KHOA CƠ KHÍ GIAO THÔNG

ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Tên đề tài:

THIẾT KẾ XE TẢI THÙNG KÍN DỰA TRÊN XE CƠ SỞ HINO SERI 300

SVTH: Trần Thế Lực_ 20C4CLC4

Nguyễn Văn Linh_20C4CLC4

Lê Nhật Tân_ 20C4A

GVHD: TS. Lưu Đức Lịch

Đà Nẵng, 2025

TÓM TẮT

Tên đề tài: Thiết kế ô tô tải có thùng kín trên cơ sở ô tô HINO Serie 300

Sinh viên thực hiện: Trần Thế Lực, Nguyễn Văn Linh, Lê Nhật Tân

Số thẻ SV:103200199, 103200197, 103200029 Lớp: 20C4CLC4, 20C4CLC4, 20C4A

Tổng quan về xe cơ sở

- Sự phát triển của ngành công nghiệp ô tô và vận tải ở Việt Nam
- Nhu cầu về ô tô tải
- Phân tích và lựa chọn xe cơ sở

Thiết kế tổng thể

- Các yêu cầu đối với thiết kế xe tải
- Xác định vị trí lắp đặt thùng hàng và phân bố khối lượng
- Tính toán động lực học kéo

Lựa chọn phương án thiết kế hệ thống treo

- Công dụng, phân loại và yêu cầu của hệ thống treo
- Chọn phương án thiết kế hệ thống treo

Thiết kế tính toán hệ thống treo

- Thiết kế kỹ thuật các bộ phận của hệ thống treo
- Tính toán các thông số kỹ thuật của hệ thống treo

Lựa chọn phương án thiết kế hệ thống phanh

- Công dụng, yêu cầu và phân loại hệ thống phanh
- Phân tích kết cấu hệ thống phanh trên xe tải
- Lựa chọn phương án thiết kế hệ thống phanh

Thiết kế hệ thống phanh

- Thiết kế tính toán hệ thống phanh
- Tính toán và thiết kế dẫn động phanh

Thiết kế tính toán thùng xe

- Điều kiện làm việc và yêu cầu của thùng
- Thiết kế bố trí chung, kiểm tra bền
- Quy trình lắp ráp thùng xe

LỜI NÓI ĐẦU

Trong những năm gần đây, cùng với sự phát triển không ngừng của nền kinh tế và hệ thống logistics, nhu cầu vận chuyển hàng hóa ngày càng trở nên đa dạng và chuyên nghiệp hơn. Trong bối cảnh đó, ngành công nghiệp ô tô – đặc biệt là dòng xe tải đóng một vai trò then chốt trong việc đảm bảo tính liên tục, hiệu quả và an toàn trong vận chuyển. Các dòng xe tải không chỉ là phương tiện chuyên chở đơn thuần, mà còn là một phần quan trọng cấu thành nên chuỗi cung ứng hiện đại, góp phần vào sự tăng trưởng chung của nền kinh tế quốc dân.

Trong số các thương hiệu xe tải hiện có trên thị trường, HINO là một trong những tên tuổi uy tín và lâu đời, được biết đến với chất lượng bền bỉ, khả năng vận hành ổn định và phù hợp với điều kiện khai thác thực tế tại Việt Nam. Xe tải HINO không chỉ nổi bật ở thiết kế kỹ thuật tiên tiến mà còn thể hiện sự tối ưu hóa trong từng chi tiết – từ động cơ, hệ thống truyền động, khung gầm, hệ thống phanh,hệ thống lái,hệ thống treo, đến cấu trúc tổng thể và yếu tố an toàn. Việc nghiên cứu và thiết kế xe tải HINO là cơ hội để người học tiếp cận, khai thác sâu các khía cạnh kỹ thuật thực tiễn, đồng thời rèn luyện tư duy kỹ sư trong bối cảnh công nghiệp hóa, hiện đại hóa đất nước.

Xuất phát từ những lý do đó, em đã chọn thực hiện đề tài "Thiết kế ô tô tải thùng kín trên cơ sở ô tô HINO serie 300" như một phần trong chương trình đào tạo kỹ sư ngành Cơ khí Giao thông. Đây không chỉ là nhiệm vụ học thuật, mà còn là dịp để em tiếp cận thực tế, vận dụng những kiến thức đã học vào một bài toán kỹ thuật cụ thể, mang tính ứng dụng cao. Trong quá trình thực hiện, em đã nghiên cứu tổng thể cấu trúc và nguyên lý hoạt động của xe tải HINO, phân tích các thông số kỹ thuật, tính toán thiết kế theo quy chuẩn, đồng thời tham khảo các tiêu chuẩn kỹ thuật hiện hành của ngành GTVT và Cục Đăng kiểm Việt Nam.

Em xin bày tỏ lòng biết ơn sâu sắc đến Trường Đại học Bách khoa – Đại học Đà Nẵng, đặc biệt là quý thầy cô trong Khoa Cơ khí Giao thông, đã tận tình truyền đạt kiến thức và tạo điều kiện học tập thuận lợi cho em. Em đặc biệt trân trọng gửi lời cảm ơn chân thành đến thầy T.S Lưu Đức Lịch, người đã trực tiếp hướng dẫn, chỉ bảo tận tình, không chỉ về chuyên môn mà còn về tinh thần học thuật nghiêm túc, giúp em hoàn thành tốt đồ án này.

Dù đã cố gắng với tất cả tinh thần trách nhiệm và nỗ lực cá nhân, nhưng do thời gian có hạn và kiến thức còn chưa thật sâu rộng, chắc chắn đồ án không tránh khỏi những thiếu sót. Chúng em rất mong nhận được sự đóng góp ý kiến từ quý thầy cô để em có thể hoàn thiện hơn trong hành trình học tập và nghề nghiệp sau này.

MỤC LỤC

TÓM TẮT.....I

LỜI NÓI ĐẦU.....II

MỤC LỤC.....III

DANH SÁCH CÁC BẢNG, HÌNH VẼ.....IV

DANH SÁCH CÁC KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT.....V

Trang

MỞ ĐẦU 1

CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN VỀ XE CƠ SỞ 2

1.1. Sự phát triển của nền công nghiệp ô tô và vận tải ở nước ta.....2

1.1.1. Nền công nghiệp ô tô nước ta. 2

1.1.2. Nền công nghiệp vận tải ở nước ta. 5

1.1.3. Nhu cầu về ô tô tải. 6

1.2. Phân tích và lựa chọn xe cơ sở.....7

CHƯƠNG 2: THIẾT KẾ TỔNG THỂ..... 10

2.1.Các yêu cầu cơ bản đối với thiết kế xe tải.....10

2.2. Xác định vị trí lắp đặt thùng hàng và phân bố khối lượng.....12

2.2.1. Xác định vị trí và kích thước sơ bộ thùng hàng. 12

2.2.2. Phân bố khối lượng. 14

2.3. Xác định tọa độ trọng tâm. 19

2.4. Tính toán động lực học kéo. 21

2.4.1. Các thông số tính toán. 21

2.4.2. Xây dựng đồ thị đặc tính ngoài. 22

2.4.3. Xác định tỷ số truyền của truyền lực chính 24

2.4.4. Tỷ số truyền của tay số cao nhất, xác định số cấp và tỉ số truyền sơ bộ các tay số trung gian. 25
2.4.5. Xây dựng phương trình cân bằng lực kéo 28
2.4.6. Xây dựng đồ thị cân bằng công suất 30
2.4.7. Xây dựng đồ thị nhân tố động lực học 31
2.4.8. Xây dựng đồ thị gia tốc 32
2.5. kiểm tra tính ổn định của ô tô 34
2.5.1. kiểm tra ổn định dọc 34
2.5.2. Kiểm tra tính ổn định ngang. 38
2.5.3. Kiểm tra chuyển động giới hạn của ô tô khi quay vòng với bán kính giới hạn Rmin. 39
CHƯƠNG 3. LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT HẾ HỆ THỐNG TREO 41
3.1. Công dụng, phân loại, yêu cầu 41
3.1.1. Công dụng 41
3.1.2. Phân loại. 42
3.1.3. Yêu cầu 43
3.1.4. Điều kiện làm việc 43
3.2. Chọn phương án thiết kế hệ thống treo: 44
3.2.1. Hệ thống treo phụ thuộc. 44
3.2.2. Hệ thống treo độc lập. 47
3.3. Kết luận. 54
CHƯƠNG 4. THIẾT KẾ TÍNH TOÁN HỆ THỐNG TREO 55
4.1. Thiết kế kỹ thuật các phần tử. 55
4.1.1. Thiết kế nhíp. 55
4.1.2. Thiết kế giảm chấn. 57
4.1.2.1. Công dụng, phân loại, yêu cầu. 57
4.1.2.2. Chọn phương án thiết kế bộ phân giảm chấn 59

4.2. Tính toán thiết kế các phần tử của hệ thống treo 62
4.2.1. Các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu.....62
4.2.2. Xác định lực tác dụng lên nhíp. 62
4.2.2.1. Khi xe đầy tải. 62
4.2.2.2. Khi xe không tải. 62
4.2.3. Thiết kế nhíp trước.....63
4.2.3.1. Chọn sơ bộ kích thước nhíp 63
4.3.2.2. Chiều dài của các lá nhíp(l_i): 67
4.2.3.3. Tính chính xác biến dạng và độ cứng của nhíp.....73
4.2.3.4. Tính bền nhíp.....74
4.2.4. Tính toán bộ phận giảm chấn trước. 80
4.2.4.1. Tính toán lực cản của giảm chấn.....80
4.2.4.2. Xác định kích thước và các thống số cơ bản của giảm chấn.....83
4.2.4.3. Xác định tiết diện lưu thông của các van 85
4.2.5. Tính toán thiết kế nhíp sau phụ.....87
4.2.5.1. Tính toán chiều dài các lá nhíp.....87
4.2.5.2. Tính toán độ cứng của nhíp sau phụ:.....89
4.2.5.3. Tính bền nhíp sau phụ 89
4.2.6. Thiết kế nhíp sau chính. 95
4.2.6.1. Chọn sơ bộ kích thước nhíp 95
4.2.6.2. Chiều dài của các lá nhíp(l_i): 97
4.2.6.3. Tính chính xác biến dạng và độ cứng của nhíp.....98
4.2.6.4. Tính bền nhíp.....100
4.2.6.5.Tính bền tai nhíp.....103
4.2.6.6.Tính kiểm tra chốt nhíp 105
4.3. Mô phỏng hệ thống treo bằng phần mềm matlab.....105
4.3.1. Ứng dụng và các bước mô phỏng của phần mềm Matlab-Simulink trong mô phỏng dao động của hệ thống treo. 105

4.3.2. Code tính toán và đưa các thống số đầu vào cho quá trình mô phỏng 107
4.3.3 Mô hình mô phỏng và kết quả 109
CHƯƠNG 5. LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG PHANH 114
5.1. Công dụng, yêu cầu và phân loại.....114
5.1.1. công dụng.....114
5.1.2. phân loại.....114
5.1.3. yêu cầu 116
5.2.Phân tích kết cấu hệ thống phanh trên xe tải.....117
5.2.1. Phân tích cơ cấu phanh 117
5.2.1.1.Cơ cấu phanh guốc. 118
5.2.1.2. Cơ cấu phanh đĩa.....122
5.2.1.3. Cơ cấu phanh dải.....123
5.2.2. Cơ cấu dẫn động phanh.....125
5.2.2.1. Dẫn động thủy lực 125
5.2.2.2. Dẫn động phanh khí nén.....133
5.3. Lựa chọn phương án thiết kế.....134
5.3.1.Chọn sơ đồ phân dòng chính.....134
5.3.2.Chọn kiểu dẫn động phanh.....135
5.3.3. Cọn kiểu loại cơ cấu phanh.....135
CHƯƠNG 6. THIẾT KẾ HỆ THỐNG PHANH..... 139
6.1. Thiết kế tính toán hệ thống phanh 139
6.1.1. Nhiệm vụ và thông số tính toán thiết kế 139
6.1.2. Xác định momem phanh cần thiết sinh ra ở các cơ cấu phanh. 139
6.1.2.1. Xác định các tọa động trọng tâm của xe 139
6.1.2.2.xác định momen phanh.....140
6.1.2.3. Hệ số phân bố lực phanh lên trên các trục bánh xe.....143
6.1.3. Tính toán cơ cấu phanh trước.....143

6.1.3.1. Tính toán cơ cấu phanh trước theo phương pháp họa đồ 143
6.1.3.2. Tính toán cơ cấu phanh trước theo phương pháp giải tích. 147
6.1.4. Tính toán cơ cấu phanh sau 151
6.1.4.1.Tính toán cơ cấu phanh sau theo phương pháp đồ họa 151
6.1.4.2. Tính toán cơ cấu phanh theo phương pháp giải tích 156
6.1.5.Kiểm tra hiện tượng tự xiết 158
6.1.6. Xác định kích thước má phanh 159
6.1.6.1.Xác định công ma sát riêng L xác định trên cơ sở má phanh thu toàn bộ động năng của ô tô chạy với tốc độ bắt đầu phanh như sau 159
6.1.6.2. Tính áp suất trên bề mặt má phanh.....160
6.1.6.3. Tính nhiệt phát ra trong quá trình phanh 161
6.1.7. Tính bền trống phanh 162
6.2. Tính toán và thiết kế dẫn động phanh 164
6.2.1. Hành trình dịch chuyển đầu piston xilanh công tác của cơ cấu ép 164
6.2.2.Xác định đường kính xilanh chính và xilanh công tác 165
6.2.2.1. Xác định đường kính xilanh công tác.....165
6.2.2.2. Xác định đường kính xi lanh chính 167
6.2.3. Xác định hành trình dịch chuyển của piston xi lanh chính 168
6.2.4.Hành trình và tỉ số truyền của bàn đạp.....169
6.2.4.1.Tỉ số truyền của bàn đạp phanh.....169
6.2.4.2. Hành trình bàn đạp 170
6.2.5. Lực cần thiết tác dụng lên bàn đạp phanh khi chưa tính trợ lực 171
6.2.6. Tính lực trợ lực cần thiết của bộ trợ lực.....172
6.2.7. Tính đường kính xylanh của bầu trợ lực.....173
6.3. Mô phỏng dẫn động hệ thống phanh trên phần mềm inventor.....174
CHƯƠNG 7: THIẾT KẾ TÍNH TOÁN THÙNG XE 180
7.1. Điều kiện làm việc và yêu cầu của thùng. 180
7.2. Lựa chọn phương án thiết kế. 180

7.3. Thiết kế bố trí chung.....182
7.3.1. Thiết kế khung xương sàn thùng.....183
7.3.2. Thiết kế vách thùng.....188
7.4. Kiểm tra bền.....194
7.4.1. Các phương pháp tính toán.....194
7.4.2. Tính toán kiểm tra bền cơ cấu liên kết thùng với sát-xi.....196
7.4.3. Tính toán kiểm tra bền đà ngang.....201
7.4.4. Tính toán kiểm bền thùng hàng.....204
7.5. Quy trình lắp ráp thùng xe.....211
KẾT LUẬN.....214
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....215

DANH SÁCH CÁC BẢNG, HÌNH VẼ

Bảng 1.1: Thông số kỹ thuật của xe tải Hino Series 300. 7
Bảng 2.1: Bảng trọng lượng phân bố lên các trục của ô tô thiết kế. 18
Bảng 2.2: Bảng thông số về tọa độ trọng tâm của xe 21
Bảng 2.3 Thông số đặc tính ngoài động cơ (Theo S.R.Lây.Đéc Man) 23
Bảng 2.4 Giá trị lực kéo ứng với mỗi tay số 29
Bảng 2.5 Giá trị cản ứng với mỗi tay số 29
Bảng 2.6 Công suất của ô tô 30
Bảng 2.7 Công cản của ô tô ứng với mỗi tay số 30
Bảng 2.8 Nhân tố động lực học 31
Bảng 2.9 Nhân tố động lực học theo điều kiện bám 32
Bảng 2.10 Hệ số kể đến ảnh hưởng của các khối lượng chuyển động quay 33
Bảng 2.11 Giá trị gia tốc ứng với mỗi tay số 33
Bảng 2.12: Bảng thông số tính ổn định của ô tô thiết kế: 40
Bảng 4.1. Kích thước các lá nhíp hệ thống treo trước 72
Bảng 4.2. Bảng xác định độ cứng hệ thống treo trước 73
Bảng 4.3. Ứng suất tác dụng lên nhíp trước 77
Bảng 4.4. Kích thước lá nhíp sau phụ 88
Bảng 4.5. Độ cứng nhíp sau phụ 89
Bảng 4.6. Ứng suất tác dụng lên nhíp trước 92
Bảng 4.7. Chiều dài các lá nhíp của hệ thống nhíp sau chính 97
Bảng 4.8. Độ cứng của nhíp sau chính 99
Bảng 4.9. Ứng suất tác dụng lên nhíp sau chính 103

Hình 1.1: Xe tải satxi cơ sở. 7
Hình 2.1. Sơ đồ phân bố lực. 12
Hình 2.2. Kích thước sơ bộ của xe. 14
Hình 2.3. Kích thước mặt trước của xe. 15
Hình 2.4. Phân bố lực tác dụng. 16
Hình 2.5. Sơ đồ phân bố lực tác dụng lên ô tô thiết kế. 19s
Hình 2.6. Đồ thị đường đặc tính ngoài của động cơ 24
Hình 2.7. Đồ thị cân bằng lực kéo 29
Hình 2.8: Đồ thị cân bằng công suất 31
Hình 2.9: Đồ thị nhân tố động lực học 32
Hình 2.10: Đồ thị gia tốc 34
Hình 2.11: Sơ đồ lực tác dụng khi ô tô lên dốc. 35
Hình 2.12: Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi xuống dốc 37
Hình 2.13: Sơ đồ lực tác động ngang lên ô tô 38
Hình 3.1. Các lực và momen tác dụng lên bánh xe. 42
Hình 3.2. Hệ thống treo phụ thuộc nhíp lá 46
Hình 3.3. Hệ thống treo phụ thuộc kiểu lò xo trụ. 47
Hình 3.4. Hệ thống treo độc lập với phần tử đàn hồi là lò xo với đòn treo dọc. 49
Hình 3.5. Hệ thống treo độc lập với phần tử đàn hồi là lò xo với đòn treo ngang 49
Hình 3.6. Hệ thống treo Macpherson 50
Hình 3.7. Hệ thống treo độc lập, phần tử đàn hồi lò xo, đòn chéo 51
Hình 3.8. Hệ thống treo độc lập, phần tử đàn hồi thanh xoắn 52
Hình 3.9. Hệ thống treo khí nén 53
Hình 4.1. Các thành phần chính của nhíp lá 55
Hình 4.2. Giảm chấn đòn 60
Hình 4.3. Giảm chấn ống 61
Hình 4.4. Thông số kích thước nhíp 64
Hình 4.5. Biểu đồ ứng suất 66
Hình 4.6. Sơ đồ tải trọng tác dụng lên lá nhíp 75

Hình 4.7. Biên dạng tai nhíp.....78
Hình 4.8. Kích thước giảm chấn trước.....84
Hình 4.9. Sơ đồ tải trọng tác dụng lên lá nhíp sau phụ.....90
Hình 4.10. Biên dạng tai nhíp sau phụ.....93
Hình 4.11. Sơ đồ tải trọng tác dụng lên lá nhíp sau chính.....100
Hình 4.12. Biên dạng tai nhíp sau chính.....104
Hình 5.1. Sơ đồ nguyên lý các loại phanh chính.....115
Hình 5.2. Sơ đồ các cơ cấu phanh thông dụng loại trống guốc và lực tác dụng.....119
Hình 5.3. Sơ đồ nguyên lý của phanh đĩa.....122
Hình 5.4. Sơ đồ các loại phanh dải.....124
Hình 5.5 **:** Các sơ đồ phân dòng dẫn động phanh thuỷ lực.....126
Hình 5.6. Dẫn động thủy lực tác dụng trực tiếp.....128
Hình 5.7: Sơ đồ dẫn động thủy lực trợ lực chân không.....129
Hình 5.8. Dẫn động phanh thủy lực trợ lực khí nén.....131
Hình 5.9. Dẫn động phanh thủy lực dùng bơm và các tính năng.....132
Hình.5.10. Sơ đồ dẫn động ôtô đơn không kéo moóc.....134
Hình 5.11. Sơ đồ phân dòng chính trên ô tô tải nhẹ.....135
Hình 5.12. Cơ cấu phanh của cầu trước xe tải.....136
Hình 5.13. Cơ cấu phanh của cầu sau xe tải.....138
Hình 6.1. Các lực tác dụng lên ô tô khi phanh.....140
Hình 6.2. Họa đồ lực của cơ cấu phanh trước.....146
Hình 6.3. Sơ đồ tính toán cơ cấu phanh guốc.....148
Hình 6.4. Họa đồ lực của cơ cấu phanh sau.....155
Hình 6.5. Sơ đồ dẫn động phanh.....164
Hình 6.6. Xi lanh của cơ cấu phanh trước.....166
Hình 6.7. Xi lanh của cơ cấu phanh sau.....167
Hình 6.8. Xi lanh công tác.....167
Hình 6.9. Sơ đồ truyền động phanh có trợ lực chân không.....172
Hình 6.10. Sơ đồ dẫn động chung.....174

Hình 6.11. Ràng buộc dẫn động bàn đạp.....175
Hình 6.12. Tạo dẫn động bàn đạp.....176
Hình 6.13. Ràng buộc dẫn động bầu trợ lực chân không.....176
Hình 6.14. Ràng buộc và tạo dẫn động cho trống phanh.....177
Hình 6.15. Ràng buộc và tạo dẫn động cho má phanh.....177
Hình 6.16. Hộp thoại để cài đặt video mô phỏng sau khi đã ràng buộc.....178
Hình 6.16. Cài đặt các thông số cho mô phỏng.....178
Hình 6.17. Xuất video mô phỏng dẫn động.....179
Hình 7.1: Phương án bố trí thùng lên xe.....182
Hình 7.2: Tổng thể khung xương thùng hàng.....183
Hình 7.3: Cụm khung đà.....184
Hình 7.4: Kết cấu khung đà.....185
Hình 7.5: Kết cấu thép đà dọc.....186
Hình 7.6: Kết cấu thép đà ngang.....187
Hình 7.7: Pát liên kết đà.....188
Hình 7.8: Kết cấu khung xương vách trước.....190
Hình 7.9: Kết cấu khung xương vách trái.....191
Hình 7.10: kết cấu khung xương vách phải.....192
Hình 7.10: Kết cấu khung xương mui.....193
Hình 7.12: Kết cấu xương khung cửa.....194
Hình 7.13: Các phương pháp giải bài toán cơ vật rắn biến dạng.....195
Hình 7.14: Bu lông quang chữ U liên kết thùng hàng với sát-xi.....197
Hình 7.15: Bát chống xô.....199
Hình 7.16: Sơ đồ lực tác dụng khi ô tô xuống dốc.....200
Hình 7.17: Biểu đồ lực tác dụng lên đà ngang.....203
Hình 7.18: Biểu đồ momen uốn của đà ngang.....203
Hình 7.19: Mô hình tính thành bên trên RDM.....205
Hình 7.20: Biểu đồ lực tác dụng lên thành bên.....205
Hình 7.21: Biểu đồ ứng suất tổng hợp.....206

Hình 7.22: Biểu đồ chuyển vị thành bên 207
Hình 7.23: Biểu đồ ứng suất.....208
Hình 7.24: Biểu đồ lực tác dụng lên thành trước 209
Hình 7.25: Biểu đồ ứng suất tổng hợp.....210
Hình 7.26: Biểu đồ chuyển vị thành trước 210
Hình 7.27: Biểu đồ ứng suất thành trước 211

DANH SÁCH CÁC KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT

KÝ HIỆU:

……

……

……

……

……

……

CHỮ VIẾT TẮT:

……

……

……

……

MỞ ĐẦU

Việc thực hiện thiết kế và xây dựng các hệ thống quan trọng như hệ thống phanh, hệ thống treo và thùng kín cho xe tải HINO trong đề tài tốt nghiệp này là một bước thiết yếu nhằm góp phần vào sự phát triển của ngành công nghiệp ô tô trong nước. Trong bối cảnh nhu cầu vận chuyển hàng hóa ngày càng gia tăng về khối lượng, tính chất hàng và khoảng cách vận hành, các dòng xe tải – đặc biệt là dòng HINO – đóng vai trò then chốt trong chuỗi cung ứng vận tải hiện đại. Tuy nhiên, để xe hoạt động hiệu quả, an toàn và bền bỉ trong điều kiện khai thác thực tế tại Việt Nam, thì việc thiết kế đồng bộ và tối ưu các hệ thống cơ bản là điều không thể thiếu.

Trong đó, hệ thống phanh có vai trò đảm bảo an toàn cho người lái, phương tiện và hàng hóa trong suốt quá trình vận hành. Đây là hệ thống chịu trách nhiệm làm giảm tốc hoặc dừng hẳn xe trong các tình huống bình thường cũng như khẩn cấp. Một hệ thống phanh hiệu quả cần có khả năng phản ứng nhanh, lực phanh phân bổ hợp lý giữa các bánh xe, và đảm bảo hoạt động ổn định ngay cả trong điều kiện đường sá phức tạp như đèo dốc, mặt đường trơn trượt. Việc thiết kế hệ thống phanh đòi hỏi tính toán chính xác về lực phanh, chọn lựa cơ cấu phanh phù hợp (tang trống, đĩa, ABS, v.v.), và đảm bảo tuân thủ các tiêu chuẩn an toàn kỹ thuật hiện hành.

Hệ thống treo đóng vai trò thiết yếu trong việc nâng cao độ ổn định chuyển động và cải thiện sự êm dịu khi xe vận hành trên các địa hình khác nhau. Nó có nhiệm vụ hấp thụ chấn động từ mặt đường, giúp giảm tải cho khung xe và bảo vệ hàng hóa trong quá trình di chuyển. Ngoài ra, hệ thống treo còn góp phần duy trì độ bám đường của bánh xe, giữ cho xe không bị lắc ngang hoặc nghiêng khi vào cua hay gặp chướng ngại vật. Việc thiết kế hệ thống treo phải cân nhắc giữa khả năng chịu tải trọng lớn và độ êm ái, đồng thời lựa chọn kết cấu phù hợp với loại hình vận tải và điều kiện làm việc đặc thù.

Bên cạnh đó, thùng kín là bộ phận quan trọng trong việc bảo vệ hàng hóa khỏi các yếu tố bên ngoài như mưa, bụi, nhiệt độ hay tác động cơ học. Thiết kế thùng kín cần đảm bảo các yếu tố như kết cấu bền vững, thể tích hợp lý, trọng lượng tối ưu và dễ dàng lắp đặt, sửa chữa. Đồng thời, vật liệu chế tạo thùng phải đáp ứng yêu cầu về độ bền, khả năng chống ăn mòn và thân thiện với môi trường. Một thùng kín thiết kế tốt không chỉ bảo vệ hàng hóa hiệu quả mà còn góp phần nâng cao tính thẩm mỹ và giá trị thương mại của xe.

Đề tài được thực hiện dựa trên việc khảo sát thực tế các dòng ô tô HINO hiện có, phân tích các yêu cầu kỹ thuật, tiêu chuẩn hiện hành của Bộ GTVT và Cục Đăng Kiểm Việt Nam. Từ đó tiến hành thiết kế các hệ thống chính nêu trên thông qua quá trình tính toán, xây dựng bản vẽ chi tiết, lựa chọn vật liệu và đề xuất quy trình lắp ráp hợp lý. Việc thực hiện đề tài không chỉ giúp sinh viên tiếp cận và giải quyết các bài toán kỹ thuật cụ thể mà còn góp phần đào tạo đội ngũ kỹ sư trẻ có năng lực thực tế, đáp ứng nhu cầu phát triển của ngành công nghiệp ô tô Việt Nam trong giai đoạn hội nhập và đổi mới.

HƯƠNG 1: TỔNG QUAN VỀ XE CƠ SỞ

1.1. Sự phát triển của nền công nghiệp ô tô và vận tải ở nước ta.

1.1.1. Nền công nghiệp ô tô nước ta.

Sau hơn 20 năm xây dựng và phát triển, bước đầu chúng ta đã hình thành được một nền công nghiệp "lắp ráp" ô tô và một số ngành công nghiệp phụ trợ, cung cấp phụ tùng cho sản xuất, lắp ráp. Với sự quy tụ của nhiều tập đoàn ô tô lớn trên Thế giới như Ford, Mercedes, Toyota, Honda, Hyundai… và các doanh nghiệp FDI và doanh nghiệp trong nước với năng lực 460.000 xe/năm hoàn toàn đáp ứng được nhu cầu ô tô trong nước và một phần xuất khẩu ra nước ngoài, đặc biệt là các nước trong ASEAN.

Theo Viện Nghiên cứu chiến lược, chính sách công nghiệp, chi phí sản xuất ô tô của Việt Nam hiện nay vẫn cao hơn khoảng 20% so với các nước khác trong khu vực ASEAN. Trong khi đó, công nghệ sản xuất ô tô không có nhiều cải thiện, vẫn chủ yếu dừng lại ở mức độ mua linh kiện về lắp ráp.

Công nghiệp phụ trợ cho ngành ô tô cũng kém phát triển, chủ yếu sản xuất những linh kiện đơn giản như ắc quy, lốp xe... Số lượng doanh nghiệp phụ trợ rất ít so với doanh nghiệp lắp ráp và chủ yếu nhỏ lẻ, công nghệ không đáp ứng được những tiêu chuẩn trên thị trường. Tỷ lệ nội địa hóa xe cá nhân dưới chín chỗ ngồi trên thực tế vào năm 2010 chỉ đạt khoảng 7-10%, cách xa con số kế hoạch 40% vào năm 2005, 60% vào năm 2010.

Cùng với đó là sự cam kết sản xuất từ 50÷90% đối với động cơ và hộp số nhưng đến nay vẫn chưa sản xuất được. Đó là một con số rất thấp so với mục tiêu đề ra; mặc dù điển hình là Công ty Cổ phần Trường Hải (Thaco) cũng mới chỉ đạt tỷ lệ nội địa hóa 15÷18% đối với ô tô con và khoảng 33% đối với ô tô tải.

Nguyên nhân là chúng ta vẫn chưa tạo được sự hợp tác, liên kết và chuyên môn hóa giữa các Doanh nghiệp trong việc sản xuất, lắp ráp ô-tô và sản xuất phụ tùng linh kiện. Và cũng chưa hình thành được hệ thống các nhà cung cấp nguyên vật liệu và sản xuất linh kiện quy mô lớn. Vì thế nên chủ yếu nhập khẩu chi tiết, cụm chi tiết để đáp ứng nhu cầu sản xuất.

Qua đó, có thể nhận ra sự phát triển của nền công nghiệp ô tô không phải một sớm một chiều là đạt được; nên chú trọng phát triển những lĩnh vực mà sự phát triển của khoa học kỹ thuật có thể đáp ứng được. Vì vậy, việc chú trọng phát triển công nghiệp phụ trợ để tăng tốc quá trình nội địa hóa sản phẩm là điều cốt lõi để đưa nền công nghiệp ô tô từng bước đi lên.

Năm 1958, chiếc xe 4 chỗ "made in Việt Nam" đầu tiên được sản xuất tại miền Bắc nước ta. Chiếc xe này được những người thợ của nhà máy Chiến Thắng chế tạo dựa trên nền tảng mẫu ô tô Fregate chạy xăng của Pháp. Với tinh thần nội địa hóa tối đa, các bộ phận như thân máy, bơm xăng, bơm dầu, chế hòa khí,… được các công nhân, kỹ sư nhà máy Chiến Thắng tự mày mò tìm mẫu, tạo khuôn, đúc bằng gang, sau đó mới đưa lên cắt gọt, gia công cơ khí. Nguyên liệu đầu vào chủ yếu được lấy từ phế liệu của chiến tranh. Sau sự nỗ lực không ngừng nghỉ của gần 500 con người, đúng ngày 21/12/1958, chiếc ô tô 4 chỗ đầu tiên do người Việt sản xuất chính thức lăn bánh khỏi xưởng.

Năm 1970, chiếc xe do người Việt lắp ráp đầu tiên có tên gọi là La Dalat, được sản xuất dựa trên tiêu chuẩn của hãng Citroen (Pháp) có mặt tại thị trường miền Nam. La Dalat được đánh giá là chiếc xe ít tốn xăng, dễ sửa chữa, thay thế và đặc biệt nhiều bộ phận có thể "tự chế". La Dalat thời điểm đó có tới 4 phiên bản, từ năm 1970 – 1975, trung bình mỗi năm bán được khoảng 1.000 chiếc, tỷ lệ nội địa hóa tăng từ 25 – 40%. Cho đến ngày nay, một số chiếc xe La Dalat vẫn lăn bánh ở miền Nam nước ta. Đặc biệt, mẫu xe mang tinh thần Việt xưa này cũng đang được trưng bày tại bảo tàng ô tô của Bỉ.

Năm 1991, sự hợp tác liên doanh giữa 3 nước Hàn Quốc, Việt Nam và Nhật Bản đã thành lập nên công ty Mekong Auto. Với sự hỗ trợ từ công nghệ và kỹ thuật của hai cường quốc, Mekong Auto đã cho ra đời mẫu xe ô tô hai cầu đầu tiên chỉ sau 1 năm. Mẫu xe này mang nhãn hiệu Mekong Star và được sản xuất tại nhà máy Cửu Long, Sài Gòn do công ty Ssangyong (Hàn Quốc) cung cấp. Năm 1993, Mekong Star đã được xuất khẩu sang thị trường Nhật Bản, Trung Quốc. Điều này đã phần nào khiến người tiêu dùng Châu Á ấn tượng hơn với chiếc xe đầu tiên mang thương hiệu Việt.

Đến năm 1994, 3 ông lớn trong ngành ô tô thế giới là Toyota, Ford và Chysler đã lần lượt thành lập công ty liên doanh tại Việt Nam. Trong thời điểm này, 16 doanh nghiệp ô tô lớn có vốn đầu tư nước ngoài cũng ồ ạt tấn công thị trường Việt, trong đó phải kể tới như: Mercedes-Benz, Honda, Toyota, Ford, Mitsubishi,… Lúc này, ngành công nghiệp ô tô Việt Nam trở nên sôi động hơn khi các thương hiệu ô tô bắt đầu đưa ra các mẫu xe để nâng cao sự cạnh tranh trên thị trường.

Năm 1991, sự hợp tác liên doanh giữa 3 nước Hàn Quốc, Việt Nam và Nhật Bản đã thành lập nên công ty Mekong Auto. Với sự hỗ trợ từ công nghệ và kỹ thuật của hai cường quốc, Mekong Auto đã cho ra đời mẫu xe ô tô hai cầu đầu tiên chỉ sau 1 năm.

Mẫu xe này mang nhãn hiệu Mekong Star và được sản xuất tại nhà máy Cửu Long, Sài Gòn do công ty Sangyong (Hàn Quốc) cung cấp. Năm 1993, Mekong Star đã được xuất khẩu sang thị trường Nhật Bản, Trung Quốc. Điều này đã phần nào khiến người tiêu dùng Châu Á ấn tượng hơn với chiếc xe đầu tiên mang thương hiệu Việt.

Đến năm 1994, 3 ông lớn trong ngành ô tô thế giới là Toyota, Ford và Chysler đã lần lượt thành lập công ty liên doanh tại Việt Nam. Trong thời điểm này, 16 doanh nghiệp ô tô lớn có vốn đầu tư nước ngoài cũng ồ ạt tấn công thị trường Việt, trong đó phải kể tới như: Mercedes-Benz, Honda, Toyota, Ford, Mitsubishi,… Lúc này, ngành công nghiệp ô tô Việt Nam trở nên sôi động hơn khi các thương hiệu ô tô bắt đầu đưa ra các mẫu xe để nâng cao sự cạnh tranh trên thị trường.

Ngày 2/9/2017, tập đoàn Vingroup khởi công dự án xây dựng tổ hợp nhà máy sản xuất ô tô VinFast tại Khu kinh tế Đình Vũ – Cát Hải, Hải Phòng. Giấc mơ ô tô "Made in Vietnam" đúng nghĩa chưa bao giờ gần đến thế khi VinFast ra đời và có những bước tiến thần tốc dần khẳng định vị thế của Việt Nam trên bản đồ ô tô thế giới.

Đến tháng 10/2018, chỉ vỏn vẹn một năm sau lễ khởi công tổ hợp nhà máy sản xuất, hai mẫu xe Sedan Lux A2.0 và SUV Lux SA2.0 của VinFast đã chính thức ra mắt đầy ấn tượng tại triển lãm Paris Motor Show 2018. Đây là lần đầu tiên thương hiệu Việt xuất hiện tại triển lãm ô tô danh giá nhất thế giới, cùng với sự góp mặt của các hãng xe nổi tiếng đã có hàng chục, hàng trăm năm lịch sử đến từ Đức, Nhật Bản, Pháp, Anh,…

Ngay sau đó, VinFast "thần tốc" cho ra mắt liên tục các mẫu xe chất lượng ở nhiều phân khúc khác nhau. Sự kiện này đã tốn không ít mực giấy của báo giới, truyền thông trong nước và quốc tế, khẳng định được vị thế của doanh nghiệp Việt, đưa ngành công nghiệp xe hơi Việt Nam lên một tầm cao mới.

Mới đây, tại Triển lãm ô tô Los Angeles 2021 (Mỹ) – VinFast chính thức ra mắt thương hiệu xe điện toàn cầu, đồng thời giới thiệu hai mẫu SUV điện VF e35, VF e36 (sau này đổi thành VF 8 và VF 9) với nhiều ứng dụng công nghệ mới nhất. Sự kiện này đánh dấu bước tiến vươn ra biển lớn của VinFast, nhằm thúc đẩy mạnh mẽ cuộc cách mạng xe điện và hiện thực hóa "Tương lai của sự di chuyển" vì một hành tinh xanh, phát triển bền vững.

Với định vị trở thành Nhà sản xuất xe điện toàn cầu, VinFast đang tiếp tục nỗ lực phát triển hàng loạt các dự án lớn, tầm cỡ với mong muốn xây dựng chỗ đứng vững chắc trên bản đồ công nghiệp ô tô thế giới.

1.1.2. Nền công nghiệp vận tải ở nước ta.

Ngành vận tải châu Á, một yếu tố then chốt trong khuôn khổ kinh tế của khu vực, đang đối mặt với chi phí vận hành ngày càng tăng. Xu hướng này và các biện pháp đối phó đã được chia sẻ sự kiện "Fleet Futures" mới đây tại TPHCM do CEL tổ chức.

Theo CEL, năm 2023, xếp hạng Chỉ số hiệu suất logistics (LPI) của Việt Nam giảm 4 bậc xuống vị trí thứ 43, so với vị trí thứ 39 năm 2018. Mặc dù có sự sụt giảm về xếp hạng, nhưng điểm số LPI của Việt Nam tăng lên 3,3 điểm từ 3,27 điểm năm 2018, cho thấy sự cải thiện dần dần, đặc biệt là trong hiệu quả từ cơ quan Hải quan và chất lượng cơ sở hạ tầng.

Xếp hạng này phản ánh ảnh hưởng của đại dịch Covid-19 đối với ngành logistics, với những gián đoạn trong chuỗi cung ứng và vận tải. Ở Việt Nam, ngành vận tải xe tải đóng vai trò thiết yếu trong nền kinh tế quốc gia, chịu trách nhiệm cho 77% lượng hàng hóa vận chuyển với tổng khối lượng hơn 1,5 tỷ tấn.

Tuy nhiên, ngành vận tải hàng hoá đối mặt với những thách thức như chi phí logistics cao (21% GDP) và tác động môi trường do xe tải cũ và nhỏ gây ra phát thải khí nhà kính và ùn tắc giao thông.

Để giải quyết những thách thức này, các khuyến nghị chính sách bao gồm hiện đại hóa đội xe, nâng cao đào tạo lái xe và cải thiện cơ sở hạ tầng cho các phương thức vận tải đa dạng đã được các chuyên gia chia sẻ. Việc tích hợp công nghệ số, như thu phí tự động, được xem là chìa khóa để nâng cao hiệu quả vận hành và tính kinh tế.

Mặc dù gặp phải thách thức, thị trường vận tải và logistics của Việt Nam dự kiến đạt 45,19 tỷ USD vào năm 2023 và tăng trưởng với tỷ lệ tăng trưởng kép hàng năm là 6,34% để đạt 65,34 tỷ USD vào năm 2029.

Ngành vận tải xe tải của Việt Nam đã chứng kiến sự tăng trưởng đáng kể vào đầu năm 2023, với mức tăng 16% về khối lượng vận chuyển hàng hóa và tăng gần 22% về doanh thu so với cùng kỳ năm trước. Sự tăng trưởng này, tuy nhiên, đi kèm với chi phí tăng cao, một phần do giá nhiên liệu tăng, như được chứng minh bởi sự tăng 1.98% của giá dầu Brent vào năm 2021.

Theo bà Nguyễn Quyên, Giám đốc CEL, một khảo sát gần đây của CEL với 143 doanh nghiệp vận tải xe tải ở Việt Nam nêu bật các vấn đề hoạt động quan trọng trong kinh doanh và vận hành vải tải như hiệu quả tối ưu hóa lộ trình không đạt, chi phí bảo dưỡng và sửa chữa xe cao, và thiếu hụt tài xế kèm theo tăng lương. Những yếu tố này chỉ ra nhu cầu cấp bách cho việc quản lý logistics hiệu quả hơn.

Hướng tới tương lai, ngành đang hướng đến đa dạng hóa các phương thức vận tải, giảm sự phụ thuộc vào vận tải đường bộ và khám phá các lựa chọn khác như đường thủy, hàng không và biển. Sự chuyển dịch này phản ánh trong thị trường logistics châu Á - Thái Bình Dương, nổi tiếng với dải dịch vụ đa dạng của mình.

Nhận định về ngành vận tải, các chuyên gia cho biết, ngành vận tải đối mặt với triển vọng phức tạp vào năm 2024, với doanh nghiệp chuẩn bị cho khả năng tăng chi phí hoặc kỳ vọng vào sự ổn định. Giá nhiên liệu tăng, thiếu hụt lái xe cùng với việc tăng lương, và hiệu quả tối ưu hóa lộ trình kém là những thách thức chính ảnh hưởng đến chi phí hoạt động.

Ngoài ra, chi phí bảo dưỡng xe và tuân thủ pháp luật cũng làm tăng gánh nặng tài chính. Những thách thức này làm nổi bật tính chất động của ngành logistics, chịu ảnh hưởng bởi các biến động kinh tế và xu hướng thị trường. Các công ty đang tập trung vào các chiến lược đổi mới và lập kế hoạch hiệu quả để đối phó với những phức tạp này và tận dụng cơ hội tăng trưởng trong bối cảnh ngành công nghiệp đang thay đổi.

1.1.3. Nhu cầu về ô tô tải.

Giao thông vận tải là một yếu tố cực kì quan trọng trong sự nghiệp phát triển kinh tế của một đất nước, giúp cho hàng hoá được lưu chuyển dễ dàng từ một địa điểm này đến một địa điểm khác, thúc đẩy sản xuất phát triển.

Cùng với sự phát triển vượt bậc về kinh tế xã hội, nhu cầu của con người ngày càng được nâng cao, do đó nhu cầu lưu thông hàng hoá và những đòi hỏi về đi lại ngày càng tăng. Có thể nói trong giai đoạn hiện nay, khi xu thế toàn cầu hoá diễn ra ngày càng sôi động, người ta càng nhận thức rõ hơn tầm quan trọng của giao thông vận tải. Nếu trên không trung, máy bay chiếm ưu thế về tốc độ thì dưới mặt đất, ô tô và vận tải ô tô lại chiếm ưu thế về năng lực vân chuyển và khả năng cơ động. Ô tô có thể hoạt động trên nhiều dạng địa hình, từ đồng bằng, miền núi đến miền biển, vận chuyển một khối lượng hàng hoá nhiều hơn bất cứ loại phương tiện vận tải nào khác. Vì vậy, nếu phát

triển ngành công nghiệp ô tô sẽ góp phần thúc đẩy sự tăng trưởng của nền kinh tế đất nước.

1.2. Phân tích và lựa chọn xe cơ sở.

Hino Series 300 là dòng xe tải nhẹ và trung của Hino Motors với các tiêu chí đặt ra ban đầu ta lựa chọn xe tham khảo có mã XZU650L-WKMMS3 là phù hợp nhất với thiết kế.

Hình 1.1: Xe tải satxi cơ sở.

Các thông số tham khảo của xe tải Hino Series 300 được cho như bảng dưới.

Bảng 1.1: Thông số kỹ thuật của xe tải Hino Series 300.

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	-	Hino series 300

1.3	Modol	-	XZU650L-WKMMS3
1.4	Công thức bánh xe	-	4x2R
2. Thông số kích thước			
2.1	Kích thước tổng thể (Dài x Rộng x Cao)	mm	5965 x 1860 x 2135
2.2	Chiều dài cơ sở	mm	3375
2.3	Chiều dài đầu	mm	985
2.4	Chiều dài đuôi xe	mm	1575
2.5	Chiều rộng cabin	mm	1695
3. Thông số về Khối lượng			
3.1	Khối lượng bản thân	kg	2245
	- Phân bố lên trục trước	kg	1347
	- Phân bố lên trục sau	kg	898
3.2	Số người cho phép chở kể cả người lái	người (kg)	3 (165)
3.3	- Khối lượng toàn bộ theo thiết kế	kg	4990
	- Trục trước	kg	2994
	- Trục sau	kg	1996

4. Thông số về tính năng chuyển động			
4.1	Tốc độ cực đại	km/h	96.7
4.2	Khả năng vướt dốc	(%)	56,0 Tan
5. Động cơ			
5.1	Tên động cơ	-	N04C-WL
5.2	Loại nhiên liệu, số kỳ, số xilanh cách bố trí xilanh, phương thức làm mát	-	Động cơ diezen 4 xi-lanh thẳng hàng, làm mát bằng nước, tuabin tăng áp và làm mát khí nạp với hệ thống xử lý khí thải DP
5.3	Dung tích xi lanh	cm^3	4009
5.4	Công suất lớn nhất / tốc độ quay	kW v/ph	110/2500
5.5	Môмen xoắn lớn nhất/ tốc độ quay	Nm v/ph	420/(1400-2500)
5.6	Nồng độ khí thải	-	Đáp ứng mức EURO V
6. Hộp số			
6.1	Kiểu loại		RE50
6.2	Số cấp tỉ số truyền	-	Hộp số sàn, 5 số tiến với 5 số vượt dốc
7	**Hệ thống treo:**		
	- Hệ thống treo trước	-	Nhíp lá bán elip với giảm chấn thuỷ lực và thanh cân bằng

	- Hệ thống treo sau	-	Nhíp lá bán elip với giảm chấn thủy lực
8	**Hệ thống phanh:**		
	- Phanh chính (phanh chân)	-	Hệ thống phanh tang trống điều khiển thuỷ lực 2 dòng, trợ lực chân không, phân bổ lực phanh theo tải trọng
9	**Hệ thống lái**		
	- Cơ cấu lái	-	Loại trục vít đai ốc bi tuần hoàn, trợ lực thủy lực với cột tay lái có thể thay đổi độ nghiêng và chiều cao
10	**Ô tô sát - xi**	**Ô tô tải**	
	- Loại thùng: Không thùng	- Loại thùng: thùng kín	
		- Kích thước lòng thùng hàng (DxRxC):	

CHƯƠNG 2: THIẾT KẾ TỔNG THỂ

2.1.Các yêu cầu cơ bản đối với thiết kế xe tải.

Mức độ kỹ thuật kết cấu của ô tô được xác định bởi khả năng của nó đối với việc vận chuyển hàng hóa, con người một cách hiệu quả nhất, nhanh chóng nhất, không gây nên đình trệ trong quá trình sử dụng vận chuyển, cùng với việc tiêu tốn ít nhất công sức, vật liệu chế tạo và nhiên liệu.

Mức độ kỹ thuật của ô tô có thể được đánh giá nhờ phân tích tính kinh tế kỹ thuật bằng lý thuyết hay thực nghiệm, thông qua các giá trị chỉ tiêu của tính chất vận tải.

Tính chất vận tải cơ bản của ô tô xác định bởi mức độ kỹ thuật. Từ đó, các yêu cầu kỹ thuật cơ bản đối với kết cấu ô tô được đặt ra.

Trong quá trình thiết kế tổng thể ô tô, cần tìm các giải pháp tổng hợp tối ưu để thực hiện tổ hợp bố trí chung và thỏa mãn các yêu cầu trái ngược nhau. Ví dụ, việc đảm bảo độ bền và độ tin cậy làm gia tăng các khối lượng của chúng, việc tăng tính tiện nghỉ sử

dụng bằng cách đưa vào hộp số tự động dẫn tới nâng cao giá thành ô tô, việc nâng cao yêu cầu về tính an toàn thụ động đòi hỏi nâng cao kích thước bao ngoài của xe, tăng trọng lượng và giá thành.

Mỗi loại ô tô đều có những yêu cầu xác định, xuất phát từ mục đích của nó. Khi đáp ứng được một yêu cầu, có thể sẽ làm xấu một số yêu cầu kỹ thuật khác. Giải pháp là tối ưu hóa trong từng tình huống cụ thể, phụ thuộc vào nhiều điều kiện, đặc biệt là tiến bộ kinh tế-xã hội.

Các tính chất vận tải cơ bản của ô tô bao gồm:

- Khả năng chở tải trung bình và thể tích khoang chứa hàng
- Đặc tính kéo - vận tốc
- Tỉnh kinh tế nhiên liệu
- Sự an toàn của kết cấu
- Khả năng thông qua
- Độ êm dịu chuyển động
- Độ tin cậy và tuổi thọ
- Chỉ tiêu nhân trắc và thẩm mỹ

Các yêu cầu kinh tế kỹ thuật trong thiết kế ô tô tải:

Vận chuyển:

- Ít nguyên liệu
- Độ tin cậy cao
- Khả năng khắc phục địa hình tốt
- Bảo đảm hàng vận chuyển

Chế tạo:

- Chi phí sản xuất thấp
- Tỉnh liên tục công nghệ, kết cấu
- Mức độ đồng hóa cao

Luật và cộng đồng:

- An toàn kết cấu
- Luật môi trường

- Các luật quốc gia
- Phù hợp luật quốc tế

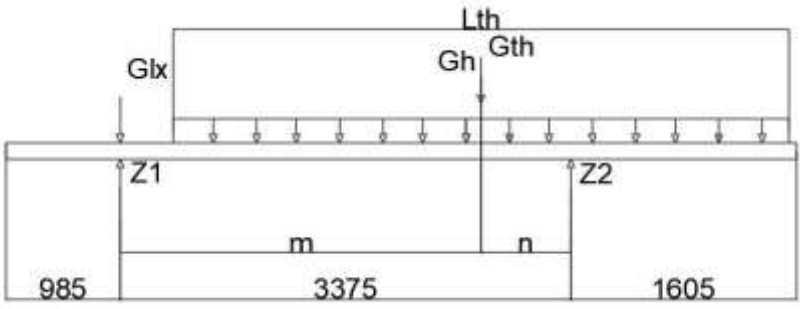
Khả năng thị trường:

- Mức độ tiên tiến công nghệ
- Tỉnh công nghệ kết cấu
- Trình độ quốc tế
- Phù hợp luật quốc gia

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

2.2.1. Xác định vị trí và kích thước sơ bộ thùng hàng.

Xe cơ sở Hino 300 XZU650L với khoảng cách trục 3375[mm] và chiều dài đuôi xe là 1575[mm] nên có thể thiết kế thùng với một kích thước lớn. Trừ đi phần còn lại của đầu xe và một khoảng cách để lật cabin là cho ta một chiều dài thùng có thể bố trí lên hơn 4370[mm].



Hình 2.1. Sơ đồ phân bố lực.

Ta có:

- Trọng lượng bản thân (theo tài liệu [1]):

$$G_0 = Z_1 + Z_2 \tag{2.1}$$

- Trọng lượng toàn bộ:

$$G = G_0 + G_t + G_h + G_{lx} \tag{2.2}$$

- Trong đó:

$$G_{t1} = \frac{G_t.n}{n+m} \quad (2.3)$$

$$G_{h1} = \frac{G_h.n}{n+m}$$

$$G_{t1} + G_{h1} + G_{lx} = G_1 - Z_1$$

$$\rightarrow \frac{G_t.n}{n+m} + \frac{G_h.n}{n+m} + G_{lx} = G_1 - Z_1$$

$$n = \frac{(G_1 - Z_1 - G_{lx}).(n+m)}{G_t + G_h} = \frac{(1996 - 1370 - 195).3375}{745 + 2000} = 529(mm)$$

Mặt khác ta lại có: $L_t = \left[(h-x)-n\right].2$ (2.4)

Trong đó:

- L_t : Chiều dài thùng hang
- h: khoảng cách từ đuôi cabin đến tâm cầu sau
- x: Khoảng cách từ đuôi cabin đến đầu thùng hang, chọn x=270(mm)

Vậy ta có chiều dài thùng hàng: L_t = [2795-270-529] x 2 = 3992(mm)

Chọn chiều dài thùng hàng là 4000 mm

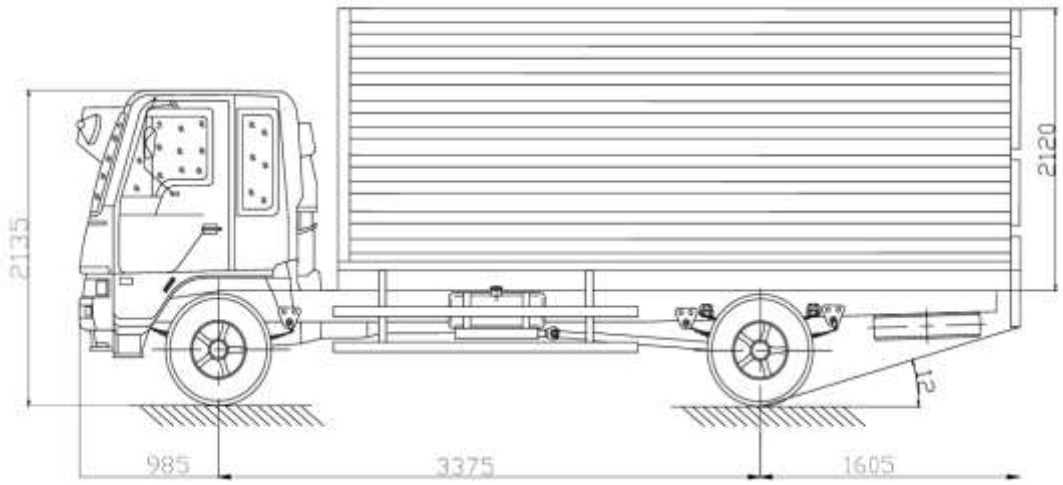
Theo thông tư *42/2014/TT-BGTVT* thì kích thước thùng phải đảm bảo yêu cầu là: đối với loại thùng kín, thùng bảo ôn, thùng đông lạnh thì các kích thước tuân theo *QCVN- 09/2011-BGTVT* là chiều cao lòng thùng Ht ≤ 1,07Wt hay Hmax ≤ 1,75Wt (Wt là khoảng cách giữa vết hai bánh xe sau phía ngoài của bánh xe với mặt đường). Đồng thời chiều dài đuôi xe không vượt quá 60% chiều dài cơ sở của xe. Wt=1860 mm

Vậy, ta có: H_t =1,07.1860 = 1990,2 [mm]. Chọn H_t = 1900 [mm].

Chiều rộng thùng giới hạn bởi kích thước ngang của xe là 1860[mm] và không lớn hơn 2,5[m] (theo *QCVN-09/2015-BGTVT*); chọn chiều rộng lòng thùng hàng Bt = 1800 [mm].

Thể tích thùng hàng: V_t =4.1,9.1,8 = 13.68 [m^3]. (2.5)

Sau khi hoàn thiện thùng hàng và lắp trên sát-xi xe cơ sở, ta được xe tải thùng kín.



Hình 2.2. Kích thước sơ bộ của xe.

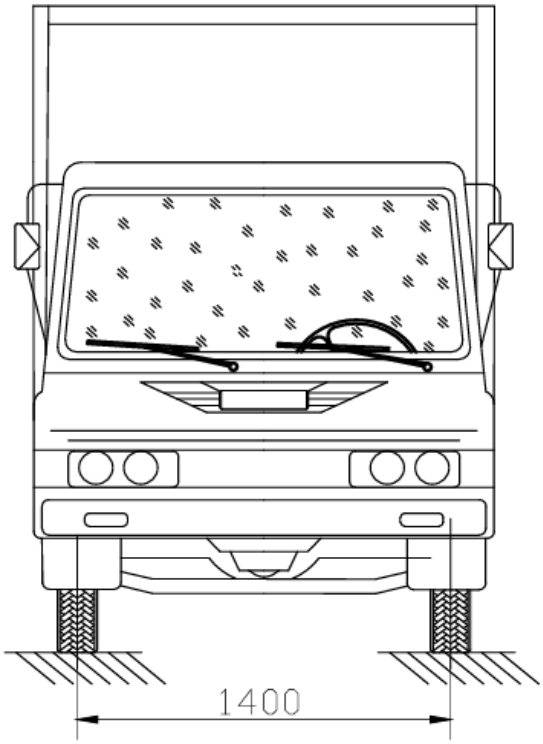
Sau khi phân tích tính toán sơ bộ, ta có được kích thước sơ bộ của thùng hang:

- Kích thước bao:
  + Chiều cao 2120 [mm]
  + Chiều rộng 1880 [mm]
  + Chiều dài 4180 [mm]
- Kích thước lọt lòng:
  + Chiều cao lọt lòng 1900 [mm]
  + Chiều rộng lọt lòng 1800 [mm]
  + Chiều dài lọt lòng 4000 [mm]

Với kích thước thùng như vậy cho ra một thể tích chứa hàng lên đến 14[m^3], có thể đáp ứng mọi nhu cầu sử dụng của khách hàng. Đồng thời đáp ứng các yêu cầu kỹ thuật và các quy định của Bộ Giao Thông Vận Tải đối với ô tô thiết kế.

2.2.2. Phân bố khối lượng.

Các thông số kích thước cơ bản của ô tô thiết kế được thể hiện qua hình 2.2 và hình 2.3.



Hình 2.3. Kích thước mặt trước của xe.

Thùng xe sau khi hoàn thiện và lắp trên sát-xi xe cơ sở ta được xe tải Hino 300 XZU650L loại thùng kín với các thông số kích thước như hình 2.2 và 2.3. Việc đảm bảo các sản phẩm sau khi hoàn thiện và đưa ra thị trường cần phải đạt được các thông số kích thước này để đảm bảo yêu cầu - tính năng kỹ thuật theo thiết kế đồng thời đạt các yêu cầu khi tiến hành đăng kiểm trước khi đưa vào sử dụng.

Khối lượng sát-xi ô tô thiết kế:

$$G_{cs} = 2245(kg) \tag{2.6}$$

Khối lượng thùng tải:

$$G_{th} = 745(kg) \tag{2.7}$$

Khối lượng bản thân ô tô thiết kế:

$$G_0 = G_{cs} + G_{th} = 2245 + 745 = 2990(kg) \tag{2.8}$$

Khối lượng kíp lái (3 người):

$$G_{lx} = 195(kg) \tag{2.9}$$

Khối lượng hàng hóa cho phép chở:

$$G_h = 2000(kg) \quad (2.10)$$

Khối lượng toàn bộ ô tô thiết kế Hino Series 300:

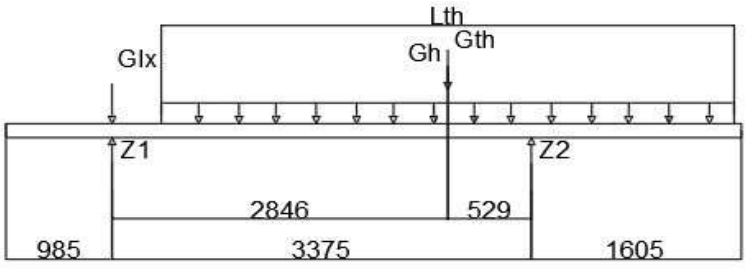
$$G_a = G_0 + G_{lx} + G_h = 2990 + 195 + 2000 = 5185(kg) \quad (2.11)$$

Chiều dài cơ sở của xe là:

$$L_0 = 3375(mm)$$

Tải trọng hàng hóa phân bố đều trên toàn bộ sàn thùng hàng với chiều dài 4370[mm], ta đưa về tải trọng tập trung là Gh với giá trị 2000 [kg].

Thùng hàng theo thiết kế có giá trị tọa độ trọng tâm cách mép trước của đà dọc là 2846 [mm] và cách mép dưới đà dọc là 529 [mm]. Sau khi đặt thùng hàng lên xe cơ sở, ta có sơ đồ phân bố lực như sau:



Hình 2.4. Phân bố lực tác dụng.

Z_1 : Phản lực tại bánh xe phía trước

Z_2 : Phản lực tại bánh xe phía sau

G_{lx} : Trọng lượng kíp lái

G_{th} : Trọng lượng thùng xe

G_h : Trọng lượng hàng hóa

Tính toán khi xe đầy tải ta có (theo tài liệu [1]):

$$\sum M_2 = 0 \Leftrightarrow Z_1.L_0 = G_{lx} + G_h.n + G_{th}.n \quad (2.12)$$

$$Z_1 = \frac{G_{lx}.L_0 + G_h.n + G_{th}.n}{L_0} = \frac{195.3375 + 2000.529 + 745.529}{3375} = 625(kg)$$

$$\sum M_1 = 0 \Leftrightarrow Z_2.L_0 = G_h.m + G_{th}.m \quad (2.13)$$

$$Z_2 = \frac{G_h.m + G_{th}.m}{L_0} = \frac{2000.2846 + 745.2846}{3375} = 1749(kg)$$

Vậy ta có trọng lượng phân bố lên cầu trước (theo tài liệu [1]):

$Z_t = Z_1 + Q_1$ (Q là trọng lượng của sát-xi tác dụng lên cầu trước) (2.14)

$$Z_t = 625 + 1370 = 1995(kg)$$

Trọng lượng phân bố lên cầu sau:

$Z_s = Z_2 + Q_2$(Q là trọng lượng của sát-xi tác dụng lên cầu sau) (2.15)

$$Z_t = 1749 + 875 = 3190(kg)$$

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

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

$$Z_1 = \frac{G_{lx}.L_0 + G_{th}.n}{L_0} = \frac{195.3375 + 745.529}{3375} = 311(kg)$$

$$\sum M_1 = 0 \Leftrightarrow Z_2.L_0 = G_{th}.m$$

$$Z_2 = \frac{G_{th}.m}{L_0} = \frac{745.2846}{3375} = 407(kg)$$

Vậy khi xe không tải thì trọng lượng phân bố lên cầu trước là:

$$Z_t = Z_1 + Q_1 = 311 + 1370 = 1681(kg)$$

Trọng lượng phân bố lên cầu sau:

$$Z_s = Z_2 + Q_2 = 407 + 875 = 1286(kg)$$

Tải trọng của thùng đặt lên cầu trước và sau là:

$$\begin{cases} \dfrac{Z_{th1}}{Z_{th2}} = \dfrac{529}{3375}(kg) \\ Z_{th1} + Z_{th2} = 745(kg) \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} Z_{th1} = 100(kg) \\ Z_{th2} = 645(kg) \end{cases}$$

Tải trọng hàng hóa đặt lên cầu trước và sau là:

$$\begin{cases} \dfrac{Z_{h1}}{Z_{h2}} = \dfrac{529}{3375}(kg) \\ Z_{h1} + Z_{h2} = 2000(kg) \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} Z_{th1} = 271(kg) \\ Z_{th2} = 1729(kg) \end{cases}$$

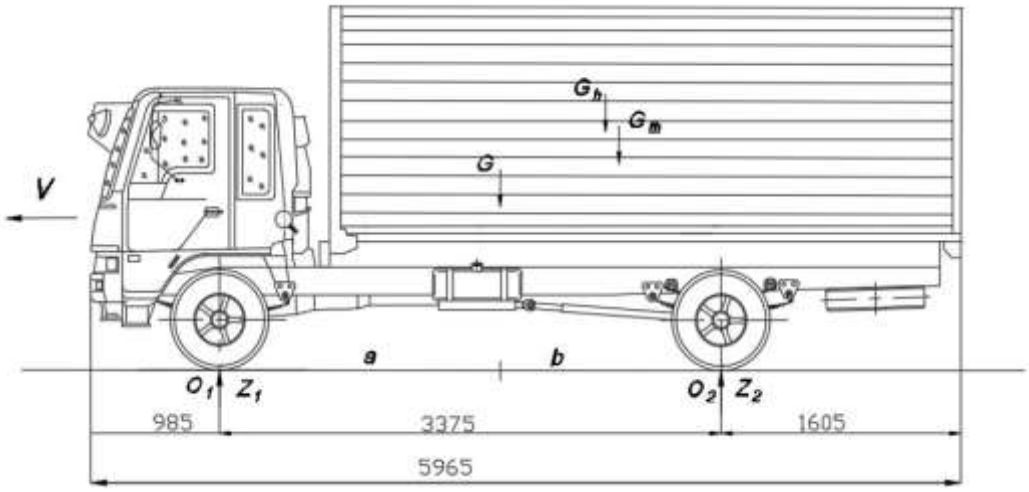
Vậy, ta có bảng phân bố trọng lượng trên trục trước và trục sau của ô tô thiết kế như sau:

Bảng 2.1: Bảng trọng lượng phân bố lên các trục của ô tô thiết kế.

TT	**Các 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}	2245	1370	875
2	Trọng lượng thùng hàng	G_{th}	745	100	645
3	Trọng lượng kíp lái	G_{lx}	195	195	0
4	Trọng lượng hàng hoá cho phép chở	Q_h	2000	271	1729
5	Trọng lượng ô tô thiết kế khi không tải	G_0	3185	1682	1503
6	Trọng lượng toàn bộ ô tô thiết kế HD120SL-TK	G_a	5185	1995	3190

2.3. 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 xe ta được sơ đồ như hình 2.5.



Hình 2.5. Sơ đồ phân bố lực tác dụng lên ô tô thiết kế.

Trong đó:

G : Trọng lượng của xe

G_{th} : Trọng lượng của thùng xe

G_h : Trọng lượng của hàng

Z_1, Z_2 : Phản lực tại trục bánh xe trước và sau của xe

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 (theo tài liệu [1]):

$$a = \frac{Z_2.L_0}{G_a} = \frac{3190.3375}{5185} = 2076[mm] \quad (2.16)$$

$$b = L_0 - a = 3375 - 2076 = 1299[mm] \quad (2.17)$$

+ Khi không tải (theo tài liệu [1]):

$$a = \frac{Z_2.L_0}{G_0} = \frac{1503.3375}{3185} = 1593[mm] \quad (2.18)$$

$$b = L_0 - a = 3375 - 1593 = 1782[mm] \quad (2.19)$$

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

$$h_G = \frac{\sum G_i.h_{Gi}}{G} \quad (2.20)$$

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 thiết kế

Theo thông số kỹ thuật của xe, ta có:

- Trọng lượng sát-xi xe cơ sở: G_{cs} = 2245 (KG)
- Chiều cao trọng tâm sát-xi xe cơ sở: h_{cs} = 525 (mm)
- Trọng lượng thùng tải: G_{th} = 745 (KG)
- Trọng lượng kíp lái: G_{lx} = 195 (KG)
- Chiều cao trọng tâm kíp lái: h_{lx} = 1350 (m)
- Chiều cao trọng tâm thùng tải: h_{th} = 1423 [mm]
- Trọng lượng hàng hóa khi đầy tải: G_h = 2000 [KG]
- Chiều cao trọng tâm của hàng hóa khi đầy tải: h_h = 1720 [mm]

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

$$h_G = \frac{G_{cs}.h_{cs} + G_{th}.h_{th} + G_h.h_h + G_{lx}.h_{lx}}{G}$$
$$h_G = \frac{2245.525 + 745.1423 + 2000.1720 + 195.1350}{5185} = 1146[mm] \quad (2.21)$$

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

$$h_G = \frac{G_{cs}.h_{cs} + G_{th}.h_{th} + G_{lx}.h_{lx}}{G - G_h}$$
$$h_G = \frac{2245.525 + 745.1423 + 195.1350}{5185 - 2000} = 786[mm] \quad (2.22)$$

Vậy ta có bảng thông số về tọa độ trọng tâm của xe như sau:

Bảng 2.2: Bảng thông số về tọa độ trọng tâm của xe

TT	Ô tô tải Hino 300 XZU650L	Thông số				
		G [Kg]	L_0[mm]	a [mm]	b [mm]	h_g [mm]
1	Khi không tải	3185	3375	1593	1782	786
2	Khi đầy tải	5185	3375	2076	1299	1146

2.4. Tính toán động lực học kéo.

2.4.1. Các thông số tính toán.

a) Phân bố trọng lượng ô tô tải.

Phân bố tải trọng cầu trước:

$$Z_1 = 1995 \text{ [Kg]} = 19950 \text{ [N]}$$

Phân bố tải trọng cầu sau:

$$Z_2 = 3190 \text{ [Kg]} = 31900 \text{ [N]}$$

b) Hệ số cản lăn.

Hệ số cản lăng được xác định theo công thức (theo tài liệu [1]):

$$f = f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_{max}^2}{1500}\right) \quad (2.23)$$

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 [km/h] = 27,417 [m/s]

Thay số vào ta có:

$$f = f_0.\left(1+\frac{V_{max}^2}{1500}\right) = 0,015.\left(1+\frac{27,417^2}{1500}\right) = 0,023 \quad (2.24)$$

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 (theo tài liệu [1]):

$$F = B.H \quad (2.25)$$

Trong đó:

+ B: Chiều rộng cơ sở của xe. B = 1400 [mm] = 1,4 [m]

+ H: Chiều cao lớn nhất của xe. H = 2980 [mm] = 2,98 [m]

Thay số vào ta có: F = B.H = 1,4.2,98 = 4,172 [m]

e) Bán kính làm việc của bánh xe.

Bán kính làm việc của bánh xe được xác định bằng công thức (theo tài liệu [1]):

$$r_{bx} = \lambda.\frac{\left(B+\frac{d}{2}\right).25,4}{1000} = 0,95.\frac{\left(7+\frac{16}{2}\right).25,4}{1000} = 0,362[m] \quad (2.26)$$

Trong đó :

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

+ B : Bề rộng của lốp [inch]

+ d : Đường kính vành [inch]

2.4.2. Xây dựng đồ thị đặc tính ngoài.

Các đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ là những đường cong biểu diễn sự phụ thuộc của các đại lượng công suất và mômen của động cơ theo số vòng quay của trục khuỷu động cơ. Các đường đặc tính này gồm:

- Đường công suất: $N_e = f(n_e)$

- Đường momen xoắn: $M_e = f(n_e)$

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

Sử dụng công thức S.R.Lây Đécman (theo tài liệu [1]):

$$N_e = N_{e\max}.\left[a\frac{n_e}{n_N} + b\left(\frac{n_e}{n_N}\right)^2 - c\left(\frac{n_e}{n_N}\right)^3\right] \quad (2.27)$$

Đối với động cơ diesel 4 kỳ có buồng cháy xoáy lốc :

a = 0,7 ; b = 1,3 ; c = 1

Ta có : $\lambda = \frac{n_e}{n_N}$ với λ = 0,1; 0,2; 0,3;…; 0,9; 1

$$\Rightarrow N_e = N_{e\max}.[a.\lambda + b.\lambda^2 - c.\lambda^3] \text{ (kw)} \quad (2.28)$$

Trong đó :

+ $N_{e\max}$ và N_e: 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 momen xoắn của trục khuỷu động cơ ứng với số vòng quay khác nhau (theo tài liệu [1]):

$$M_e = \frac{10^4.N_e}{1,047.n_e} \quad (2.29)$$

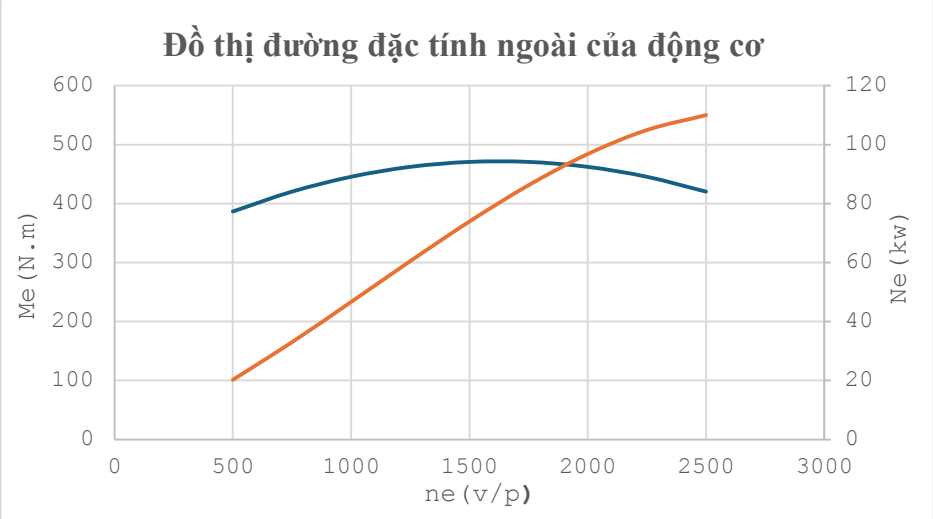
Kết quả tính toán :

Bảng 2.3 Thông số đặc tính ngoài động cơ (Theo S.R.Lây.Déc Man)

λ	ne(v/p)	Me(N.m)	Ne(kw)
0.2	500	386.628	20.24

0.24	600	401.085	25.196
0.3	750	420.248	33
0.4	1000	445.463	46.64
0.5	1250	462.273	60.5
0.6	1500	470.678	73.92
0.7	1750	470.678	86.24
0.8	2000	462.273	96.8
0.9	2250	445.463	104.94
1	2500	420.248	110

Từ bảng ta xây dựng được đồ thị đặc tính ngoài của động cơ như hình .



Hình 2.6. Đồ thị đường đặc tính ngoài của động cơ

2.4.3. Xác định tỷ số truyền của truyền lực chính

Tỷ số truyền của truyền lực chính được xác đỉnh bởi công thức sau (theo tài liệu [1]):

$$i_0 = \frac{2\pi.r_{bx}.n_{e\max}}{60.i_{hn}.i_{pc}.V_{\max}} \quad (2.30)$$

Trong đó :

+ $n_{e\max}$: Số vòng quay lớn nhất của động cơ ứng với vố vòng quay lớn nhất của oto

+ i_{hn} : Tỷ số truyền của hộp số ở số cao nhất

+ i_{pc} : Tỷ số truyền của hộp số phụ hay hộp phân phối ở số cao

Thay số vào ta được:

$$i_0 = \frac{2\pi.0,362.2500}{60.0,7.1.26,83} = 4.94$$

2.4.4. Tỷ số truyền của tay số cao nhất, xác định số cấp và tỉ số truyền sơ bộ các tay số trung gian.

a) Tỷ số truyền khi oto chuyển động ở tay số 1

Tỷ số truyền ở số 1 của hộp số cần chọn thoả mãn hai điều kiện là lực kéo tiếp tuyến phát ra ở bánh xe chủ động có thể khắc phục được lực cản lớn nhất của mặt đường đồng thời các bánh xe chủ động không bị trượt quay.

- Từ điều kiện thắng sức cản lớn nhất của mặt đường, ta có (theo tài liệu [1]):

$$P_{k\max} = P_{\psi\max} + P_w \quad (2.31)$$

Trong đó :

+ $P_{k\max}$: Lực kéo lớn nhất của động cơ

+ $P_{\psi\max}$: Lực cản lớn nhất của đường

+ P_w : Lực cản không khí

Khi ôtô chuyển động ở tay số 1 thì vận tốc nhỏ nên có thể bỏ qua lực cản không khí P_w Vậy (theo tài liệu [1]):

$$P_{k\max} = \frac{M_{e\max}.i_{h1}.i_0.\eta_{tl}}{r_{bx}} \geq G.\psi_{\max} \quad (2.32)$$

$$\Rightarrow i_{h1} \geq \frac{G.\psi_{\max}.r_{bx}}{M_{e\max}.i_0.\eta_{tl}}$$

$$\Rightarrow i_{h1} \geq \frac{51850.0,35.0,362}{471.4,94.0,89} = 3,17$$

Mặt khác, Pk max còn bị giới hạn bởi điều kiện bám giữa bánh xe với mặt đường (theo tài liệu [1]):

$$P_{k\max} \leq P_{\varphi} = m.G_{\varphi}.\varphi \quad (2.33)$$

$$\Rightarrow \frac{M_{e\max}.i_0.i_{h1}.\eta_{tl}}{r_{bx}} \leq m.G_{\varphi}.\varphi$$

$$\Rightarrow ih1 \leq \frac{m.G_{\varphi}.\varphi.r_{bx}}{M_{e\max}.i_0.\eta_{tl}}$$

$$\Rightarrow i_{h1} \leq \frac{1,2.31900.0,7.0,362}{471.4,94.0,89} = 4,68 \ (..)$$

Trong đó :

+ m : Hệ số phân bố tải trọng lên cầu chủ động (Chọn m = 1,2)

+ G_{φ} : Tải trọng tác dụng lên cầu chủ động

+ φ : Hệ số bám của mặt đường (chọn $\varphi = 0,7$)

+ r_{bx} : Bán kính bánh xe

Kiểm tra theo điều kiện tốc độ tối thiểu của ô tô (theo tài liệu [1]):

$$i_{h1} \leq \frac{\omega_{e\min}.r_{bx}}{V_{a\min}.i_0} \quad (2.34)$$

Trong đó :

+ $\omega_{e\min}$: Tốc độ góc ổn định nhỏ nhất của động cơ khi đầy tải [rad/s].

Chọn $\omega_{e\min} = 500$ [vòng/phút] $\approx 52,36$ [rad/s]

+ $V_{a\min}$: Tốc độ chuyển động tịnh tiến nhỏ nhất của ô tô.

Chọn $V_{a\min} = 4\,[\text{km/h}] = 1{,}11\,[\text{m/s}]$

Thay giá trị vào ta được :

$$i_{h1} \le \frac{52{,}36.0{,}362}{1{,}11.4{,}94} = 3{,}45$$

Từ (.), (..) và điều kiện $V_{a\min}$ ta chọn $i_{h1} = 3{,}3$

b) Xác định tỷ số truyền của các tay số còn lại

Chọn hệ thống tỷ số truyền của các cấp số trong hộp số theo tỷ số truyền tăng

Công thức xác định công bội (theo tài liệu [1]):

$$q = \sqrt[n-2]{i_{h1}} = \sqrt[5-2]{3{,}3} = 1{,}49 \qquad (2.35)$$

Trong đó :

+ n : Số cấp số của hộp số
+ i_{h1} : tỉ số truyền tay số

Các tỷ số truyền của các tay số trung gian được xác định theo công thức sau (theo tài liệu [1]):

$$i_{hk} = \sqrt[n-2]{i_{h1}^{[n-(1+k)]}} \qquad (2.36)$$

Trong đó :

- n là số lượng số truyền của hộp số
- k là số thứ tự của số truyền

+ Tỷ số truyền tay số 2: $i_{h2} = \sqrt[5-2]{3{,}3^{5-3}} = 2{,}22$

+ Tỷ số truyền tay số 3 : $i_{h3} = \sqrt[5-2]{3{,}3^{5-4}} = 1{,}49$

+ Tỷ số truyền tay số 4 : $i_{h4} = 1$

+ Tỷ số truyền tay số 5 : $i_{h5} = 0{,}7$

+ Tỷ số truyền tay số lùi : $i_L = i_{h1} = 3{,}3$

2.4.5. Xây dựng phương trình cân bằng lực kéo

Phương trình cân bằng lực kéo của ô tô. (theo tài liệu [1])

$$P_k = P_f + P_i + P_j + P_w \quad (2.37)$$

Trong đó :

+ P_k: Lực kéo tiếp tuyến ở bánh xe chủ động

$$P_{ki} = \frac{M_{ki}}{r_{bx}} = \frac{M_e.i_0.i_{h1}.\eta_{tl}}{r_{bx}} \quad (2.38)$$

+ P_f : Lực cản lăn $P_f = G.f.\cos\alpha = G.f \ \ (\text{do}\ \alpha = 0)$ (2.39)

+ P_i : Lực cản lên dốc $Pi = G.\sin\alpha = 0 \ (\text{do}\ \alpha = 0)$ (2.40)

+ P_j : Lực quán tính (xuất hiện khi xe chuyển động không ổn định)

$$P_j = \frac{G}{g}.\delta_i.j \quad (2.41)$$

+ P_w : Lực cản không khí $P_w = K.F.V^2$ (2.42)

Vận tốc ứng với mỗi tay số

$$V_i = \frac{2.\pi.n_e.r_{bx}}{60.i_0.i_{hi}} \quad (2.43)$$

Phương trình cân bằng lực cản :

$$P_c = P_f + P_w \quad (2.44)$$

Xét ô tô chuyển động trên đường thẳng và không có gió (theo tài liệu [1]):

$$P_c = f.G + K.F.V^2 \quad (2.45)$$

Tổng lực kéo ô tô phải nhỏ hơn lực bám giữa bánh xe và mặt đường (theo tài liệu [1]):

$$P_\varphi = Z_2.m_{k2}.\varphi \quad (2.46)$$

Trong đó :

+ m_{k2}: Hệ số phân bố tải trọng ở cầu sau (m = 1,2)

+ Z_2 : Tải trọng tác dụng lên cầu chủ động

+ φ : Hệ số bám (chọn 0,7)

$$P_\varphi = 31900.1,2.0,7 = 26796 \text{ [N]}$$

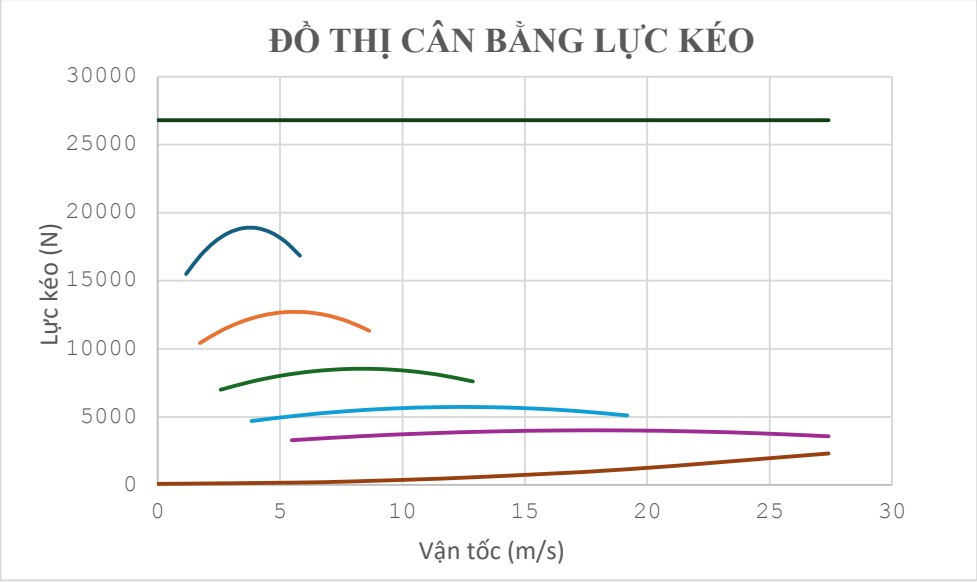
Kết quả tính toán :

Bảng 2.4 Giá trị lực kéo ứng với mỗi tay số

Ne(kW)	Me (N.m)	ne (v/p)	Tay số 1		Tay số 2		Tay số 3		Tay số 4		Tay số 5	
			V1	Pk1	V2	Pk2	V3	Pk3	V4	Pk4	V5	Pk5
20.24	386.628	500	1.163	15496	1.728	10424	2.575	6997	3.837	4696	5.481	3287
33	420.248	750	1.744	16843	2.592	11331	3.863	7605	5.755	5104	8.222	3573
46.64	445.463	1000	2.325	17854	3.457	12011	5.15	8061	7.674	5410	10.96	3787
60.5	462.273	1250	2.907	18528	4.321	12464	6.438	8366	9.592	5614	13.7	3930
73.92	470.678	1500	3.488	18865	5.185	12691	7.725	8518	11.51	5717	16.44	4002
86.24	470.678	1750	4.069	18865	6.049	12691	9.013	8518	13.43	5717	19.18	4002
96.8	462.273	2000	4.651	18528	6.913	12464	10.3	8366	15.35	5614	21.93	3930
104.94	445.463	2250	5.232	17854	7.777	12011	11.59	8061	17.27	5410	24.67	3787
110	420.248	2500	5.813	16843	8.642	11331	12.88	7605	19.18	5104	27.41	3573

Bảng 2.5 Giá trị cản ứng với mỗi tay số

Tay số		1	2	3	4	5
V (m/s)	0	5.813482	8.642	12.88	19.18	27.406
Pc	77.775	176.4745	295.9	561.9	1153	2310.3
Pphi	26796	26796	26796	26796	26796	26796



Hình 2.7. Đồ thị cân bằng lực kéo

2.4.6. Xây dựng đồ thị cân bằng công suất

Phương trình cân bằng công suất tại bánh xe chủ động. (theo tài liệu [1])

$$N_k = N_f + N_i + N_j + N_w \quad (2.47)$$

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

$$N_{ki} = N_e.\eta_{tl} \quad (2.48)$$

Với :
$$V_i = \frac{2.\pi.n_e.r_{bx}}{60.i_0.i_{hi}} \quad (2.49)$$

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

Xét ô tô chuyển động trên đường thẳng (theo tài liệu [1]):

$$\sum N_c = N_f + N_w \quad (2.50)$$

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

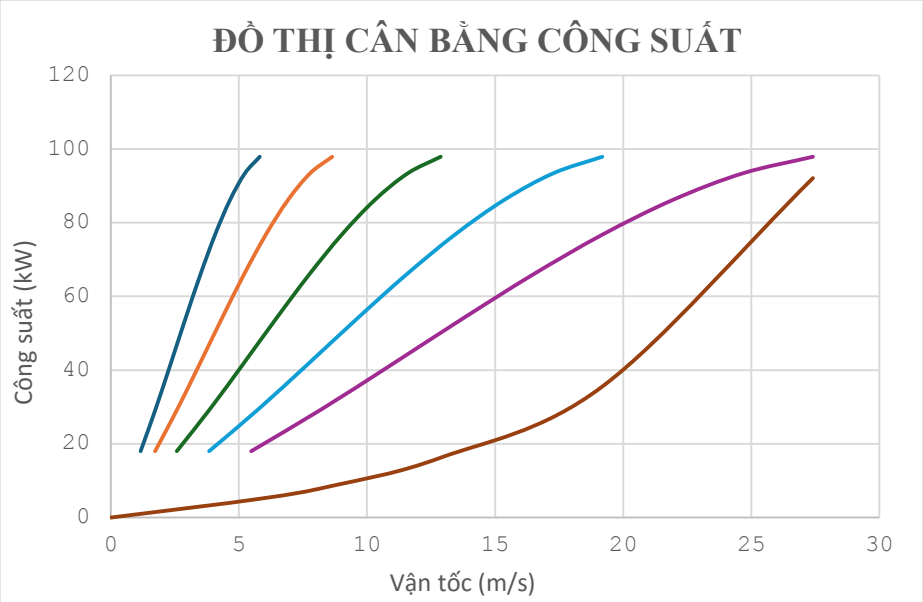
Kết quả tính toán :

Bảng 2.6 Công suất của ô tô

ne (v/p)	Ne (kW)	V1	V2	V3	V4	V5	Nk (kW)
500	20.24	1.162696	1.728332	2.575099	3.836898	5.481283	18.0136
750	33	1.744045	2.592499	3.862649	5.755347	8.221924	29.37
1000	46.64	2.325393	3.456665	5.150199	7.673796	10.96257	41.5096
1250	60.5	2.906741	4.320831	6.437748	9.592245	13.70321	53.845
1500	73.92	3.488089	5.184997	7.725298	11.51069	16.44385	65.7888
1750	86.24	4.069437	6.049163	9.012847	13.42914	19.18449	76.7536
2000	96.8	4.650785	6.91333	10.3004	15.34759	21.92513	86.152
2250	104.94	5.232134	7.777496	11.58795	17.26604	24.66577	93.3966
2500	110	5.813482	8.641662	12.8755	19.18449	27.40641	97.9

Bảng 2.7 Công cản của ô tô ứng với mỗi tay số

Tay số		1	2	3	4	5
V (m/s)	0	5.813482	8.641662	12.8755	19.18449	27.40641
Nc	0	5.095223	8.605718	16.24745	35.54095	92.10603



Hình 2.8: Đồ thị cân bằng công suất

2.4.7. Xây dựng 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". (theo tài liệu [1])

$$D = \frac{P_k - P_w}{G} = \left(\frac{M_e.i_0.i_{hi}.\eta_{tl}}{r_{bx}} - W.V^2 \right).\frac{1}{G} \qquad (2.51)$$

Xây dựng đồ thị :

$$D_i = \left(\frac{M_e.i_0.i_{hi}.\eta_{tl}}{r_{bx}} - K.F.V_i^2 \right).\frac{1}{G} \qquad (2.52)$$

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

Nhân tố động học theo điều kiện bám được xác định như sau (theo tài liệu [1]):

$$D_\varphi = \frac{P_\varphi - P_w}{G} = \frac{m_{k2}.\varphi.G_\varphi - K.F.V^2}{G} \qquad (2.53)$$

Kết quả tính toán:

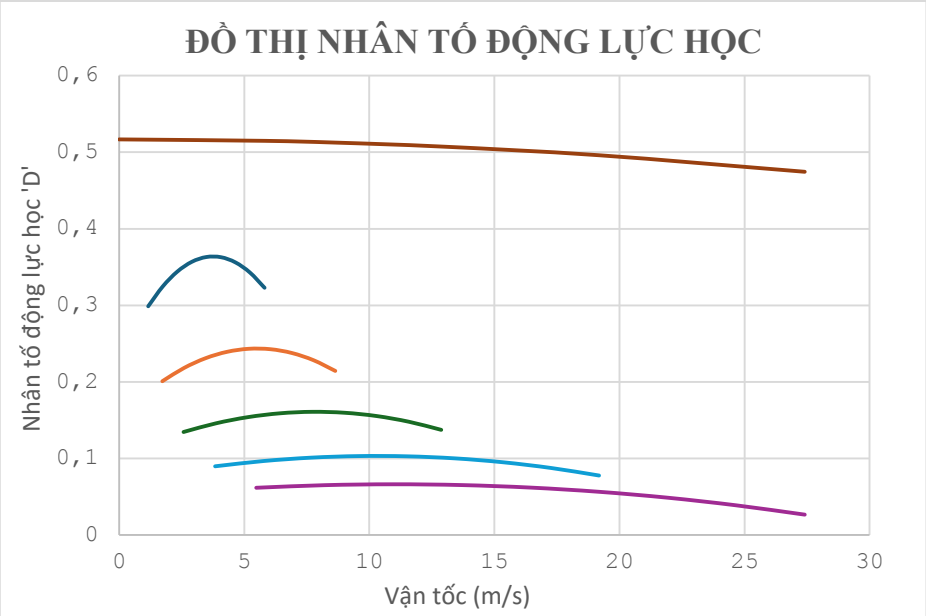
Bảng 2.8 Nhân tố động lực học

ne (v/p)	Tay số 1		Tay số 2		Tay số 3		Tay số 4		Tay số 5		Me (N.m)
	V1	D1	V2	D2	V3	D3	V4	D4	V5	D5	
500	1.163	0.299	1.7283	0.201	2.575	0.135	3.8369	0.09	5.48	0.06	386.6285

750	1.744	0.325	2.5925	0.218	3.863	0.146	5.7553	0.097	8.22	0.07	420.2483
1000	2.325	0.344	3.4567	0.231	5.15	0.154	7.6738	0.101	11	0.07	445.4632
1250	2.907	0.357	4.3208	0.239	6.438	0.159	9.5922	0.103	13.7	0.07	462.2732
1500	3.488	0.363	5.185	0.243	7.725	0.161	11.511	0.103	16.4	0.06	470.6781
1750	4.069	0.363	6.0492	0.243	9.013	0.16	13.429	0.1	19.2	0.06	470.6781
2000	4.651	0.356	6.9133	0.238	10.3	0.155	15.348	0.095	21.9	0.05	462.2732
2250	5.232	0.343	7.7775	0.228	11.59	0.148	17.266	0.088	24.7	0.04	445.4632
2500	5.813	0.323	8.6417	0.214	12.88	0.137	19.184	0.078	27.4	0.03	420.2483

Bảng 2.9 Nhân tố động lực học theo điều kiện bám

Tay số		**1**	**2**	**3**	**4**	**5**
V (m/s)	0	5.813	8.6417	12.88	19.18	27.41
Dphi	0.517	0.515	0.5126	0.507	0.496	0.474
f	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015	0.023



Hình 2.9: Đồ thị nhân tố động lực học

2.4.8. Xây dựng đồ thị gia tốc

Biểu thức tính gia tốc (theo tài liệu [1]):

$$j = (D - \Psi).\frac{g}{g_i} = \frac{D - f - i}{\delta_i}.g \qquad (2.54)$$

Khi ô tô chuyển động trên dường thẳng ($\alpha = 0$) thì :

$$j = \frac{D_i - f}{\delta_i}.g \qquad (2.55)$$

Trong đó :

+ D_i : Giá trị nhân tố động lực học ở tay số i tương ứng với tốc độ v_i đã biết từ dồ thị D = f(v).

+ f, i : Hệ số cản lăn và độ dốc của đường

+ δ_i : hệ số kể đến ảnh hưởng của các khối lượng chuyển động quay. (theo tài liệu [1])

$$\delta_i = 1,05 + 0,05.\left(i_{hi}{}^2\right) \qquad (2.56)$$

Khi ô tô chuyển động với vận tốc v < 22,2 m/s thì $f = f_0 = 0,015$ (2.57)

Khi ô tô chuyển động với vận tốc v > 22,2 m/s thì $f = f_0.\left(1 + \frac{V_{max}^2}{1500}\right)$ (2.58)

Kết quả tính toán:

Bảng 2.10 Hệ số kể đến ảnh hưởng của các khối lượng chuyển động quay

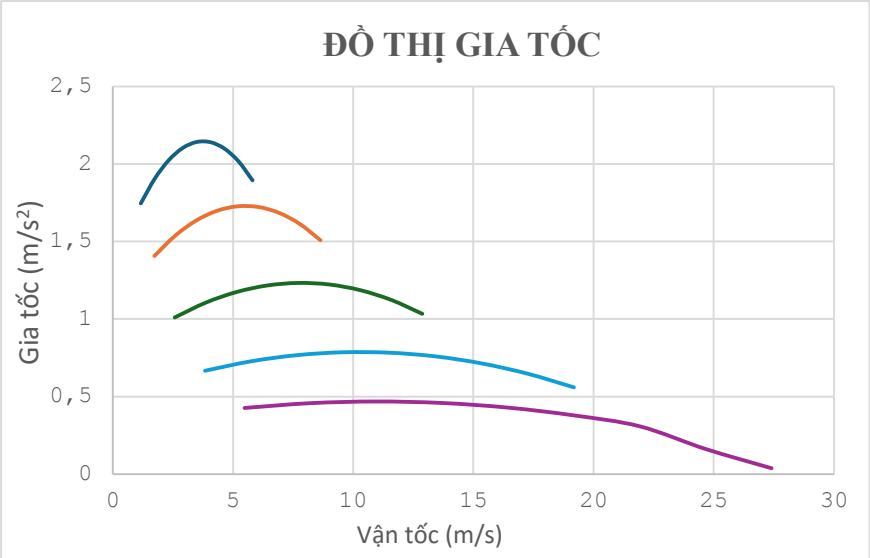
Tay số		**1**	**2**	**3**	**4**	**5**
V (m/s)	0	5.813	8.6417	12.88	19.18	27.41
Dphi	0.517	0.515	0.5126	0.507	0.496	0.474
f	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015	0.023

Bảng 2.11 Giá trị gia tốc ứng với mỗi tay số

Tay số 1				**Tay số 2**				**Tay số 3**			
V1	**D1**	**f1**	**J1**	**V2**	**D2**	**f2**	**J2**	**V3**	**D3**	**f3**	**J3**
1.163	0.2988	0.015	1.7459	1.7283	0.2009	0.015	1.407	2.5751	0.135	0.015	1.0103
1.744	0.3247	0.015	1.9053	2.5925	0.2182	0.015	1.537	3.8626	0.146	0.015	1.1055
2.325	0.344	0.015	2.0243	3.4567	0.231	0.015	1.634	5.1502	0.154	0.015	1.1743
2.907	0.3569	0.015	2.1032	4.3208	0.2393	0.015	1.698	6.4377	0.159	0.015	1.2168
3.488	0.3631	0.015	2.1419	5.185	0.2432	0.015	1.727	7.7253	0.161	0.015	1.2329
4.069	0.3629	0.015	2.1404	6.0492	0.2427	0.015	1.723	9.0128	0.16	0.015	1.2226
4.651	0.3561	0.015	2.0987	6.9133	0.2377	0.015	1.685	10.3	0.155	0.015	1.186
5.232	0.3428	0.015	2.0167	7.7775	0.2282	0.015	1.614	11.588	0.148	0.015	1.123
5.813	0.3229	0.015	1.8946	8.6417	0.2143	0.015	1.508	12.875	0.137	0.015	1.0337

Tay số 4				**Tay số 5**			
V4	**D4**	**f4**	**J4**	**V5**	**D5**	**f5**	**J5**
3.836898	0.089734	0.015	0.666495	5.481283	0.061702	0.015	0.426384

5.755347	0.096573	0.015	0.727483	8.221924	0.0651	0.015	0.4574
7.673796	0.101028	0.015	0.767215	10.96257	0.066273	0.015	0.46811
9.592245	0.1031	0.015	0.785692	13.70321	0.065221	0.015	0.458512
11.51069	0.102789	0.015	0.782914	16.44385	0.061946	0.015	0.428608
13.42914	0.100094	0.015	0.758881	19.18449	0.056446	0.015	0.378396
15.34759	0.095015	0.015	0.713592	21.92513	0.048722	0.015	0.307878
17.26604	0.087554	0.015	0.647049	24.66577	0.038774	0.021084	0.161506
19.18449	0.077709	0.015	0.559249	27.40641	0.026601	0.022511	0.037344



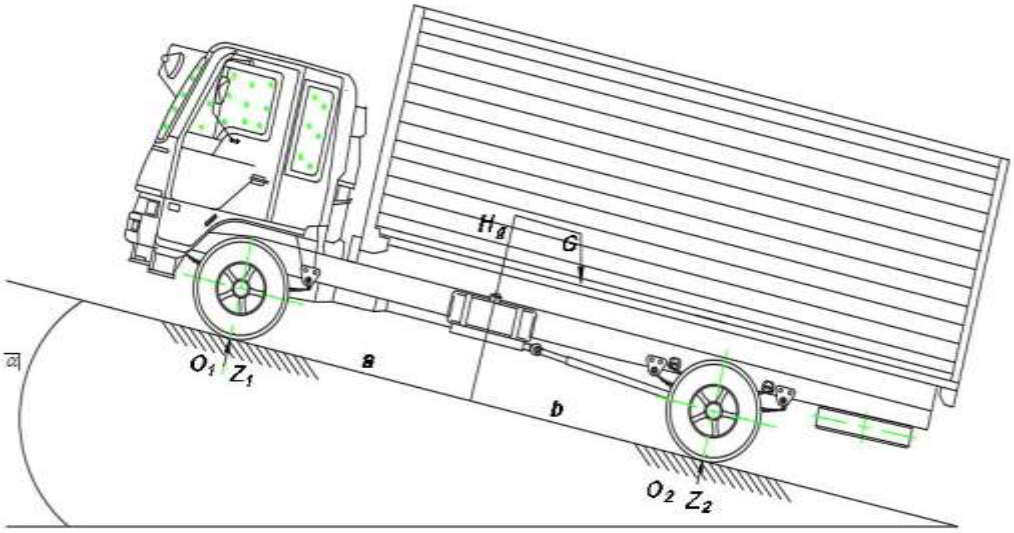
Hình 2.10: Đồ thị gia tốc

2.5. kiểm tra tính ổn định của ô tô

2.5.1. 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 2.11: 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_ω, lực cản ma sát P_f rất nhỏ. $P_j = 0$, $P_\omega = 0$, $P_f = 0$

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

$$\sum M_2 = 0 \Rightarrow b.G.\cos\alpha - G.h_g.\mathrm{Sin}\,\alpha = 0 \Rightarrow tg\alpha = \frac{b}{h_g} \qquad (2.59)$$

Trong đó:

α– Góc dốc giới hạn

b – Khoảng cách từ trọng tâm xe đến trục bánh sau

hg – Chiều cao trọng tâm xe

Tính toán trường hợp lên dốc khi đầy tải, ta có: (theo tài liệu [1])

a = 2076 [mm], b = 1299 [mm], h_g = 1146 [mm]

$$\alpha = arc\tan(\frac{b}{h_g}) = arc\tan(\frac{1299}{1146}) = 48° \qquad (2.60)$$

Tính toán trường hợp lên dốc khi không tải, ta có: (theo tài liệu [1])

a = 1593 [mm], b = 1782 [mm], h_g = 786 [mm]

$$\alpha = arc\tan(\frac{b}{h_g}) = arc\tan(\frac{1782}{786}) = 66° \quad (2.61)$$

Vậy, độ dốc lớn nhất mà xe có thể đi xuống an toàn khi đầy tải là 48°.

Độ dốc lớn nhất mà xe có thể xuống an toàn khi không tải là 66°.

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 (theo tài liệu [1]):

$$P_{k\max} = P_\varphi = \varphi.z_2 = G.\sin\alpha_\varphi \quad (2.62)$$

Mặt khác ta có :

$$P_\varphi = \varphi.z_2 = \varphi.\frac{G.(a.\cos\alpha_\varphi + h_g.\sin\alpha_\varphi)}{L} \quad (2.63)$$

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

Trong đó :

$$tg\alpha_\varphi = \frac{\varphi.a}{L - \varphi.h_g} \quad (2.64)$$

P_{kmax} : 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, φ= 0,7

L : Chiều dài cơ sở của xe, L = 3375 [mm]

a : Khoảng cách từ trọng tâm đến tâm cầu trước của xe, lúc không tải ta có a = 1593 [mm], khi đầy tải ta có a = 2076 [mm].

h_g : Chiều cao trọng tâm của xe, lúc không tải ta có h_g = 786 [mm], lúc đầy tải ta có h_g = 1146 [mm]

Thay số vào công thức , ta có: (theo tài liệu [1])

Lúc không tải :

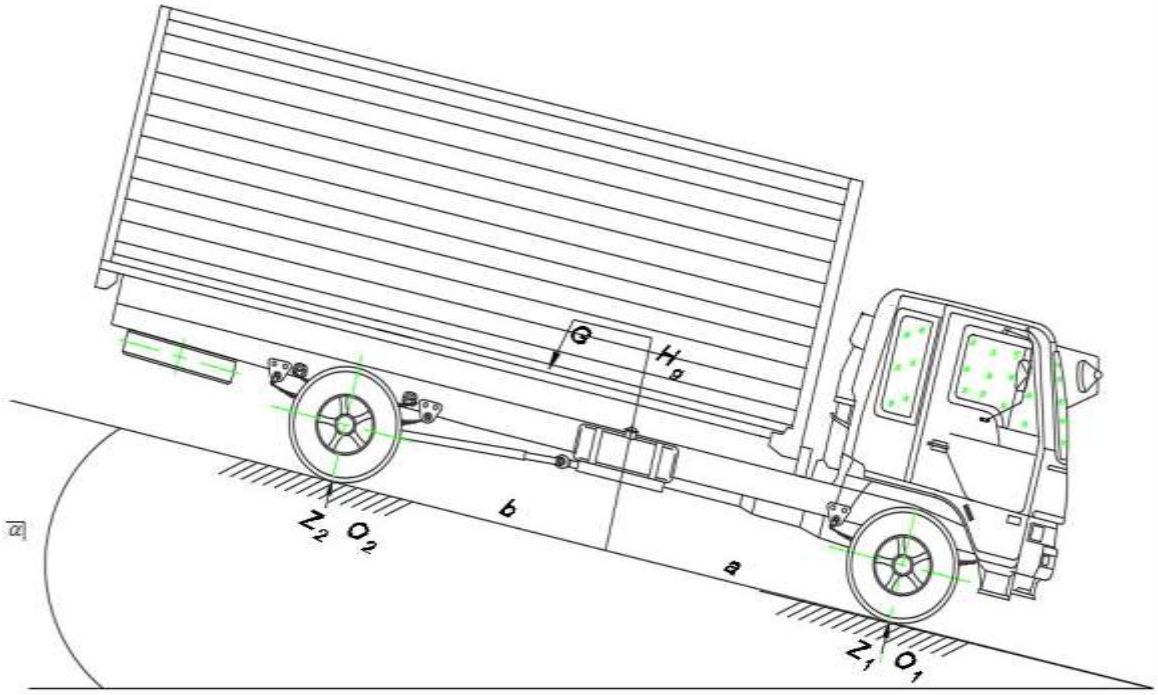
$$\alpha_\varphi = arc\tan(\frac{\varphi.a}{L-\varphi.h_g}) = \arctan(\frac{0,7.1593}{3375-0.7.786}) = 21° \qquad (2.65)$$

Lúc đầy tải :

$$\alpha_\varphi = arc\tan(\frac{\varphi.a}{L-\varphi.h_g}) = \arctan(\frac{0,7.2076}{3375-0.7.1146}) = 29° \qquad (2.66)$$

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 21°, lúc đầy tải là 29°.

b) Khi ô tô xuống dốc .



Hình 2.12: 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:

$$\sum M_1 = 0 \Rightarrow a.G_a.\cos\alpha - G_a.h_g.\mathrm{Sin}\,\alpha = 0 \Rightarrow tg\alpha = \frac{a}{h_g} \qquad (2.67)$$

Tính toán trường hợp lên dốc khi đầy tải, ta có: (theo tài liệu [1])

a = 2076 [mm], b = 1299 [mm], h_g = 1146 [mm]

$$\alpha = arc\tan(\frac{a}{h_g}) = arc\tan(\frac{2076}{1146}) = 61° \quad (2.68)$$

Tính toán trường hợp lên dốc khi không tải, ta có: (theo tài liệu [1])

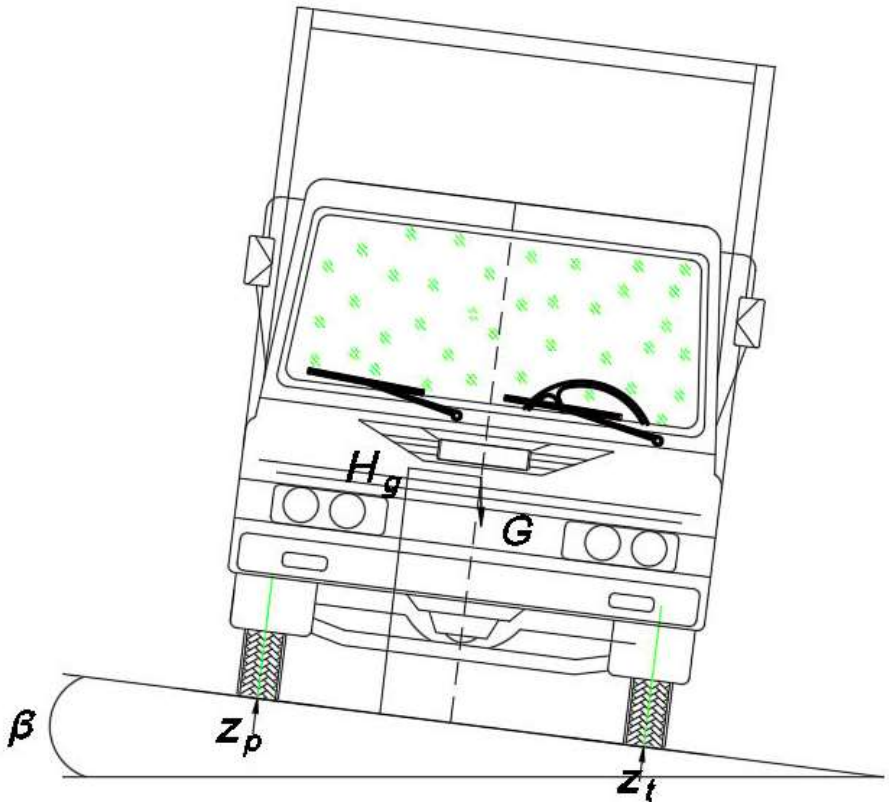
a = 1593 [mm], b = 1782 [mm], h_g = 786 [mm]

$$\alpha = arc\tan(\frac{a}{h_g}) = arc\tan(\frac{1593}{786}) = 63° \quad (2.69)$$

Vậy độ dốc lớn nhất mà xe có thể đi xuống an toàn khi đầy tải là 61°.

Độ dốc lớn nhất mà xe có thể xuống an toàn khi không tải là 63°

2.5.2. Kiểm tra tính ổn định ngang.



Hình 2.13: Sơ đồ lực tác động ngang lên ô tô

$$\sum M = 0 \Rightarrow G.\cos\beta.\frac{l}{2}B + z.B + G.\sin\beta.h = 0 \quad (2.70)$$

$$tg\beta = \frac{B}{2h} \text{ (B=1435 là vệt bánh xe sau)} \quad (2.71)$$

Xét trường hợp khi xe đầy tải, ta có: (theo tài liệu [1])

$$\beta = arc\tan(\frac{B}{2h}) = \arctan(\frac{1435}{2.1146}) = 32° \quad (2.72)$$

Xét trường hợp khi không tải, ta có: (theo tài liệu [1])

$$\beta = arc\tan(\frac{B}{2h}) = \arctan(\frac{1435}{2.786}) = 42° \quad (2.73)$$

Vậy góc giới hạn của xe trên đường nghiêng ngang lúc không tải là 32 độ, lúc xe đầy tải là 42 độ.

2.5.3. Kiểm tra chuyển động giới hạn của ô tô khi quay vòng với bán kính giới hạn Rmin.

Giả thiết mặt đường bằng phẳng và ngang, khi ôtô quay vòng trên mặt đường nghiêng ngang như (Hình 3.6) thì tốc độ giới hạn nguy hiểm của ôtô là: (theo tài liệu [1])

$$V_{gh} = \sqrt{g.R_{\min}.tg\beta_{\max}} \quad (2.74)$$

Trong đó: V_{gh} – Vận tốc giới hạn nguy hiểm khi ôtô bị lật đổ R_{min} – Bán kính quay vòng bé nhất của ôtô**,** R_{min} = 6,2 [m]

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

Trong trường hợp ô tô đầy tải, ta có:

$$V_{gh} = \sqrt{g.R_{\min}.tg\beta_{\max}} = \sqrt{9,81.6,2.tg32} = 6,16 \text{ [m/s]}$$

Trong trường hợp ô tô không tải, ta có:

$$V_{gh} = \sqrt{g.R_{\min}.tg\beta_{\max}} = \sqrt{9,81.6,2.tg42} = 7,4 \text{ [m/s]}$$

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

Bảng 2.12: Bảng thông số tính ổn định của ô tô thiết kế:

Xe tải Hino Seri 300 Hino XZU650L	Thông số			
	$\alpha_{Lên}$ (°)	$\alpha_{Xuống}$ (°)	β (°)	V_{gh} (m/s)
Khi không tải	66	63	42	7,28
Khi đầy tải	47	61	32	6,16

CHƯƠNG 3. LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT HẾ HỆ THỐNG TREO

3.1. Công dụng, phân loại, yêu cầu

3.1.1. Công dụng

Hệ thống treo dùng để nối đàn hồi khung hoặc vỏ ôtô với các cầu. Nhiệm vụ chủ yếu của hệ thống treo là giúp ôtô chuyển động êm dịu khi đi qua các mặt đường không bằng phẳng. Ngoài ra hệ thống treo còn dùng để truyền các lực và mômen từ bánh xe lên khung hoặc vỏ xe, đảm bảo đúng động học bánh xe.

Để đảm bảo chức năng đó hệ thống treo thường có 3 bộ phận chủ yếu:

+ Bộ phận đàn hồi.

+ Bộ phận dẫn hướng.

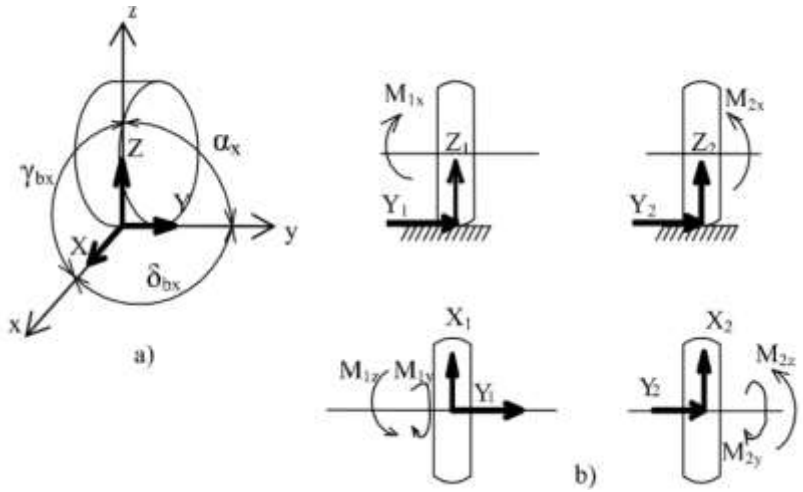
+ Bộphận giảm chấn .

Bộ phận đàn hồi : Nối đàn hồi khung vỏ với bánh xe, tiếp nhận lực thẳng đứng tác dụng từ khung vỏ tới bánh xe và ng¬ược lại. Bộ phận đần hồi có cấu tạo chủ yếu là một chi tiết (hoặc 1 cụm chi tiết) đàn hồi bằng kim loại (nhíp, lò xo, thanh xoắn) hoặc bằng khí (trong trường hợp hệ thống treo bằng khí hoặc thủy khí).

Bộ phận dẫn hướng : Có tác dụng đảm bảo đúng động học bánh xe , tức là đảm bảo cho xe chỉ dao động trong mặt phẳng thẳng đứng, bộ phận hướng còn làm nhiệm vụ truyền lực dọc, lực ngang, mô men giữa khung vỏ và bánh xe.

Bộ phận giảm chấn : Có tác dụng dập tắt nhanh chóng các dao động bằng cách biến năng lượng dao động thành nhiệt năng tỏa ra ngoài. Việc biến năng lượng dao động thành nhiệt năng nhờ ma sát. Giảm chấn trên ôtô là giảm chấn thủy lực, khi xe dao động, chất lỏng trong giảm chấn được giữa chất lỏng với thành lỗ tiết lưu và giữa các lớp chất lỏng với nhau biến thành nhiệt nung nóng vỏ giảm chấn tỏa ra ngoài.

Theo phân tích lực phát sinh giữa bánh xe và đường có thể gộp lại thành ba phản lực chính lực thẳng đứng Z, lực dọc X và lực ngang Y



Hình 3.1. Các lực và momen tác dụng lên bánh xe.

a : Các lực thành phần từ đường tác dụng từ đường lên bánh xe

b : Lực và momen truyền từ bánh lên khung xe

Các momen do các lực X, Y, Z gây nên momen M_X, M_Y, M_Z có thể có gí trị khác nhau đối với bánh xe bên trái hoặc bên phải, các chi tiết của hệ thống treo truyền những phản lực và momen lên khung. Đường mấp mô phát sinh lực động Z và moomen M_X

Truyền lên thùng xe nhờ bộ phận đàn hồi của hệ thống treo. Lực dọc X, lực ngang Y và các moomen M_y, M_z truyền qua bộ phận hướng của hệ thống treo

3.1.2. Phân loại.

Có nhiều cách phân loại hệ thống treo tùy theo tiêu chí mà mỗi người đưa ra để phân loại.

Theo sơ đồ bộ phận dẫn hướng :

+ Hệ thống treo phụ thuộc .
+ Hệ thống treo độc lập.

Theo bộ phận đàn hồi :

+ Loại bằng kim loại.

- Hệ thống treo loại nhíp lá.

- Hệ thống treo loại lò xo xoắn ốc.

- Hệ thống treo loại thanh xoắn.

+ Loại khí .

+ Loại thủy lực

- Hệ thống treo loại thủy khí kết hợp.

3.1.3. Yêu cầu

- Độ võng tĩnh f (sinh ra dưới tác dụng của tảu trọng tĩnh) phải nằm trong giới hạn đủ đảm bảo tần số dao động thích hợp cần thiết.
- Độ võng động f (sinh ra khi ô tô chuyển động) phảI đủ đảm bảo vận tốc chuyển động của ô tô trên đường xấu nằm trong giới hạn cho phép, ở giới hạn này không có sự va đập lên bộ phận hạn chế
- Động học của các bánh xe dẫn hướng vẫn giữ đúng khi các bánh xe dẫn hướng dịch chuyển trong mặt phẳng thẳng đứng (nghĩa là chiều rộng cơ sở và các góc đặt trụ đứng của bánh xe dẫn hướng không đổi).
- Có hệ số cản thích hợp để dập tắt nhanh dao động của vỏ và bánh xe.
- Đảm bảo sự tương ứng giữa động học của bánh xe với động học của dẫn động lái, dẫn động phanh.
- Giảm tải trọng động khi ô tô qua đường ghồ ghề.
- Phải đảm bảo an toàn, dễ sửa chữa, thay thế và giá thành hợp lý. Ngoài ra có thể chế tạo được với trình độ công nghệ sản xuất trong nước.

3.1.4. Điều kiện làm việc

- Hệ thống treo phải chịu được tải trọng tĩnh và động do trọng lượng xe, hành khách, hàng hóa.
- Tải trọng có thể thay đổi liên tục khi xe chuyển động.
- Hệ thống treo phải có khả năng hấp thụ và giảm chấn động, rung động truyền từ mặt đường lên thân xe.
- Giảm chấn động nhằm đảm bảo sự thoải mái, an toàn và ổn định cho hành khách.

- Hệ thống treo phải duy trì độ cao xe ổn định, không bị lún xuống quá mức cho phép.
- Giữ độ cao xe phù hợp với thiết kế ban đầu.
- Các bộ phận của hệ thống treo phải chịu được nhiệt độ cao, nhiệt độ thấp, ẩm ướt, bụi bẩn, ...
- Đảm bảo hoạt động ổn định trong điều kiện làm việc khắc nghiệt.
- Hệ thống treo phải có độ bền cao, chịu được các tải trọng và chấn động lặp đi lặp lại trong suốt tuổi thọ sử dụng của xe.
- Đảm bảo hoạt động tin cậy, an toàn trong thời gian dài.
- Làm việc trong điều kiện luôn chịu tải trọng tác dụng từ khối lượng được treo lên hệ thống.
- Chịu tác dụng của các phản lực từ mặt đường tác dụng ngược lên.
- Các bộ phận trong hệ thống làm việc trong điều kiện bị biến dạng, va đập và dịch chuyển tương đối.

3.2. Chọn phương án thiết kế hệ thống treo:

Hiện nay trên ôtô sử dụng hệ thống treo với nhiều dạng khác nhau. Có kết cấu thay đổi tùy theo từng xe cụ thể, tùy theo nhà sản xuất. Nhưng nhìn chung chúng đều nằm ở hai dạng là : Hệ thống treo phụ thuộc và hệ thống treo độc lập.

3.2.1. Hệ thống treo phụ thuộc.

Nguyên lý hoạt động:

- Hai bánh xe trái và phải được nối nhau bằng một dầm cứng nên khi dịch chuyển một bánh xe trong mặt phẳng ngang thì bánh xe còn lại cũng dịch chuyển. Do đó hệ thống treo phụ thuộc không thể đảm bảo đúng hoàn toàn động học của bánh xe dẫn hướng.
- Hệ thống treo phụ thuộc thường được sử dụng trong hệ thống treo cầu sau của ôtô du lịch và ở tất cả các cầu của otô tải, ôtô khách loại lớn.

Ưu điểm:

Lốp nhanh như ở hệ thống treo độc lập

- Khi ôtô quay vòng chỉ có thùng xe nghiêng còn cầu xe vẫn thăng bằng, do đó lốp ít mòn.
- Khi chịu lực bên (lực ly tâm, đường nghiêng, gió bên) hai bánh xe liên kết cứng, vì vậy hạn chế hiện tượng trượt bên bánh xe.
- Kết cấu đơn giản,rẻ tiền, nhíp vừa làm nhiệm vụ đàn hồi vừa làm nhiệm vụ dẫn hướng.
- Số khớp quay ít và không càn phải bôi trơn khớp quay.
- Dễ chế tạo, dễ tháo lắp và sửa chữa, giá thành rẻ.

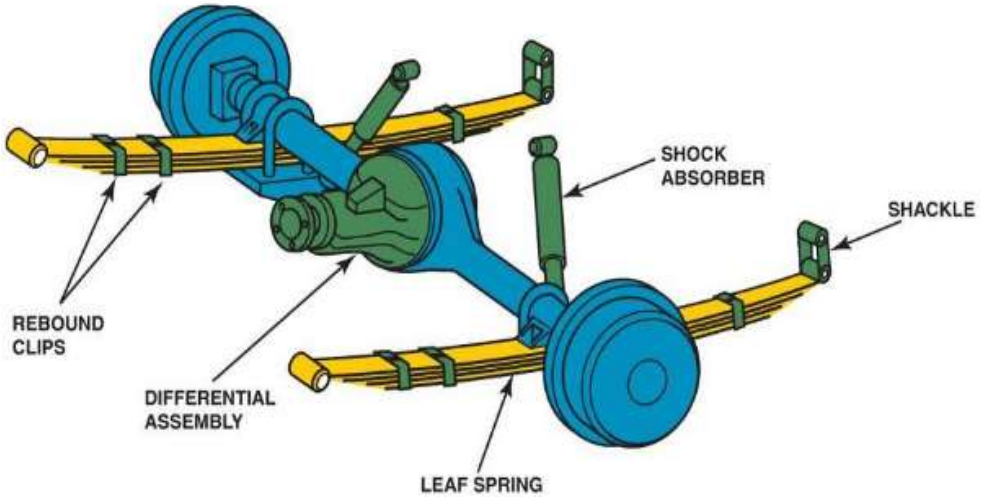
Nhược điểm:

- Khi nâng một bên bánh xe lên, vết bánh xe sẽ thay đổi, phát sinh lực ngang làm tính chất bám đường của otô kém đi và ôtô dễ bị trượt ngang
- Hệ thống treo ở các bánh xe, nhất là các bánh xe chủ động có trọng lượng phần không được treo lớn.
- Sự nối cứng bánh xe hai bên nhờ dầm liền làm phát sinh những dao động nguy hiểm ở bánh xe trong giới hạn vận tốc chuyển động.
- Nếu hệ thống treo phụ thuộc đặt ở bánh xe dẫn hướng, độ nghiêng của hai bánh xe sẽ thay đổi khi một bánh xe dịch chuyển thẳng đứng, làm phát sinh mômen do hiệu ứng con quay, ảnh hưởng đến các dịch chuyển góc của các cầu và các bánh xe dẫn hướng quanh trục quay.
- Khó bố trí các cụm của ôtô nếu đặt hệ thống treo phụ thuộc ở đằng trước.

Sau khi tìm hiểu chung về hệ thống treo phụ thuộc thì ta có một vài hệ thống treo phụ thuộc sử dụng phổ biến cho ô tô:

a. Hệ thống treo có bộ phận đàn hồi là nhíp lá.

Hệ thống treo phụ thuộc loại nhíp lá sử dụng các lá thép có độ cong và dài ngắn khác nhau sắp xép theo hướng dài nhất ở trên sau đó là đến ngắn nhất ở dưới việc này nhằm tận dụng tối đa tính năng đàn hồi của thép có tác dụng giảm thiểu và triệt tiêu các giao động truyền từ bánh xe lên khung xe



Hình 3.2. Hệ thống treo phụ thuộc nhíp lá

Ưu điểm:

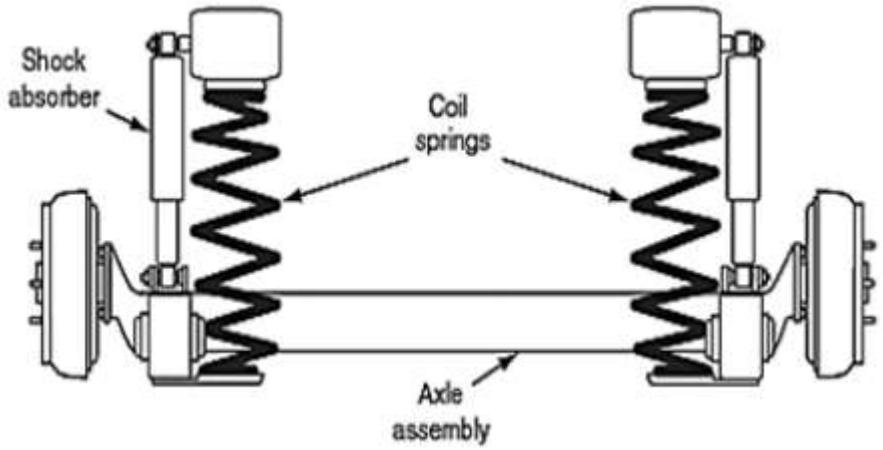
- Nhíp vừa là cơ cấu đàn hồi, vừa là cơ cấu dẫn hướng và một phần làm nhiệm vụ giảm chấn nghĩa là thự hiện toàn bộ chức năng của hệ thống treo.
- Do đó kết cấu hệ thống treo sẽ đơn giản.
- Với chức năng là bộ phận dẫn hướng, nhíp có thể truyền được lực dọc (lực kéo hoặc lực phanh) và lực ngang từ bánh xe qua cầu xe lên khung.
- Chức năng đàn hồi theo phương thẳng đứng.
- Ngoài ra nhíp cũng có khả năng truyền các mômen từ bánh xe lên khung.Đó là mômen kéo hoặc mômen phanh.

Nhược điểm:

- Trọng lượng nhíp nặng hơn tất cả các bộ phận đàn hồi khác, nhíp kể cả giảm chấn chiếm từ 5,5%-8% trọng lượng bản thân ôtô.
- Thời hạn phục vụ ngắn do các ứng suất ban đầu, do trạng thái ứng suất phức tạp, do lực động và lặp lại nhiều lần .
- Đường đặc tính đàn hồi đòi hỏi phải là đường cong nhưng trong thực tế độ cứng của bản thân nhíp lại là hằng số.

b. Hệ thống treo có bộ phận đàn hồi là lò xo trụ.

- Hệ thống treo phụ thuộc có phần tử đàn hồi là lò xo trụ có thể được bố trí ở cầu bị động hoặc ở cầu chủ động.



Hình 3.3. Hệ thống treo phụ thuộc kiểu lò xo trụ.

Ưu điểm:

- Nếu có cùng độ cứng và độ bền thì lò xo trụ có trọng lượng nhẹ hơn nhíp.
- Lò xo trụ có tuổi thọ lớn hơn nhíp, khi làm việc giữa các vành lò xo không có ma sát như giữa các lá nhíp, không phải bảo dưỡng và chăm sóc như chăm sóc nhíp.

Nhược điểm:

- Lò xo trụ chỉ làm nhiệm vụ đàn hồi còn nhiệm vụ dẫn hướng và giảm chấn phải do các bộ phận khác đảm nhiệm, do đó kết cấu phức tạp.

3.2.2. Hệ thống treo độc lập.

Nguyên lý hoạt động

- Hệ thống treo độc lập khi hai bánh xe trái và phải không có quan hệ trực tiếp với nhau. Khi dịch chuyển bánh xe này trong mặt phẳng nằm ngang, bánh xe kia không chịu ảnh hưởng đó.
- Hệ thống treo độc lập thường được sử dụng ở cầu trước ôtô du lịch, hiện nay có một số loại ô tô sử dụng hệ thống treo độc lập cho tất cả các cầu.

Ưu điểm

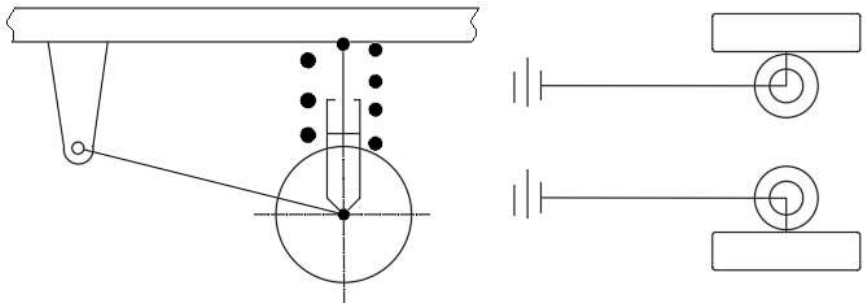
- Khi dịch chuyển bánh xe này trong mặt phẳng ngang bánh xe kia vẫn đứng nguyên, do đó động học bánh xe dẫn hướng được giữ đúng.
- Khả năng quay vòng của xe tốt hơn, vì khi quay vòng đảm bảo được vận tốc quay của hai bánh xe trái và phải không bị ràng buộc nhiều như ở hệ thống treo phụ thuộc.
- Khối lượng không được treo của hệ thống nhỏ hơn so với hệ thống treo phụ thuộc do đó tăng trọng lượng bám, tăng độ êm dịu của ôtô.
- Đảm bảo khi dịch chuyển, các bánh xe không làm thay đổi các góc đặt bánh xe và chiều rộng cơ sở, do đó làm triệt tiêu hoàn toàn sự lắc của bánh xe đối với trụ đứng, dẫn đến không phát sinh mômen hiệu ứng con quay khi các bánh xe dịch chuyển thẳng đứng.

Nhược điểm:

- Kết cấu phức tạp gồm nhiều chi tiết.
- Trong quá trình chuyển động, vết bánh xe không cố định do vậy xảy ra tình trạng mòn lốp nhanh.
- Khi chịu lực bên (ly tâm, đường nghiêng, gió bên) hai bánh xe không liên kết cứng, vì vậy xảy ra hiện tượng trượt bên bánh xe.

Một số hệ thống treo độc lập dùng cho ôtô:

a. Hệ treo đòn dọc.



Hình 3.4. Hệ thống treo độc lập với phần tử đàn hồi là lò xo với đòn treo dọc.

1- Khung xe; 2- Phần tử đàn hồi lò xo; 3- Giảm chấn ống thuỷ lực; 4- Bánh xe; 5- Đòn treo dọc; 6- Khớp bản lề.

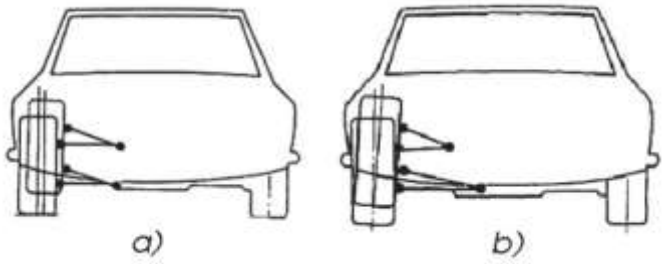
Ưu điểm

- Dễ dàng tháo lắp tòan bộ cầu xe, kết cấu đơn giản.
- Có trọng lượng phần không được treo bé và chiều rộng cơ sở không thay đổi.
- Giảm nhẹ được lực tác dụng lên đòn ngang và các khớp quay, đồng thời không cần dùng đến thanh ổn định (dùng đòn liên kết có độ cứng nhỏ).
- Không có moment hiệu ứng con quay ở bánh xe dẫn hướng, không gây nên sự thay đổi góc nghiêng ngang bánh xe, động học dẫn động lái đúng.

Nhược điểm

- Đòi hỏi công nghệ hàn cao, tải trọng đặt lên cầu xe hạn chế và có thể làm quay trục cầu xe khi đi trên đường vòng ở trạng thái quay vòng thừa.

b. Hệ treo trên 2 đòn ngang.



Hình 3.5. Hệ thống treo độc lập với phần tử đàn hồi là lò xo với đòn treo ngang

- Sơ đồ của hệ thống treo độc lập hai đòn ngang có chiều dài bằng nhau gọi là hệ thống treo có cơ cấu hướng hình bình hành.
- Sơ đồ của hệ thống treo độc lập hai đòn ngang có chiều dài không bằng nhau gọi là hệ thống treo có cơ cấu hướng hình thang.

Ưu điểm

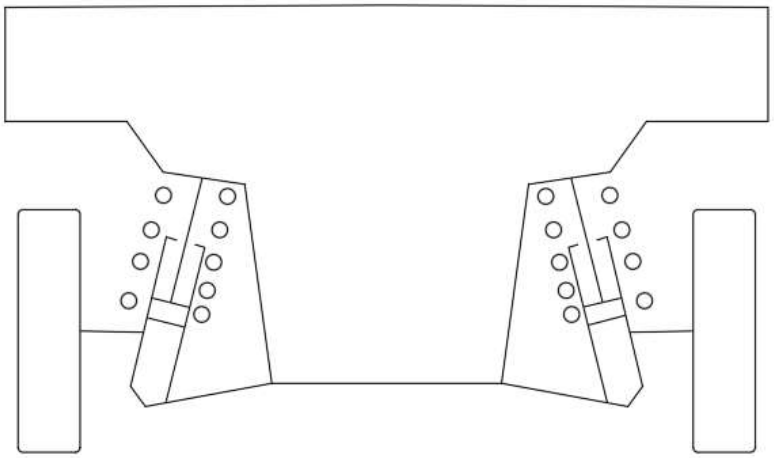
- Khắc phục được sự phát sinh moment hiệu ứng con quay.

- Triệt tiêu được sự rung của bánh xe đối với trục đứng.
- Khắc phục được sự thay đổi độ nghiêng mặt phẳng quay của bánh xe.
- Trọng tâm xe thấp, độ nghiêng thùng xe khi chịu lực ly tâm nhỏ.
- Góc lệch và chuyển vị nhỏ nên có khả năng ổn định khi chuyển động ở tốc độ cao.
- Khối lượng của phần không treo nhỏ đảm bảo độ êm dịu khi chuyển động trên đường gồ ghề.

Nhược điểm

- Kết cấu phức tạp, chiếm khoảng không gian lớn trên xe.
- Do sự thay đổi B tương đối lớn nên lốp nhanh mòn.
- Độ ổn định ngang của bánh xe kém.
- Động học của bánh xe phụ thuộc vào độ dài của đòn dưới.
- Chiều rộng cơ sở cũng như độ nghiêng bên thay đổi.

c. Hệ treo Macpherson.



Hình 3.6. Hệ thống treo Macpherson

Ưu điểm

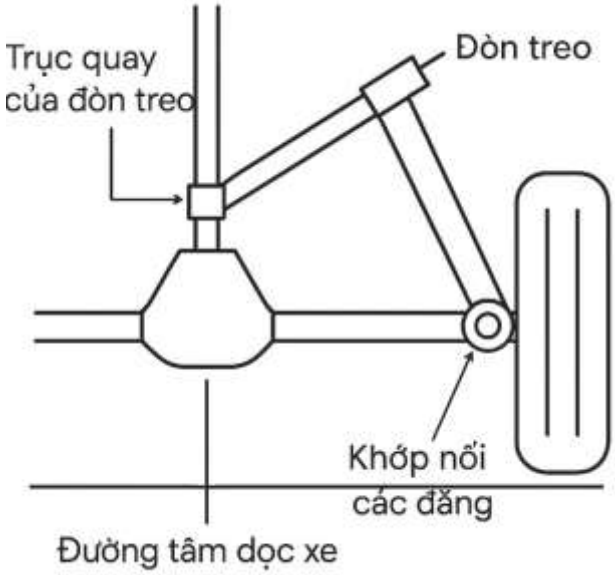
- Có khả năng điều chỉnh chiều cao thân xe khi xe chạy ở tốc độ cao
- Tăng độ ổn định của phần thân vỏ xe nhờ bố trí thêm một thanh ổn định

Khuyết điểm

- Kết cấu phức tạp, khó bảo dưỡng

- Giá thành cao

d. Hệ treo đòn chéo.



Hình 3.7. Hệ thống treo độc lập, phần tử đàn hồi lò xo, đòn chéo

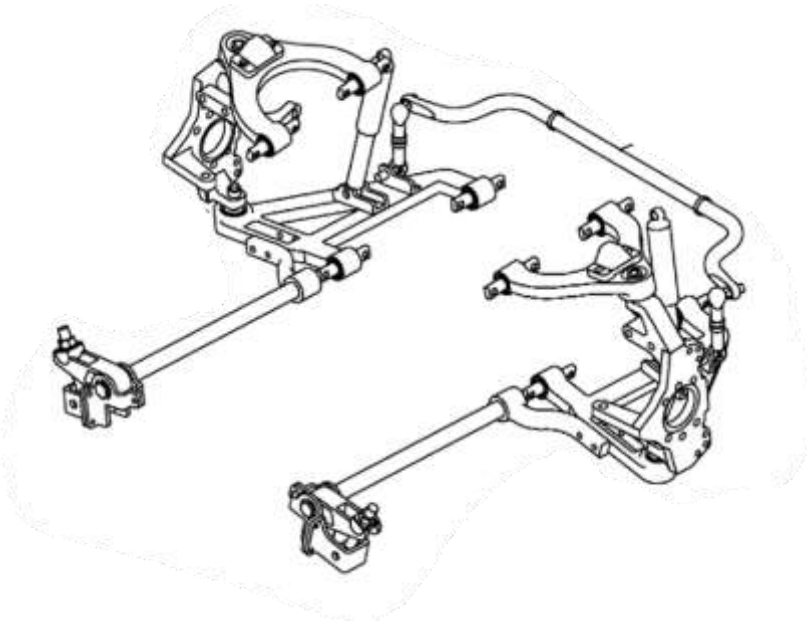
Ưu điểm

- Tăng độ cứng vững nên tăng khả năng chịu lực ngang
- Giảm thiểu sự thay đổi của góc đặt bánh xe (độ chụm, vết bánh xe và góc nghiêng ngang của trụ đứng) xảy ra do bánh xe dao động trong phương thẳng đứng.
- Kết cấu đơn giản và chiếm ít không gian.
- Dễ dàng bảo dưỡng

Nhược điểm

- Giá thành cao.

e. Hệ treo độc lập phần tử đàn hồi thanh xoắn.



Hình 3.8. Hệ thống treo độc lập, phần tử đàn hồi thanh xoắn

Ưu điểm

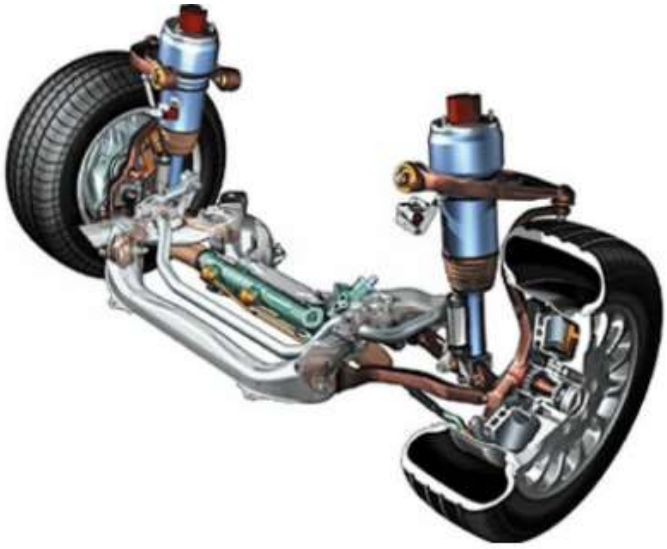
- Kết cấu, kích thước và trọng lượng của phần tử đàn hồi nhỏ.
- Không gian chiếm chỗ ít, bố trí thuận tiện
- Đảm bảo tính chịu lực cao cho xe trong mọi điều kiện .

Khuyết điểm

- Giá thành cao.
- Khả năng giảm chấn kém

f. Hệ thống treo loại khí

Phần tử đàn hồi khí được sử dụng hiều trong các ôtô có trọng lượng phần được treo lớn và thay đổi nhiều



Hình 3.9. Hệ thống treo khí nén

Ưu điểm

- Phần tử đàn hồi có thể tự thay đổi độ cứng của hệ thống treo bằng cách thay đổi áp suất bên trong phần tử đàn hồi.
- Giảm được độ cứng của hệ thống treo làm tăng độ êm dịu.
- Đẩy được sự cộng hưởng xuống vùng có tần số thấp hơn, giảm được gia tốc thẳng đứng của buồng lái, giảm được sự dịch chuyển của vỏ và bánh xe.
- Đường đặc tính của hệ thống treo khí là phi tuyến và tăng đột ngột trong cả hành trình nén và hành trình trả. Do đó khối lượng phần được treo và không được treo dù bị giới hạn do các dịch chuyển tương đối thì độ êm dịu của hệ thống vẫn lớn.
- Không có ma sát trong phần tử đàn hồi, trọng lượng phần tử đàn hồi bé, giảm được chấn động cũng như giảm được tiếng ồn từ bánh xe lên buồng lái.
- Có thể thay đổi được ví trí của vỏ xe với mặt đường tức là thay đổi được chiều cao chất tải.

Nhược điểm

- Phải bố trí thêm hệ thống cung cấp khí như bình chứa, máy nén.
- Hệ thống treo khí yêu cầu phải sử dụng thêm phần điều chỉnh hệ thống treo (điều chỉnh vị trí của thùng xe và điều chỉnh độ cứng của hệ thống treo).

- Kết cấu phức tạp.

3.3. Kết luận.

- Sau khi tìm hiểu và phân tích một số dạng hệ thống treo đang sử dụng thực tế, kết hợp với thực tế các xe tải hiện đang sử dụng trên thị trường, tình hình sản xuất của các công ty ôtô trong nước, ta chọn hệ thống treo cho cầu trước và cầu sau cho xe thiết kế là hệ thống treo phụ thuộc với phần tử đàn hồi là nhíp.
- Hệ thống treo này có kết cấu đơn giản, dễ sử dụng, sửa chữa và thay thế nên giá thành rất cạnh tranh. Kết cấu của hệ thống đơn giản nhưng vẫn đảm bảo được tính êm dịu của ôtô khi làm việc.
- Do một số tính chất mà chỉ có nhíp mới có được (vừa là bộ phận đàn hồi, vừa là bộ hướng và có thể tham gia giảm chấn). Mặc dù nhíp vẫn còn một số hạn chế nhưng vẫn có thể khắc phục được tương đối tốt một số điểm còn chưa hoàn thiện.
- Hệ thống treo cầu sau xe tải dùng hệ thống treo phụ thuộc loại nhíp lá (đây vừa là bộ phận đàn hồi vừa là bộ phận hướng), bộ phận giảm chấn dùng loại thủy lực, loại tác động 2 chiều.

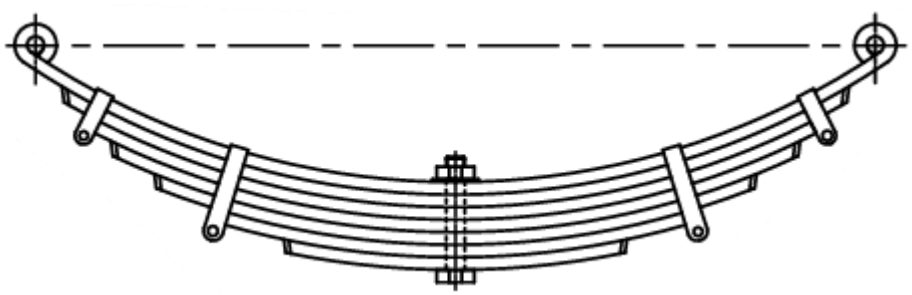
CHƯƠNG 4. THIẾT KẾ TÍNH TOÁN HỆ THỐNG TREO

4.1. Thiết kế kỹ thuật các phần tử.

4.1.1. Thiết kế nhíp.

Nhíp được làm từ các lá thép cong, sắp xếp lại với nhau theo thứ tự từ ngắn đến dài. Cụm nhíp được kẹp chặt lại với nhau ở vị trí giữa bằng một bulông định tâm.

Hai đầu của lá nhíp dài nhất (lá nhíp chính) được uốn cong tạo thành tai nhíp, mắt nhíp để gắn nhíp vào khung hay vào một dầm nào đó thông qua mõ nhíp và chốt nhíp.



Hình 4.1. Các thành phần chính của nhíp lá

Lá nhíp chính làm việc căng thẳng nhất nên người ta chế tạo lá nhíp chính dày hơn. Độ cong của mỗi lá nhíp được gọi là độ võng. Do lá nhíp ngắn có độ võng lớn hơn, nên độ cong của nó lớn hơn các lá nhíp dài. Khi bulông định tâm được xiết chặt các lá nhíp bị giảm độ võng một chút làm cho hai đầu lá phía dưới ép chặt vào lá phía trên.

Sơ đồ đơn giản nhất của hệ thống treo phụ thuộc là hai nhíp có dạng nửa elip.

Tính chất dịch chuyển của cầu đối với vỏ phụ thuộc vào thông số của nhíp. Tổng số khớp cả nhíp là sáu khớp (mỗi một nhíp có ba khớp). Lực dọc X và moment phản lực MY truyền lên khung qua nhíp.

Trong quá trình biến dạng, chiều dài của nhíp thay đổi nên hai tai nhíp bắt lên khung hoặc dầm có một đầu cố định còn một đầu di động.

Đối với nhíp sau đầu cố định ở phía trước đầu di động nằm ở phía sau, cách bố trí các đầu cố địnhvà di động này phụ thuộc vào mối quan hệ giữa hệ thống treo và các hệ thống khác.

Các lá nhíp chịu tải thì thớ trên chịu kéo, thớ dưới chịu nén nên tiết diện các lá nhíp có dạng như sau:

Một số nhược điểm chính của nhíp:

- Trọng lượng lớn.

Trọng lượng của nhíp nặng hơn tất cả các cơ cấu đàn hồi khác. Nhíp kể cả giảm chấn chiếm từ (5.5 + 8)% trọng lượng bản thân ôtô.

Do các ứng suất ban đầu, do trạng thái ứng suất phức tạp, do lực động và lặp lại nhiều lần. Độ mỏi của nhíp thấp hơn độ mỏi của phần tử đàn hồi là thanh xoắn. Để tăng tuổi thọ của nhíp người ta thực hiện các biện pháp sau:

Giảm bớt lực tác động lên nhíp. Để nhíp đỡ bị xoắn đầu nhíp đặt vào trong các gối cao su và đua thêm ụ đỡ phụ để giới hạn moment tác dụng lên nhíp khi phanh.

- Giảm ứng suất trong nhíp.

Bằng cách hạn chế biên độ trung bình của các dao động của bánh xe với thùng xe. Ta đưa thêm vào các phần tử đàn hồi phụ (như cao su làm việc chịu nén) và làm tăng sức cản của các giảm chấn.

Có thể giảm ứng suất bằng cách thay đổi tiết diện ngang của lá nhíp làm phân bố lại các ứng suất pháp tuyến trong lá nhíp. Khi nhíp chịu tải các lớp mặt trên của nhíp chịu kéo và các lớp mặt dưới chịu nén.

Vì giới hạn chịu mỏi của thép khi kéo kém hơn khi nén nên tiết diện ngang của lá nhíp nên làm vát hai đầu. Làm như vậy đường trung hòa sẽ dịch chuyển lên trên (so với kết cấu có tiết diện ngang là hình chữ nhật) làm cho ứng suất kéo giảm đi. Ngoài ra nó còn làm giảm ứng suất tập trung ở các góc tiết diện.

Đầu lá nhíp làm theo hình trái xoan và mỏng hơn thân sẽ làm tăng độ đàn hồi đầu lá nhíp. Đồng thời làm cho ứng suất trong nhíp phân bố đều hơn và ma sát giữa các lá nhíp ít đi.

- Tăng độ cứng bề mặt lá nhíp

Lá nhíp bị mỏi do ứng suất kéo, thường có vết nứt ở các góc của tiết diện hay trên mặt làm việc của các lá(do ma sát giữa các lá nhíp sinh ra ứng suất tiếp xúc cao kết hợp với điều kiện dao động gây nên)

Đường đặc tính của nhíp là đường thẳng

Đường đặc tính đàn hồi đòi hỏi phải là đường cong nhưng thực tế độ cứng của nhíp lại là hằng số. Vì thế cần phải làm cho độ cứng của nhíp thay đổi theo tải trọng. Có thể thay đổi độ cứng của nhíp một ít bằng cách đặt nghiêng móc treo nhíp (khoảng 50 khi không tải).

- Ma sát giữa các lá nhíp cần hạn chế bé hơn (5 + 8)%

Có thể làm giảm ma sát bằng cách bôi trơn tốt các lá nhíp, giảm số lá nhíp.

Đặt các tấm đệm giữa các lá nhíp không những làm giảm lực ma sát mà còn làm quy luật thay đổi lực ma sát tốt hơn.

4.1.2. Thiết kế giảm chấn.

4.1.2.1. Công dụng, phân loại, yêu cầu.

Công dụng:

Giảm chấn giúp duy trì sự ổn định của xe khi di chuyển trên các bề mặt không bằng phẳng, giảm thiểu hiện tượng lật xe hoặc mất kiểm soát.

Bằng cách kiểm soát chuyển động của lò xo và giảm thiểu rung lắc, giảm chấn giúp người lái có thể điều khiển xe một cách an toàn hơn, đặc biệt trong các tình huống khẩn cấp.

Giảm chấn giúp hấp thụ các cú sốc từ mặt đường, mang lại cảm giác êm ái và dễ chịu cho hành khách trong xe.

Bằng cách giảm thiểu lực tác động lên các bộ phận khác của hệ thống treo và khung xe, giảm chấn giúp kéo dài tuổi thọ của các linh kiện này.

Giảm chấn giúp cải thiện khả năng bám đường của lốp xe, từ đó nâng cao hiệu suất và khả năng xử lý của xe khi vào cua hoặc khi tăng tốc.

Giảm chấn cũng giúp giảm thiểu tiếng ồn và rung động từ mặt đường, tạo ra một không gian lái xe yên tĩnh hơn.

Yêu cầu:

Đảm bảo giảm trị số và sự thay đổi đường đặc tính của các dao động, đặc biệt là:

Dập tắt càng nhanh các dao động nếu tần số dao động càng lớn. Mục đích để tránh cho thùng xe khỏi bị lắc khi đi qua đường mấp mô lớn.

Dập tắt chậm các dao động nếu ôtô chạy trên đường ít mấp mô (độ lòi lõm của đường càng bé và dày).

Hạn chế các lực truyền qua giảm chấn đến thùng xe.

Làm việc ổn định khi ôtô chuyển động trong các điều kiện đường xá khác nhau và nhiệt độ không khí khác nhau.

Có tuổi thọ cao.

Trọng lượng và kích thước bé

Phân loại:

Người ta phân loại giảm chấn theo hai đặc điểm sau:

- Theo tỉ số của hệ số cản Kn trong hành trình nén (lúc lốp tiến gần đến khung) và hệ số cản Kt trong hành trình trả (lúc ôtô đi xa khung) ta có:
  + Loại tác dụng một chiều Kn=0. Chấn động chỉ được dập tắt ở hành trình trả tức là ứng với lúc bánh xe đi xa khung.
  + Loại giảm chấn hai chiều có đường đặc tính đối xứng. Chấn động bị dập tắt ở cả hai hành trình nén và trả.

+ Loại giảm chấn hai chiều có đường đặc tính không đối xứng. Chấn động bị dập tắt ở cả hai hành trình nén và trả.

- Theo van giảm tải
  + Loại có van giảm tải
  + Loại không có van giảm tải
  + Theo kết cấu
  + Loại đòn.
  + Loại ống.

4.1.2.2. Chọn phương án thiết kế bộ phân giảm chấn

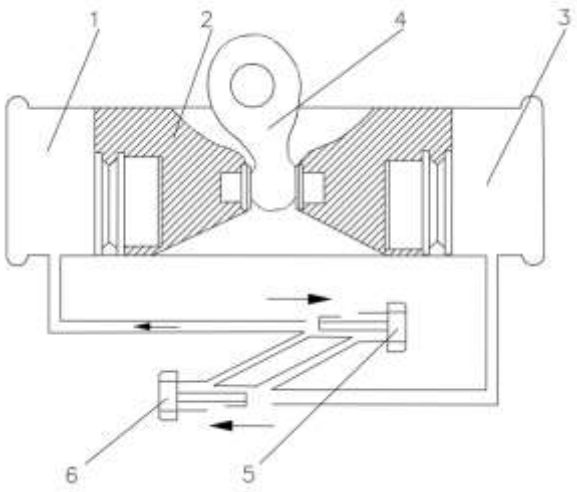
Nguyên lý làm việc:

Chất lỏng bị dồn từ buồng chứa này sang buồng chứa khác qua những van tiết lưu rất bé nên chất lỏng chịu sức cản chuyển động rất lớn. Sức cản làm dập tắt nhanh các chấn động và năng lượng của dao động bị mất biến thành nhiệt năng nung nóng chất lỏng chứa trong giảm chấn.

Từ nguyên lý trên ta có 2 kiểu giảm chấn đó là giảm chấn đòn và giảm chấn ống

a. Giảm chấn đòn

Giảm chấn đòn hai chiều có pittông kép 2. Trong đó có đặt các van ngược làm cho dầu ở bầu giảm chấn luôn chảy vào làm đầy buồng chứa 1 và 3. Pittông ngăn xi lanh ra làm hai buồng chứa 1 và 3.Thể tích của buồng 1 và 3 thay đổi khi pittông dịch chyển qua lại tương ứng với hành trình nén và trả nhờ cam quay 4 đặt vào giữa pittông kép.



Hình 4.2. Giảm chấn đòn

Trong hành trình nén nhẹ, pittông đi về bên phải, chất lỏng bị dồn từ buồng 3 qua buồng 1 qua một lỗ rất bé ở thanh van 5 và khe hở ở van 6, van 5 vẫn đóng. Khi bị nén mạnh áp suất dầu tăng lên thắng được lực cản của lò xo làm van 6 mở rộng. Chất lỏng chạy được qua buồng 1 dễ dàng.

Trong hành trình trả pittông dịch chuyển sang bên trái. Chất lỏng chảy từ buồng 1 qua buồng 3 qua lỗ rất bé ở thanh van 5, van 6 vẫn đóng. Khi trả mạnh áp suất chất lỏng tăng lên thắng được lực của lò xo làm van 5 mở chất lỏng đi qua buồng 3 dễ dàng.

Ưu điểm

Thể tích chất lỏng đi qua van bé giảm chấn ống nên tuổi thọ của van đảm bảo hơn.

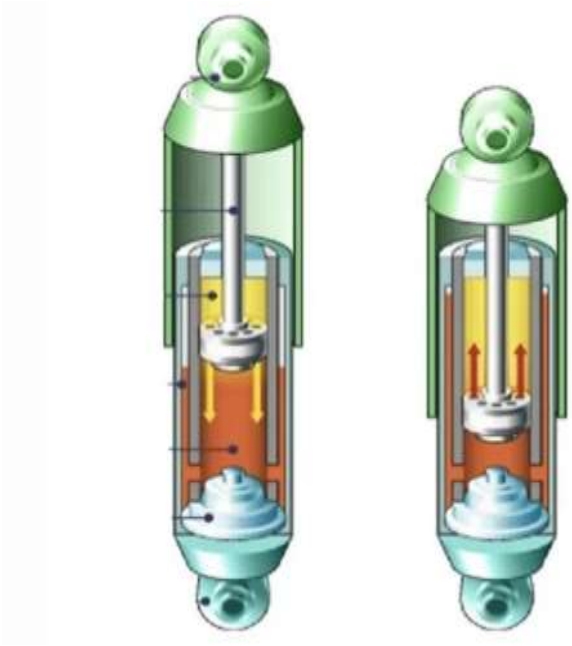
Nhược điểm

Giảm chấn làm việc với áp suất dầu rất lớn(25-40 MN/m2) làm ảnh hưởng đến trọng lượng của giảm chấn. Để đảm bảo giảm chất làm việc trong điều kiện đó giảm chấn phải có kết cấu đủ bền do đó trọng lượng lớn hơn loại giảm chấn ống.

b. Giảm chấn ống

Giảm chấn loại ống sẽ gồm một đầu nối trên nối với bộ phận được treo và đầu nối dưới sẽ nối với khung xe khi có dao động dầu thủy lực trọng ống sẽ được chuyển từ

khoang trên sang khoang dưới, dưới tác dụng của lực ép trên mặt ngăn cách giữa hai khoang có các lỗ nhỏ để dầu đi qua các lực tác dụng dưới sức cản của dầu thủy lực và sự ma sát trong ống sẽ được triệt tiêu từ từ



Hình 4.3. Giảm chấn ống

Ưu điểm:

- Cấu tạo đơn giản, dễ sản xuất và bảo dưỡng
- Giá thành rẻ so với các loại giảm chấn khác
- Phù hợp với nhiều loại xe và điều kiện làm việc khác nhau

Nhược điểm:

- Hiệu suất giảm chấn không cao bằng loại khí và điện tử
- Dễ bị nóng lên khi hoạt động ở cường độ cao do lực ma sát dẫn đến giảm hiệu suất giảm chấn

Kết luận:

Sau khi phân tích các loại giảm chấn, dựa trên các điều kiện làm việc của xe thiết kế, ta chọn giảm chấn loại tác dụng hai chiều dạng ống có đường đặc tính không đối xứng và có van giảm tải là phù hợp nhất.

4.2. Tính toán thiết kế các phần tử của hệ thống treo

4.2.1. 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 = 60 ÷ 80 lần/phút.

Chọn sơ bộ: n = 60 lần/ phút.

4.2.2. Xác định lực tác dụng lên nhíp.

4.2.2.1. Khi xe đầy tải.

Trọng lượng của xe lúc đầy tải là: 51850 [N]

Cầu trước: 1995 [KG]

Cầu sau: 3190 [KG]

Tải trọng tác dụng lên một bên nhíp cầu trước và một bên nhíp cầu sau là:

$$Z_{t1} = \frac{M_1.10}{2} = \frac{1995.10}{2} = 9975\,[\mathrm{N}]$$

$$Z_{t2} = \frac{M_2.10}{2} = \frac{3190.10}{2} = 15950\,[\mathrm{N}]$$

4.2.2.2. Khi xe không tải.

Trọng lượng của xe lúc không tải là: 31840 [N]

Cầu trước: 1681 [KG]

Cầu sau: 1503 [KG]

Tải trọng tác dụng lên một bên nhíp cầu trước và một bên nhíp cầu sau là:

$$Z_{t1'} = \frac{M_1'.10}{2} = \frac{1681.10}{2} = 8405\,[\mathrm{N}]$$

$$Z_{t2'} = \frac{M_2'.10}{2} = \frac{1503.10}{2} = 7515\,[\mathrm{N}]$$

4.2.3. Thiết kế nhíp trước

4.2.3.1. Chọn sơ bộ kích thước nhíp

Nhíp là một loại lò xo gồm nhiều lá thép mỏng ghép lại với nhau. Kích thước hình học của các nhíp sẽ là:

$L_1, L_2, L_k, ...L_n$ - Chiều dài các lá nhíp

h_k - Tiết diện lá nhíp

n - Số là nhíp

b- Chiều rộng lá nhíp

h_k - Chiều dày là nhíp thứ k

Chiều dài bộ nhíp L_n có thể chọn sơ bộ như sau:

Đối với xe tải:

$$L_n = (0,26 \div 0,35)L$$

Đối với nhíp trước của xe tải (L là chiều dài cơ sở của xe)

$$\Rightarrow L_n = (0,26 \div 0,35).3375 = 877 \div 1181[mm]$$

$$\text{Chọn } L_n = 1200[mm]$$

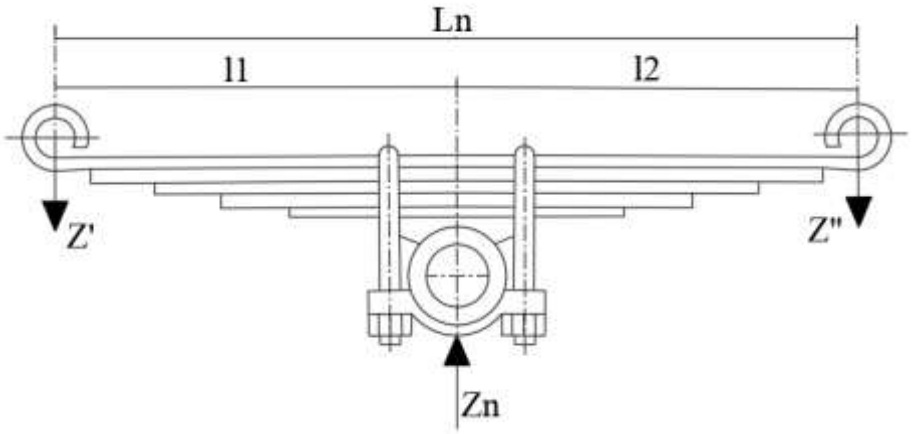
Dựa vào loại xe, tải trọng, kết cấu khung vỏ của xe ta có thể chọn sơ bộ các thông số:

Số là nhíp $n = 10$

Chiều rộng $b = 70(mm)$

Chiều dày $h_1 = h_2 = 8(mm); h_3 = h_4 = ...h_{11} = 8,5(mm)$

Chiều rộng b và chiều dày h_k thỏa mãn: $6 \le \frac{b}{h_k} = \frac{70}{8} = 8,75 \le 10$



Hình 4.4. Thông số kích thước nhíp

Lực tác dụng lên nhíp, khi bỏ qua các lực dọc tác dụng lên tai nhíp do quai treo đặt nghiên một góc α sinh ra (vì ảnh hưởng không lớn) gồm:

- Z_n : Lực tác dụng lên nhíp từ phía dầm cầu'

- $Z^{'}, Z^{"}$: Tải trọng thẳng đừng từ phần được treo tác dụng lên hai tai nhíp

Ở trạng thái tĩnh:

$$Z_n = Z_t = Z_{bx} - \frac{1}{2}\left(g_{bx} + g_c\right) \qquad (4.1)$$

Trong đó: Z_{bx} - Phản lực pháp tuyến tác dụng lên bánh xe

g_{bx}, g_c - Trọng lượng của các bánh xe và cầu được tính

Từ điều kiện cân bằng lực ta có:

$$Z^{'} = Z_n \frac{l_2}{(l_1 + l_2)} = Z_n \frac{l_2}{L_n} \text{ và } Z^{''} = Z_n \frac{l_1}{(l_1 + l_2)} = Z_n \frac{l_1}{L_n}$$

Mô men quán tính tổng của tiết diện $J_{\sum}$ nhíp (tại chỗ bắt nhíp với dầm cầu):

Theo công thức ở giáo trình sức bền vật liệu đã chứng minh được ta có:

$$J_{\sum} = \delta \frac{l_{h1}^2 l_{h2}^2}{3EL_h} \frac{Z_n}{f_n} = \delta \frac{l_{h1}^2 l_{h2}^2}{3EL_h} C_n \text{e3} \qquad (4.2)$$

Trong đó: C_n - Độ cứng của nhíp

$$C_n = \frac{Z_n}{f_n} \qquad (4.3)$$

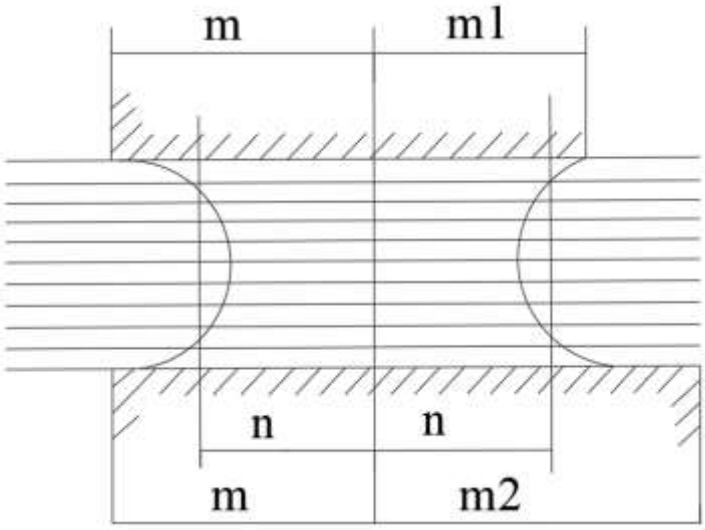
δ : Hệ số dạng nhíp, phụ thuộc chủ yếu vào kết cấu các đầu lá nhíp. Đối với nhíp lý tưởng có độ bền đều thì δ =1,5. Đối với các nhíp thực tế δ =1,25 ÷ 1,35 (Đối với ô tô tải và khách), δ =1,35 ÷ 1,45 (Đối với ô tô du lịch)

E = 2.10^5 [Mpa] : Mô đun đàn hồi của vật liệu

L_h, l_{h1}, l_{h2} : Chiều dài hiệu dụng của bộ nhíp và của hai nửa nhíp. Do nhíp bị ngàm chặt vào cầu ở phần giữa, nên chiều dài làm việc của nó nhỏ hơn chiều dài thực tế. Tuy vậy thực nghiệm cho thấy rằng phần nhíp nằm giữa các chi tiết kẹp chặt vẫn tham gia làm việc từng phần. Vì thế chiều dài hiệu dụng của nhíp có thể xác định như sau:

$$L_h = L_n - 2n, l_{h1} = (l_1 - n) \text{ và } l_{h2} = (l_2 - n)$$

$$\text{Với } n = \frac{2}{3}m \text{ hay } n = \frac{2}{3}\frac{(m_1 + m_2)}{2}$$



Hình 4.5. Biểu đồ ứng suất

Nếu nhíp lắp đối xứng tức $l_1 = l_2 = \frac{1}{2}L_n$ thì:

$$J_{\sum} = \delta \frac{l_{h1}^{3}}{48E} \frac{Z_n}{f_n} = \delta \frac{L_h^{3}}{48E} C_n$$

Hay: $J_{\sum} = \sum_{i=1}^{n} J_i$ với J_i - Mô men quán tính của lá nhíp thứ i. Nếu tiết diện là nhíp là hình chữ nhật và bộ nhíp gồm một số nhóm lá có chiều dày khác nhau thì:

$$J_i = \frac{b}{12} h_i^{3} \Rightarrow J_{\sum} = \frac{b}{12} \sum_{i=1}^{n} m_i h_i^{3} \qquad (4.4)$$

Trong đó:

k -Số nhóm các lá nhíp có chiều dài khác nhau

m_i - Số các lá nhíp có chiều dài h_i

h_i -Chiều dày các lá nhíp nhóm thứ i

b -Chiều rộng của lá nhíp

Như đã chọn sơ bộ ở trên chiều dày của hai lá nhíp thứ nhất và thứ hai là bằng nhau nên :

$$J_1 = J_2 = \frac{b}{12} h_i^3 = \frac{7}{12} 0,8^3 = 0,299[cm^4]$$

Chiều dày của các lá nhíp 3,4,5,6,7,8,9,10 là bằng nhau vì vậy momen quán tính cũng sẽ như nhau:

$$J_3 = J_4 = J_5 = J_6 = J_7 = J_8 = J_9 = J_{10} = \frac{b}{12} h_i^3 = \frac{7}{12} 0,85^3 = 0,358[cm^4]$$

Suy ra:

$$J_{\sum} = \sum_{i=1}^{n} m_i h_i^3 = 2.0,299 + 8.0,358 = 3,462[cm^4]$$

Với mục đích điều chỉnh độ bền cho các lá nhíp (tăng bền cho các lá nhíp phía trên), các lá nhíp có thể được chế tạo với một số nhóm có chiều dày khác nhau. Tuy vậy, số nhom thường không lớn hơn 3 và tỷ số chiều dày của lá dày nhất và lá mỏng nhất không lớn hơn 1,3 của hai lá kề nhạu không lớn hơn $1,1 \div 1,2$ tức là $k \leq 3$; $\left(h_{max} / h_{min}\right) \leq 1,3; (h_i / h_{i+1}) \leq 1,1 \div 1,2$

4.3.2.2. Chiều dài của các lá nhíp(l_i):

Xác định chính xác chiều dài của các lá nhíp rất phức tạp và chưa có phương pháp nào giải quyết triệt để. Hay dùng nhất là phương pháp do Parkhilopxki đề xuất. Lập luận của phương pháp này là: chiều dài các lá phải như thế nào để phân bố ứng suất trên các lá nhíp là hợp lý nhất.

Xét lá nhíp thứ i bất kỳ trong bộ nhíp, ta có thể thấy xảy ra 3 trường hợp phân bố ứng suất sau:

$$\sigma_{xi} < \sigma_i ; \sigma_{xi} > \sigma_i \text{ và } \sigma_{xi} = \sigma_i$$

Trong đó:

σ_{xi} - Ứng suất trong mặt phẳng đi qua đầu lá nhíp dưới

σ_i - ứng suất tại vị trí quang nhíp, nơi nhíp bị ngàm cứng vào cầu

Về quan điểm sử dụng hợp lý vật liệu thì biểu đồ c có $\gamma = 1$ là tối ưu nhất

Tuy vậy, biểu đồ này không phù hợp với lá nhíp chính vì ngoài tải trọng thẳng đứng thì nó còn chịu các lực dọc, ngang và các mô men khác

Biểu đồ b $\gamma > 1$ hoàn toàn bất hợp lý về mọi phương diện. Thực tế thường áp dụng biểu đồ a $\gamma < 1$ với giá trị γ khác nhau đối với các lá nhíp như trong bảng sau:

	Giá trị γ đối với các nhíp			
	Lá chính	Lá thứ 2	Lá thứ 3	Các lá khác
Có lá thứ 2 dài bằng lá chính	$0,6 \div 0,8$	$0,6 \div 0,8$	$0,9 \div 1$	1
Các lá có chiều dài bằng nhau	$0,5 \div 0,7$	$0,7 \div 0,9$	$0,9 \div 1$	1

Giá trị γ được chọn theo khoảng, vì nó còn phụ thuộc vào kết cấu của bộ nhíp. Nếu nhíp được nối bản lề với khung thì có thể lấy gần giới hạn dưới. Nếu các đầu nhíp được dặt trên các gối cao su thì lấy gần giới giạn trên

Khi đã chọn được giá trị γ và biết chiều dài lá nhíp chính $L_1 = \left[\left(L_n - d \right) / 2 \right]$ ta có thể xác định được chiều dài các nhíp theo diễn giải sau:

$$\sigma_{xi} = \frac{P_i\left(L_i - L_{i+1}\right)}{W_i} = \gamma_i\sigma_i \Rightarrow L_{i+1} - \frac{\gamma_i\sigma_i W_i}{P_i}$$

Hay: $L_{i+1} = L_i - x_i$, Ở đây: $x_i = \frac{\gamma_i\sigma_i W_i}{P_i}$

Mà: $\sigma_i = \frac{K_p P_1 L_1 y_i}{J_\sum}$

Trong đó:

P_1 - Lực tác dụng ở tai nhíp

$L_1 = l_1 - 0,5d$ - Cánh tay đòn từ điểm đặt P_1 đến ngàm

y_i - Khoảng cách từ đường trung hòa đến thớ chịu kéo xa nhất, nếu tiết diện đối xứng (chữ nhật) thì $y_i = \left(h_i / 2\right)$

K_p - Hệ số tính đến ảnh hưởng của lá nhíp dưới cùng đến sự phân bố không đều giữa các lá. K_p có thể xác định theo công thức

$$K_p = \left(1 - \alpha_{cc}\frac{J_{cc}}{J_\sum}\right)\frac{J_\sum}{J_\sum - J_{cc}} \qquad (4.5)$$

$$K_p = \left(1 - 1,2\frac{0,358}{3,462}\right)\frac{3,462}{3,462 - 0,358} = 0,97$$

Trong đó: J_{cc} - Mô men quán tính của tiết diện lá nhíp ngắn nhất, dưới cùng

α_{cc} - Hệ số tính đến sự tăng ứng suất trong lá nhíp ngắn nhất. Khi tính toán có thể sở bộ chọn $\alpha_{cc} = \left(1,2 \div 1,3\right)$. Sau đó khi đã xác định được chiều dài của tất cá các lá nhíp, có thể tính chính xác lại α_{cc} theo công thức:

$$\alpha_{cc} = \frac{P_{cc}\left(l_{cc} - 0,5d\right)J_\sum}{P_1\left(l_1 - 0,5d\right)J_{cc}} \qquad (4.6)$$

Thế giá trị của σ_i vào công thức tính x_i ta được

$$x_i = \frac{K_p \gamma_i \left(P_1 L_1\right) y_i}{J_\sum} \frac{W_i}{P_i} = \frac{K_p \gamma_i \left(P_1 L_1\right) J_i}{J_\sum P_i} \tag{4.7}$$

Áp dụng công thức đã xây dựng cho từng lá nhíp cụ thể, ta được:

Với lá nhíp thứ nhất:

$$L_1 = \frac{L_n}{2} = \frac{1100}{2} = 550[mm]$$

Với lá nhíp thứ 2 (i=1)

$$L_2 = L_1 - x_1$$

$$x_1 = \frac{K_p \gamma_1 \left(P_1 L_1\right) J_1}{J_\sum P_1} = \frac{K_p \gamma_1 L_1 J_1}{J_\sum} \tag{4.8}$$

$$x_1 = \frac{0,97.0,7.600.0,299}{3,462} = 35[mm]$$

$$L_2 = 600 - 35 = 565[mm]$$

Với lá nhíp thứ 3 (i=2)

$$L_3 = L_2 - x_2 = L_1 - \left(x_1 + x_2\right)$$

$$x_2 = \frac{K_p \gamma_2 \left(P_1 L_1\right) J_2}{J_\sum P_2} \tag{4.9}$$

Mà:

$$\sigma = \frac{\left(P_1 L_1 - P_2 L_2\right)}{W_1} = \frac{K_p P_1 L_1 y_1}{J_\sum} \Rightarrow P_2 = \frac{P_1 L_1}{L_2}\left(1 - \frac{K_p J_1}{J_\sum}\right) \tag{4.10}$$

Suy ra:

$$x_2 = \frac{K_p \gamma_2 \left(P_1 L_1\right) J_2}{J_\sum \dfrac{P_1 L_1}{L_2}\left(1 - \dfrac{K_p J_1}{J_\sum}\right)} = \frac{K_p \gamma_2 L_1 J_2}{J_\sum \beta_2} \tag{4.11}$$

Trong đó:

$$\beta_2 = \frac{L_1}{L_2}\left(1 - \frac{K_p J_1}{J_\sum}\right) \tag{4.12}$$

$$\beta_2 = \frac{600}{565}\left(1 - \frac{0,97.0,299}{3,462}\right) = 0,973$$

Sau khi tính toán ta xác định được:

$$x_2 = \frac{0,97.0,7.600.0,299}{3,462.0,973} = 36[mm]$$

$$L_3 = 600 - (35 + 36) = 529[mm]$$

Với lá nhíp thứ 4 (i=3)

$$L_4 = L_3 - x_3 = L_2 - (x_1 + x_2 + x_3)$$

$$\beta_3 = \frac{L_2}{L_3} - \frac{L_1}{L_3}\frac{K_p J_2}{J_\sum \beta_2} = \frac{565}{529} - \frac{600}{529}\frac{0,97.0,299}{3,462.0,973} = 0,97$$

$$x_3 = \frac{K_p \gamma_3 L_1 J_3}{J_\sum \beta_2 \beta_3} = \frac{0,97.0,95.600.0,358}{3,462.0,973.0,97} = 60[mm]$$

$$L_4 = L_3 - x_3 = 529 - 60 = 469[mm]$$

Với lá nhíp thứ 5 (i=4)

$$L_5 = L_4 - x_4 = L_1 - (x_1 + x_2 + x_3 + x_4)$$

$$\beta_4 = \frac{L_3}{L_4} - \frac{L_1}{L_4}\frac{K_p J_3}{J_\sum \beta_2 \beta_3} = \frac{529}{469} - \frac{600}{469}\frac{0,97.0,358}{3,462.0,973.0,97.} = 0,99$$

$$x_4 = \frac{K_p \gamma_4 L_1 J_4}{J_\sum \beta_2 \beta_3 \beta_4} = \frac{0,97.1.600.0,358}{3,462.0,973.0,97.0,99} = 62[mm]$$

$$L_5 = L_4 - x_4 = 469 - 62 = 407[mm]$$

Công thức tổng quát:

$$L_n = L_{n-1} + x_{n-1} \quad (4.13)$$

$$\beta_{n-1} = \frac{L_{n-1}}{L_n} - \frac{L_1}{L_n} \frac{K_p J_{n-1}}{J_\sum \prod_{i=2}^{n-1} \beta_i}; x_{n-1} = \frac{K_p \gamma_{n-1} L_1 J_{n-1}}{J_\sum \prod_{i=2}^{n-1} \beta_i} \quad (4.14)$$

Tương tự áp dụng cách tính phía trên cho tất cả các lá nhíp còn lại ta lập bảng số liệu để dễ theo dõi theo công thức tổng quát sau:

Bảng 4.1. Kích thước các lá nhíp hệ thống treo trước

Chiều dài lá nhíp (mm)	x (mm)	β
$L_1 = 0,5L_n = 600$	-	-
$L_2 = L_1 - x_1 = 565$	$x_1 = 35$	-
$L_3 = L_2 - x_2 = 529$	$x_2 = 36$	$\beta_2 = 0,973$
$L_4 = L_3 - x_3 = 469$	$x_3 = 60$	$\beta_3 = 0,97$
$L_5 = L_4 - x_4 = 407$	$x_4 = 62$	$\beta_4 = 0,99$
$L_6 = L_5 - x_5 = 345$	$x_5 = 62$	$\beta_5 = 0,998$
$L_7 = L_6 - x_6 = 283$	$x_6 = 62$	$\beta_6 = 0,999$
$L_8 = L_7 - x_7 = 221$	$x_7 = 62$	$\beta_7 = 1,00$
$L_9 = L_8 - x_8 = 159$	$x_8 = 62$	$\beta_8 = 1,00$
$L_{10} = L_9 - x_9 = 97$	$x_9 = 62$	$\beta_9 = 1,00$

4.2.3.3. Tính chính xác biến dạng và độ cứng của nhíp

Thực tế cho thấy rằng: ccas kích thước chinhs của nhíp xác định ở phần trên có hệ số không đảm bảo đúng độ võng hay độ cứng yêu cầu của nhíp do giá trị của hệ số nhíp $\delta = 1 \div 1{,}5$ được chọn gần đúng. Ngoài ra khi xác định δ người ta còn giả thiết rằng diện tích bắt chặt nhíp lên dầm cầu là bằng không, điều đó là không sát thực tế. Vì vậy trong thực tế, các lá nhíp sau lá nhíp chính cần phải được làm dài hơn.

Do những nhược điểm trên của các tính toán đã đơn giản hóa, việc xây dựng công thức cho phép xác định chính xác độ võng hay độ cứng của một bộ nhíp được thiết kế cụ thể là cần thiết

$$C = \frac{6E\alpha}{\sum_{k=1}^{n} a^3{}_{k+1}\left(Y_k - Y_{k+1}\right)} \tag{4.15}$$

Trong đó:

α - Hằng số thực nghiệm $\alpha = 0{,}85$

E - Môđun đàn hồi của vật liệu khi uốn,

$$E = 2.10^5 MN/m^2$$

$$a_k = l_1 - l_k (k - 2 \div n)$$

l_k - Chiều dài nửa lá nhíp thứ k

$$Y_k = \frac{1}{I_k}; Y_{n+1} = 0$$

$$I_1 = J_1, I_2 = J_1 + J_2, ..., I_k = J_1 + J_2 + ... + J_k$$

Bảng 4.2. Bảng xác định độ cứng hệ thống treo trước

Số hiệu lá nhíp k	l_k (cm)	$a_{k+1} = l_1 - l_{k-1}$	J_k	$Y_k = 1/J_k$	$Y_k - Y_{k+1}$	$a^3{}_{k+1}$	$a^3{}_{k+1}(Y_k - Y_{k+1})$
1	60	-	0,299	3,35			
2	56,5	3,5	0,598	1,67	1,68	42	70.56

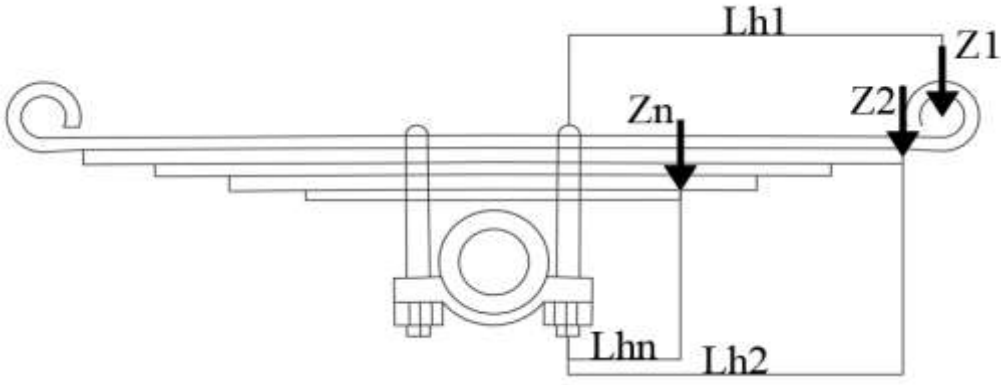
3	52,9	7,1	0,956	1,04	0,63	358	225.54
4	46,9	13,1	1,314	0,76	0,28	2248	629.44
5	40,7	19,3	1,672	0,56	0,2	7189	1437.8
6	34,5	25,5	2,03	0,5	0,06	16581	994.86
7	28,3	31,7	2,388	0,41	0,09	31855	2866.95
8	22,1	37,9	2,746	0,36	0,15	54439	8165.85
9	15,9	44,1	3,104	0,33	0,03	85766	2572.98
10	9,7	50,3	3,462	0,29	0,04	127263	5090.52
-	-	60	-	-	0,29	216000	62640
					$\sum a^3_{k+1}(Y_k - Y_{k+1}) = 84694$		

$$C = \frac{6E\alpha}{\sum_{k=1}^{n} a^3_{k+1}\left(Y_k - Y_{k+1}\right)} = \frac{0,83.6.2.10^5}{84694} = 11Kgcm$$

4.2.3.4. Tính bền nhíp

a. Ứng suất uốn của nhíp

Khi chịu tải trọng tác dụng các lá nhíp sẽ chịu môt ứng suất uốn nhất định để tính được ứng suất của từng lá nhíp để đảm bảo điều kiện bền thì ta phải tính được tải trọng tác dụng lên từng lá nhíp.



Hình 4.6. Sơ đồ tải trọng tác dụng lên lá nhíp

Để xác định được hệ phản lực tại đầu nhíp $Z_1, Z_2, ..., Z_n$ ta có hệ phương trình như sau:

$$\begin{aligned}
&A_1Z_1 + B_1Z_2 + C_1Z_3 = 0\\
&A_2Z_2 + B_2Z_3 + C_2Z_4 = 0\\
&A_3Z_3 + B_3Z_4 + C_3Z_5 = 0\\
&...\\
&A_kZ_k + B_kZ_{k+1} + C_kZ_{k+2} = 0
\end{aligned}$$

Trong đó: Z_1 - Tải trọng tác dụng lên đầu lá híp chính

$Z_2, Z_3, ..., Z_n$ - Các phản lực cần phải tìm

Các hệ số A_k, B_k, C_k được xác định theo chiều dài hiệu dụng của các lá nhíp và mô men quán tính mặt cắt ngang theo công thức sau:

$$A_k = 0,5\frac{J_{k+1}}{j_k}\left(3\frac{L_k}{L_{+1}} - 1\right) \qquad (4.16)$$

$$` B_k = -\left(1 + \frac{J_{k+1}}{J_k}\right) \qquad (4.17)$$

$$C_k = 0,5\left(\frac{L_{k+2}}{L_{k+1}}\right)\left(3\frac{L_{k+1}}{L_{k+2}} - 1\right) \qquad (4.18)$$

Để đảm bảo tính chính xác ta sử dụng phần mềm matlab để giải hệ phương trình trên, các thông số ban đầu cũng như phương trình tính toán như sau:

Nhập dữ liệu ban đầu

h=0.85*ones(1,10); h(1)=0.8;h(2)=0.8; b=7; Q=997.5; d=12;

l(1)=60;l(2)=56.5;l(3)=52.9;l(4)=46.9;l(5)=40.7;l(6)=34.5;
l(7)=28.3;l(8)=22.1;l(9)=15.9;l(10)=9.7;

Tính các hệ số cần thiết

```
Jk=b*h.^3/12;Jk1=Jk(2:10);Jk=Jk(1:9);

Lk=l(1:9);Lk1=l(2:10);

A=0.5*Jk1./Jk.*(3*Lk./Lk1-ones(1,9));

Bk=-(1+Jk1./Jk);

C=0.5*(Lk1./Lk).^3.*(3*Lk./Lk1-ones(1,9));

p=zeros(9,1);p(1)=-Q/2*A(1);

Ak=A(2:9);Ck=C(1:8);
```

Thiết lập ma trận hệ số

```
M=diag(Ak,-1)+diag(Bk)+diag(Ck,1);
```

Tính toán các phản lực tác dung lên đầu các lá nhíp

```
X=inv(M)*p
```

Sau đó ta lập bảng tính toán bền cho các lá nhíp dựa trên các công thức dưới đây:

Mô men uốn tại điển tỳ giữa lá nhíp trên với lá nhíp dưới:

$$M_{Ak} = Z_k \left(L_k - L_{k+1} \right) \quad \text{[N.m]} \tag{4.19}$$

Ứng suất uốn tại điểm tỳ

$$\sigma_{u(Ak)} = \frac{M_{Ak}}{W_{uk}} \quad [N.m^2] \tag{4.20}$$

Trong đó: W_u - Momen chống uốn của lá nhíp thứ k, xác định bằng

$$W_{uk} = \frac{b.h_k^2}{6} \quad [m^3] \tag{4.21}$$

Đối với lá nhíp cuối cùng không có phản lực tỳ từ lá dưới tác dụng lên nên lá nhíp được tính bền tại vị trí ngàm (vị trí bu lông quang nhíp)

Momen uốn lá nhíp cuối cùng

$$M_{cc} = Z_{cc}.L_{cc}\,[\text{N.m}] \tag{4.22}$$

Ứng suất uốn lá nhíp cuối cùng

$$\sigma_{ucc} = \frac{M_{cc}}{W_{ucc}}\ [N.m^2] \tag{4.23}$$

Bảng 4.3. Ứng suất tác dụng lên nhíp trước

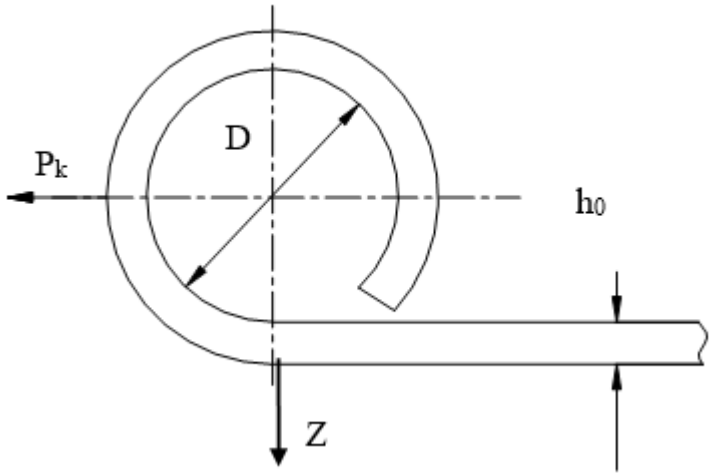
Lá số	W_{uk}	M_{Ak}	$\sigma_{u(Ak)}$
1	$7,46.10^{-7}$	17,4	$23,32.10^6$
2	$7,46.10^{-7}$	20	$26,8.10^6$
3	$8,43.10^{-7}$	37,2	$44,1.10^6$
4	$8,43.10^{-7}$	43,1	$51,1.10^6$
5	$8,43.10^{-7}$	48,7	$57,7.10^6$
6	$8,43.10^{-7}$	55,4	$65,7.10^6$
7	$8,43.10^{-7}$	63,2	$74,9.10^6$
8	$8,43.10^{-7}$	72,1	$85,5.10^6$
9	$8,43.10^{-7}$	80,4	$95,3.10^6$
10	$8,43.10^{-7}$	123,2	$146,1.10^6$

Sau khi tính toán ứng suất uốn của các lá nhíp đem so sánh với ứng suất cho phép của các lá nhíp $[\sigma_u] = 500.10^6\,[N.m^2]$

$$\left[\sigma_{u(Ak)}\right] < [\sigma_u] \Rightarrow \text{Nhíp đảm bảo bền}$$

b.Tính bền tai nhíp

Sơ đồ tính bền tai nhíp được biểu diễn trên hình dưới đây



Hình 4.7. Biên dạng tai nhíp

D - Đường kính trong của tai nhíp (Chọn D=50mm)

h_0 - Chiều dày của lá nhíp chính (h_0=8mm)

B - Chiều rộng lá nhíp (b=70)

Tai nhíp chịu lực kéo P_k hay lực phanh P_p. Trị số của lực này được xác định theo công thức

$$P_{k\max} = P_{p\max} = \varphi.Z_{bx} \quad (4.24)$$

Trong đó:

φ - Hệ số bám (Chọn φ=0,7)

Z_{bx} - Phản lực từ đường lên một bánh xe, Z_{bx}=9950 N

$$P_{k\max} = 0,7.9950 = 6965N$$

Ứng suất uốn ở tai nhíp là:

$$\sigma_{uon} = \frac{M_u}{W_u}; W_u = \frac{2bh^2}{6}; M_u = P\frac{D+2h}{2} \quad (4.25)$$

$$\sigma_{uon} = \frac{6P(D+2h)}{4bh^2} = \frac{6.6965.(50+2.8)}{4.70.8^2} = 153\left(N/mm^2\right)$$

Ứng suất nén hoặc kéo ở tai nhíp là:

$$\sigma_{nen} = \frac{P_{k\max}}{2bh_0} = \frac{6965}{2.70.8} = 6,21\left(N/mm^2\right)$$

Ứng suất tổng hợp cho phép:

$$\sigma_{th} = 350N/mm^2$$

Ta thấy:

$$\sigma_{th} \geq \sigma_{uon} + \sigma_{nen} \Rightarrow \text{ Tai nhíp đủ bền}$$

c. Tính kiểm tra chốt nhíp

Đường kính chốt nhíp được chọn bằng đường kính trong danh nghĩa của tai nhíp

$$D_{chot} = 50mm$$

Chọn vật liệu chế tạo chốt nhíp là théo cacbon trung bình có thành phần các bon (40X) thì ứng suất chèn dập cho phép là:

$$\sigma_{cd} = 3 \div 4N/mm^2$$

Kiểm nghiệm theo ứng suất chèn dập:

$$\sigma_{cd} = \frac{\sqrt{Z^2 + P^2}}{Db} = \frac{\sqrt{9950^2 + 6965^2}}{50.70} = 3,4N/mm^2 \qquad (4.26)$$

Ứng suất chèn dập sinh ra nhỏ hơn ứng suất cho phép của vật liệu vậy chốt đủ bền

4.2.4. Tính toán bộ phận giảm chấn trước.

4.2.4.1. Tính toán lực cản của giảm chấn

Hệ số cản của hệ thống treo K góp phần quan trọng, nó tạo ra độ êm dịu của xe. Tương tự bộ phận đàn hồi, tùy thuộc cách lắp giảm chấn trên xe. Hệ số cản của giảm chấn K_{gn} có thể bằng hoặc không bằng hệ số cản của hệ thống treo.

Hệ số cản của hệ thống treo:

$$\Psi = \frac{K_{tr}}{2\sqrt{CM}} \qquad (4.27)$$

Trong đó:

Ψ - Hệ số dập tắt chấn động $(\Psi = 0,15 \div 0,3)$ chọn $\Psi = 0,2$

C -Độ cứng của hệ thống treo C = 150000 Nm

M - Khối lượng được treo tính trên một bánh xe, M=995 Kg

K_{tr} - Hệ số cản của hệ thống treo

$$K_{treo} = 2\Psi\sqrt{CM} \qquad (4.28)$$

$$= 2.0,2.\sqrt{150000.995}$$
$$= 4886Ns/m$$

Hệ số cản của giảm chấn:

Hệ số cản trung bình của giảm chấn:

$$K_g = \frac{K_{treo}}{\cos\alpha} \tag{4.29}$$

Trong đó:

K_{treo} - Hệ số cản của hệ thống treo

α - Góc nghiên của giảm chấn $\alpha = 20^0$

$$K_g = \frac{4886}{\cos 20^0} = 5137 Ns/m$$

Lại có quan hệ:

$$\frac{K_{tr}}{K_n} = 2,5 \div 3 \text{ Chọn } \frac{K_{tr}}{K_n} = 2,75$$

$$K_n + K_{tr} = 2K_g$$

Trong đó:

K_n - Hệ số giảm chấn lúc nén

K_{tr} - Hệ số giảm chấn lúc trả về

Với giảm chấn, lực cản ở hành trình trả thường lớn hơn ở hành trình nén với mục đích, khi bánh xe đi qua chỗ gồ ghề thì giảm chấn bị nén nhanh cho nên không truyền lên khung xe những xung lực lớn ảnh hưởng đến độ bền khung xe và sức khoẻ người trong xe. Do đó năng lượng được hấp thụ vào chủ yếu là ở hành trình trả.

Giải hệ phương trình trên ta được:

$$K_{tr} = 7166 Ns/m$$
$$K_n = 2605 Ns/m$$

Xác định lực cản của giảm chấn

Lực cản của giảm chấn trong hành trình nén:

$$P_n = K_n.V_g \quad (4.30)$$

Trong đó: V_g - Tốc độ piston trong hành trình nén

$$V_g = 0,3m/s$$

$$P_n = 2605.0,3 = 781,5(N)$$

Lực cản của giảm chấn khi nén mạnh

$$P_{\max} = P_n + K'_n\left(V_{g\max} - V_g\right) \quad (4.31)$$

Trong đó:

$V_{g\max}$ - Tốc độ piston khi nén mạnh, $V_{g\max} = 0,6m/s$

K'_n - Hệ số cản giảm chấn khi nén mạnh, $K'_n = 0,6K_n$

$$P_{\max} = 781,5.1563.(0,6-0,3) = 1250,4\,\mathrm{N}$$

Lực cản của giảm chấn trong hành trình trả

$$P_{tr} = K_{tr}.V_{gtr} \quad (4.32)$$

Trong đó:

V_{gtr} - Tốc độ piston trong hành trình trả, $V_{gtr} = 0,3m/s$

$$P_{tr} = 7166.0,3 = 2149,8N$$

Lực cản của giảm chấn khi trả mạnh

$$P_{\max} = P_{tr} + K'_{tr}\left(V_{gtr\max} - V_{gtr}\right) \quad (4.33)$$

Trong đó:

$V_{gtr\max}$ - Tốc độ piston khi nén mạnh

$$V_{gtr\max} = 0,6m/s$$

K'_{tr} - Hệ số cản giảm chấn khi nén mạnh,

$$K'_{tr} = 0,6K_{tr}$$

$$P_{tr\max} = 2149,8 + 0,6.7166.(0,6 - 0,3) = 3440N$$

4.2.4.2. Xác định kích thước và các thống số cơ bản của giảm chấn

Đường kính piston (d_p): Đường kính piston là kích thước kết cấu chính của giảm chấn. (d_p)được chọn thế nào để áp suất chất lỏng tương ứng với $P_{g\max}$ không vượt quá $2,5 \div 5,0$ Mpa và nhiệt độ đốt nóng giảm chấn không vượt quá $100 \div 120^0 C$ (ở thành ngoài)

$d_p = 22 \div 27mm$ (Đối với xe tải nhỏ)

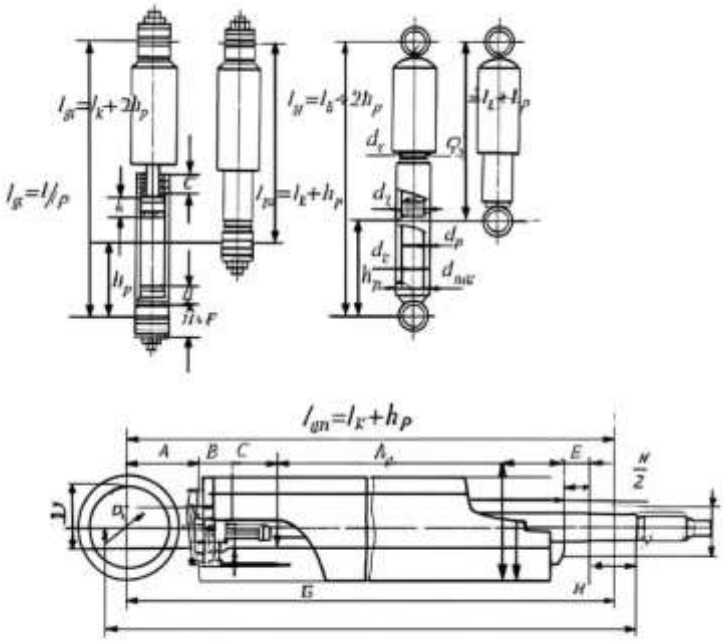
Chọn $d_p = 25mm$

Đường kính cần $\left(d_c\right)$: Được lấy phụ thuộc theo đường kính piston

$$d_c = \left(0,4 \div 0,5\right)d_p$$

$$d_c = 0,45.25 = 11,25mm$$

Chiều dài kết cấu của giảm chấn l_k: Chiều dài kết cấu của giảm chấn là tổng chiều dài các bộ phận cấu thành nó bao gồm:



Hình 4.8. Kích thước giảm chấn trước

A: Chiều dài một nửa tai và chiều dày đáy giảm chấn. Kích thước tai giảm chấn được chọn sao cho ứng suất trên bề mặt các ống lót cao su lắp trong tai không vượt quá giới hạn cho phép. Kích thước tai cũng không được quá lớn vì sẽ làm tăng kích thước và trọn lượng giảm chấn. Thường thường đường kính tai $D_t = 1,35d_p$=33,75mm

B = $(0,4 \div 0,9)d_p$=15mm: Chiều dài cụm van nén ở dưới đáy giảm chấn

C = $(0,75 \div 1,1)d_p$=22mm: Chiều dài piston giảm chấn và các van bố trí trên nó

E = $(0,75 \div 1,5)d_p$ =20mm:Chiều dài bộ phận dẫn hướng cần, các chi tiết làm kín và các chi tiết khác ở đầu trên của giảm chấn

F: Chiều dài phần nhô ra của cần giảm chấn

H/2: Khoảng cách từ phần nhô ra trên cần đến đường tương ứng với vị trí thùng xe mà giảm chấn lắp nối với nó, H + F = $(1,1 \div 1,5)d_p$=35mm

Chiều dài kết cấu giảm chấn thường không vượt quá $5\,d_p$ và không nhỏ hơn $2{,}5\,d_p$, tức là $l_k = \sum l_i = (2{,}5 \div 5) d_p$

Hành trình piston h_p: thường không vượt quá $(7 \div 8) d_p$. Trong hệ thống treo độc lập, giảm chấn được đặt trên các đòn có tỉ số truyền i=$(1{,}8 \div 2{,}2)$, vì thế hành trình giảm chấn i lần nhỏ hơn hành trình dao động của trục bánh xe và $h_p \approx 100\,\text{mm}$.

Chiều dài giảm chấn: có hai giá trị giới hạn là $l_{gt} = (l_k 2h_p)$ và $l_{gn} = (l_k + h_p)$

Thể tích buồng điền đầy:quan hệ chắt chẽ với đường kính cần và xi lanh giảm chấn. Thể tích này cần phải đủ lớn (bằng khoảng $2 \div 4$ thể tích cần để làm việc ở hành trình nén, chất lỏng bị ép sang buồng điền đầy không làm áp suất dư của không khí tăng lên quá cao (thường khoảng $8 \div 10$ Pa

$$V_b \geq (2 \div 4) V_c hay \frac{\pi\left[\left(d_{ngc} - 2\delta_t\right)^2 - \left(d_p + 2\delta_t\right)^2\right]}{4} l_g \geq (2 \div 4) \frac{\pi d_c^2}{4} l_g$$

Hay:

$$d_{ngc} \geq \sqrt{(2 \div 4) d_c^2 + \left(d_p + 2\delta_t\right)^2} + 2\delta_t \qquad (4.34)$$

Ở đây: $\delta_t = 1{,}5 \div 2{,}5 mm$ - Chiều dày thành giảm chấn (Chọn $\delta_t = 2$)

$$d_{ngc} \geq \sqrt{3.11,25^2 + (25 + 2.2)^2} + 2.2$$
$$d_{ngc} \geq 39mm$$

Chọn $d_{ngc} = 40\,\text{mm}$

4.2.4.3. Xác định tiết diện lưu thông của các van

Gọi lưu lượng chất lỏng do piston ép đi qua các van trong một giây khi giảm chấn làm việc là Q_v, ta có

$$Q_v = F_p V_g = \mu_v f_v \sqrt{\frac{2gp}{\gamma}} \quad (4.34)$$

Suy ra:

$$f_v = \frac{F_p V_g}{\mu_v}\sqrt{\frac{\gamma}{2gp}} = \frac{F_p V_g}{\mu_v p}\sqrt{\frac{\gamma p}{2g}} = \frac{F_p^2}{\left(\frac{pF_p}{V_g}\right)\mu_v}\sqrt{\frac{\gamma p}{2g}} = \frac{F_p^2}{K_g \mu_v}\sqrt{\frac{\gamma p}{2g}} \quad (4.35)$$

Trong đó:

f_v - Diện tích tiết diện lưu thông của van

μ_v - Hệ số lưu lượng, khi tính toán có thể cho bằng $0,6 \div 0,7$

p - Áp suất chất lỏng trong các khoang của giảm chấn Mpa (khác nhau đối với hành trình nén và trả

γ - Trọng lượng riêng của chất lỏng, đối với dầu giảm chấn có thể lấy bằng 910 Kg/m^3

g - Gia tốc trọng trường

F_p - Diện tích ép chất lỏng hiệu dụng của piston giảm chấn. Diện tích này khác nhau ở hành trình nén và trả

Đối với hành trình nén:

$$F_p = \frac{\pi d_p^2}{4} \quad (4.36)$$

$$F_p = \frac{\pi .25^2}{4} = 490mm$$

Đối với hành trình trả:

$$F_p = \frac{\pi(d_p^2 - d_c^2)}{4} \quad (4.37)$$

$$F_p = \frac{\pi(25^2 - 11,25^2)}{4} = 391mm$$

Vậy tiết diện lưu thông qua các van ở hành trình nén và trả:

Hành trình nén

$$f_{vnen} = \frac{F_p^2}{K_g \mu_v}\sqrt{\frac{\gamma p}{2g}} = \frac{0,490^2}{2605}\sqrt{\frac{910.78}{2.10}} = 0,005m = 5mm$$

Đường kính lỗ van nén:

$$f_{vnen} = \frac{n.\pi.d^2}{4} = 5mm$$

Chọn số lỗ van n=4 $\Rightarrow$ d = 1,5 mm

Hành trình trả

$$f_{vtra} = \frac{F_p^2}{K_g \mu_v}\sqrt{\frac{\gamma p}{2g}} = \frac{0,391^2}{7166}\sqrt{\frac{910.214}{2.10}} = 0,003m = 3mm$$

Đường kính lỗ van trả:

$$f_{vnen} = \frac{n.\pi.d^2}{4} = 3mm$$

Chọn số lỗ van n=4 $\Rightarrow$ d = 1 mm

4.2.5. Tính toán thiết kế nhíp sau phụ

4.2.5.1. Tính toán chiều dài các lá nhíp

Đối với nhíp sau bởi vì có cả nhíp chính và nhíp phụ nên tải trong phân bố lên nhíp chính sẽ là 70% nhíp phụ sẽ là 30% $Z_p = 478,5[Kg]$

Tương tự như nhíp sau chính nhíp sau phụ được thiết kế nhằm đảm bảo độ cứng vững cho xe và tăng khả năng ổn định cho xe, ta tính toán như trên và lập bảng tính toán chiều dài cũng như là độ cứng của nhíp sau phụ:

Chọn: $L_p = 1200(mm)$

Số là nhíp $n = 7$

Chiều rộng: $b = 80(mm)$

Chiều dày: $h_1 = h_2 = 8,5(mm); h_3 = h_4 = ...h_{11} = 9(mm)$

Chiều rộng b và chiều dày h_k thỏa mãn: $6 \le \frac{b}{h_k} = \frac{80}{9} = 8,88 \le 10$

Công thức tổng quát:

$$L_n = L_{n-1} + x_{n-1}$$

$$\beta_{n-1} = \frac{L_{n-1}}{L_n} - \frac{L_1}{L_n}\frac{K_p J_{n-1}}{J_\sum \prod_{i=2}^{n-1}\beta_i}; x_{n-1} = \frac{K_p \gamma_{n-1} L_1 J_{n-1}}{J_\sum \prod_{i=2}^{n-1}\beta_i}$$

Bảng 4.4. Kích thước lá nhíp sau phụ

Chiều dài lá nhíp (mm)	x (mm)	β
$L_1 = 0,5L_p = 600$	-	-
$L_2 = L_1 - x_1 = 549$	$x_1 = 51$	-
$L_3 = L_2 - x_2 = 496$	$x_2 = 53$	$\beta_2 = 0,96$
$L_4 = L_3 - x_3 = 425$	$x_3 = 71$	$\beta_3 = 0,95$
$L_5 = L_4 - x_4 = 348$	$x_4 = 77$	$\beta_4 = 0,93$
$L_6 = L_5 - x_5 = 255$	$x_5 = 93$	$\beta_5 = 0,92$
$L_7 = L_6 - x_6 = 162$	$x_6 = 93$	$\beta_6 = 0,92$

4.2.5.2. Tính toán độ cứng của nhíp sau phụ:

Bảng 4.5. Độ cứng nhíp sau phụ

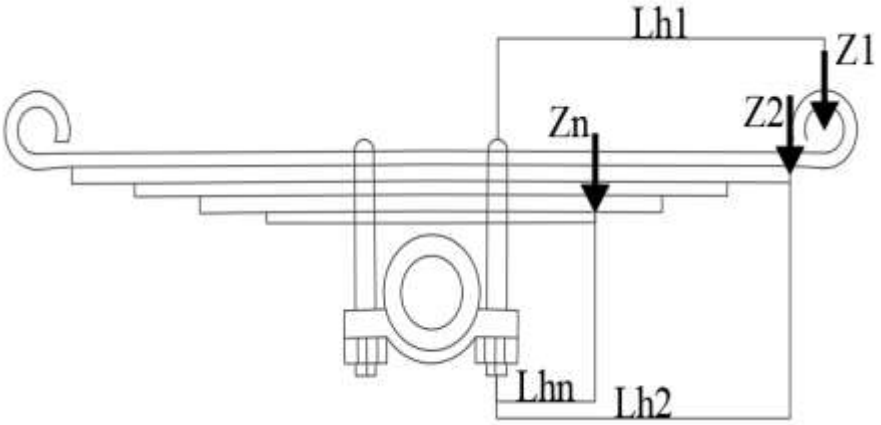
Số hiệu lá nhíp k	l_k (cm)	$a_{k+1} = l_1 - l_{k-1}$	J_k	$Y_k = 1/J_k$	$Y_k - Y_{k+1}$	a^3_{k+1}	$a^3_{k+1}(Y_k - Y_{k+1})$
1	60	-	0,4	2,5			
2	54,9	5,1	0,8	1,25	1,25	132	165
3	49,6	10,4	1,286	0,77	0,48	1124	539
4	42,5	17,5	1,772	0,56	0,21	5359	1125
5	34,8	25,2	2,258	0,44	0,12	16003	1920
6	25,5	34,5	2,744	0,36	0,08	41063	3285
7	16,2	43,8	3,23	0,3	0,06	84027	5041
-	-	60	-	-	0.3	216000	216000
					$\sum a^3_{k+1}(Y_k - Y_{k+1}) = 228075$		

$$C = \frac{6E\alpha}{\sum_{k=1}^{n} a^3_{k+1}\left(Y_k - Y_{k+1}\right)} = \frac{0,83.6.2.10^5}{228075} = 4,3Kgcm$$

4.2.5.3. Tính bền nhíp sau phụ

a. Ứng suất uốn của nhíp

Khi chịu tải trọng tác dụng các lá nhíp sẽ chịu môt ứng suất uốn nhất định để tính được ứng suất của từng lá nhíp để đảm bảo điều kiện bền thì ta phải tính được tải trọng tác dụng lên từng lá nhíp.



Hình 4.9. Sơ đồ tải trọng tác dụng lên lá nhíp sau phụ

Để xác định được hệ phản lực tại đầu nhíp $Z_1, Z_2, ..., Z_n$ ta có hệ phương trình như sau:

$$A_1Z_1 + B_1Z_2 + C_1Z_3 = 0$$
$$A_2Z_2 + B_2Z_3 + C_2Z_4 = 0$$
$$A_3Z_3 + B_3Z_4 + C_3Z_5 = 0$$
$$...$$
$$A_kZ_k + B_kZ_{k+1} + C_kZ_{k+2} = 0$$

Trong đó: Z_1- Tải trọng tác dụng lên đầu lá híp chính

$Z_2, Z_3, ..., Z_n$ - Các phản lực cần phải tìm

Các hệ số A_k, B_k, C_k được xác định theo chiều dài hiệu dụng của các lá nhíp và mô men quán tính mặt cắt ngang theo công thức sau:

$$A_k = 0,5\frac{J_{k+1}}{j_k}\left(3\frac{L_k}{L_{+1}} - 1\right)$$
$$B_k = -\left(1 + \frac{J_{k+1}}{J_k}\right)$$
$$C_k = 0,5\left(\frac{L_{k+2}}{L_{k+1}}\right)\left(3\frac{L_{k+1}}{L_{k+2}} - 1\right)$$

Để đảm bảo tính chính xác ta sử dụng phần mềm matlab để giải hệ phương trình trên, nhập các hệ số ban đầu và thiết lập phương tình tính toán như sau:

Nhập dữ liệu ban đầu nhíp sau phụ

h=0.9*ones(1,7); h(1)=0.85;h(2)=0.85; b=8; Q=478.5; d=12;

l(1)=60;l(2)=54.9;l(3)=49.6;l(4)=42.5;l(5)=34.8;l(6)=25.5; l(7)=16.2;

Tính các hệ số cần thiết

Jk=b*h.^3/12;Jk1=Jk(2:7);Jk=Jk(1:6);

Lk=l(1:6);Lk1=l(2:7);

A=0.5*Jk1./Jk.*(3*Lk./Lk1-ones(1,6));

Bk=-(1+Jk1./Jk);

C=0.5*(Lk1./Lk).^3.*(3*Lk./Lk1-ones(1,6));

p=zeros(6,1);p(1)=-Q/2*A(1);

Ak=A(2:6);Ck=C(1:5);

Thiết lập ma trận hệ số

M=diag(Ak,-1)+diag(Bk)+diag(Ck,1);

Tính toán các phản lực tác dung lên đầu các lá nhíp

X=inv(M)*p

Sau đó ta lập bảng tính toán bền cho các lá nhíp dựa trên các công thức dưới đây:

Mô men uốn tại điển tỳ giữa lá nhíp trên với lá nhíp dưới:

$$M_{Ak} = Z_k \left(L_k - L_{k+1} \right) \quad \text{[N.m]}$$

Ứng suất uốn tại điểm tỳ

$$\sigma_{u(Ak)} = \frac{M_{Ak}}{W_{uk}} \quad [N.m^2]$$

Trong đó: W_u - Momen chống uốn của lá nhíp thứ k, xác định bằng

$$W_{uk} = \frac{b.h_k^2}{6} \quad [m^3]$$

Đối với lá nhíp cuối cùng không có phản lực tỳ từ lá dưới tác dụng lên nên lá nhíp được tính bền tại vị trí ngàm (vị trí bu lông quang nhíp)

Momen uốn lá nhíp cuối cùng

$$M_{cc} = Z_{cc}.L_{cc} \text{ [N.m]}$$

Ứng suất uốn lá nhíp cuối cùng

$$\sigma_{ucc} = \frac{M_{cc}}{W_{ucc}} \quad [N.m^2]$$

Bảng 4.6. Ứng suất tác dụng lên nhíp trước

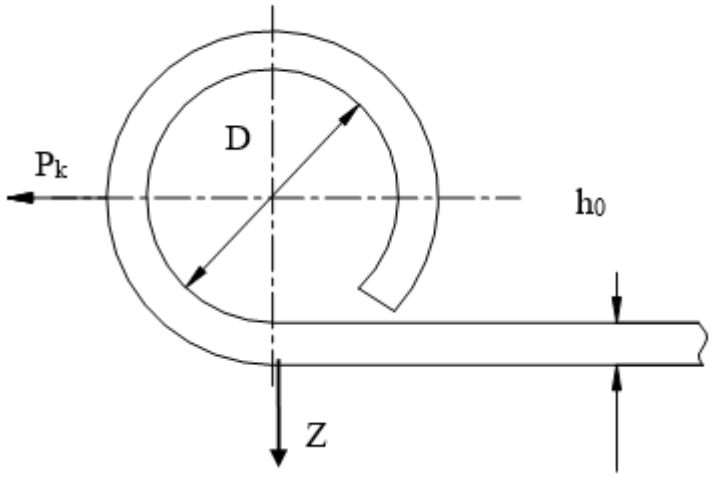
Lá số	W_{uk}	M_{Ak}	$\sigma_{u(Ak)}$
1	$9,6.10^{-7}$	12.20175	$12,7.10^6$
2	$9,6.10^{-7}$	13.96236	$14,5.10^6$
3	$10,8.10^{-7}$	20.70911	$19,1.10^6$
4	$10,8.10^{-7}$	24.75409	$22,9.10^6$
5	$10,8.10^{-7}$	32.88487	$30,4.10^6$
6	$10,8.10^{-7}$	35.48774	$32,8.10^6$
7	$10,8.10^{-7}$	57.52448	$53,2.10^6$

Sau khi tính toán ứng suất uốn của các lá nhíp đem so sánh với ứng suất cho phép của các lá nhíp $[\sigma_u] = 500.10^6 [N.m^2]$

$$\left[\sigma_{u(Ak)}\right] < \left[\sigma_u\right] \Rightarrow \text{Nhíp đảm bảo bền}$$

b.Tính bền tai nhíp

Sơ đồ tính bền tai nhíp được biểu diễn trên hình dưới đây:



Hình 4.10. Biên dạng tai nhíp sau phụ

D - Đường kính trong của tai nhíp (Chọn D=50mm)

h_0 - Chiều dày của lá nhíp chính (h_0=8,5mm)

B - Chiều rộng lá nhíp (b=80)

Tai nhíp chịu lực kéo P_k hay lực phanh P_p. Trị số của lực này được xác định theo công thức $P_{k\max} = P_{p\max} = \varphi.Z_{bx}$

Trong đó:

φ - Hệ số bám (Chọn φ=0,7)

Z_{bx} - Phản lực từ đường lên một bánh xe, Z_{bx}=4785 N

$$P_{k\max} = 0,7.4785 = 3349,5N$$

Ứng suất uốn ở tai nhíp là:

$$\sigma_{uon} = \frac{M_u}{W_u}; W_u = \frac{2bh^2}{6}; M_u = P\frac{D+2h}{2}$$

$$\sigma_{uon} = \frac{6P(D+2h)}{4bh^2} = \frac{6.3349,5.(50+2.8,5)}{4.80.8,5^2} = 58,2\left(N/mm^2\right)$$

Ứng suất nén hoặc kéo ở tai nhíp là:

$$\sigma_{nen} = \frac{P_{k\max}}{2bh_0} = \frac{3349,5}{2.80.8,5} = 2,46\left(N/mm^2\right)$$

Ứng suất tổng hợp cho phép:

$$\sigma_{th} = 350N/mm^2$$

Ta thấy:

$$\sigma_{th} \geq \sigma_{uon} + \sigma_{nen} \Rightarrow \text{ Tai nhíp đủ bền}$$

c.Tính kiểm tra chốt nhíp

Đường kính chốt nhíp được chọn bằng đường kính trong danh nghĩa của tai nhíp

$$D_{chot} = 50mm$$

Chọn vật liệu chế tạo chốt nhíp là théo cacbon trung bình có thành phần cacbon (40X) thì ứng suất chèn dập cho phép là:

$$\sigma_{cd} = 3 \div 4N/mm^2$$

Kiểm nghiệm theo ứng suất chèn dập:

$$\sigma_{cd} = \frac{\sqrt{Z^2+P^2}}{Db} = \frac{\sqrt{4785^2+3349,5^2}}{50.80} = 1,46N/mm^2$$

Ứng suất chèn dập sinh ra nhỏ hơn ứng suất cho phép của vật liệu vậy chốt đủ bền

4.2.6. Thiết kế nhíp sau chính.

Tương tự như tính nhíp sau phụ ta có tải trọng tác dụng lên nhíp sau chính là 70% suy ra $Z_c = 1116,5[Kg]$

Vì chọn thiết kế cho hệ thống treo cả cầu trước và cầu sau đều là nhíp vì vậy cách xác định và tính toán là tương tự như nhau

Khác nhau ở đây là đối với hệ thống treo cầu sau đòi hỏi độ cứng vững và chịu tải trọng nặng hơn cầu trước rất nhiều nên kết cấu và phân bố cũng có sự khác biệt.

4.2.6.1. Chọn sơ bộ kích thước nhíp

Nhíp là một loại lò xo gồm nhiều lá thép mỏng ghép lại với nhau. Kích thước hình học của các nhíp sẽ là:

$L_1, L_2, L_k, ...L_n$ - Chiều dài các lá nhíp

h_k - Tiết diện lá nhíp

n- Số là nhíp

b- Chiều rộng lá nhíp

h_k - Chiều dày là nhíp thứ k

Chiều dài bộ nhíp L_n có thể chọn sơ bộ như sau

Đối với xe tải:

$L_n = (0,35 \div 0,45)L$ - Đối với nhíp sau của xe tải (L là chiều dài cơ sở của xe)

$$\Rightarrow L_n = (0,35 \div 0,45).3375 = 1181 \div 1518(mm)$$

Chọn $L_n = 1500(mm)$

Dựa vào loại xe, tải trọng, kết cấu khung vỏ của xe ta có thể chọn sơ bộ các thông số:

Số là nhíp $n = 14$

Chiều rộng $b = 80(mm)$

Chiều dày $h_1 = h_2 = 8,5(mm); h_3 = h_4 = ...h_{11} = 9(mm)$

Chiều rộng b và chiều dày h_k thỏa mãn: $6 \le \frac{b}{h_k} = \frac{80}{9} = 8,88 \le 10$

Mô men quán tính tổng của tiết diện $J_\sum$ nhíp (tại chỗ bắt nhíp với dầm cầu):

Theo công thức ở giáo trình sức bền vật liệu đã chứng minh được ta có:

$$J_\sum = \delta \frac{l_{h1}^2 l_{h2}^2}{3EL_h} \frac{Z_n}{f_n} = \delta \frac{l_{h1}^2 l_{h2}^2}{3EL_h} C_n$$

Nếu nhíp lắp đối xứng tức $l_1 = l_2 = \frac{1}{2} L_n$ thì:

$$J_\sum = \delta \frac{l_{h1}^3}{48E} \frac{Z_n}{f_n} = \delta \frac{L_h^3}{48E} C_n$$

Hay: $J_\sum = \sum_{i=1}^{n} J_i$ với J_i - Mô men quán tính của lá nhíp thứ i. Nếu tiết diện là nhíp là hình chữ nhật và bộ nhíp gồm một số nhóm lá có chiều dày khác nhau thì:

$$J_i = \frac{b}{12} h_i^3 \Rightarrow J_\sum = \frac{b}{12} \sum_{i=1}^{n} m_i h_i^3$$

Trong đó: k -Số nhóm các lá nhíp có chiều dài khác nhau

m_i - Số các lá nhíp có chiều dài h_i

h_i -Chiều dày các lá nhíp nhóm thứ i

b -Chiều rộng của lá nhíp

Như đã chọn sơ bộ ở trên chiều dày của hai lá nhíp thứ nhất và thứ hai là bằng nhau nên :

$$J_1 = J_2 = \frac{b}{12} h_i^3 = \frac{8}{12} 0,85^3 = 0,4(cm^4)$$

Chiều dày của các lá nhíp 3,4,5,6,7,8,9,10 là bằng nhau vì vậy momen quán tính cũng sẽ như nhau:

$$J_3 = J_4 = ... = J_{13} = J_{14} = \frac{b}{12} h_i^3 = \frac{8}{12} 0,9^3 = 0,486(cm^4)$$

Suy ra:

$$J_{\sum} = \sum_{i=1}^{n} m_i h_i^3 = 2.0,4 + 12.0,486 = 6,632(cm^4)$$

Với mục đích điều chỉnh độ bền cho các lá nhíp (tăng bền cho các lá nhíp phía trên), các lá nhíp có thể được chế tạo với một số nhóm có chiều dày khác nhau. Tuy vậy, số nhóm thường không lớn hơn 3 và tỷ số chiều dày của lá dày nhất và lá mỏng nhất không lớn hơn 1,3 của hai lá kề nhạu không lớn hơn $1,1 \div 1,2$ tức là $k \le 3$; $(h_{max} / h_{min}) \le 1,3; (h_i / h_{i+1}) \le 1,1 \div 1,2$

4.2.6.2. Chiều dài của các lá nhíp(l_i):

Tương tự như cách tính ở trên ta có công thức tổng quát:

$$L_n = L_{n-1} + x_{n-1}$$

$$\beta_{n-1} = \frac{L_{n-1}}{L_n} - \frac{L_1}{L_n} \frac{K_p J_{n-1}}{J_{\sum} \prod_{i=2}^{n-1} \beta_i}; x_{n-1} = \frac{K_p \gamma_{n-1} L_1 J_{n-1}}{J_{\sum} \prod_{i=2}^{n-1} \beta_i}$$

Bảng 4.7. Chiều dài các lá nhíp của hệ thống nhíp sau chính

Chiều dài lá nhíp (mm)	x (mm)	β
$L_1 = 0,5L_n = 750$	-	-

$L_2 = L_1 - x_1 = 719$	$x_1 = 31$	-
$L_3 = L_2 - x_2 = 688$	$x_2 = 31$	$\beta_2 = 0,98$
$L_4 = L_3 - x_3 = 635$	$x_3 = 53$	$\beta_3 = 0,98$
$L_5 = L_4 - x_4 = 579$	$x_4 = 56$	$\beta_4 = 0,99$
$L_6 = L_5 - x_5 = 522$	$x_5 = 57$	$\beta_5 = 0,998$
$L_7 = L_6 - x_6 = 465$	$x_6 = 57$	$\beta_6 = 1,00$
$L_8 = L_7 - x_7 = 408$	$x_7 = 57$	$\beta_7 = 1,00$
$L_9 = L_8 - x_8 = 351$	$x_8 = 57$	$\beta_8 = 1,00$
$L_{10} = L_9 - x_9 = 294$	$x_9 = 57$	$\beta_9 = 1,00$
$L_{11} = L_{10} - x_{10} = 237$	$x_{10} = 57$	$\beta_{10} = 1,00$
$L_{12} = L_{11} - x_{11} = 180$	$x_{11} = 57$	$\beta_{11} = 1,00$
$L_{13} = L_{12} - x_{12} = 123$	$x_{12} = 57$	$\beta_{12} = 1,00$
$L_{14} = L_{13} - x_{13} = 66$	$x_{13} = 57$	$\beta_{13} = 1,00$

4.2.6.3. Tính chính xác biến dạng và độ cứng của nhíp

Thực tế cho thấy rằng: các kích thước chính của nhíp xác định ở phần trên có hệ số không đảm bảo đúng độ võng hay độ cứng yêu cầu của nhíp do giá trị của hệ số nhíp $\delta = 1 \div 1,5$ được chọn gần đúng. Ngoài ra khi xác định δ người ta còn giả thiết rằng diện tích bắt chặt nhíp lên dầm cầu là bằng không, điều đó là không sát thực tế, vì vậy trong thực tế, các lá nhíp sau lá nhíp chính cần phải được làm dài hơn.

Do những nhược điểm trên của các tính toán đã đơn giản hóa, việc xây dựng công thức cho phép xác định chính xác độ võng hay độ cứng của một bộ nhíp được thiết kế cụ thể là cần thiết

$$C = \frac{6E\alpha}{\sum_{k=1}^{n} a^3{}_{k+1}\left(Y_k - Y_{k+1}\right)}$$

Trong đó:

α - Hằng số thực nghiệm $\alpha = 0,85$

E - Môđun đàn hồi của vật liệu khi uốn

$$E = 2.10^5 MN/m^2$$

$$a_k = l_1 - l_k (k-2 \div n)$$

l_k - Chiều dài nửa lá nhíp thứ k

$$Y_k = \frac{1}{I_k}; Y_{n+1} = 0$$

$$I_1 = J_1, I_2 = J_1 + J_2, ..., I_k = J_1 + J_2 + ... + J_k$$

Bảng 4.8. Độ cứng của nhíp sau chính

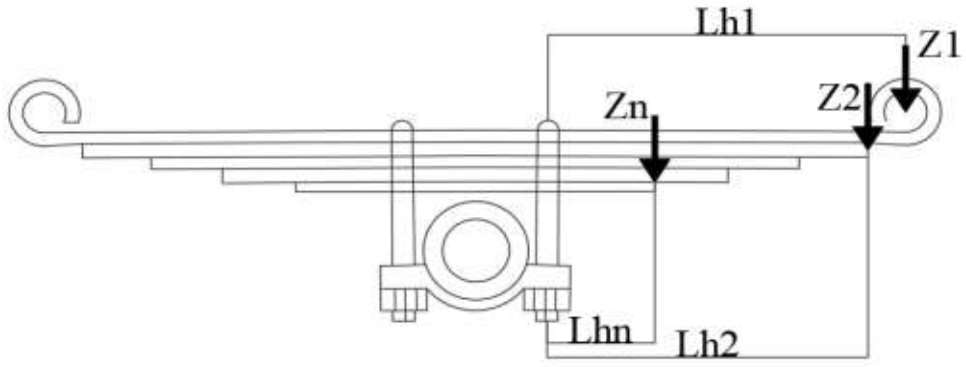
Số hiệu lá nhíp k	l_k (cm)	$a_{k+1} = l_1 - l_{k-1}$	J_k	$Y_k = 1/J_k$	$Y_k - Y_{k+1}$	a^3_{k+1}	$a^3_{k+1}(Y_k - Y_{k+1})$
1	75	-	0,4	2,5			
2	71,9	3,1	0,8	1,25	1,25	29	36
3	68,8	6,2	1,286	0,77	0,48	238	114
4	63.5	11,5	1,772	0,56	0,21	1520	319
5	57,9	17,1	2,258	0,44	0,12	5000	600
6	52,2	22,8	2,744	0,36	0,08	11852	948
7	46,5	28,5	3,23	0,3	0,06	23149	1388
8	40,8	34,2	3,716	0,26	0,04	40001	1600
9	35,1	39,9	4,202	0,23	0,03	63521	1905
10	29,4	45,6	4,688	0,21	0,02	94818	1896
11	23,7	51,3	5,174	0,19	0,02	135005	2700
12	18	57	5,66	0,17	0,02	185193	3703

13	12,3	62,7	6,146	0,16	0,01	246491	2464
14	6,6	68,4	6,632	0,15	0,01	321419	3214
	-	75	-	-	0,15	421875	63281
					$\sum a^3_{k+1}(Y_k - Y_{k+1}) = 84168$		
$C = \frac{6E\alpha}{\sum_{k=1}^{n} a^3_{k+1}(Y_k - Y_{k+1})} = \frac{0,83.6.2.10^5}{84168} = 12Kgcm$							

4.2.6.4. Tính bền nhíp.

a. Ứng suất uốn của nhíp

Khi chịu tải trọng tác dụng các lá nhíp sẽ chịu môt ứng suất uốn nhất định để tính được ứng suất của từng lá nhíp để đảm bảo điều kiện bền thì ta phải tính được tải trọng tác dụng lên từng lá nhíp.



Hình 4.11. Sơ đồ tải trọng tác dụng lên lá nhíp sau chính

Để xác định được hệ phản lực tại đầu nhíp $Z_1, Z_2, ..., Z_n$ ta có hệ phương trình như sau:

$$A_1Z_1 + B_1Z_2 + C_1Z_3 = 0$$
$$A_2Z_2 + B_2Z_3 + C_2Z_4 = 0$$
$$A_3Z_3 + B_3Z_4 + C_3Z_5 = 0$$
$$...$$
$$A_kZ_k + B_kZ_{k+1} + C_kZ_{k+2} = 0$$

Trong đó:

Z_1 - Tải trọng tác dụng lên đầu lá híp chính

$Z_2, Z_3, ..., Z_n$ - Các phản lực cần phải tìm

Các hệ số A_k, B_k, C_k được xác định theo chiều dài hiệu dụng của các lá nhíp và mô men quán tính mặt cắt ngang theo công thức sau:

$$A_k = 0,5\frac{J_{k+1}}{j_k}\left(3\frac{L_k}{L_{+1}} - 1\right)$$
$$B_k = -\left(1 + \frac{J_{k+1}}{J_k}\right)$$
$$C_k = 0,5\left(\frac{L_{k+2}}{L_{k+1}}\right)\left(3\frac{L_{k+1}}{L_{k+2}} - 1\right)$$

Để đảm bảo tính chính xác ta sử dụng phần mềm matlab để giải hệ phương trình trên

```
%% Nhập dữ liệu ban đầu nhíp sau chính
h=0.9*ones(1,14); h(1)=0.85;h(2)=0.85; b=8; Q=1116.5; d=12;
l(1)=75.5;l(2)=71.9;l(3)=68.8;l(4)=63.5;l(5)=57.9;l(6)=52.2; l(7)=46.5;
l(8)=40.8;l(9)=35.1;l(10)=29.4;l(11)=23.7;l(12)=18; l(13)=12.3;l(14)=6.6;
%% Tính các hệ số cần thiết
Jk=b*h.^3/12;Jk1=Jk(2:14);Jk=Jk(1:13);
Lk=l(1:13);Lk1=l(2:14);
A=0.5*Jk1./Jk.*(3*Lk./Lk1-ones(1,13));
```

```
Bk=-(1+Jk1./Jk);
C=0.5*(Lk1./Lk).^3.*(3*Lk./Lk1-ones(1,13));
p=zeros(13,1);p(1)=-Q/2*A(1);
Ak=A(2:13);Ck=C(1:12);
%% THiết lập ma trận hệ số
M=diag(Ak,-1)+diag(Bk)+diag(Ck,1);
%% Tính toán các phản lực tác dung lên đầu các lá nhíp sau chính
X=inv(M)*p
```

sau đó ta lập bảng tính toán bền cho các lá nhíp dựa trên các công thức dưới đây:

Mô men uốn tại điển tỳ giữa lá nhíp trên với lá nhíp dưới:

$$M_{Ak} = Z_k \left(L_k - L_{k+1} \right) \quad \text{[N.m]}$$

Ứng suất uốn tại điểm tỳ

$$\sigma_{u(Ak)} = \frac{M_{Ak}}{W_{uk}} \qquad [N.m^2]$$

Trong đó:

W_u : Momen chống uốn của lá nhíp thứ k, xác định bằng

$$W_{uk} = \frac{b.h_k^2}{6} [m^3]$$

Đối với lá nhíp cuối cùng không có phản lực tỳ từ lá dưới tác dụng lên nên lá nhíp được tính bền tại vị trí ngàm (vị trí bu lông quang nhíp)

Momen uốn lá nhíp cuối cùng

$$M_{cc} = Z_{cc}.L_{cc} \text{ [N.m]}$$

Ứng suất uốn lá nhíp cuối cùng

$$\sigma_{ucc} = \frac{M_{cc}}{W_{ucc}} \ [N.m^2]$$

Bảng 4.9. Ứng suất tác dụng lên nhíp sau chính

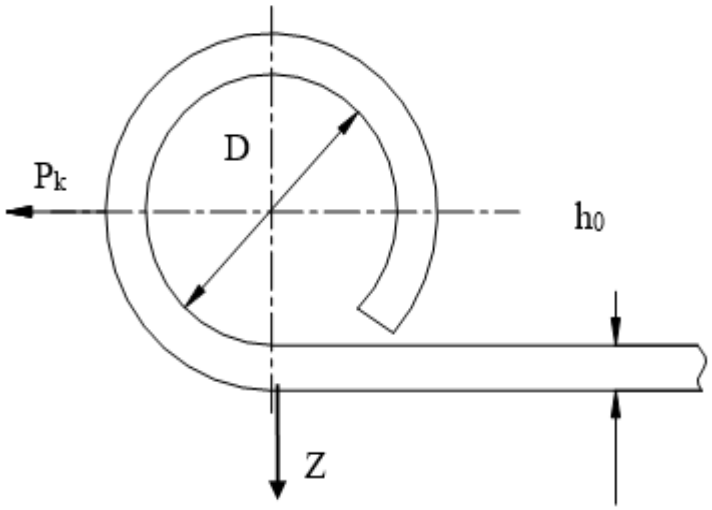
Lá số	W_{uk}	M_{Ak}	$\sigma_{u(Ak)}$
1	$9,6.10^{-7}$	17.30575	$18,02.10^6$
2	$9,6.10^{-7}$	19.2758	$20,07.10^6$
3	$10,8.10^{-7}$	36.6071	$33,89.10^6$
4	$10,8.10^{-7}$	43.8312	$40.,5.10^6$
5	$10,8.10^{-7}$	50.787	$47,02.10^6$
6	$10,8.10^{-7}$	58.1628	$53,85.10^6$
7	$10,8.10^{-7}$	67.089	$62,11.10^6$
8	$10,8.10^{-7}$	78.0615	$72,27.10^6$
9	$10,8.10^{-7}$	91.7586	$84,96.10^6$
10	$10,8.10^{-7}$	109.1664	$101,08.10^6$
11	$10,8.10^{-7}$	131.6928	$121,93.10^6$
12	$10,8.10^{-7}$	161.0934	$149,16.10^6$
13	$10,8.10^{-7}$	197.9895	$183,32.10^6$
14	$10,8.10^{-7}$	263.1156	$243,62.10^6$

Sau khi tính toán ứng suất uốn của các lá nhíp đem so sánh với ứng suất cho phép của các lá nhíp $[\sigma_u] = 500.10^6 [N.m^2]$

$$[\sigma_{u(Ak)}] < [\sigma_u] \Rightarrow \text{Nhíp đảm bảo bền}$$

4.2.6.5.Tính bền tai nhíp

Sơ đồ tính bền tai nhíp được biểu diễn trên hình dưới đây



Hình 4.12. Biên dạng tai nhíp sau chính

D – Đường kính trong của tai nhíp (Chọn D=50mm)

h_0 - Chiều dày của lá nhíp chín (h_0=8,5mm)

B – Chiều rộng lá nhíp (b=80)

Tai nhíp chịu lực kéo P_k hay lực phanh P_p. Trị số của lực này được xác định theo công thức:

$$P_{k\max} = P_{p\max} = \varphi.Z_{bx}$$

Trong đó:

φ - Hệ số bám (Chọn φ=0,7)

Z_{bx} - Phản lực từ đường lên một bánh xe, Z_{bx}=11165 N

$$P_{k\max} = 0,7.15950 = 7815,5N$$

Ứng suất uốn ở tai nhíp là:

$$\sigma_{uon} = \frac{M_u}{W_u}; W_u = \frac{2bh^2}{6}; M_u = P\frac{D+2h}{2}$$

$$\sigma_{uon} = \frac{6P(D+2h)}{4bh^2} = \frac{6.7815,5.(50+2.8,5)}{4.80.8,5^2} = 135,9\left(N/mm^2\right)$$

Ứng suất nén hoặc kéo ở tai nhíp là:

$$\sigma_{nen} = \frac{P_{k\max}}{2bh_0} = \frac{7815,5}{2.80.8.5} = 5,7\left(N/mm^2\right)$$

Ứng suất tổng hợp cho phép:

$$\sigma_{th} = 350N/mm^2$$

Ta thấy: $\sigma_{th} \geq \sigma_{uon} + \sigma_{nen}$ Vậy tai nhíp đủ bền

4.2.6.6.Tính kiểm tra chốt nhíp

Đường kính chốt nhíp được chọn bằng đường kính trong danh nghĩa của tai nhíp $D_{chot} = 50mm$

Chọn vật liệu chế tạo chốt nhíp là théo cacbon trung bình có thành phần các bon (40X) thì ứng suất chèn dập cho phép là:

$$\sigma_{cd} = 3 \div 4N/mm^2$$

Kiểm nghiệm theo ứng suất chèn dập:

$$\sigma_{cd} = \frac{\sqrt{Z^2+P^2}}{Db} = \frac{\sqrt{11165^2+7815,5^2}}{50.80} = 3,4N/mm^2$$

Ứng suất chèn dập sinh ra nhỏ hơn ứng suất cho phép của vật liệu vậy chốt đủ bền

4.3. Mô phỏng hệ thống treo bằng phần mềm matlab

4.3.1. Ứng dụng và các bước mô phỏng của phần mềm Matlab-Simulink trong mô phỏng dao động của hệ thống treo.

a. Ứng dụng

Matlab là một công cụ mạnh mẽ để mô phỏng và phân tích dao động của hệ thống treo xe.

Mô hình hóa động lực học của hệ thống treo:

Xây dựng mô hình toán học mô tả hành vi động lực học của hệ thống treo, bao gồm lò xo, giảm chấn và các thành phần khác.

Phân tích các chế độ dao động, tần số riêng và ảnh hưởng của các thông số thiết kế.

Mô phỏng ứng đáp động học:

Mô phỏng ứng đáp của hệ thống treo khi chịu các tác động như gồ ghề đường, phanh đột ngột, v.v.

Đánh giá khả năng cách ly rung động và mức độ thoải mái của người lái.

Thiết kế và tối ưu hóa hệ thống treo:

Sử dụng các công cụ tối ưu hóa trong MATLAB để tìm kiếm các thông số thiết kế tối ưu như độ cứng lò xo, hệ số giảm chấn.

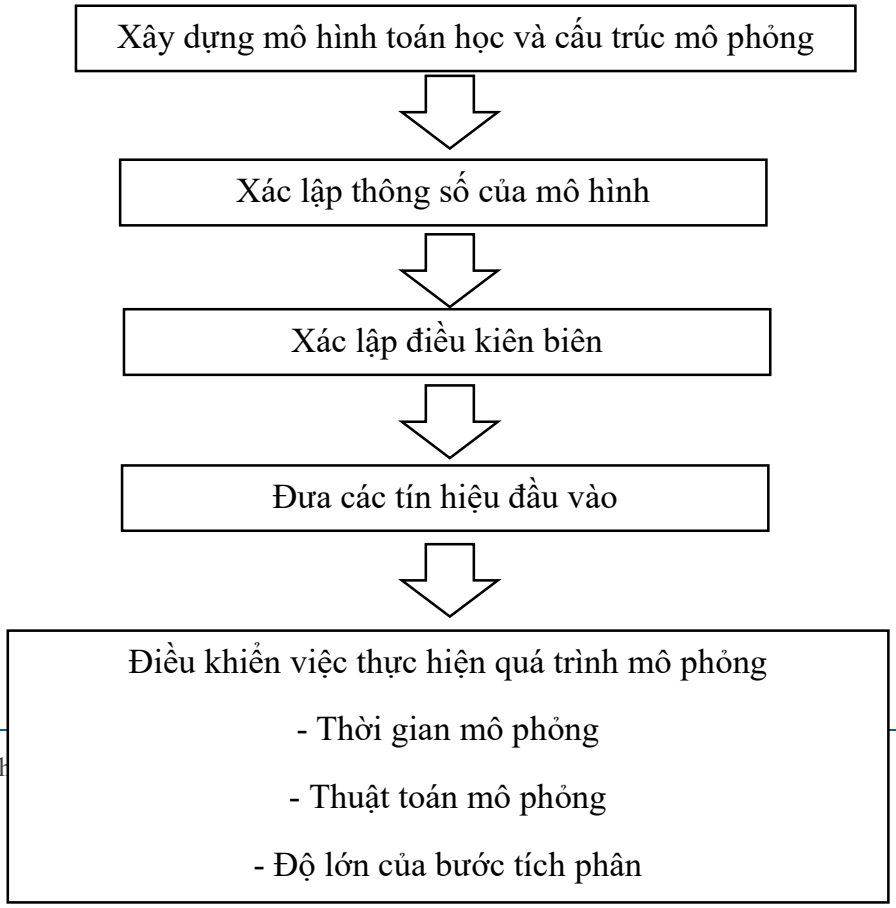
Phân tích ảnh hưởng của các thông số thiết kế lên tính năng vận hành.

Phát triển và kiểm tra các thuật toán điều khiển:

Thiết kế và mô phỏng các bộ điều khiển hệ thống treo chủ động.

Kiểm tra hiệu suất và tính ổn định của các thuật toán điều khiển.

b. Các bước mô phỏng.



4.3.2. Code tính toán và đưa các thống số đầu vào cho quá trình mô phỏng

Thông số độ cứng của nhíp và phản lực tác dụng lên đầu các lá nhíp được tính toán dựa trên thuật toán và code như bên dưới vì cầu trước và cầu sau đều tính toán như nhau chỉ khác các thống số như bề dày lá nhíp và chiều dài các lá nhíp nên độ cứng, phản lực tác dụng lên đầu lá nhíp sau chính và nhíp sau phụ cũng được tính toán tương tự như nhíp trước

Tính toán độ cứng nhíp trước

```
%%Nhập dữ liệu nhíp trước
h(1)=0.8;h(2)=0.8;h(3)=0.85;h(4)=0.85;h(5)=0.85;h(6)=0.85;h(7)=0.85;
h(8)=0.85;h(9)=0.85;h(10)=0.85;
b=7;al=0.85;E=2100000;
l(1)=60;l(2)=56.5;l(3)=52.9;l(4)=46.9;l(5)=40.7;l(6)=34.5;l(7)=28.3;
l(8)=22.1;l(9)=15.9;l(10)=9.7; l(11)=0;
%%Tính toán các đặc tính hình học của nhíp
Jk=b*h.^3/12;Jk=cumsum(Jk);
Yk=1./Jk;Yk(11)=0;DYk=-diff(Yk);
a=l(1)*ones(1,11)-l;a=a(2:11);
%%Tính độ cứng của nhíp
Ctruoc=al*6*E/sum(a.^3.*DYk)
```

Tính toán phản lực tác dụng lên đầu các lá nhíp trước

```
%%Nhập dữ liệu ban đầu
h=0.85*ones(1,10); h(1)=0.8;h(2)=0.8; b=7; Q=997.5; d=12;
```

```
l(1)=60;l(2)=56.5;l(3)=52.9;l(4)=46.9;l(5)=40.7;l(6)=34.5;l(7)=28.3;l(8)=22.1;
l(9)=15.9;l(10)=9.7;
%%Tính các hệ số cần thiết
Jk=b*h.^3/12;Jk1=Jk(2:10);Jk=Jk(1:9);
Lk=l(1:9);Lk1=l(2:10);
A=0.5*Jk1./Jk.*(3*Lk./Lk1-ones(1,9));
Bk=-(1+Jk1./Jk);
C=0.5*(Lk1./Lk).^3.*(3*Lk./Lk1-ones(1,9));
p=zeros(9,1);p(1)=-Q/2*A(1);
Ak=A(2:9);Ck=C(1:8);
%%Thiết lập ma trận hệ số
M=diag(Ak,-1)+diag(Bk)+diag(Ck,1);
%%Tính toán các phản lực tác dung lên đầu các lá nhíp
X=inv(M)*p
```

Sau khi tính toán dựa theo sách và code có được các thông số đầu vào trong quá trình mô phỏng như sau:

Cầu trước:

m_1 = 1995; - khối lượng cầu trước (kg)

c_{L1} = 420000; - độ cứng lốp trước (N/m)

k_{L1} = 4200; - hệ số giảm chấn lốp trước (Ns/m)

c_{T1} = 240000; - độ cứng của nhíp cầu trước (N/m)

k_{T1} = 19542; - hệ số giảm chấn cầu trước (Ns/m) bao gồm hệ số nén và trả

Cầu sau:

m_2 = 3190; - khối lượng cầu sau (kg)

c_{L2} = 480000; - độ cứng lốp sau (N/m)

k_{L2} = 5600; - hệ số giảm chấn lốp sau tổng (Ns/m)

c_{T2} = 326000 ; - độ cứng nhíp cầu sau tổng (N/m)

k_{T2} =11770; - hệ số giảm chấn cầu sau tổng (Ns/m) bao gồm hệ số nén và trả

Thân xe:

J_y = 5530 ; - mo men quán tính đối với trục y (kgm^2)

M = 5185+120 ; - khối lượng được treo + tải trọng phụ (kg)

G = 9,81 ; - gia tốc trọng trường (m/s^2)

a = 2,846 ; - khoảng cách trọng tâm đến cầu trước (m)

b = 0,529 ; - khoảng cách trọng tâm đến cầu sau (m)

L = a + b ; - chiều dai cơ sở

V = 26,83 ; - m/s

F = 0,5

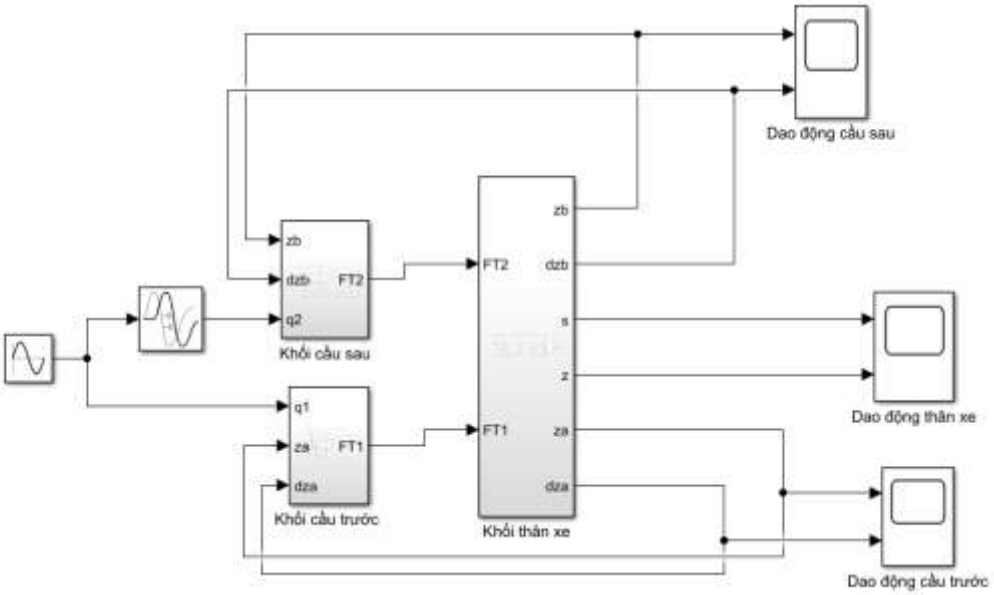
q_0 = 0,3 ; - chiều cao mấp mô = biên độ hình sin (m)

s_0 = 1,2 ; - bước sóng (m)

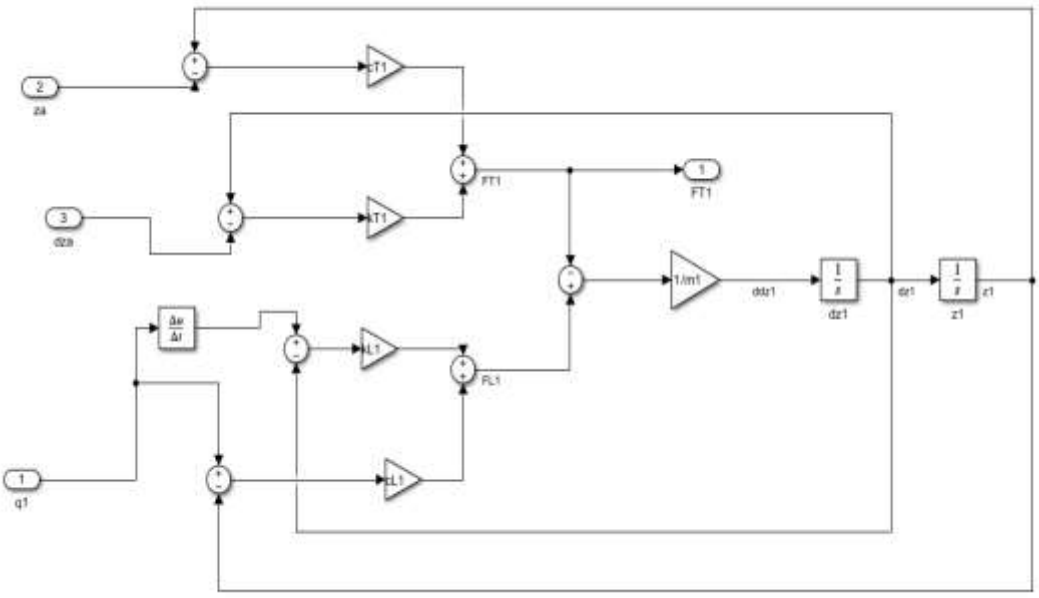
4.3.3 Mô hình mô phỏng và kết quả

a. Mô hình

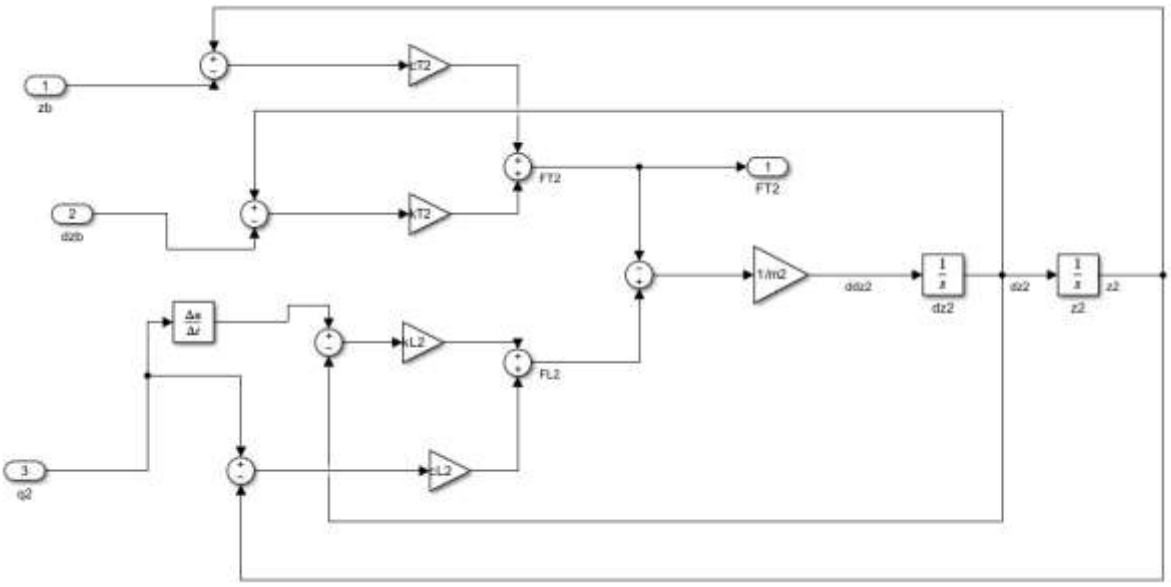
Mô hình tổng quát:



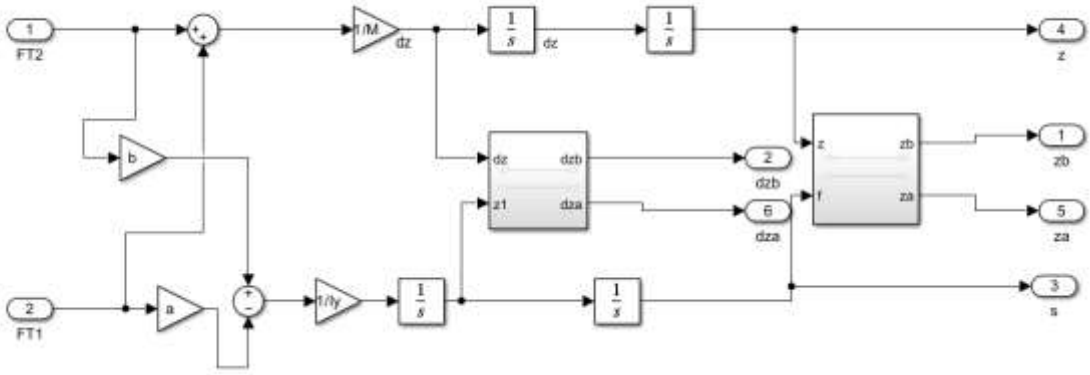
Mô hình cầu trước:



Mô hình cầu sau:



Mô hình thân xe:



Các mô hình trên được xây dựng dựa trên các phương trình sau:

+ Phương trình liên kết

$$Z_A = Z - a.\varphi$$

$$\dot{Z}_A = \dot{Z} - a.\dot{\varphi}$$

$$Z_B = Z - b.\varphi$$

$$\dot{Z}_B = \dot{Z} - b.\dot{\varphi}$$

+ Phương trình lực

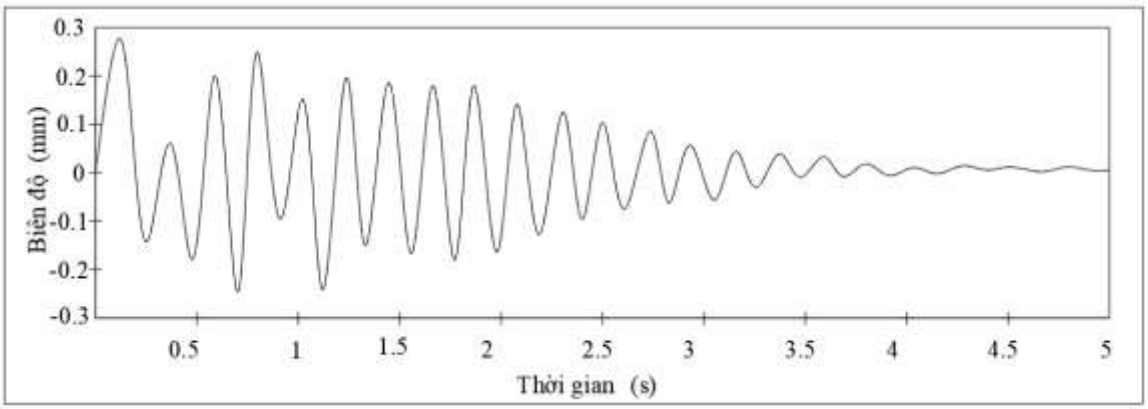
$$F_{L1} = c_{L1}(q_1 - z_1) + k_{L1}(\dot{q}_1 - \dot{z}_1)$$
$$F_{T1} = c_{T1}(z_1 - z_A) + k_{T1}(\dot{z}_1 - \dot{z}_A)$$
$$F_{L2} = c_{L2}(q_2 - z_2) + k_{L2}(\dot{q}_2 - \dot{z}_2)$$
$$F_{T2} = c_{T2}(z_2 - z_B) + k_{T2}(\dot{z}_2 - \dot{z}_B)$$

+ Phương trình vi phân dao động

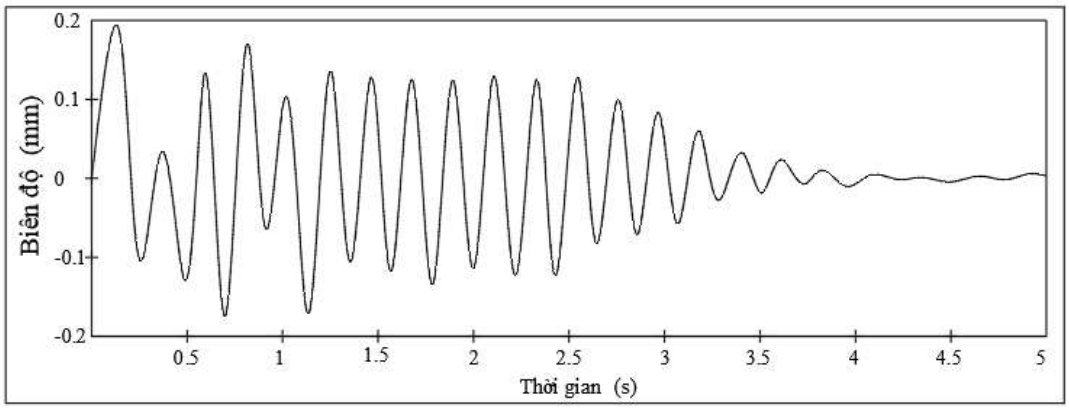
$$m_1 \ddot{z}_1 = F_{L1} - F_{T1}$$
$$m_2 \ddot{z}_2 = F_{L2} - F_{T2}$$
$$M \ddot{z}_1 = F_{T1} + F_{T2}$$
$$I_y \ddot{\varphi} = -F_{T1}a + F_{T2}b$$

b. Xuất kết quả mô phỏng

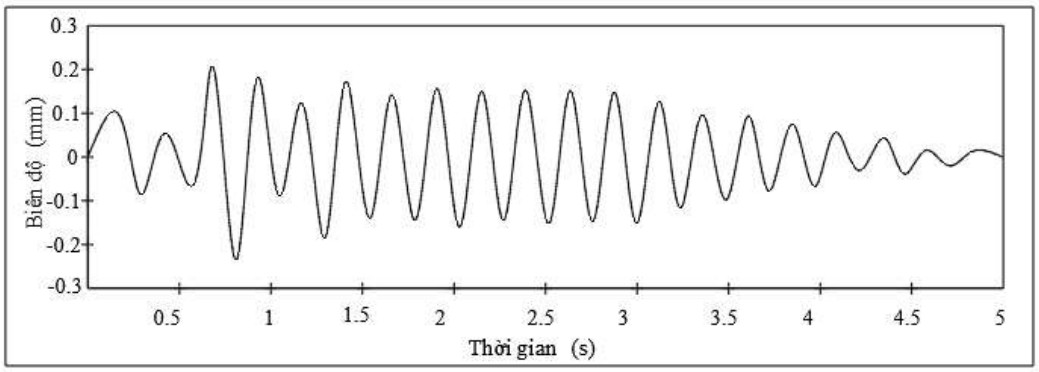
Dao động cầu trước



Dao động cầu sau



Dao động thân xe



CHƯƠNG 5. LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG PHANH

5.1. Công dụng, yêu cầu và phân loại

5.1.1. công dụng

Hệ thống phanh dùng để giảm tốc độ của ô tô máy kéo cho đến khi dừng hẳn hoặc đến một tốc độ cần thiết nào đó, ngoài ra, hệ thống phanh còn giữ cho ô tô máy kéo đứng yên tại chỗ trên các mặt đường dốc nghiêng hay trên mặt đường ngang.

Với công dụng như vậy hệ thống phanh là hệ thống đặc biệt quan trọng. Nó đảm bảo cho ô tô máy kéo chuyển động an toàn ở mọi chế độ làm việc. Nhờ đó mới có khả năng phát huy hết khả năng động lực, nâng cao tốc độ và khả năng vận chuyển của ôtô.

5.1.2. phân loại

Hệ thống phanh gồm có các cơ cấu phanh để hãm trực tiếp tốc độ góc của các bánh xe hoặc một trục nào đó của hệ thống truyền lực và truyền động phanh để dẫn động cơ cấu phanh.

Tùy theo cách bố trí cơ cấu phanh ở bánh xe hoặc ở trục của hệ thống truyền lực mà chia ra :

Phanh bánh xe.

Phanh truyền lực.

Theo bộ phận tiến hành phanh, cơ cấu phanh còn chia ra :

Phanh đĩa : theo số lượng đĩa quay còn chia ra :

Một đĩa quay

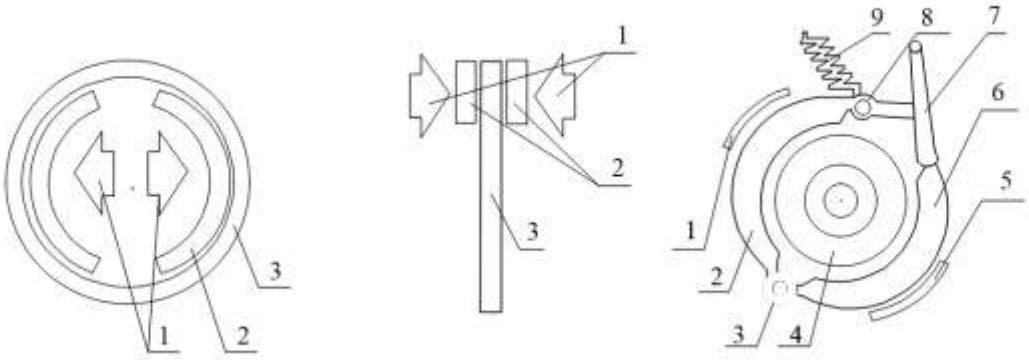
Nhiều đĩa quay

Phanh trống - guốc : theo đặc tính cân bằng thì được chia ra :

Phanh cân bằng

Phanh không cân bằng

Phanh dãi



Hình 5.1. Sơ đồ nguyên lý các loại phanh chính.

a).Phanh guốc: 1- Chiều lực tác dụng, 2- Má phanh, 3- Tang trống.

b). Phanh đĩa: 1- Chiều lực tác dụng, 2- Mà phanh, 3- Đĩa phanh.

c). Phanh dải: 1,5- Chắn bảo vệ, 2,6- Đĩa phanh, 3,8- Khớp quay, 7- Cần kéo, 9- Lò xo, 4- Tang trống.

Theo đặc điểm hình thức dẫn động, truyền động phanh thì chia ra :

Phanh cơ khí

Phanh thủy lực (phanh dầu)

Phanh khí nén (phanh hơi)

Phanh điện từ

Phanh liên hợp

Phanh truyền động bằng cơ khí thì được dùng làm phanh tay và phanh chân ở một số ô tô trước đây. Nhược điểm của loại phanh này là đối với phanh chân, lực tác động lên bánh xe không đồng đều và kém nhạy, điều khiển nặng nề, nên hiện nay ít sử dụng. Riêng đối với phanh tay thì chỉ sử dụng khi ô tô dừng hẳn và hỗ trợ cho phanh chân khi phanh gấp và thật cần thiết, nên hiện nay nó vẫn được sử dụng phổ biến trên ô tô.

Phanh truyền động bằng thủy lực thì được dùng phổ biến trên ô tô du lịch và xe ô tô tải trọng nhỏ.

Phanh truyền động bằng khí nén thì được dùng trên ô tô tải trọng lớn và ô tô hành khách. Ngoài ra nó còn dùng trên ô tô vận tải tải trọng trung bình có động cơ diesel cũng như trên các ô tô kéo đoàn xe.

Phanh truyền động bằng điện thì được dùng trên các đoàn ô tô, ô tô kéo nhiều rơmoóc.

Phanh truyền động liên hợp thủy khí thì được dùng trên các ô tô và đoàn ô tô có tải trọng lớn và rất lớn.

5.1.3. yêu cầu

Nói chung hệ thống phanh là một hệ thống an toàn của xe nên để đảm nhận được vai trò này khi thiết kế cũng như khi làm việc hệ thống phanh cần phải đảm bảo những yêu cầu sau:

Làm việc bền vững, tin cậy. Để đạt được điều này hệ thống phanh của ôtô bao giờ cũng có tối thiểu ba loại phanh đó là: Phanh làm việc (phanh chính), phanh dự trữ và phanh dừng, ngoài ra đối với các ôtô có tải trọng lớn hoặc ôtô hay làm việc ở các vùng đồi núi thường xuyên phải xuống dốc dài còn có loại phanh chậm dần dùng để phanh liên tục, giữ cho tốc độ ôtô máy kéo không vượt quá tốc độ cho phép hoặc để giảm dần tốc độ của ôtô nhằm tránh cho hệ thống phanh chính làm việc quá nhiều gây mòn nhanh má phanh và sinh ra nhiệt độ cao.

Các loại phanh trên có thể có các bộ phận chung và kiêm nhiệm nhiệm vụ của nhau nhưng để đảm bảo an toàn chúng phải có ít nhất hai bộ phận điều khiển và dẫn động độc lập, ngoài ra để tăng thêm độ tin cậy hệ thống phanh chính còn được phân thành các dòng độc lập để nếu có một dòng nào hỏng thì các dòng còn lại vẫn có thể làm việc bình thường.

+ Có hiệu quả phanh cao, khi phanh đột ngột với cường độ lớn trong trường hợp nguy hiểm. Hay phải đảm bảo gia tốc chậm dần cực đại để quãng đường phanh ngắn nhất.

+ Phanh êm dịu trong mọi trường hợp để đảm bảo sự ổn định của ô tô khi phanh.

+ Để phanh được êm dịu và để người lái cảm giác điều khiển được đúng cường độ phanh, dẫn động phanh phải có cơ cấu đảm bảo quan hệ tỷ lệ giữa lực tác dụng lên bàn đạp hay đòn điều khiển với lực phanh tạo ra ở các bánh xe, chính vì điều này trong các loại dẫn động thuỷ lực có trợ lực hay dẫn động khí nén đều có cơ cấu tỷ lệ đảm bảo

quan hệ này. Đồng thời để đạt được yêu cầu trên phải không được có hiện tượng tự xiết khi phanh.

+ Giữ cho ôtô máy kéo đứng yên khi cần thiết trong thời gian không hạn chế.

+ Đảm bảo tính ổn định và điều khiển của ôtô máy kéo khi phanh. Muốn vậy cần phải phân bố lực phanh ra các bánh xe phải hợp lý, cụ thể phải đảm bảo một số yêu cầu chính như sau:

Không có hiện tượng khoá cứng hay trượt các bánh xe khi phanh vì: Các bánh xe nếu các bánh trước bị trượt sẽ làm cho ôtô bị trượt ngang còn các bánh xe sau bị trượt có thể làm cho ôtô máy kéo mất tính điều khiển, quay đầu xe. Ngoài ra khi các bánh xe bị trượt còn gây ra mòn lốp, giảm hiệu quả phanh.

Lực phanh trên các bánh xe phải và trái trên cùng một cầu phải không được sai lệch quá phạm vi cho phép (không vượt quá 15% giá trị lực phanh lớn nhất).

+ Không có hiện tượng tự phanh khi bánh xe dịch chuyển thẳng đứng và khi quay vòng.

+ Hệ số ma sát giữa má phanh và trống phanh phải cao để cơ cấu phanh được nhỏ gọn đồng thời phải ổn định trong mọi điều kiện sử dụng để hiệu quả phanh được đảm bảo.

+ Toàn bộ động năng của ôtô khi phanh sẽ biến thành nhiệt năng do đó hệ thống phanh phải có khả năng thoát nhiệt tốt.

+ Để giảm lao động cho người lái lực cần thiết tác dụng lên bàn đạp hay đòn điều khiển phải nhỏ, đồng thời để điều khiển được thuận tiện hành trình tương ứng của bàn đạp phải nằm trong một phạm vi cho phép.

5.2.Phân tích kết cấu hệ thống phanh trên xe tải

5.2.1. Phân tích 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.

5.2.1.1.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.

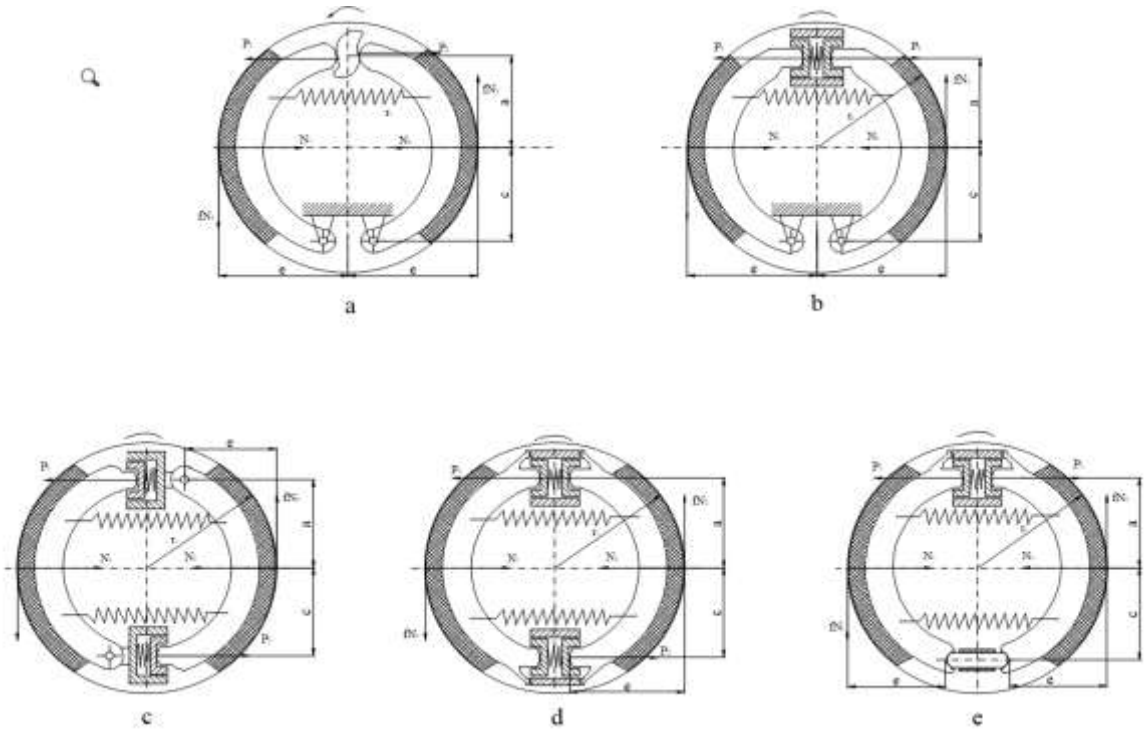
- Cơ cấu ép: Khi phanh cơ cấu ép do người lái điều khiển thông qua dẫn động, sẽ ép các bề mặt ma sát của guốc phanh tỳ chặt vào mặt trong của trống phanh, tạo ra lực ma sát để phanh bánh xe lại.

- 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÷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 5.2. 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 **5.2a và 5.2b**. 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 hình5.2c và 5.2d.

- 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 **5.2a và 5.2b**. 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**5.2c và 5.2d.**

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 **5.2** 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 trưng của cơ cấu phanh trống- guốc.

Sơ đồ **hình 5.2a** 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 ôtô tải và khách cỡ trung bình và lớn.

Sơ đồ trên hình 5.2b 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 ôtô tải cở nhỏ và vừa hoặc các bánh sau của ôtô du lịch.

Về mặt hiệu quả phanh, nếu thừa nhận hệ số hiệu quả của sơ đồ hình **5.2a:**

$K_{hq} = \Sigma M_p/(P_1 + P_2).r_t = 100\%$, thì hệ số hiệu quả của cơ cấu phanh dùng cơ cấu ép thủy lực hình 1.2b sẽ là 116% ÷122%, khi có cùng kích thước chính và hệ số ma sát giữa má phanh và trống phanh: f = 0,30 ÷ 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. **5.2c**). 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 trước, 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 ôtô 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 **5.2d**. 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.

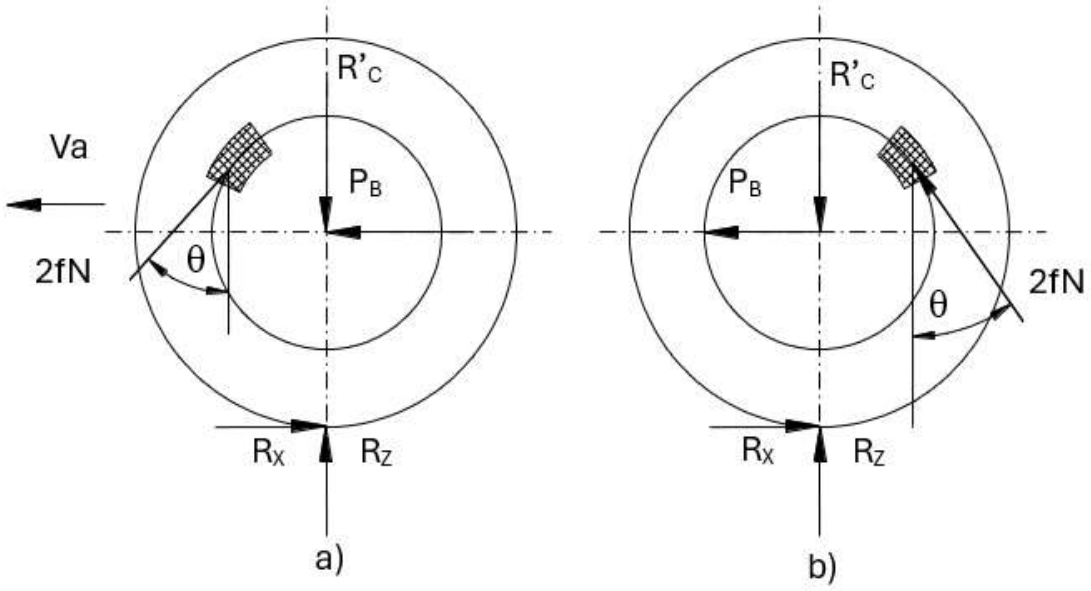
Cơ cấu phanh tự cường hóa mặc dù có hiệu quả phanh cao, hệ số có thể đạt đến 360% so với cơ cấu phanh bình thường dùng cam ép. Nhưng mômen phanh kém ổn định, kết cấu phức tạp, tính cân bằng kém và làm việc không êm nên ít được sử dụng.

5.2.1.2. Cơ cấu phanh đĩa

Cơ cấu phanh loại đĩa thường được sử dụng trên ôtô 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 rảnh thông gió, đĩa một lớp kim loại hay ghép hai kim loại khác nhau.



Hình 5.3. Sơ đồ nguyên lý của phanh đĩa.

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÷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 ôxy 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.

5.2.1.3. 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.

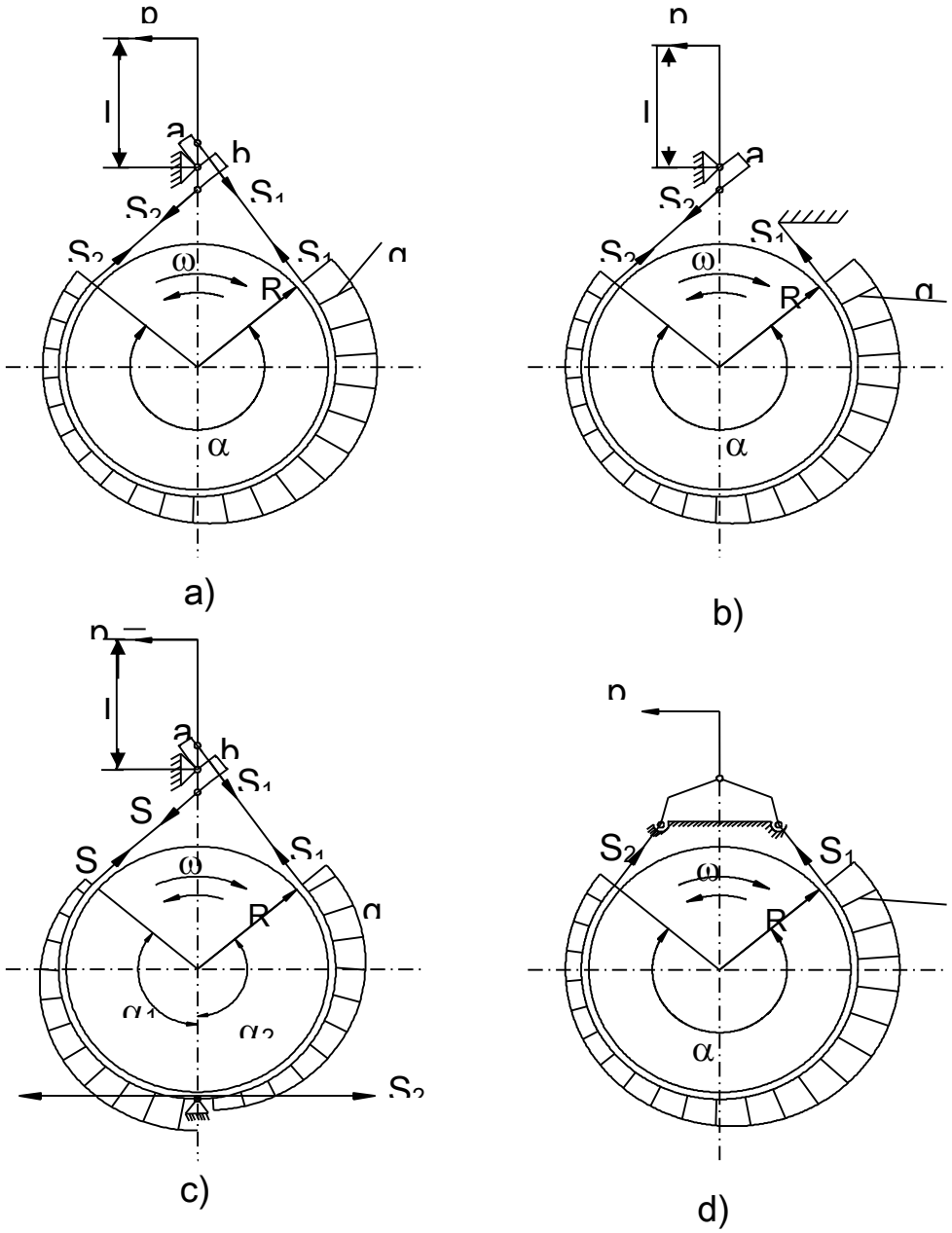
Phanh dải đơn giản không tự siết: Khi tác dụng lực, cả hai đầu dải phanh được rút lên siết vào trống phanh. Ưu điểm của loại này là phanh êm dịu, hiệu quả phanh không phụ thuộc chiều quay. Nhược điểm là hiệu quả phanh không cao.

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.



Hình 5.4. Sơ đồ các loại phanh dải.

a- Phanh dải đơn giản không tự siết; b- Phanh dải tự siết một chiều; c- Phanh dải loại kép; d- Phanh dải loại bơi.

5.2.2. Cơ cấu 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.

5.2.2.1. Dẫn động thủy lực

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: xylanh phanh chính, bộ trợ lực phanh, xylanh 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.

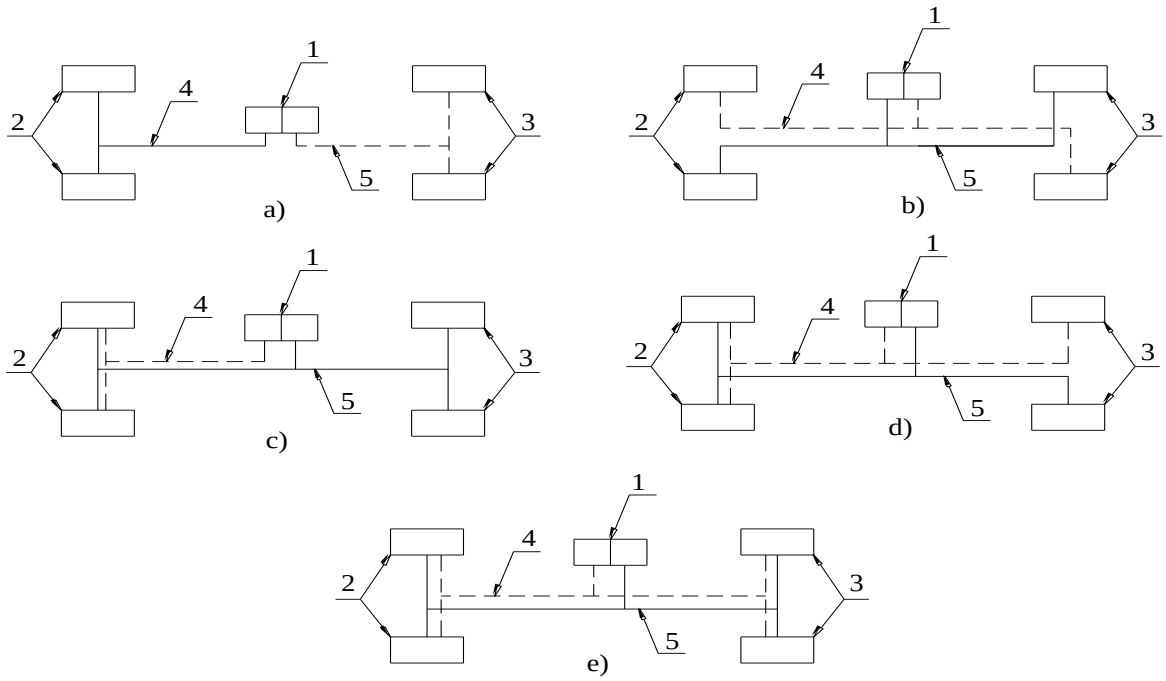
* Các loại sơ đồ phân dòng dẫn động :

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 khiển 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



Hình 5.5 **:** Các sơ đồ phân dòng dẫn động phanh thuỷ lực.

1 - Bộ phận phân dòng (Xilanh chính hoặc tổng van khí nén)

2,3 – Các bánh xe trước, sau; 4,5 – Các dòng dẫn động.

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 (**5.5a**) sơ đồ phân dòng theo yêu cầu. Đây là sơ đồ đơn giản nhất nhưng hiệu quả phanh s**ẽ** giảm nhiều khi hỏng dòng phanh cầu trước.

Khi dùng các sơ đồ hình (**5.5b, 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 (5.5b 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 5 .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:

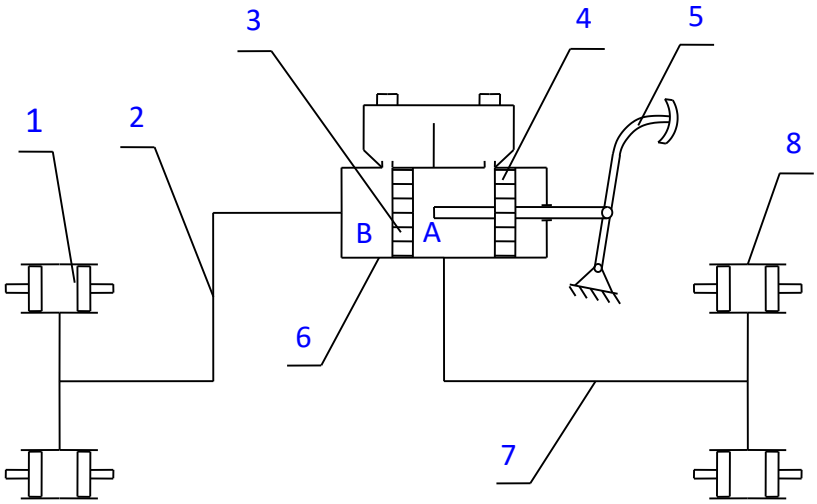
Dẫn động tác động trực tiếp : Cơ cấu phanh được điều khiển trực tiếp chỉ bằng lực tác dụng người lái.

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.

Sơ đồ và nguyên lý làm việc :



Hình 5.6. 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.

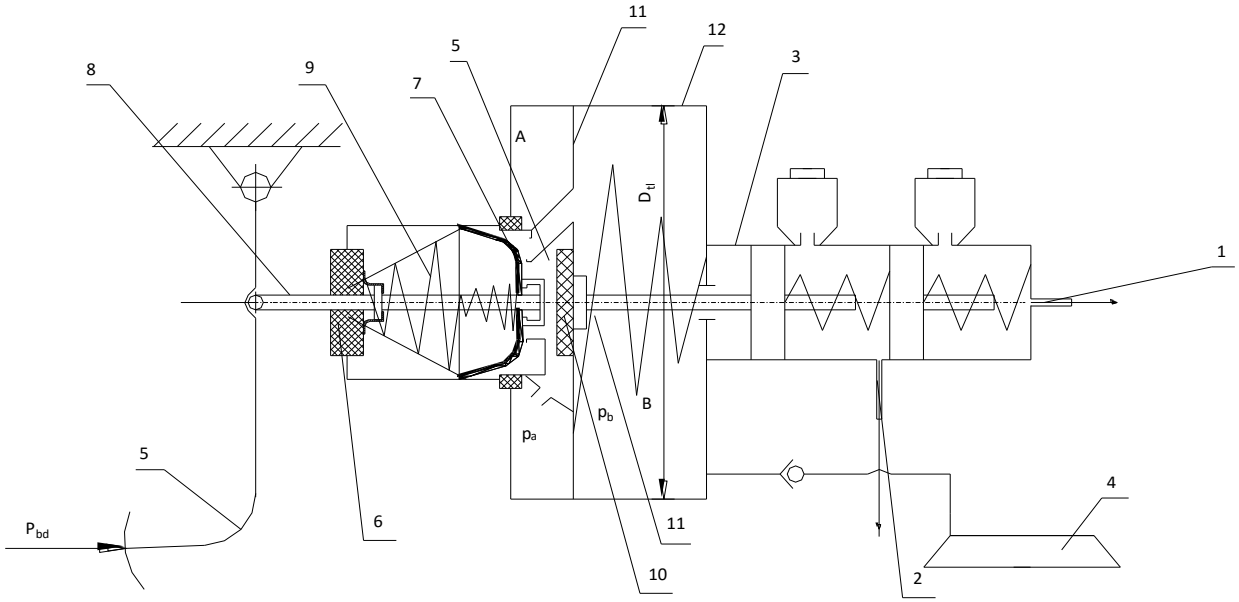
Khi người lái nhả bàn đạp phanh 5 thì dưới tác dụng của các lò xo hồi vị, các piston trong xylanh của bánh xe 1 và 8 sẽ ép dầu trở về xylanh chính 6, kết thúc một lần phanh.

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 cao tốc.

Sơ đồ dẫn động thuỷ lực trợ lực chân không



Hình 5.7: Sơ đồ dẫn động thủy lực trợ lực chân không

1,2 - Đường ống dẫn dầu phanh đến xylanh bánh xe 3 - Xylanh chính

4 - Đường nạp động cơ 5 - Bàn đạp 6 - Lọc 7 - Van chân không

8 - Cần đẩy 9 - Van không khí 10 - Vòng cao su của cơ cấu tỷ lệ

11 - Màng (hoặc piston) trợ lực 12 - Bầu trợ lực chân không

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

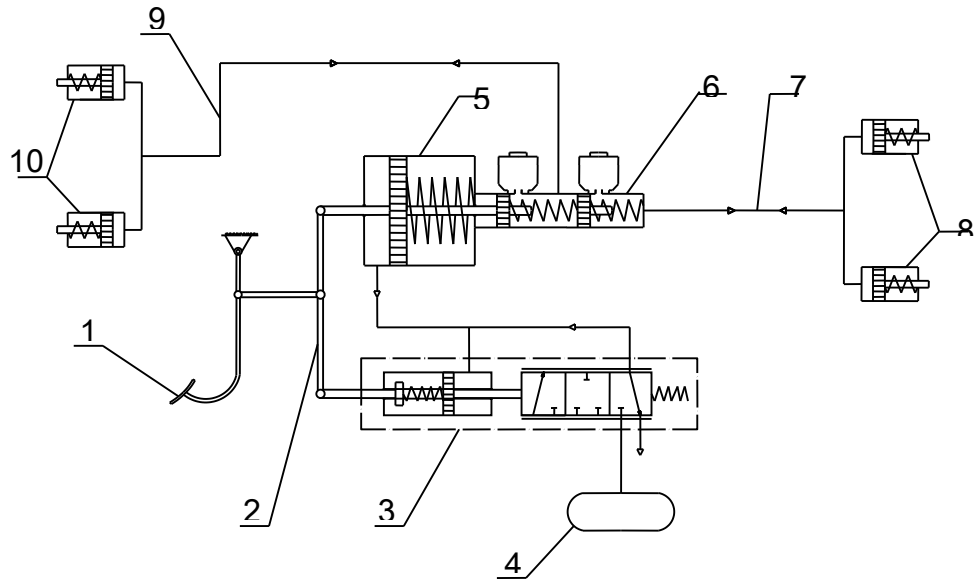
khoang A và B sẽ tạo nên một áp lực tác dụng lên piston (màng) của bầu trợ lực và qua đó tạo nên một lực phụ hỗ trợ cùng người lái tác dụng lên các piston trong xylanh chính 3, ép dầu theo các ống dẫn (dòng 1 và 2) đi đến các xylanh bánh xe để thực hiện quá trình phanh. Khi lực tác dụng lên piston 11 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 cao, 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 xylanh 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 5.8. 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.

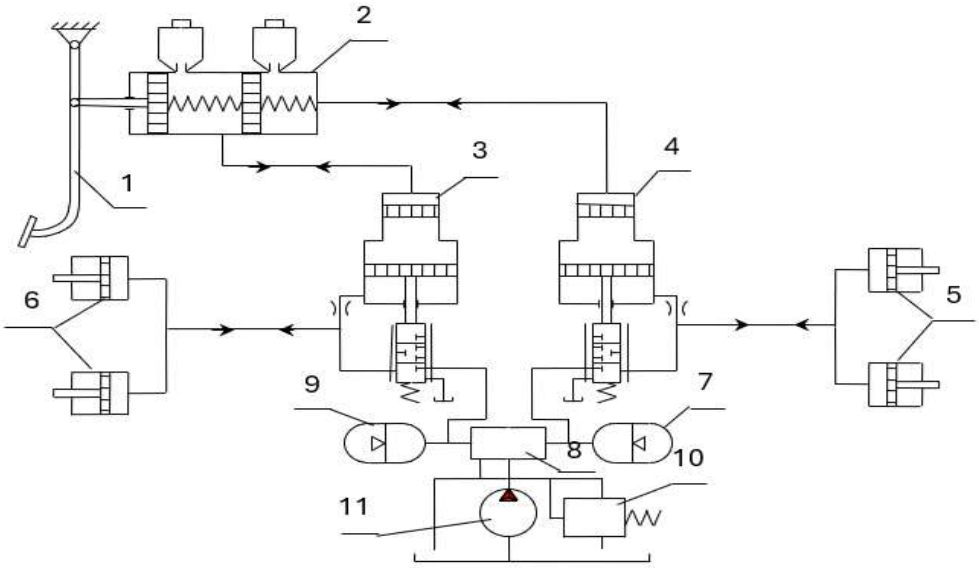
Khi tác dụng lên bàn đạp 1, qua đòn 2, lực sẽ truyền đồng thời lên các cần của xylanh chính 6 và của cụm van 3. Van 3 dịch chuyển : Mở đường nối khoang A của xylanh lực với bình chứa khí nén 4. Khí nén từ bình chứa 4 sẽ đi vào khoang A tác dụng lên piston của xylanh trợ lực, hỗ trợ cho người lái ép các 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 trí 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 ngặt, 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 5.9. Dẫn động phanh thủy lực dùng bơm và các tính 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 rơle.

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 rơle 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.

5.2.2.2. Dẫn động phanh khí nén

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 nhược điểm :

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.

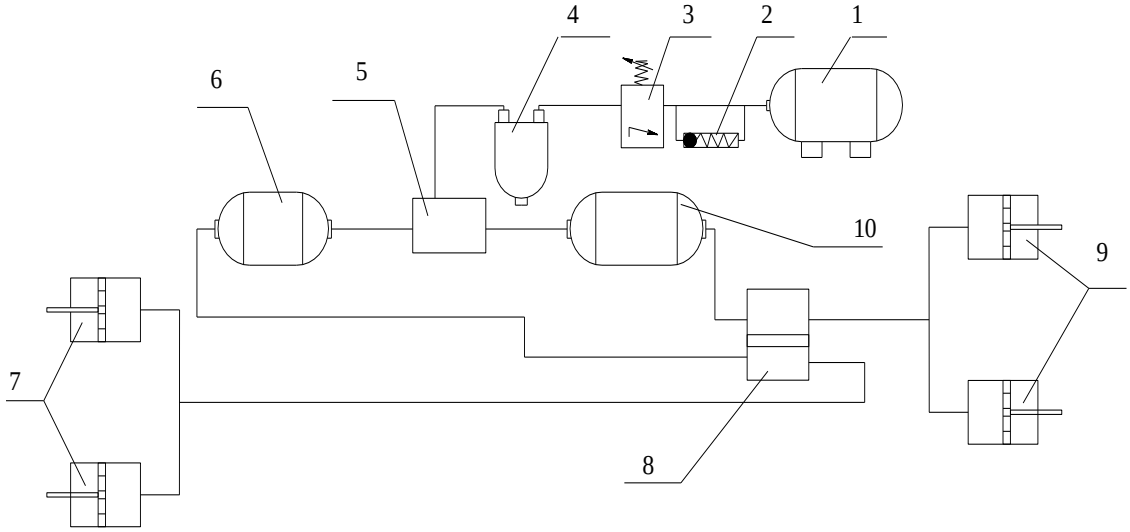
- Số lượng các cụm và chi tiết nhiều.

- Kết cấu phức tạp và giá thành cao hơn.

Sơ đồ dẫn động chính :

Dẫn động phanh trên ôtô đơn.

Sơ đồ và nguyên lý làm việc :



Hình.5.10. Sơ đồ dẫn động ôtô đơn không kéo moóc

1 - Máy nén khí 2 - Van an toàn 3- Bộ điều chỉnh áp suất

4 - Bộ lắng lọc và tách ẩm 5 - Van bảo vệ kép 6,10 - Các bình chứa khí nén

7,9 - Các bầu phanh xe kéo 8 - Tổng van phân phối

Nguyên lý làm việc *:*

Không khí nén được nén từ máy nén 1 qua bộ điều chỉnh áp suất 3, bộ lắng lọc và tách ẩm 4 và van bảo vệ kép 5 vào các bình chứa 6 và 10. Van an toàn 2 có nhiệm vụ bảo vệ hệ thống khi bộ điều điều chỉnh áp suất 3 có sự cố. Các bộ phận nói trên hợp thành phần cung cấp (phần nguồn) của dẫn động.

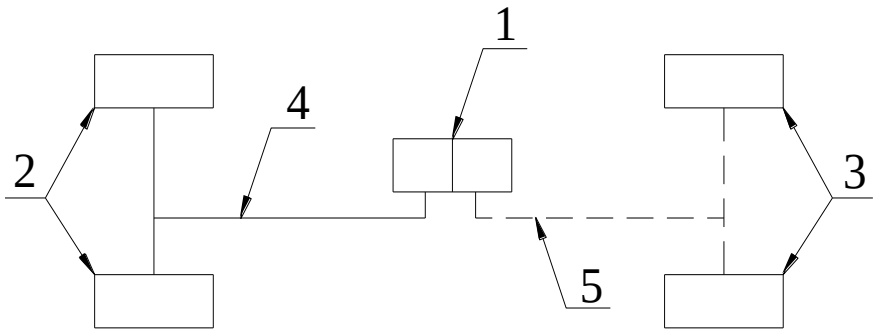
Từ bình chứa không khí nén đi đến các khoang của van phân phối 8. Ở trạng thái nhả phanh, van 8 đóng đường không khí nén từ bình chứa đến các bầu phanh và mở thông các bầu phanh với khí quyển.

Khi phanh : Người lái tác dụng lên bàn đạp, van 8 làm việc : Cắt đường thông các bầu phanh với khí quyển và mở đường cho khí nén đi đến các bầu phanh 7 và 9, tác dụng lên cơ cấu ép, ép các guốc phanh ra tỳ sát trống phanh, phanh các bánh lái xe lại.

5.3. Lựa chọn phương án thiết kế

5.3.1.Chọn sơ đồ phân dòng chính

Từ những phân tích ưu nhược điểm của từng sơ đồ phân dòng (được trình bày ở trên) em chọn sơ đồ phân chính trên xe tải như sau:



Hình 5.11. Sơ đồ phân dòng chính trên ô tô tải nhẹ.

1 - Bộ phận phân dòng (Xilanh chính)

2,3 – Các bánh xe trước, sau; 4,5 – Các dòng dẫn động.

Với sơ đồ phân dòng chính ở trên, tuy hiệu quả sẽ giảm nhiều khi hỏng dòng phanh ở cầu trước. Nhưng đây là sơ đồ dẫn động phanh đơn giản nhất, đồng thời mức độ bất đối xứng lực phanh vẫn nằm trong giới hạn cho phép khi một trong hai dòng dẫn động bị hỏng.

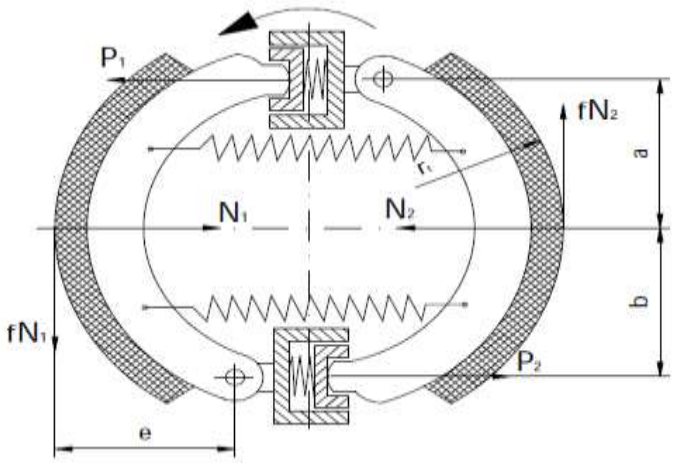
5.3.2.Chọn kiểu dẫn động phanh

- Từ những phân tích ưu nhược điểm cùng phạm vi sử dụng của các sơ đồ dẫn động phanh được sử dụng trên ô tô (ở mục 5.2.1.1 và 5.2.2.1 thuộc chương 5) em chọn dẫn động phanh bằng thủy lực.

- Với phạm vi sử dụng của dẫn động phanh thủy lực là các ô tô du lịch, ô tô tải cỡ nhỏ. Với ô tô được thiết kế có tải trọng toàn bộ là G=5185[KG] thuộc loại ô tô tải cỡ nhỏ(tải nhẹ),vì vậy đây là lý do chính dẫn đến việc lựa chọn dẫn động phanh trên ô tô tải là bằng thủy lực.

5.3.3. Cọn kiểu loại cơ cấu phanh

Với xe vận tải do phân bố tải trọng tĩnh lên trục trước là 30% và trục sau là 70%, nhưng do trọng tâm cao nên hệ số phân bố lực phanh K12=1,5567 là hợp lý. Vì vậy nhằm giúp cho cơ cấu phanh ở cầu trước, cầu sau nhỏ gọn ta chọn cơ cấu phanh ở cầu trước là:



Hình 5.12. Cơ cấu phanh của cầu trước xe tải

P_1, P_2 - lực ép; N_1, N_2 – phản lực pháp tuyến; f.N_1, f.N_2 - lực ma sát;

r_t – bán kính tang trống; a ,b– Khoảng cách từ tâm trục bánh xe đến lực ép.

Ưu điểm của cơ cấu phanh này:

- Tăng cường hiệu quả phanh nhờ hiệu ứng tự tăng lực

+ Guốc phanh quay theo chiều trống (guốc chủ động) sẽ tự ép sát vào trống khi phanh, tạo ra lực phanh lớn hơn mà không cần tăng lực tác động từ xy lanh.

+ Cơ cấu có thể khai thác mô-men ma sát để tự tăng lực ép, giúp hiệu quả phanh cao mà cần ít lực điều khiển.

- Kết cấu đơn giản, chi phí thấp

+ Không cần nhiều chi tiết phức tạp như phanh đĩa (caliper, rotor...)

+ Dễ chế tạo, dễ bảo trì và phù hợp với các xe có cấu trúc truyền thống

- Hiệu quả tốt ở tải trọng lớn và tốc độ thấp.Phanh tang trống chịu nhiệt tốt hơn trong điều kiện sử dụng không liên tục.

- Hiệu quả phanh trước quan trọng nhất

+ Khi phanh, trọng lượng dồn về bánh trước, làm tăng lực bám đường của bánh trước.

+ Do đó, bánh trước thường gánh 60–70% hiệu quả phanh, nên cần phanh có lực lớn hơn

- Cơ cấu guốc phanh kép tăng khả năng phanh đều

+ Thiết kế 2 guốc đối xứng giúp phân bố mô-men phanh đều lên hai phía, ổn định hơn trong phanh gấp.

+ Phanh guốc chủ động và bị động phù hợp để đặt trước nhằm tránh tình trạng quay lệch khi phanh gấp.

Ta chọn cơ cấu phanh sau

Ưu điểm

- Độ ổn định cao, lực phanh vừa phải

+ Khi phanh, tải trọng bị dồn về trước, làm giảm áp lực lên bánh sau → bánh sau chỉ cần tạo lực phanh vừa đủ, không cần quá mạnh.

+ Cơ cấu này tạo mô-men phanh vừa đủ và ổn định, tránh hiện tượng bánh sau bị bó cứng gây trượt xe.

- Chi phí thấp, cấu tạo đơn giản

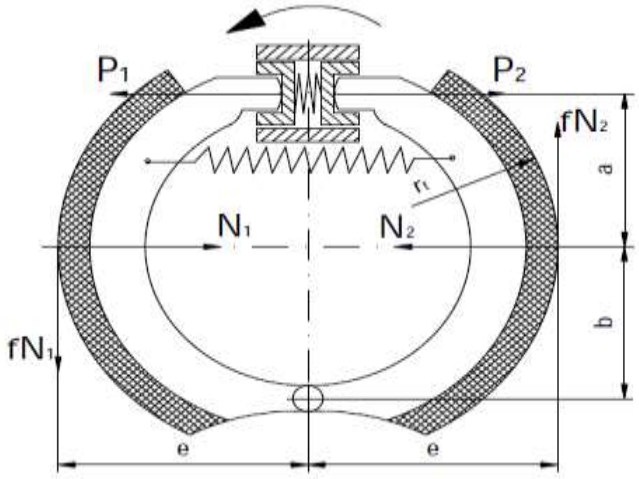
+ So với các loại phanh đĩa hoặc phanh guốc chủ động kép, loại đối xứng này dễ chế tạo, bảo trì rẻ → thích hợp cho bánh sau, nơi không yêu cầu hiệu suất phanh cực cao.

- Phù hợp với hệ thống dẫn động thủy lực đồng bộ

+ Do piston đặt giữa hai guốc, việc phân phối lực tác động đều, dễ điều khiển hơn.

- Khả năng hoạt động khi xe chạy lùi

+ Bánh sau thường chịu lực khi xe chạy lùi → cơ cấu này có khả năng tạo lực phanh gần như cân bằng ở cả 2 chiều quay, nên vẫn đảm bảo an toàn khi lùi.



Hình 5.13. Cơ cấu phanh của cầu sau xe tải .

P_1, P_2 - lực ép; N_1, N_2 – phản lực pháp tuyến; f.N_1, f.N_2 - lực ma sát;

r_t – bán kính tang trống; a – Khoảng cách từ tâm trục bánh xe đến lực ép;

b – Khoảng cách từ tâm trục bánh xe đến tâm quay của guốc.

CHƯƠNG 6. THIẾT KẾ HỆ THỐNG PHANH

6.1. Thiết kế tính toán hệ thống phanh

6.1.1. Nhiệm vụ và thông số tính toán thiết kế

Loại ô tô	Xe tải
Loại động cơ	Diesel
Trọng lượng toàn bộ	5185 [KG]
Phân bố trên trục Trước/Sau	1995/3190
Tốc độ cực đại của xe	96.7 [Km/h]
Chiều dài cơ sở	3375 [mm]
Chiều cao trọng tâm khi đầy tải	1146 [mm]
Bán kính làm việc của bánh xe	362 [mm]

6.1.2. Xác định momem phanh cần thiết sinh ra ở các cơ cấu phanh.

6.1.2.1. Xác định các tọa động trọng tâm của xe

Như đã tính ở trên theo các công thức này (phần [3])

$$a = \frac{Z_2.L_0}{G} \tag{6.1}$$

$$L_0 = a + b \tag{6.2}$$

a,b : Khoảng cách từ trọng tâm đến trục bánh xe trước và sau.

G: Trọng lượng toàn bộ xe.

L_0 : Chiều dài cơ sở của xe.

Z_1, Z_2 : Phản lực pháp tuyến từ mặt đường tác dụng lên bánh xe trước và sau. hg: Chiều cao trọng tâm của xe.

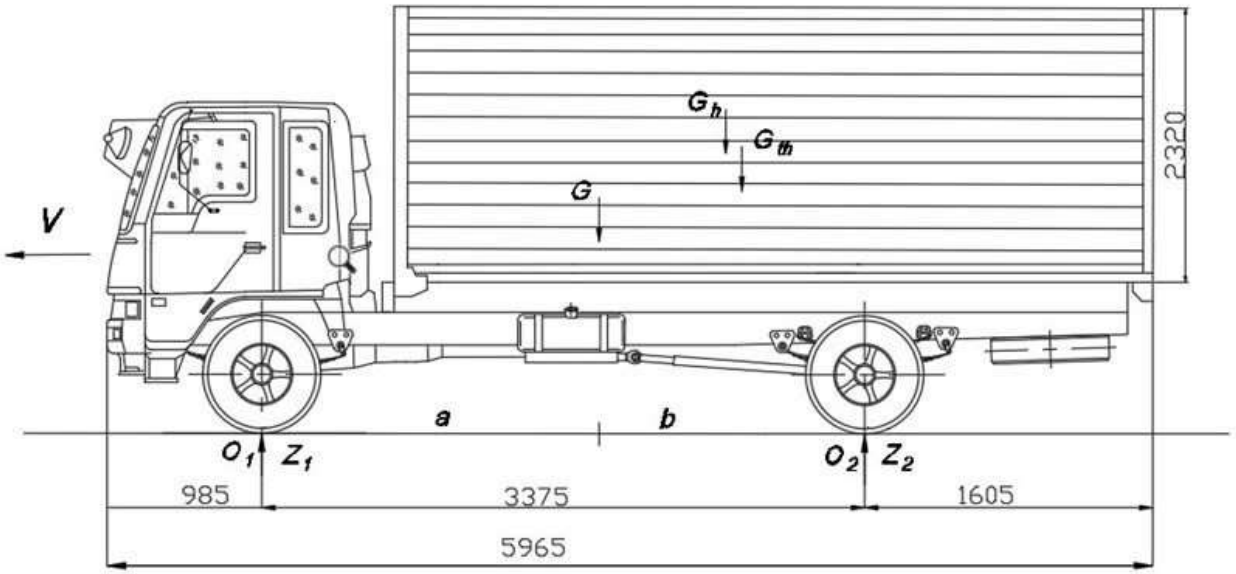
O: Trọng tâm xe.

Ta có tọa độ trọng tâm của xe là : a=2,0764m

b=1.2986m

h_g =1,131m

6.1.2.2.xác định momen phanh



Hình 6.1. Các lực tác dụng lên ô tô khi phanh.

Khi phanh sẽ có các lực tác dụng lên xe:

+ Trọng lượng toàn bộ ô tô G đặt tại trong tâm của xe.

+ Lực cản lăn tác dụng lên bánh trước và bánh sau P_{f1} và P_{f2}.

+ Phản lực thẳng góc tác dụng lên các bánh xe trước và sau Z_{P1} và Z_{P2}.

+ Lực phanh tác dụng lên các bánh xe trước và các bánh xe sau P_{P1} và P_{P2}.

+ Lực cản không khí P_ω.

+ Lực quán tính P_j sinh ra do khi phanh sẽ có gia tốc chậm dần.

Ở đây lực phanh P_{p1} và P_{p2} đặt tại điểm tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường và ngược chiều với chiều chuyển động ô tô, còn lực quán tính P_j đặt tại trọng tâm và cùng chiều với chuyển động cử ô tô.

Lực quán tính P_j được xác định theo biểu thức sau:

$$P_j = \frac{G}{g} j_p \quad (6.3)$$

Trong đó: g - gia tốc trọng trường (g = 9,81[m/s^2]).

j_p – Gia tốc chậm dần khi phanh.

Khi phanh thì lực cản không khí P_ω và lực cản lăn P_{f1} và P_{f2} không đáng kể, có thể bỏ qua. Sự bỏ qua này chỉ gây sai số khoảng 1,5 – 2%. Khi đó phương trình cân bằng lực khi xe phanh theo phương song song với mặt đường là:

$$P_j = P_{p1} + P_{p2} \quad (6.4)$$

Để sử dụng hết trọng lượng bám của ô tô thì cơ cấu phanh được bố trí ở các bánh xe trước và sau và lực phanh lớn nhất đối với toàn bộ xe là:

$$P_{jmax} = G.\varphi \quad (6.5)$$

Trong đó: φ là hệ số bám giữa bánh xe và mặt đường khi xe phanh khẩn cấp.

Với hệ thống phanh không có trang bị hệ thống kiểm soát và điều chỉnh độ trượt bánh xe(ABS hay EBS) thì hệ số bám khi phanh khẩn cấp chỉ có thể đạt $(\varphi = 0,56 \div 0.68)$

.

Ta chọn φ=0,66.

Xét 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, j_{pmax} sẽ được xác định từ phương trình cân bằng lực quán tính khi phanh.

$$P_{j\max} = \frac{G}{g}.j_{\max}$$

$$\Leftrightarrow \quad G.\varphi = \frac{G}{g}.j_{\max} \quad \Rightarrow j_{\max} = \varphi.g \quad (6.6).$$

Phương trình cân bằng mômen tại O_1 khi phanh với gia tốc chậm dần lớn nhất.

$$Z_{P2}.L_0 + P_{jmax}.h_g - G.a = 0$$

$$Z_{P2}.L_0 + G.\varphi .h_g - G.a = 0$$

$$Z_{p2} = \frac{G.(a - \varphi.hg)}{L_0} \quad (6.7)$$

Phương trình cân bằng mômen tại O_2 khi phanh với gia tốc chậm dần lớn nhất.

$$-Z_{P1}.L_0 + P_{jmax}.h_g + G.b = 0$$

$$-Z_{P1}.L_0 + G.\varphi .h_g + G.b = 0$$

$$Z_{p1} = \frac{G.(b + \varphi.hg)}{L_0} \quad (6.8)$$

Trọng lượng tác dụng lên mỗi bánh xe trước và sau khi phanh là:

$$G_{bx1} = \frac{G.\left(b + \varphi.h_g\right)}{2.L_0} \quad (6.9)$$

$$G_{bx2} = \frac{G.(a - \varphi.h_g)}{2.L_0} \quad (6.10)$$

Thay các giá trị vào (6.9), (6.10) ta được:

$$G_{bx1} = \frac{51850.(1,2986 + 0,66.1,146)}{2.3,375} = 15784,9653 \text{ [N].}$$

$$G_{bx2} = \frac{51850.(2,0764 - 1,131.0,66)}{2.3,375} = 10140,0347 \text{ [N].}$$

Lực phanh yêu cầu ở mỗi cơ cấu phanh bánh xe trước được xác định bằng:

$$P_{bx1} = G_{bx1}.\varphi \quad (6.11)$$

$$= 15784,9653.0,66 = 10418,0771[\text{N}].$$

Lực phanh yêu cầu ở mỗi cơ cấu phanh bánh xe sau được xác định bằng:

$$P_{bx2} = G_{bx2}.\varphi$$

(6.12)

$$= 10140,0347.0,66 = 6692,4229[\text{N}].$$

Mômen phanh yêu cầu ở mỗi bánh xe trước là:

$$M_{bx1} = P_{bx1}.R_{bx} \quad (6.13)$$

Trong đó: R_{bx} – Bán kính làm việc của bánh xe.

R_{bx} = 362 [mm] = 0,362 [m].

Thay các giá trị vào (6.13) ta có:

Mômen phanh yêu cầu ở mỗi bánh xe trước là:

$$M_{bx1} = 10418,0771.0,362 = 3771,3439 \quad \text{[N.m]}.$$

Mômen phanh yêu cầu ở mỗi bánh xe sau là:

$$M_{bx2} = P_{bx2}.R_{bx} \quad (6.14)$$

$$= 6692,4229.0,362 = 2422,6571 \text{[N.m]}.$$

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

Thực tế momen phanh sinh ra ở các bánh xe là do cơ cấu phanh lắp đặt ở bánh xe sinh ra. Cơ cấu phanh sinh ra ở các bánh xe có nhiều kiểu, 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 momen phanh yêu cầu phân bố trên các trục như đã tính ở trên.

Vì vậy để có cơ sở chọn cơ cấu phanh hợp lý, thì trước hết cần đánh giá tỷ số phân bố momen phanh lên trục trước và trục sau theo hệ số phân bố lực phanh K12 như sau :

$$K_{12} = \frac{M_{bx1}}{M_{bx2}} \quad (6.15)$$

$$= \frac{3771,3439}{2422,6571} = 1,5567$$

6.1.3. Tính toán cơ cấu phanh trước

6.1.3.1. Tính toán cơ cấu phanh trước theo phương pháp họa đồ

xác định góc δ và bánh kính của lực tổng hợp lên má phanh

$$tg\delta = \frac{\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2}{2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2} \quad (6.16)$$

$$tg\delta = \frac{\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2}{2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2} = \frac{\cos 2.16 - \cos 2.136}{2.(\frac{\pi.120}{180}) + \sin 2.16 - \sin 2.136} = 0,1422$$

Trong đó

β_1=16°- Là góc tính từ tâm chốt của guốc phanh đến chỗ tấm ma sát

β_0=120°- Góc ôm của tấm ma sát

$\beta_2 = \beta_1 + \beta_0$=16°+120°=136°

Bán kính ρ của lực tổng hợp

$$\rho = \frac{2r_t(\cos\beta_1 - \cos\beta_2)}{\sqrt{\beta_0{}^2 + \sin^2\beta_0 - 2\beta_0\cos(\beta_1+\beta_2)\sin\beta_0}}$$

(6.17)

$$\rho = \frac{2.145.(\cos 16 - \cos 136)}{\sqrt{(\frac{\pi.120}{180})^2.\sin^2 120 - 2.2,09.\cos(152).\sin 120}} = 191,57[mm]$$

Theo tài liệu đường [2]

$$d_t = (0,8 \div 0,9)r_{bx} = 0,8.362 = 290\,[\text{mm}]$$

Chọn $d_t = 290$ [mm]

Bán kính tang trống

$$r_t = \frac{d_t}{2} = \frac{290}{2} = 145\,[\text{mm}]$$

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 momen phanh trước và guốc phanh sau bằng momen tính toán của mỗi cơ cấu bánh xe

Khi đã chọn trước các thông số kết cấu chúng ta tính được góc và bán kính nghĩa là xác định được hướng và điểm đặt lực N

Lực R là lực tổng hợp của N và T. Lực R tạo với lực N góc φ_1. Góc φ_1 được xác định như sau:

$$tg\varphi_1 = \frac{T_1}{N_1} = \mu \tag{6.18}$$

Với μ là hệ số ma sát giữa tấm ma sát với tang trống, thường là $\mu = 0{,}3$. Như thế là chúng ta xác định được góc φ_1=16,7 độ nghĩa là xác định được hướng của R, Góc φ_1 má trước và má phanh sau đều bằng nhau vì có cùng hệ số ma sát như nhau

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

$$M_p = M_{p1} = M_{p2} = R_1.r_0 + R_2.r_0 = (R_1 + R_2).r_0 \tag{6.19}$$

Bán kính r_0 được xác định theo công thức

$$r_0 = \rho.\frac{\mu}{\sqrt{1+\mu^2}} \tag{6.20}$$

$$r_0 = \rho.\frac{\mu}{\sqrt{1+\mu^2}} = 191{,}57.\frac{0{,}3}{\sqrt{1+0{,}3^2}} = 55{,}04\,[\text{mm}]$$

Vì chọn góc ôm β_0 của tấm ma sát má trước và má sau bằng nhau nên bán kinh ρ đặt lực tổng hợp là như nhau và r_0 bằng nhau

Xây dựng họa đồ lực của cơ cấu phanh trước và cơ cấu phanh sau vì xi lanh như nhau nên lực P đẩy guốc phanh là như nhau.

Xây dựng họa đồ lực phanh

1.Xác định các thông số hình học của cơ cấu phanh và vẽ sơ đồ theo đúng tỷ lệ, Vẽ các lực P

2. TÍnh góc δ và bán kính ρ, từ đó xác định điểm đặt của lực R

3. Tính góc φ và vẽ phương của lực. Kéo dài pương của và R’ và P cắt nhau tại O’, kéo dài phương của P và R’’ cắt nhau tại O’’.

Để xác định phương của U cần lưu ý rằng, ở trạng thái cân bằng tổng các lực tác dụng lên guốc phanh bằng 0:

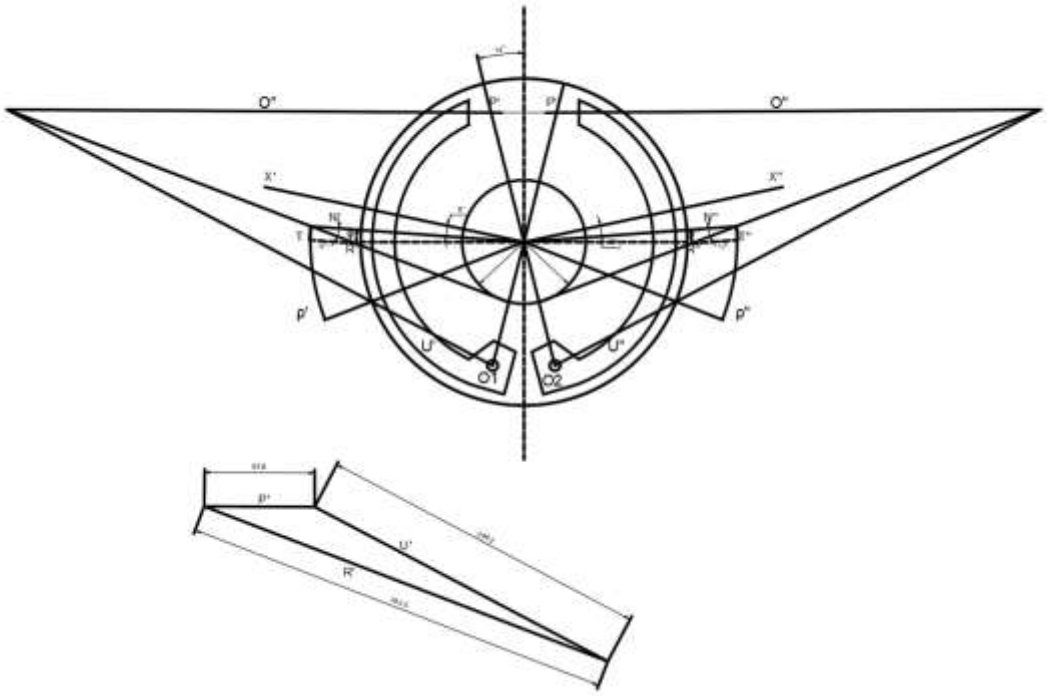
$$\vec{P} + \vec{R} + \vec{U} = 0$$

Vì vậy 3 lực này phải tạo thành tam giác lực khép kính. Nghĩa là, nế kéo dài 3 lực này thì chúng ta phải cắt nhau tại 1 điểm, đó chính là các điểm O’ và O’’. Như vậy để xác định phương của các lực U chỉ cần nối O’ với O_1 vàO’’ với O_2

4. Trên hình vẽ, lấy 2 đoạn P bằng nhau, đặt song song, ngược chiều. Từ các lực P này dựng tam giác lực cho các guốc phanh bằng các vẽ các đường song song với các lực R và U đã có trên họa đồ.

5. Đo trực tiếp trên hình các đoạn R’ và R’’ và tính tỷ lệ

VÌ ở đây các má phanh có điểm đặt lực riêng lẻ đối xứng về hai phía nên các má phanh chịu lực giống nhau vì vậy chỉ cần vẽ họa đồ lực cho một má phanh.



Hình 6.2. Họa đồ lực của cơ cấu phanh trước

Ta đo được kích thước của R_1 trên hình vẽ ta được

R_1=383,5 mm

U’=294,2mm

P'=97,8mm

$$R_1 = R_2 = \frac{MP_{bx1}}{2.r_0} = \frac{3681,8645}{2.55,04} = 34,26(N.m) = 34260[N.mm]$$

$$K = \frac{R'}{R} = \frac{33447,17}{383,5} = 89,335$$

6. Dựa trên các giá trị của R' và R'' và các kích thước trên hình vẽ ta tính tỷ lệ xích rồi từ đó tính giá trị các lực còn lại là P,U',U''.

Ở cơ cấu phanh trước ta có:

U'=U''=294,2.89,335 =26282,357 [N]

P'=P''=97,8.89,335 =8736,963 [N]

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

Kiểu cơ cấu phanh ở cầu trước là kiểu trống guốc có tính đối xứng hoàn toàn về phương diện kết cấu qua tâm quay bánh xe.

Vì vậy momen ma sát của tang trống được tạo ra bởi hai guốc có giá trị hoàn toàn giống nhau với các đặc điểm như sau:

+ Hai guốc sử dụng hai cơ cấu ép riêng biệt bởi hai xy lanh đơn bố trí về hai phía khác nhau.

+ Hai guốc của cơ cấu phanh có tâm quay của điểm tựa cố định được bố trí về hai phía khác nhau.

Do tính chất đối xứng đối với tâm quay bánh xe, nên công thức xác định mô-men ma sát của hai guốc tác dụng lên tang trống có công thức tính hoàn toàn giống nhau.

$$M_{g1} = \frac{P_1.h_1.\mu}{A_1 - \mu.B_1} \quad (6.21)$$

$$M_{g2} = \frac{P_2.h_2.\mu}{A_2 - \mu.B_2} \quad (6.22)$$

Trong đó:

M_{g1}, M_{g2}: mômen ma sát do hai guốc ở cầu trước tạo ra.

P_1, P_2: lực ép từ piston tác dụng lên hai guốc phanh

A_1,B_1, A_2, B_2: đại lượng đặt trưng cho tham số kết cấu và qui luật phân bố áp suất trên guốc phanh.

h_1, h_2:khoảng cách từ tâm quay của guốc đến lực ép.

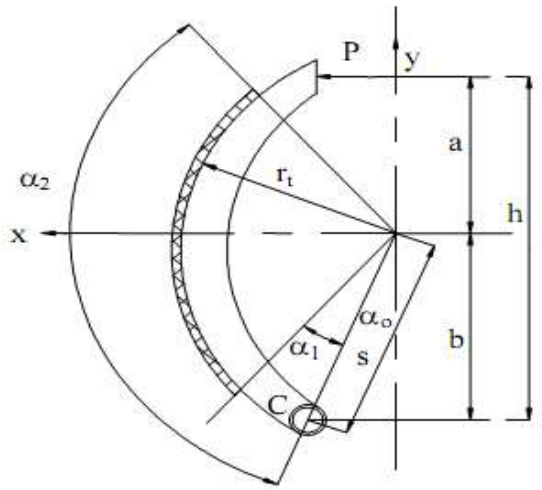
Vậy mômen phanh do hai guốc tạo ra cho một tang trống được xác định bằng mômen tổng như sau:

$$M_{PT} = \frac{P_1.h_1.\mu}{A_1 - \mu.B_1} + \frac{P_2.h_2.\mu}{A_2 - \mu.B_2} \quad (6.23)$$

Giả sử đường kính hai piston trong xi lanh là như nhau thì các lực ép P_1, P_2 bằng nhau và bằng lực ép P do áp suất dầu trong xi lanh tạo ra cho piston.Và giả thiết kích thước của hai guốc và cả hai má đều giống nhau ($A_1 = A_2 = A$ và $B_1 = B_2 = B$ và $h_1 = h_2$), thì momen phanh do hai guốc tạo ra cho trống phanh được xác định như sau:

$$M_{PT} = M_{P1} + M_{P2} = 2.\frac{P.h.\mu}{A - \mu.B} \quad (6.24)$$

Để tính toán ta cần xác định các thông số dựa vào sơ đồ tính toán cơ cấu phanh guốc.



Hình 6.3. Sơ đồ tính toán cơ cấu phanh guốc.

+ P: Lực ép từ piston tác dụng lên guốc phanh

+ α_1, α_2:là các thông số kết cấu về góc đặt đầu cuối của tấm ma sát(ta lấy theo β_1 và β_2)

+ a: Khoảng cách từ tâm trục bánh xe đến lực ép (P).

+ b: Khoảng cách từ tâm trục bánh xe đến tâm quay của guốc.

+ h: Khoảng cách từ tâm quay của điểm tỳ cố định đến phương lực ép P.

+ r_t: Bán kính tang trống

+ S: Khoảng cách từ tâm quay của guốc đến tâm trục bánh xe.

+ α_0: Góc đặt tâm quay của guốc phanh.

Xác định bán kính tang trống (r_t).

Với bán kính bánh xe R_{bx} =0,35 [m] theo đề bài, căn cứ vào tài liệu [1] ta có thể chọn D_t như sau:

$$D_t = 0,8.R_{bx} = 0,8.0,362 = 0,29 \text{ [m]}. \quad (6.25)$$

Suy ra: $r_t = \frac{D_t}{2} = \frac{0,29}{2} = 0,145$ [m].

Với bán kính tang trống r_t =0,145 [m], thì khoảng cách từ tâm quay bánh xe đến phương của lực ép P có thể xác định như sau:

$$a = 0,8.r_t = 0,8.0,145 = 0,116 \text{ [m]}. \quad (6.26)$$

Với đường kính tang trống D_t=2.r_t thì theo tài liệu [1] khoảng cách h được xác định như sau:

$$h = 0,8.D_t = 0,8.0,29 = 0,232 \text{ [m]}. \quad (6.27)$$

Với khoảng cách h=0,224[m] và a=0,112[m] thì khoảng cách b được xác định như sau:

$$h = b + a \Rightarrow b = h - a = 0,232 - 0,116 = 0,116 \text{ [m]}. \quad (6.28)$$

Khoảng cách từ tâm quay điểm tựa cố định của guốc đến tâm quay bánh xe (s).

$$s = \frac{0,8.r_t}{\cos\alpha_0} \quad (6.29)$$

Chọn α_0 =14^0: là góc đặt quay tâm điểm tựa cố định của cố định của guốc phanh (lưu ý khi tính phải đổi độ sang radian)

Thay giá trị vào (6.29) ta được: $s = \frac{0,8.0,145}{\cos 14^0} = 0,12$ [m].

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

$$A = \frac{s}{r_t}.(\cos\delta + \mu.\sin\delta).\frac{\sin(\frac{\alpha_2 - \alpha_1)}{2}}{\left(\frac{\alpha_2 - \alpha_1}{2}\right)} \qquad (6.30)$$

Trong đó :

+ α_1, α_2 là các thông số kết cấu về góc đặt đầu – cuối của tấm ma sát ,tính bằng [rad]. Trong tính toán thiết kế, có thể chọn các góc α_1, α_2 theo kinh nghiệm sao cho hiệu số $(\alpha_2 - \alpha_1) \approx 90^0 \div 120^0$. Chọn $\alpha_1 = 16^0$ và $\alpha_2 = 136^0$ tức là $(\alpha_2 - \alpha_1) = 120^0$. hay $2\pi/3$[rad].

+ μ : hệ số ma sát trượt giữa má phanh và trống phanh, theo tài liệu [1] $\mu \approx 0{,}30 - 0{,}33$ta chọn μ=0,33.

+ δ : Góc đặt của phương hợp lực pháp tuyến khi áp suất phân bố đều và được xác định theo biểu thức sau :

$$\delta = \frac{\pi - (\alpha_1 + \alpha_2)}{2} \qquad (6.31)$$

Chọn $\alpha_1 = 16^0$ và $\alpha_2 = 136^0$ (theo tài liệu [1])

Thay giá trị của α_1 và α_2 bằng giá trị [rad] vào (6.31) ta được:

$$\delta = \frac{\pi - (16 + 136).\frac{\pi}{180}}{2} = 0{,}244 \text{ [rad].}$$

Từ các giá trị s, r_t, δ, α_1, α_2, μ đã tính được ta thay vào công thức (6.30):

$$A = \frac{0{,}120}{0{,}145}.(\cos(0{,}224) + 0{,}33.\sin(0{,}224).\frac{\sin(\frac{2{,}3736 - 0{,}2793}{2})}{\frac{2{,}3736 - 0{,}2793}{2}} = 0{,}719 .$$

Và B =1 [Theo tài liệu [3]].

Xác định lực ép cần thiết của cơ cấu phanh trước:

ta có: $M_{PT} = M_{P1} + M_{P2} = 2.\dfrac{P.h.\mu}{A - \mu.B}$

Theo lý thuyết thì mômen phanh của cơ cấu phanh cần sinh ra sẽ phải bằng mômen phanh yêu cầu ở mỗi bánh xe nên.

$$M_{PT} = M_{bx1} \tag{6.32}$$

Vậy $M_{PT} = 3771,3439$ [N.m].

ta suy ra lực ép cần thiết của cơ cấu phanh trước P.

Từ công thức (6.32)ta suy ra: $P = \dfrac{M_{PT}(A - \mu.B)}{2.h.\mu}$ (6.33)

Thay các giá trị M_{PT}, A, B, h, μ vào (4.13) ta được:

$$P = \frac{3771,3439.(0,719 - 0,33.1)}{2.0,232.0,33} = 9581,066 \text{ [N].}$$

Vậy mômen phanh do các guốc tạo ra cho một tang trống ở cầu trước:

$$M_{g1} = M_{g2} = \frac{P.h.\mu}{A - \mu.B} = \frac{M_{PT}}{2} = \frac{3771,3439}{2} = 1885,672 \text{ [N.m].}$$

$\Rightarrow$ Từ 2 phương pháp mà ta đã tính thì ta thấy tính cơ cấu phanh theo phương pháp đồ họa là tối ưu và hợp lí nhất. Nên ta sẽ sử dụng phương pháp đồ họa để tính toán cho thiết kế dẫn động phanh.

6.1.4. Tính toán cơ cấu phanh sau

6.1.4.1.Tính toán cơ cấu phanh sau theo phương pháp đồ họa

xác định góc δ và bánh kính của lực tổng hợp lên má phanh

Má Trước của cơ cấu phanh sau:

$$tg\delta = \frac{\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2}{2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2} \tag{6.34}$$

β_1=16°- Là góc tính từ tâm chốt của guốc phanh đến chỗ tấm ma sát

β_0=120°- Góc ôm của tấm ma sát

$$\beta_2 = \beta_1 + \beta_0 = 16° + 120° = 136°$$

$$tg\delta' = \frac{\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2}{2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2} = \frac{\cos 2.16 - \cos 2.136}{2.(\frac{\pi.120}{180}) + \sin 2.16 - \sin 2.136} = 0,1422$$

Bán kính ρ của lực tổng hợp

$$\rho' = \frac{2r_t(\cos\beta_1 - \cos\beta_2)}{\sqrt{\beta_0^2 + \sin^2\beta_0 - 2\beta_0\cos(\beta_1 + \beta_2)\sin\beta_0}} \quad (6.35)$$

$$\rho' = \frac{2.145.(\cos 16 - \cos 136)}{\sqrt{(\frac{\pi.120}{180})^2.\sin^2 120 - 2.2,09.\cos(152).\sin 120}} = 191,57[mm]$$

Má Sau của cơ cấu phanh sau

$\beta_1 = 26°$ - Là góc tính từ tâm chốt của guốc phanh đến chỗ tấm ma sát

$\beta_0 = 100°$ - Góc ôm của tấm ma sát

$\beta_2 = \beta_1 + \beta_0 = 25° + 100° = 135°$

$$tg\delta'' = \frac{\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2}{2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2} = \frac{\cos 2.26 - \cos 2.126}{2.(\frac{\pi.100}{180}) + \sin 2.26 - \sin 2.126} = 0,1768$$

Bán kính ρ của lực tổng hợp

$$\rho = \frac{2r_t(\cos\beta_1 - \cos\beta_2)}{\sqrt{\beta_0^2 + \sin^2\beta_0 - 2\beta_0\cos(\beta_1 + \beta_2)\sin\beta_0}} \quad (6.36)$$

$$\rho'' = \frac{2.145.(\cos 26 - \cos 126)}{\sqrt{(\frac{\pi.100}{180})^2.\sin^2 100 - 2.(\frac{100\pi}{180}).\cos(152).\sin 126}} = 184,704[mm]$$

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 momen phanh trước và guốc phanh sau bằng momen tính toán của mỗi cơ cấu bánh xe

Khi đã chọn trước các thông số kết cấu chúng ta tính được góc và bán kính nghĩa là xác định được hướng và điểm đặt lực N

Lực R là lực tổng hợp của N và T. Lực R tạo với lực N góc φ_1. Góc φ_1 được xác định như sau:

$$tg\varphi_1 = \frac{T_1}{N_1} = \mu \tag{6.37}$$

Với μ là hệ số ma sát giữa tấm ma sát với tang trống, thường là $\mu = 0{,}3$. Như thế là chúng ta xác định được góc φ_1=16,7 độ nghĩa là xác định được hướng của R, Góc φ_1 má trước và má phanh sau đều bằng nhau vì có cùng hệ số ma sát như nhau

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

$$M_p = M_{p1} = M_{p2} = R_1.r_0 + R_2.r_0 = (R_1 + R_2).r_0 \tag{6.38}$$

Bán kính r_0 được xác định theo công thức

$$r_0 = \rho.\frac{\mu}{\sqrt{1+\mu^2}} \tag{6.39}$$

Má trước của cơ cấu phanh sau

$$r_0' = \rho.\frac{\mu}{\sqrt{1+\mu^2}} = 191{,}57.\frac{0{,}3}{\sqrt{1+0{,}3^2}} = 55{,}04[mm]$$

Má Sau của cơ cấu phanh sau

$$r_0'' = \rho''.\frac{\mu}{\sqrt{1+\mu^2}} = 184{,}704.\frac{0{,}3}{\sqrt{1+0{,}3^2}} = 53{,}074[mm]$$

Vì chọn góc ôm β_0 của tấm ma sát má trước và má sau bằng nhau nên bán kinh ρ đặt lực tổng hợp là như nhau và r_0 bằng nhau

Xây dựng họa đồ lực của cơ cấu phanh trước và cơ cấu phanh sau vì xi lanh như nhau nên lực P đẩy guốc phanh là như nhau.

Xây dựng họa đồ lực phanh

1.Xác định các thông số hình học của cơ cấu phanh và vẽ sơ đồ theo đúng tỷ lệ, Vẽ các lực P

2. TÍnh góc δ và bán kính ρ, từ đó xác định điểm đặt của lực R

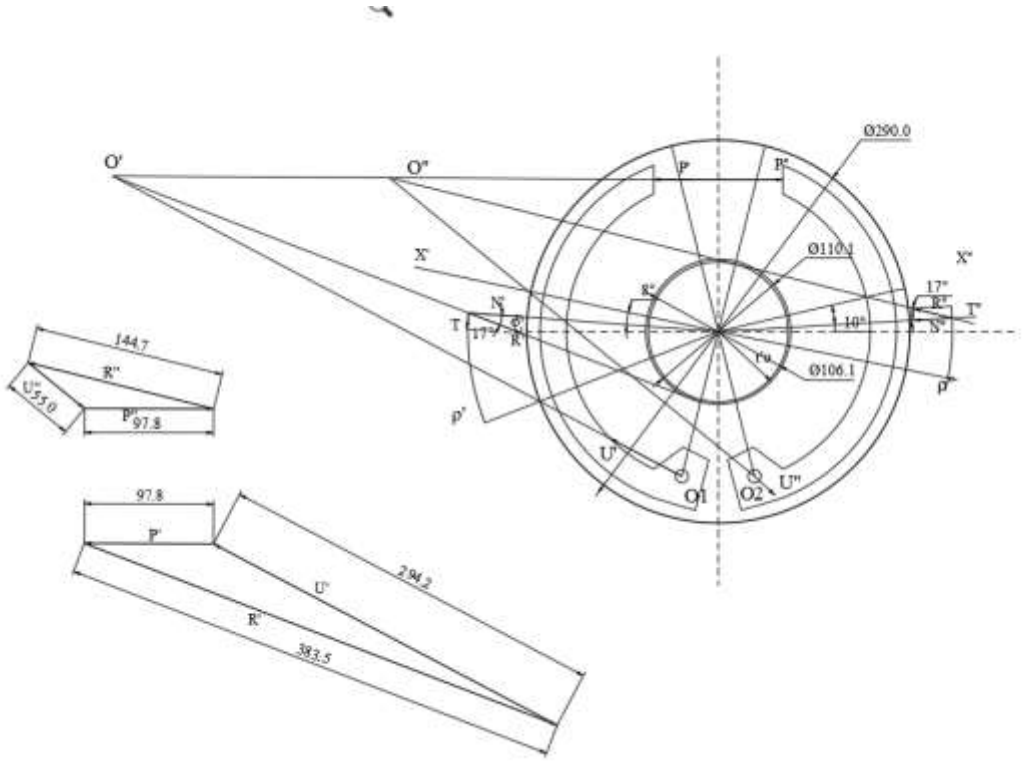
3. Tính góc φ và vẽ phương của lực. Kéo dài pương của và R' và P cắt nhau tại O', kéo dài phương của P và R'' cắt nhau tại O''.

Để xác định phương của U cần lưu ý rằng, ở trạng thái cân bằng tổng các lực tác dụng lên guốc phanh bằng 0:

$$\vec{P}+\vec{R}+\vec{U}=0$$

Vì vậy 3 lực này phải tạo thành tam giác lực khép kính. Nghĩa là, nếu kéo dài 3 lực này thì chúng ta phải cắt nhau tại 1 điểm, đó chính là các điểm O' và O''. Như vậy để xác định phương của các lực U chỉ cần nối O' với O_1 vàO'' với O_2

4. Trên hình vẽ, lấy 2 đoạn P bằng nhau, đặt song song, ngược chiều. Từ các lực P này dựng tam giác lực cho các guốc phanh bằng các vẽ các đường song song với các lực R và U đã có trên họa đồ.



Hình 6.4. Họa đồ lực của cơ cấu phanh sau

5. Đo trực tiếp trên hình các đoạn R’ và R’’ và tính tỷ lệ

VÌ ở đây các má phanh có điểm đặt lực riêng lẻ đối xứng về hai phía nên các má phanh chịu lực giống nhau vì vậy chỉ cần vẽ họa đồ lực cho một má phanh.

Ta đo được kích thước của R1 trên hình vẽ ta được

R’’=144,7 [mm]; R’=383,5 [mm]; U’’=55 [mm]; U’=294,2 [mm] ; P’=97,8 [mm]

$$K = \frac{R'}{R''} = \frac{383,5}{144,7} = 2,65$$

Giải hệ phương trình trên ta tính được giá trị của các lực R’ và R’’

$$\Rightarrow \quad R'.r_0 + R''.r_0 = M_P \quad (6.40)$$

$$R' - k.R'' = 0 \quad (6.41)$$

$$\Rightarrow \quad R'.0,05504 + R''.0,053074 = 2422,6571$$

$$R' - 2,65.R'' = 0$$

$$\Rightarrow \quad R' = 32272,86641(N)$$

$$R'' = 12178,4402(N)$$

Tỷ lệ xích $t = \frac{31897,12}{385,5} = 83,7167$

6. Dựa trên các giá trị của R’ và R’’ và các kích thước trên hình vẽ ta tính tỷ lệ xích rồi từ đó tính giá trị các lực còn lại là P,U’,U’’.

Ở cơ cấu phanh sau ta có:

U’’=83,7167.55 =4604,4185 [N]

P’=83,7167.97,8 =8187,4933 [N]

U’=83,7167.294,2=24629,4531 [N]

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

Kiểu cơ cấu phanh ở cầu sau là kiểu trống guốc với hai guốc có cùng chung cơ cấu ép là xy lanh kép.

Đây là loại cơ cấu phanh kiểu tang trốngđơn giản nhất, có tính đối xứng về phương diện kết cấu qua mặt phẳng đối xứng thẳng đứng. Tuy nhiên moment ma sát được tạo ra bởi các guốc sẽ có giá trị khác nhau do tính chất tách/siết của các guốc đối với tang trống phụ thuộc chiều quay bánh xe.

Công thức xác định mô-men ma sát của hai guốc tác dụng lên tang trống như sau:

Với guốc tự siết (lực ép P1 từ piston tạo ra moment quay là cùng chiều với chiều quay tang trống).

$$M_{g1} = \frac{P_1.h_1.\mu}{A_1 - \mu.B_1} \tag{6.42}$$

Trong đó:

+ P_1: Lực ép từ piston tác dụng lên guốc tự siết

+ A_1, B_1: Đại lượng đặc trưng cho thông số kết cấu và qui luật phân bố áp suất trên má phanh của guốc phanh tự siết.

+ h_1: khoảng cách từ tâm quay của guốc đến lực ép.

- Với guốc tự tách (lực ép P_2 từ piston tạo ra moment quay là ngược chiều với chiều quay của tang trống).

$$M_{g2} = \frac{P_2.h_2.\mu}{A_2 + \mu.B_2} \tag{6.43}$$

Trong đó:

+ P_2: Lực ép từ piston tác dụng lên guốc tự tách.

+ A_2, B_2: Đại lượng đặc trưng cho thong số kết cấu và qui luật phân bố áp suất trên má phanh của guốc phanh tự tách.

+ h_2: Khoảng cách từ tâm quay của guốc đến lực ép.

- Vậy môменn phanh do hai guốc phanh ở cơ cấu phanh cầu sau tạo ra cho tang trống được xác định bằng mô-men tổng:

$$M_{PS} = \frac{P_1.h_1.\mu}{A_1 - \mu.B_1} + \frac{P_2.h_2.\mu}{A_2 + \mu.B_2} \quad (6.44)$$

Giả sử các lực ép P_1 và P_2 là bằng nhau và bằng P, đồng thời kích thước của hai guốc và cả hai má phanh đều giống nhau ($A_1=A_2=A$, $B_1=B_2=B$, $h_1=h_2=h$) thì mômen phanh do hai guốc tạo ra cho trống phanh là:

$$M_{PS} = P.h.\mu\left(\frac{1}{A-\mu.B} + \frac{1}{A+\mu.B}\right)$$

$$\text{Hay } M_{PS} = P.h.\mu\left(\frac{2A}{A^2 - \mu^2.B^2}\right) \quad (6.45)$$

Theo lý thuyết thì mômen phanh của cơ cấu phanh cần sinh ra sẽ phải bằng mômen phanh yêu cầu ở mỗi bánh xe nên.

$$M_{PS} = M_{bx2} \quad (6.46)$$

Vậy: $M_{PS} = 2422,6571$ [N.m]

Từ công thức (6.44) ta có thể suy ra công thức tính lực ép yêu cầu đối với cơ cấu phanh kiểu trống guốc ở cầu sau:

$$P = \frac{M_{PS}.\left(A^2 - \mu^2.B^2\right)}{2.A.h.\mu} \quad (6.47)$$

Thay các giá trị M_{PS} , A, B, h, μ vào (6.47) ta được:

$$P = \frac{2422,6571.(0,719^2 - 0,33^2.1^2)}{2.0,719.0,232.0,33} = 8979,584 \text{ [N].}$$

Mômen phanh do guốc phanh tự tách tạo ra cho tang trống ở một cơ cấu phanh của cầu sau:

$$M_{g2} = \frac{P.h.\mu}{A + B.\mu} \quad (6.48)$$

Thay các giá trị P, h, A, B, μ vào (6.48) ta được:

$$M_{g2} = \frac{8979,584.0,232.0,33}{0,719 + 1.0,33} = 655,364 \text{ [N.m].}$$

Mô-men phanh do guốc phanh tự siết tạo ra cho tang trống ở một cơ cấu phanh của cầu sau:

$$M_{g1} = \frac{P.h.\mu}{A - B.\mu} \quad (6.49)$$

Thay các giá trị P, h, A, B, μ vào (6.49) ta được:

$$M_{g1} = \frac{8979,584.0,232.0,33}{0,719 - 1.0,33} = 1767,293 \text{ [N.m].}$$

$\Rightarrow$ Từ 2 phương pháp mà ta đã tính ra thì ta thấy tính cơ cấu phanh theo phương pháp đồ họa là tối ưu và hợp lí nhất. Nên ta sẽ sử dụng phương pháp đồ họa để tính toán cho thiết kế dẫn động phanh.

6.1.5.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. Nếu hiện tượng này xảy ra thì khi người lái thôi phanh nhưng xe vẫn bị phanh do vậy đây là hiện tượng cần tránh đối với hệ thống phanh. Trên ta thấy hiện tương tự xiết sẽ không xảy ra khi phương của lực R đi qua phía trên tâm quay của guốc phanh. Khi thôi phanh (tức là khi đó thôi tác động của lực P), phản lực R từ trống phanh vào guốc phanh sẽ đưa má phanh vào vị trí ban đầu (vị trí không phanh). Ngược lại nếu phương của lực R đi qua tâm hoặc dưới tâm quay của guốc phanh (mà điều này chỉ xảy ra đối với guốc phanh bên trái) thì bản thân lực R cũng làm cho guốc phanh quay sang trái. Khi đó momen phanh sẽ tăng lên vô hạn và nếu người lái nhà phanh thì xe vẫn bị phanh. Guốc phanh bên phải (tức guốc phanh phía sau theo chiều tiến của xe) không bao giờ có hiện tượng tự xiết.

- Ta có công thức tính momen phanh đối với guốc trước

$$M'_p = \frac{\mu.\rho.(c.\cos a + a)}{c.(\cos\delta + \mu\sin\delta) - \mu.\rho} \quad (6.50)$$

Biểu thức trên cho thấy, Nếu $c.(\cos\delta + \mu\sin\delta) - \mu.\rho$ thì $M'_p \to \infty$. Điều này có nghĩa là moomen 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:

$$\mu = \frac{c.\cos\delta}{\rho - c.\cos\delta} \quad (6.51)$$

Trong đó

c- Khoảng cách từ tâm bánh xe đến tâm chốt

$$c = \frac{a}{\cos 10} = \frac{0,8.145}{\cos 10} = 117,789$$

Chọn c= 120 [mm]

Theo tính toán ở trên ta có

δ =8,09

ρ =191,57 [mm]

Trên họa đồ lực phanh ta thấy rằng nếu đường kéo dài của phương R' đi qua hoặc nằm dưới tâm quay của guốc phanh O thì sẽ xảy ra hiện tượng tự xiết

$$\mu = \frac{0,12.\cos 8,09}{0,19157 - 0,12.\cos 8,09} = 1,6327$$

Vậy μ =1,6327 > 0,3. Nên guốc trước của cơ cấu phanh không xảy ra hiện tượng tự xiết

6.1.6. Xác định kích thước má phanh

Kích thướng má phanh được chọn trên cơ sở đảm bảo công ma sát riêng, áp suất trên má phanh, tỷ số trọng lượng toàn bộ của ô tô trên diện tích toàn bộ của các má phanh và chết độ làm việc của cơ cấu phanh

Đối với cơ cấu phanh guốc

Chiều rộng má phanh b. Chọn b= 80 [mm]

Bán kính tang trống $r_t = 145$ [mm]

6.1.6.1.Xác định công ma sát riêng L xác định trên cơ sở má phanh thu toàn bộ động năng của ô tô chạy với tốc độ bắt đầu phanh như sau

Theo công thức ta có

$$L = \frac{R}{2} = \frac{G.V_0^2}{2.g.F_\Sigma} \qquad (6.52)$$

Trong đó:

G- trọng lượng của ô tô khi đầy tải

V_0 - vận tốc của ô tô khi bắt đầu phanh

$V_0 = 50 \div 60[km/h]$ lấy V_0=60 [km/h] =16,67 [m/s]

g- là gia tốc trọng trường

F_Σ - Diện tích toàn bộ các má phanh ở tất cả các cơ cấu phanh của ô tô

$$F_\Sigma = \sum_{i=1}^{m} \beta_0 . r_t . b_i \quad (6.53)$$

Đối với xe HINO có tải trọng là 5185 Kg là loại xe HINO có 2 cầu,Vậy m=8

Cầu trước:

$$F_t = 4.2,09.145.80 = 96976[mm^2]$$

Cầu sau:

$$F_s = 4.2,09.145.80 = 96976[mm^2]$$

Diện tích toàn bộ của má phanh trên ô tô

$$F = F_t + F_s = 193952[mm^2] = 0,1939\ m^2$$

Thay vào công thức trên ta có được

$$L = \frac{R}{2} = \frac{G.V_0^{\,2}}{2.g.F_\Sigma} = \frac{51850.16,67^2}{2.9,81.0,1939} = 3,7874 J/m^2$$

$$L \le [L] = (4 \div 10) J/m^2$$

Vậy công ma sát riêng nằm trong giới hạn cho phép.

6.1.6.2. Tính áp suất trên bề mặt má phanh

Áp suất trên bề mặt má phanh được xác định theo công thức sau

$$q = \frac{M_p}{\mu . b . r^2 . \beta_0} \le [q] = 1,5 \div 2 MN/m^2 \quad (6.54)$$

Trong đó

M_p - là mô men phanh của một má phanh

Ở cơ cấu phanh trước

$$M_p = \frac{M_{bx1}}{2} = \frac{3771,3439}{2} = 1885,6719[N.m]$$

Thay vào ta có

$$q_1 = \frac{1885,6719}{0,3.0,145^2.0,08.2,09}$$

$$q_1 = 1,788MN/m^2 \le [q] = 1,5 \div 2MN/m^2$$

Ở cơ cấu phanh sau

$$M_p = \frac{M_{bx2}}{2} = \frac{2422,6571}{2} = 1211,3285[N.m]$$

$$q_2 = \frac{1211,3285}{0,3.0,145^2.0,08.2,09} = 1,1486$$

$$q_2 = 1,1486MN/m^2 \le [q] = 1,5 \div 2MN/m^2$$

Vậy áp suất trên bề mặt má phanh của bánh trước và bánh sau đảm bảo yêu cầu tính toán.

6.1.6.3. Tính nhiệt phát ra trong quá trình phanh

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 cần bằng năng lượng là

$$\frac{G}{g}.\frac{V_1^{\,2} - V_2^{\,2}}{2} = m_t.c.t^\circ + F_t \int_0^1 k_t.d_t \qquad (6.55)$$

Trong trường hợp phanh ngặt thời gian phanh rất ngắn nên lượng nhiệt tỏa ra ngoài không khí rất nhỏ, có thể bỏ qua được khi đó:

$$t^\circ = \frac{G(V_1^{\,2} - V_2^{\,2})}{2.g.m_t.c} \le 15^\circ \qquad (6.56)$$

t- Sự tăng niệt độ trống phanh khi phanh

G-Trọng lượng toàn bộ của ô tô khi đầy tải

c- nhiệt dung riêng của trống phanh làm bằng gang c= 500 [J/kg.độ]

m_t - khối lượng trống phanh và các chi tiết bị nung nóng

$V_1;V_2$ - tốc độ đầu và cuối của quá trình phanh với V_1=30km/h thì V_2=0 không quá 15°

Ta suy ra được khối lượng trống phanh

$$m_t \geq \frac{G(V_1^{\ 2} - V_2^{\ 2})}{2.g.\tau.c} \tag{6.57}$$

$$m_t \geq \frac{5185(8,33^2 - 0^2)}{2.9,81.15.500} = 2,44[kg]$$

Trên thực tế khối lượng các phanh và cá chi tiết bị nung nóng lớn hơn 2,44 [Kg] do đó đảm bảo cơ cấu phanh thoát nhiệt tốt.

6.1.7. Tính bền trống phanh

Áp suất trong trống phanh được tính theo công thức

$$q = \frac{M_p'}{\mu.b.r_t^{\ 2}.\beta_0} = \frac{R'.r_0}{\mu.b.r_t^{\ 2}.\beta_0} \tag{6.58}$$

Trong đó

M_p - moomen phanh do guốc trước và guốc phanh sau sinh ra tính cho bánh sau

$M_p = 8187,4933\text{N} = 818,7493\text{Kg}$

b- chiều rộng của má phanh: b= 80mm

r_t - bán kính trống phanh: r_t = 145 mm

β_0 - góc ôm của tấm ma sát tính theo radian β_0 = 2,09

$$q = \frac{M_p}{\mu.b.r_t^{\ 2}.\beta_0} = \frac{811,441}{0,3.0,08.0,145^2.2,09} = 769419,9015Kg/m^2 = 76,9419Kg/cm^2$$

Ứng suất hướng tâm tính theo

$$\sigma_n = \frac{q.a^2}{b^2 - a^2}(1 - \frac{b^2}{r^2}) \tag{6.59}$$

Ứng suất tiếp tuyến tính theo

$$\sigma_t = \frac{q.a^2}{b^2 - a^2}(1 + \frac{b^2}{r^2}) \quad (6.60)$$

Trong đó

a'- bán kính trong của trống phanh: a'=14,5 [cm]

b'- bán kính ngoài của trống banh: b'= 20 [cm]

r- khoảng cash từ tâm đến điểm cần tính khi r=a'=14,5 mm thì σ_t và σ_n đạt cực đại

Ứng suất hướng tâm tính theo

$$\sigma_n = \frac{q.a^2}{b^2 - a^2}(1 - \frac{b^2}{r^2}) = \frac{76,9419.14,5^2}{20^2 - 14,5^2}(1 - \frac{20^2}{14,5^2}) = -76,9419(Kg/cm^2)$$

Ứng suất tiếp tuyến tính theo

$$\sigma_t = \frac{q.a^2}{b^2 - a^2}(1 + \frac{b^2}{r^2}) = \frac{76,9419.14,5^2}{20^2 - 14,5^2}(1 + \frac{20^2}{14,5^2}) = 162,1964(Kg/cm^2)$$

Từ đó ta có ứng suất tương đương là

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2{}_t + 4\sigma^2{}_n} = \sqrt{162,1964^2 + 4.(-76,9419)^2} = 223,5797\ (\ Kg/cm^2\ )$$

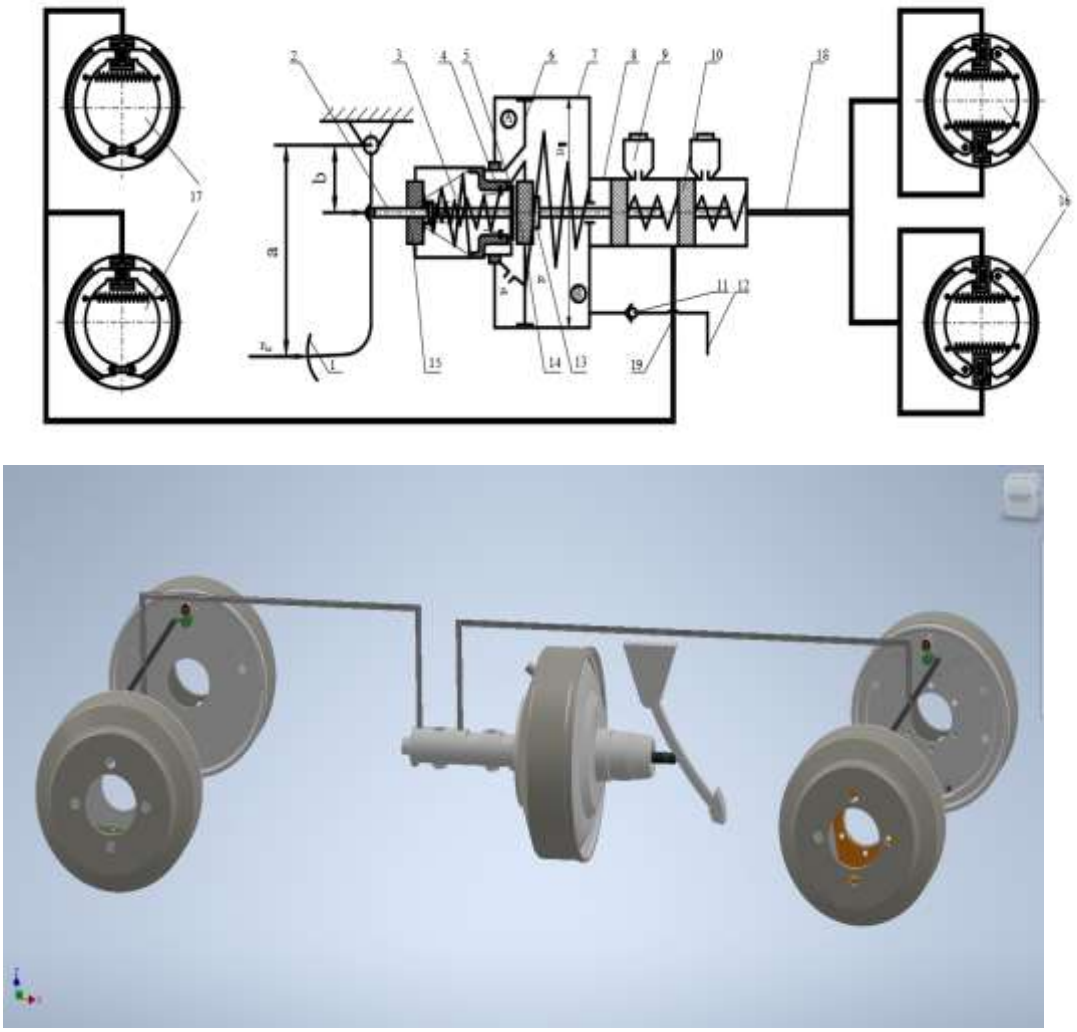
Để đảm bảo an toàn ta lấy them hệ số an toàn n= 1,5 :

$$\sigma_{td} = 1,5.223,5797 = 335,3696(Kg/cm^2)$$

Trống phanh được làm bằng gang CX 18-36 có $[\sigma_{td}] = 1800(Kg/cm^2)$. Vậy ta thấy trống phanh đủ bền.

6.2. Tính toán và thiết kế dẫn động phanh

6.2.1. Hành trình dịch chuyển đầu piston xilanh công tác của cơ cấu ép



Hình 6.5. Sơ đồ dẫn động phanh

Trong truyền động phanh dầu, để tạo ra lực ép cho cơ cấu phanh ta thường dung piston để truyền lực ép (P) lên guốc phanh.

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

$$x = \frac{(\delta_0 + \delta_m)(a+b)}{b} \tag{6.61}$$

Trong đó:

+ δ_o: Khe hở hướng kính trung bình giữa trống phanh và má phanh.

Theo kinh nghiệm $\delta_0 = 0{,}5 \div 0{,}6(mm)$, vậy chọn δ_0 =0,5 (mm).

+ δ_m: Độ mòn hướng kính cho phép của má phanh và trống phanh.

Khi lượng mòn hướng kính đạt đến giá trị cho phép nằm trong khoảng $(1{,}0 \div 1{,}2)mm$ thì hành trình bàn đạp sẽ đạt giá trị cực đại cho phép $[S_{bd}]$ mà tại đó cần phải điều chỉnh lại khe hở hướng kính trung bình δ_0.

Ta chọn $\delta_m = 1{,}0[mm]$.

Với khoảng cách a =b =0,116 [m], được tính ở trên

Thay các giá trị δ_0, δ_m, a, b vào (6.36) ta được:

$$x = \frac{(0{,}5+1).(116+116)}{116} = 3[\text{mm}].$$

6.2.2.Xác định đường kính xilanh chính và xilanh công tác

6.2.2.1. Xác định đường kính xilanh công tác

Đường kính xi lanh công tác d_k ở các cơ cấu phanh được xác định từ lực ép yêu cầu tương ứng P_k:

$$d_k = \sqrt{\frac{4.P_k}{\pi.P_d}} \tag{6.62}$$

Trong đó:

+ P_k: Lực ép của cơ cấu phanh thứ k.

+ p_d: Áp suất làm việc của dầu trong hệ thống phanh.

Với hệ thống phanh không có bơm dầu hỗ trợ thì: P_d = (8-12)[MN/m^2].

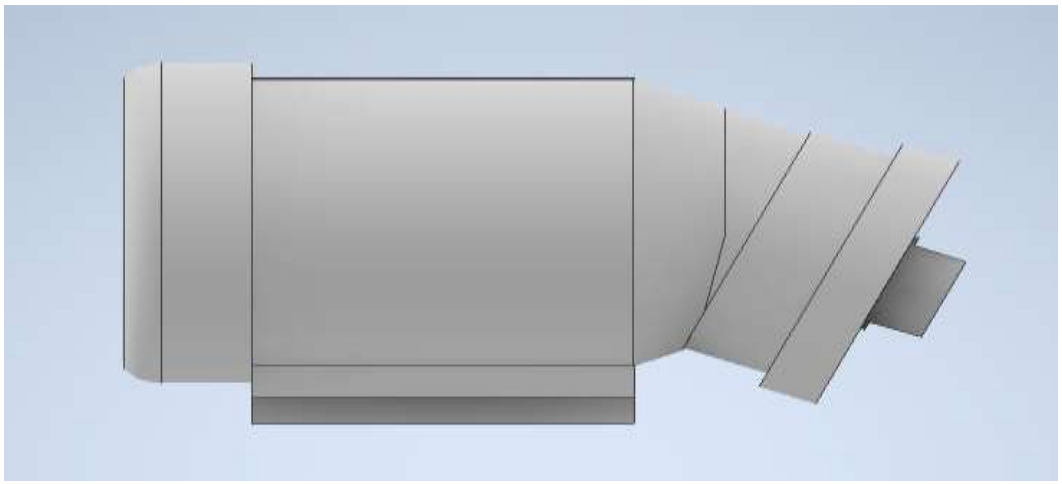
+ Với cơ cấu phanh trước thì ta có đường kính xi lanh công tác (d_1) bằng:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4.P_1}{\pi.P_d}} \tag{6.63}$$

Ta chọn P_d =10 [MN/m^2] và có P_1 =8736,963 [N]

Thay các giá trị P_1, P_d, π vào (5.3) ta được:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4.8736,963}{\pi.10.5^7}} = 0,0281 \text{ [m]} = 28,1 \text{ [mm]}.$$



Hình 6.6. Xi lanh của cơ cấu phanh trước

Với cơ cấu phanh sau thì ta có đường kính xi lanh công tác (d_2) bằng:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4.P_2}{\pi.P_d}} \tag{6.64}$$

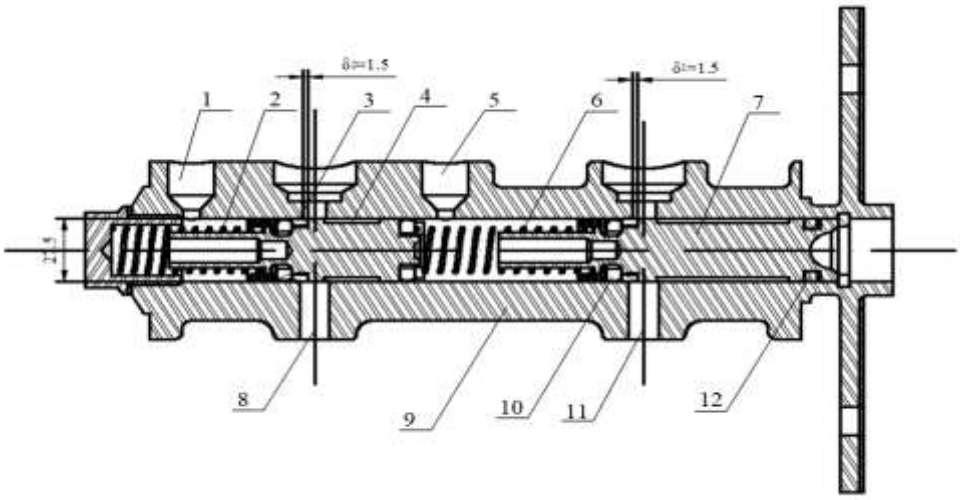
Ta chọn P_d =10 [MN/m2] và có P_2 =8187,4933[N].

Thay các giá trị P_2, P_d, π vào ta được:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4.8187,4933}{\pi.10.5^7}} = 0,0272 \text{ [m]} = 27,2\text{[mm]}.$$

Hình 6.7. Xi lanh của cơ cấu phanh sau

6.2.2.2. Xác định đường kính xi lanh chính



Hình 6.8. Xi lanh công tác

Đường kính xi lanh chính D_c sẽ được xác định từ tỉ số khuếch đại thủy lực i_k như sau:

$$i_k = \left(\frac{d_k}{D_c}\right)^2 \qquad (6.65)$$

Trong đó:

+ i_K: Tỷ số truyền khuếch đại thủy lực của xi lanh công tác thứ k so với xi lanh chính . Trong thực tế kinh nghiệm đối với hệ thống phanh dầu thì tỷ số khuếch đại thủy lực thường nằm trong khoảng $i_k = 0{,}75 \div 1{,}5$.

Vậy xác định đường kính xi lanh chính theo giá trị trung bình gần đúng như sau:

$$D_c \approx \sqrt{\frac{1}{2}.\left(\frac{d_{k\min}^2}{0{,}75} + \frac{d_{k\max}^2}{1{,}5}\right)} \qquad (6.66)$$

Trong đó: d_{kmin} là giá trị nhỏ nhất của các đường kính xy lanh công tác.

d_{kmax} là giá trị lớn nhất của các đường kính xi lanh công tác

Các số 0,75 và 1,5 là hệ số kinh nghiệm

Với: $d_{kmin} = d_2 = 0,0272$ [m].

$d_{kmax} = d_1 = 0,0281$[m].

Thay các giá trị d_{kmin}, d_{kmax} vào (6.67) ta được:

$$D_c \approx \sqrt{\frac{1}{2}.\left(\frac{0,0272^2}{0,75}+\frac{0,0281^2}{1,5}\right)} = 0,275[\text{m}] = 27,5\ [\text{mm}].$$

Đường kính xilanh điều khiển trợ lực có thể lấy bằng đường kính xi lanh chính : $d_{dk} = D_c = 27,5$ [mm].

6.2.3. Xác định hành trình dịch chuyển của piston xi lanh chính

Piston chính có nhiệm vụ truyền lực từ bàn đạp và bộ trợ lực phanh (nếu có) để tạo ra áp suất cao trong hệ thống phanh. Áp suất cao trong hệ thống chỉ bắt đầu hình thành khi tất cả các khe hở đã được khắc phục, nên hành trình dịch chuyển của piston xi lanh chính h [mm] được xác định theo biểu thức sau:

$$h = \left(\left(\frac{2.x_1.n_1.d_1^2}{D_c^2}+\frac{2.x_2.n_2.d_2^2}{D_c^2}\right).2+\delta_1+\delta_2+\delta_{dk}.\frac{d_{dk}^2}{D_c^2}\right).K \qquad (6.67)$$

Trong đó:

+x_1, x_2: Hành trình dịch chuyển của piston công tác ở cơ cấu phanh cầu trước/sau. Với $x_1 = x_2 = 3$[mm]

Còn số 2 đi theo thông số x để xác định số lượng 2 piston công tác trong mỗi cơ cấu phanh.

+ n_1, n_2: Số lượng trục bánh xe của cầu trước/sau. Với $n_1 = n_2 = 1$

Chỉ số 2 bên ngoài ngoặc đơn xác định có 2 cơ cấu phanh trên mỗi trục trước/sau.

+ d_1, d_2: Lần lượt là đường kính xy lanh công tác ở cơ cấu phanh cầu trước, cầu sau. Với $d_1 = 28,1$[mm] và $d_2 = 27,2$ [mm].

+ d_{dk}: Đường kính xy lanh dầu điều khiển đóng mở van của bộ trợ lực phanh bằng chân.Với $d_{dk} = D_c = 27,5$ [mm].

+ δ_1, δ_2: Lần lượt là khe hở thông dầu trong xy lanh chính ở trạng thái không phanh ứng với các dòng trước/sau. Với $\delta_1 = \delta_2 = 1,5$ [mm] (Theo tài liệu [3]).

+ δ_{dk} : Khoảng dịch chuyển của piston trợ lực để điều khiển đóng mở van của bộ trợ lực. Với $\delta_{dk} = 1$ [mm] (Theo tài liệu [3]).

+ K: Hệ số tính đến độ đàn hồi của hệ thống.

$K \approx 1,05 \div 1,07$, chọn K = 1,06

Thế tất cả các giá trị đã biết ở trên vào (6.67) ta được:

$$h = \left(\left(\frac{2.3.1.28,1^2}{27,5^2} + \frac{2.3.1.27,2^2}{27,5^2} \right).2 + 1,5 + 1,5 + 1.\frac{27,5^2}{27,5^2} \right).1,06 = 29,965 \text{ [mm]}.$$

6.2.4.Hành trình và tỉ số truyền của bàn đạp

6.2.4.1.Tỉ số truyền của bàn đạp phanh

- Đòn bàn đạp phanh có nhiệm vụ truyền lực đạp của lái xe lên piston của xy lanh chính. Vì vậy dịch chuyển của đầu bàn đạp phanh có thể được xác định:

$$S_{bđ} = (h + \delta.k).i_{bđ} \quad (6.68)$$

Trong đó:

+ h: Hành trình dịch chuyển của piston xy lanh chính.

+ δ: Khe hở cần thiết giữa cần đẩy và piston xy lanh chính

+ $i_{bđ}$: Tỷ số khuếch đại lực từ bàn đạp đến piston xy lanh chính (và thường được gọi là tỷ số truyền bàn đạp).

Với điều kiện giá trị hình thành bàn đạp lớn nhất ứng với lúc mà phanh mòn đến giá trị giới hạn phải hiệu chỉnh không được vượt quá giá trị cho phép đối với hành trình cực đại [$S_{bđ}$].

$$(h + \delta.k).i_{bđ} \in [S_{bđ}] \quad (6.69)$$

Trong đó:

[$S_{bđ}$]: Giới hạn hành trình bàn đạp lớn nhất.

Đối với ô tô vận tải hàng hóa và hành khách thì

$[S_{bd}] = 170 \div 180$ [mm] [Theo tài liệu [3]]

Chọn [$S_{bđ}$] =170[mm]

h = 29,5280[mm]

δ = (0,5-1) [mm]. Ta chọn δ = 0,5 [mm] [Theo tài liệu [3]]

Thay các giá trị [$S_{bđ}$], h, k, δ vào (6.45) rồi suy ra $i_{bđ}$ ta được:

$$i_{bđ} = \frac{[S_{bđ}]}{(h + \delta.k)} = \frac{170}{(29,965 + 0,5.1,06)} = 5,575$$

6.2.4.2. Hành trình bàn đạp

Hành trình bàn đạp phanh thực tế $S_{bđ}$ khi không xét đến lượng mòn δ_m (tức δ_m=0) có thể được tính:

$$S_{bđ} = (h^* + \delta.k).i_{bđ} \quad (6.70)$$

Với δ_m=0 thì x_1 =x_2 =1 khi đó giá trị của h^* được xác định:

$$h^* = \left(\left(\frac{2.1.1.28,1^2}{27,5^2} + \frac{2.1.1.27,2^2}{27,5^2} \right).2 + 1,5 + 1,5 + 1.\frac{27,5^2}{27,5^2} \right).1,06 = 12,815$$

[mm].

Thay các giá trị h*,δ, k, $i_{bđ}$ vào (6.46) ta được:

$$S_{bđ} = (12,815 + 0,5.1,06).5,575 = 74,398 \text{ [mm]}.$$

Hành trình làm việc của piston xi lanh chính khi cho các khe hở bằng 0:

$$\delta_1 = \delta_2 = \delta_{đk} = \delta_m = \delta = 0$$

Xác định lại hành trình dịch chuyển của piston xi lanh chính (h**):

$$h^{**} = \left(\left(\frac{2.1.1.28,1^2}{27,5^2} + \frac{2.1.1.27,2^2}{27,5^2} \right).2 + 0 + 0 + 0.\frac{27,5^2}{27,5^2} \right).1,06 = 8,575 \text{ [mm]}.$$

Khi đó hành trình làm việc của bàn đạp (S_{lv}) được xác định theo biểu thức:

$$S_{lv} = h^{**}.i_{bđ} \quad (6.71)$$

Thay các giá trị h**, $i_{bđ}$ vào (6.71) ta được:

$$S_{lv} = 8,575.5,575 = 47,806 \text{ [mm]}.$$

Ta có tỷ số giữa hành trình thực tế của bàn đạp $S_{bđ}$ so với hành trình làm việc của bàn đạp S_{lv} bằng:

$$K_{bđ/lv} = \frac{S_{bđ}}{S_{lv}} = \frac{74,398}{47,806} = 1,556 \quad (6.72)$$

So với tỷ số kinh nghiệm hiện này nằm trong khoảng $(1,4 \div 1,6)$ là phù hợp.

6.2.5. Lực cần thiết tác dụng lên bàn đạp phanh khi chưa tính trợ lực

Lực cần thiết phải tác dụng lên bàn đạp phanh (*khi chưa tính đến trợ lực*) để thực hiện quá trình phanh khẩn cấp với lực phanh lớn nhất yêu cầu như sau:

$$P_{bđ} = \frac{\pi.D_{xl}^2.P_d}{4.i_{bđ}.\eta_{bđ}.\eta_{xl}} \quad (6.73)$$

Trong đó:

+ D_{xl} : Đường kính xylanh cung cấp dầu cho các xy lanh công tác, khi không có trợ lực hoặc dùng kiểu trợ lực trực tiếp thì D_{xl} cũng là xy lanh chính Dc.

Với $D_{xl} = D_c = 0,0275$ [m].

+ P_d : Áp suất làm việc của dầu trong hệ thống. ($P_d = 10,5$ [MN/m^2]).

+ $\eta_{bđ}$: Hiệu suất của bàn đạp, kể đến tổn thất truyền lực tính từ bàn đạp đến piston xy lanh chính.

Với $\eta_{bđ} \approx 0,85 - 0,9$ [Theo tài liệu [3]] $\Rightarrow$ Chọn $\eta_{bđ} = 0,9$.

+ Hiệu suất thủy lực η_{xl} xét đến tổn thất truyền lực do ma sát của piston với xy lanh chính.

Với $\eta_{xl} \approx 0,92 - 0,95$ [Theo tài liệu [3]] $\Rightarrow$ Chọn $\eta_{xl} = 0,95$.

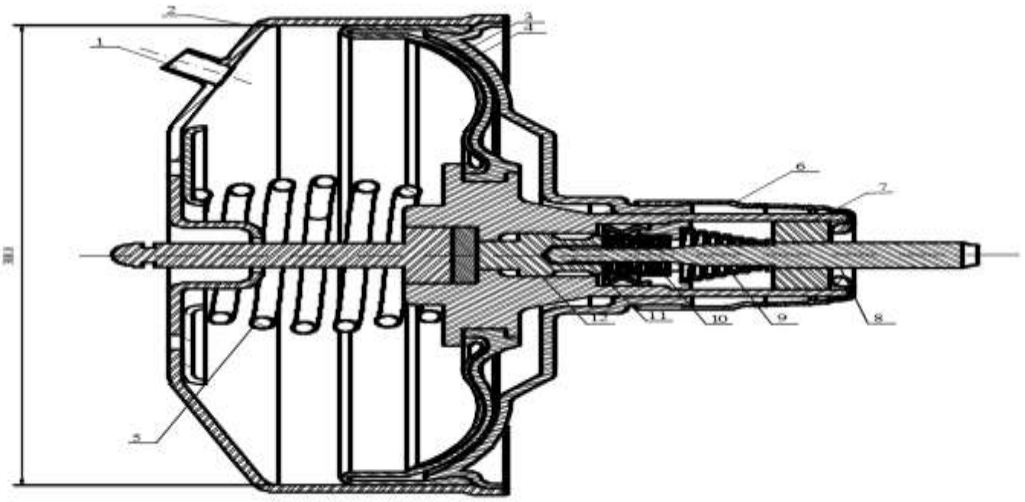
Thay các giá trị D_{xl}, $i_{bđ}$, $\eta_{bđ}$, η_{xl}, P_d vào (6.73) ta được:

Lực đạp cần phải tác dụng khi chưa tính đến trợ lực

$$P_{bđ} = \frac{\pi.0,0275^2.10,5^7}{4.5,575.0,9.0,95} = 1759,353 \text{ [N].}$$

Giá trị tính toán về lực bàn đạp này so với yêu cầu cho phép nhằm bảo đảm điều khiển nhẹ nhàng cho lái xe. Đối với các ôtô tải và ôtô khách giá trị cho phép của $[P_{bđ}]=(300\div500)[N]$. Vì giá trị P_{bd} tính được lớn hơn giá trị cho phép nên ta cần phải thiết kế thêm bộ trợ lực cho hệ thống điều khiển nhằm giảm nhẹ lực điều khiển cho người lái.

6.2.6. Tính lực trợ lực cần thiết của bộ trợ lực



Hình 6.9. Sơ đồ truyền động phanh có trợ lực chân không

Khi có bộ phận trợ lực thì công thức tổng quát tính các lực cần thiết phải có để thực hiện quá trình phanh khẩn cấp với lực phanh lớn nhất yêu cầu như sau:

$$P_{bđ}.i_{bđ}.\eta_{bđ}+P_{tl}.i_{tl}.\eta_{tl}\geq\frac{\pi.D_{xl}^2.P_d}{4.\eta_{xl}} \qquad (6.74)$$

Trong đó:

+ i_{tl}: Tỷ số khuếch đại lực tính từ xi lanh trợ lực đến piston của xi lanh cung cấp dầu cho các xi lanh công tác.

+ η_{tl}: Hiệu suất của bộ phận trợ lực, kể đến tổn thất truyền lực tính từ xy lanh trợ lực đến piston xy-lanh cung cấp dầu cho các xy-lanh công tác.

Vì trợ lực trực tiếp nên: $i_{tl}=1$, $\eta_{tl}=0,95$ [Theo tài liệu [3]]

Lực bàn đạp cần phải tác dụng lên bàn đạp trong trường hợp có trợ lực có thể chọn theo giới hạn nhỏ [P_{bd}] = 300[N].

Khi đó lực yêu cầu của bộ trợ lực P_{tl} được xác định bằng:

$$P_{tl} \geq \frac{\left(\frac{\pi.D_{xl}^2.P_d}{4.\eta_{xl}} - [P_{bđ}]i_{bđ}.\eta_{bđ} \right)}{i_{tl}.\eta_{tl}} \quad (6.75)$$

Thay các giá trị đã có vào (6.75) ta được:

$$P_{tl} \geq \frac{\left(\frac{\pi.0,0275^2.10^7}{4.0,95} - 300.5,575.0,9 \right)}{1.0,95} = 7675,999 \text{ [N]}$$

6.2.7. Tính đường kính xylanh của bầu trợ lực

- Để giảm nhẹ lực điều khiển phanh cho hệ thống phanh trên xe, chúng ta thường dùng bộ trợ lực kiểu chân không (loại đơn) với độ chênh lệch chân không Δp=0,065[MN/m^2],(Δp_{ck}≈ 0,05-0,065[MN/m^2]).

- Lực trợ lực được tạo ra nhờ nguyên lý chênh lệch áp suất giữa hai ngăn của bầu trợ lực (D_b) được xác định như sau:

$$P_{tl} = \frac{\pi.D_b^2.\Delta P}{4} \quad (6.76)$$

Suy ra đường kính bầu trợ lực D_b:

$$D_b = \sqrt{\frac{4.P_{tl}}{\pi.\Delta P}} \quad (6.77)$$

Thay các giá trị P_{tl}, π, ΔP, vào ta được:

$$D_b = \sqrt{\frac{4.7675,999}{\pi.0,065.10^6}} = 0,3878 \text{ [m]} = 387,8 \text{ [mm]}.$$

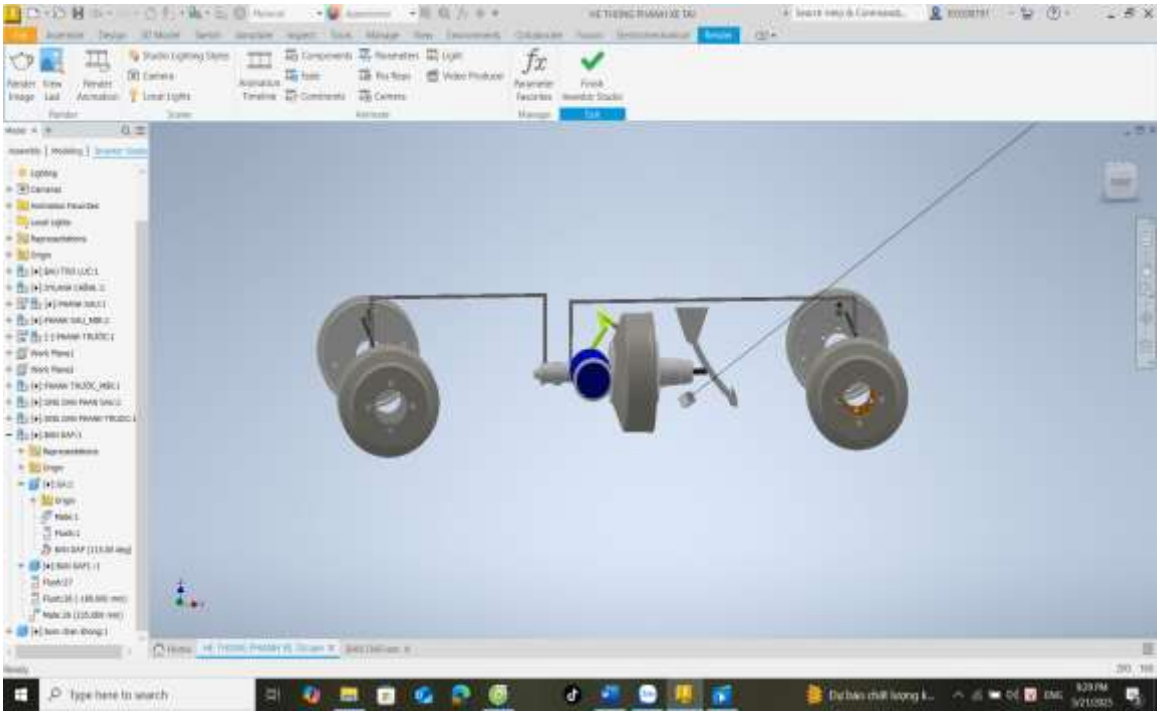
Chọn D_b =389 [mm].

Kích thước của bầu trợ lực tính được nằm trong khoảng cho phép từ $D_b \approx (200-400)[mm]$. Vậy giá trị D_b =388[mm] là hợp lý.

6.3. Mô phỏng dẫn động hệ thống phanh trên phần mềm inventor

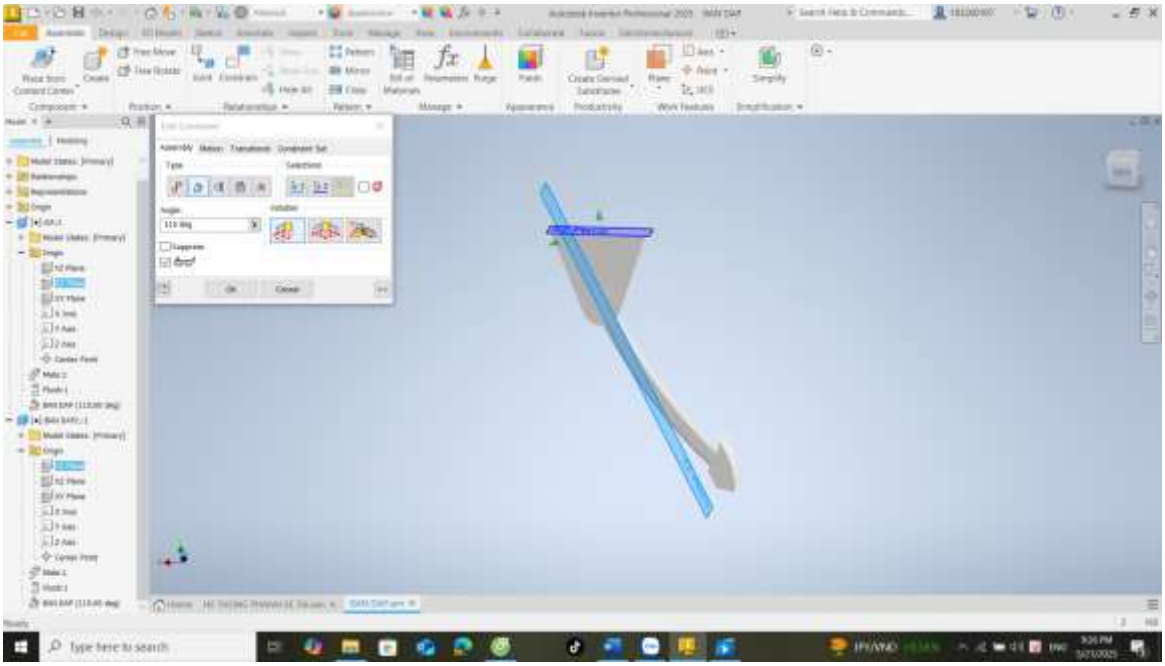
Bước 1: Ta sẽ mô phỏng dẫn động trong môi trường Environments rồi chọn inventor Studio

sau đó ta tiếp tục chọn Animation Timeline rồi sẽ được màn hình chính như này



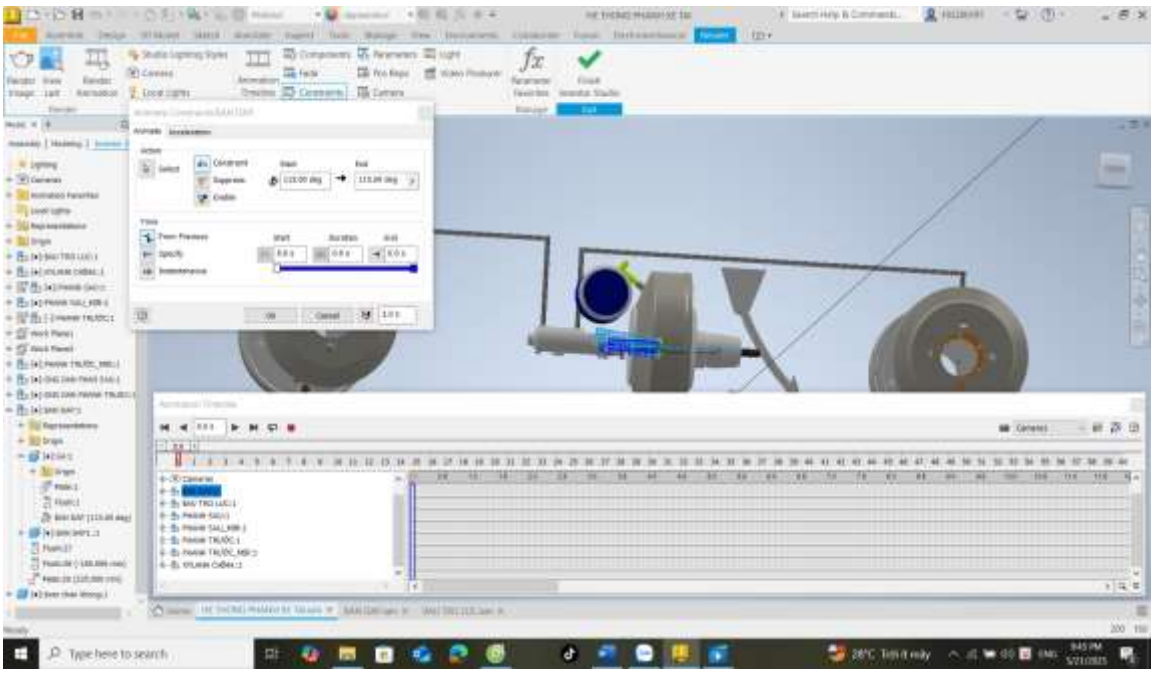
Hình 6.10. Sơ đồ dẫn động chung

Bàn đạp : ta sẽ ràng buộc 2 mặt phẳng với nhau góc 115 độ bằng lệnh Angle , thì bàn đạp sẽ di chuyển được một góc đã ràng buộc.



Hình 6.11. Ràng buộc dẫn động bàn đạp

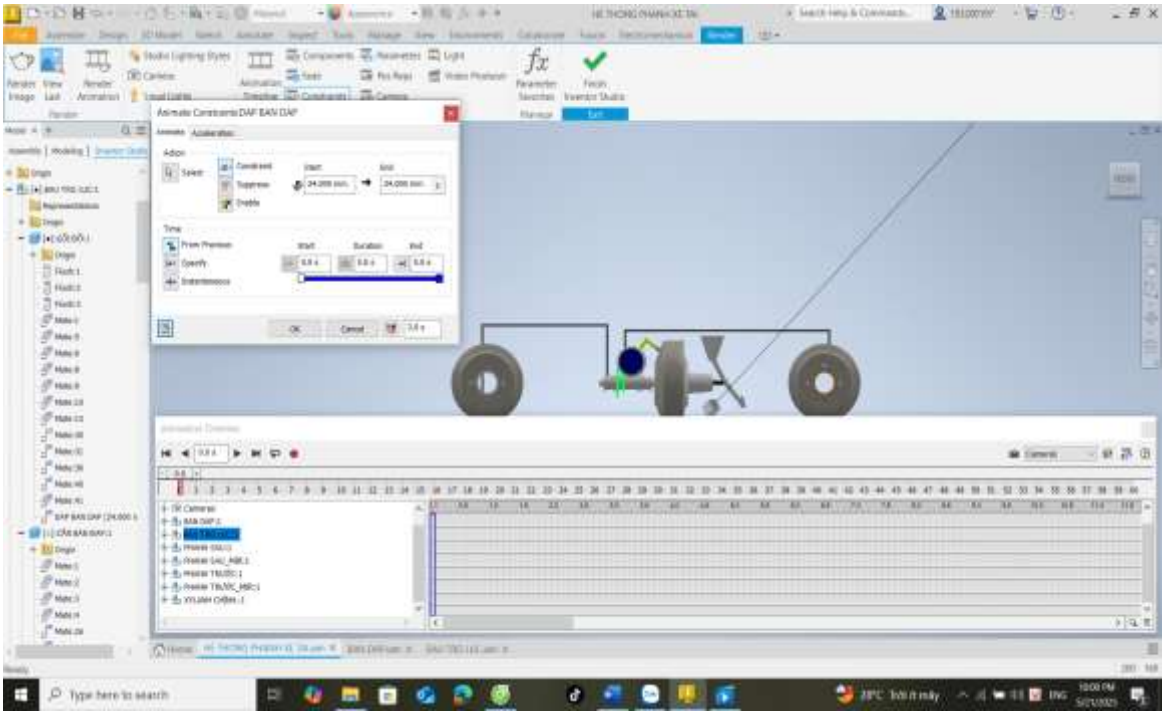
Ta sẽ chọn lệnh animate constraints là lệnh tạo chuyển động dựa trên ràng buộc ở bước trên



Hình 6.12. Tạo dẫn động bàn đạp

Ở bầu trợ lực:

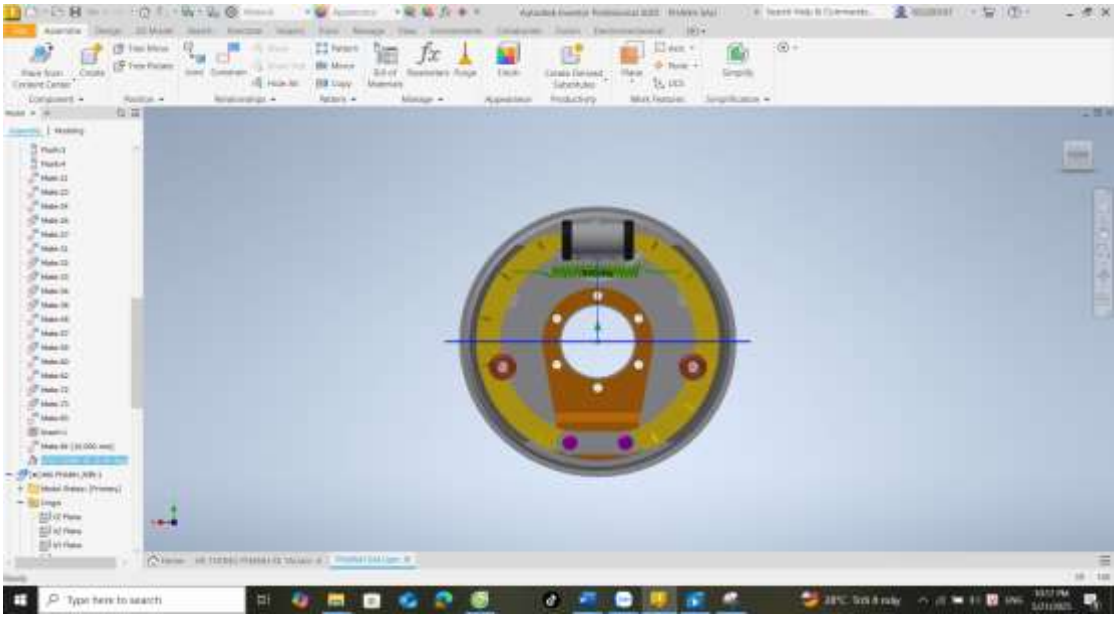
Thì ta sẽ ràng buộc khi mà bàn đạp di chuyển thì gối dỡ của bầu trợ lực cũng sẽ di chuyển theo.



Hình 6.13. Ràng buộc dẫn động bầu trợ lực chân không

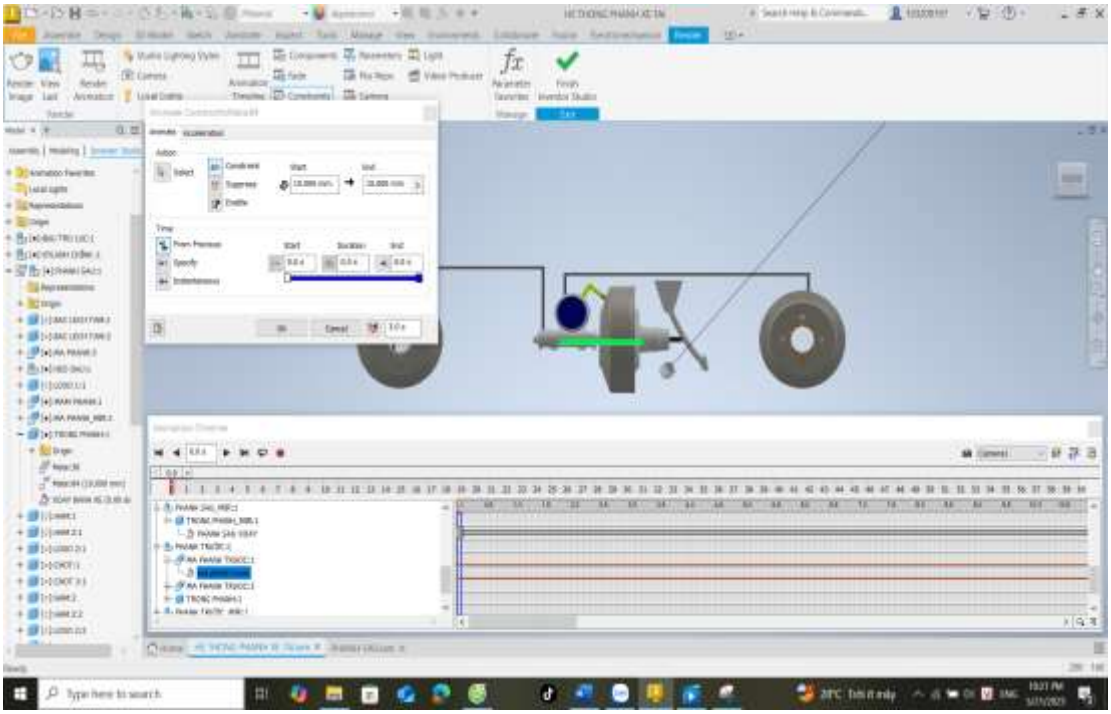
Ở phanh sau và phanh trước

+ ràng buộc trống phanh bao nhiêu độ để xoay bánh xe



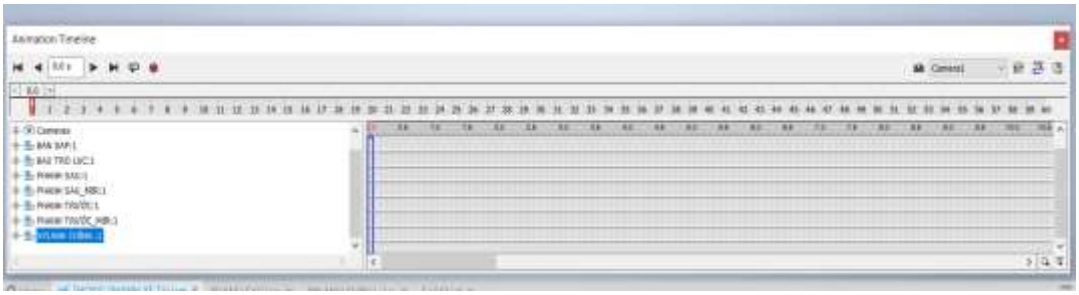
Hình 6.14. Ràng buộc và tạo dẫn động cho trống phanh

+ và ta ràng buộc má phanh sẽ được đẩy ra bao nhiêu mm



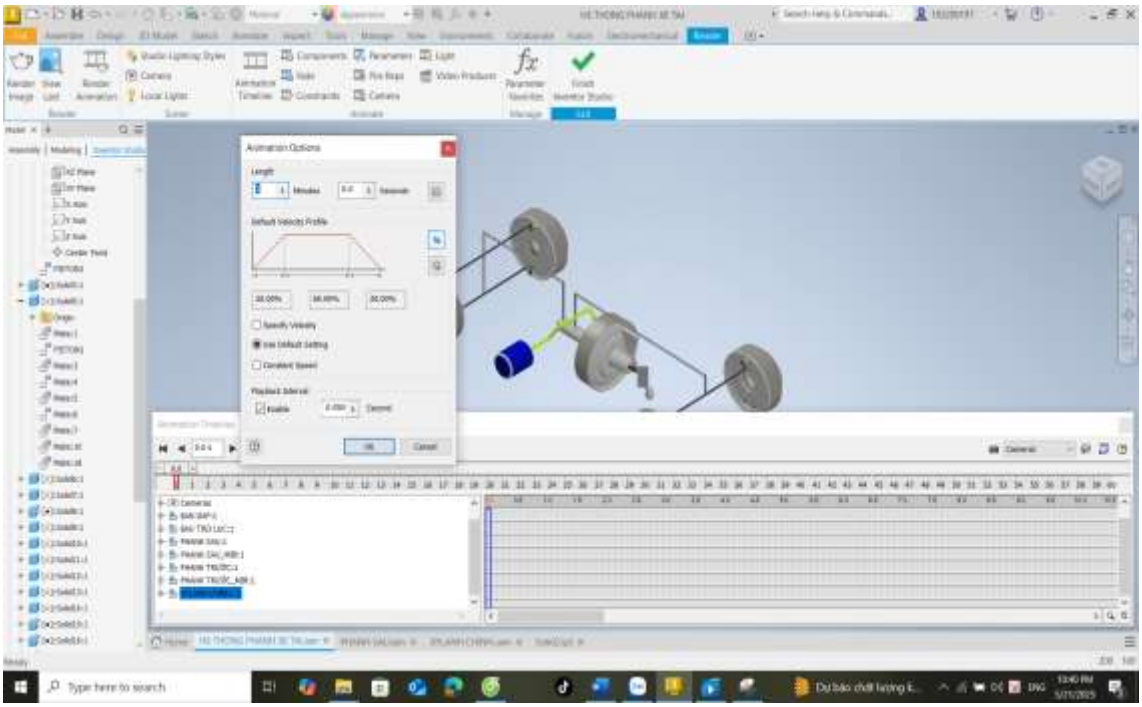
Hình 6.15. Ràng buộc và tạo dẫn động cho má phanh

Sau đó ta sẽ được hộp thoại này, kết hợp với lệnh Fade để cho các chi tiết xuất hiện và mất đi trong khi mô phỏng.



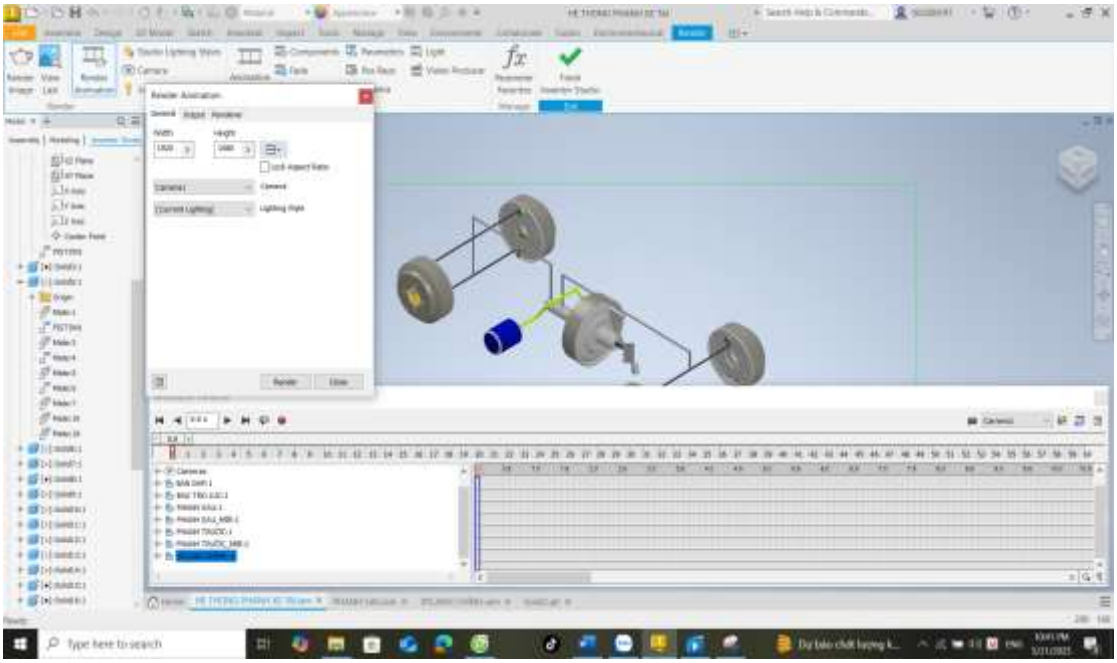
Hình 6.16. Hộp thoại để cài đặt video mô phỏng sau khi đã ràng buộc

Ta chọn lệnh Animation Options– dùng để cài đặt thông số cho video mô phỏng (animation) đang tạo.



Hình 6.16. Cài đặt các thông số cho mô phỏng

Ta dùng lệnh Render Animation để kết xuất (render) đoạn video bạn đã tạo trong môi trường Inventor Studio thành video chất lượng cao, phục vụ trình chiếu, mô phỏng kỹ thuật.



Hình 6.17. Xuất video mô phỏng dẫn động

CHƯƠNG 7: THIẾT KẾ TÍNH TOÁN THÙNG XE

7.1. Điều kiện làm việc và yêu cầu của thùng.

Với sự kết hợp của loại thùng kín trên sát-xi cơ sở Hino 300 XZU650L, ta được sản phẩm xe tải thùng kín Hino 300 XZU650L. Ô tô sát-xi được các công ty nhập khẩu linh kiện từ Hàn Quốc về lắp ráp trong nước còn thùng hàng được đóng mới tại các cơ sở sản xuất tại Việt Nam. Vì vậy, việc đóng mới thùng hàng phải đảm bảo các yêu cầu sau:

+ Đáp ứng yêu cầu kỹ thuật: đây là yêu cầu quan trọng nhất để đảm bảo độ an toàn, tin cậy của ô tô khi vận hành.
+ Đáp ứng quy định của Cục đăng kiểm Việt Nam.
+ Phù hợp với tình hình phát triển của lĩnh vực công nghệ chế tạo trong nước.
+ Phù hợp với nhu cầu, mục đích sử dụng của thị trường Việt Nam.
+ Ngoài ra còn một số yếu tố về điều kiện thời tiết của Việt Nam, các yếu tố về con người, tâm linh…
+ Độ bên, tuổi thọ cao.
+ Dễ dàng bảo trì bảo dưỡng.
+ Giá thành hợp lý.
+ Mẫu mã, kiểu dáng phù hợp.

7.2. Lựa chọn phương án thiết kế.

Với mục tiêu nhắm vào phân khúc xe tải nhẹ, với các dạng thùng bao gồm thùng kín thường, thùng bảo ôn, thùng kín lạnh. So với thùng lạnh thì thùng kín thường thì có ưu nhược điểm sau:

❖ Ưu điểm:

+ Giá thành rẻ hơn.
+ Tự chủ về nguyên vật liệu chế tạo thùng.
+ Thị trường có nguồn cầu lớn hơn loại thùng lạnh.
+ Không có thiết bị lạnh nên không làm giảm hiệu suất của xe.

+ Thùng xe chịu được lực tác dụng lớn mà không bị vỡ, nếu có chỉ xảy ra móp méo nên có thể sử dụng các phương pháp gia công kim loại để đưa về hình dáng ban đầu.

❖ Nhược điểm:

+ Cần nhiều nguyên vật liệu và cơ sở hạ tầng phục vụ cho chế tạo, gia công.
+ Chỉ dùng chuyên chở được các sản phẩm không yêu cầu bảo quản lạnh.

Với dạng thùng lạnh bảo quản lạnh hay bảo quản đông thì có các ưu nhược điểm sau:

❖ Ưu điểm:

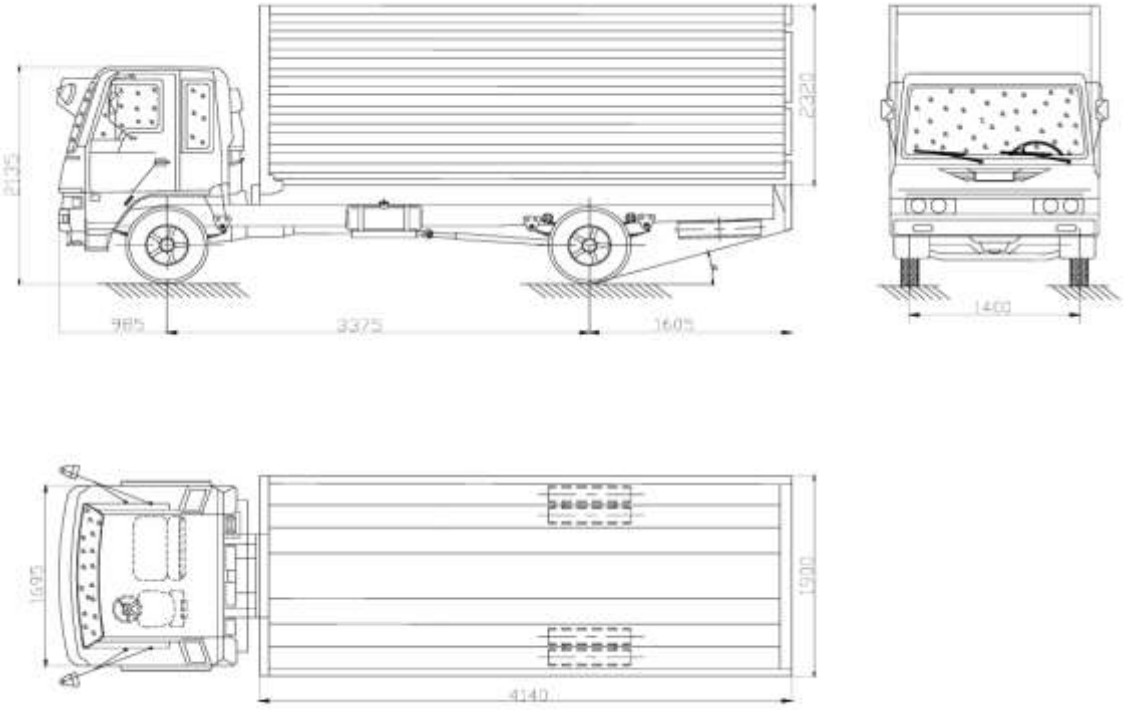
+ Sử dụng vật liệu tiên tiến composite nên trọng lượng nhẹ, bề mặt sạch đẹp cùng thời gian sử dụng dài và dễ lắp đặt.
+ Bảo quản tốt hàng hóa nhờ tính chịu nhiệt độ, hóa chất, độ ẩm, chống ăn mòn…của vật liệu composite và nhờ có thêm hệ thống làm lạnh.

❖ Nhược điểm:

+ Giá thành cao hơn dạng thùng kín thường.
+ Nguồn nguyên vật liệu dạng tấm composite đắt đỏ.
+ Vì sử dụng composite dạng tấm nên dễ bị hư hỏng nếu xảy ra va chạm và nếu hư hỏng thì không thể sửa chữa mà phải thay thế cả tấm composite.
+ Có hệ thống lạnh nên làm giảm hiệu suất của động cơ.
+ Nhu cầu của thị trường hạn chế hơn loại thùng kín thường.

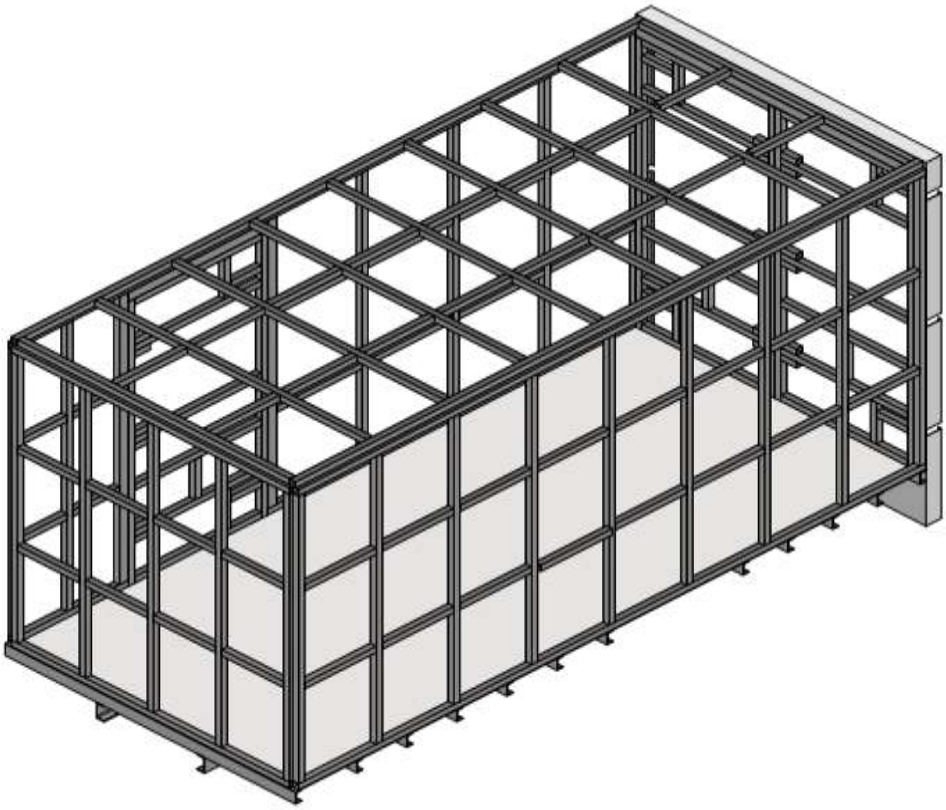
Vậy, phương án thiết kế được chọn là thiết kế loại thùng kín dạng thường sau đó lắp trên sát-xi xe cơ sở.

7.3. Thiết kế bố trí chung.



Hình 7.1: Phương án bố trí thùng lên xe

Đối với thùng hàng thiết kế thì khung xương tổng là thành phần cốt lõi, nó bao gồm các thành phần được liên kết lại với nhau như cụm Khung đà, các khung xương vách trước, hai khung xương vách bên, khung xương của trần thùng và khung cửa sau. Khi các thành phần này được liên kết với nhau thành một tổng thể thống nhất thì nó quyết định đến các thông số kích thước của thùng hàng thiết kế đồng thời quyết định sức chịu đựng va chạm, độ bền hay độ ổn định của thùng hàng trong quá trình hoạt động.

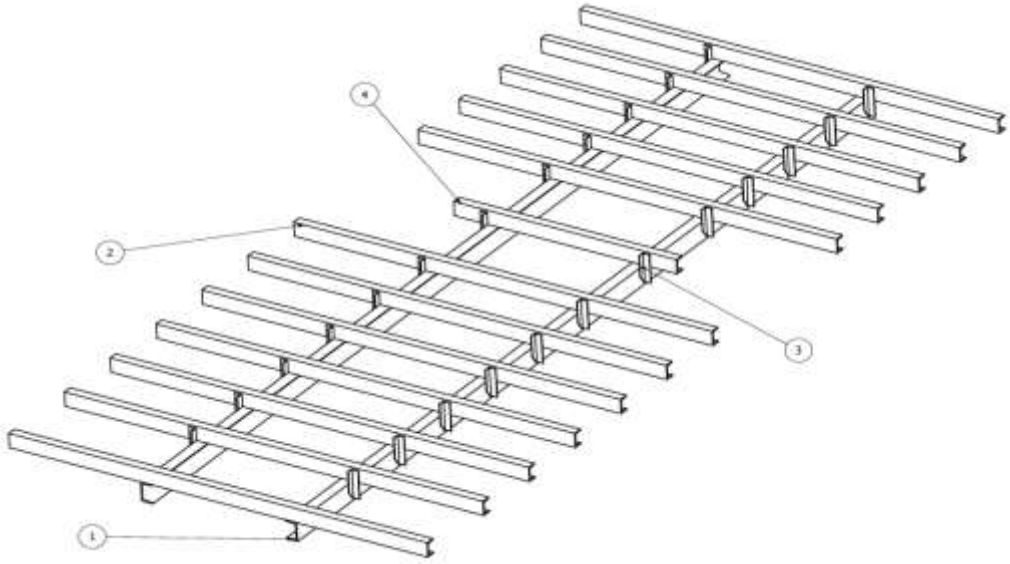


Hình 7.2: Tổng thể khung xương thùng hàng.

Từ tổng thể khung xương này, ta tiến hành lắp ráp các chi tiết như tấm cách nhiệt, các tấm tôn ốp trong, ốp ngoài, các thanh ốp góc và sàn thùng sẽ được thùng hàng hoàn chỉnh.

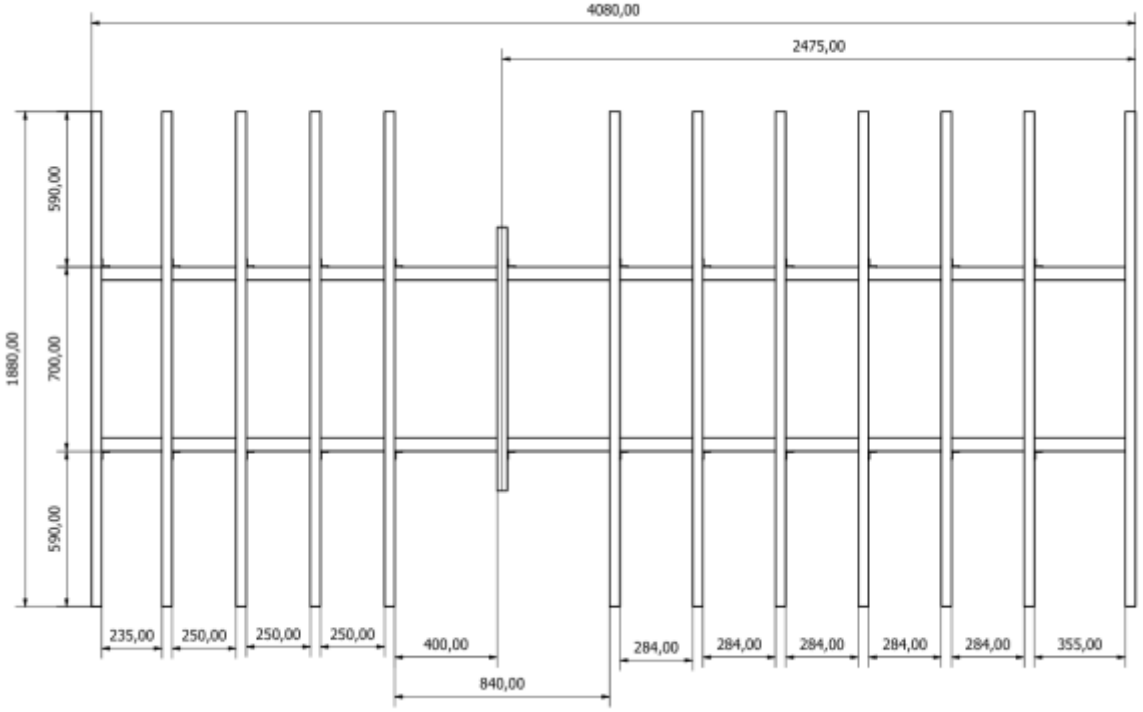
7.3.1. Thiết kế khung xương sàn thùng.

Cụm khung xương sàn thùng hay còn gọi là cụm khung đà là cụm chi tiết có nhiệm vụ chịu tải trọng của bản thân thùng hàng và tải trọng của hàng hóa mà xe mang theo, từ đó phân phối tải trọng lên khung xe cơ sở. Có thể nói cụm khung đà là bộ phận liên kết giữa sát-xi xe cơ sở và thùng hàng và là bộ phận có yêu cầu về mặt kỹ thuật khắt khe nhất trong số các chi tiết của thùng.



Hình 7.3: Cụm khung đà

1. Đà dọc
2. Đà ngang
3. Pát liên kết đà
4. Đà ngang ngắn



Hình 7.4: Kết cấu khung đà

Cấu tạo của cụm khung xương này bao gồm ba thành phần chính: thứ nhất là 2 thanh thép chịu lực chính được gọi là "đà dọc"; thứ hai là các thanh thép chịu lực được rải đều theo suốt chiều dài của đà dọc gọi là "đà ngang" và cuối cùng là các pát liên kết hai thành phần trên lại với nhau thành một cụm thống nhất.

a. Đà dọc:

- Nhiệm vụ:

Là thành phần quan trọng nhất của cụm khung xương sàn thùng, Đà dọc có hai nhiệm vụ quan trọng sau:

- Là bộ phận trực tiếp liên kết với khung xe cơ sở.
- Là thành phần đặt tải trọng của thùng hàng và hàng hóa lên khung xe.

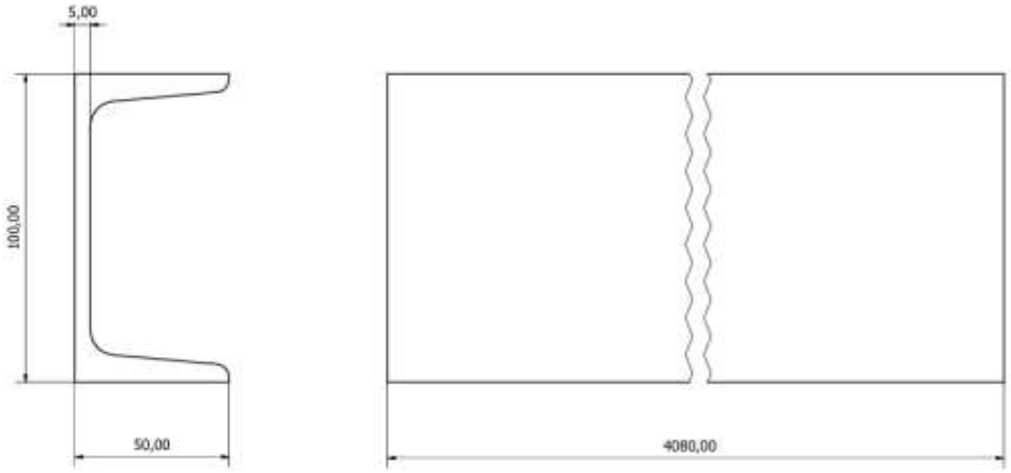
- Yêu cầu:

Nhằm đáp ứng những nhiệm vụ kể trên, Đà dọc có những yêu cầu kỹ thuật sau:

- Đáp ứng yêu cầu kỹ thuật và khả năng chịu tải của vật liệu.
- Có kích thước phù hợp, tương đồng với khung xe cơ sở.
- Đảm bảo bền trong quá trình sử dụng.

- Cấu tạo:

Cấu tạo của Đà dọc là thép CT3 chữ U với thông số kích thước là U100x50x5 có chiều dài 4080 [mm].



Hình 7.5: Kết cấu thép đà dọc

Chiều dài của đà dọc đảm bảo thùng hàng phải đặt lên hết chiều dài của nó, vậy nên chiều dài đà được tính từ mép trước của thành thùng đến mép cuối ở đuôi của khung xe cơ sở.

b. Đà ngang:

- Nhiệm vụ:

Đà ngang là các thanh thép được bố trí theo phương ngang của thùng, số lượng và kích thước của nó phụ thuộc vào chiều dài thùng, tải trọng của xe; nó có nhiệm vụ chính là phân chia tải trọng từ mặt sàn lên suốt chiều dài Đà dọc, giảm sự tập trung tải trọng, đảm bảo độ bền cần thiết.

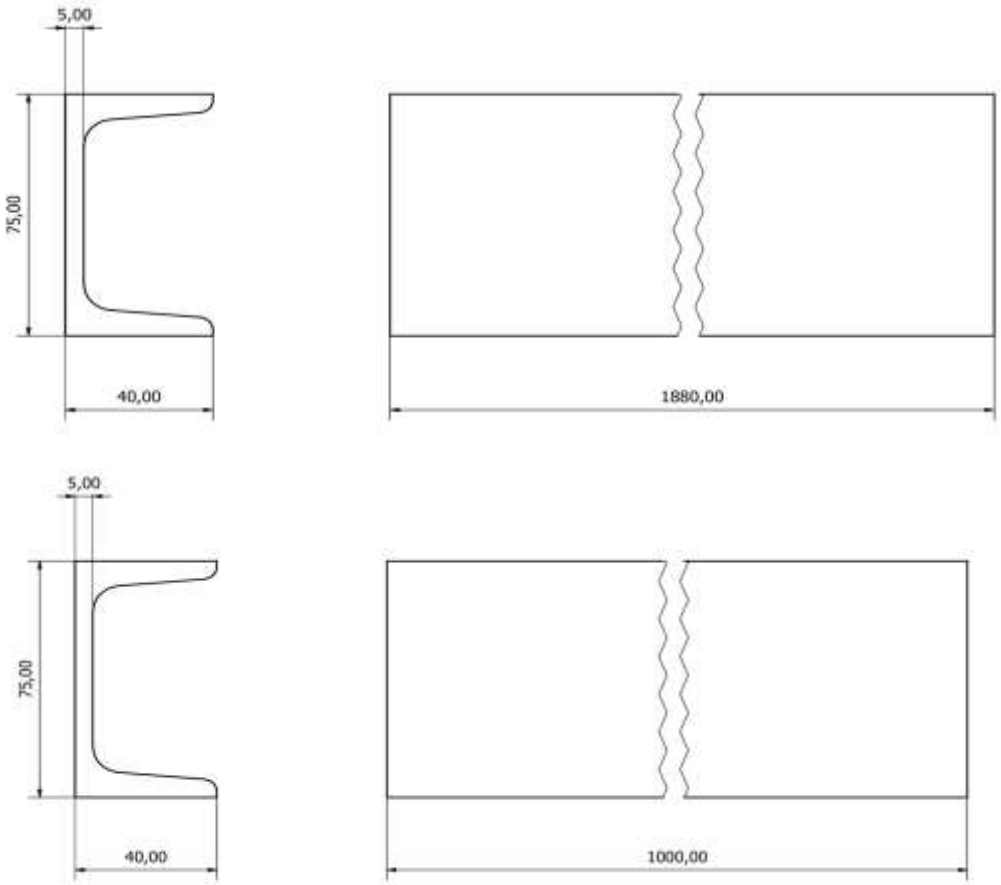
- Yêu cầu:

Tương tự đà dọc, đà ngang cũng được thiết kế phải đảm bảo yêu cầu kỹ thuật sau:

- Đảm bảo các yêu cầu về độ bền và khả năng chịu tải.
- Các đà được bố trí với một khoảng cách hợp lý để đảm bảo tải trọng theo thiết kế phân bố trên suốt chiều dài của đà dọc.
- Có kích thước đảm bảo chiều rộng của thùng theo thiết kế
- Đà ngang ở trên bánh xe phía sau phải có chiều dài ngắn hơn so với các dà còn lại để đảm bảo thông thoáng cho bánh xe phía sau.

- Cấu tạo:

Tương tự đà dọc, đà ngang cũng có cấu tạo là thanh thép CT3 chữ U có kích thước là 70x40x5 [mm] có chiều dài 1880 [mm] với số lượng 12 chiếc và 1 đà ngang ngắn có kích thước là 70x40x5 [mm] có chiều dài 1000 [mm]. Thông số kích thước của các đà ngang được biểu diễn ở hình sau.



Hình 7.6: Kết cấu thép đà ngang

Đà ngang được đặt lên dà dọc với miệng chữ U hướng về phía đuôi xe, tuy nhiên có một đà ngang được đặt ngược lại để thuận tiện cho việc lắp đặt cụm vè chắn bùn.

c. Pát liên kết đà:

- Nhiệm vụ:

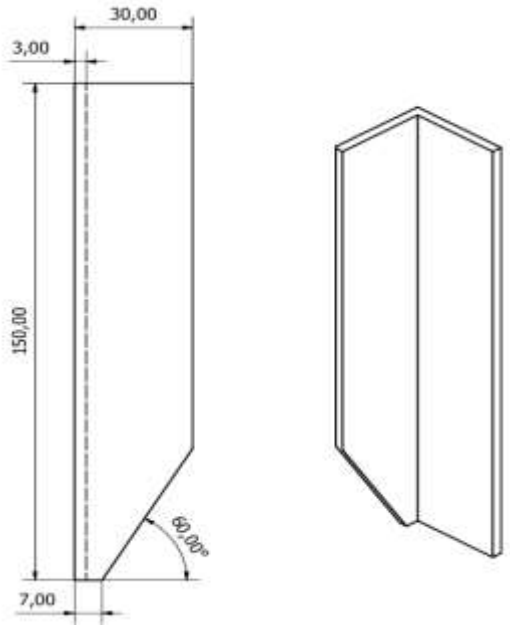
Đúng như tên gọi của nó, pát liên kết đà có nhiệm vụ liên kết đà dọc và đà ngang với nhau thông qua dát bởi các mối hàn. Đảm bảo cho đà cố định, không bị dịch chuyển tương đối với nhau trong quá trình sử dụng.

- Yêu cầu:
  - Là thành phần trung gian đảm bảo sự liên kết giữa đà dọc và đà ngang lên trước hết chúng phải đảm bảo đủ bền.
  - Việc sử dụng mối hàn để liên kết phải đảm bảo đủ.

- Phải giữ một khoảng cách từ mép trên của pát so với mép trên của đà dọc, tức là tạo một khoảng hở giữa pát và sàn thùng. Từ đó tránh việc tiếp xúc giữa pát và sàn thùng dễ gây mài mòn, gỉ rét.

- Cấu tạo:

Pát liên kết đà được cấu tạo từ thép CT3 chữ V có kích thước 30x30x3 [mm] dài 150 [mm] và được cắt 56x45° ở một góc nhằm cắt giảm bớt trọng lượng.



Hình 7.7: Pát liên kết đà

Với việc liên kết với hai đà dọc thì phần cắt bỏ sẽ khác nhau để phù hợp với vị trí mà nó liên kết. Phần được cắt sẽ ở vị trí mà không có mối hàn để đảm bảo mối liên kết đủ bền.

7.3.2. Thiết kế vách thùng

Các vách thùng kín là một cụm có kết cấu bao gồm khung xương vách, tấm cách nhiệt, bao phủ bên ngoài là các tấm tôn ốp vách phía trong - phía ngoài và các tấm ốp góc.

a. Khung xương vách thùng:

- **Nhiệm vụ**

Như tên gọi của nó, khung xương là thành phần chịu lực do các tác động từ bên ngoài, đảm bảo cho thùng hàng luôn vững chắc trong mọi tình huống.

Thứ hai có thể xem khung xương là thành phần quết định đến kích thước, hình dáng của thùng hàng. Kết cấu của nó là tiền đề quyết định các thông số kích thước của các chi tiết còn lại.

Thứ ba, nó có vai trò như một bộ phận giá đỡ để đặt lên các chi tiết khác như tấm cách nhiệt, các tấm ốp trong, ốp ngoài.

- **Yêu cầu**

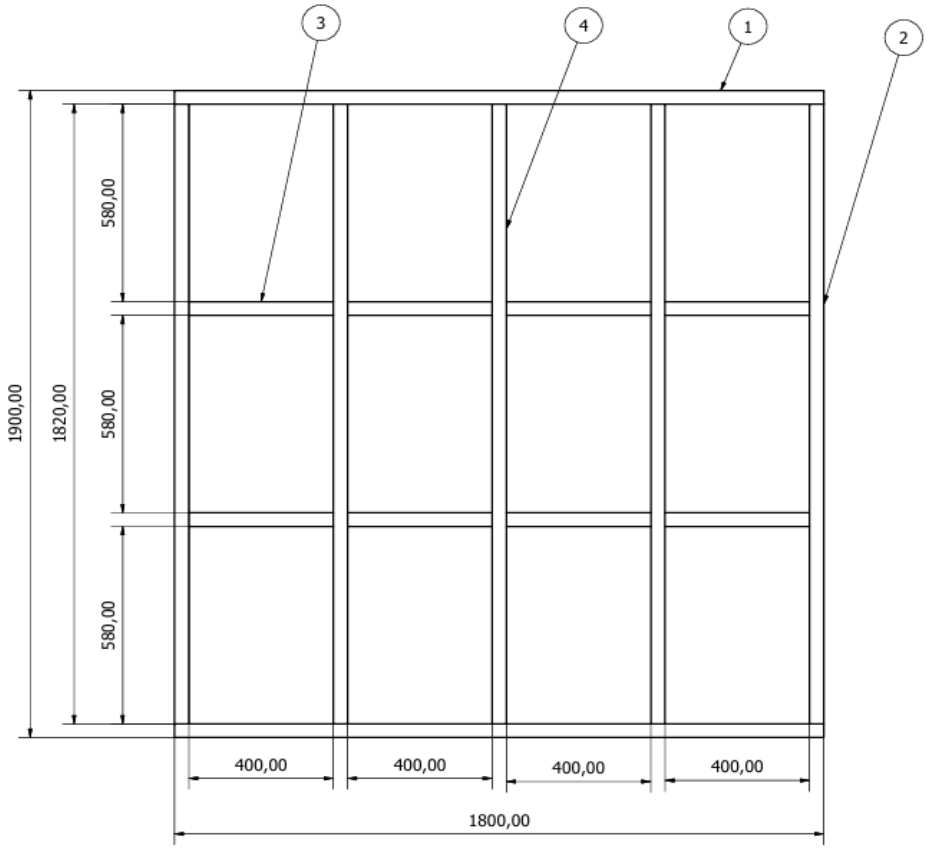
  - Với vai trò là thành phần chịu các tác động từ bên ngoài như lực cản không khí khi xe vận hành, các lực va đập khi xảy ra sự cố, tai nạn thì khung xương đảm bảo vững chắc và đủ bền.
  - Ngoài ra, khung xương sau khi hoàn thiện phải đảm bảo yêu cầu về các kích thước để sau khi hoàn thiện sẽ cho một thùng hàng có kích thước đúng như đã thiết kế.

- **Cấu tạo**

Khung xương thùng là tập hợp khung xương các vách (vách trước, vách bên trái, vách bên phải) và phần khung cửa phía sau. Khung xương các vách được cấu tạo từ các thanh thép hộp liên kết với nhau bằng mối hàn.

❖ **Khung xương vách trước:**

Khung xương làm từ thép hộp CT3 40x40x1,5.



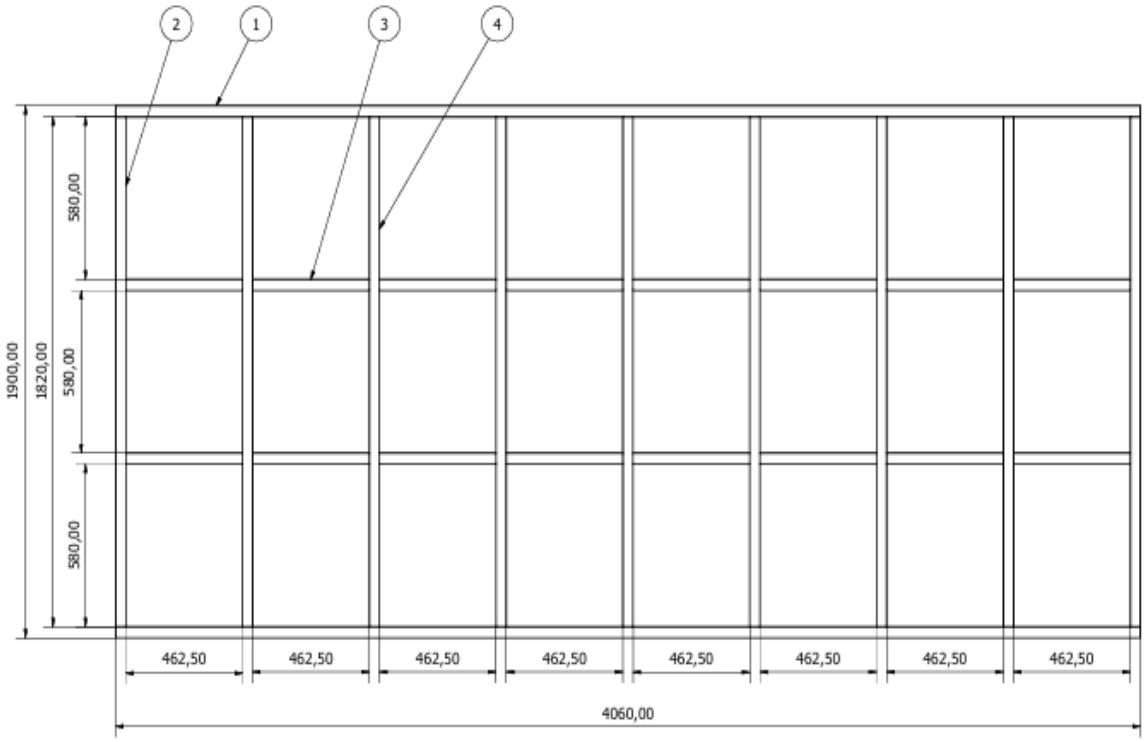
Hình 7.8: Kết cấu khung xương vách trước

1. Xương ngang ngoài 2. Xương đứng ngoài

3. Xương ngang ngắn 4. Xướng đứng trong

❖ **Khung xương vách trái:**

Khung xương làm từ thép hộp CT3 40x40x1,5.



Hình 7.9: Kết cấu khung xương vách trái

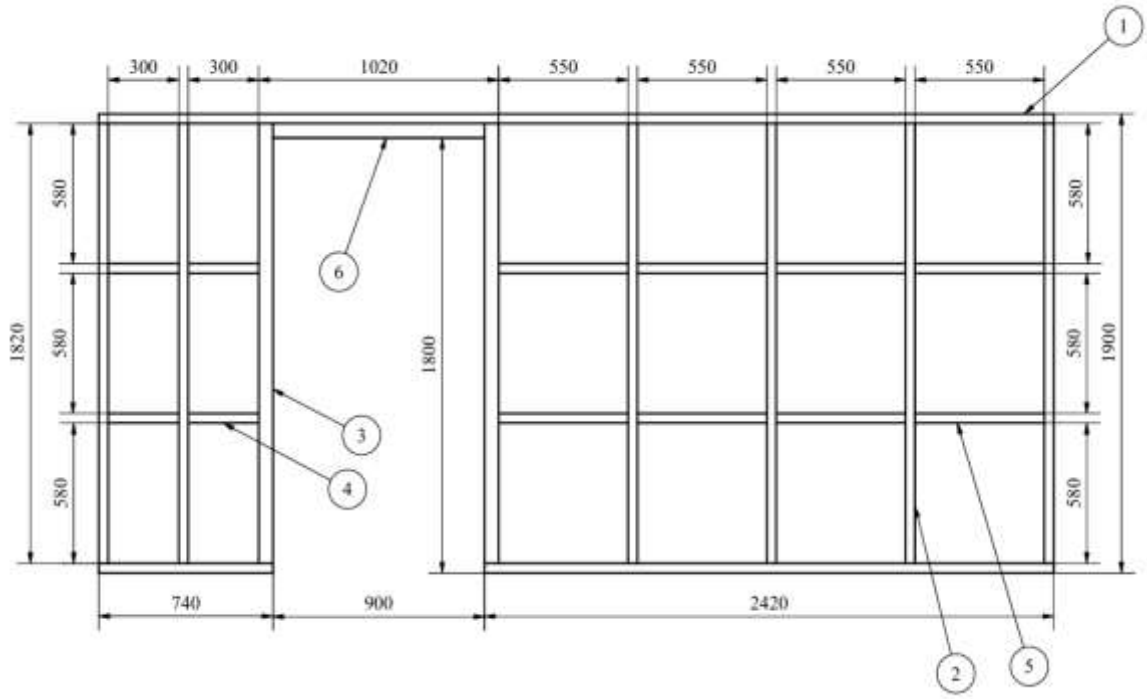
1. Xương ngang ngoài 2. Xương đứng ngoài

3. Xương ngang ngắn 4. Xướng đứng trong

❖ **Khung xương vách phải:**

Khung xương làm từ thép hộp CT3 40x40x1,5.

Khung xương cửa làm từ thép hộp CT3 60x40x1,5.

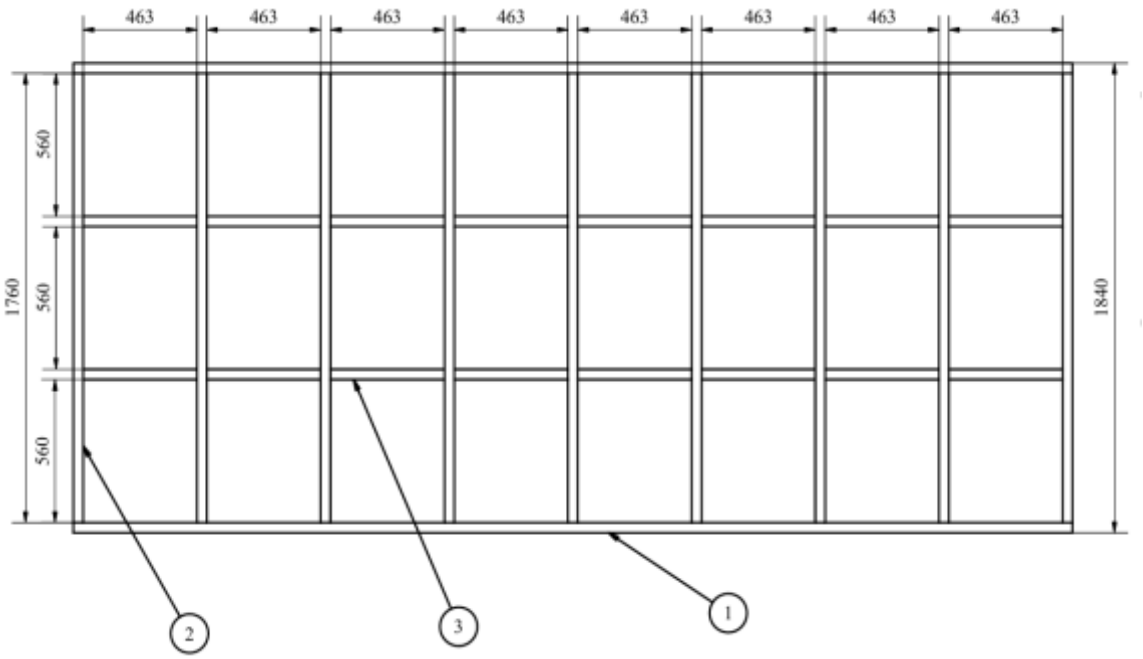


Hình 7.10: kết cấu khung xương vách phải

1. Xương ngang
2. Xương đứng
3. Xương đứng khung cửa
4. Xướng ngang ngắn 1
5. Xương ngang ngắn 2
6. Xương ngang khung cửa

❖ **Kết cấu khung mui:**

Khung xương làm từ thép hộp CT3 40x40x1,5.



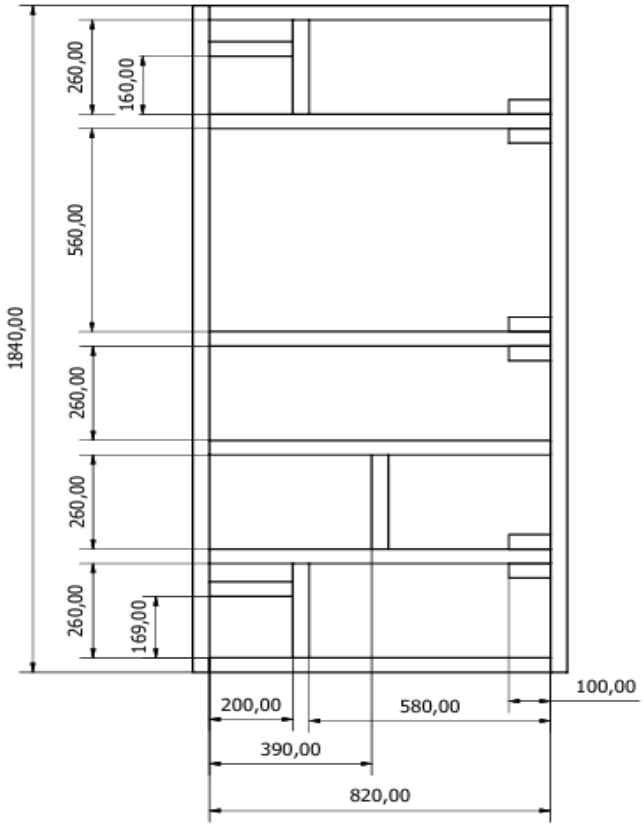
Hình 7.10: Kết cấu khung xương mui

1. Xương đứng 2. Xương ngang

3. Xương ngang ngắn

❖ **Kết cấu khung cửa:**

- **Nhiệm vụ:** Để thuận tiện trong việc bóc xếp hàng hóa lên và xuống xe, ta thiết kế một cửa ở vách bên phụ và một cửa đôi ở phía sau thùng xe.
- **Yêu cầu:** Với khung xương cửa, phải đảm bảo kết cấu phù hợp để lắp các tấm bản lề và cụm khóa. Vì vậy tại các vị trí có bản lề phải đảm bảo có vị trí để lắp bulong.
- **Kết cấu:** Kết cấu khung cửa bao gồm các thanh thép hộp 40x40x1,5 [mm] và tại các vị trí có lắp bản lề và khóa cửa có bố trí các thanh phụ.Các thanh này được lên kết với nhau bằng mối hàn.

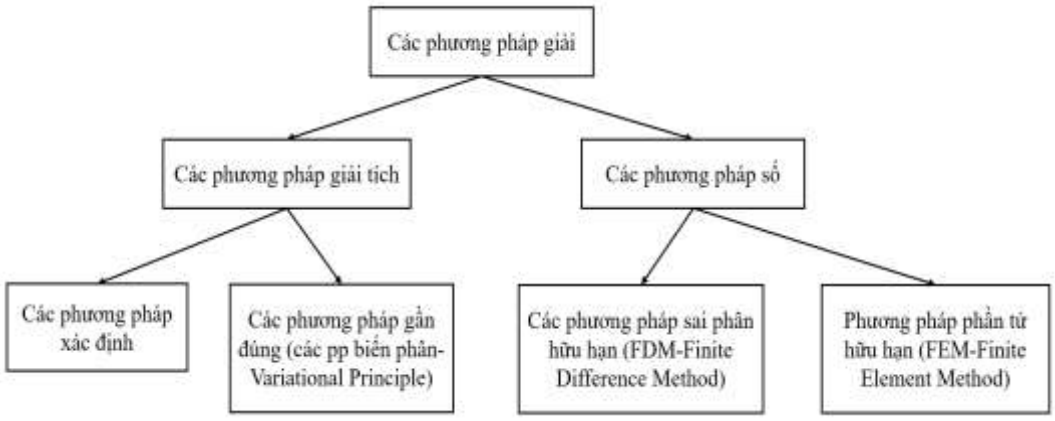


Hình 7.12: Kết cấu xương khung cửa

7.4. Kiểm tra bền

7.4.1. Các phương pháp tính toán

a. Các phương pháp giải bài toán cơ vật rắn biến dạng



Hình 7.13: Các phương pháp giải bài toán cơ vật rắn biến dạng

Phương pháp chính xác (phương pháp tích phân trực tiếp): Đây là phương pháp tích phân trực tiếp hệ thống các phương trình vi phân của bài toán và thõa mãn các điều kiện biên mà bài toán có.

Phương pháp biến phân (Variational Principle):

- Là các phương pháp gần đúng mà mục tiêu là tìm nghiệm xấp xỉ gần đúng dựa trên một "tiêu chuẩn" nào đó được thể hiện trong dạng một biểu thức tích phân xác định lấy trên toàn miền khảo sát V.
- Các phương pháp biên phân thường gặp là: Phương pháp biến phân Ritz-Rayleigh, phương pháp Galerkin (thuộc phương pháp phần dư có trọng), phương pháp bình phương tối thiểu, ...

Phương pháp sai phân hữu hạn (Finite Difference Method):

- Đây là một trong các phương pháp số để giải các phương trình vi phân mà tư tưởng chủ đạo của phương pháp là biểu diễn gần đúng đạo hàm bằng phép sai phân để thay thế các phương trình vi phân bằng một hệ thông các phương trình sai phân.
- Kết quả là thay vid phải tính "tích phân" các phương trình vi phân, ta chỉ cần giải phương trình đại số và cho ra số gần đúng.

Phương pháp phần tử hữu hạn:

- Là một phương pháp số đặc biệt hiệu quả dựa trên ý tưởng là chia một vật thể phức tạp thành các phần tử nhỏ và đơn giản.
- Theo phương pháp phần tử hữu hạn, một miền V đucowj chìa thành một số hữu hạn các miền con V_e gọi là phần tử (element). Các phần tử này được kết nối với nhau tại các điểm định trước trên biên phần tử, gọi là nút (node).
- Trong phạm vị mỗi phần tử, đại lượng cần tìm được lấy xấp xỉ dưới dạng một hàm đơn giản gọi là hàm xấp xỉ (approximation fuction). Các hàm xấp xỉ này được biểu diễn qua các giá trị hàm (hoặc các giá trị đạo hàm của nó) tại các điểm nút trên phần tử. Các giá trị này gọi là các bậc tự do của phần tử và là các đại lượng cần tìm của bài toán.

- Như vậy, phương pháp hữu hạn khôn tìm xấp xỉ của hàm cần tìm trên toàn bộ miền V mà chỉ trong từng miền con của nó.
- Do đó phương pháp này thích hợp với hàng loạt bài toán vật lý và kỹ thuật trong đó các hàm cần tìm được xác định trên những miền phức tạp gồm nhiều miền nhỏ có đặc tính hình học hay vật lý khác nhau, chịu những điều kiện biên khác nhau.
- Chúng ta sẽ sử dụng phương pháp này để tìm ứng suất uốn của các thành phần dầm dọc, ngang, cột thùng hàng, thành trước thùng hàng.

b. Giới thiệu phần mềm hổ trợ tính toán RDM

RDM (Resistances des Materiaux) của Pháp, đây là phần mềm phần tử hữu hạn dùng để tính các bài toán kết cấu dầm, khung dàn, các bài toán đàn hồi lực phẳng, truyền nhiệt uốn tấm, ...

RDM (Resistances des Materiaux) là phần mềm phần tử hữu hạn do giáo sư Yves DEBARD (Viện Đại học Le Mans) xây dựng.

RDM6 là phiên bản mới, RDM6 có 3 modun chính:

- Flexion: Cho phép tính kết cấu dầm thẳng.
- Ossatures: Cho phép tính kết cấu khung dàn.
- Element finis: Cho phép tính bài toán đàn hồi phẳng và đối xứng trục, truyền nhiệt phẳng, đối xứng trục và tấm uốn.

So với nhiều chương trình cùng cỡ, RDM6 có nhiều ưu điểm nổi bật như tính sư phạm, giao diện đẹp và dễ sử dụng.

7.4.2. Tính toán kiểm tra bền cơ cấu liên kết thùng với sát-xi

Thùng hàng được liên kết với sát-xi xe cơ sở bởi hai thành phần: Bulong quang và Bát chống xô.

Bulong quang có nhiệm vụ hạn chế sự quay theo phương ngang của thùng hàng trong quá trình di chuyển của ô tô, đặc biệt là khi di chuyển quay vòng. Nhiệm vụ của Bát chống xô là hạn chế khả năng dịch chuyển của thùng theo chiều dọc, đặc biệt là trong trường hợp phanh gấp.

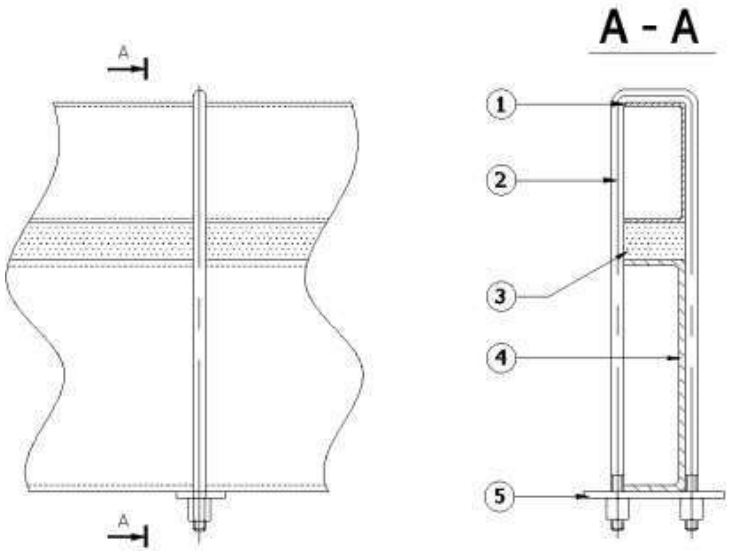
a. Tính toán kiểm tra bu lông quang

Khi ô tô chạy trên đường cong có bán kính R thì sẽ phát sinh một lực li tâm, lực

ly tâm này có xu hướng làm lật xe theo hướng xa ra tâm quay, xe có xu hướng lật quanh bánh ngoài.

Để xét sự liên kết của các bu lông quang treo ta chỉ xét phần khối lượng phía trên khung xe (Những thành phần mà khối lượng của chúng sinh ra lực ly tâm tác dụng lên bu lông quang khi xe quay vòng).

Ta tính toán cho trường hợp ô tô đầy tải quay vòng ổn định trên đường vòng với góc nghiêng ngang của đường là bằng 0.



Hình 7.14: Bu lông quang chữ U liên kết thùng hàng với sát-xi

1: Đà dọc thùng hàng
2: Bu lông quang
3: Đệm lót đà dọc
4: Đà dọc sát-xi
5: Bát bu lông quang

Khi xe quay vòng, thùng xe có khả năng bị trượt ngang do tác dụng của lực ly tâm. Lực quán tính ly tâm khi xe quay vòng (theo tài liệu [6]):

$$P_{lt} = m.a = \frac{G.v_{gh}^2}{g.R_{\min}} \qquad (7.1)$$

Trong đó:

- P_{lt} : Lực quán tính ly tâm
- a : Gia tốc của ô tô
- m : Khối lượng của ô tô

- G : Tải trọng tác dụng của hệ. $G = G_t + G_h = 745 + 2000 = 2745$ [kg]
- v_{gh} : Vận tốc giới hạn khi xe quay vòng ổn định. $v_{gh} = 6,16$ [m/s]
- $R_{\min}$: Bán kính quay vòng nhỏ nhất của xe. $R_{\min} = 6,2$ [m]

Thay số ta được:

$$P_{lt} = m.a = \frac{G.v_{gh}^2}{g.R_{\min}} = \frac{2745.9,81.6,16^2}{9,81.6,2} = 14354\,[\text{N}]$$

Để thùng không bị trượt khi xe quay vòng thì:

$$F_{ms} \geq P_{lt} \Leftrightarrow (V+G).f \geq P_{lt} \qquad (7.2)$$

Trong đó:

- V : Lực siết bu lông
- f : Hệ số ma sát giữa đà dọc thùng và khung xe, vì có sử dụng lớp cao su ở giữa nên hệ số ma sát $f = 0,3$

Suy ra:

$$V > \frac{P_{lt} - G.f}{f} = \frac{14354 - 2745.9,81.0,3}{0,3} = 20918\,[\text{N}]$$

Chọn số bu lông quang là 6 chiếc nên ta có lực siết của mỗi bu lông là:

$$v \geq \frac{V}{6} = \frac{20918}{6} = 3486,3\,[\text{N}] \qquad (7.3)$$

Ứng suất kéo phát sinh trong mỗi bu lông (theo tài liệu [6]):

$$\sigma = \frac{v.k.4}{\pi.d^2} \qquad (7.4)$$

Trong đó:

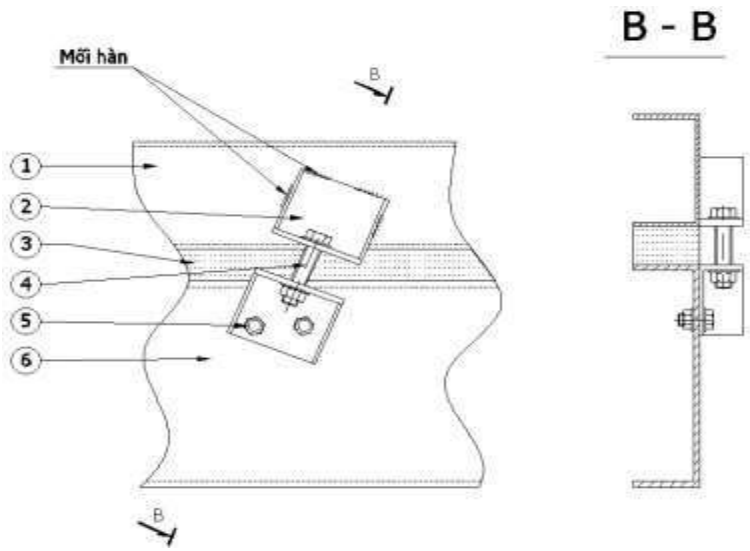
- σ: Ứng suất kéo của bu lông, $\sigma_k \leq [\sigma_k]$ (Đối với thép CT3 $[\sigma_k] = 3800 - 4500\,[\text{N/cm}^2]$, chọn trung bình $[\sigma_k] = 4200\,[\text{N/cm}^2]$.
- k : Hệ số tính đến ứng suất xoắn, chọn k = 1,2
- d : Đường kính của bu lông [cm]

$$\Rightarrow d = \sqrt{\frac{4.k.v}{\pi.\sigma}} = \sqrt{\frac{4.1,2.3486,3}{\pi.4200}} = 1,2\,[\text{cm}]$$

Vậy chọn bu lông quang có M12 với số lượng là 6 chiếc, bố trí mỗi bên 3 bu lông.

b. Tính toán kiểm tra bền bát chống xô

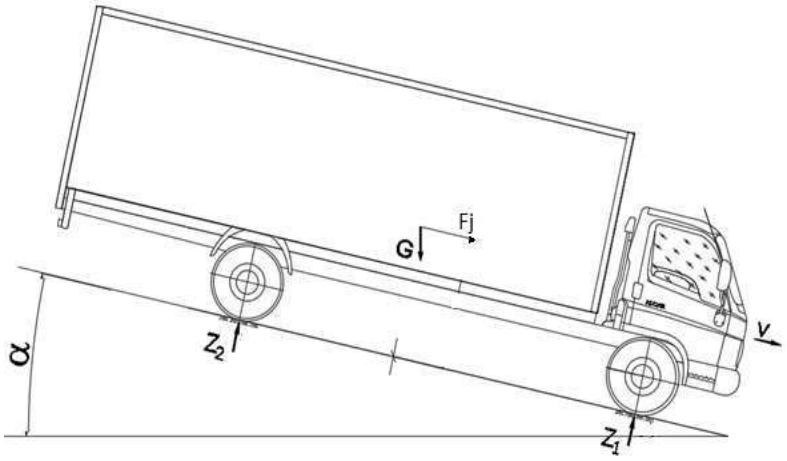
Khi tính toán bu lông lắp bát chống xô, ta giả thiết bỏ qua sự dịch chuyển ngang của khung, ta chỉ tính cho trường hợp gây ra dịch chuyển dọc lớn nhất là lúc ô tô phanh đột ngột trên đường xuống dốc. Bu lông trong trường hợp này chịu tác dụng lực ngang, với mỗi lắp bu lông có khe hở nên phải siết bu lông để tạo nên lực ép F_{bl} ép các bích vào dầm dọc, do đó sinh ra lực ma sát giữ không cho các tấm ghép bị trượt khi chịu tác dụng ngoại lực.



Hình 7.15: Bát chống xô

1: Đà dọc thùng hàng
2: Bát chống xô trên
3: Đệm lót đà dọc
4: Bu lông liên kết bát chống xô
5: Bu lông cố định bát chống xô
6: Đà dọc sát-xi

Khi phanh đột ngột toàn bộ trọng lượng phần phía trên dầm dọc có thể bị trượt tương đối với dầm dọc do lực quán tính khi phanh P_j và tải trọng G.



Hình 7.16: Sơ đồ lực tác dụng khi ô tô xuống dốc

Khi ô tô xuống dốc, G được chia làm 2 thành phần theo phương ngang G_n và theo phương dọc G_d. Trong đó, $G_n = G.\cos\alpha$, $G_d = G.\sin\alpha$ ($\alpha \sim 61°$)

Sự trượt của thùng gây ra bởi lực G_n nên ta có:

Lực ma sát sinh ra chống lại sự trượt của thùng (theo tài liệu [6]):

$$F_{ms} = f.G_n = f.G.\cos\alpha = 0,3.2745.9,81.\cos 61^0 = 3917[\text{N}] \qquad (7.5)$$

Lực quán tính khi phanh:

$$P_j = \frac{J_p.G}{g} \qquad (7.6)$$

Trong đó:

- J_p: Gia tốc lớn nhất khi phanh, $J_p = 7,5-8\,[\text{m/s}^2]$, chọn $J_p = 7,5\,[\text{m/s}^2]$
- G: Tải trọng của thùng khi đầy tải. G = 2745 [kg]

Thay số ta được:

$$P_j = \frac{J_p.G}{g} = \frac{7,5.2745.9,81}{9,81} = 20587,5[\text{N}]$$

Để khung ô tô không bị trượt về phía trước khi ô tô phanh đột ngột trên đường xuống dốc thì ta cần phải có (theo tài liệu [6]):

$$P_{ms} \geq P_j + G_n - F_{ms} \qquad (7.7)$$

Trong đó:

- P_{ms} : Lực siết của bu lông tạo ra để thắng lực trượt dọc, $P_{ms} = F_{bl}.n.f$ (7.8)
- F_{bl} : Lực siết của một bu lông
- n: Số bu lông được sử dụng, n=6
- f : Hệ số ma sát, $f = 0,3$

$$\Rightarrow P_{ms} \geq 20587,5 + 13055 - 3917 = 29725,5\,[\text{N}]$$

$$\Rightarrow F_{bl} = \frac{P_{ms}}{n.f} = \frac{29725,5}{6.0,3} = 16514\,[\text{N}]$$

Suy ra đương kính bu lông là:

$$d = \sqrt{\frac{4.k.F_{bl}}{\pi.\sigma}} = \sqrt{\frac{4.1,2.16514}{\pi.4200}} = 2,4\,[\text{cm}]$$

Vậy có 6 bu lông M24 liên kết ở bát chông xô.

7.4.3. Tính toán kiểm tra bền đà ngang

Để thuận tiện trong quá trình tính toán đồng thời vẫn đảm bảo độ chính xác, phần này ta dùng phần mềm tính toán sức bền vật liệu bằng phương pháp phần tử hữu hạn RDM.

Tải trọng phân bố tác dụng lên một dầm ngang (theo tài liệu [6]):

$$q_d = \frac{G_s + G_h}{L_n.n} \qquad (7.9)$$

Trong đó:

- G_s : Trọng lượng sàn thùng, $G_s = 275\,[\text{kg}]$
- G_h : Trọng lượng hàng hóa, $G_h = 2000\,[\text{kg}]$
- L_n : Chiều dài đà ngang, $L_n = 188\,[\text{cm}]$
- n: Số lượng đà ngang (không tính đà ngang ngắn), n=12

Thay số ta được:

$$q_d = \frac{G_s + G_h}{L_n.n} = \frac{275 + 2000}{188.12} = 1,01\,[\text{kg/cm}]$$

Tải trọng tập trung của thành tác dụng lên một đầu dầm ngang (theo tài liệu [6]):

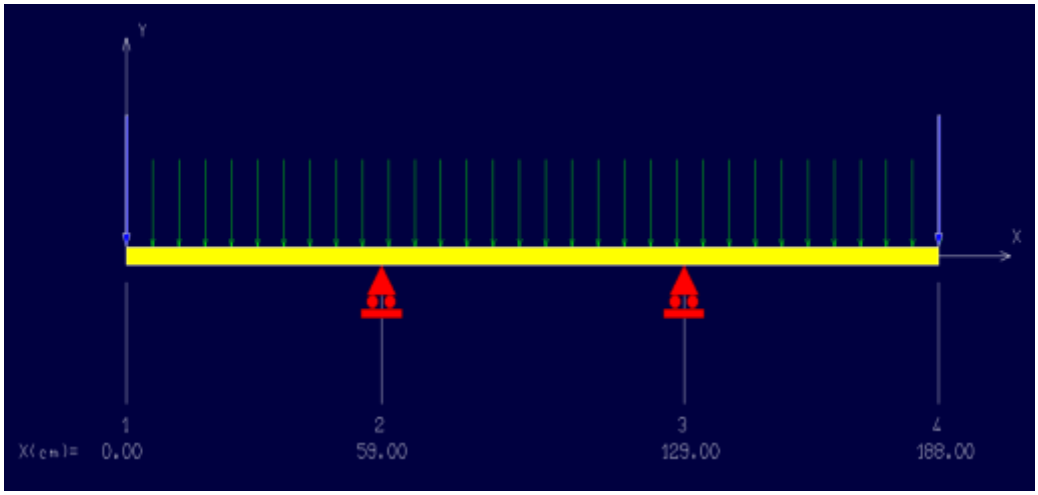
$$G_{th} = \frac{Q_{th}/2}{n} \qquad 7.10)$$

Trong đó:

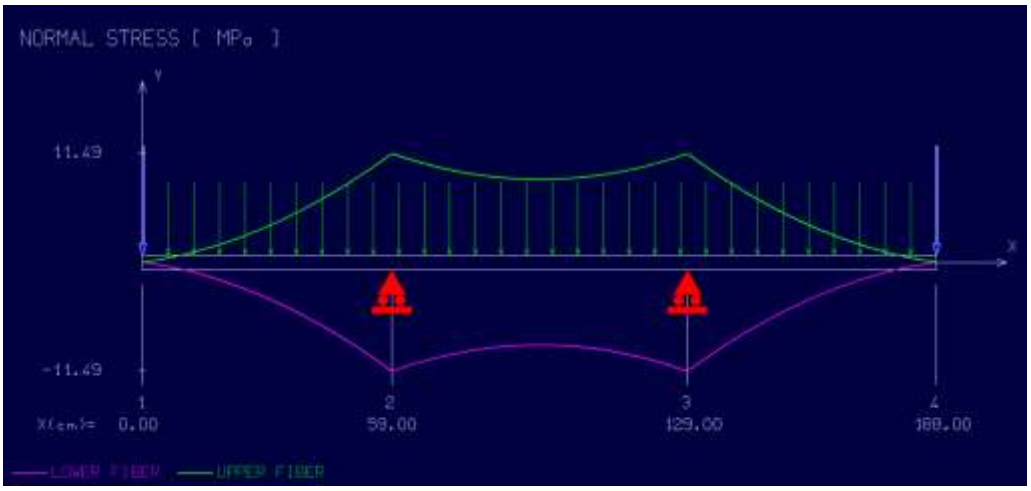
- Q_{th} : Khối lượng thành, $Q_{th} = 336\,[\text{kg}]$
- n: Số lượng đà ngang (không tính đà ngang ngắn), n=12

Thay số vào ta được:

$$G_{th} = \frac{Q_{th}/2}{n} = \frac{336/2}{12} = 14\,[\text{kg}]$$



Hình 7.17: Biểu đồ lực tác dụng lên đà ngang



Hình 7.18: Biểu đồ momen uốn của đà ngang

Giá trị momen uốn lớn nhất (theo tài liệu [6]):

$$M_u = \frac{q_d.l^2}{2} + G_{th}.l \qquad (7.11)$$

Trong đó:

- l : Chiều dài đoạn công xôn, l = 59 cm

Thay số vào ta được:

$$M_u = \frac{1,01.59^2}{2} + 14.59 = 2584\,[\text{kg,cm}]$$

Momen chống uốn dầm dang bằng thép U75x40x5: $W_x = 6,72\,[\text{cm}^3]$

Ứng suất uốn lớn nhất trên dầm ngang bằng thép (theo tài liệu [6]):

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_x} = \frac{2584}{6,72} = 384,5\,[\text{kg/cm}^2] \qquad (7.12)$$

Ứng suất uốn cho phép: $[\sigma_u] = 1200\,[\text{kg/cm}^2]$

Ta thấy: $\sigma_u \le [\sigma_u]$ vậy nên các dầm ngang thùng hàng đủ bền.

7.4.4. Tính toán kiểm bền thùng hàng

a. Tính kiểm bền thành bên thùng hàng

Khi tính thành bên thùng hàng ta xét trường hợp ô tô xếp hàng hóa bằng chiều cao lòng thùng hàng là 1900 mm (theo điều 18 của thông tư 46/2015/TT-BGTVT).

Thành bên thùng chịu lực tác dụng lớn nhất khi xe quay vòng với bán kính quay vòng nhỏ nhất, làm toàn bộ hàng hóa có xu hướng trượt ngang tác dụng lên vách thùng.

Ta có:

- Q : Khối lượng hàng hóa, $Q = 2000\,[\text{kg}]$
- Q_{vh}: Khối lượng vách hông, $Q_{vh} = 168\,[\text{kg}]$
- f: hệ số ma sát bề mặt tiếp xúc, $f = 0{,}4$
- V : Vận tốc khi quay vòng, V = 6,16 [m/s]
- $R_{\min}$: Bán kính quay vòng nhỏ nhất của xe. $R_{\min} = 6{,}2\,[\text{m}]$

Lực quán tính ly tâm (theo tài liệu [6]):

$$P_{lt} = \frac{(Q + Q_{vh}).V^2}{9{,}81.R_{\min}} = \frac{(168 + 2000).6{,}16^2}{9{,}81.6{,}2} = 1212\,[\text{kg}] \qquad (7.13)$$

Lực ma sát giữa hàng hóa và thành bên (theo tài liệu [6]):

$$P_{ms} = f.(Q + Q_{vh}).g = 0{,}4.(168 + 2000).9{,}81 = 8507{,}232[N] = 867{,}2\,[\text{kg}] \qquad (7.14)$$

Lực tác dụng lên thành bên của xe (theo tài liệu [6]):

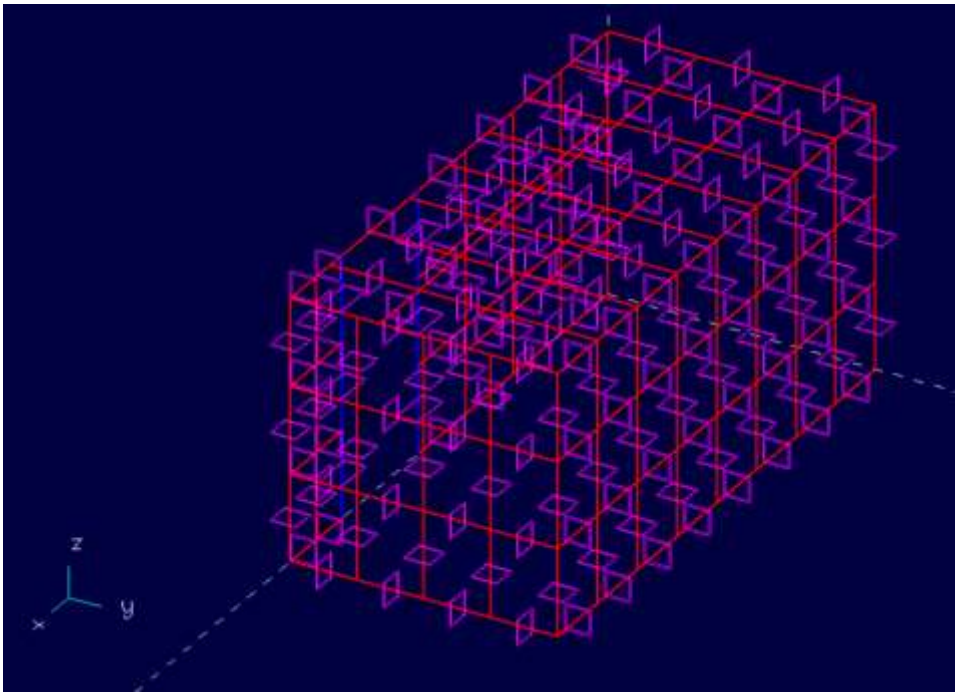
$$P = P_{lt} - P_{ms} = 1212 - 867{,}2 = 344{,}8\,[\text{kg}] \qquad (7.15)$$

Lực phân bố đều (theo tài liệu [6]):

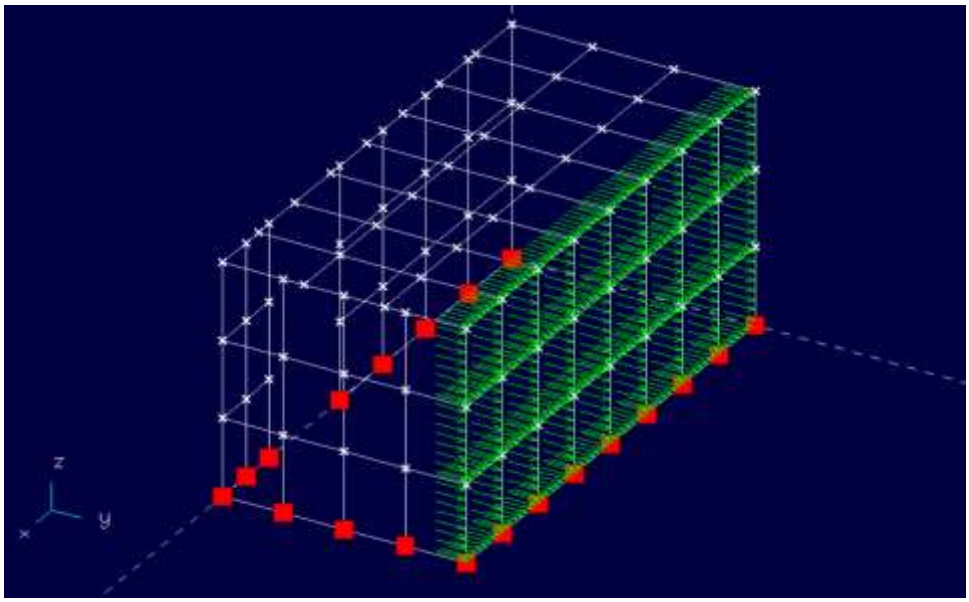
$$q = \frac{P}{\sum L} = \frac{344{,}8}{3190} = 0{,}11\,[\text{kg/cm}] \qquad (7.16)$$

Trong đó: $\sum L$: Tổng chiều dài lực tác dụng, $\sum L = 3190\,[\text{cm}]$

Thành bên thùng được chế tạo bằng thép hộp CT3 40x40x1,5mm. Ứng suất cho phép của vật liệu $[\sigma] =$ 120 MPa.

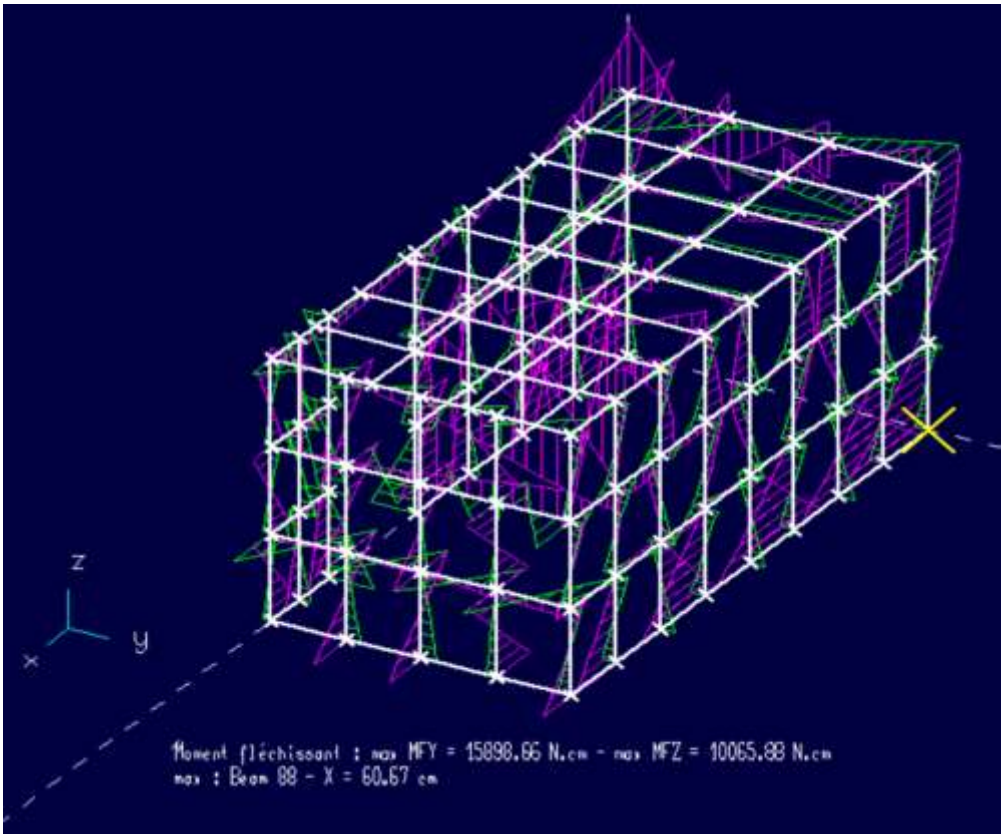


Hình 7.19: Mô hình tính thành bên trên RDM

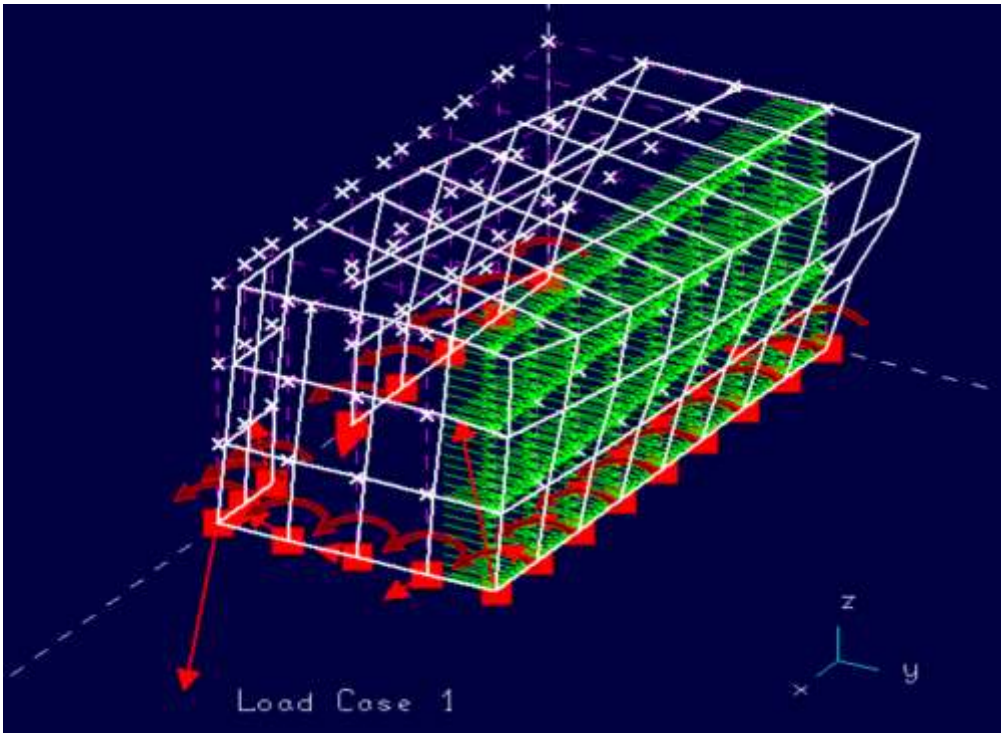


Hình 7.20: Biểu đồ lực tác dụng lên thành bên

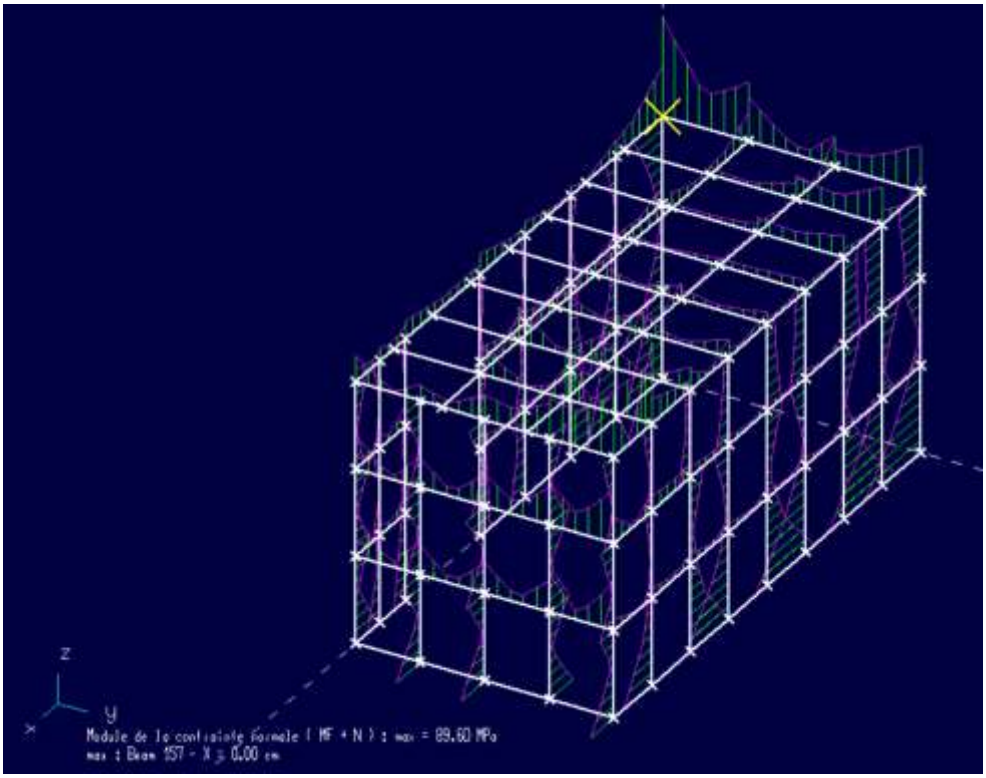
Chạy phần mềm phần tử hữu hạn RDM6 ta có:



Hình 7.21: Biểu đồ ứng suất tổng hợp



Hình 7.22: Biểu đồ chuyển vị thành bên



Hình 7.23: Biểu đồ ứng suất

Ứng suất lớn nhất $\sigma_u = 89,6MPa \le [\sigma_u] = 120MPa \Rightarrow$ Vậy thành bên thùng đảm bảo bền.

b. Tính kiểm bền thành trước thùng hàng

Khi tính mảng thành trước thùng hàng ta xét trường hợp ô tô xếp hàng hóa cao bằng lòng thùng hàng là 1900 mm (theo điều 18 của thông tư 46/2015/TT-BGTVT).

Thành trước chịu lực lớn nhất khi xe phanh đột ngột làm toàn bộ hàng hóa có xu hướng trượt về phía trước tác dụng lên thành trước. Trong trường hợp này lực tác dụng lên thành trước được xác định như sau (theo tài liệu [6]):

$$P = Q.\frac{j_{p\max}}{g} - f.Q \qquad (7.17)$$

Trong đó:

- Q : Khối lượng hàng hóa, $Q = 2000$ [kg]
- f: hệ số ma sát bề mặt tiếp xúc, f = 0,4
- $j_{p\max}$: Gia tốc phanh, $j_{p\max} = 6$ [m/s^2]
- g : Gia tốc trọng trường, g=9,81[m/s^2]

Thay số vào ta được:

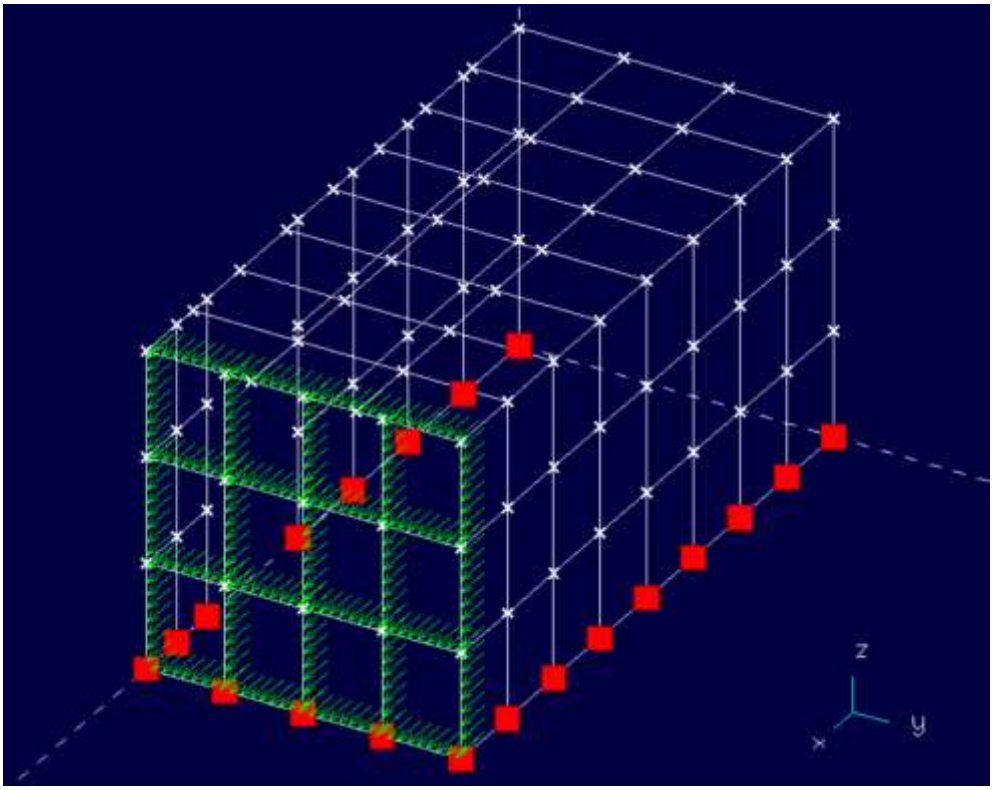
$$P = Q.\frac{j_{p\max}}{g} - f.Q = \frac{2000.6}{9,81} - 0,4.2000 = 423,2\ [\text{kg}]$$

Lực phân bố đều (theo tài liệu [6]):

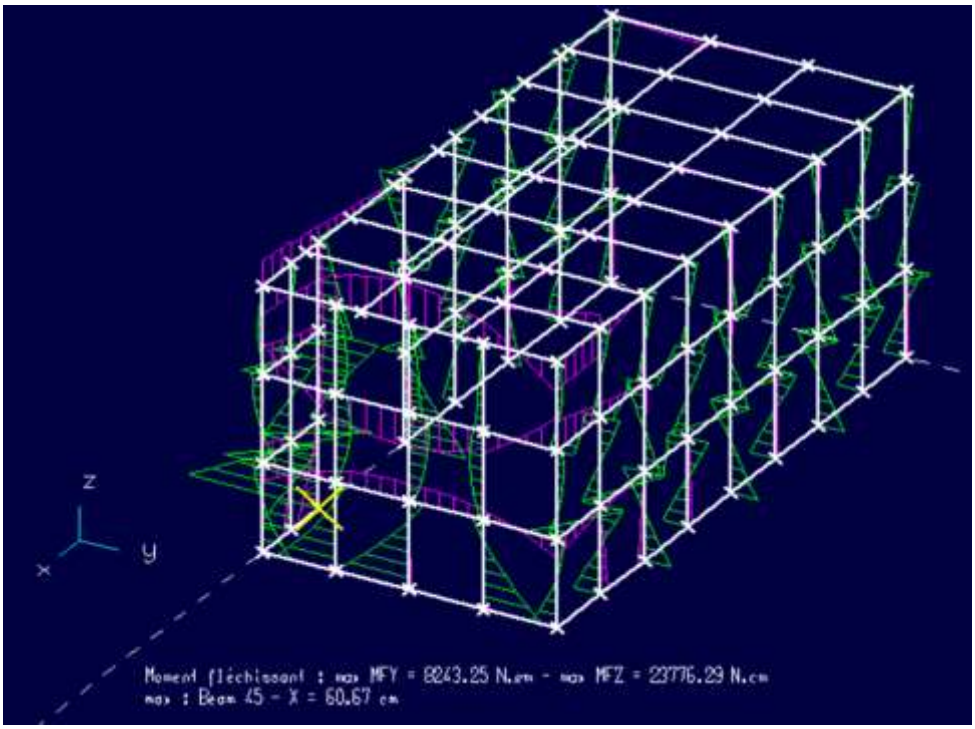
$$q_t = \frac{P}{\sum L_t} = \frac{423,2}{1590} = 0,27\ [\text{kg/cm}] \qquad (7.18)$$

Trong đó: $\sum L_t$: Tổng chiều dài lực tác dụng, $\sum L_t = 3190$ [cm]

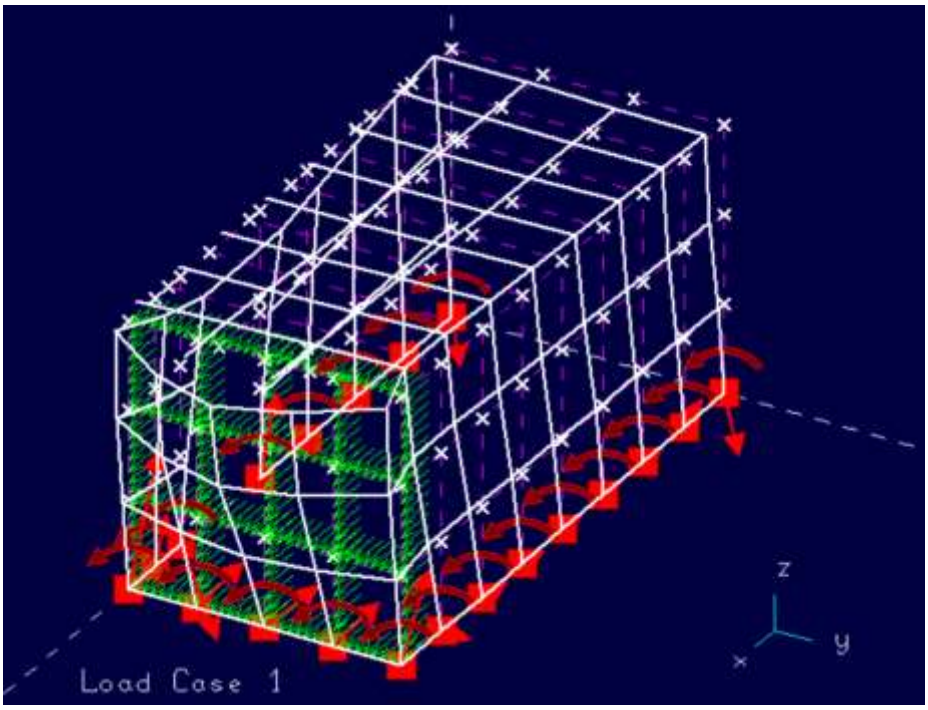
Thành trước được chế tạo bằng thép hộp CT3 40x40x1,5mm. Ứng suất cho phép của vật liệu $[\sigma] =$ 120 MPa.



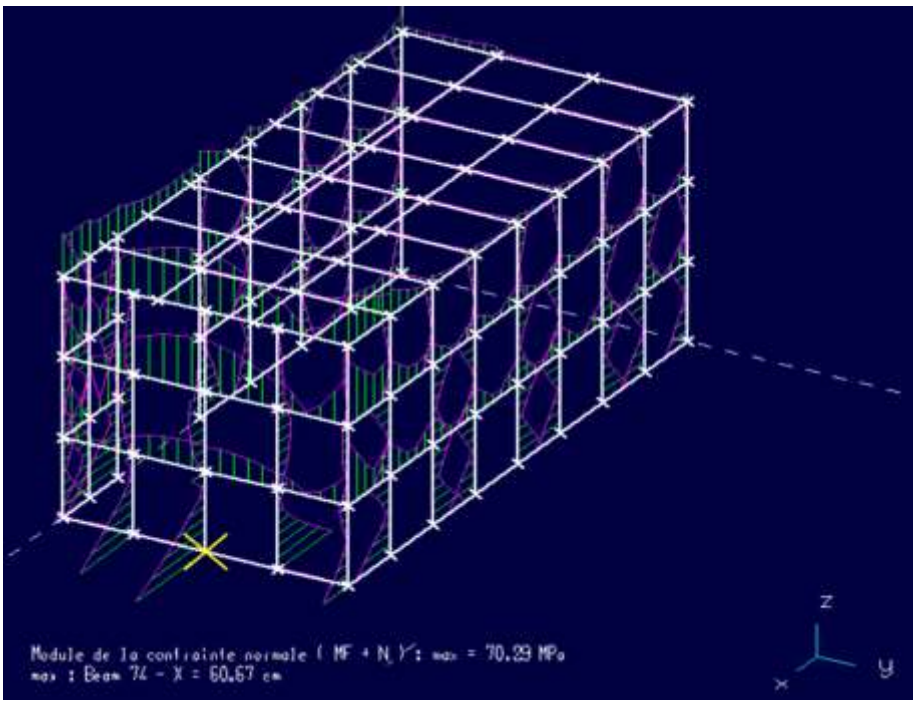
Hình 7.24: Biểu đồ lực tác dụng lên thành trước



Hình 7.25: Biểu đồ ứng suất tổng hợp



Hình 7.26: Biểu đồ chuyển vị thành trước



Hình 7.27: Biểu đồ ứng suất thành trước

Ứng suất lớn nhất $\sigma_u = 70,29MPa \le [\sigma_u] = 120MPa \Rightarrow$ Vậy thành trước thùng đảm bảo bền.

7.5. Quy trình lắp ráp thùng xe

Quy trình đóng thùng xe tải gồm có 11 bước:

Bước 1: Kiểm tra nguyên liệu:

- Kiểm tra nguồn gốc, chất lượng, số lượng, kích thước của vật liệu theo đúng yêu cầu.

Bước 2: Gia công và lắp ráp các chi tiết thuộc khung sàn của thùng:

- Chuẩn bị và gia công các nguyên liệu theo thiết kế rồi kiểm tra và làm sạch để cho ra các cho tiết thuộc khung sàn của thùng.
- Định vị đà ngang dọc, đà ngang, khung bao sàn trên bộ gá khung sàn xe rồi liên kết các chi tiết bằng phương pháp hàn hồ quang điện.
- Kiểm tra lại kích thước, khoảng cách của chi tiết sao khi hàn, kiểm tra chất lượng mối hàn giữa các chi tiết và làm sạch bề mặt mối hàn.

Bước 3: Gia công khung xương cho thùng:

- Chuẩn bị và gia công các nguyên liệu theo thiết kế rồi kiểm tra và làm sạch để cho ra các cho tiết thuộc khung xương thùng.
- Định vị các chi tiết trên bộ gá khung xương rồi liên kết các chi tiết bằng phương pháp hàn hồ quang điện.
- Kiểm tra kích thước, khoảng cách của các chi tiết sau khi hàn, kiểm tra sự biến dạng của khung sau khi hàn, kiểm tra chất lượng và làm sạch mối hàn giữa các chi tiết.

Bước 4: Gia công các chi tiết ốp ngoài/trong (vách, bửng) của khung thùng:

- Chuẩn bị và gia công vật liệu theo thiết kế để tạo thành các chi tiết như: vách trong/ngoài, bửng, khung bao viền thùng(thanh che các đầu đà) ống định vị kèo, kèo, các pát cường lực.
- Làm sạch các chi tiết sau khi gia công và kiểm tra lại trước khi lắp lên khung xương thùng xe.

Bước 5: Tạo hình thùng xe:

- Định vị rồi hàn hồ quang điện các chi tiết như: khung sàn, khung vách, ống định vị kèo, khung bao viền thùng, pát cường lực
- Điểm tra lại kích thước của cả thùng xe sau khi hàn, lắp kèo vào ống định vị kèo và kiểm tra độ rơ , độ trượt (nếu là thùng kèo bạt), kiểm tra và làm sạch các mối hàn.

Bước 6: Làm sạch và sơn chống gỉ lên thùng xe:

- Nếu là thùng kèo bạt thì B7 sẽ lắp các chi tiết như: bửng, kèo, bạt, bản lề tay khóa.

Bước 7: Lắp khung thùng lên Chassis của se:

- Chuẩn bị gỗ đệm, tai chống xô, tai liên kết thùng, bệ bước, vè (chắn bùn).
- Định vị gỗ đệm lên Chassis xe rồi đặt thùng lên gỗ đệm theo đúng bị trí thiết kế.
- Siết chặt các bu-lông theo đúng lực quy định để cố định thùng trên Chassis của xe và lắp các chi tiết hoàn thiện thùng xe, lắp thêm hệ thống điện thùng xe.
- Kiểm tra vị trí, lực xiết bu-lông, kiểm tra độ nghiêng của thùng so với Cabin xe, kiểm tra hệ thống điện thùng xe, vị trí kích thước, sự hoạt động của đèn chiếu sáng, tín hiệu của xe và thùng xe.

Bước 8: Lắp các chi tiết ốp trong/ngoài lên thùng xe:

- Chuẩn bị vách, sàn, ốp trang trí. Gá và liên kết sàn vào khung sàn thùng bằng phương pháp hàn hồ quang điện, gá và cố định vách trong/ ngoài, ốp trang trí lên khung xương bằng đinh tán.
- Làm kín các mối ghép bằng keo Silicon.
- Kiểm tra độ phẳng, độ kín của vách và của sàn thùng, kiểm tra các mối hàn và mối ghép bằng đinh tán, kiểm tra độ kín và độ khít của các mối ghép.

Bước 9: Làm sạch bề mặt tổng thể của cả xe và thùng.

Bước 10: Kiểm tra lại lần cuối.

- Kiểm tra sự hoạt động của các hệ thống trên xe như: phanh, ly hợp, hệ thống điện thân xe(đồng hồ táp-lô, gạt nước, hệ thống đèn chiếu sáng, đèn tín hiệu…).

Bước 11: Vận hành trên đường:

- Kiểm tra và đảm bảo chất lượng, sự ổn định thực tế của chiếc xe đã có thùng tải trước khi giao đến khách hàng.

KẾT LUẬN

Mục tiêu của đồ án tốt này hướng đến thiết kế tối ưu hệ thống phanh, hệ thống treo và thùng xe của xe tải thùng kín tải trọng 5 tấn.

Các kết quả đạt được sau khi tính toán:

Đối với hệ thống treo thiết kế hệ thống treo trước sử dụng bộ phận đàn hồi nhíp lá bao gồm 10 lá nhíp và giảm chấn thủy lực các thông số tính toán cho thấy ứng suất tác dụng lên lá nhíp đảm bảo hệ thống treo trước hoạt động ổn định và bền bỉ. Đối với hệ thống treo sau sẽ có thêm bộ nhíp phụ bao gồm 7 lá nhíp nhằm đảm bảo xe hoạt động êm ái với tải lớn khi xe đi qua các vùng đường xấu

Đối với hệ thống phanh trước và phanh sau được thiết kế phanh tang trống dẫn động thủy lực. Các tính toán sau khi thiết kế cho ra kết quả đảm bảo điều kiện bền và điều kiện làm việc làm việc của phanh trong mọi trường hợp

Thiết kế thùng xe theo kiểu thùng kín sử sụng phần mềm RDM để mô phỏng và tính các ứng suất tại các điểm trên thùng xe nhằm đảm bảo điều kiện bền của thùng và xe hoạt động ổn định

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. GS. TSKH NGUYỄN HỮU CẨN, *Lý thuyết ô tô - máy kéo* - NXB Khoa học và Kỹ Thuật Hà Nội - 2025

[2]. TS NGUYỄN HOÀNG VIỆT, *Thiết kế các hệ thống ô tô* – Đại Học Bách Khoa Đà Nẵng

[3]. TS LÊ VĂN TỤY, *Bài giảng tính toán thiết kế hệ thống treo* – Giáo trình mạng nội bộ Khoa Cơ Khí Giao Thông –Đại Học Bách Khoa Đà Nẵng.

[4]. TS LÊ VĂN TỤY, *Hướng dẫn tính toán thiết kế môn học hệ thống phanh ôtô* – Giáo trình mạng nội bộ Khoa Cơ Khí Giao Thông –Đại Học Bách Khoa Đà Nẵng.

[5]. ĐẶNG QUÝ, *Tính toán thiết kế ô tô* – NXB Trường Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật Thành Phố Hồ Chí Minh - 2001

[6]. GS.TSKH PHAN KỲ PHÙNG, Th.S. THÁI HOÀNG PHONG, *Sức bền vật liệu* – Đại học Bách Khoa Đà Nẵng – 2005.

[7]. THÔNG SỐ KỸ THUẬT XE HINO SERIES 300 – CÔNG TY LD TNHH HINO MOTORS VIỆT NAM

[8]. Thông tư 42/2014/TT-BGTVT

[9]. QCVN-09/2011-BGTVT

[10]. QCVN-09/2015-BGTVT