (gia tốc bình phương trung bình). Để đánh giá chất lượng dao động của ô tô khảo sát, trong luận văn này sử dụng đồng thời hai chỉ tiêu đó là : tần số dao động

riêng và trọng số gia tốc (theo TCVN 6964-1:2001). Do đó, trong quá trình tính toán mô phỏng ở các chương tiếp theo sẽ hướng vào hai chỉ tiêu này.

5.8.2. Dùng matlab để tính độ cứng của nhíp , tính toán bền các lá nhíp

%% Nhập dữ liệu tính toán nhíp trước (treo trước)

$h(1)=10.0;h(2)=10.0;h(3)=10.0;h(4)=10.0;h(5)=10.0;h(6)=10.0;h(7)=10.0;h(8)=10.0;h(9)=10.0;h(10)=10.0;h(11)=10.0;$ **% độ dày các lá nhíp(mm)**

$b = 90;$ **% bề rộng(mm)**

$a_l = 0.85 \cdot 10^{-3};$ **% hệ số thực nghiệm**

$E = 2 \cdot 10^{12};$ **% mô đun đàn hồi (N/m²)**

%% chiều dài của từng lá nhíp (mm)

$l(1)=730.0;l(2)=710.0;l(3)=700.0;l(4)=650.0;l(5)=600.0;l(6)=550.0;l(7)=500.0;l(8)=450.0;l(9)=400.0;l(10)=350.0;l(11)=300.0;l(12)=0;$

%% Tính toán các đặc tính hình học của lá nhíp

$J_k = b \cdot h.^3 / 12; J_k = \text{cumsum}(J_k);$

$Y_k = 1./J_k; Y_k(12) = 0; DY_k = -\text{diff}(Y_k);$

$a = l(1) \cdot \text{ones}(1,12) - l; a = a(2:12);$

%% Tính độ cứng của lá nhíp

$C = a_l \cdot 6 \cdot E / \text{sum}(a.^3 \cdot DY_k)$

%% tính toán bền các lá nhíp của hệ thống treo trước

$h = 10 \cdot \text{ones}(1,11); b = 90; Q = 3360; d = 10;$

$l(1)=730.0;l(2)=710.0;l(3)=700.0;l(4)=650.0;l(5)=600.0;l(6)=550.0;l(7)=500.0;l(8)=450.0;l(9)=400.0;l(10)=350.0;l(11)=300.0;$

%% Tính các hệ số

$J_k = b \cdot h.^3 / 12; J_{k1} = J_k(2:11); J_k = J_k(1:10);$

$L_k = l(1:10); L_{k1} = l(2:11);$

$A = 0.5 \cdot J_{k1} ./ J_k \cdot (3 \cdot L_k ./ L_{k1} - \text{ones}(1,10));$

$B_k = -(1 + J_{k1} ./ J_k);$

$C = 0.5 \cdot (L_{k1} ./ L_k).^3 \cdot (3 \cdot L_k ./ L_{k1} - \text{ones}(1,10));$

$p = \text{zeros}(10,1); p(1) = -Q/2 \cdot A(1);$

$A_k = A(2:10); C_k = C(1:9);$

%% thiết lập ma trận hệ số

$M = \text{diag}(A_k, -1) + \text{diag}(B_k) + \text{diag}(C_k, 1);$

%% Tính toán các phản lực

$X = \text{inv}(M) * p$

%%%

%% Nhập dữ liệu tính toán nhíp sau chính

$h(1)=11.0; h(2)=11.0; h(3)=11.0; h(4)=11.0; h(5)=11.0; h(6)=11.0; h(7)=11.0; h(8)=11.0; h(9)=11.0; h(10)=11.0; h(11)=11.0; h(12)=11.0; h(13)=11.0; h(14)=11.0; h(15)=11.0; h(16)=11.0;$ % độ dày các lá nhíp(mm)

$b = 100;$ % bề rộng(mm)

$a_l = 0.85 * 10^{-3};$ % hệ số thực nghiệm

$E = 2 * 10^{12};$ % mô đun đàn hồi (N/m^2)

%% chiều dài của từng lá nhíp (mm)

$l(1)=930.0; l(2)=910.0; l(3)=900.0; l(4)=850.0; l(5)=800.0; l(6)=750.0; l(7)=700.0; l(8)=650.0; l(9)=600.0; l(10)=550.0; l(11)=500.0; l(12)=450.0; l(13)=400.0; l(14)=350.0; l(15)=300.0; l(16)=250.0; l(17)=0;$

%% Tính toán các đặc tính hình học của lá nhíp

$J_k = b * h.^3 / 12; J_k = \text{cumsum}(J_k);$

$Y_k = 1./J_k; Y_k(17)=0; DY_k = -\text{diff}(Y_k);$

$a = l(1) * \text{ones}(1,17) - l; a = a(2:17);$

%% Tính độ cứng của lá nhíp chính

$C = a_l * 6 * E / \text{sum}(a.^3 .* DY_k)$

%%%

%% Nhập dữ liệu tính toán nhíp sau phụ

$h(1)=11.0; h(2)=11.0; h(3)=11.0; h(4)=11.0; h(5)=11.0; h(6)=11.0; h(7)=11.0; h(8)=11.0; h(9)=11.0;$ % độ dày các lá nhíp(mm)

$b = 90;$ % bề rộng(mm)

$a_l = 0.85 * 10^{-3};$ % hệ số thực nghiệm

$E = 2 * 10^{12};$ % mô đun đàn hồi (N/m^2)

%% chiều dài của từng lá nhíp (mm)

$l(1)=630.0; l(2)=610.0; l(3)=550.0; l(4)=500.0; l(5)=450.0; l(6)=400.0; l(7)=350.0; l(8)=300.0; l(9)=250.0; l(10)=0;$

%% Tính toán các đặc tính hình học của lá nhíp

$J_k = b \cdot h.^3 / 12; J_k = \text{cumsum}(J_k);$

$Y_k = 1./J_k; Y_k(17) = 0; DY_k = -\text{diff}(Y_k);$

$a = l(1) \cdot \text{ones}(1, 17) - 1; a = a(2:17);$

%% Tính độ cứng của lá nhíp phụ

$C = a l^3 \cdot E / \text{sum}(a.^3 \cdot DY_k)$

%%%

%% tính toán bền các lá nhíp của hệ thống treo sau

%% nhíp sau chính

$h = 11 \cdot \text{ones}(1, 16); b = 90; Q = 6240; d = 10;$

%% chiều dài của từng lá nhíp (mm)

$l(1) = 930.0; l(2) = 910.0; l(3) = 900.0; l(4) = 850.0; l(5) = 800.0; l(6) = 750.0; l(7) = 700.0; l(8) = 650.0; l(9) = 600.0; l(10) = 550.0; l(11) = 500.0; l(12) = 450.0; l(13) = 400.0; l(14) = 350.0; l(15) = 300.0; l(16) = 250.0;$

%% Tính các hệ số

$J_k = b \cdot h.^3 / 12; J_{k1} = J_k(2:16); J_k = J_k(1:15);$

$L_k = l(1:15); L_{k1} = l(2:16);$

$A = 0.5 \cdot J_{k1} ./ J_k \cdot (3 \cdot L_k ./ L_{k1} - \text{ones}(1, 15));$

$B_k = -(1 + J_{k1} ./ J_k);$

$C = 0.5 \cdot (L_{k1} ./ L_k).^3 \cdot (3 \cdot L_k ./ L_{k1} - \text{ones}(1, 15));$

$p = \text{zeros}(15, 1); p(1) = -Q / 2 \cdot A(1);$

$A_k = A(2:15); C_k = C(1:14);$

%% thiết lập ma trận hệ số

$M = \text{diag}(A_k, -1) + \text{diag}(B_k) + \text{diag}(C_k, 1);$

%% Tính toán các phản lực

$X = \text{inv}(M) \cdot p$

%%%

%% nhíp sau phụ

$h = 11 \cdot \text{ones}(1, 9); b = 90; Q = 6240; d = 10; % \text{ chiều dài của từng lá nhíp (mm)}$

$l(1) = 630.0; l(2) = 610.0; l(3) = 550.0; l(4) = 500.0; l(5) = 450.0; l(6) = 400.0; l(7) = 350.0; l(8) = 300.0; l(9) = 250.0;$

%% Tính các hệ số

$J_k = b \cdot h.^3 / 12; J_{k1} = J_k(2:9); J_k = J_k(1:8);$

$L_k = l(1:8); L_{k1} = l(2:9);$

```
A=0.5*Jk1./Jk.*(3*Lk./Lk1-ones(1,8));
Bk=-(1+Jk1./Jk);
C=0.5*(Lk1./Lk).^3.*(3*Lk./Lk1-ones(1,8));
p=zeros(8,1);p(1)=-Q/2*A(1);
Ak=A(2:8);Ck=C(1:7);
%% thiết lập ma trận hệ số
M=diag(Ak,-1)+diag(Bk)+diag(Ck,1);
%% Tính toán các phản lực
X=inv(M)*p
```

5.8.3. Dữ liệu đưa đầu vào để lập khối cho xe

% ----- THÔNG SỐ XE THACO HD270 - DAO ĐỘNG 1/2 XE -----

% ----- CẦU TRƯỚC (1 cầu) -----

```
m1 = 600 + 120;      % khối lượng cầu trước (kg)
cL1 = 430000;       % độ cứng lớp trước (N/m)
kL1 = 2800;         % hệ số giảm chấn lớp trước (Ns/m)
cT1 = 316210;       % độ cứng của nhíp cầu trước (N/m)
kT1 = 21338;        % hệ số giảm chấn cầu trước (Ns/m)
```

% ----- CẦU SAU (Gồm 2 cầu) -----

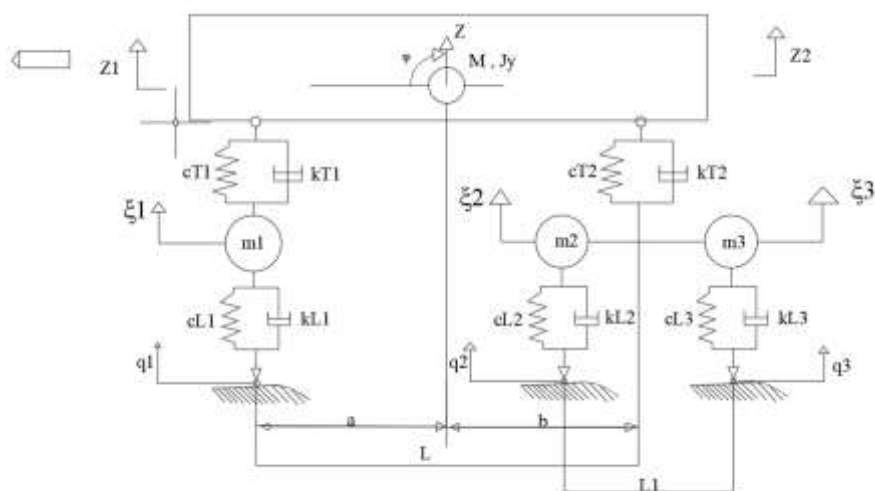
```
m2 = 2 * 550;       % khối lượng không treo cụm cầu sau (kg)
cL2 = 2 * 430000;   % độ cứng lớp sau tổng (N/m)
kL2 = 2 * 5200;     % hệ số giảm chấn lớp sau tổng (Ns/m)
cT2 = 2291640 ;    % độ cứng nhíp cầu sau tổng (N/m)
kT2 = 2 * 87749;    % hệ số giảm chấn cầu sau tổng (Ns/m)
```

% ----- THÂN XE -----

```
Iy= 5530.0 ;        % mo men quán tính đối với trục y (kgm^2)
M= 19100+120 ;     % khối lượng được treo + tải trọng phụ ( kg)
g= 0*9.81 ;        % gia tốc trọng trường (m/s^2)
a= 2.9 ;           % khoảng cách trọng tâm đến cầu trước (m)
```

- $b = 1.32$; % khoảng cách trọng tâm đến cầu sau (m)
 $L = a + b$; % chiều dài cơ sở
 $V = 20/3.6$; % m/s
 $q_0 = 0.3$; % chiều cao mấp mô = biên độ hình sin (m)
 $s_0 = 1.2$; % bước sóng (m)
 $u = 2 \cdot \pi \cdot V / s_0$; % tần số dao động mặt đường (1/s)

5.8.4. Mô hình dao động liên kết



Hình 5.6. Mô hình phẳng dao động

- Giải thích chi tiết các ký hiệu trong hình:
- Thân xe (Sprung mass)
 - + M : Khối lượng được treo (thân xe – toàn bộ phần nằm trên hệ thống treo).
 - + J_y : Mô men quán tính của thân xe quanh trục ngang (đi từ trái sang phải qua trọng tâm xe).
 - + z : Chuyển vị thẳng đứng (dao động nâng – hạ) của thân xe tại trọng tâm.
 - + σ : Góc quay của thân xe quanh trục ngang.
 - + Z_1, Z_2 : Chuyển vị thẳng đứng của thân xe tại điểm cầu trước Z_1 và cầu sau Z_2 .
 - + a : Khoảng cách từ trọng tâm đến cầu trước.
 - + b : Khoảng cách từ trọng tâm đến cầu sau.

- + $L = a + b$: Chiều dài cơ sở của xe.
- Hệ thống treo (Suspension systems)
 - Trước trước:
 - + m_1 : Khối lượng không treo của cầu trước (khối lượng bánh, trục, moay-ơ, nhíp,...).
 - + $cT1$: Độ cứng (lò xo nhíp) của hệ thống treo cầu trước
 - + $kT1$: Hệ số giảm chấn của hệ thống treo cầu trước
 - + ξ_1 : Chuyển vị thẳng đứng của khối không treo tại cầu trước.
 - + $cL1$: Độ cứng lớp trước.
 - + $kL1$: Hệ số giảm chấn lớp trước.
 - Trục sau:
 - + m_2, m_3 : Khối lượng không treo của cầu sau.
 - + $cT2, cT3$: Độ cứng của hệ thống treo cầu sau.
 - + $kT2, kT3$: Hệ số giảm chấn của hệ thống treo cầu sau.
 - + ξ_2, ξ_3 : Chuyển vị thẳng đứng của khối không treo tại cầu sau.
 - + $cL2, cL3$: Độ cứng của lớp sau.
 - + $kL2, kL3$: Giảm chấn của lớp sau.
- Tác động mặt đường (Road profile)
 - + q_1, q_2, q_3 Chuyển vị của mặt đường tại bánh trước q_1 và bánh sau q_2, q_3 , thường là hàm sin hoặc dữ liệu đo thực tế.
 - + h : Biên độ hoặc độ cao mấp mô mặt đường.
 - + Sóng ziczac dưới bánh xe: thể hiện mặt đường không bằng phẳng \rightarrow gây kích thích dao động

5.8.5. Hệ phương trình vi phân dao động thẳng đứng

+ Phương trình liên kết

$$z_A = z - a^* \varphi; \quad (5.122)$$

$$\dot{z}_A = \dot{z} - a^* \dot{\varphi}; \quad (5.123)$$

$$z_B = z - b^* \varphi; \quad (5.124)$$

$$\dot{z}_B = \dot{z} - b^* \dot{\varphi}; \quad (5.125)$$

+ Phương trình lực

$$F_{L1} = c_{L1}(q_1 - z_1) + k_{L1}(\dot{q}_1 - \dot{z}_1) \quad (5.126)$$

$$F_{T1} = c_{T1}(z_1 - z_A) + k_{T1}(\dot{z}_1 - \dot{z}_A) \quad (5.127)$$

$$F_{L2} = c_{L2}(q_2 - z_2) + k_{L2}(\dot{q}_2 - \dot{z}_2) \quad (5.128)$$

$$F_{T2} = c_{T2}(z_2 - z_B) + k_{T2}(\dot{z}_2 - \dot{z}_B) \quad (5.129)$$

+ Hệ phương trình vi phân dao động

$$m_1 \ddot{z}_1 = F_{L1} - F_{T1} - m_1 g \quad (5.130)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 = F_{L2} - F_{T2} - m_2 g \quad (5.131)$$

$$M \ddot{z}_1 = F_{T1} + F_{T1} - Mg \quad (5.132)$$

$$I_y \ddot{\varphi} = -F_{T1} a + F_{T1} b \quad (5.133)$$

+ Cân bằng lực theo phương z

$$m_1 \ddot{z}_1 = \left[c_{L1}(q_1 - z_1) + k_{L1}(\dot{q}_1 - \dot{z}_1) \right] - \left[c_{T1}(z_1 - z_A) + k_{T1}(\dot{z}_1 - \dot{z}_A) \right] - m_1 g \quad (5.134)$$

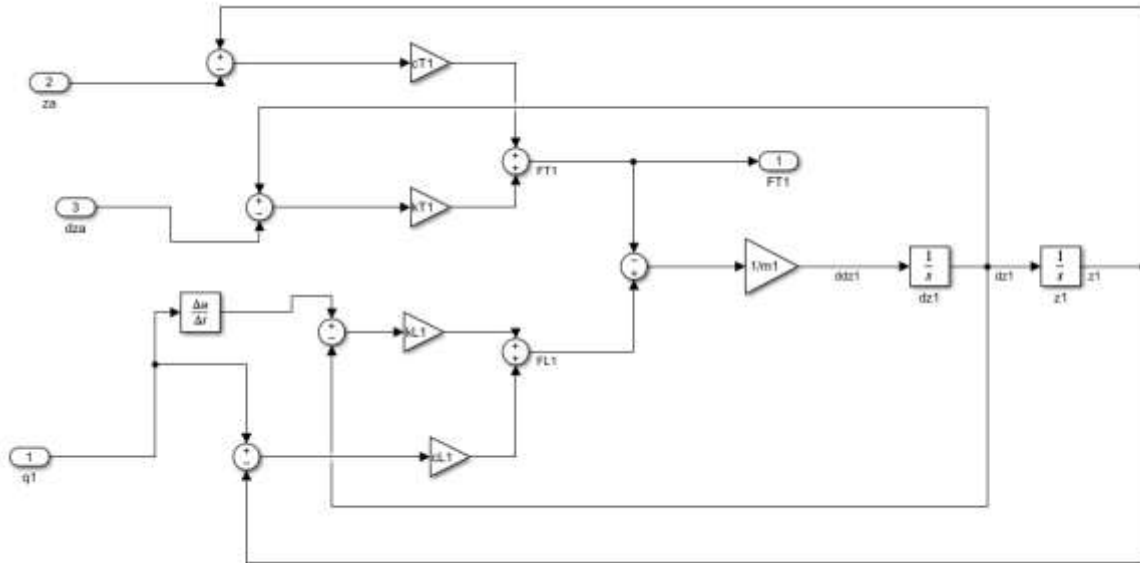
$$m_2 \ddot{z}_2 = \left[c_{L2}(q_2 - z_2) + k_{L2}(\dot{q}_2 - \dot{z}_2) \right] - \left[c_{T2}(z_2 - z_B) + k_{T2}(\dot{z}_2 - \dot{z}_B) \right] - m_2 g \quad (5.135)$$

$$M \dot{z} = \left[c_{T1}(z_1 - z_A) + k_{T1}(\dot{z}_1 - \dot{z}_A) \right] + \left[c_{T2}(z_2 - z_B) + k_{T2}(\dot{z}_2 - \dot{z}_B) \right] - Mg \quad (5.136)$$

$$I_y \ddot{\varphi} = - \left[c_{T1}(z_1 - z_A) + k_{T1}(\dot{z}_1 - \dot{z}_A) \right] \times a + \left[c_{T2}(z_2 - z_B) + k_{T2}(\dot{z}_2 - \dot{z}_B) \right] \times b \quad (5.137)$$

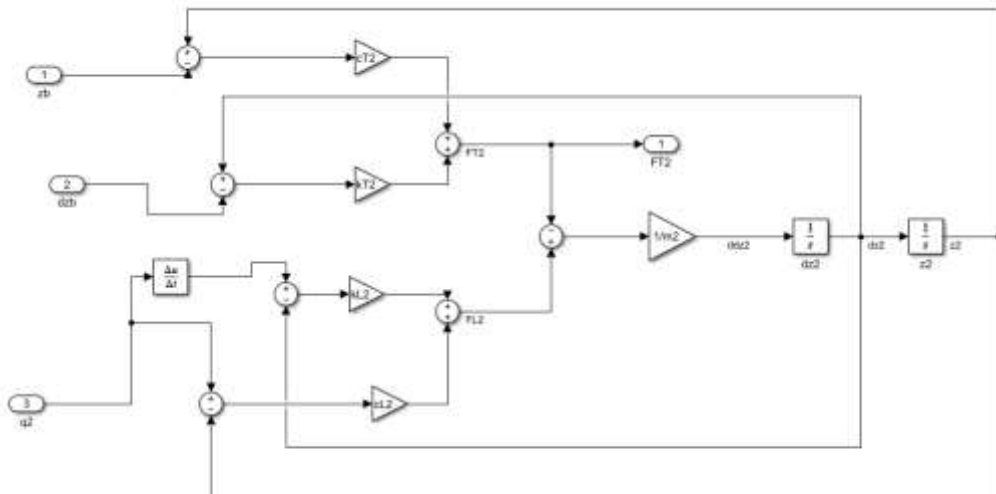
5.8.6. Xây dựng được các mô hình

+ Mô hình cầu trước



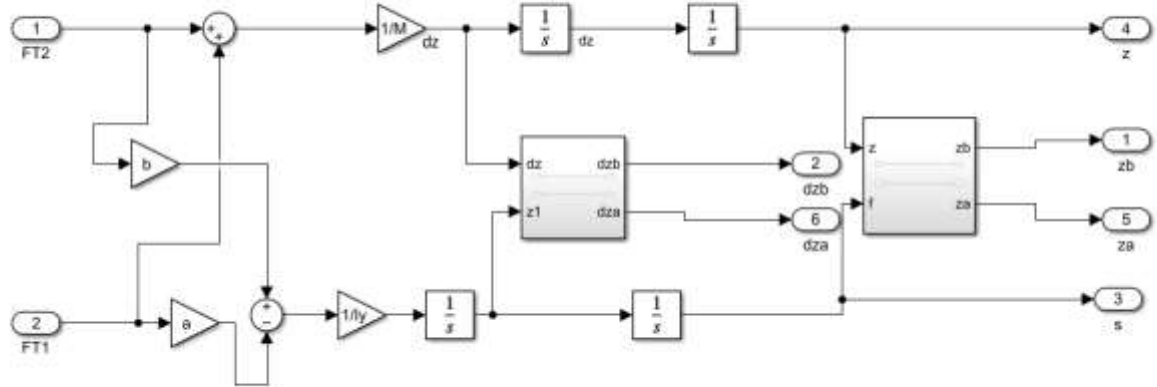
Hình 5.7. Mô hình cầu trước

+ Mô hình cầu sau



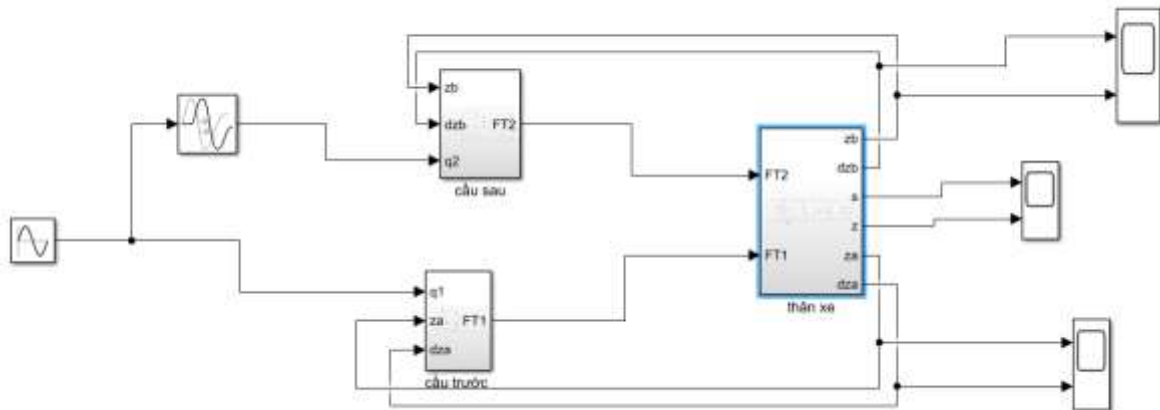
Hình 5.8. Mô hình cầu sau

+ Mô hình thân xe



Hình 5.9. Mô hình thân xe

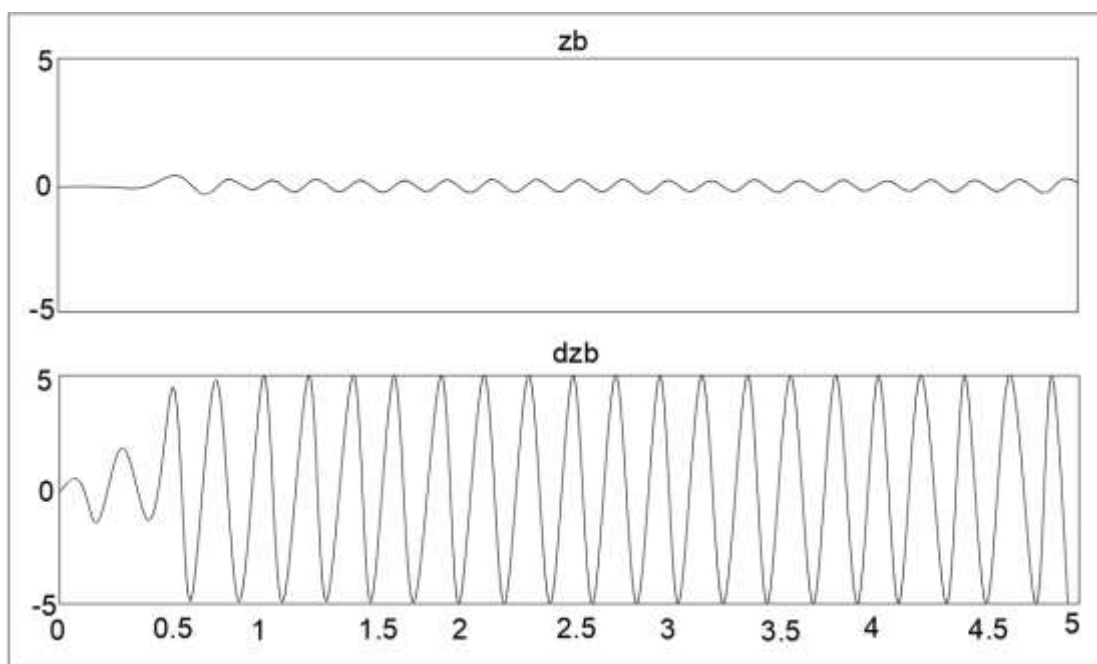
+ Mô hình dao động của ô tô



Hình 5.10. Mô hình dao động tổng thể của ô tô

5.8.7. Kết quả và đánh giá

+ Dao động cầu sau



Hình 5.11. Kết quả dao động cầu sau

- Đánh giá sơ đồ

- Ý nghĩa của các ký hiệu z_b , dz_b

+ z_b : là độ dịch chuyển thẳng đứng tại cầu sau (rear axle) — tức là vị trí dao động theo phương thẳng đứng (z) tại điểm gắn cầu sau với thân xe.

+ dz_b : là vận tốc dao động thẳng đứng tại cầu sau — tức là đạo hàm theo thời gian của z_b .

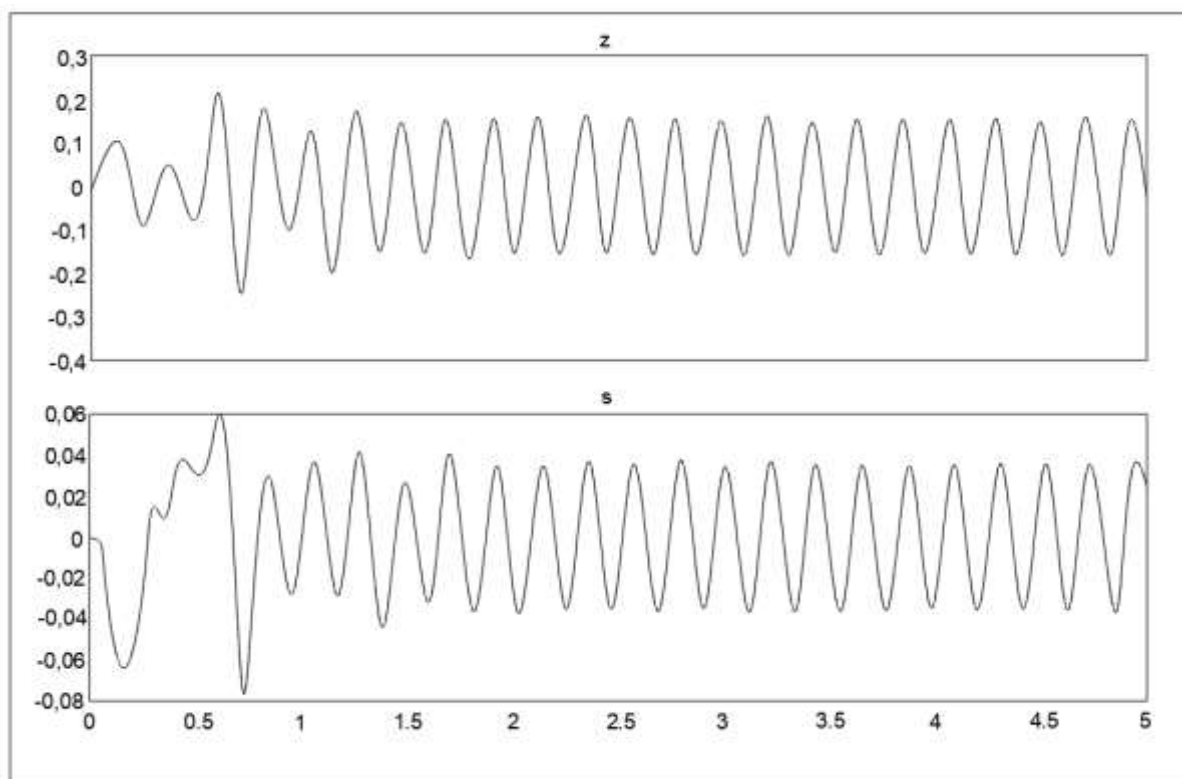
- Cả hai đều là đầu ra của mô hình mô phỏng, được đưa vào Scope (khởi hiển thị tín hiệu trong Simulink) để quan sát sự thay đổi theo thời gian.

- Diễn giải đồ thị

+ Biểu đồ trên (z_b): cho thấy quỹ đạo dao động theo thời gian của điểm gắn thân xe với cầu sau. Ta thấy dao động có biên độ nhỏ dần theo thời gian \rightarrow hệ thống có tính giảm chấn.

+ Biểu đồ dưới (dz): hiển thị tốc độ dao động, tương ứng với đạo hàm của zb. Tốc độ dao động thường dao động xung quanh 0, thể hiện dao động có tính tuần hoàn.

- Dao động thân xe



Hình 5.12. Kết quả dao động thân xe

- Đánh giá

- **Đồ thị trên (z)** – Dao động tịnh tiến của thân xe theo phương thẳng đứng.

- **Đồ thị dưới (s)** – Dao động quay (góc lắc) của thân xe quanh trục ngang

- Dao động tịnh tiến (z):

+ Biên độ dao động ban đầu khá lớn, sau đó giảm dần và ổn định thành dao động điều hòa nhỏ.

+ Điều này cho thấy hệ thống treo có khả năng dập tắt dao động tương đối tốt.

+ Sau khoảng 2 giây, dao động đạt trạng thái ổn định, biên độ dao động vào khoảng ± 0.2 m, cho thấy hệ thống treo làm việc hiệu quả.

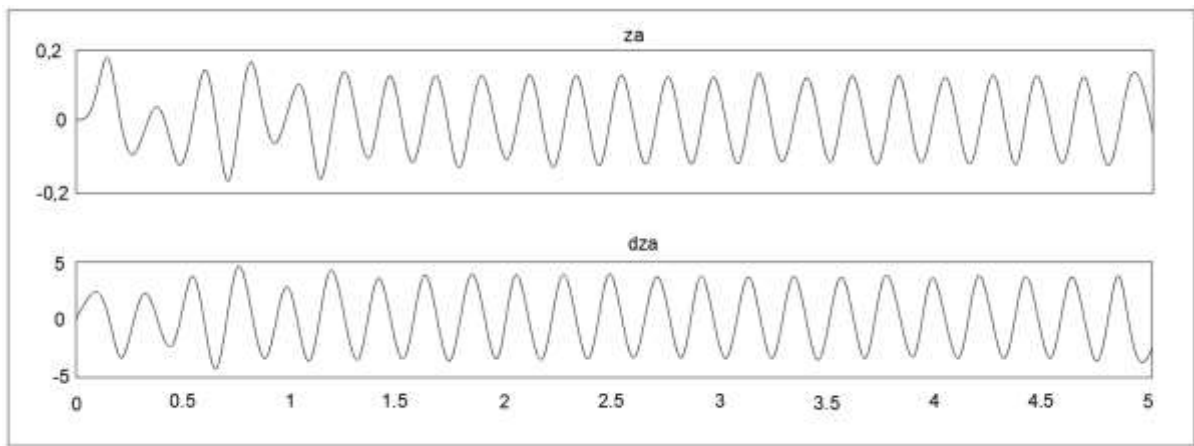
- Dao động quay (s):

+ Biên độ ban đầu cao, đặc biệt trong khoảng 0–0.5 giây (gần ± 0.06 rad).

+ Tương tự đồ thị z, dao động cũng nhanh chóng được dập tắt, biểu hiện bởi biên độ giảm và tần số ổn định.

- + Từ sau 2 giây trở đi, hệ thống hoạt động ổn định với dao động nhỏ (khoảng ± 0.02 rad).
- + Cả hai đồ thị đều thể hiện đặc trưng dao động tự do tắt dần, phù hợp với hệ thống treo có trang bị giảm chấn.
- + Tốc độ tắt dao động cho thấy bộ giảm chấn có thông số dập tắt dao động tốt.
- + Sự êm dịu của hệ thống treo.
- + Khả năng hấp thụ chấn động từ mặt đường.
- + Sự ổn định về tư thế thân xe khi gặp xung lực từ mặt đường gồ ghề.

- Dao động cầu trước



Hình 5.13. Kết quả dao động cầu trước

- Đánh giá

- Đồ thị trên – za (Dao động dịch chuyển của cầu trước):

- + Đại lượng này biểu diễn độ dịch chuyển lên xuống của cầu trước so với vị trí cân bằng.
- + Biên độ dao động ban đầu khoảng ± 0.18 m, sau đó ổn định dần về ± 0.1 m.
- + Dao động có dạng giao động tắt dần, cho thấy hệ thống treo có khả năng hấp thụ và tiêu tán năng lượng dao động tốt.
- + Từ khoảng 2 giây trở đi, cầu trước dao động ổn định ở mức nhỏ, chứng tỏ giảm chấn làm việc hiệu quả.

- Đồ thị dưới – dza (Vận tốc dao động của cầu trước):

- + Thể hiện vận tốc dao động lên xuống của cầu trước.
- + Biên độ ban đầu vào khoảng ± 4.5 m/s và giảm dần, ổn định khoảng ± 2.5 m/s.
- + Dao động tương đối điều hòa và không có hiện tượng cộng hưởng nguy hiểm.

+ Đồ thị phản ánh quá trình chuyển động tương ứng với đồ thị trên, và không có sự nhảy bậc hay ngắt quãng → cho thấy mô hình mô phỏng liên tục và ổn định.

- Đánh giá

+ Cả za và dza cho thấy cầu trước có dao động tắt dần nhanh và ổn định, chứng minh bộ giảm chấn và lò xo treo trước hoạt động hiệu quả.

+ Không xuất hiện dao động tự duy trì hoặc cộng hưởng, đây là dấu hiệu tốt cho sự an toàn và êm ái khi vận hành.

+ Sau 2 giây, hệ dao động bước vào vùng ổn định tuyến tính nhỏ, giúp đảm bảo khả năng bám đường và giữ ổn định đầu xe trong điều kiện xấu.

- Kết luận:

+ Hệ thống treo cầu trước được thiết kế và mô phỏng hợp lý, với thời gian dập tắt dao động ngắn và biên độ giảm đều.

+ Biểu đồ là một minh chứng rõ ràng cho việc hệ thống có thể giảm rung động cầu trước do mặt đường tác động, góp phần nâng cao độ êm ái và an toàn khi xe hoạt động.

CHƯƠNG 6. LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG LÁI

6.1. Tổng quan về hệ thống lái



Hình 6.1. Tổng quan hệ thống lái

6.1.1. Nhiệm vụ, yêu cầu, phân loại

6.1.1.1. Khái niệm

Hệ thống lái ô tô là một trong bảy hệ thống chủ chốt của xe hơi, công dụng của hệ thống lái xe ô tô có vai trò giữ cho ô tô chuyển động theo quỹ đạo nhất định hoặc thay đổi hướng di chuyển của ô tô theo mong muốn của người lái.

6.1.1.2. Phân loại

Tùy thuộc vào yếu tố căn cứ để phân loại, hệ thống lái được chia thành các loại sau:

* Theo số lượng bánh xe dẫn hướng.

- Hệ thống lái với các bánh dẫn hướng ở cầu trước;
- Hệ thống lái với các bánh dẫn hướng ở cầu sau;
- Hệ thống lái với các bánh dẫn hướng ở tất cả các cầu.

* Theo vị trí bố trí vô lăng.

- Vô lăng bố trí bên trái: (tính theo chiều chuyên động) dùng cho những nước xã hội chủ nghĩa trước đây, Pháp, Mỹ...



Hình 6.2. Hệ thống lái có vành lái bên trái

- Vô lăng bố trí bên phải: Dùng cho các nước thừa nhận luật đi đường bên trái như: Anh, Thụy Điển...



Hình 6.3. Hệ thống lái có vành lái bên phải

* Theo kết cấu cơ cấu lái

- Cơ cấu lái kiểu trục vít - cung răng;
- Cơ cấu lái kiểu trục vít - con lăn;
- Cơ cấu lái kiểu trục vít - chốt quay;
- Cơ cấu lái kiểu liên hợp (trục vít - ê cu - cung răng);
- Cơ cấu lái kiểu bánh răng - thanh răng.

* Theo kết cấu và nguyên lí làm việc của bộ trợ lực

- Trợ lực thuỷ lực;
- Trợ lực khí (khí nén hoặc chân không loại này thường ít sử dụng);
- Trợ lực điện;
- Trợ lực cơ khí.

6.1.1.3. Nhiệm vụ và yêu cầu đối với hệ thống lái

6.1.1.3.1. Nhiệm vụ

Hệ thống lái có nhiệm vụ điều khiển lóng chuyển động của ô tô bằng cách quay bánh xe dẫn hướng thông qua tác động quay vành lái của người điều khiển. Ngoài ra hệ thống lái còn có nhiệm vụ giữ cho xe chuyển động thẳng ổn định nhờ khả năng tự trả lái.

Hệ thống lái gồm : cơ cấu lái và hệ dẫn động lái.

+ Cơ cấu lái: bộ phận số 3 trên hình (6.4). Thực chất là bộ giảm tốc để đảm bảo tăng mô men điều khiển hướng chuyển động của ngời lái đến bánh xe dẫn hướng và có nhiệm vụ truyền và thay đổi hướng của lực của trục lái

+ Hệ dẫn động lái: gồm vành lái, các đòn dẫn động cơ cấu lái và các đòn dẫn động từ cơ cấu lái đến bánh xe dẫn hướng, hình thang lái: gồm các chi tiết (1,2,4,5,6,7) trên hình (6.4). Có nhiệm vụ truyền lực từ vành lái và từ cơ cấu lái đến bánh xe dẫn hướng.

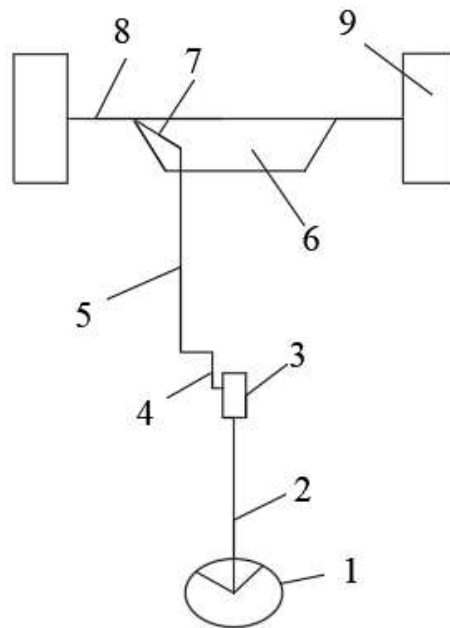
6.1.1.3.2. Yêu cầu đối với hệ thống lái

Hệ thống lái phải đảm bảo những yêu cầu chính sau:

- Đảm bảo chuyển động thẳng ổn định:
 - + Các bánh dẫn hướng phải có tính ổn định tốt;
 - + Hành trình tự do của vô lăng tức là khe hở trong hệ thống lái khi vô lăng ở vị trí trung gian tương ứng với chuyển động thẳng phải nhỏ (không lớn hơn 15 độ khi có trợ lực và không lớn hơn 5 độ khi không có trợ lực);

- + Không có hiện tượng tự dao động các bánh dẫn hướng trong mọi điều kiện làm việc và mọi chế độ chuyển động.
- Đảm bảo tính cơ động cao: tức xe có thể quay vòng thật ngoặt, trong một khoảng thời gian ngắn, trên một diện tích bé;
- Đảm bảo động học quay vòng đúng: để các bánh xe không bị trượt lê gây mòn lốp, tiêu hao công suất vô ích và giảm tính ổn định của xe;
- Giảm được các va đập từ đường lên vô lăng khi chạy trên đường xấu hoặc gặp chướng ngại vật;
- Điều khiển nhẹ nhàng, thuận tiện: Lực điều khiển lớn nhất cần tác dụng lên vô lăng (P_{lmax}) được quy định theo tiêu chuẩn quốc gia hay tiêu chuẩn ngành:
 - + Đối với xe du lịch và tải trọng nhỏ: P_{lmax} không được lớn hơn 150-200 N;
 - + Đối với xe tải và khách không được lớn hơn 500 N.
- Đảm bảo sự tỷ lệ giữa lực tác dụng lên vô lăng và mô men quay các bánh xe dẫn hướng (để đảm bảo cảm giác đường) cũng như sự tương ứng động học giữa góc quay của vô lăng và của bánh xe dẫn hướng.

6.1.2. Kết cấu hệ thống lái



Hình 6.4. Sơ đồ hệ thống lái

Sơ đồ kết cấu của hệ thống lái ô tô được thể hiện trên hình (6.4), bao gồm những bộ phận chính như sau: 1- vô lăng, 2- trục lái, 3- cơ cấu lái, 4- đòn quay đứng, 5- đòn kéo dọc, 6- hình thang lái, 7- đòn ngang, 8- cam quay, 9- bánh xe dẫn hướng.

1) Vô lăng:

Vô lăng có dạng vành tròn, có nhiệm vụ tiếp nhận lực tác động của người lái và truyền vào hệ thống lái.

2) Trụ lái:

Trụ lái thường có dạng ống, nó đảm nhận việc truyền mô men từ vô lăng tới cơ cấu lái.

3) Cơ cấu lái:

Cơ cấu lái là bộ phận cơ bản trong hệ thống lái, nó có nhiệm vụ biến chuyển động quay vòng của trụ lái thành chuyển động góc của đòn quay đứng và đảm bảo tỷ số truyền theo yêu cầu.

Về bản chất, cơ cấu lái là hộp giảm tốc và có nhiệm vụ tăng mô men truyền từ vô lăng tới các bánh xe dẫn hướng. Các thông số đặc trưng cho cơ cấu lái gồm có tỷ số truyền, hiệu suất thuận và hiệu suất nghịch.

6.1.3. Dẫn động lái

Dẫn động lái bao gồm hệ thống các đòn để truyền lực từ cơ cấu lái tới các bánh xe dẫn hướng và đồng thời đảm bảo cho các bánh xe quay vòng với động học đúng. Ngoài ra, kết cấu của dẫn động lái còn phải phù hợp với bộ phận hướng của hệ thống treo để sao cho những dao động thẳng đứng của bánh xe không ảnh hưởng đến động học của dẫn động lái.

Bộ phận quan trọng của dẫn động lái là hình thang lái, nó có nhiệm vụ đảm bảo động học quay vòng đúng cho các bánh xe dẫn hướng. Kết cấu của hình thang lái phụ thuộc nhiều vào kết cấu của hệ thống treo, chẳng hạn nếu hệ thống treo là phụ thuộc (ô tô con) thì các đòn ngang của hình thang có dạng rời, còn nếu treo phụ thuộc (ô tô tải và ô tô chở khách) thì các đòn ngang thường là đòn liền.

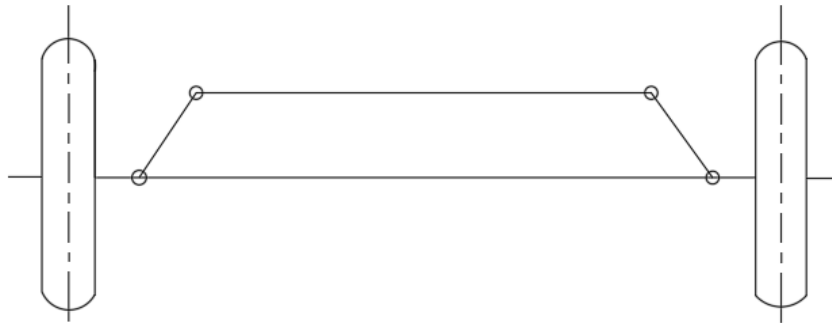
Cơ cấu dẫn động lái bao gồm các thanh dẫn động và các khớp liên kết.

Dẫn động lái có chức năng:

- + Truyền chuyển động điều khiển từ hộp số lái đến hai ngõng quay của hai bánh xe
- + Đảm bảo mối quan hệ cần thiết về góc quay của các bánh xe dẫn hướng có động học đúng khi thực hiện quay vòng

Mối quan hệ cần thiết về góc quay của các bánh xe dẫn hướng được đảm bảo bằng kết cấu của hình thang lái.

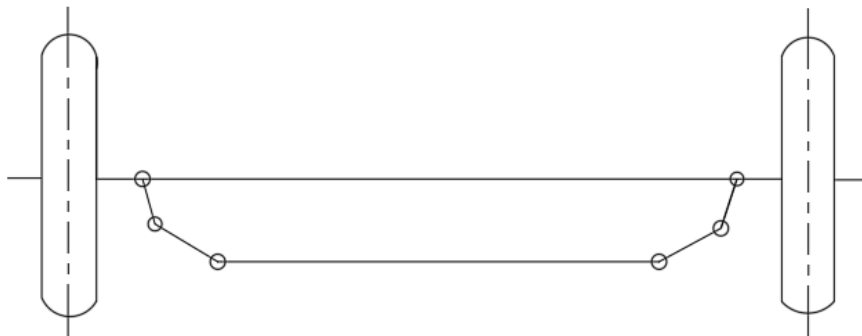
6.1.3.1. Dẫn động lái bốn khâu (Hình thang đơn ô)



Hình 6.5. Hình thang lái đantô

Hình thang lái bốn khâu đơn giản, dễ chế tạo, đảm bảo động học quay vòng bánh xe. Nhưng cơ cấu này chỉ dùng trên xe có hệ thống treo phụ thuộc (lắp với dầm cầu dẫn hướng).

6.1.3.2. Dẫn động lái sáu khâu



Hình 6.6. Hình thang lái 6 khâu

Dẫn động lái sáu khâu được lắp hầu hết trên các xe du lịch có hệ thống treo độc lập, lắp trên cầu dẫn hướng. Ưu điểm của dẫn động lái sáu khâu dễ lắp đặt cơ cấu lái, giảm được không gian làm việc, bố trí cường hóa lái thuận tiện ngay trên dẫn động lái.

6.1.4. Trợ lực lái

6.1.4.1. Khái niệm

- Hệ thống lái trợ lực là một dạng hệ thống lái tiên tiến, trong đó nỗ lực chung của người lái xe được giảm bớt thông qua việc tăng lực tác dụng lên vô lăng với sự trợ giúp của trợ lực điện hoặc thủy lực.

- Trong một cơ cấu lái bình thường, so với cơ cấu lái trợ lực, không có hỗ trợ thủy lực hoặc điện để giảm nỗ lực quay vô lăng. Phần còn lại của các bộ phận cơ khí và hoạt

động của chúng vẫn giống nhau giữa hai hệ thống lái, trừ đi các bộ phận dành riêng cho hệ thống lái trợ lực.

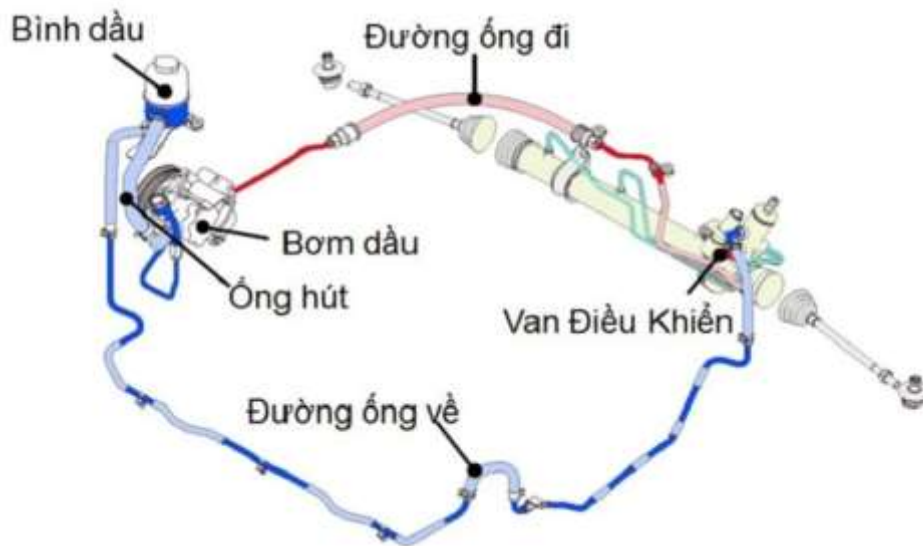
6.1.4.2. Phân loại

Từ trước đến nay hệ thống trợ lực lái được chia ra thành 3 loại: Hệ thống lái trợ lực thủy lực, hệ thống lái trợ lực điện, hệ thống trợ lực lái điện - thủy lực.

6.1.4.2.1. Hệ thống lái trợ lực thủy lực

a) Khái niệm : Hệ thống lái trợ lực thủy lực là hệ thống sử dụng áp suất dầu để hỗ trợ việc chuyển hướng lái bánh xe. Đây là một hệ thống vòng kín sử dụng chất lỏng thủy lực điều áp để thay đổi góc bánh xe của bánh trước dựa trên góc lái người điều khiển xe, giúp người chạy xe điều khiển tay lái nhẹ nhàng hơn. Hệ thống này được trang bị phổ biến ở hầu hết các mẫu xe trên thị trường hiện nay.

b) Cấu tạo : gồm 4 bộ phận chính là bơm trợ lực, van phân phối, xi-lanh trợ lực và hộp cơ cấu lái gắn vào thanh răng đánh lái.

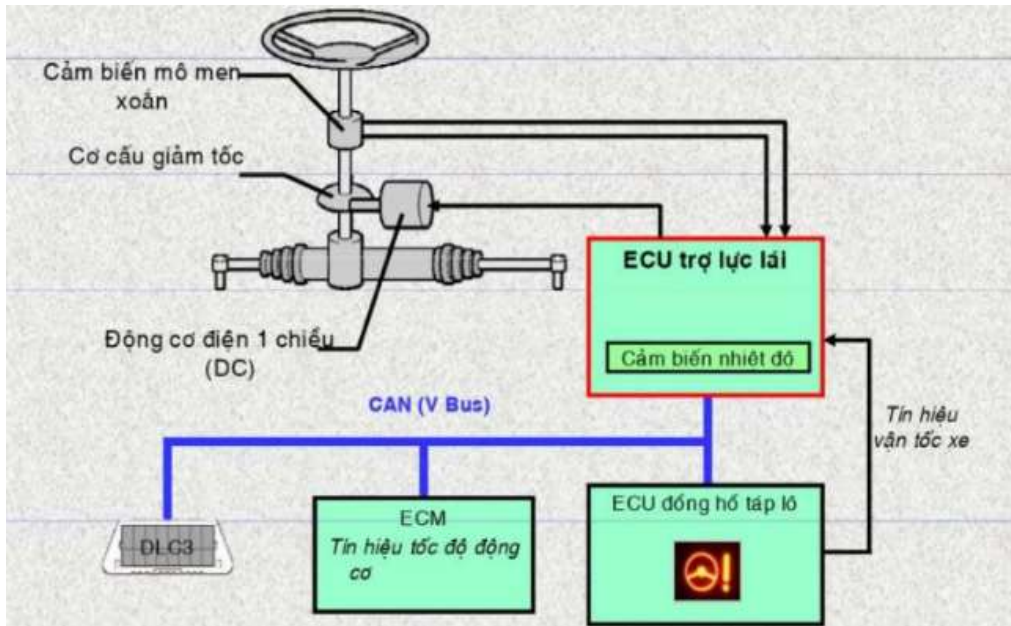


Hình 6.7. Hệ thống trợ lực thủy lực

6.1.4.2.2. Hệ thống lái trợ lực điện

a) Khái niệm : Hệ thống lái trợ lực điện EPS – Electric Power Steering có nhiệm vụ tạo ra lực hỗ trợ tác dụng lên cơ cấu dẫn động lái. Giúp duy trì hoặc thay đổi hướng chuyển động của xe. Và hầu hết được trang bị trên những dòng xe đời mới hiện nay. Do đó việc điều khiển tay lái sẽ trở nên nhẹ nhàng và tính cơ động của xe cao.

b) Cấu tạo : gồm 6 bộ phận chính là cảm biến momen, mô tơ điện DC, EPS ECU, ECU động cơ, cụm động cơ và đèn báo P/S.



Hình 6.8. Cấu tạo hệ thống trợ lực điện

6.1.4.2.3. Hệ thống trợ lực lái điện - thủy lực

a) Khái niệm : Hệ thống trợ lực lái điện - thủy lực (EHPS - Electro-hydraulic Power Steering) hay còn gọi là hệ thống trợ lực Hybrid, có cấu tạo và nguyên lý hoạt động tương tự hệ thống trợ lực lái thủy lực, chỉ khác là áp suất dầu sẽ được dẫn động bởi mô-tơ điện thay vì năng lượng truyền động trực tiếp từ động cơ.

b) Cấu tạo : Cấu tạo của hệ thống trợ lực Hybrid cũng tương tự như trợ lực thủy lực, chỉ lắp đặt thêm mô-tơ điện kết nối với các cảm biến và ECU để hỗ trợ dẫn động bằng mô-tơ điện.



Hình 6.9. Hệ thống lái điện – thủy lực

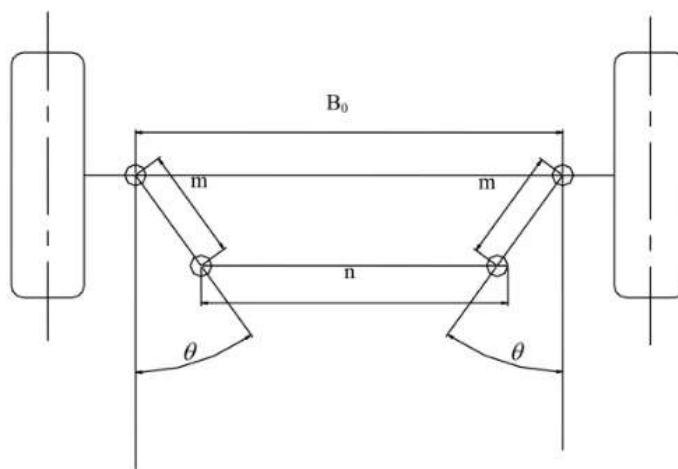
6.2. Lựa chọn phương án thiết kế

6.2.1. Lựa chọn phương án dẫn động lái

Dẫn động lái gồm tất cả các phần tử truyền lực từ cơ cấu lái đến ngồng trục quay của bánh xe dẫn hướng khi quay vòng.

Phần tử cơ bản của dẫn động lái là hình thang lái ĐANTÔ, nó được tạo bởi cầu trước, đòn kéo ngang và đòn kép dọc. Sự quay vòng của ô tô rất phức tạp, để đảm bảo mối quan hệ động học của bánh xe phía trong và bánh xe phía ngoài khi quay vòng là điều rất khó thực hiện. Hiện nay với các xe được thiết kế chỉ đáp ứng được gần đúng mối quan hệ đó bằng hệ thống khâu khớp và các đòn kéo tạo nên hình thang lái.

Như vậy ta chọn phương án dẫn động lái là hình thang lái ĐANTÔ.



Hình 6.10. Sơ đồ dẫn động hình thang lái ĐANTÔ

6.2.2. Lựa chọn cơ cấu lái

Đối với xe thiết kế là xe có tải trọng nặng và các phương án đưa ra ta chọn phương án như sau:

- **Dẫn động lái :** Bao gồm hai cầu trước dẫn hướng với hình thang lái ĐANTÔ và một cơ cấu liên kết giữa hai cầu.
- **Cơ cấu lái :** Cơ cấu lái được lựa chọn là cơ cấu lái trục vít êcu bi thanh răng cung răng.

CHƯƠNG 7. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG LÁI

7.1. Thiết kế dẫn động lái

7.1.1. Tỷ số truyền của hệ thống lái

7.1.1.1. Tỷ số truyền của dẫn động lái i_d

Tỷ số truyền của dẫn động lái phụ thuộc vào kích thước và quan hệ của các cánh tay đòn.

$$i_d = 0.85 \div 1.1$$

Chọn $i_d = 1$

7.1.1.2. Tỷ số truyền của cơ cấu lái i_ω

Tỷ số truyền của cơ cấu lái loại trục vít – êcu bi – cung răng được tính theo công thức sau:

$$i_\omega = \frac{2\pi R_0}{t} \quad (7.1)$$

Trong đó:

R_0 - Bán kính chia cung răng;

t - Bước răng trục vít.

Do t và R_0 là không đổi nên tỷ số truyền của cơ cấu lái trục vít – êcu bi – cung răng là không đổi.

Tỷ số truyền của loại này thường lấy theo kinh nghiệm thiết kế $i_\omega = 22 \div 25$ ta chọn $i_\omega = 24$

7.1.1.3. Tỷ số truyền của hệ thống lái

Tỷ số truyền của hệ thống lái bằng tích số của tỷ số truyền cơ cấu lái i_ω và tỷ số truyền của dẫn động lái i_d

$$i = i_\omega \cdot i_d = 1.24 = 24$$

7.1.1.4. Tỷ số truyền lực của hệ thống lái I_I

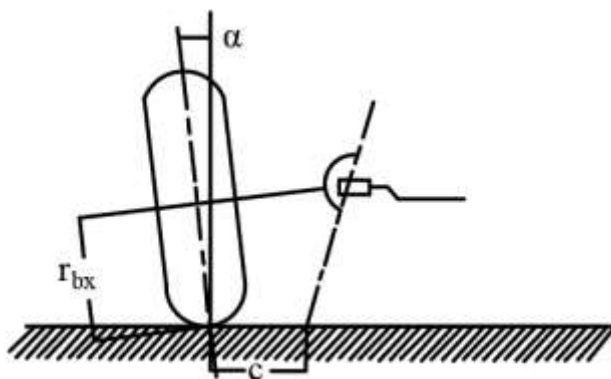
I_I là tỷ số của tổng lực cản khi ô tô quay vòng (p_c) và lực đặt trên vành tay lái khi cần để khắc phục lực cản quay vòng (p_1)

$$I_I = \frac{p_c}{p_1} \quad (7.2)$$

Trong đó :

$$p_c = \frac{M_c}{c}$$

$$p_1 = \frac{M_L}{R}$$



Hình 7.1. Góc doãng của bánh xe dẫn hướng

Với:

M_c - Mô men cản quay vòng của bánh xe.

M_L - Mô men đặt trên vành lái.

C - Cánh tay đòn quay vòng tức là khoảng cách từ tâm mặt tựa của lớp đến đường trục đứng kéo dài.

R - Bán kính vành lái.

Mô men cản quay vòng tác dụng lên bánh xe dẫn hướng M_c , sẽ bằng tổng số của mô men cản chuyển động M_1 , và mô men cản do bánh xe trượt trên đường M_2 và mô men cần thiết để làm ổ định dẫn hướng M_3 do cánh tay đòn c trên hình vẽ.

* Mô men cản chuyển động

$$M_1 = G_{bx} \cdot f \cdot c \quad (7.3)$$

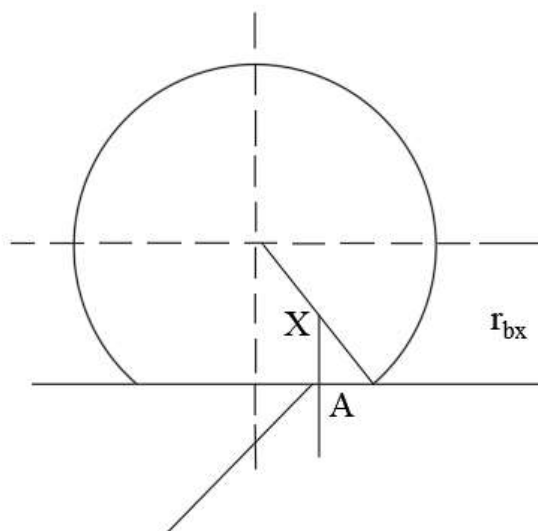
Trong đó:

G_{bx} - Lực tác dụng lên một bánh xe.

f - Hệ số cản lăn ($f=0,015$)

Theo kinh nghiệm thiết kế $c=60\div 100\text{mm}$ đối với xe tải. Chọn $c=80\text{mm}$.

* Mô men cản do bánh xe trượt trên đường M_2



Hình 7.2. Điểm đặt lực tác dụng lên bánh xe

$$M_2 = G_{bx} \cdot \varphi \cdot x \quad (7.4)$$

Trong đó:

φ - Hệ số bám ngang, lấy $\varphi = 0,7$

Điểm đặt lực A cách trục bánh xe một khoảng x.

$$x = 0,14 \cdot r_{bx}$$

Trong đó:

r - Bán kính bánh xe $r=(B+d).25,4$ (mm)

Với lốp có ký hiệu 12R 22.5 - 16PR

$$\Rightarrow B=12 \text{ (inch)} \quad d=22,5 \text{ (inch)}$$

$$\Rightarrow r=(12+22,5).25,4=876 \text{ (mm)}$$

r_{bx} - Bán kính làm việc trung bình của bánh xe $r_{bx} = \lambda \cdot r$

λ - Hệ số kể đến sự biến dạng của lốp

Với lớp có áp suất thấp $\lambda = 0.93 + 0.935$. Chọn $\lambda = 0.93$

$$r_{bx} = \lambda \cdot r = 0.93 \cdot 876 = 814 \text{ (mm)}$$

$$\Rightarrow x = 0.14 \cdot r_{bx} = 0.14 \cdot 814 = 113.96 \text{ (mm)}$$

Lực tác dụng lên một bánh xe dẫn hướng $G_{bx} = 3120 \text{ (kG)}$

* Tính mô men cản quay cho mỗi cầu dẫn hướng

$$M_1 = 2 \cdot G_{bx} \cdot f \cdot c = 2 \cdot 31200 \cdot 0.015 \cdot 0.08 = 74.88 \text{ (N.m)}$$

$$M_2 = 2 \cdot G_{bx} \cdot \varphi \cdot x = 2 \cdot 31200 \cdot 0.07 \cdot 0.11396 = 4977 \text{ (N.m)}$$

$$M_{c1} = (M_1 + M_2) \cdot \frac{\gamma}{n_r}$$

Trong đó:

γ - Hệ số tính đến ảnh hưởng của M_3 gây ra do cầu trước ô tô bị nâng lên, $\gamma = 1.07 \div 1.15$. Chọn $\gamma = 1.1$.

n_r - Hiệu suất tính đến do ma sát ở trục quay đứng và các khớp nối.

$n_r = 0.7 \div 0.9$ (Với ô tô cầu trước dẫn hướng), chọn $n_r = 0.9$

$$M_{c1} = (M_1 + M_2) \cdot \frac{\gamma}{n_r} = (74.88 + 4977) \cdot \frac{1.1}{0.9} = 6174 \text{ (N.m)}$$

Ta giả thiết lực tác dụng lên mỗi bánh xe của cầu dẫn hướng là như nhau.

$$\Rightarrow M_{c1} = M_{c2} = 6174 \text{ (N.m)}$$

7.1.2. TÍNH TOÁN THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA HỆ THỐNG LÁI

7.1.2.1. Tính toán hình thang lái

a) Công dụng của hình thang lái

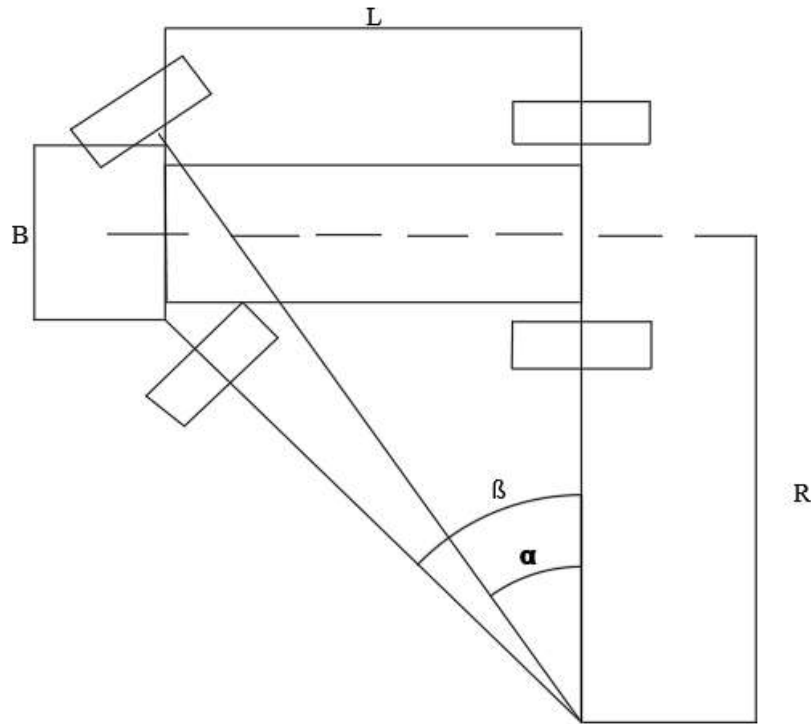
- Hình thang lái có tác dụng đảm bảo sự quay vòng đúng của các bánh xe dẫn hướng. Khi đó các bánh xe dẫn hướng không có sự trượt khi xe chuyển động.

- Đảm bảo quan hệ giữa góc quay của bánh xe dẫn hướng bên trái và bên phải sao cho các bánh xe lăn trên các đường tròn khác nhau nhưng đồng tâm.

b) Xây dựng đường đặc tính lý thuyết của hệ thống lái cầu trước

Muốn bánh xe quay vòng đúng thì quan hệ hình học của chúng phải thỏa mãn công thức sau đây.

$$\cot g\beta - \cot g\alpha = \frac{B}{L} \quad (7.5)$$



Hình 7.3. Sơ đồ động học khi quay vòng

Trong đó:

α - Góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng bên ngoài.

β - Góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng bên trong.

B - Chiều rộng cơ sở = 1850 mm

L - Chiều dài cơ sở = 4400 mm

Xác định góc quay lớn nhất của bánh xe dẫn hướng phía trong β_{\max} :

$$\beta_{\max} = \arctg \frac{L}{R_{\min} - \frac{B}{2}} \quad (7.6)$$

Với $R_{\min} = 5,6\text{m}$

Suy ra:
$$\beta_{\max} = \operatorname{arctg} \frac{4400}{6600 - \frac{1850}{2}} = 40^\circ$$

Từ (7.5) qua các phép biến đổi ta có :

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{L}{B + L \cot g \beta} \quad (7.7)$$

Thay số vào (7.7) ta có phương trình :

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{4400}{1850 + 4400 \cot g \beta} \quad (7.8)$$

C) Xây dựng đường cong thực tế

* Khi xe đi thẳng

Từ sơ đồ dẫn động lái ta có thể tính được mối quan hệ giữa các thông số theo các biểu thức sau:

$$x = B - 2(m \cos \theta + p \cos \gamma) \quad (7.9)$$

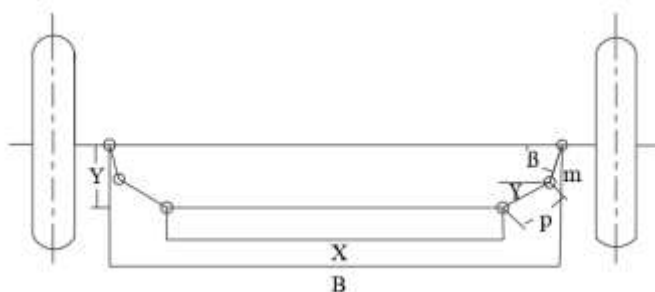
Trong đó:

$$\sin \gamma = (y - m \sin \theta) / p \quad (7.10)$$

Mặt khác:

$$\sin^2 \gamma + \cos^2 \gamma = 1$$

$$\cos \gamma = \sqrt{1 - \sin^2 \gamma} = \frac{1}{p} \sqrt{p^2 - (y - m \sin \theta)^2} \quad (7.11)$$



Hình 7.4. Sơ đồ hình thang lái khi xe đi thẳng

Thay (7.11) vào (7.9) ta được:

$$x = B - 2(m \cos \theta + \sqrt{p^2 - (y - m \sin \theta)^2}) \quad (7.12)$$

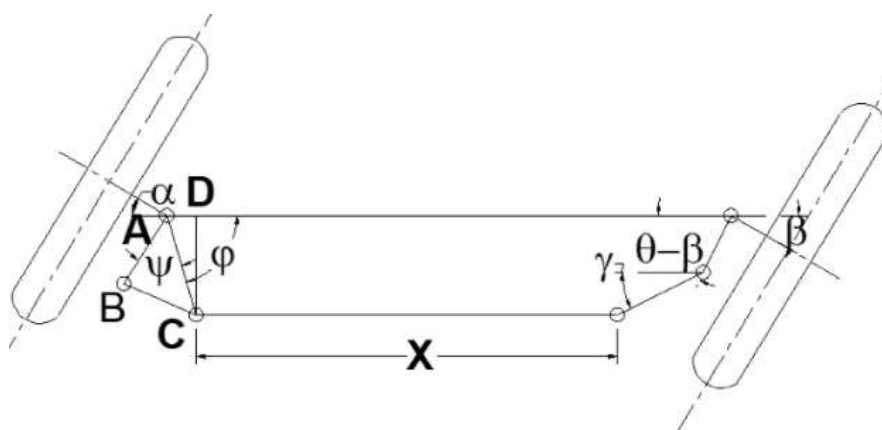
Các đòn bên tạo với phương dọc một góc θ .

Khi ô tô quay vòng với các bán kính quay vòng khác nhau mà quan hệ giữa α và β vẫn được giữ nguyên như công thức trên thì hình thang lái Đan - Tô không thể thoả mãn hoàn toàn được.

Tuy nhiên ta có thể chọn một kết cấu hình thang lái cho sai lệch với quan hệ lý thuyết trong giới hạn cho phép tức là độ sai lệch giữa góc quay vòng thực tế và lý thuyết cho phép lớn nhất ở những góc quay lớn, nhưng cũng không được vượt quá 1° .

d) Trường hợp khi xe quay vòng.

Trên là Sơ đồ hình thang lái khi xe quay vòng. Khi bánh xe bên trái quay đi một góc α và bên phải quay đi một góc β , lúc này đòn bên của bánh xe bên phải hợp với phương ngang một góc $(\theta - \beta)$ và bánh xe bên trái là $(\theta + \alpha)$. Ta có mối quan hệ của các thống số theo quan hệ sau:



Hình 7.5. Sơ đồ hình thang lái khi xe quay vòng

$$AD = B - [m \cos(\theta - \beta) + p \cos \gamma + X] \quad (7.13)$$

Với:

$$\cos \gamma = \frac{1}{p} \sqrt{p^2 - [y - m \sin(\theta - \beta)]^2} \quad (7.14)$$

Từ quan hệ hình học trong tam giác ACD ta có:

$$\begin{aligned} AC^2 &= AD^2 + CD^2 = AD^2 + y^2 \\ BC^2 &= AC^2 + AB^2 - 2AB \cdot AC \cdot \cos \psi \end{aligned} \quad (7.15)$$

Thay vào biểu thức trên ta có :

$$\cos \psi = \frac{AC^2 + AB^2 - BC^2}{2AC \cdot AB} = \frac{y^2 + m^2 + AD^2 - p^2}{2m\sqrt{AD^2 + y^2}}$$

$$\Rightarrow \psi = \arccos \frac{y^2 + m^2 - p^2 + AD^2}{2m\sqrt{AD^2 + y^2}} \quad (7.16)$$

Từ mối quan hệ trong hình học tam giác ta có:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{CD}{AD} = \frac{y}{AD}$$

$$\Rightarrow \varphi = \operatorname{arctg} \frac{y}{AD}$$

Mặt khác :

$$\begin{aligned} \theta + \alpha &= \psi + \varphi \\ \alpha &= \psi + \varphi - \theta \end{aligned} \quad (7.17)$$

Từ các công thức trên thay vào ta được biểu thức liên hệ giữa β và α như sau:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{y}{AD} + \arccos \frac{y^2 + m^2 - p^2 + AD^2}{2m\sqrt{AD^2 + y^2}} - \theta \quad (7.18)$$

Trong đó:

$$AD = [2m \cos \theta + \sqrt{p^2 - (y - m \sin \theta)^2}] - [m \cos(\theta - \beta) + \sqrt{p^2 - (y - m \sin(\theta - \beta))^2}] \quad (7.19)$$

θ - góc tạo bởi đòn bên hình thang lái và phương ngang; $\theta = 83^\circ$

m- chiều dài đòn bên hình thang lái; m = 210 (mm)

y- khoảng cách giữa đòn ngang với trục trước trong hình thang lái y = 212(mm).

Dựa vào công thức (7.8) và (7.18) ta xây dựng các đường đặc tính hình thang lái lý thuyết và thực tế ứng với mỗi giá trị của góc $\beta = (0^\circ, 5^\circ, \dots, 40^\circ)$ ta lấy góc θ theo xe thiết kế $\theta = 83^\circ$. Các giá trị tương ứng được thể hiện trong bảng dưới đây:

β (độ)	α_{lt} (độ)	α_{tt} (độ)	α_{Δ} (độ)
0	0	0	0
5	4.75	4.69	0.09
10	9.07	9.34	0.32

15	13.02	13.20	0.26
20	16.67	17.20	0.45
25	20.08	21.02	0.82
30	29.29	24.12	0.72
35	26.35	26.75	0.55
40	29.29	28.76	0.26

α_{lt} - góc α tính theo lý thuyết

α_{tt} - góc α tính theo thực tế

$\alpha\Delta$ - độ sai lệch

7.1.2.2. Xác định vòng quay lớn nhất của vô lăng

$$\alpha_{\max} = \alpha_{1\max} \cdot i_i \quad (7.20)$$

Trong đó:

α_{\max} - Góc vòng quay vành lái lớn nhất tính từ vị trí đi thẳng

$\alpha_{1\max}$ - Góc quay vòng lớn nhất của bánh xe dẫn hướng cầu trước (35°)

i_i - Tỷ số truyền của cầu trước $i_i = 24$

α_{\max} lớn nhất từ 2,0 ÷ 2,5 vòng đôi với xe tải

Thay những thông số tính được vào công thức trên ta tìm được góc quay vô lăng lớn nhất :

$$\alpha_{\max} = 24.35 = 840^\circ \approx 2,33 \text{ vòng}$$

7.1.3. Tính các chi tiết của dẫn động lái

7.1.3.1. Chọn đường kính của trục đường quay đứng

Đường kính của trục đòn quay đứng được xác định theo công thức sau:

$$d = \sqrt[3]{\frac{k \cdot M_c}{0,2 \cdot \tau_0}} \quad (7.21)$$

Trong đó:

M_c - Mô men cản quay vòng

τ_0 - Giới hạn bền xoắn chọn $\tau_0 = 8.107 \text{ N/m}^2$

k- hệ số bền, chọn $k=1,2$

$M_c = M_{c1} + M_{c2} = 6174 + 6174 = 12348 \text{ (N.m)}$

7.1.3.2. Tính trục lái

Trục lái làm bằng thép rộng được tính theo ứng suất xoắn do lực tác dụng lên vành lái.

$$\tau = \frac{P_{l\max} \cdot R \cdot D}{0,2 \cdot (D^4 - d^4)} \text{ (MN/m}^2\text{)} \quad (7.22)$$

Trong đó:

$P_{l\max}$ - Lực lái lớn nhất tác dụng lên vô lăng

D, d - Đường kính ngoài và trong của trục lái

Chọn vật liệu chế tạo là thép C40 không nhiệt luyện, phi chế tạo là phi thép ống, ứng suất tiếp xúc cho phép $[\tau] = 50 \div 80 \text{ MN/m}^2$.

Chọn sơ bộ kích thước của trục lái:

D=30 mm, d=20 mm

Thay vào công thức (7.22) ta có:

$$\tau = \frac{P_{l\max} \cdot R \cdot D}{0,2 \cdot (D^4 - d^4)} = \frac{1004 \cdot 250 \cdot 30}{0,2 \cdot (30^4 - 20^4)} = 57 \text{ (N/mm}^2\text{)} = 57 \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

$\tau = 57 \text{ (MN/m}^2\text{)}$ Thỏa mãn điều kiện cho phép, vậy ta chọn kích thước sơ bộ làm kích thước thực tế.

Tính độ cứng trục lái theo công thức sau:

$$\theta = \frac{2 \cdot \tau \cdot L}{D \cdot G} \text{ (rad)} \quad (7.23)$$

Trong đó:

L - Chiều dài trục, lấy theo thực tế $L=1 \text{ m}$

G - Mô đuyên đàn hồi dịch chuyển $G=8.10^4 \text{ MN/m}^2$

θ_{\max} - Không được vượt quá $(5,5^\circ \div 7,5^\circ)/\text{m}^2$

$$\Rightarrow \theta = \frac{2.\tau.L}{D.G} = \frac{2.57.1}{0,030.8.10^4} = 0,0475(\text{rad}) = 2,7^\circ \text{ (Thỏa mãn)}$$

7.1.3.3. Tính bền các đòn dẫn động lái

a) Đòn quay đứng

- Công dụng:

Đòn quay đứng để truyền chuyển động từ trục thụ động của cơ cấu lái đến đòn dọc của dẫn động lái.

Đòn quay được nối với dẫn động lái nhờ các khớp cầu và nối với trục cơ cấu lái bằng then hoa hình tam giác.

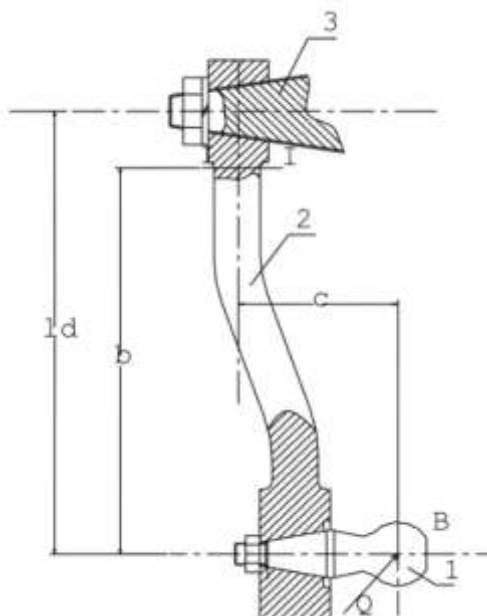
Lực Q là lực tác dụng lên chốt cầu dưới đòn quay đứng.

Vì vậy khi tính đòn quay đứng ta sẽ lấy lực Q nào lớn hơn trong hai lực tác dụng dưới đây.

$$Q_1 = 0,5G_1 = 0,5.31200 = 15600N$$

$$Q_2 = P_D = 18737N$$

Vậy ta chọn $Q=18737$ (N) khi tính bền đòn quay đứng. Khi tính bền ta tính tại những tiết diện nguy hiểm. Chọn vật liệu chế tạo đòn quay đứng là thép 40X.



Hình 7.6. Cấu tạo đòn quay cứng

1-Rô tuyen lái, 2-Đòn quay đứng, 3-Trục quay đòn quay đứng

Dựa vào số liệu thực tế đo được ta chọn kích thước sơ bộ tại mặt cắt I-I

a=75 mm, b=25mm

* Kiểm tra đòn đứng theo uốn:

Ta tính tại tiết diện nguy hiểm nhất I-I. Coi đòn quay đứng có mặt cắt là hình chữ nhật.

$$W_u = \frac{a.b^2}{6} = \frac{0,025.0,075^2}{6} = 0,23.10^{-6} (m^3)$$

$$M_u = Q.l_d = 18737.0,29 = 5434 (N.m)$$

$$\Rightarrow \delta_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{1 = 5434}{23.10^{-6}} = 236.10^6 (N / m^2) = 236 (N / mm^2)$$

Vật liệu chế tạo là thép 40X nên ta có: $[\delta] = 1000 (N/mm^2)$

Vậy $\delta_u = 236 (N/mm^2) < [\delta] = 1000 (N/mm^2)$ nên thỏa mãn điều kiện bền uốn.

* Kiểm tra đòn quay đứng theo xoắn:

$$\tau = \frac{M_x}{W_x} = \frac{Q.c}{\alpha.b.a^2} \quad (7.24)$$

c - Cánh tay đòn như hình vẽ (lấy theo số liệu thực tế đo được c=58mm).

α - Được chọn theo bảng sau đây:

Bảng 7.1. Bảng hệ số α

a/b	1	1.2	1.25	1.5	1.75	2.5
α	0.208	0.219	0.221	0.231	0.239	0.253

Với $\frac{a}{b} = \frac{75}{25} = 3$, ta chọn $\alpha = 0.253$

$$\Rightarrow \tau = \frac{M_x}{W_x} = \frac{Q.c}{\alpha.b.a^2} = \frac{18737.0,058}{0,253.0,025.0,075^2} = 30.10^6 (N / m^2)$$

Vật liệu chế tạo là thép 40X nên ta có: $[\tau] = (150+310)10^6 (N/m^2)$

$\tau = 30.10^6 (N/m^2) < [\tau]$ Thỏa mãn giới hạn cho phép

b) Kiểm tra bền đòn kéo dọc và đòn kéo ngang

Tính các đòn dẫn động chủ yếu là tính đòn dọc AA₁, và đòn ngang DE.

Đòn dọc được kiểm tra theo uốn dọc do lực Q và đòn ngang được kiểm tra theo uốn dọc do lực N. Lực Q= 18737 (N), lực N được xác định theo giá trị lực phanh bằng công thức sau:

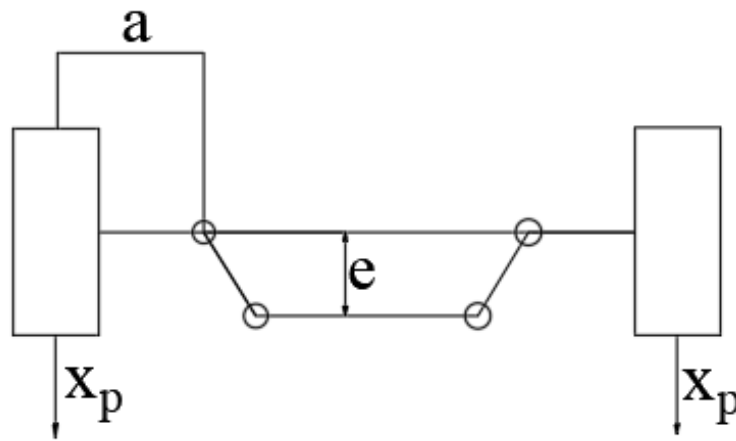
$$t = \frac{7,5}{2} \sqrt{\frac{400+50}{400-50}} - 1 = 2(cm)$$

$$D_n = 2.2 + 7,5 = 11,5(cm)$$

$$\eta_b$$

$$Q = F.S. \frac{\pi.n}{30.\gamma.\eta_b} + \frac{\Delta Q}{\eta_b}$$

$$\Delta Q = 0,075.Q$$



Hình 7.7. Sơ đồ tính bền đòn ngang

Trong đó:

X_p - Lực phanh tác dụng lên một bánh xe.

m_{1p} - Hệ số phân bố tải trọng lên cầu dẫn hướng khi phanh ($m_{1p}=1,4$)

a - Cánh tay đòn, chọn a=80mm với xe tải lớn.

* Tính bền đòn kéo dọc và ngang cho dẫn động lái cầu dẫn hướng thứ nhất:

Tính e:

$$e = m \cdot \cos \theta_1 = 278 \cdot \cos 15^\circ = 265,6mm$$

$$\Rightarrow N = \frac{X_p \cdot a}{e} = \frac{G_i \cdot m_{1p} \cdot \phi a}{2 \cdot e} = \frac{31200 \cdot 1,4 \cdot 0,7 \cdot 0,08}{2 \cdot 0,2656} = 4605N$$

Chọn vật liệu chế tạo:

Đòn kéo dọc và đòn kéo ngang được chế tạo bằng thép ống loại 40X.

Với $D=40$ mm, $d=30$ mm, chiều dày của ống $t=5$ mm.

Ứng suất nén trong đòn kéo dọc AA₁: $\sigma_{nd} = \frac{Q}{F_d}$

Ứng suất nén trong đòn kéo ngang DE: $\sigma_m = \frac{N}{F_n}$

F_d F_n : Tiết diện ngang của đòn kéo dọc và đòn kéo ngang.

$$F_d = F_n = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (40^2 - 20^2)}{4} = 550(\text{mm}^2)$$

$$\sigma_{nd} = \frac{Q}{F_d} = \frac{18737}{550} = 34 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_m = \frac{N}{F_n} = \frac{4605}{550} = 8,4 \text{ N/mm}^2$$

Ứng suất giới hạn uốn dọc của đòn kéo dọc

$$\sigma_{ud} = \frac{\pi \cdot E \cdot J_{\min}}{F \cdot l_b^2} \quad (7.25)$$

Trong đó:

J_{\min} - Mômen quán tính nhỏ nhất của tiết diện ngang thanh kéo dọc và thanh kéo ngang.

E - môđun đàn hồi của vật liệu chế tạo đòn kéo dọc và đòn kéo ngang ($E=2.10^5$ MN/m²).

$l_b=L_{AA1}=800$ mm (Lấy theo số liệu thực tế đo được).

Tính mômen quán tính J_d :

$$J_d = 2 \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} \rho^3 \cdot d \cdot \rho \int_0^{2\pi} \cos^2 \phi \cdot d \cdot \phi = \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{D^4}{16} - \frac{d^4}{16} \right) \cdot \left(2\pi + \frac{1}{2} \cdot \sin 2\pi \right) = 173302 \text{ mm}^4$$

$$\Rightarrow \sigma_{ud} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{d \min}}{F \cdot l_b^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2.10^5 \cdot 173302}{550 \cdot 800^2} = 971 \text{ N/mm}^2$$

Ứng suất uốn dọc của đòn kéo ngang

$$\sigma_{un} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_n}{F_n \cdot n_1^2} \quad (7.26)$$

n_1 - Chiều dài thanh kéo ngang $n_1 = 1706$ mm

$J_n = J_d = 173302$ mm⁴

$$\Rightarrow \sigma_{un} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_n}{F_n \cdot n_1^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 173302}{550 \cdot 1706^2} = 214 \text{ N/mm}^2$$

Hệ số dự trữ tính cho đòn kéo dọc: $n_d = \frac{\sigma_{ud}}{\sigma_{nd}} = \frac{971}{34} = 28,56 > [n] = 1,8 \div 3$

Hệ số dự trữ tính cho đòn kéo ngang: $n_n = \frac{\sigma_{un}}{\sigma_{nm}} = \frac{214}{8,4} = 25,5 > [n] = 1,8 \div 3$

Đòn kéo dọc của cầu thứ nhất và cầu thứ hai hoàn toàn giống nhau, và cùng kích thước. Nhưng đòn kéo dọc ở cầu thứ hai có lực kéo nhỏ hơn nên không cần kiểm tra.

* Kiểm tra cho các đòn bên.

Đòn bên của dẫn động lái chủ yếu chịu ứng suất uốn, do vậy ta tính theo điều kiện bền uốn. Chọn vật liệu làm đòn bên là thép 20X.

Mômen uốn tác dụng lên đòn bên được xác định theo công thức sau:

$$M_u = m \cdot N \cos \theta \quad (7.27)$$

Ta tính bền cho đòn bên của hình thang lái cầu dẫn hướng thứ nhất:

$$M_u = m \cdot N \cos \theta_1 = 0,278 \cdot 4605 \cdot \cos 15^\circ = 1237 \text{ (N.m)}$$

Ứng suất tại tiết diện nguy hiểm nhất là chỗ dao nhau giữa hai tiết diện của cầu trước và đòn bên.

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} \quad (7.28)$$

Trong đó:

$$W_u = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{50 \cdot 35^2}{6} = 10208 \text{ mm}^2$$

$$\Rightarrow \sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{1237 \cdot 10^3}{10208} = 121 \text{ N/mm}^2$$

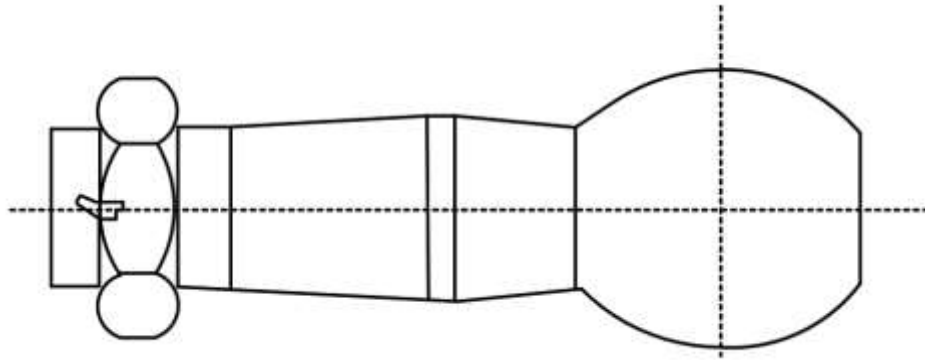
Lấy hệ số an toàn $n=2$ và với thép 20X ta có:

$$[\sigma] = 800 \text{ N/mm}^2$$

$$\Rightarrow [\sigma_u] = \frac{800}{2} = 400 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_u = 121 \text{ N/mm}^2 < [\sigma] = 400 \text{ N/mm}^2 \text{ (Thỏa mãn điều kiện bền uốn).}$$

* Kiểm nghiệm bền khớp cầu (Rôtuyn lái).



Hình 7.8. Cấu tạo rôtuyn đòn ngang

Khớp cầu được kiểm nghiệm theo ứng suất chèn dập tại vị trí làm việc và kiểm tra độ bền cắt tại vị trí ngàm. Lực tác dụng lên khớp cầu chính là lực tác dụng lên đòn quay đứng P_D . Chọn vật liệu chế tạo khớp cầu là thép 20XH có $[\sigma] = 30 \text{ N/mm}^2$. $P_D = 18737 \text{ N}$

Kiểm tra ứng suất chèn dập tại bề mặt làm việc của khớp cầu:

$$\sigma_{cd} = \frac{P_D}{F} \quad (7.29)$$

Trong đó:

F - Diện tích tiếp xúc giữa mặt cầu và đệm Rôtuyn. Trong thực tế làm việc, diện tích làm việc chiếm 2/3 bề mặt của khớp cầu. Nên bề mặt chịu lực tiếp xúc chiếm $1/2 \cdot 2/3 = 1/3$ bề mặt khớp cầu.

$$\text{Ta có: } F = \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot D^2$$

D - Đường kính khớp cầu, chọn theo thực tế $D = 35 \text{ mm}$

$$\Rightarrow \sigma_{cd} = \frac{P_D}{F} = \frac{3 \cdot P_D}{\pi \cdot D^2} = \frac{3 \cdot 18737}{\pi \cdot 35^2} = 14,6 \text{ N/mm}^2 < [\sigma_{cd}] = 30 \text{ N/mm}^2$$

Kiểm tra theo độ bền cắt:

Kiểm tra Rotuyn tại vị trí nguy hiểm nhất (vị trí ngâm), với ứng suất cắt cho phép là: $[\tau_c] = 80\text{N/mm}^2$

Ứng suất cắt được tính theo công thức sau:

$$\tau_c = \frac{P_D}{F_c} = \frac{P_D}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{18737}{\frac{\pi \cdot 35^2}{4}} = 19,5 < [\tau_c] = 80\text{N/mm}^2$$

7.2. Thiết kế cơ cấu lái

7.2.1. Yêu cầu của cơ cấu lái

Phần lớn các yêu cầu của hệ thống lái đều do cơ cấu lái đảm bảo. Vì vậy cơ cấu lái cần phải đảm bảo những yêu cầu sau:

- Có thể quay được cả hai chiều để đảm bảo chuyển động.
- Có hiệu suất cao để lái nhẹ, trong đó cần có hiệu suất thuận lớn hơn hiệu suất nghịch để các va đập từ mặt đường được giữ lại phần lớn ở cơ cấu lái.
- Đảm bảo thay đổi trị số của tỷ số truyền khi cần thiết.
- Đơn giản trong việc điều chỉnh khoảng hở ăn khớp của cơ cấu lái.
- Độ dư của cơ cấu lái là nhỏ nhất.
- Đảm bảo kết cấu đơn giản nhất, giá thành thấp và tuổi thọ cao.
- Chiếm ít không gian và dễ dàng tháo lắp.

Lực dùng để quay vô lăng được gọi là lực lái, giá trị của lực này đạt giá trị lớn nhất khi xe đứng yên tại chỗ, và giảm dần khi tốc độ của xe tăng lên và đạt nhỏ nhất khi tốc độ của xe lớn nhất.

Sự đàn hồi của hệ thống có ảnh hưởng tới sự truyền các va đập từ mặt đường lên vô lăng. Độ đàn hồi càng lớn thì sự va đập truyền lên vô lăng càng ít, nhưng nếu độ đàn hồi lớn quá sẽ ảnh hưởng đến khả năng chuyển động của xe. Độ đàn hồi của hệ thống lái được xác định bằng tỷ số góc quay đàn hồi tính trên vành lái vô lăng và mô men đặt lên vành lái. Độ đàn hồi của hệ thống lái phụ thuộc vào độ đàn hồi của các phần tử như cơ cấu lái, các đòn dẫn động.

7.2.2. Tỷ số truyền của cơ cấu lái

Tỷ số truyền của cơ cấu lái đảm bảo tăng mômen từ vành lái đến các bánh xe dẫn hướng. Ở mỗi loại cơ cấu lái khác nhau thì cách tính tỷ số truyền cũng khác nhau.

Ở cơ cấu lái kiểu trục vít – êcu bi-cung răng thì tỷ số truyền của cơ cấu lái được tính bằng tỷ số giữa góc quay của vô lăng và góc dịch chuyển của đòn lắc (đòn quay đứng).

Ở cơ cấu lái kiểu bánh răng – thanh răng, tỷ số truyền của cơ cấu lái được tính bằng tỷ số giữa góc quay của vô lăng và góc quay của bánh trước (bánh dẫn hướng).

Đối với xe con có tỷ số truyền của cơ cấu lái nằm trong khoảng từ 16 – 22 còn đối với xe tải thì từ 22 – 25.

Chọn vật liệu chế tạo trục vít là thép 35, vật liệu chế tạo êcu bi là gang CH 18-36 (Theo tài liệu chi tiết máy tập 2).

Xác định đường kính trung bình của trục vít theo điều kiện bền mòn, và theo công thức sau:

$$P = \frac{F_{a1}}{\pi \cdot d_{tv} \cdot h \cdot x} \leq [p] \quad (7.30)$$

Trong đó: $\psi_h = \frac{h}{t} = 0,5 \Rightarrow h = \psi_h \cdot t$ (chọn ren vít có dạng hình thang)

$$\psi_H = \frac{H}{d_{tv}} = 2$$

$$x = \frac{H}{t}$$

$$\Rightarrow x = \frac{\psi_H \cdot d_{tv}}{t}$$

$$F_{a1} = \frac{2 \cdot M_d}{d_{rq}}$$

Với: h, H - Lần lượt là chiều cao làm việc của ren vít và chiều cao của êcu.

[p] - Áp suất trên bề mặt ren vít. Đối với vật liệu chế tạo trên ta chọn [p]=6MPa.

X - Số vòng ren của êcu.

Thay h, x vào công thức ta có:

$$d_{tv} \geq \sqrt{\frac{2 \cdot M_d}{\pi \cdot \psi_h \cdot \psi_H \cdot [p] \cdot d_{rq}}} \quad (7.31)$$

Theo xe tham khảo ta có $d_{iv} = 40$ mm.

Thay số vào công thức ta có:

$$d_{iv} \geq \sqrt{\frac{2.543400}{3,14.0,5.6.2.40^2}} = 36(\text{mm})$$

Theo số liệu tham khảo ta chọn đường kính vòng chia của bánh răng rẻ quạt là: $d_{rq} = 150$ (mm)

$$i_{\omega} = \frac{2.\pi.R_0}{t}$$

$$\Rightarrow t = \frac{2.\pi.R_0}{i_{\omega}}$$

Trong đó:

R_0 - Bán kính vòng chia của bánh răng rẻ quạt.

$$R_0 = d_{rq}/2 = 75 \text{ (mm)}$$

t, i_{ω} - Bước vít và tỷ số truyền của cơ cấu lái.

$$i_{\omega 1} = \frac{i}{i_{d1}} = \frac{i}{1,14} = 24 \Rightarrow i = 24.1,14 = 27,36$$

$$\Rightarrow t = \frac{2.\pi.R_0}{i_{\omega}} = \frac{2.3,14.75}{24} = 19,625(\text{mm})$$

Lấy theo tiêu chuẩn $t = 20$ (mm)

Tính lại tỷ số truyền của cơ cấu lái:

$$i_{\omega} = \frac{2.\pi.R_0}{t} = \frac{2.3,14.75}{20} = 23,6 \text{ (Thỏa mãn sai số cho phép)}$$

Góc vít của trục vít theo công thức :

$$\text{tg} \gamma = \frac{t}{\pi.d_{iv}} = \frac{20}{3,14.40} = 0,16$$

$$\Rightarrow \gamma \approx 9^{\circ}16'$$

Chiều cao làm việc của ren vít là:

$$h = \psi_h.t = 0,5.20 = 10\text{mm}$$

7.2.3. Tính bánh răng rẻ quạt và thanh răng

Bánh răng rẻ quạt là bánh răng trụ răng thẳng.

Ta có:

Z - Số răng của bánh răng rẻ quạt.

T - Bước răng của bánh răng rẻ quạt.

M - Môđun.

d_{rq} - Đường kính vòng chia.

a) Tính bánh răng rẻ quạt theo độ bền tiếp xúc.

Tính toán nhằm thỏa mãn điều kiện tiếp xúc lớn nhất σ_H , sinh ra khi các đôi răng ăn khớp không vượt quá trị số cho phép $[\sigma_H]$.

Ứng suất tiếp xúc lớn nhất được tính theo công thức HÉC đối với hai hình trụ tiếp xúc dọc đường sinh. Ta có điều kiện bền:

$$\sigma_H = Z_M \cdot \sqrt{\frac{q_n}{2 \cdot \rho}} \leq [\sigma_H] \quad (7.32)$$

Trong đó:

q_n - Cường độ tải trọng pháp tuyến (tải trọng riêng).

ρ - Bán kính cong tương đương của bề mặt

Z_M - Hệ số xét đến cơ tính của vật liệu

Do bánh răng rẻ quạt chế tạo bằng thép nên $Z_M=275$ (MPa)^{1/2}. Hiện tượng tróc rỗ xảy ra tại phần chân răng gần vòng tâm ăn khớp, nên ta tính toán độ bền tiếp xúc của răng tại tâm ăn khớp.

Đối với mỗi bánh răng thẳng cường độ tải trọng pháp tuyến, có xét đến sự phân bố không đều tải trọng theo chiều rộng vành khăn răng và tải trọng động.

$$q_n = \frac{F_n}{l_H} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = \frac{2M_d \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{d_{\omega 2} \cdot \cos \alpha_{\omega} \cdot l_H} \quad (7.33)$$

Để đơn giản trong tính toán ta giả thiết có hai răng ăn khớp cùng một lúc. Do đó tổng chiều dài tiếp xúc l_H bằng chiều rộng vành răng b_w .

Bán kính cong tương đương:

$$\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \quad (7.34)$$

Trong đó:

ρ_1, ρ_2 - Bán kính cong các bề mặt răng của thanh răng và bánh răng rẻ quạt. Ta có

$$\rho_1 = \infty$$

Do đó:
$$\rho = \rho_2 = \frac{d_{\omega 2}}{2} \cdot \sin \alpha_{\omega}$$

Từ công thức trên ta suy ra công thức kiểm nghiệm bánh răng rẻ quạt theo độ bền tiếp xúc.

$$\sigma_H = \frac{Z_M \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon}}{d_{\omega 2}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot M_d \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{b_{\omega} \cdot \cos \alpha_{\omega} \cdot \sin \alpha_{\omega}}} \leq [\sigma_H] \quad (7.35)$$

Trong đó:

M_d - Mômen quay trục bánh răng rẻ quạt.

$[\sigma_H]$ - Ứng suất tiếp xúc cho phép (MPa).

Z_H - Hệ số xét đến hình dạng bề mặt tiếp xúc, tính theo công thức:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_{\omega}}} \quad (7.36)$$

Bánh răng rẻ quạt được thiết kế với độ dịch chỉnh bằng 0, ta có $\alpha_{\omega} = 20^\circ$ và tính được

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin(2 \cdot 20)}} = 1,76$$

Hệ số tập trung tải trọng tra theo đồ thị trên hình 10-14 (Trang 157-CTM tập 1).

Đặt $b_{\omega} = \psi_d \cdot d_{\omega 2}; \varepsilon_{\alpha} = 1,6$

Với bánh răng bằng thép $Z_M = 275$ (Mpa)^{1/2}.

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,6}{3}} = 0,89$$

Hệ số chiều rộng bánh răng $\psi_a = \frac{b_\omega}{a_\omega}$ phụ thuộc vào vị trí của bánh răng so với các ổ.

Trong trường hợp thiết kế, bánh răng rẻ quạt đặt ở vị trí đối xứng nên ta có thể lấy $\psi_a = 0,3-0,4$, ta chọn $\psi_a = 0,4$.

Do vậy chiều rộng bánh răng $b_\omega = 0,4.75 = 30(\text{mm})$

Hệ số $\psi_d = \frac{b_\omega}{d_{\omega 2}} = 0,2$ dùng để tra ra các hệ số $K_{H\beta}$ và $k_{F\beta}$ (theo hình 10 -14 CTM tập 1)

Bánh răng rẻ quạt thường chế tạo bằng thép 35X, đôi khi chế tạo bằng thép xêmăngtit 20X. Trong đồ án này ta chế tạo bánh răng rẻ quạt bằng thép C45 thường hóa, độ rắn 200HB, $\sigma_b = 610\text{MPa}$, $\sigma_{ch} = 340\text{MPa}$, phôi rèn.

Độ rắn của vật liệu chế tạo $\text{HB} < 350$, nên ta tìm được $K_{H\beta} = 0,01$, chọn sơ bộ hệ số $K_{HV} = 1,2$.

Thay những thông số trên vào công thức (2.29) ta tính được ứng suất tác dụng lên bề mặt răng của bánh răng rẻ quạt:

$$\sigma_H = \frac{275.1,76.0,89}{150} \cdot \sqrt{\frac{2.5434.1,2.0,01}{30.10^{-3} \cdot \cos 20^\circ \cdot \sin 20^\circ}} = 334(\text{MPa})^{1/2}$$

Thỏa mãn ứng suất cho phép $[\sigma_H] = 600(\text{MPa})^{1/2}$

7.3. Thiết kế trợ lực lái

7.3.1. Lựa chọn phương án trợ lực lái

*Yêu cầu đối với trợ lực lái

Mặc dù trợ lực lái là cơ cấu được sử dụng để giảm lực lái nhưng mức độ giảm phải khác nhau phụ thuộc vào điều kiện chuyển động. Và nó phải đảm bảo được yêu cầu sau:

- Khi hệ thống của trợ lực lái gặp sự cố thì hệ thống lái vẫn có thể làm việc. Nếu hư hỏng xảy ra làm ngừng việc cấp dầu từ bơm đến cơ cấu lái thì người lái được xe mà không cần tới trợ lực. Ngay cả khi bơm dầu của trợ lực lái không làm việc hay có rò rỉ (đứt) các đường ống của hệ thống trợ lực lái, dẫn đến đường ống hoàn toàn mất tác dụng thì người lái, dẫn đến đường ống hoàn toàn mất tác dụng thì người lái vẫn đảm bảo điều khiển được xe nhưng với một lực lái lớn hơn.

- Đảm bảo một lực lái thích hợp: Công dụng chính của trợ lực lái là giảm lực lái đồng thời nó là một cơ cấu an toàn, mức độ giảm lực lái phải phù hợp với từng điều kiện

chuyên động của xe. Nói chung, lực lái lớn khi xe đứng yên hay chạy chậm, Ở tốc độ trung bình cần lực lái nhỏ hơn và lực lái giảm dần khi tốc độ tăng. Chỉ cần lực lái nhỏ khi tốc độ xe cao vì ma sát giữa bánh xe và mặt đường giảm. Nói cách khác cần phải đạt được lực lái phù hợp ở bất kỳ dải tốc độ nào và cùng lúc đó “cảm giác đường” phải được truyền tới người lái. Để đảm bảo được lực lái thích hợp trên các xe hiện đại được trang bị những thiết bị đặc biệt đi kèm với trợ lực lái trên bom hoặc van điện tử như: Kiểu cảm biến tốc độ xe, kiểu cảm biến tốc độ động cơ.

- Khắc phục hiện tượng tự cường hóa khi ô tô vượt qua chỗ lồi, đường xấu, có khả năng cường hóa lúc lốp xe bị hỏng, để cho người lái vừa phanh ngắt vừa dữ được hướng chuyên động ban đầu của xe.

- Thời gian cường hóa phải là tối thiểu và chỉ cường hóa khi lực quay vòng lớn.

Như vậy sử dụng hệ thống trợ lực lái đảm bảo tính năng vận hành của xe, giảm được lực đánh lái và chọn được tỷ số truyền của hệ thống lái thích hợp hơn. Nhưng hệ thống lái có trợ lực làm mòn lốp nhanh hơn, kết cấu phức tạp hơn và khối lượng bảo dưỡng cũng tăng lên so với hệ thống lái không có cường hóa.

Với nhiệm vụ thiết kế ta chọn phương án trợ lực lái thủy lực vì nó có các ưu điểm sau:

- Kích thước và khối lượng gọn nhẹ, dễ bố trí.
- Có hiệu quả tác động cao đặc biệt là tính tùy động (tính chép hình).
- Tốc độ tác động cao (độ chậm tác dụng khoảng 0,05 giây).
- Đóng vai trò giảm chấn, giảm những va đập từ mặt đường ngược lên hệ thống lái.
- Hệ thống tuần hoàn kín nên độ an toàn hoạt động cao và ít xảy ra hư hỏng.

Với xe thiết kế là xe tải hạng nặng nên ta chọn hệ thống trợ lực thủy lực, hệ thống này bao gồm: Trợ lực thủy lực tại cơ cấu lái và trợ lực thủy lực cho cầu dẫn hướng thứ hai. Xi lanh thủy lực của bộ cường hóa đặt chung một vỏ với cơ cấu lái, các buồng xi lanh lực được nối với buồng dầu của bộ phân phối đặt ngay trên trục lái, bộ phân phối dạng van trượt, trong vỏ bộ phân phối đặt những trụ phản ứng được phân cách nhờ các lò xo bị nén sơ bộ. Lò xo được xiết bằng các êcu. Lực xiết này xác định giá trị lực đóng bộ cường hóa. Giữa các mặt bên của vỏ và vành trong ô bi có khoảng hở. Hai nửa trục lái được nối nhau bằng bộ ly hợp hình lá. Ly hợp này cho phép độ dịch chuyển phần dưới của trục lái trong giới hạn khoảng hở.

*** Nguyên lý làm việc:**

Khi lực P trên vành lái bé, bộ cường hóa không làm việc ô tô quay vòng do bản thân người lái. Lúc này cả buồng trước và buồng sau xi lanh thông nhau. Áp suất trong các đường ống cân bằng nhau, khi sức cản quay vô lăng tăng bộ cường hóa bắt đầu làm việc, trục lái quay đẩy trụ phân phối dịch chuyển trong giới hạn khoảng hở. Một trong các

buồng xi lanh làm việc sẽ nối với đường dầu đi, áp suất chất lỏng tăng sẽ làm pittong bắt đầu dịch chuyển và qua một số chi tiết làm quay đòn quay đúng.

Khi ngừng quay vòng, do pittong tiếp tục dịch chuyển, trụ phân phối chiếm vị trí trung gian và bộ cường hóa thôi làm việc. Muốn tiếp tục quay vòng ô tô phải tiếp tục chuyển trụ phân phối. Nếu bộ cường hóa bị hỏng thì hệ thống lái vẫn làm việc được.

Phản lực tác dụng ngược lên vô lăng càng lớn khi sức cản quay vòng càng tăng. Các trụ phản ứng truyền phản lực này làm tăng áp lực chiều trục lên ổ bi từ này hay ổ bi từ kia.

***Xác định lực tác động lên vành tay lái**

+ Tỷ số truyền của dẫn động lái từ vô lăng đến cơ cấu lái không đổi và được tính bằng:

$$i_{dd2} = \frac{R}{R_0} \tag{7.37}$$

Trong đó:

R, R_0 - Bán kính vành lái và bán kính vòng tròn cơ sở của bánh răng

$R_0 = 75$ (mm)

Từ thực tế ta đo được $R = 250$ (mm)

$$\Rightarrow i_{dd2} = \frac{R}{R_0} = \frac{250}{75} = 3,33$$

***Xác định lực cực đại tác dụng lên vành tay lái**

Khi đánh lái trong trường hợp ô tô đứng yên tại chỗ thì lực đặt lên vành tay lái để thắng được lực cản quay vòng tác dụng lên bánh xe dẫn hướng là lớn nhất. Lực lớn nhất đặt lên vành tay lái được xác định theo công thức:

$$P_{max} = \frac{M_c}{R \cdot i_{dd2} \cdot i_{dd1} \cdot \eta_{th}} = 1004 \text{ (N)}$$

Trong đó:

M_c - Mô men cản quay vòng

R - Bán kính vành lái

i_{dd1} - Tỷ số truyền dẫn động lái

η_{th} - Hiệu suất thuận của cơ cấu lái

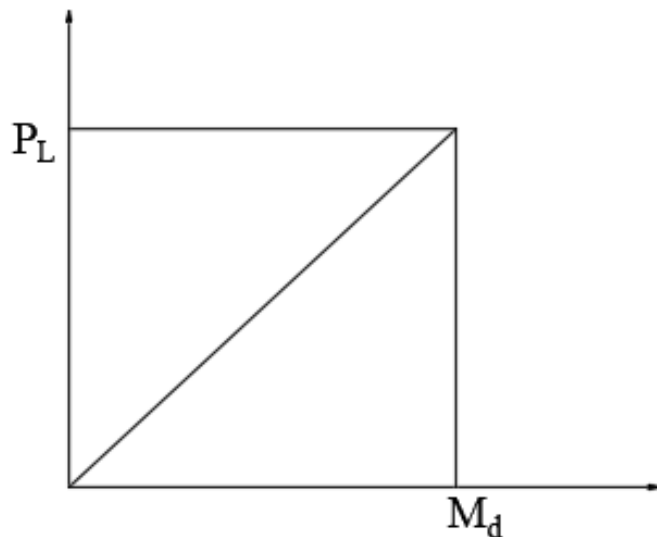
i_{dd2} - Tỷ số truyền của dẫn động lái từ vô lăng đến cơ cấu lái

STT	Thông số	Kí hiệu	Giá trị
1	Lực đánh lái cực đại	P_l	1004 (N)
2	Tỷ số truyền của dẫn động lái từ vô lăng đến cơ cấu lái	I_{dd2}	3,33

7.3.2. Xây dựng đường đặc tính của hệ thống lái

a) Đặc tính của hệ thống lái khi chưa có trợ lực.

Hệ thống lái có tỷ số truyền không thay đổi, kích thước các đòn cũng không thay đổi, do vậy lực tác dụng lên vành lái tuyến tính so với lực cán quay. Do vậy ta có đường đặc tính khi chưa có trợ lực lái được thể hiện như sau:



Hình 7.9. Đường đặc tính của hệ thống lái khi chưa có trợ lực

b) Đường đặc tính của trợ lực lái khi có trợ lực.

Lực tác dụng lên bộ trợ lực P_t là:

$$P_t = P_L - P$$

Trong đó:

P_L - Lực đặt lên vành lái khi không có trợ lực. $P_L = 1004$ N.

P - Lực người lái đặt lên vành lái lớn nhất khi có trợ lực.

Không nên chọn P quá nhỏ vì P nhỏ khi quay riêng các bánh dẫn hướng tại chỗ lớp sẽ mòn nhanh. Đối với ô tô du lịch $P = 40 - 70$ (N), đối với ô tô tải trung bình, xe tải cỡ lớn

và ô tô buýt $P=150 - 200$ (N), đối với ô tô tải cỡ thật lớn $P=300 - 400$ (N). Đôi khi trong loại ô tô tải cỡ lớn người ta làm thêm cơ cấu có thể giải bộ trợ lực khi ô tô đứng yên.

Đối với xe thiết kế ta chọn $P=200$ (N).

Vậy ta có: $P_t = P_L - P = 1004 - 200 = 804$ (N)

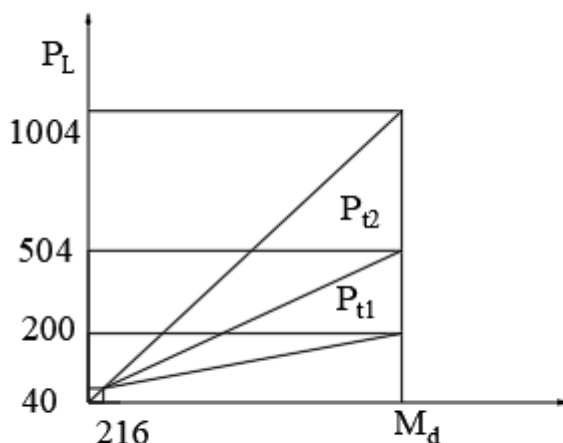
Để tính toán kích thước của cơ cấu phân phối lực, ta phải chọn sơ bộ lực trợ lực lái đặt tại cơ cấu lái P_{t1} và trợ lực lái cầu thứ hai P_{t2} .

Chọn sơ bộ $P_{t1}=500$ N, $P_{t2}=304$ N.

P_{t1}, P_{t2} : Lực trợ lực đặt tại cơ cấu lái và trợ lực lái cầu sau quy về vô lăng.

Trợ lực làm việc khi lực người lái đặt lên vành lái là 40 (N) tương ứng với mô men cản quy về đầu đòn quay đúng là 216 (N).

Khi có trợ lực đường đặc tính được thể hiện như hình vẽ :



Hình 7.10. Đường đặc tính khi có trợ lực

7.3.3. Tính xi lanh trợ lực

a) Tính trợ lực đặt tại cơ cấu lái.

Lực trợ lực của cơ cấu lái quy về vô lăng là:

$$P_{tl} = \frac{P \cdot F_t}{i_{tl} \cdot \eta_t} \quad (7.38)$$

Trong đó:

P - Áp suất bơm sinh ra, áp suất này dẫn đến piston xi lanh lực.

i_{tl} - Tỷ số truyền từ vành lái đến xi lanh lực (bằng tỷ số truyền của cơ cấu lái $i_{tl} = i_{\omega} = 24$).

F_t - Diện tích pittong của xi lanh lực.

η_1 - Hiệu suất của cơ cấu lái: $\eta_1 = 0,8$.

Theo kinh nghiệm thiết kế ta chọn áp suất của bơm $P=300$ (N/cm²). Thay vào công thức (2.32) ta có:

$$F_t = \frac{P_{tl} \cdot i_{\omega} \cdot \eta_1}{p} = \frac{500 \cdot 24 \cdot 0,8}{300} = 32(\text{cm}^2)$$

Đường kính xi lanh của cơ cấu lái:

$$D^2 - d^2 = \frac{4 \cdot F_1}{\pi} = \frac{4 \cdot 32}{3,14} = 40,76(\text{cm}^2) = 4067(\text{mm}^2)$$

Trong đó:

d: Đường kính trục vít

$$\Rightarrow D = \sqrt{40^2 + 4067} = 75(\text{mm})$$

b) Tính độ bền của xi lanh lực.

Xi lanh lực chịu áp suất $P=500$ N/cm² nên ta chọn vật liệu chế tạo là gang xám. Độ bóng làm việc của bề mặt xi lanh lực thường là cấp 10 hoặc 9. Trong những trường hợp khác có thể gia công đạt độ bóng cấp 8.

Mặt trong xi lanh phải được mài bóng và đạt cấp chính xác cao từ 5 – 10.

Khi tính độ bền của xi lanh lực thì bỏ qua những tác động ngẫu nhiên lên nó (va đập từ bên ngoài) mà chỉ chú ý đến áp suất chất lỏng bên trong xi lanh.

Chiều dày thành xi lanh được xác định theo công thức:

$$t = \frac{d}{2} \sqrt{\frac{\sigma + P}{\sigma - P} - 1} \quad (7.39)$$

Trong đó:

t - Chiều dày của thành xi lanh.

d - Đường kính trong của xi lanh.

* Tính độ dày xi lanh lực của cơ cấu lái:

$$d = 75 \text{ (mm)} = 7,5 \text{ (cm)}$$

$$\sigma = 4000 \text{ N/cm}^2 \text{ (gang cầu)}$$

$$P = 500 \text{ N/cm}^2$$

$$\Rightarrow t = \frac{7,5}{2} \cdot \sqrt{\frac{400+50}{400-50}} - 1 = 2 \text{ (cm)}$$

$$\Rightarrow D_n = 2.2 + 7,5 = 11,5 \text{ (cm)}$$

D_n - Đường kính ngoài xi lanh.

7.3.4. Xác định năng suất của bơm trợ lực lái

Với bơm trợ lực là bơm cánh gạt, hiệu suất $\eta_b = 0,75 - 0,85$.

Năng suất của bơm được tính theo công thức:

$$Q = F.S. \frac{\pi.n}{30.\gamma.\eta_b} + \frac{\Delta Q}{\eta_b} \quad (7.40)$$

Trong đó:

F - Diện tích piston bộ trợ lực lái (m^2).

S - Hành trình toàn bộ của piston khi quay các bánh xe dẫn hướng từ vị trí giới hạn bên này sang vị trí giới hạn bên kia (m).

n - Số vòng quay cực đại của vành tay lái (v/ph). $n=2,33$ vòng

γ - Góc quay vành lái (rad) ứng với toàn bộ góc quay của các bánh xe dẫn hướng từ vị trí giới hạn bên này sang vị trí giới hạn bên kia.

η_b - Hiệu suất của bơm: Chọn $\eta_b = 0,85$

ΔQ - Tiêu hao chất lỏng qua trụ phân phối: $\Delta Q = (0,05 \div 0,1).Q$

Chọn $\Delta Q = 0,075.Q$

Năng suất của bơm: $Q=Q_1+Q_2$

Tính Q_1

$$F_{a1} = F_{v2} = \frac{2.M_d}{d_{rq}} = \frac{2.216}{0,15} = 2880(N)$$

$$[\tau] = 0,5.\sigma_b = 0,5.2700 = 1350(MPa)$$

$$d \geq 1,6\sqrt{\frac{1,37.2880.4}{1350}} = 5,5(mm)$$

$$n = \frac{x.G.d}{8.c^3.(F_{\max} - F_{\min})} = \frac{5.8.10^4.6}{8.4^3.(2880 - 700)} = 2,5$$

$$n_0 = n + 1,5 = 4$$

$$\lambda = \frac{8.D^3.n.F}{G.d^4} = \frac{8.24^3.2,5.2880}{8.10^4.6^4} = 7,68(mm)$$

$$t = d + 1,2.\frac{\lambda_{\max}}{n} = 6 + 1,2.\frac{7,68}{2,5} = 10(mm)$$

F_1, S_1 được tính ở phần trên.

$$S_1 = 102,07 (mm) = 102,07.10^{-3} (m)$$

$$F_1 = 3200 (mm^2) = 3200.10^{-6} (m^2)$$

Thay các giá trị vào công thức (2.42) ta có:

$$Q_1 = \frac{F_1.S_1.\pi.n}{30.\gamma.\eta_b.(1 - \frac{0,075}{\eta_b})} = \frac{3200.10^{-6}.102,07.10^{-3}.3,14.2,33}{30.1,36.0,85.(1 - \frac{0,075}{0,85})} = 75,57.10^{-6} (m^3 / s)$$

Tính Q_2

$$Q_2 = F_2.S_2.\frac{\pi.n}{30.\gamma.\eta_b} + \frac{\Delta Q_2}{\eta_b}$$

$$S_2 = 232,2 (mm) = 232,2.10^{-3} (m)$$

$$F_2 = 3575 (mm^2) = 3575.10^{-6} (m^2)$$

Thay các giá trị vào công thức ta có:

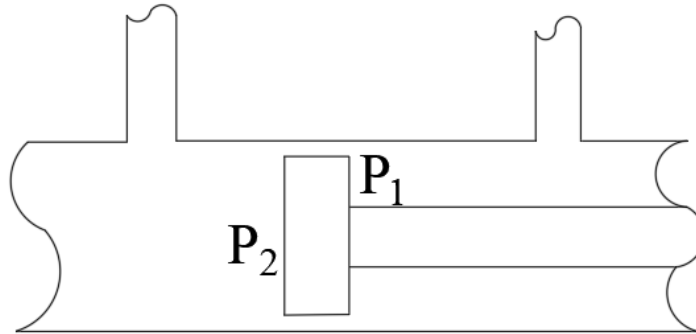
$$Q_2 = \frac{F_2.S_2.\pi.n}{30.\gamma.\eta_b.(1 - \frac{0,075}{\eta_b})} = \frac{3575.10^{-6}.232,2.10^{-3}.3,14.2,33}{30.1,36.0,85.(1 - \frac{0,075}{0,85})} = 192.10^{-6} (m^3 / s)$$

Năng suất của bơm là:

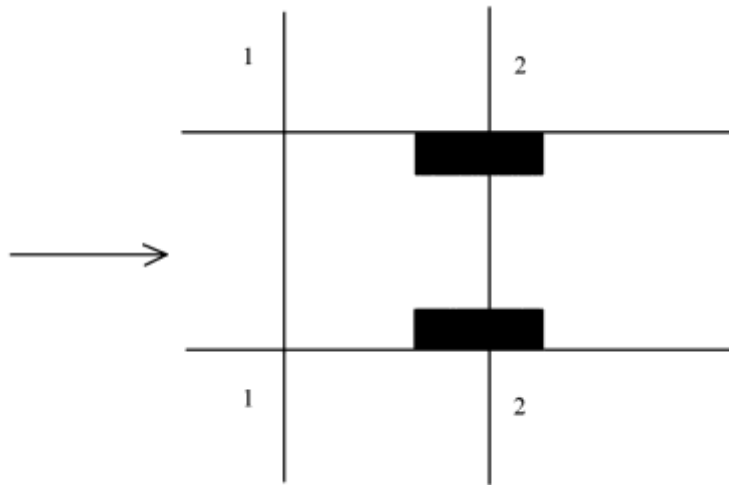
$$Q_b = Q_1 + Q_2 = 75,75 \cdot 10^{-6} + 192 \cdot 10^{-6} = 267,75 \cdot 10^{-6} (m^3 / s)$$

Năng suất tính toán của bơm Q phải đạt được số vòng quay lớn hơn số vòng quay khi động cơ chạy không tải từ 25% trở lên.

7.3.5. Tính van tiết lưu



Đối với xi lanh trợ lực cầu dẫn hướng thứ hai, do diện tích tác dụng của hai buồng khác nhau nên cần có van tiết lưu để trợ lực được cân bằng.



Do lực tác dụng của hai buồng là như nhau nên ta có:

$$p_1 \cdot \frac{D^2 - d^2}{4} \cdot \pi = p_2 \cdot \frac{D^2}{4} \cdot \pi$$

$$\Rightarrow 500 \cdot (7,5^2 - 4^2) = p_2 \cdot 7,5^2$$

$$\Rightarrow p_2 = 357 (N / cm^2)$$

Theo phương trình Becnuli:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \cdot v_1^2}{2 \cdot g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 \cdot v_2^2}{2 \cdot g} \quad (7.41)$$

Trong đó:

Z - Độ cao hình học (m)

P - Áp suất chất lỏng (N/m²)

γ - Trọng lượng riêng của dầu $\gamma = 9000$ (N/m²)

v - Vận tốc chất lỏng (m/s)

g - Gia tốc trọng trường $g = 9,8$ (m/s²)

α - Hiệu số hiệu chỉnh động năng, $\alpha = 1$ khi chảy rôi $\alpha = 2$ khi chảy tầng. Lấy $\alpha = 2$.

Khi tính toán lấy $Z_1 = Z_2$.

V₁ Tính theo độ dịch chuyển của van trượt và thời gian tác dụng, lấy $v_1 = 26$ (m/s) từ đó ta tính được v_2 :

$$V_2 = 36,46 \text{ (m/s)}$$

Do lưu lượng qua ống không đổi nên ta có: $F_1 \cdot V_1 = F_2 \cdot V_2$

Với: F_1, F_2 : Tiết diện của đường dầu và tiết diện tiết lưu.

Chọn F_1 theo kinh nghiệm, $F_1 = 3,14$ (cm²).

$$\Rightarrow F_2 = \frac{F_1 \cdot v_1}{v_2} = \frac{3,14 \cdot 26}{36,46} = 2,24 \text{ (cm}^2\text{)}$$

Từ đó ta tính được đường kính lỗ tiết lưu $d = 1,7$ cm.

7.3.6. Tính lò xo định tâm

Khi đang lái người lái tác dụng vào vô lăng một lực 40N thì thắng được lực cản của lò xo định tâm, trợ lực bắt đầu làm việc. Mô men quay trục đòn quay đứng tương ứng là 216 (N.m).

Lực dọc trục vít tác dụng lên lò xo định tâm có giá trị bằng lực vòng trên bánh răng rẻ quạt.

$$F_{a1} = F_{v2} = \frac{2 \cdot M_d}{d_{rq}} = \frac{2 \cdot 216}{0,15} = 2880 \text{ (N)}$$

Chọn vật liệu làm lò xo là dây thép, ứng suất xoắn cho phép

$$[\tau] = 0,5 \cdot \sigma_b = 0,5 \cdot 2700 = 1350 \text{ (MPa)}$$

$$d \geq 1,6 \sqrt{\frac{1,37 \cdot 2880 \cdot 4}{1350}} = 5,5 \text{ (mm)}$$

Lấy $d=6$ (mm)

Đường kính là xo $D=4 \cdot d=4 \cdot 6=24$ (mm)

Số vòng làm việc của lò xo:

$$n = \frac{x \cdot G \cdot d}{8 \cdot c^3 \cdot (F_{\max} - F_{\min})} = \frac{5 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 6}{8 \cdot 4^3 \cdot (2880 - 700)} = 2,5 \text{ (vòng)}$$

Số vòng làm việc thực tế của lò xo là:

$$n_0 = n + 1,5 = 4 \text{ (vòng)}$$

Chuyển vị lớn nhất của lò xo:

$$\lambda = \frac{8 \cdot D^3 \cdot n \cdot F}{G \cdot d^4} = \frac{8 \cdot 24^3 \cdot 2,5 \cdot 2880}{8 \cdot 10^4 \cdot 6^4} = 7,68 \text{ (mm)}$$

Bước của vòng lò xo khi chưa chịu tải:

$$t = d + 1,2 \cdot \frac{\lambda_{\max}}{n} = 6 + 1,2 \cdot \frac{7,68}{2,5} = 10 \text{ (mm)}$$

7.4. Mô phỏng hệ thống trợ lực lái thủ lực bằng Matlab Simulink

7.4.1. Cấu tạo và hoạt động của mô hình

Hệ thống truyền động thủy lực bao gồm:

- Xi lanh thủy lực tác động kép.
- Một van 4 chiều.
- Một máy bơm chuyển vị cố định.
- Một van giảm áp.



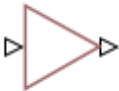



7.4.2. Giá lái tác động lên tải trọng được mô phỏng bằng lò xo và van điều tiết

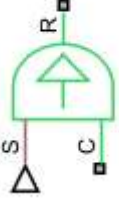



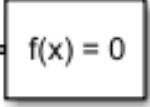
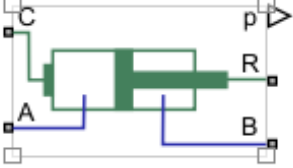
Hoạt động:


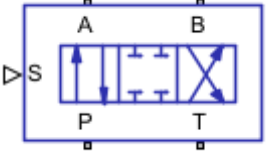
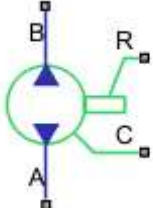


1. Một thanh xoắn nối vô lăng với bánh răng của cơ cấu thanh răng. (Torsion nối với steering wheel, rack and pinion)
2. Khi quay vô lăng, thanh xoắn sẽ bị xoắn. (turn the steering wheel, torsion twists)

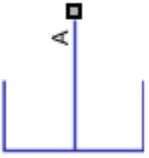




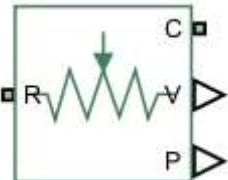

3. Vòng xoắn này được chuyển thành việc mở van 4 chiều.
4. Van kết nối các buồng xi lanh thủy lực với đường áp suất hoặc đường hồi lưu dựa trên hướng quay.
5. Sự chênh lệch áp suất buồng xi lanh càng lớn thì trợ lực lái càng hỗ trợ nhiều.

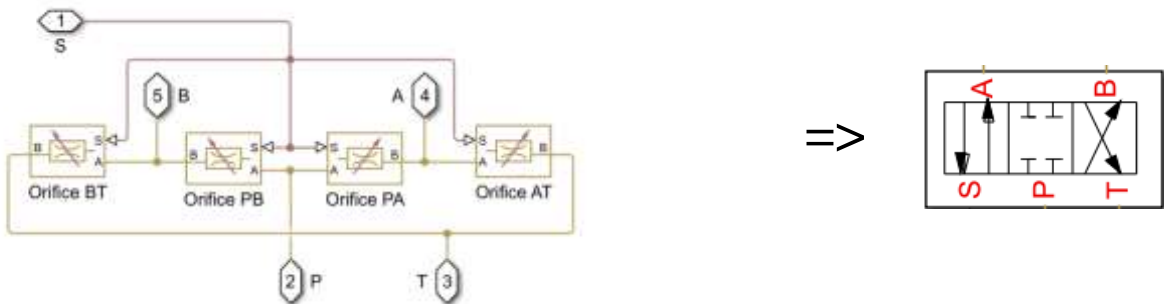
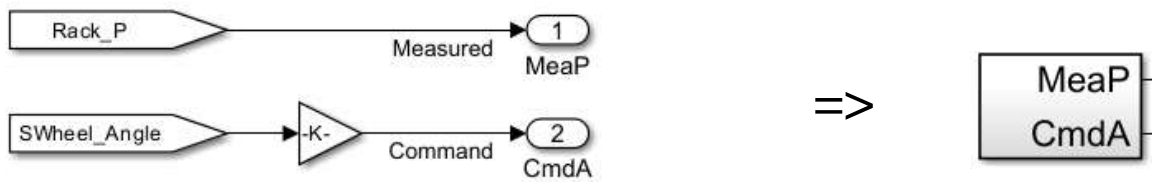
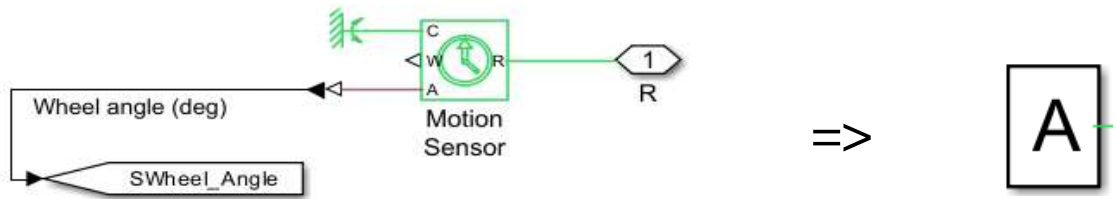
7.4.3. Mô phỏng hệ thống trợ lực lái thủy lực

HÌNH DẠNG	TÊN GỌI	CHỨC NĂNG
	Translational Damper Bộ giảm chấn nhớt trong các hệ thống dịch cơ học	Khối giảm chấn tịnh tiến là một lý tưởng van điều tiết nhớt tịnh tiến cơ học.
	Translational Spring Lò xo lý tưởng trong các hệ thống dịch cơ học	Khối Translational Spring là một lý tưởng lò xo tuyến tính cơ học.
	PS Gain Nhận tín hiệu vật lý đầu vào với hằng số	Khối PS Gain thực hiện phép nhân phần tử của tín hiệu vật lý đầu vào bằng một giá trị không đổi (độ lợi).
	Wheel and axle Cơ cấu bánh xe và trục trong hệ thống cơ khí	Cơ cấu bánh xe và trục trong hệ thống cơ khí
	Mechanical Translational Reference	Kết nối tham chiếu cho các cổng tịnh tiến cơ học.
	PS Constant Tạo tín hiệu vật lý liên tục	Tạo hằng số tín hiệu vật lý

	<p>Ideal Angular Velocity Source</p> <p>Nguồn vận tốc góc lý tưởng trong các hệ thống quay cơ học</p>	<p>Khối nguồn vận tốc góc lý tưởng là một nguồn lý tưởng của vận tốc góc tạo ra chênh lệch vận tốc tại các cực của nó tỷ lệ thuận với tín hiệu vật lý đầu vào.</p>
	<p>PS-Simulink Converter</p>	<p>Chuyển đổi tín hiệu vật lý thành tín hiệu đầu ra Simulink.</p>
	<p>Ideal Rotational Motion Sensor</p> <p>Cảm biến chuyển động trong hệ thống quay cơ học</p>	<p>Khối cảm biến chuyển động quay lý tưởng là một cảm biến chuyển động quay cơ học lý tưởng (một thiết bị chuyển đổi ngang biến được đo giữa hai nút quay cơ học thành tín hiệu điều khiển tỷ lệ thuận với gia tốc, vận tốc góc hoặc vị trí (góc).</p>
	<p>Goto</p>	<p>Khối Goto chuyển đầu vào của nó đến các khối From tương ứng của nó.</p>
	<p>Solver Configuration</p> <p>Môi trường mạng vật lý và cấu hình bộ giải</p>	<p>Môi trường mạng vật lý và cấu hình bộ giải. Khối cấu hình bộ giải chỉ định các tham số bộ giải mà mô hình cần trước khi bạn có thể bắt đầu mô phỏng.</p>
	<p>Double-Acting Actuator</p> <p>Chuyển đổi tuyến tính chênh lệch áp suất thành truyền động trong chất lỏng đẳng nhiệt hệ thống</p>	<p>Khối Bộ truyền động tác động kép đại diện cho tuyến tính chuyển đổi chênh lệch áp suất giữa hai buồng thành chuyển động piston. Pít-tông truyền động được điều khiển bởi chênh lệch áp suất tác động lên tâm piston ngăn cách các buồng</p>

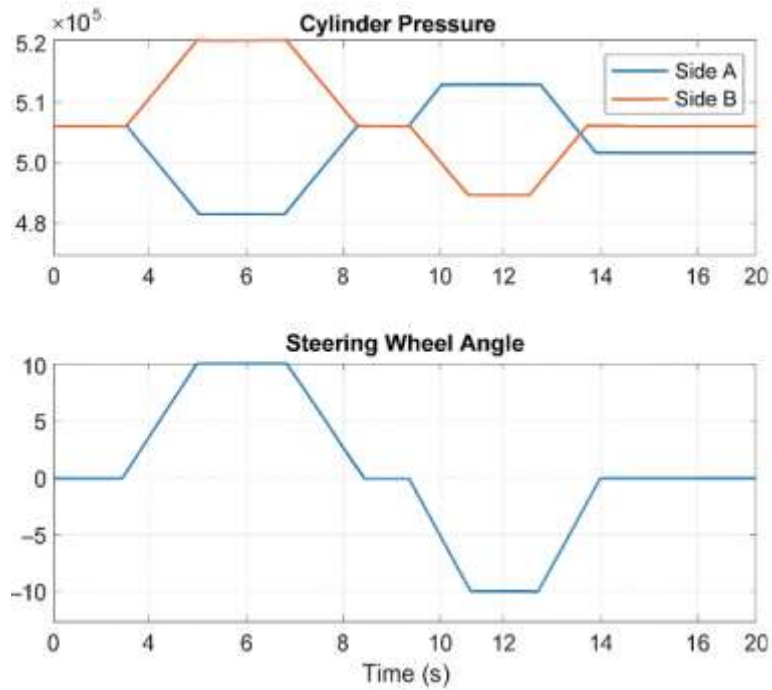
	<p>Pipe</p> <p>Đoạn ống trong mạng lưới chất lỏng đẳng nhiệt</p>	<p>Các mô hình khối ống chảy trong một đường ống cứng hoặc có thành linh hoạt với tổn thất do tường ma sát.</p>
	<p>4-Way 3-Position Directional Valve</p> <p>Van định hướng 4 chiều, 3 vị trí trong hệ thống chất lỏng đẳng nhiệt</p>	<p>Khối van định hướng 3 vị trí 4 chiều mô hình hóa một van với bốn lỗ mở trong Một mạng lưới chất lỏng đẳng nhiệt, thường là giữa bộ truyền động, máy bơm và bể chứa.</p>
	<p>Fixed-Displacement Pump</p> <p>Bơm dịch chuyển cố định trong hệ thống chất lỏng đẳng nhiệt</p>	<p>Khối bơm dịch chuyển cố định mô hình hóa một máy bơm với thể tích không đổi Thuyền. Chất lỏng có thể di chuyển từ cổng A sang cổng B, được gọi là chế độ chuyển tiếp hoặc từ cổng B sang cổng A, được gọi là đảo ngược chế độ.</p>
	<p>Pressure Relief Valve</p> <p>Van giảm áp trong mạng lưới chất lỏng đẳng nhiệt</p>	<p>Khối van giảm áp đại diện cho một van giảm áp trong mạng lưới chất lỏng đẳng nhiệt. Van vẫn đóng khi áp suất nhỏ hơn một giá trị quy định. Khi áp suất này được đáp ứng hoặc vượt qua, van sẽ mở ra. Áp suất cài đặt này là chênh lệch áp suất ngưỡng trên van, giữa cổng A và B, hoặc giữa cổng A và áp suất khí quyển.</p>
	<p>Isothermal Liquid Properties</p> <p>Tính chất vật lý của chất lỏng đẳng nhiệt</p>	<p>Khối Tính chất lỏng đẳng nhiệt xác định các tính chất lỏng hoạt động như các tham số toàn cầu cho tất cả các khối được kết nối với mạch. Các Chất lỏng mặc định là nước.</p>
	<p>Reservoir</p> <p>Bình chứa chất lỏng đẳng nhiệt ở áp suất</p>	<p>Khối hồ chứa đại diện cho một bể chứa chất lỏng đẳng nhiệt vô hạn. Sử dụng khối này để</p>

	<p>không đổi hoặc thay đổi theo thời gian</p>	<p>đặt điều kiện biên trong chất lỏng đẳng nhiệt mạng lưới. Chất lỏng trong bể chứa có thể ở áp suất không đổi, trong khí quyển hoặc được chỉ định bởi một tham số khối.</p>
	<p>Mass Khối lượng tịnh tiến cơ học lý tưởng</p>	<p>Khối lượng đại diện cho một khối lượng tịnh tiến cơ học lý tưởng.</p>
	<p>Rotational Hard Stop Dừng cứng xoay hai mặt</p>	<p>Khối Hard Stop xoay đại diện cho một dừng cứng quay cơ học hai mặt hạn chế chuyển động của cơ thể giữa giới hạn trên và dưới.</p>
	<p>Rotational Damper Bộ giảm chấn nhớt trong các hệ thống quay cơ học</p>	<p>Khối giảm chấn quay đại diện cho một cơ khí lý tưởng Van điều tiết nhớt quay</p>
	<p>Rotational Spring Lò xo lý tưởng trong các hệ thống quay cơ học</p>	<p>Khối lò xo quay đại diện cho một lò xo tuyến tính quay cơ học lý tưởng.</p>
	<p>Ideal Translational Motion Sensor Cảm biến chuyển động trong các hệ thống tịnh tiến cơ học</p>	<p>Khối cảm biến chuyển động tịnh tiến lý tưởng đại diện cho một thiết bị chuyển đổi một biến ngang được đo giữa hai tịnh tiến cơ học thành tín hiệu điều khiển tỷ lệ thuận với gia tốc, vận tốc hoặc vị trí.</p>
	<p>Simulink-PS Converter</p>	<p>Chuyển tín hiệu đầu vào Simulink thành tín hiệu vật lý.</p>

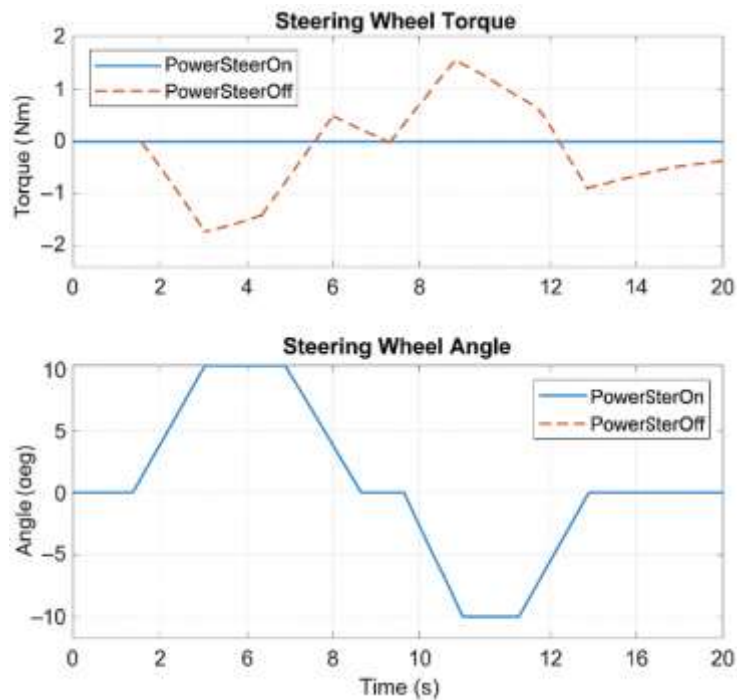


7.4.4. Kết quả đồ thị của chu trình

- ❖ Đồ thị bên dưới thể hiện mức độ hỗ trợ mà hệ thống trợ lực lái cung cấp cho người lái khi quay bánh xe. Sự chênh lệch áp suất trong buồng xi lanh càng lớn thì càng được hỗ trợ nhiều hơn.



- ❖ Các biểu đồ dưới đây so sánh mức độ nỗ lực cần thiết khi bật và tắt trợ lực lái. Đối với cùng một trình tự lái, lượng mô men xoắn cần thiết khi tắt trợ lực lái sẽ cao hơn nhiều. Trợ lực lái được tắt bằng cách đặt mức tăng trong mở van về 0.

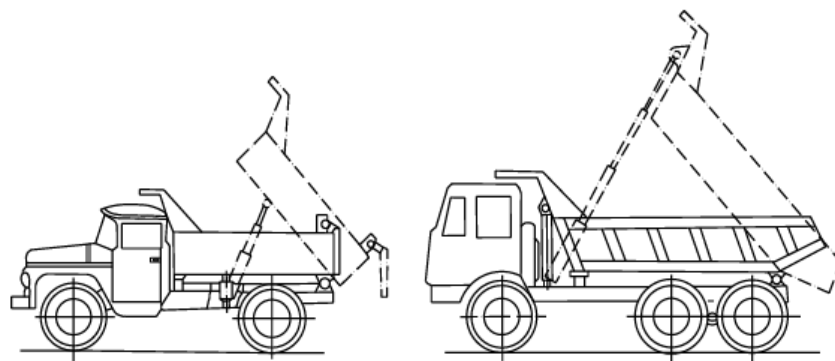


CHƯƠNG 8. LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ THÙNG XE

8.1. Lựa chọn phương án thiết kế

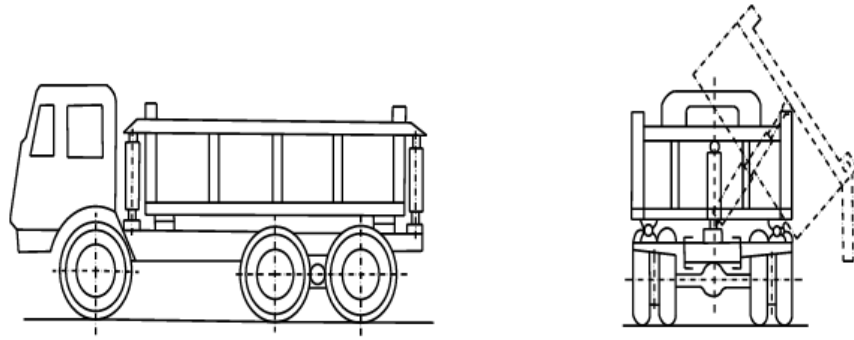
Đối với các xe tự đổ, các biện pháp nâng hạ thùng là rất đa dạng với nhiều phương pháp khác nhau:

- Theo cách thức lật thùng
 - + Loại ô tô tự đổ lật thùng cưỡng bức sử dụng kích nâng để lật thùng, đảm bảo việc nâng hạ thùng và trút hàng diễn ra một cách chủ động.
Ưu điểm: An toàn hơn do người vận hành kiểm soát được quá trình lật thùng
Nhược điểm: Cần cơ cấu nâng hạ, có thể tốn chi phí bảo trì và vận hành hơn
 - + Loại ô tô tự đổ thùng tự lật thùng có trọng tâm lệch về phía sau điểm quay lật.
Khi rút chốt hãm, thùng tự lật mà không cần dùng kích nâng.
Ưu điểm: Khả năng trút hàng tốt, đơn giản hơn do không cần hệ thống kích nâng
Nhược điểm: Không chủ động kiểm soát được quá trình lật, có thể gây mất an toàn nếu hàng hóa không được sắp xếp hợp lý.
- Theo hướng đổ thùng
 - + Loại thùng lật về phía sau tương đối phổ biến, được dùng nhiều để chở vật liệu xây dựng, khai thác mỏ, khả năng trút hàng nhanh.

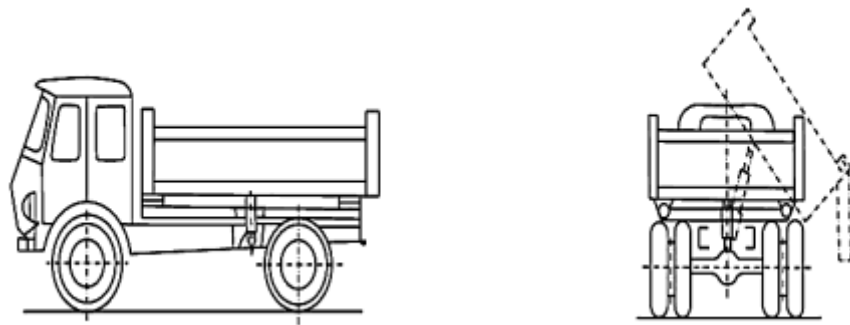


Hình 8.1. Xe có thùng lật phía sau

- + Loại lật thùng sang ngang thường dùng để vận tải những sản phẩm nông nghiệp, có thể chở vật liệu xây dựng.

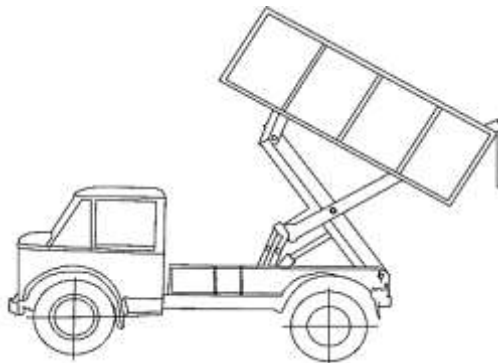


Hình 8.2. Xe có thùng lật sang bên sườn, kích nâng đặt ở trước và sau thùng



Hình 8.3. Xe có thùng lật sang bên sườn, kích nâng đặt ở giữa thùng

+ Loại nâng thùng lên cao rồi lật khả năng chở hàng là không lớn, tuy nhiên loại này lại đem hiệu quả khi cần trút hàng vào các bể chứa, vào toa xe đường sắt.



Hình 8.4. Xe có kết cấu nâng thùng lên cao rồi mới lật

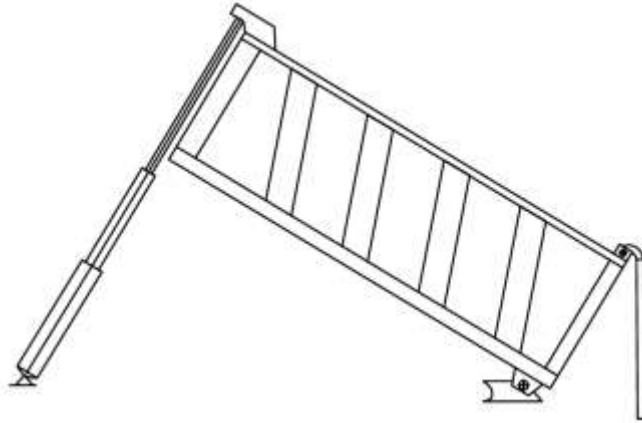
Ô tô có thùng tự đổ là loại phương tiện cơ giới đường bộ chuyên dùng có trang bị thùng lật để dỡ hàng ra khỏi thùng. Đa số ô tô có thùng tự đổ sử dụng loại kích thủy lực, vì nó có những ưu điểm sau: kích thước gọn và dễ bố trí, có tính tin cậy và độ an toàn cao,

các bề mặt tiếp xúc mòn ít vì luôn có dầu, thời gian dỡ hàng ngắn ($10 \div 29s$). Được chia làm 2 loại chính sau: + Loại bố trí xy lanh thủy lực đặt trực tiếp dưới thùng hàng

+ Loại bố trí xy lanh thủy lực kết hợp với giàn nâng

8.1.1. Loại bố trí xy lanh thủy lực đặt trực tiếp dưới thùng hàng

- Sử dụng xy lanh thủy lực đặt ở đầu thùng



Hình 8.5. Hệ thống nâng hạ thùng dùng xy lanh thủy lực đặt đầu thùng

Đặc điểm

- + Xy lanh được gắn ở phía trước thùng hàng, ngay sau cabin xe
- + Một đầu xy lanh được cố định vào khung xe, đầu còn lại kết nối với đáy thùng
- + Khi xy lanh đẩy lên, thùng được nâng dần theo bản lề gắn ở cuối khung

Ưu điểm

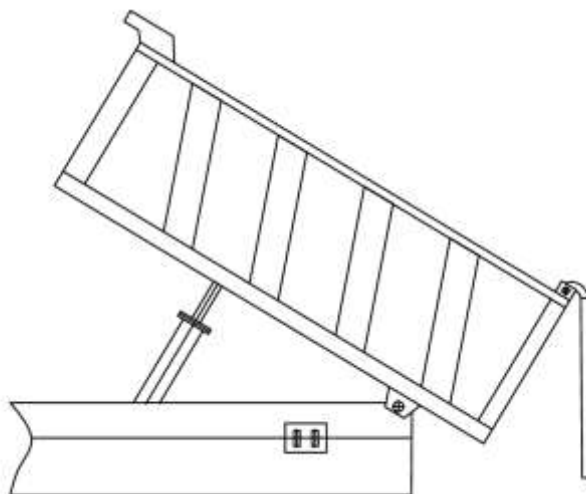
- + Góc nâng từ $45^\circ - 60^\circ$, giúp đổ hàng nhanh chóng và triệt để. Giảm tình trạng vật liệu dính lại trong thùng, đặc biệt với các vật liệu ướt như bùn, đất sét.
- + Lực đẩy được phân bố đều dọc theo khung xe, giúp giảm áp lực lên hệ thống chassis. Giảm nguy cơ biến dạng hoặc cong vênh khung xe khi nâng hạ tải nặng.
- + Xy lanh được gắn gần đầu thùng, trọng tâm xe ít bị thay đổi khi nâng. Giảm rung lắc và nguy cơ lật xe khi đổ hàng. Xy lanh ít bị ảnh hưởng bởi bụi bẩn, đá vụn từ vật liệu bên trong thùng.

Nhược điểm

- + Cấu tạo xy lanh nhiều tầng phức tạp hơn, dẫn đến chi phí sản xuất và bảo trì cao hơn.
- + Hệ thống này thường chỉ sử dụng trên xe ben cỡ lớn vì cần không gian lắp đặt đủ rộng. Với xe ben nhỏ, cơ cấu này có thể làm giảm tính linh hoạt.
- + Xy lanh đặt sát cabin, việc kiểm tra và sửa chữa khó khăn hơn so với bố trí dưới thùng.
- + Khi nâng, tải trọng sẽ dồn về phía cabin, có thể làm ảnh hưởng đến kết cấu của cabin nếu không thiết kế khung xe đủ chắc chắn.

Ứng dụng

- + Xe ben tải nặng (từ 10 tấn trở lên), chuyên dùng cho công trình lớn, khai thác mỏ, vận chuyển đất đá. Xe ben tự đổ có kích thước lớn, yêu cầu góc nâng cao để xả hàng nhanh.
- Sử dụng bố trí xy lanh ở giữa thùng



Hình 8.6. Hệ thống nâng hạ thùng dùng xy lanh thủy lực đặt giữa thùng

Đặc điểm

- + Xy lanh thủy lực được gắn vào phần giữa khung xe, với đầu đẩy trực tiếp vào đáy thùng.

- + Khi xy lanh đẩy lên, thùng xe xoay quanh bản lề đặt ở cuối khung.
- + Có thể sử dụng xy lanh đơn hoặc xy lanh telescopic nhiều tầng tùy vào tải trọng

Ưu điểm

- + Lực nâng được trải đều hơn trên khung xe, giúp giảm áp lực cục bộ lên đầu hoặc cuối xe. Hệ thống khung chịu lực tốt hơn, giảm nguy cơ cong vênh.
- + Góc nâng trung bình từ 45° - 55° , giúp đổ hàng nhanh và hiệu quả. Ít bị tình trạng hàng dính lại trong thùng so với xi-lanh đặt dưới thùng.
- + Không cần xy lanh nhiều tầng phức tạp, giúp bảo trì dễ dàng hơn. Dễ dàng lắp đặt và thay thế khi cần sửa chữa.
- + Do cấu tạo đơn giản hơn, giá thành sản xuất và bảo trì thấp hơn.

Nhược điểm

- + So với hệ thống đặt ở đầu thùng (có thể nâng tới 60°), xi-lanh giữa thùng chỉ đạt khoảng 45° - 55° , có thể làm hàng bám dính khi đổ.
- + Khi nâng, trọng lượng thùng xe dồn về phía sau, có thể làm xe mất cân bằng nếu tải trọng không được phân bố hợp lý.
- + Hệ thống này chủ yếu sử dụng cho xe ben tải trung bình. Đối với xe tải lớn (>20 tấn), xy lanh đầu thùng sẽ hiệu quả hơn.

Ứng dụng

- + Xe ben tải trung bình (5 - 15 tấn), sử dụng trong xây dựng và vận tải vật liệu. Xe ben đa dụng, không yêu cầu góc đổ quá lớn hoặc tải trọng siêu nặng.

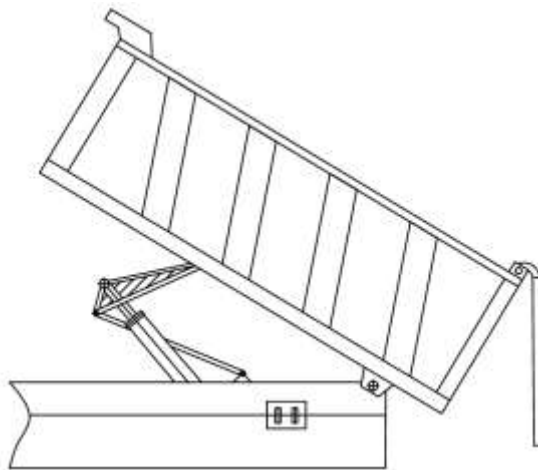
8.1.2. Loại bố trí xy lanh thủy lực kết hợp giàn nâng

Đặc điểm loại này là có kết cấu phức tạp hơn nhưng cho sức nâng lớn, độ bền vững cao, khả năng chịu lực tốt. Đầu của xy lanh thủy lực không đặt trực tiếp lên thùng nên tuổi thọ cao hơn, đòi hỏi công suất của bộ trích công suất không lớn. Lực nâng được phân phối đều lên các gối.

Kết cấu phức tạp, yêu cầu về độ chính xác lắp ghép lớn đảm bảo động học của giàn nâng. Để đảm bảo làm việc thì tất cả các khớp của cơ cấu trong quá trình nâng hạ phải cùng nằm trên một mặt phẳng, làm cho việc lắp ráp đòi hỏi chính xác cao, khó khăn.

Các cách bố trí xy lanh thủy lực kết hợp với giàn nâng được sử dụng hiện nay tùy thuộc theo cách bố trí xy lanh thủy lực, bố trí dàn nâng, bố trí đòn liên kết.

- Cách bố trí thứ nhất



Hình 8.7. Cách bố trí thứ nhất của hệ thống nâng hạ xy lanh thủy lực kết hợp dàn nâng
Đặc điểm

- + Hệ thống nâng hạ có nhiều khâu khớp, các chi tiết được bố trí đối xứng hai bên giữa kích nâng.
- + Lực nâng từ xy lanh thủy lực tác dụng vào giàn nâng đẩy thùng tự đổ nâng thùng, tay đòn được liên kết từ khung phụ với giàn nâng.

Ưu điểm

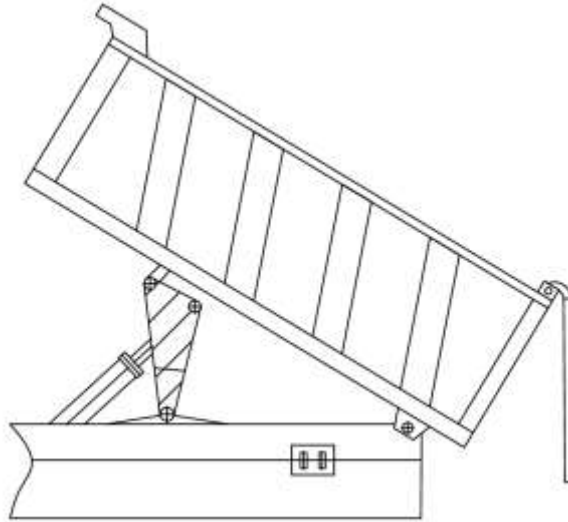
- + Kết cấu vững chắc, khả năng chịu tải lớn
- + Lực nâng không đặt trực tiếp vào kích nâng nên xy lanh có tuổi thọ cao

Nhược điểm

- + Cơ cấu có nhiều chi tiết, nhiều khâu khớp nên chế tạo khó khăn, lắp đặt phức tạp, động lực học khá phức tạp, phương án có thể tích chiếm chỗ lớn.

+ Khi đòn liên kết giữa tấm nâng và khung phụ bị cong vênh thì hệ thống nâng hạ sẽ không thể làm việc được, ảnh hưởng lớn đến quá trình làm việc.

Cách bố trí thứ hai



Hình 8.8. Cách bố trí thứ hai của hệ thống nâng hạ xy lanh thủy lực kết hợp dàn nâng

Đặc điểm

+ Hệ thống nâng hạ có nhiều khâu khớp, các chi tiết được bố trí đối xứng hai bên giữa kích nâng, thùng tự đổ không liên kết trực tiếp với giàn nâng mà qua tay đòn.

+ Lực nâng từ xy lanh thủy lực tác dụng vào giàn nâng qua tay nâng liên kết đẩy thùng tự đổ nâng thùng.

Ưu điểm

+ Kết cấu nhỏ gọn, vững chắc, khả năng chịu tải lớn, đảm bảo cứng vững tốt

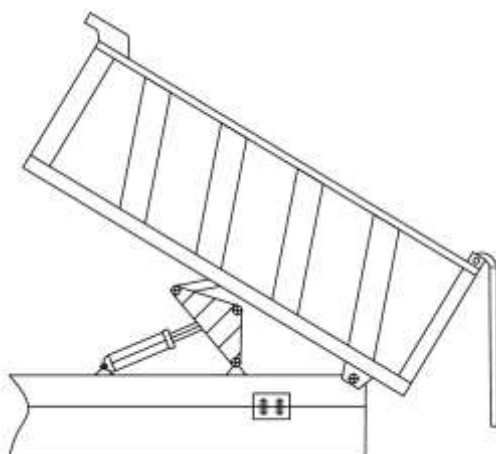
+ Lực nâng không đặt trực tiếp vào kích nâng nên xy lanh có tuổi thọ cao, động học tương đối đơn giản

Nhược điểm

+ Cơ cấu có nhiều chi tiết, nhiều khâu khớp nên chế tạo khó khăn, lắp đặt phức tạp

+ Tay nâng liên kết trực tiếp tác dụng đẩy thùng tự đổ nên yêu cầu về độ bền, tuổi thọ làm việc

Cách bố trí thứ ba



Hình 8.9. Cách bố trí thứ ba của hệ thống nâng hạ xy lanh thủy lực kết hợp dàn nâng
Đặc điểm

- + Hệ thống nâng hạ có nhiều khớp khâu, thùng tự đổ không liên kết trực tiếp với giàn nâng mà qua tay đòn.
- + Lực nâng từ xy lanh thủy lực tác dụng vào giàn nâng qua tay nâng liên kết đẩy thùng tự đổ nâng thùng.

Ưu điểm

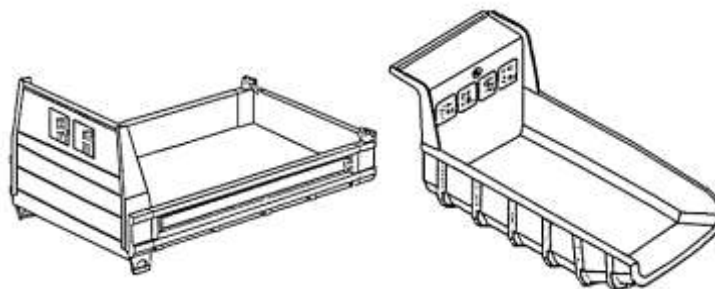
- + Có kết cấu đơn giản, nhỏ gọn, vững chắc, khả năng chịu tải lớn, dễ chế tạo lắp đặt
- + Lực nâng không đặt trực tiếp vào kích nâng nên xy lanh có tuổi thọ cao, động học đơn giản

Nhược điểm

- + Cơ cấu có nhiều chi tiết, nhiều khâu khớp nên chế tạo khó khăn
- + Tay nâng liên kết trực tiếp tác dụng đẩy thùng tự đổ nên yêu cầu về độ bền, tuổi thọ làm việc cao. Việc bố trí chốt xoay xy lanh là xa so với giàn nâng, góc đặt xy lanh so với phương ngang là nhỏ nên yêu cầu lực nâng lớn, hành trình nâng dài

Qua phân tích ưu nhược điểm của các phương án ta lựa chọn phương án nâng hạ thùng là sử dụng xy lanh thủy lực kết hợp với giàn nâng để đảm bảo lực nâng lớn, khả năng chịu tải tốt.

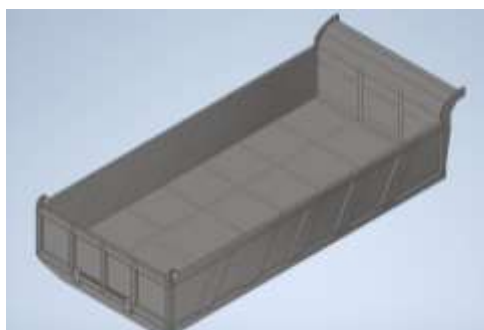
8.2. Kết cấu thùng xe



Hình 8.10. Thùng xe

Thùng được chế tạo từ thép. Khung thùng làm từ thép cán định hình chữ U, thép L, được hàn nối với nhau. Thành bên và đáy thùng được lót hàn thép tấm. Phần đáy chịu tải trọng lớn, tấm thép dày hơn thành bên. Để an toàn cho lái xe, thành trước được làm cao và dài về phía trước, che lên cabin. Phần sau thùng hàng có thể làm dốc lên, ngăn không cho vật liệu tràn ra ngoài khi vận chuyển, nhưng vẫn dễ dàng tháo sạch vật liệu khi nâng thùng lên. Phần lớn thùng tự đổ đều bố trí tấm lật sau (bửng sau). Trường hợp này bản lề được bố trí phía trên, bảo đảm sau khi đổ hàng tấm bửng không bị vướng như trường hợp bản lề bửng nằm ở dưới. Thùng tự đổ được bố trí cơ cấu tự khóa bửng sau để thuận tiện cho việc tháo dỡ hàng.

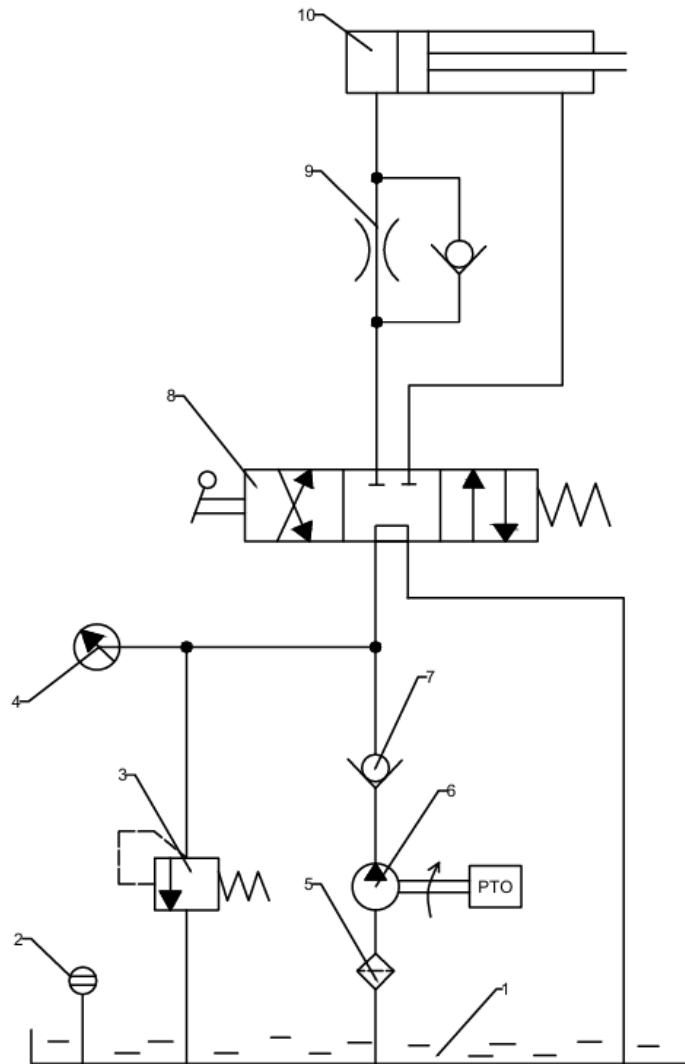
- Thùng xe thiết kế



Hình 8.11. Thùng xe ben thiết kế

8.3. Hệ thống thủy lực

8.3.1. Sơ đồ nguyên lý hệ thống thủy lực



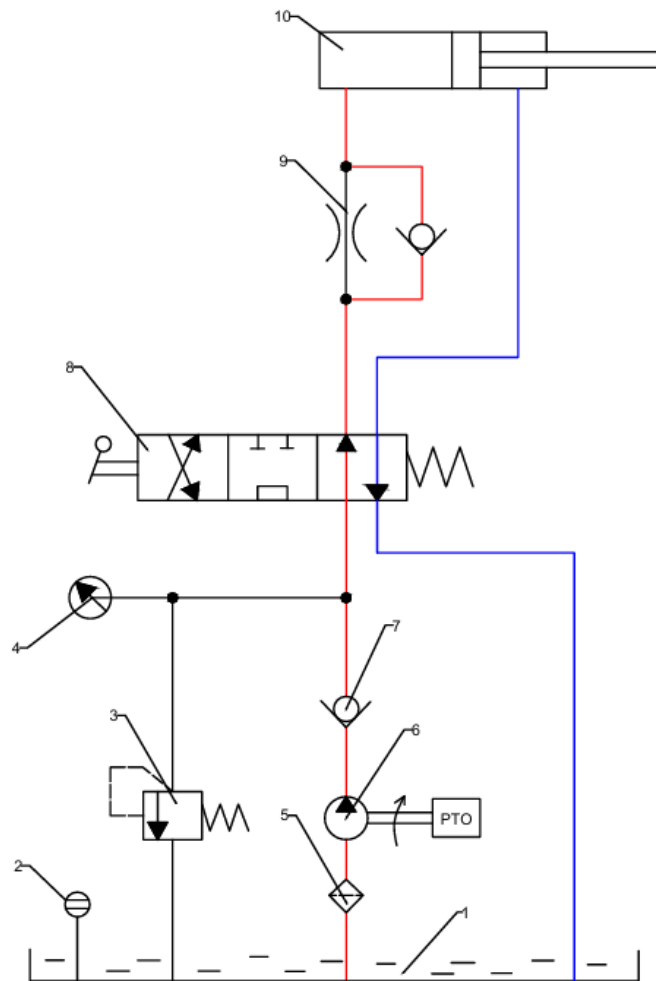
Hình 8.12. Sơ đồ hệ thống thủy lực nâng hạ thùng xe ben

- | | |
|------------------------|-----------------------|
| 1. Thùng dầu thủy lực | 6. Bơm thủy lực |
| 2. Đồng hồ chỉ mức dầu | 7. Van một chiều |
| 3. Van điều áp | 8. Van phân phối 4/3 |
| 4. Áp kế | 9. Van tiết lưu |
| 5. Bộ lọc dầu | 10. Xylanh nâng thùng |

8.3.2. Nguyên lý làm việc

Việc thiết kế hệ thống thủy lực phải đáp ứng được điều kiện làm việc của xe và đảm bảo tính an toàn.

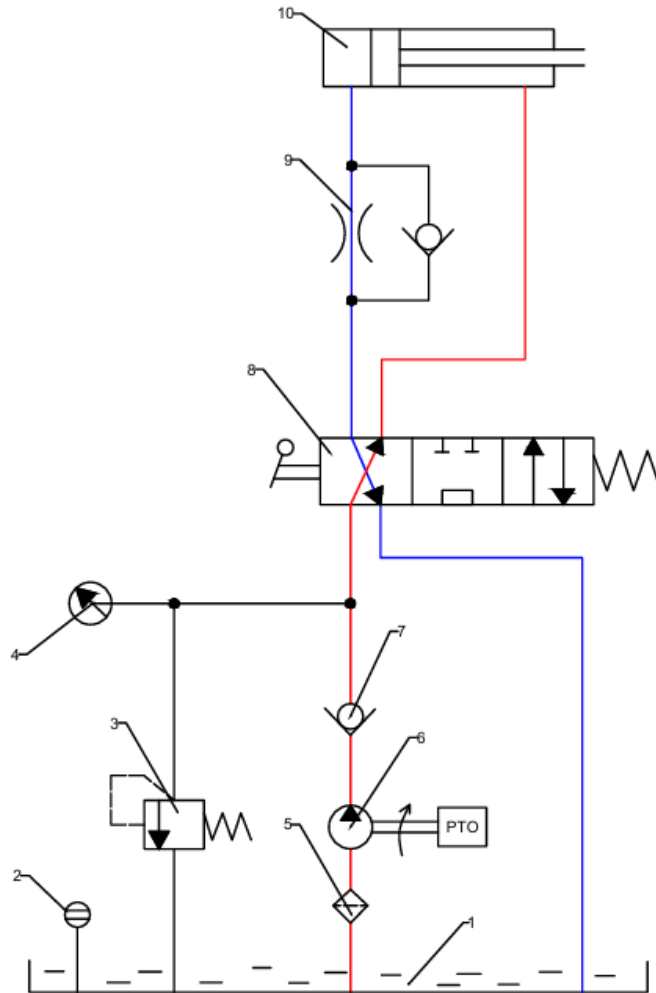
Khi muốn nâng thùng xe ben, ta kích hoạt bộ trích công suất PTO nhằm cung cấp năng lượng cho bơm thủy lực và đồng thời sử dụng tay gạt để đưa van phân phối qua trái, khi này dầu thủy lực sẽ từ thùng dầu đi qua van một chiều và tới xy lanh nâng thùng nhằm nâng thùng xe ben lên



Hình 8.13. Sơ đồ nâng thùng

Khi muốn hạ thùng xe ben, ta sử dụng tay gạt để đưa van phân phối qua phải. Vì lý do an toàn khi hạ thùng, khi hạ thùng phải hạ từ từ nên ta trang bị thêm van tiết lưu nhằm tăng thời gian khi hạ thùng ben.

Mục đích của việc trang bị van điều áp là khi áp suất dầu thủy lực vượt quá mức cho phép, van điều áp sẽ mở và dẫn dầu thủy lực về lại thùng dầu. Ngoài ra việc trang bị van một chiều nhằm mục đích khi có sự cố thì cơ cấu luôn được cố định ở vị trí hiện tại.



Hình 8.14. Sơ đồ hạ thùng

CHƯƠNG 9. THIẾT KẾ HỆ THỐNG NÂNG HẠ THÙNG

9.1. Xác định khối lượng và phân bố lên trục

9.1.1. Xác định kích thước thùng xe

Tiêu chuẩn thiết kế thùng xe

Thông tư số 42/2014/TT-BGTVT

Kích thước tổng thể xe D x R x C: 7405 × 2495 × 3130 (mm)

Chiều dài cơ sở 3290 + 1300 (mm)

Trọng lượng toàn bộ cho phép 24 tấn

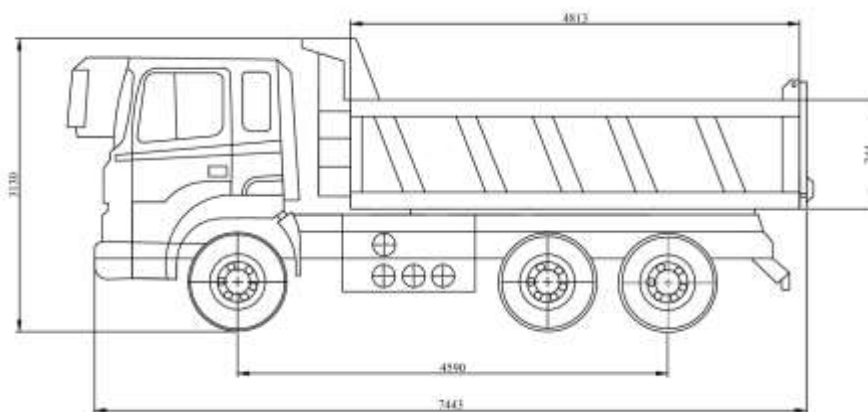
Ô tô tải tự đổ có tổng số trục bằng ba $L \leq 7,8m$

Chiều dài đuôi xe (ROH) không lớn hơn 60% chiều dài cơ sở tính toán

$$W_B = 60\% \times 4590 = 2754 \text{ (mm)}$$

Kết cấu thùng tải

Thùng tải bằng kim loại



Hình 9.1. Tổng thể xe

Chiều dài thùng chiếm khoảng 60 – 75% chiều dài tổng thể của xe

$$L = 7405 \times 0.65 = 4813 \text{ (mm)} = 4,81 \text{ (m)}$$

Chiều rộng thùng thường từ 2200 – 2400 (mm)

Chọn chiều rộng thùng $B = 2200 \text{ (mm)} = 2,2 \text{ (m)}$

Dựa vào thể tích thùng và vật liệu chuyên chở ta có

$$V_t = \frac{G_p}{\rho} \quad (9.1)$$

Trong đó G_p - Tải trọng hàng hóa

ρ - Khối lượng riêng của vật liệu

Tải trọng hàng hóa sơ bộ

$$G_p = 24000 - 11400 = 12600 \text{ (kg)}$$

Trong đó G_t - Trọng lượng toàn bộ của xe

Khối lượng riêng của vật liệu vận chuyển $\rho = 1500 \div 1600 \text{ (kg / m}^3\text{)}$

$$V_t = \frac{12600}{1600} \approx 7,88 \text{ (m}^3\text{)}$$

Chiều cao thùng

$$H = \frac{V_t}{L \times B} = \frac{7,88}{4,81 \times 2,2} = 0,744 \text{ (m)} \quad (9.2)$$

Kích thước thùng hàng $4813 \times 2200 \times 744 \text{ (mm)}$

9.1.2. Xác định khối lượng thùng và hàng hóa

Độ dày tấm thành thùng 4 – 6 (mm) chọn $t = 5 \text{ (mm)} = 0,005 \text{ (m)}$

Độ dày tấm đáy thùng 5 – 10 (mm) chọn $t = 6 \text{ (mm)} = 0,006 \text{ (m)}$

Vật liệu thùng: Thép Hardox® 500 có $\rho = 7850 \text{ (kg / m}^3\text{)}$

Giới hạn bền $\delta_{bk} = 142 \text{ (KG / mm}^2\text{)}$, $\delta_{bc} = 127 \text{ (KG / mm}^2\text{)}$

Sàn thùng có hai dầm dọc chính với kích thước hình chữ nhật rỗng $100 \times 50 \times 5 \text{ (mm)}$. Hai dầm dọc này được liên kết với 8 dầm ngang nhằm tăng độ cứng vững cho sàn thùng.

Kích thước bên trong thùng xe

Chiều cao thùng xe tính từ sàn thùng $H = 744 \text{ (mm)}$

Chiều dài thùng xe $L = 4813 \text{ (mm)}$

Chiều rộng thùng xe $B = 2200 \text{ (mm)}$

Thể tích vật liệu thùng

$$V_s = V_{dáy} + V_{tb} + V_{tr} + V_{ts} \quad (9.3)$$

Trong đó V_s - Thể tích vật liệu thùng

$V_{dáy}$ - Thể tích tấm đáy

V_{tb} - Thể tích tấm thành bên

V_{tr} - Thể tích tấm vách trước

V_{ts} - Thể tích tấm vách sau

Thể tích tấm đáy

$$V_{dáy} = L \times B \times t = 4,81 \times 2,2 \times 0,006 = 0,064 \text{ (m}^3\text{)} \quad (9.4)$$

Thể tích hai tấm bên thành thùng

$$V_{tbn} = 2 \times (L \times H \times t) = 2 \times (4,81 \times 0,744 \times 0,005) = 0,036 \text{ (m}^3\text{)} \quad (9.5)$$

Thể tích tấm thành trước

$$V_{tr} = B \times H \times t = 2,2 \times 0,744 \times 0,005 = 0,008 \text{ (m}^3\text{)} \quad (9.6)$$

Thể tích tấm thành sau

$$V_{ts} = B \times H \times t = 2,2 \times 0,744 \times 0,005 = 0,008 \text{ (m}^3\text{)}$$

Thể tích vật liệu thùng

$$\Rightarrow V_s = 0,064 + 0,036 + 0,008 + 0,008 = 0,116 \text{ (m}^3\text{)}$$

Khối lượng thùng

$$G_t = V_s \times \rho = 0,116 \times 7850 \approx 908 \text{ (kg)} \quad (9.7)$$

Trong đó G_t - Khối lượng thùng

V_s - Thể tích tổng của vật liệu

ρ - Khối lượng riêng của vật liệu

Bảng 9.1. Bảng khối lượng khung xương thùng xe

Tên	Số lượng	Quy cách	Khối lượng (kg / m)	Kích thước (mm)	Khối lượng (kg)
Dầm dọc	2	100x50x5	10,99	4813	105,80
Dầm ngang	8	80x40x4	7,03	2200	123,79
Tổng khối lượng xương sàn thùng					229,59
Dầm dọc thành	2	100x50x4	8,92	4813	85,85
Sườn đứng	2	60x50x3	4,90	744	7,29
Sườn nghiêng	5	60x40x3	4,43	744	16,46
Tổng khối lượng xương thành bên					109,19
Dầm dọc thành	2	100x50x4	8,92	4813	85,85

Sườn đứng	2	60x50x3	4,90	744	7,29
Sườn nghiêng	5	60x40x3	4,43	744	16,46
Tổng khối lượng xương thành bên					109,19
Dầm ngang	2	60x40x4	5,78	2200	25,42
Dầm dọc	4	60x40x4	5,78	744	17,19
Tổng khối lượng khung xương vách trước					42,61
Dầm ngang	2	100x50x4	8,92	2200	39,24
Dầm dọc	5	60x50x4	4,90	744	18,21
Tổng khối lượng xương vách sau					57,45

Tổng khối lượng thùng $G_t = 1457 \text{ (kg)}$

Khối lượng hàng hóa

$$G_h = V_t \times \rho \times K_c \quad (9.8)$$

Trong đó G_h - Khối lượng hàng hóa

V_t - Thể tích thùng

ρ - Khối lượng riêng của vật liệu chuyên chở

K_c - Hệ số chất tải 0,85 – 1

Thể tích thùng

$$V_t = L \times W \times H = 4,813 \times 2,2 \times 0,744 = 7,88 \text{ (m}^3\text{)} \quad (9.9)$$

Bảng 9.2. Bảng khối lượng riêng vật liệu

Loại vật liệu	Khối lượng riêng (kg / m^3)
Cát khô	1400 - 1600
Cát ướt	1700 - 1900
Đá dăm (1x2)	1500 - 1800
Đá 4x6	1400 - 1600
Đất sét	1300 - 1600
Xi măng	1200 - 1500
Than đá	800 - 1000
Sỏi	1400 - 1700

Giả sử xe chở đất, đá $\rho = 1600 (kg / m^3)$ với $K_c = 0,85$

$$\text{Vậy } G_h = 7,88 \times 1600 \times 0,85 = 10710 (kg)$$

Tổng tải trọng của xe

$$G = G_h + G_t + G_x + G_n = 10710 + 1457 + 11400 + 195 = 23762 (kg) \quad (9.10)$$

Bảng 9.3. Bảng khối lượng khung phụ

Tên	Số lượng	Quy cách	Khối lượng (kg / m)	Kích thước (mm)	Khối lượng (kg)
Dầm dọc	2	U140x58x4,9	12,3	4091	100,65
Dầm ngang	2	U140x58x4,9	12,3	850	20,91
Khối lượng khung phụ					121,56

Khối lượng của xe $G = 23884$ (kg)

9.1.3. Khối lượng phân bố lên các trục

Khoảng cách từ trục trước đến đầu thùng

$$L_d = \frac{L_x - L_t}{2} = \frac{7405 - 4813}{2} = 1296 \text{ (mm)} \quad (9.11)$$

Vị trí trọng tâm vật liệu thường cách đầu thùng khoảng 40 – 50% chiều dài thùng

$$L_1 = L_d + 0,45 \times L_t = 1296 + 0,45 \times 4813 = 3462 \text{ (mm)}$$

$$L_2 = L_0 - L_1 = 4590 - 3462 = 1128 \text{ (mm)}$$

Tải trọng phân bố lên các trục

$$G_1 = G \times \frac{L_2}{L_0} = 23884 \times \frac{1128}{4590} \approx 5870 \text{ (kg)}$$

$$G_2 = G \times \frac{L_1}{L_0} = 23884 \times \frac{3462}{4590} \approx 18013 \text{ (kg)}$$

Đối với xe 6 × 4 tải trọng phân bố trên mỗi cầu

$$G_{cau2} = \frac{G_2}{2} = \frac{18013}{2} = 9006,5 \text{ (kg)}$$

$$G_{cau3} = \frac{G_2}{2} = \frac{18013}{2} = 9006,5 \text{ (kg)}$$

9.2. Thể tích thùng

Chiều cao thùng xe tính từ sàn thùng $H_t = 744$ (mm)

Chiều dài thùng xe $L_t = 4813$ (mm)

Chiều rộng thùng xe $B_t = 2200$ (mm)

$$V_t = L_t \times W_t \times H_t = 4,813 \times 2,3 \times 0,711 = 7,88 \text{ (m}^3\text{)}$$

Thiết kế khung phụ



Hình 9.2. Khung phụ xe ben

Chiều dài khung phụ 80 – 90% chiều dài thùng ben

$$L_p = 0,85 \times 4813 = 4091 \text{ (mm)}$$

Chiều rộng khung phụ bằng với chiều rộng của chassi

$$B_p = 850 \text{ (mm)}$$

Chiều cao dầm chính 120 – 160 (mm)

$$H_p = 140 \text{ (mm)}$$

Hai dầm dọc được làm bằng thép U 140×58×4,9 (mm)

Hai dầm ngang làm bằng thép U 140×58×4,9 (mm) được liên kết với dầm dọc thông qua các mối hàn.

Trên các dầm dọc có hàn mặt bích để liên kết với chassi xe thông qua các bu lông và các bu lông có hình chữ U.

9.3. Tính toán thiết kế hệ thống nâng

9.3.1. Xác định hành trình nâng

Để xác định được hành trình nâng ta xây dựng động học cơ cấu nâng thùng. Giàn nâng có vị trí xác định trên khung phụ. Giàn nâng gồm các khâu chuyển động và các khớp quay. Việc xác định động học giúp xác định hành trình nâng S_{\max} và góc quay α_{\max} của xy lanh. Do vậy cần xác định động học dịch chuyển các vị trí của cơ cấu từ khi bắt đầu nâng thùng đến vị trí thùng được nâng đến góc lớn nhất để trút hết hàng.

Ta tiến hành vẽ động học cơ cấu như sau

Vị trí cơ cấu nâng khi chưa nâng thùng

O_1, O_2, O_3 cố định

Trong đó O_1 - Tâm chốt quay xy lanh

O_2 - Tâm chốt quay của giàn nâng

O_3 - Tâm chốt quay của thùng xe

Với khoảng cách O_1O_2 - Theo phương ngang là 1312 (mm)

Theo phương thẳng đứng là 0 (mm)

Khoảng cách O_2O_3 - Theo phương ngang 930 (mm)

Theo phương thẳng đứng là 20 (mm)

O_2AB - Tâm nâng chữ A (A, B quay quanh O_2)

AC - Tay nâng (C liên kết với thùng xe và quay quanh O_3)

Kích thước của cơ cấu nâng như sau

Đoạn $O_2A = 450$ (mm)

Đoạn $O_2B = 370$ (mm)

Đoạn $AB = 220$ (mm)

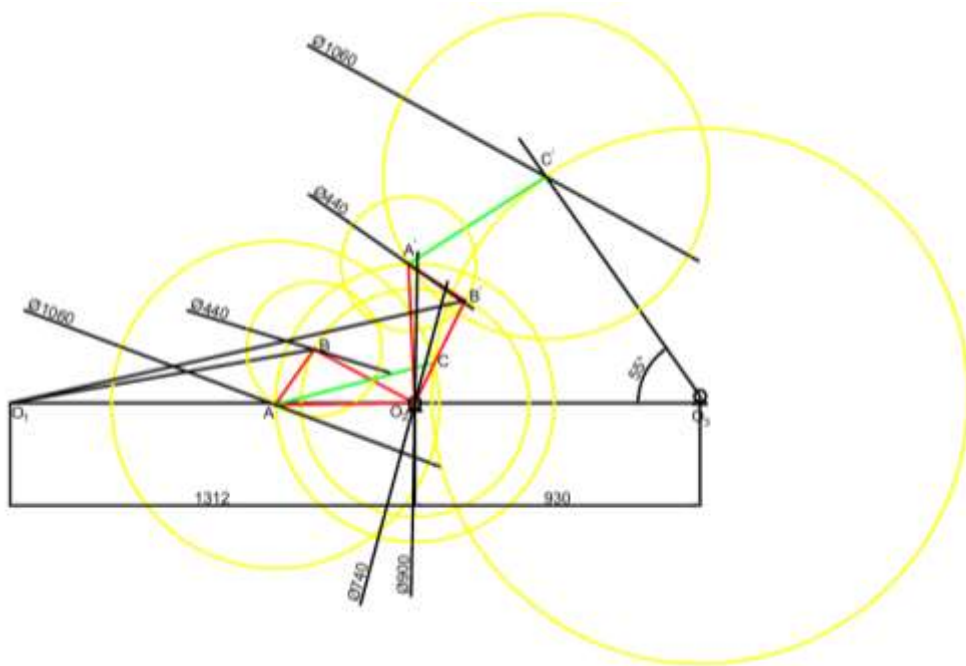
Đoạn $AC = 530$ (mm)

Từ cơ cấu ở vị trí ban đầu đã xác định $\varphi = 10^\circ$ ABC , ta vẽ động học cơ cấu ở vị trí góc nâng thùng lớn nhất $A'B'C'$

Vẽ đường tròn (O_3, O_3C) từ O_3 kẻ đường thẳng hợp với Ox góc $\varphi = 55^\circ$ cắt (O_3, O_3C) tại C'

Vẽ 2 đường tròn (O_2, O_2A) và (C, CA) hai đường tròn này cắt nhau ở điểm phía trên chính là điểm A'

Vẽ 2 đường tròn (O_2, O_2B) và (A, AB) hai đường tròn cắt nhau tại điểm B' tương đương với kết cấu



Hình 9.3. Động học cơ cấu nâng thùng

Để xác định được chiều dài khi nâng thùng ở góc tối đa, ta vẽ đường tròn tâm O_3 bán kính O_3C cắt chiều dài thùng tại điểm C' . Từ điểm C' ta vẽ một đường trong bán kính AC để xác định điểm A' . Tiếp theo từ A' vẽ bán kính AB để xác định điểm B' . Rồi từ

đó ta nối các điểm $A'B'$, $A'O_2$, $B'O_2$ ta được một tam giác $A'B'O_2$ đó là vị trí cơ cấu nâng ở góc thùng tối đa. Nối A' và C' ta được tay nâng ở vị trí thùng có góc tối đa. Nối O_1 với B' ta sẽ được chiều dài làm việc của xy lanh.

Kích thước xy lanh ban đầu

$$O_2B'^2 = O_1B'^2 + O_1O_2'^2 - 2 \times O_1B' \times O_1O_2' \times \cos \varphi$$

$$370^2 = O_1B'^2 + 1312^2 - 2 \times O_1B' \times 1312 \times \cos 10^\circ$$

$$O_1B' = \frac{2584,14 \pm \sqrt{2584,14^2 - 4 \times 1584444}}{2}$$

$$O_1B' = 1584 \text{ (mm)} \text{ và } O_1B' = 1000 \text{ (mm)}$$

Xét trên cơ cấu động học thì $O_1B' = 1000 \text{ (mm)}$ thỏa mãn

Áp dụng định lý cosin cho tam giác $A'O_2B'$

$$\cos A'O_2B' = \frac{A'O_2'^2 + B'O_2'^2 - A'B'^2}{2 \times A'O_2' \times B'O_2'} = \frac{450^2 + 370^2 - 220^2}{2 \times 450 \times 370} = 0,874$$

Suy ra $A'O_2B' = 29,1^\circ$

Gọi \vec{u} là vector từ O_2 đến A' ta có $\vec{u} = (0,1)$

Từ O_2 quay vector \vec{u} theo chiều kim đồng hồ với góc $29,07^\circ$ sẽ ra hướng của $\overrightarrow{O_2B'}$

Ta có

$$x_{B'} = \sin 29,07^\circ \times 370 = 179,77$$

$$y_{B'} = \cos 29,07^\circ \times 370 = 323,39$$

$$\Rightarrow B' = (179,77; 323,39)$$

Ta có

$$O_1 = (1312; 1)$$

$$B' = (179,77; 323,39)$$

$$O_1B' = \sqrt{(179,77 + 1312)^2 + 323,39^2} = 1526,42 \text{ (mm)}$$

Áp dụng định lý cosin cho tam giác $O_1B'O_2$

$$\cos B'O_1O_2 = \frac{O_1B'^2 + O_1O_2^2 - O_2B'^2}{2 \times O_1B' \times O_1O_2} = \frac{1526^2 + 1312^2 - 370^2}{2 \times 1526 \times 1312} = 0,977$$

Suy ra $B'O_1O_2 = 12,2^\circ$

Khoảng cách tâm chốt xoay xy lanh O_1 và tâm bắt đầu của xy lanh trên giàn nâng

Ở vị trí ban đầu góc nâng thùng $\varphi = 10^\circ$ thì $O_1B = 1000 \text{ (mm)}$

Ở vị trí cuối góc nâng thùng $\varphi_{\max} = 55^\circ$ thì $O_1B' = 1526 \text{ (mm)}$

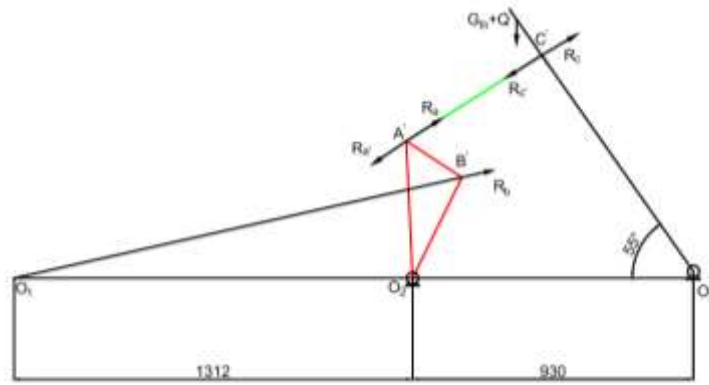
Hành trình nâng của xy lanh

$$S = O_1B' - O_1B = 1526 - 1000 = 526 \text{ (mm)}$$

Góc của tâm xy lanh với phương ngang $\alpha_{\max} = 12,2^\circ$

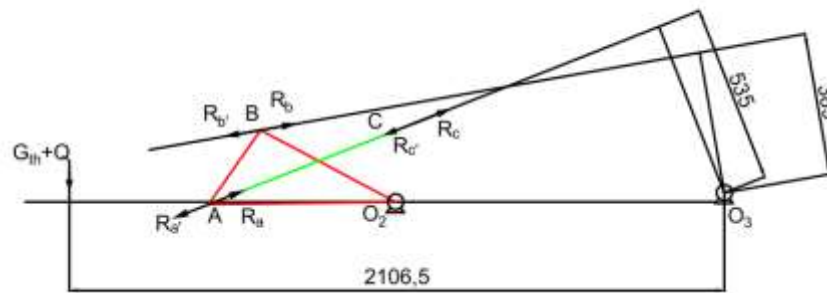
9.3.2. Xác định lực nâng cần thiết

Để tính được lực nâng thùng trong thực tế ta phải tính khi xe đầy tải ta có sơ đồ động lực học cơ cấu nâng thùng



Hình 9.4. Động lực học cơ cấu nâng thùng

Tải trọng tác dụng lớn nhất vào xi lanh thủy lực khi ô tô bắt đầu nâng thùng



Hình 9.5. Trạng thái khi ô tô bắt đầu nâng thùng

R_b - Lực nâng của xy lanh thủy lực

R_b - Lực tác dụng của giàn nâng lên xy lanh

R_a - Lực tác dụng của tay nâng lên giàn nâng

R_a - Lực tác dụng của giàn nâng lên tay nâng

R_c - Lực tác dụng của tay nâng tại thời điểm bắt đầu nâng thùng

R_c - Lực tác dụng của thùng lên tay nâng

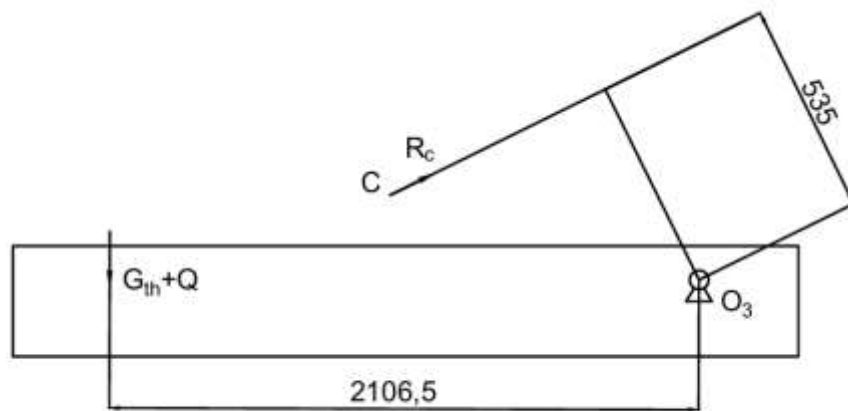
$G_{th} + Q$ - Trọng lượng của thùng và hàng

Để xác định giá trị lực nâng cần thiết của xy lanh thủy lực tại thời điểm bắt đầu nâng thùng tự đổ và phản lực tại các gối đỡ ta tiến hành tách các khâu liên kết của cơ cấu nâng hạ như sau

+ Xét khâu gồm thùng và khớp O_3 , C chính là điểm bắt tay nâng với thùng

Giả thiết coi tải trọng tập trung của trọng lượng nâng đặt tại vị trí giữa của khung phụ, sau khi xác định khoảng cách ta có điểm đặt lực cách O_3 là $a = 2106,5$ (mm)

Phản lực tại khớp liên kết tại C là R_c có phương như hình vẽ



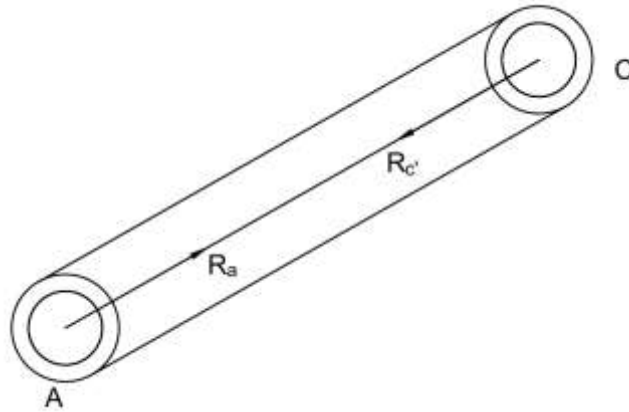
Hình 9.6. Sơ đồ xác định phản lực tại khớp C

Lập phương trình cân bằng momen quanh chốt O_3 ta có

$$R_c = (G_{th} + Q) \times \frac{2106,5}{535} = 12167 \times 9,8 \times \frac{2106,5}{535} = 469480 \text{ (N)}$$

Xét thanh AC

Sơ đồ tác dụng lực lên đòn nâng AC như hình vẽ



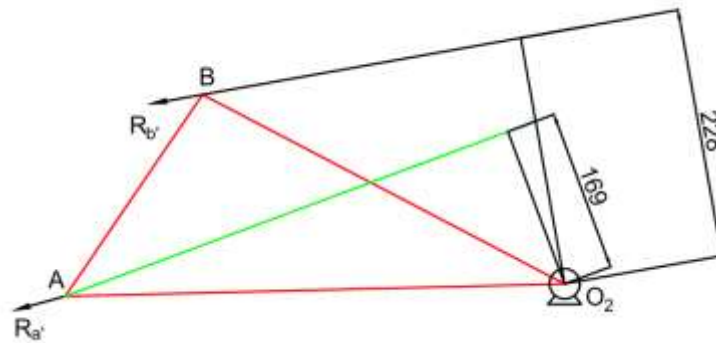
Hình 9.7. Sơ đồ xác định phản lực tại khớp A

Từ sơ đồ lực tác dụng ta có

$$R_a = R_c = 469480 \text{ (N)}$$

Xét khâu O_2AB

Đặt các lực tác dụng vào khâu O_2AB trong đó R_c là phản lực tác dụng lên gối C do xy lanh thủy lực ta có sơ đồ lực tác dụng như sau



Hình 9.8. Sơ đồ xác định phản lực tại khớp B

$$R_{b'} = R_{a'} \times \frac{169}{228} = 469480 \times \frac{169}{228} = 347992 \text{ (N)}$$

Vậy lực cần thiết tác dụng lên xy lanh thủy lực

$$F = R_b = R_{b'} = 347992 \text{ (N)}$$

Vậy lực nâng để nâng được thùng là $F = 347992 \text{ (N)}$



Hình 9.9. Cơ cấu nâng hạ thùng

9.4. Thiết kế các phần tử cơ bản của hệ thống nâng thùng

9.4.1. Xylanh thủy lực

Lựa chọn các thông số cơ bản của xylanh

Dựa trên kết quả tính toán động học của cơ cấu nâng hạ thùng ta có các thông số động học như sau

$$L = 1526 \text{ (mm)}$$

$$L_1 = 1000 \text{ (mm)}$$

$$S = 583 \text{ (mm)}$$

$$q = 153 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

Trong đó L - Chiều dài xylanh ở trạng thái thùng được nâng ở vị trí cao nhất

L_1 - Chiều dài xylanh ở trạng thái tĩnh

S - Hành trình làm việc

q - Áp suất bơm dầu

Xác định đường kính trong của xy lanh

Để có thể nâng thùng ở vị trí thấp nhất ban đầu thì đường kính xy lanh phải thỏa mãn công thức sau

$$q \times \frac{d^2 \times \pi}{4} \geq P \Rightarrow d \geq \sqrt{\frac{4 \times P}{q \times \pi}} \quad (9.12)$$

Trong đó P - Tải trọng lớn nhất tác dụng lên cán piston

d - Đường kính trong của xy lanh thủy lực

q - Áp suất dầu trung bình của hệ thống thủy lực

Thay số vào công thức ta có

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \times 35509}{153 \times 3,14}} = 17 \text{ (cm)}$$

Vậy ta chọn đường kính trong của xy lanh là $d = 17 \text{ (cm)} = 170 \text{ (mm)}$

Xác định chiều dày thành xy lanh

Để tính toán đường kính ngoài của xy lanh ta có thể tiến hành theo hai cách sau

+ Cách thứ nhất ta có thể tính đường kính ngoài theo phương pháp tính toán của sức bền vật liệu

+ Cách thứ hai ta có thể chọn đường kính sau đó kiểm nghiệm lại

Vậy để tính chiều dày của thành xy lanh ta sử dụng phương pháp thứ nhất. Theo sức bền vật liệu ta có công thức xác định chiều dày thành xy lanh như sau

$$t = \frac{q \times d}{2 \times [\sigma]} \quad (9.13)$$

Trong đó $[\sigma] = \frac{\sigma_c}{n}$

Ở đây ta chọn vật liệu chế tạo xy lanh là thép C45 thì ta có $\sigma_c = 360 (Mpa)$

n - Hệ số dự trữ bền ta lấy $n = 2$

$$\Rightarrow [\sigma] = \frac{360}{2} = 180 (Mpa)$$

Vậy ta có $t = \frac{153 \times 170}{2 \times 180 \times 10} = 7 (mm)$

Vậy ta chọn chiều dày thành xy lanh là $t = 7 (mm)$

Xác định đường kính cần piston

Để xác định đường kính cần piston ta căn cứ và tải trọng tác dụng khi piston làm việc với tải trọng lớn nhất. Theo kết cấu của piston thì khi làm việc nó chỉ chịu ứng suất nén nên theo sức bền vật liệu ta có công thức xác định đường kính cần piston như sau

Tính theo điều kiện bền

$$\frac{P}{F} \leq [\sigma] \quad (9.14)$$

Trong đó P - Tải trọng tác dụng lên cần piston

$$F - \text{diện tích cần piston } F = \frac{\pi \times d_1^2}{4}$$

$[\sigma]$ - Ứng suất cho phép của vật liệu

Thay vào ta có công thức xác định đường kính cần piston

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times P}{\pi \times [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 35509 \times 10}{\pi \times 180}} = 50,13 (mm)$$

Tính theo điều kiện ổn định

$$\frac{P}{F} \leq [\sigma] \times \varphi \quad (9.15)$$

Trong đó φ - Hệ số giảm ứng suất cho phép $\varphi = 0,5$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times P}{\pi \times 0,5 \times [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 35509 \times 10}{\pi \times 0,5 \times 180}} = 70,09 \text{ (mm)}$$

Căn cứ vào điều kiện trên thực tế chọn theo kinh nghiệm thỏa mãn điều kiện ổn định chọn $d_1 = 70 \text{ (mm)}$

Diện tích piston

$$A_1 = \frac{\pi \times D^2}{4} = \frac{\pi \times 17^2}{4} = 226,87 \text{ (cm}^2\text{)} \quad (9.16)$$

Áp suất làm việc

$$p = \frac{F_t}{A} = \frac{35509}{226,87} = 157 \text{ (kG / cm}^2\text{)} \quad (9.17)$$

Thể tích làm việc của xy lanh

$$V = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times S = \frac{\pi}{4} \times 170^2 \times \frac{526}{10^6} = 11,93 \text{ (l)} \quad (9.18)$$

9.4.2. Máy bơm thủy lực

Bơm là một loại máy thủy lực nhận năng lượng từ ngoài để truyền cho chất lỏng, nhờ đó có thể đưa chất lỏng lên cao hoặc đi xa. Trên xe tải thiết kế bơm thủy lực được dẫn truyền từ hộp số qua hộp trích công suất

Lượng dầu lý thuyết qua bơm

$$p = \frac{R}{\pi \times D^2 / 4} \quad (9.19)$$

Trong đó p - Áp suất thủy lực trong bơm

Q - Lưu lượng của bơm thủy lực

R - Lực tác dụng vào xy lanh thủy lực

D - Đường kính trong của xy lanh thủy lực

$$p = \frac{35509}{\frac{\pi \times 17^2}{4}} = 157 \text{ (kG / cm}^2\text{)}$$

Lưu lượng của bơm thủy lực

$$Q = \frac{S_{\max} \times \pi \times \frac{D^2}{4}}{t} \quad (9.20)$$

Trong đó S_{\max} - Hành trình nâng lớn nhất của xy lanh thủy lực

t - Thời gian nâng thùng hết hành trình $t = 15$ giây

Khi đó lưu lượng của bơm tính được là

$$Q = \frac{52,6 \times \pi \times \frac{17^2}{4}}{15} = 795,52 \text{ (cm}^3 \text{ / giây)}$$

$$Q = 795,52 \text{ (cm}^3 \text{ / giây)} = 795,52 \times \frac{60}{1000} = 47,73 \text{ (l / phút)}$$

Công suất bơm thủy lực

$$N = Q \times p = 47,73 \times 157 \times 1000 = 7470951 \text{ (kGcm / phút)} \quad (9.21)$$

$$N = 1245,18 \text{ (kGm / s)}$$

Lưu lượng riêng của hệ thống

Tham khảo dòng bơm PL thì số vòng quay làm việc là 2200 (v / ph)

$$q_{\max} = \frac{Q \times 1000}{n_b} = \frac{47,73 \times 1000}{2200} = 21,7 \text{ (cm}^3 \text{ / vòng)} \quad (9.22)$$

Ta chọn loại bơm PL.20 với các thông số cụ thể sau

Lưu lượng riêng của bơm $q_b = 22 \text{ (cm}^3 \text{ / vòng)}$

Áp suất cho phép lớn nhất $p = 250$ (bar)

Tốc độ làm việc $n_b = 2200$ (v / ph)

Đường kính vòng chia

$$d = \frac{q}{2 \times \pi \times m \times b} \quad (9.23)$$

Trong đó q - Lưu lượng riêng của hệ thống

m - Modul bánh răng

b - Bề rộng bánh răng

Ta có $m = 1 \div 4$ (mm) chọn $m = 3$ (mm)

$b = (8 \div 12) \times m \Rightarrow b = 10 \times 3 = 30$ (mm)

$$d = \frac{21,7}{2 \times \pi \times 0,3 \times 3} = 3,8$$
 (cm)

Số răng của bánh răng

$$z = \frac{d}{m} = \frac{3,8}{0,3} = 12,8$$
 (răng)

$$\Rightarrow z = 13$$
 (răng)

Đường kính đầu răng

$$d_n = m \times (z + 2) = 0,3 \times (13 + 2) = 4,5$$
 (cm)

Khoảng hở đỉnh răng

$$c = 0,2 \times m = 0,2 \times 0,3 = 0,06$$
 (cm)

Đường kính chân răng

$$d_c = d - 2 \times (m + c) = 3,8 - 2 \times (0,3 + 0,06) = 3,1$$
 (cm)

Chiều cao răng

$$h = 2 \times m + c = 2 \times 0,3 + 0,06 = 0,66 \text{ (cm)} \quad (9.28)$$

Bộ truyền công suất PTO

Công suất yêu cầu

$$P = \frac{p \times q}{600} = \frac{154 \times 47,73}{600} = 12,22 \text{ (kW)} \quad (9.29)$$

Momen trên trục PTO

$$T = \frac{9550 \times P}{n} = \frac{9550 \times 12,22}{2200} = 53,02 \text{ (N.m)} \quad (9.30)$$

Để cho hệ thống thủy lực hoạt động thì lưu lượng cần thiết của bơm

$$Q_b \geq 47,73 \text{ l / ph} \Leftrightarrow \frac{n_b \times q_b}{1000} \geq 47,73 \Leftrightarrow n_b \geq \frac{47,73 \times 1000}{q_b}$$

$$n_b = \frac{n_{dc}}{i} \quad (9.31)$$

Trong đó n_{dc} - Số vòng quay của động cơ

n_b - Số vòng quay của bơm

i - Tỷ số truyền hộp trích công suất PTO

Chọn $n_{dc} = 1500$ (v / ph) tại số vòng quay đạt momen cực đại của động cơ. Thay vào biểu thức ta có

$$i \leq \frac{1500 \times 22}{47,73 \times 1000} \Leftrightarrow i \leq 0,69$$

9.4.3. Van an toàn

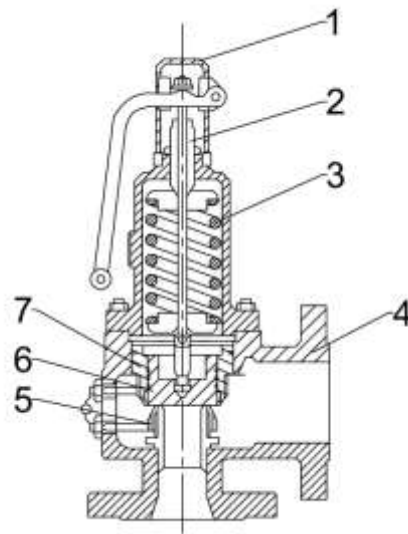
Chọn van an toàn

Trong sơ đồ thủy lực có trang bị một van an toàn nằm trên đường dầu lên hệ thống. Khi dầu bị quá áp thì van an toàn này hoạt động nhằm đưa dầu thủy lực trở về thùng dầu.

Áp suất làm việc của hệ thống là 154 (*bar*). Do đó khi chọn van an toàn ta tính thêm 10% áp suất hệ thống.

$$p_{\max} = p + 10\% \times p = 154 + 10\% \times 154 = 169 \text{ (bar)} \quad (9.32)$$

Do đó ta chọn van an toàn Parker A06G2



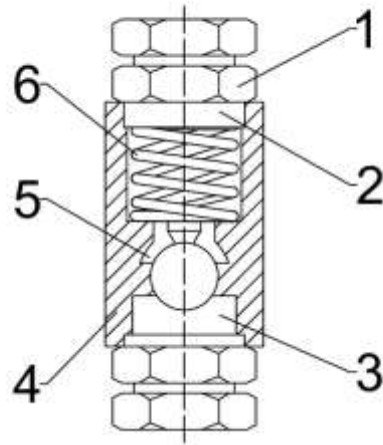
Hình 9.10. Van an toàn

- | | |
|---------------------|-----------------|
| 1. Nắp van | 5. Vòng xả dưới |
| 2. Điều chỉnh lò xo | 6. Đĩa van |
| 3. Lò xo | 7. Vòng xả trên |
| 4. Thân van | |

9.4.4. Van một chiều

Áp suất làm việc tối đa 206 (*bar*)

Nhiệt độ làm việc -23° đến 204°



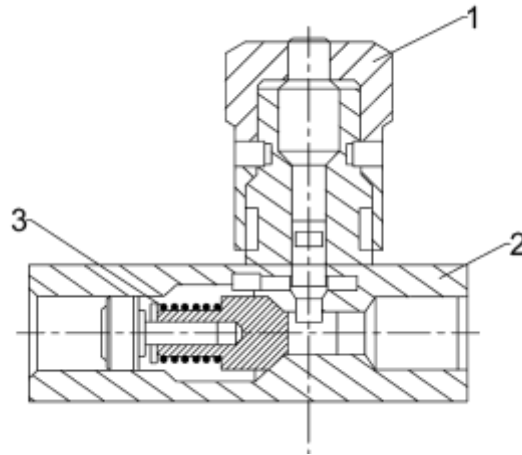
Hình 9.11. Van một chiều

- | | |
|------------------|-------------|
| 1. Đai ốc | 4. Thân van |
| 2. Ốc điều chỉnh | 5. Đĩa van |
| 3. Đế van | 6. Lò xo |

9.4.5. Van tiết lưu

Áp suất làm việc tối đa 250 (bar)

Lưu lượng tối đa 50 (l/ph)



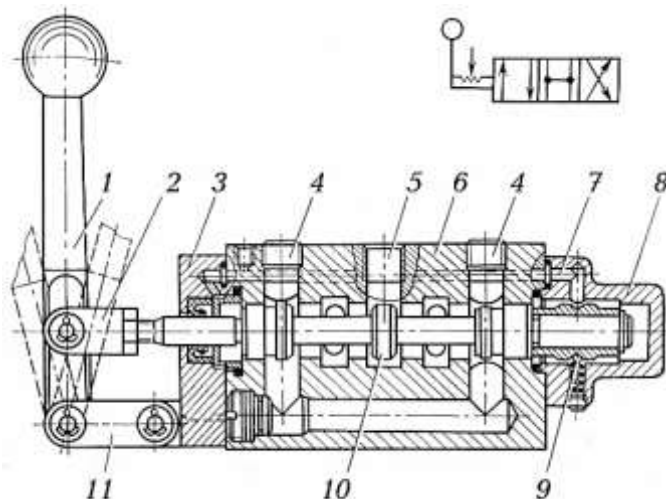
Hình 9.12. Van tiết lưu

- 1. Nắp điều chỉnh
- 2. Thân van
- 3. Lò xo

9.4.6. Van phân phối

Áp suất làm việc tối đa 250 (bar)

Lưu lượng tối đa 60 (l / ph)



Hình 9.13. Van phân phối

- | | | |
|------------|------------------------------|------------------|
| 1. Cần gạt | 5. Cửa vào | 9. Bộ cố định bi |
| 2. Móc kéo | 6. Vỏ van phân phối | 10. Ống trượt |
| 3. Nắp đậy | 7. Cửa thoát chất lỏng rò rỉ | 11. Tai móc |
| 4. Cửa xả | 8. Nắp van | |

9.4.7. Đường ống thủy lực

Đường ống thủy lực được phân thành 2 loại, ống cứng và ống mềm. Ở các vị trí cố định (ví dụ như từ thùng dầu tới van phân phối ...) thì ta sử dụng ống cứng. Còn ở vị trí di động (ví dụ như từ van phân phối tới xy lanh nâng hạ thùng xe ben ...) thì ta sử dụng ống mềm nhằm tối ưu hóa quá trình chuyển động của cơ cấu.

Chọn kích thước ống cứng

$$d = 10 \times \sqrt{\frac{2 \times Q}{3\pi \times v}} \quad (9.33)$$

Trong đó d - Kích thước đường ống dẫn

Q - Lưu lượng qua ống dẫn

v - Vận tốc dầu chảy trong đường ống

$$\text{Đôi } Q = 47,73 \text{ (l / ph)} = 8 \times 10^{-4} \text{ (m}^3 / \text{s)}$$

Ở đầu ống hút

$$v_{\max} = 1,4 \text{ (m / s)} \Rightarrow d = 10 \times \sqrt{\frac{2 \times 8 \times 10^{-4}}{3\pi \times 1,4}} = 0,11 \text{ (m)}$$

Ở đầu ống hồi

$$v_{\max} = 3 \text{ (m / s)} \Rightarrow d = 10 \times \sqrt{\frac{2 \times 8 \times 10^{-4}}{3\pi \times 3}} = 0,08 \text{ (m)}$$

Ở ống áp

$$v_{\max} = 5 \text{ (m / s)} \Rightarrow d = 10 \times \sqrt{\frac{2 \times 8 \times 10^{-4}}{3\pi \times 5}} = 0,06 \text{ (m)}$$

Chọn kích thước ống mềm

Nhãn hiệu Parker

Đường kính trong 12,7 (mm)

Đường kính ngoài 20,7 (mm)

Áp suất làm việc lớn nhất 160 (bar)

9.4.8. Tính chọn thùng dầu thủy lực

Trong quá trình làm việc để cơ cấu thủy lực có thể hoạt động bình thường và liên tục, ta cần trang bị thùng dầu thủy lực. Dung tích của dầu thủy lực phải đảm bảo ít nhất nâng được thùng xe ben, ngoài ra trong quá trình làm việc dầu thủy lực nóng lên theo thời gian cho nên để an toàn ta chọn dung tích thùng dầu thủy lực như sau

$$V_{thungdau} = 1,8 \times Q_{max} = 1,8 \times 47,73 = 85,91 \text{ (lít)} \quad (9.34)$$

9.5. Kiểm tra các chi tiết

Độ an toàn của xy lanh khi tiến đến giới hạn hành trình cực tiểu và cực đại

Để đảm bảo an toàn của xy lanh khi tiến đến giới hạn hành trình cực tiểu và cực đại tiến hành lựa chọn khoảng hành trình dự trữ và khoảng cách từ đáy piston khi ở vị trí thấp nhất tới đáy xy lanh khoảng $20 \div 30 \text{ (mm)}$

Chọn khoảng hành trình dự trữ $L_4 = 25 \text{ (mm)}$

Khoảng cách từ đáy piston khi ở vị trí thấp nhất tới đáy xy lanh $L_5 = 26 \text{ (mm)}$

9.5.1. Độ ổn định của ô tô khi hạ tải

Quá trình trút hàng của ô tô tự đổ diễn ra chậm, sự mất ổn định của ô tô tự đổ khi trút hàng cũng diễn ra rất chậm. Khi nâng thùng cùng với hàng, trọng tâm của thùng và hàng dịch chuyển dần ra phía sau làm thay đổi liên tục phân bố tải trọng lên cầu trước và các cầu giữa và cầu sau. Khi trọng tâm vượt ra bên ngoài chân đế sẽ mất ổn định xảy ra cầu trước của ô tô bị nâng lên khỏi mặt đất. Trong bài toán này ta kiểm tra ổn định dọc của ô tô trong điều kiện đó.

Khi ô tô bắt đầu lật lấy momen với điểm O_2 ta có

$$\sum m_{O_2} = (G_{th} + Q) \times x - 1000 \times G_x = 0$$

$$\Rightarrow x = \frac{1000 \times G_x}{(G_{th} + Q)} = \frac{1000 \times 11400}{12167} = 937 \text{ (mm)}$$

Từ giá trị của x ta xác định được góc quay thùng khi ô tô bắt đầu nâng bánh xe cầu trước khỏi mặt đường là 55° . Trong thực tế lúc trút hàng khi thùng nâng lên được 10° thì nắp thùng mở ra và hàng bắt đầu được trút xuống, khi thùng nâng lên 55° thì hàng trút hết. Như vậy ô tô thiết kế hoàn toàn đảm bảo ổn định khi trút hàng.

9.5.2. Tính toán lắp đặt thùng tự đổ

Thùng tự đổ được bắt với khung ô tô bằng 2 chốt quay nâng hạ mỗi bên một chốt và các tai chống xô ngang. Lực tác dụng lớn nhất khi phanh gấp. Các chốt này bị chèn dập do lực quán tính khi phanh

Gia tốc cực đại khi phanh

$$J_{p_{\max}} = \mu \times g = 0,7 \times 9,81 = 6,87 \text{ (m/s}^2\text{)} \quad (9.35)$$

Trong đó μ - Hệ số ma sát giá trị thực tế có thể dao động từ (0,6 ÷ 0,85)

g - Gia tốc trọng trường

Bảng 9.4. Bảng đầu vào chốt quay

TT	Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Tải trọng	Q	10710	kG
2	Trọng lượng thùng	Q_{th}	1457	kG
3	Gia tốc cực đại khi phanh	$J_{p_{\max}}$	6,87	m/s ²
4	Số chốt	I	2	Cái

5	Đường kính chốt	D	60	mm
6	Chiều dài làm việc của chốt	L	100	mm
7	Giới hạn chảy của vật liệu làm chốt C20	σ_{ch}	2300	kG/cm^2

Lực quán tính khi phanh với gia tốc lớn nhất

$$P_j = (Q + Q_{th}) \times \frac{J_{p_{max}}}{g} = (10710 + 1457) \times \frac{6,87}{9,81} = 8571 \text{ (kg)} \quad (9.36)$$

Ứng suất cắt

$$\tau_c = \frac{P_j \times g \times 4}{(I \times \pi \times D^2)} = \frac{8571 \times 9,81 \times 4}{(2 \times \pi \times 60^2)} = 14,78 \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (9.37)$$

Ứng suất chèn đập

$$\sigma_{ch} = \frac{P_j \times g}{(I \times D \times L)} = \frac{8571 \times 9,81}{(2 \times 60 \times 100)} = 6,96 \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (9.38)$$

Ứng suất cắt cho phép

$$[\tau_c] = 0,3 \times \sigma_{ch} = 0,3 \times 2300 = 690 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$$

Ứng suất chèn đập tính cho phép

$$[\sigma_{cd}] = 0,8 \times \sigma_{ch} = 0,8 \times 2300 = 1840 \text{ (kG/cm}^2\text{)}$$

Chốt xoay đủ bền thỏa mãn điều kiện

9.5.3. Tính toán kiểm bền chốt xy lanh

Chốt xy lanh chịu lực lớn nhất tại thời điểm bắt đầu nâng thùng. Do đường kính chốt bằng nhau mà chiều dài chịu cắt của chốt lắp xy lanh với giá bắt trên khung phụ nhỏ hơn nên chỉ cần kiểm tra bền cho chốt này.

Bảng 9.5. Bảng đầu vào chốt xy lanh

TT	Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Lực nâng thùng	Q_t	35509	kG
2	Đường kính chốt	D	70	mm
3	Chiều dài làm việc của chốt	l	130	mm
4	Số chốt xy lanh	i	1	<i>cái</i>
5	Giới hạn chảy của vật liệu làm chốt C45	σ_{ch}	3600	kG / cm^2

Ứng suất cắt

$$\tau_c = \frac{Q_t \times g \times 4}{(i \times \pi \times D^2)} = \frac{35509 \times 9,81 \times 4}{(1 \times \pi \times 70^2)} = 90,56 \text{ (N / mm}^2\text{)} \quad (9.39)$$

Ứng suất chèn dập

$$\sigma_{ch} = \frac{Q_t \times g}{(i \times D \times l)} = \frac{33509 \times 9,81}{(1 \times 70 \times 130)} = 38,28 \text{ (N / mm}^2\text{)} \quad (9.40)$$

Ứng suất cắt cho phép

$$[\tau_c] = 0,3 \times \sigma_{ch} = 0,3 \times 3600 = 1080 \text{ (kG / cm}^2\text{)}$$

Ứng suất chèn dập tính cho phép

$$[\sigma_{cd}] = 0,8 \times \sigma_{ch} = 0,8 \times 3600 = 2880 \text{ (kG / cm}^2\text{)}$$

Chốt xy lanh đủ bền thỏa mãn điều kiện

9.6. Tính toán bền

9.6.1. Tính bền hai dầm dọc khung phụ

Ta tính bền trong trường hợp hai dầm dọc chịu lực lớn nhất, đó là lúc vừa nâng thùng.

Lực tác dụng lên hai dầm dọc đáy thùng bao gồm

- Tải trọng của hàng hóa
- Trọng lượng phần trên của thùng theo phương thẳng đứng từ trên xuống
- Phần lực do lực đẩy của piston tạo ra thông qua cơ cấu trung gian tác dụng vào thùng

Giả thiết các phản lực đều đối xứng qua mặt phẳng dọc của xe, nên ta chỉ cần tính bền cho 1 dầm. Xem như tải trọng phân bố đều trên suốt chiều dài của thùng xe thì tải trọng phân bố trên một nửa xe sẽ là

$$Q = \text{Tải trọng toàn bộ đề lên hai dầm dọc} / 2 \text{ chiều dài dầm}$$

Trọng lượng toàn bộ đề lên hai dầm dọc bao gồm

$$\text{Trọng lượng hàng hóa } G_{hh} = 10710 \text{ (kg)}$$

$$\text{Trọng lượng thùng } G_t = 1457 \text{ (kg)}$$

Vậy trọng lượng toàn bộ sẽ là

$$G = G_{hh} + G_t = 10710 + 1457 = 12167 \text{ (kg)}$$

$$\text{Suy ra } q = \frac{12167}{2 \times 4,091} = 1486,95 \text{ (kG/m)} = 14581,93 \text{ (N/m)}$$

Lực đẩy do piston tạo ra tác dụng lên thùng

$$R = \frac{R_c}{2} = \frac{47906}{2} = 23953,1 \text{ (kG)} = 234898,42 \text{ (N)}$$

Momen uốn lớn nhất tại giữa dầm

$$M_{\max} = \frac{R \times L}{4} = \frac{234898,42 \times 4,091}{4} = 240257,78 \text{ (N.m)} \quad (9.41)$$

Thép chữ U $140 \times 58 \times 4,9$ (mm)

Momen chống uốn của dầm tại mặt cắt nguy hiểm

$$W_u = \frac{B \times H^3}{6} = \frac{58 \times 140^3}{6} = 26525333 \text{ (mm}^3\text{)} = 0,026525 \text{ (m}^3\text{)}$$

Ứng suất phát sinh tại mặt cắt có momen lớn nhất

$$\sigma_u = \frac{M_{\max}}{W_u} = \frac{240257,78}{0,026525} = 9057672,31 \text{ (N / m}^2\text{)} \quad (9.42)$$

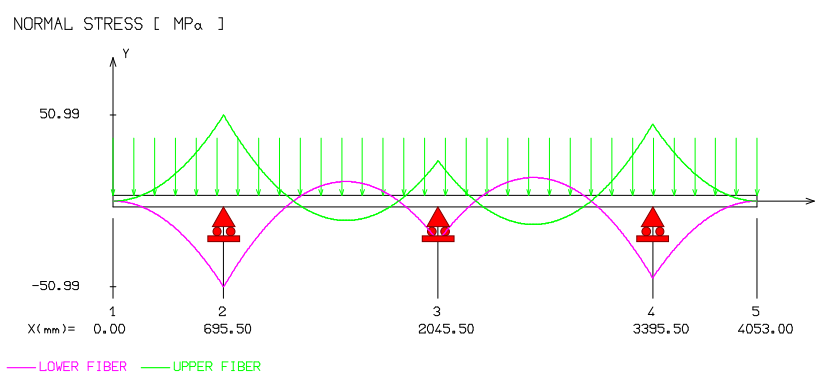
Ứng suất cho phép của thép CT3 $[\sigma_u] = 240$ (Mpa)

So sánh ta thấy $\sigma_u < [\sigma_u]$ do đó dầm đủ bền

Ứng dụng lên phần mềm tính toán sức bền vật liệu sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn RDM

Kết quả mô phỏng

Giá trị $\sigma_{\max} = 50,99$ (Mpa)



Hình 9.14. Biểu đồ momen uốn

9.6.2. Tính bền thùng

Tải trọng phân bố lên đáy

$$w = \rho \times g \times h = 1600 \times 9,81 \times 0,744 = 11673 \text{ (N / m}^2\text{)} = 11,673 \text{ (kN / m}^2\text{)} \quad (9.43)$$

Momen lớn nhất

$$M_{\max} = \frac{w \times B^2}{8} = \frac{11,673 \times 2,2^2}{8} = 7,06 \text{ (kN.m)} \quad (9.44)$$

Ứng suất uốn tấm đáy

Mặt cắt ngang tấm chữ nhật $b = 1 \text{ (m)}$, $h = 0,005 \text{ (m)}$

Momen quán tính

$$I = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{1 \times 0,005^3}{12} = 1,04 \times 10^{-8} \text{ (m}^4\text{)} \quad (9.45)$$

Ứng suất uốn

$$\sigma = \frac{M \times \frac{h}{2}}{I} = \frac{7060 \times \frac{0,005}{2}}{1,04 \times 10^{-8}} = 16,97 \times 10^6 \text{ (Pa)} = 16,97 \text{ (MPa)} \quad (9.46)$$

So sánh ta thấy $\sigma < [\sigma]$ do đó thùng đủ bền và an toàn

Đà ngang sàn thùng

Bảng 9.6. Bảng thông số đầu vào vật liệu sàn thùng

Tên gọi	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Khối lượng hàng hóa	G_h	10710	kg
Khối lượng thùng chưa khung xương	G_{ct}	908	kg
Khối lượng xương hai thành bên	G_{tb}	219	kg
Khối lượng xương vách trước	G_{tr}	43	kg
Khối lượng xương vách sau	G_s	57	kg

Chiều dài đà ngang dọc	L_1	4813	<i>mm</i>
Chiều dài đà ngang ngang	L_2	2200	<i>mm</i>

Vật liệu dầm dọc thép hộp $100 \times 50 \times 4$ (*mm*), thép hộp dầm ngang $80 \times 40 \times 4$ (*mm*)

Trọng lượng phân bố đều lên của sàn và hàng tác dụng lên mỗi thanh đà ngang

$$P = \frac{G_h + G_{ct} + G_{tb} + G_s + G_t}{L_1 \times n_1 + \dots + L_i \times n_i} \quad (9.47)$$

Trong đó

P - Trọng lượng phân bố

G_{ct} - Khối lượng thùng chưa có khung xương

G_h - Khối lượng hàng hóa

G_{tb} - Khối lượng xương thành bên

G_{tr} - Khối lượng xương thành trước

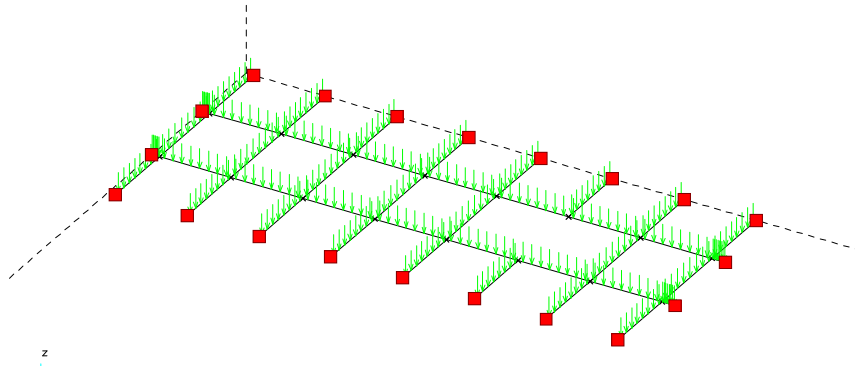
G_s - Khối lượng xương thành sau

L_i - Chiều dài thanh đà ngang

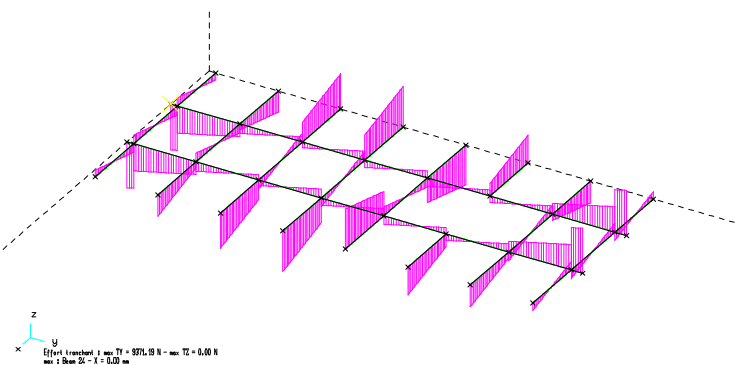
n_i - Số lượng đà ngang

$$\text{Vậy } P = \frac{10710 + 908 + 219 + 43 + 57}{4813 \times 2 + 2200 \times 7 + 728 \times 2} = 0,451 \text{ (kg / mm)} = 4,51 \text{ (N / mm)}$$

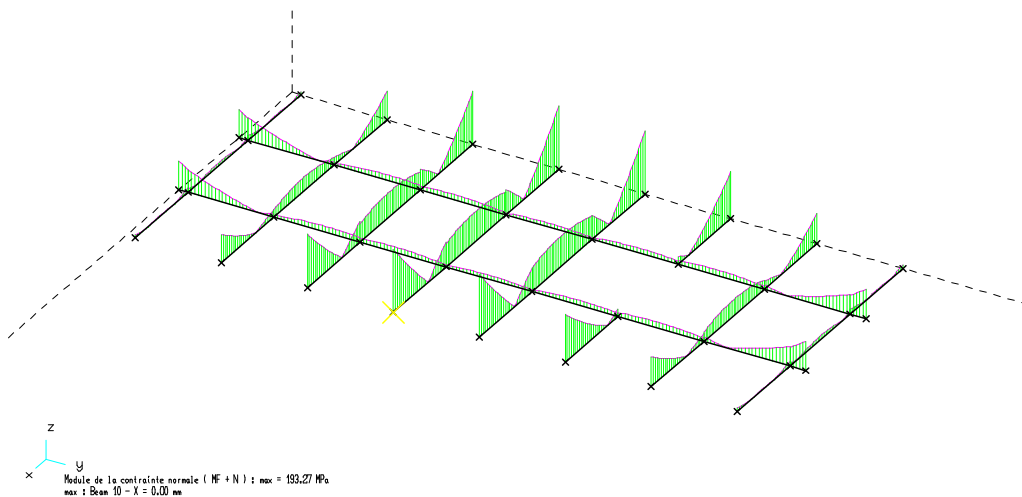
Kết quả mô phỏng



Hình 9.15. Lực phân bố lên các đà ngang



Hình 9.16. Biểu đồ momen uốn đà ngang



Hình 9.17. Biểu đồ ứng suất tổng hợp đà ngang

9.6.3. Kiểm nghiệm bền liên kết giữa thùng xe và chassi ben

Giữa thùng và chassi được liên kết với nhau nhờ 2 chốt xoay thùng và 2 chốt xoay ở càng nâng. Như vậy lực làm xô dịch thùng so với chassi sẽ tác dụng lên 4 bạc chốt xoay này. Do đó phải kiểm tra bền chi tiết này

Chế độ tải trọng tính toán là trong chế độ phanh gấp

Điều kiện tính toán là ứng suất cắt sinh ra ở chốt phải bé hơn ứng suất cắt cho phép

$$\tau = \frac{4 \times F}{\pi \times d^2} \leq [\tau] \quad (9.48)$$

$$\Rightarrow d \geq \sqrt{\frac{4 \times F}{\pi \times [\tau]}}$$

Trong đó

F - Lực tác dụng lên một chốt giả thiết các chốt chịu lực như nhau do đó $F = \frac{P}{4}$

P - Lực làm xô dịch thùng

Lực quán tính làm xô dịch thùng

$$F_{qt} = m \times j_{\max} = \frac{G \times j_{\max}}{g} = \frac{12167 \times 6,87}{9,81} = 8517 \text{ (kG)} = 83521,92 \text{ (N)}$$

Do thùng liên kết với chassi thông qua các tấm cao su do đó sẽ sinh ra lực ma sát

$$F_{ms} = G \times f \quad (9.49)$$

Với f - Hệ số ma sát giữa đệm cao su và thép $f = 0,5$

$$\text{Suy ra } F_{ms} = 12167 \times 0,5 = 6068,51 \text{ (kG)} = 59658,5 \text{ (N)}$$

Lực làm xô dịch thùng

$$P = F_{qt} - F_{ms} = 83521,92 - 59658,5 = 23863,4 \text{ (N)}$$

Lực tác dụng lên một chốt

$$F = \frac{23863,4}{4} = 5965,85 \text{ (N)}$$

Với chốt làm bằng thép CT3

$$[\tau] = 0,3 \times \sigma_{ch} = 0,3 \times 2300 = 690 \text{ (kG/cm}^2\text{)} = 68 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Từ đó ta xác định được đường kính tối thiểu của chốt

$$d \geq \sqrt{\frac{5965,85 \times 4}{3,14 \times 68}} = 10,57 \text{ (mm)}$$

Đảm bảo độ bền chốt

9.6.4. Kiểm nghiệm liên kết bu lông giữa cụm thùng tự đổ với chassi

Chế độ tải trọng tính toán là trong chế độ phanh gấp

Điều kiện đảm bảo không có sự xô dịch giữa cụm thùng tự đổ với chassi là

$$P_{ms} > F_{qt}$$

F_{qt} - Lực quán tính do trọng lượng cụm thùng hàng và tải trọng sinh ra khi phanh

$$F_{qt} = m \times j_{\max} = \frac{G \times j_{\max}}{g} \quad (9.50)$$

G - Trọng lượng cụm thùng hàng khi ô tô đầy tải

$$G = G_{hh} + G_t + G_{sx} = 10710 + 1457 + 122 = 12289 \text{ (kG)}$$

$$\text{Suy ra } F_{qt} = \frac{G \times j_{\max}}{g} = \frac{12289 \times 6,87}{9,81} = 8606 \text{ (kG)}$$

P_{ms} - Lực ma sát giữa chassi xe với sát xi ben sinh ra do lực ép của các bu lông và trọng lượng của cụm tự đổ khi ô tô đầy tải

$$P_{ms} = (p_{e1} \times n_1 + p_{e2} \times n_2 + G) \times f_{ms} \quad (9.51)$$

Trong đó

p_{e1} - Lực ép 1 bu lông được chế tạo bằng thép CT_3 có $d = 14$ (mm) thì tải trọng bằng 2000 (kG)

n_1 - Số bu lông $n_1 = 8$

p_{e2} - Lực ép 1 bu lông chữ U được chế tạo bằng thép CT_3 có $d = 16$ (mm) thì tải trọng bằng 2500 (kG)

n_2 - Số bu lông $n_2 = 8$

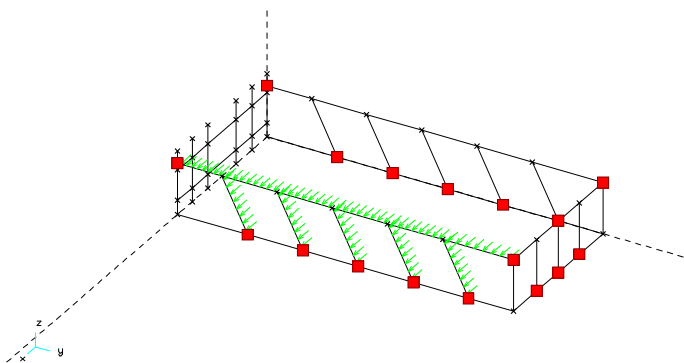
f_{ms} - Hệ số ma sát giữa chassi xe và sát xi ben $f_{ms} = 0,2$

Vậy $P_{ms} = (2000 \times 8 + 2500 \times 8 + 12289) \times 0,2 = 9657,8$ (kG)

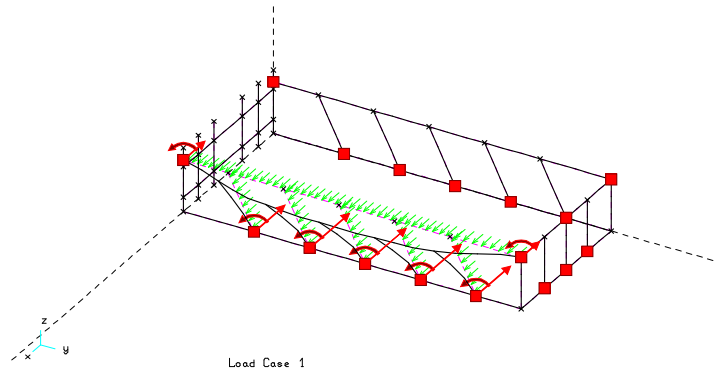
Thỏa mãn điều kiện mối ghép đủ bền

9.7. Mô phỏng và đánh giá kết quả

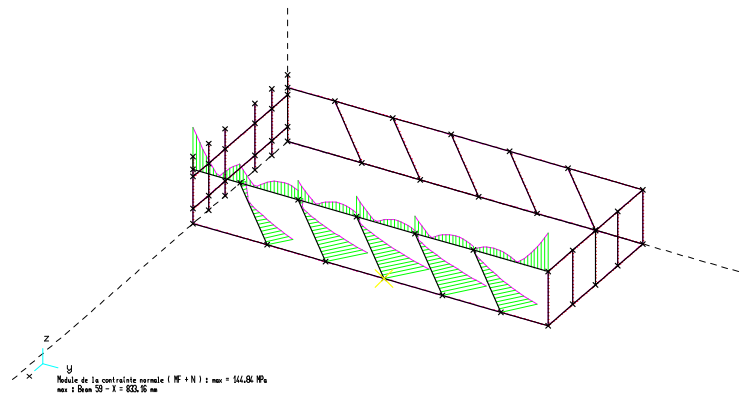
Bên khung xương thành bên



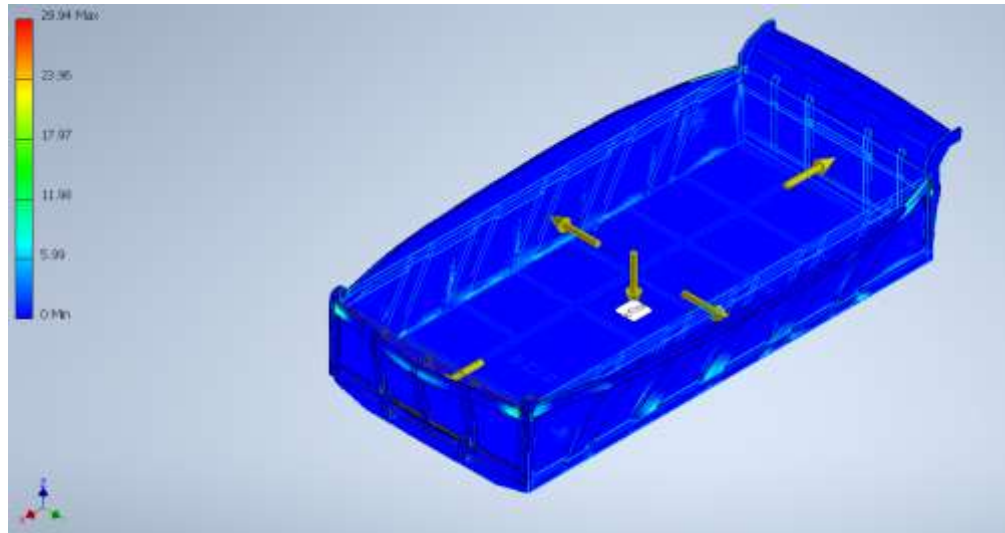
Hình 9.18. Lực tác dụng lên thành bên của thùng xe



Hình 9.19. Biểu dạng của thùng khi chịu lực tác dụng

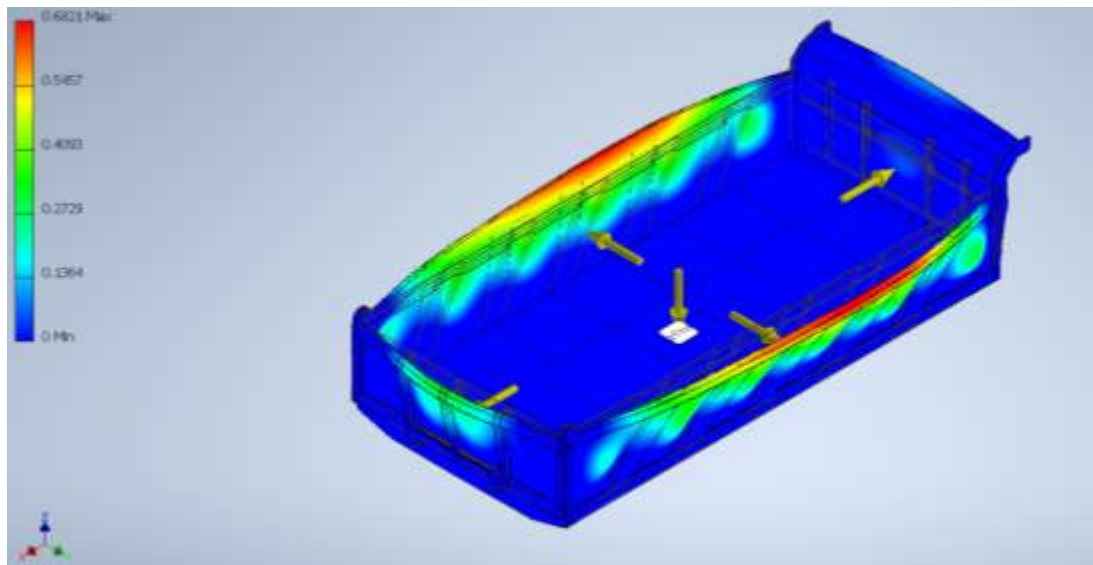


Hình 9.20. Biểu đồ ứng suất tổng hợp của thùng xe



Hình 9.21. Kết quả phân tích ứng suất

- + Ứng suất tối đa $\sigma = 29,94$ (Mpa) thấp hơn nhiều so với giới hạn chảy của thép Hardox 500 \Rightarrow An toàn về mặt ứng suất
- + Màu xanh dương chiếm phần lớn suy ra là kết cấu chịu được tải và đủ cứng.
- + Vị trí ứng suất cao có thể là vùng cần kiểm tra kỹ về hàn hoặc gia cường cục bộ.

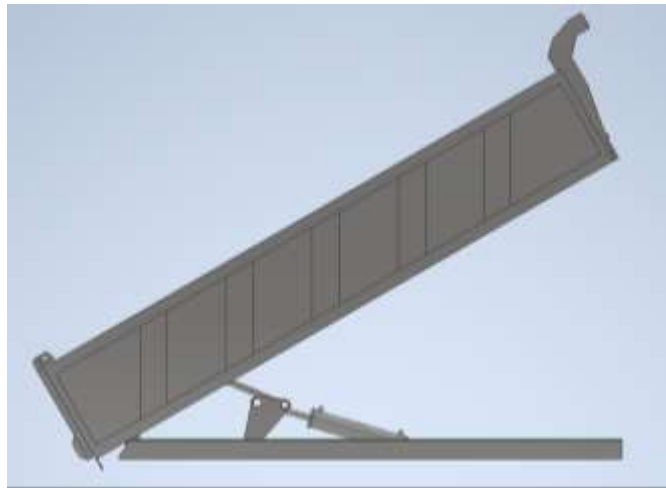


Hình 9.22. Kết quả phân tích độ biến dạng

- + Vị trí biến dạng lớn nhất $0,6821$ (mm). Đây là một giá trị rất nhỏ nằm trong giới hạn cho phép của kết cấu thép.

+ Màu đỏ /vàng tập trung chủ yếu ở thành bên trên và góc sau thùng => đây là nơi bị biến dạng lớn nhất.

+ Thùng chịu tải tốt, biến dạng nhỏ, phân bố biến dạng hợp lý, không có điểm bất thường. Có thể cân nhắc thêm gân tăng cứng ở phần trên thành thùng nếu muốn tối ưu cứng vững hơn nữa.



Hình 9.23. Hệ thống nâng ở vị trí trung gian



Hình 9.24. Hệ thống nâng ở vị trí lớn nhất

KẾT LUẬN

Đồ án tốt nghiệp với đề tài: “Tính toán thiết kế hệ thống phanh, lái, treo và thiết kế phần thùng tự đổ xe tải dựa theo xe tham khảo HD270” đã được thực hiện nhằm vận dụng tổng hợp các kiến thức chuyên ngành vào một bài toán thực tế trong lĩnh vực thiết kế xe chuyên dụng.

Thông qua việc nghiên cứu xe tải Hyundai HD270 – một dòng xe được đánh giá cao về độ bền, khả năng vận hành và tính ứng dụng thực tiễn – đồ án đã hoàn thành các nội dung chính sau:

- Phân tích và tính toán hệ thống phanh khí nén đảm bảo an toàn, ổn định và đáp ứng yêu cầu dừng xe trong các điều kiện làm việc khác nhau.
- Thiết kế hệ thống lái có trợ lực thủy lực, đảm bảo khả năng điều khiển chính xác, nhẹ nhàng, phù hợp với xe tải trọng lớn.
- Lựa chọn và tính toán hệ thống treo dạng nhíp, nhằm nâng cao khả năng chịu tải, giảm dao động và tăng độ ổn định của xe.
- Thiết kế phần thùng xe tự đổ với thể tích và kết cấu phù hợp, đáp ứng tốt yêu cầu vận chuyển, nâng – hạ nhanh chóng và an toàn.

Qua quá trình thực hiện đồ án, chúng em đã có cơ hội củng cố kiến thức lý thuyết, rèn luyện kỹ năng tính toán, tư duy thiết kế kỹ thuật cũng như khả năng làm việc độc lập, nghiên cứu tài liệu và ứng dụng phần mềm chuyên ngành. Từ đó mới thấy được để thiết kế, đưa ra được một chi tiết của xe ra sử dụng và đạt được những chỉ tiêu về an toàn, độ tin cậy quả thật khó vô cùng. Nhưng cũng vì thế mà chúng em càng hăng hái và tiếp tục phấn đấu hơn nữa theo con đường mà mình lựa chọn.

Xong trong quá trình tính toán còn nhiều sai sót và chưa đi sâu vào đề tài, một phần do thời gian hạn hẹp, thiếu trang thiết bị, việc tính toán và xử lý các số liệu chỉ mang tính lý thuyết. Tuy nhiên, sau khi hoàn thành đồ án này, bản thân em đã hiểu rõ hơn về kết cấu các chi tiết của hệ thống trên ô tô.

Tuy đã cố gắng hoàn thành tốt nội dung đề tài, nhưng do thời gian có hạn và kinh nghiệm thực tế chưa nhiều, đồ án chắc chắn còn tồn tại một số thiếu sót. Em rất mong nhận được ý kiến đóng góp từ quý thầy cô để hoàn thiện hơn trong tương lai.

Một lần nữa, em xin chân thành cảm ơn sự hướng dẫn tận tình của thầy Lưu Đức Lịch, cùng sự hỗ trợ của các thầy cô trong bộ môn, bạn bè và gia đình đã giúp em hoàn thành đồ án này.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Thiết kế các hệ thống ô tô - TS. Nguyễn Hoàng Việt.
- [2] Tính toán thiết kế ô tô - Đại học Sư phạm kỹ thuật TP Hồ Chí Minh.
- [3] Lý thuyết ô tô Quân sự - Nguyễn Phúc Hiểu, Vũ Đức Lập.
- [4] Thiết kế và tính toán ô tô máy kéo - Nguyễn Hữu Cẩn.
- [5] Thiết kế và tính toán ô tô máy kéo (tập 2,3) - Nguyễn Hữu Cẩn, Phan Đình Kiên, Nhà xuất bản Đại học và Trung học chuyên nghiệp, Hà Nội, 1985.
- [6] Lý thuyết ô tô máy kéo - Nguyễn Hữu Cẩn, Dư Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Lê Thị Vàng.
- [7] Kết cấu và tính toán ô tô - Nguyễn Hoàng Việt. Tài liệu lưu hành nội bộ của khoa cơ khí giao thông. Đại Học Đà Nẵng, 1998.
- [8] Giáo trình hệ thống thủy lực và khí nén.
- [9] Nguyên lý máy tập 1 - Đinh Gia Tường, Tạ Khánh Lâm.
- [10] Xe chuyên dùng - Nguyễn Tiến Dũng và những người khác.
- [11] Thiết kế kỹ thuật lắp đặt hệ thống thủy lực nâng thùng.
- [12] Bài giảng ô tô chuyên dùng.
- [13] Tính toán và thiết kế hệ thống phanh ô tô - TS. Lê Văn Tụy. Tài liệu lưu hành nội bộ của khoa cơ khí giao thông. Đại Học Đà Nẵng, 1998.