

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

ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP - CAPSTONE PROJECT

**NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ
CHUYÊN NGÀNH: CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC**

ĐỀ TÀI:

**CẢI TẠO, THIẾT KẾ VÀ MÔ PHỎNG HỆ
THỐNG THỦY LỰC XE CẦU TỰ HÀNH 3
TẦN TRÊN CƠ SỞ XE HINO 500 FC-9JJSW**

**Giảng viên hướng dẫn: GS.TS. TRẦN VĂN NAM
TH.S. HUỖNH BÁ VANG**

Giảng viên phản biện: PGS. TS. PHAN THÀNH LONG

**Sinh viên thực hiện: PHẠM VĂN QUỐC HUY
NGUYỄN HỒNG LĨNH
TRẦN LÊ MINH HIẾU**

Số thẻ sinh viên: 103200121

103200125

103200118

Lớp: 20C4CLC2

Đà Nẵng, 5/2025

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

**ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP
- CAPSTONE PROJECT**

**NGÀNH: KỸ THUẬT CƠ KHÍ
CHUYÊN NGÀNH: CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC**

ĐỀ TÀI:

**CẢI TẠO, THIẾT KẾ VÀ MÔ PHỎNG HỆ
THỐNG THỦY LỰC XE CẦU TỰ HÀNH 3
TẦN TRÊN CƠ SỞ XE HINO 500 FC-9JJSW**

**Người hướng dẫn: GS.TS. TRẦN VĂN NAM
TH.S. HUỖNH BÁ VANG**

Người phản biện: PGS. TS. PHAN THÀNH LONG

**Sinh viên thực hiện: PHẠM VĂN QUỐC HUY
NGUYỄN HỒNG LĨNH
TRẦN LÊ MINH HIẾU**

**Số thẻ sinh viên: 103200121
103200125
103200118**

Lớp: 20C4CLC2

Đà Nẵng, 5/2025

NHẬN XÉT ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP – CAPSTONE PROJECT

I. Thông tin chung:

- | | |
|---|----------------------|
| 1. Họ và tên sinh viên: Phạm Văn Quốc Huy | Số thẻ SV: 103200121 |
| Nguyễn Hồng Lĩnh | Số thẻ SV: 103200125 |
| Trần Lê Minh Hiếu | Số thẻ SV: 103200118 |
2. Lớp: 20C4CLC2
3. Tên đề tài: CẢI TẠO, THIẾT KẾ VÀ MÔ PHỎNG HỆ THỐNG THỦY LỰC XE CẦU TỰ HÀNH 3 TÁN TRÊN CƠ SỞ XE HINO 500 FC-9JJSW.
4. Giảng viên hướng dẫn: GS.TS. Trần Văn Nam
Th.S. Huỳnh Bá Vang

II. Nhận xét đồ án tốt nghiệp:

1. Về tính cấp thiết, sáng tạo và ứng dụng của đồ án: (điểm đánh giá tối đa là 2đ)

.....
.....

2. Về kết quả giải quyết các nội dung nhiệm vụ yêu cầu của đồ án: (điểm tối đa là 4đ)

.....
.....

3. Về hình thức, cấu trúc, bố cục của đồ án tốt nghiệp: (điểm đánh giá tối đa là 2đ)

.....
.....

4. NCKH: (nếu có bài báo khoa học hoặc ĐATN là đề tài NCKH: cộng thêm 1đ)

.....
.....

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

.....
.....

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

.....

.....
IV. Đánh giá:

1. Điểm đánh giá: /10

2. Đề nghị: Được bảo vệ đồ án/ Bổ sung thêm đề bảo vệ/ Không được bảo vệ

Đà Nẵng, ngày tháng năm 2025

Người hướng dẫn

NHẬN XÉT PHẢN BIỆN ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP - CAPSTONE PROJECT

I. Thông tin chung:

1. Họ và tên sinh viên: Phạm Văn Quốc Huy Số thẻ SV: 103200121
 Nguyễn Hồng Lĩnh Số thẻ SV: 103200125
 Trần Lê Minh Hiếu Số thẻ SV: 103200118

2. Lớp: 20C4CLC2

3. Tên đề tài: CẢI TẠO, THIẾT KẾ VÀ MÔ PHỎNG HỆ THỐNG THỦY LỰC XE CẦU TỰ HÀNH 3 TẦN TRÊN CƠ SỞ XE HINO 500 FC-9JJSW.

Người phản biện:

Học hàm/ học vị:

II. Nhận xét, đánh giá:

TT	Các tiêu chí đánh giá	Điểm tối đa	Điểm trừ	Điểm còn lại
1	Sinh viên có phương pháp nghiên cứu phù hợp, giải quyết đủ nhiệm vụ đồ án được giao	80		
1a	Hiểu và vận dụng được kiến thức toán và khoa học tự nhiên trong vấn đề nghiên cứu	15		
1b	Hiểu và vận dụng được kiến thức cơ sở và chuyên ngành trong vấn đề nghiên cứu	25		
1c	Có kỹ năng vận dụng thành thạo các phần mềm mô phỏng, tính toán trong vấn đề nghiên cứu	10		
1d	Có kỹ năng đọc, hiểu tài liệu bằng tiếng nước ngoài ứng dụng trong vấn đề nghiên cứu	10		
1e	Có kỹ năng làm việc nhóm, kỹ năng giải quyết vấn đề	10		
1f	Đề tài có giá trị khoa học, công nghệ; có thể ứng dụng thực tiễn	10		

2	Kỹ năng viết	20		
2a	Bố cục hợp lý, lập luận rõ ràng, chặt chẽ, lời văn súc tích	15		
2b	Thuyết minh đề án không có lỗi chính tả, in ấn, định dạng	5		
3	Tổng điểm đánh giá: theo thang	100		
	<i>Quy về thang điểm 10 (lấy đến 1 số lẻ)</i>			

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

.....
.....

2. Ý kiến khác:

.....
.....

Đề nghị: Được bảo vệ đề án/ Bổ sung thêm để bảo vệ/ Không được bảo vệ

Đà Nẵng, ngày tháng năm 2025

Người phản biện

TÓM TẮT

Tên đề tài: Cải tạo, thiết kế và mô phỏng hệ thống thủy lực xe cầu tự hành 3 tấn trên cơ sở xe HINO 500 FC-9JJSW.

Sinh viên thực hiện: Nguyễn Hồng Lĩnh

Trần Lê Minh Hiếu

Phạm Văn Quốc Huy

Số thẻ SV: 103200125

Lớp: 20C4CLC2

103200118

20C4CLC2

103200121

20C4CLC2

Báo cáo tốt nghiệp với đề tài “Cải tạo, thiết kế và mô phỏng hệ thống thủy lực xe cầu tự hành 3 tấn trên cơ sở xe HINO 500 FC-9JJSW” trình bày quy trình toàn diện từ khảo sát khung gầm cơ sở, thiết kế kết cấu, đến mô phỏng và đánh giá hiệu năng hệ thủy lực. Mục tiêu chính của nghiên cứu là phát triển một giải pháp thủy lực chuyên biệt, tận dụng tối đa khả năng chịu tải và độ bền của khung Hino 500, đồng thời đảm bảo thao tác nâng hạ mượt mà, an toàn và tiết kiệm chi phí vận hành.

Báo cáo được chia làm bảy chương. Chương 1 đưa ra tổng quan về xe cầu tự hành, phân tích ưu, nhược điểm, giới thiệu khung gầm Hino 500 FC-9JJSW và các loại cầu phổ biến. Chương 2 mô tả quá trình lựa chọn phương án thiết kế cơ khí, xác định vị trí lắp cần cầu và chân chống, cùng quy trình gia cố chassis và thùng hàng. Chương 3 tập trung tính toán động học, động lực học và phân tích độ ổn định sau khi cải tạo, bao gồm xác định tọa độ trọng tâm và mô-men lật. Chương 4 thực hiện kiểm tra bền các chi tiết chịu lực, chassis, mối ghép thùng, bu-lông cố định, cả bằng lý thuyết và mô phỏng Inventor.

Chương 5 đi sâu vào thiết kế mạch thủy lực: tính chọn bơm, trích công suất PTO, thiết kế xy lanh, van phân phối và van an toàn để đáp ứng tải 3 tấn tại bán kính làm việc 2,5 m. Chương 6 trình bày việc mô phỏng trên phần mềm Automation Studio, đánh giá áp suất, lưu lượng, thời gian nâng hạ và biến dạng khung, từ đó hiệu chỉnh thiết kế để đạt hiệu suất tối ưu. Chương 7 cuối cùng đề xuất quy trình vận hành, kiểm tra an toàn và bảo trì hệ thủy lực sau cải tạo, đảm bảo tính bền bỉ và an toàn lâu dài cho xe cầu.

LỜI NÓI ĐẦU

Trong bối cảnh ngành xây dựng, giao thông và logistics tại Việt Nam đang bứt phá mạnh mẽ, nhu cầu về những phương tiện đa năng, linh hoạt và an toàn trở nên cấp thiết hơn bao giờ hết. Xe cầu tự hành, sự kết hợp giữa xe tải và cơ cấu nâng hạ, không chỉ giúp rút ngắn thời gian thi công và tối ưu chi phí nhân công, mà còn nâng cao đáng kể độ an toàn và hiệu quả trên mọi công trình. Để biến khung gầm ô tô tải thành nền tảng vững chắc cho hệ thống cầu thủy lực, việc khảo sát kỹ lưỡng kết cấu chịu lực, tính toán phân bổ tải trọng, đồng thời bố trí hợp lý các thành phần cơ khí và thủy lực là vô cùng quan trọng.

Đề tài “Cải tạo, thiết kế và mô phỏng hệ thống thủy lực xe cầu tự hành 3 tấn trên cơ sở xe HINO 500 FC-9JJSW” được thực hiện nhằm phát triển một giải pháp toàn diện, khởi đầu từ việc đánh giá hiện trạng và tận dụng ưu điểm vốn có về độ bền, khả năng chịu tải vượt trội của khung gầm Hino 500 FC-9JJSW, tiếp đến là thiết kế hệ thống giá đỡ, giảm gia cố để phân bổ lực tối ưu, đồng thời lựa chọn và bố trí các phần tử thủy lực như bơm, xi lanh và bộ trích công suất sao cho hiệu suất nâng hạ đạt mức cao nhất, dễ bảo trì và tiết kiệm chi phí. Trên cơ sở đó, chúng em đã tiến hành mô phỏng để phân tích ứng suất, biến dạng và hệ số an toàn bằng phần mềm Inventor, rồi tiếp tục kiểm chứng toàn bộ hoạt động thủy lực trên Automation Studio, đảm bảo thiết kế không chỉ khả thi về mặt kỹ thuật mà còn ổn định, bền vững trong thực tế.

Trong suốt quá trình nghiên cứu, nhóm xin bày tỏ lòng biết ơn sâu sắc đến GS.TS. Trần Văn Nam và ThS. Huỳnh Bá Vang, những người thầy tận tâm đã chia sẻ phương pháp phân tích kết cấu cũng như hướng dẫn mô phỏng cơ học, giúp đề tài đạt được độ chính xác cao. Chúng tôi cũng xin gửi lời cảm ơn chân thành đến gia đình và bạn bè, những nguồn động viên quý báu để nhóm có thể hoàn thành công trình đúng tiến độ và chất lượng. Hy vọng rằng kết quả nghiên cứu này sẽ góp phần thúc đẩy ứng dụng công nghệ mô phỏng trong thiết kế cơ khí tại Việt Nam, đồng thời mang lại lợi ích thực tiễn rõ ràng cho ngành vận tải và thi công.

MỤC LỤC

TÓM TẮT	i
LỜI NÓI ĐẦU	ii
DANH SÁCH CÁC BẢNG BIỂU	vii
DANH SÁCH CÁC HÌNH VẼ	ix
DANH MỤC CHỮ VIẾT TẮT	xi
DANH MỤC TỪ KHÓA	xii
MỞ ĐẦU	1
Lý do chọn đề tài	1
Mục đích đề tài	2
Đối tượng và phạm vi nghiên cứu	3
Cấu trúc của báo cáo	4
CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN VỀ XE CẦU TỰ HÀNH	5
1.1. Giới thiệu về xe cầu tự hành	5
1.1.1. Khái niệm cầu tự hành	5
1.1.2. Đặc điểm nổi bật của xe cầu tự hành	6
1.1.3. Vai trò của xe cầu tự hành trong các ngành nghề	7
1.1.4. Phân loại xe cầu tự hành	8
1.1.5. Lợi ích khi sử dụng xe cầu tự hành	9
1.2. Phân tích ưu, nhược điểm của xe cầu tự hành	10
1.3. Giới thiệu, phân tích về xe cơ sở	12
1.4. Giới thiệu về các loại cầu tự hành	13
1.4.1. Phân loại	15
1.4.2. Đặc điểm chung	16

CHƯƠNG 2: THIẾT KẾ VÀ TÍNH TOÁN.....	18
2.1. Lựa chọn phương án thiết kế.....	18
2.2. Phương án chọn cầu.....	19
2.3. Xác định vị trí và các bước lắp đặt cầu và chân chống sau.....	22
2.3.1. Xác định vị trí lắp đặt cầu.....	22
2.3.2. Xác định vị trí lắp đặt chân chống sau	23
2.3.3. Các bước tiến hành lắp đặt cầu và chân chống	24
2.4. Thiết kế thùng hàng và gia cố chassis	24
2.4.1. Thiết kế thùng hàng	24
2.4.2. Gia cố chassis	28
2.5. Nội dung thực hiện cải tạo và các bước công nghệ thi công.....	29
2.5.1. Nội dung thực hiện cải tạo.....	29
2.5.2. Các bước công nghệ thi công	31
CHƯƠNG 3: TÍNH TOÁN ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC CỦA XE CẦU TỰ HÀNH	33
3.1. Xác định các thông số của xe cải tạo.....	33
3.1.1. Xác định khối lượng và phân bố khối lượng.....	33
3.1.2. Xác định phân bố khối lượng lên các trục.....	34
3.2. Xác định tọa độ trọng tâm	35
3.2.1. Tọa độ trọng tâm ô tô theo chiều dọc	36
3.2.1. Tọa độ trọng tâm ô tô theo chiều cao	36
3.3. Tính toán động lực học của xe.....	37
3.3.1. Xây dựng đồ thị đặc tính ngoài của động cơ.....	38
3.3.2. Xây dựng đồ thị cân bằng công suất tại bánh xe chủ động.....	40
3.3.3. Xây dựng đồ thị lực kéo	43
3.3.4. Xây dựng đồ thị nhân tố động lực học.	47
3.3.5. Lập đồ thị gia tốc.....	49

3.3.6. Xác định thời gian tăng tốc ô tô	51
3.3.7. Xác định quãng đường tăng tốc	52
3.4. Tính toán ổn định của xe	55
3.4.1. Kiểm tra tính ổn định ô tô.....	55
3.4.2. Tính toán ổn định khi cầu hàng	57
CHƯƠNG 4: TÍNH TOÁN KIỂM TRA BỀN CÁC CHI TIẾT	60
4.1. Tính bền chassis.....	60
4.2. Tính toán chọn bu-long liên kết cần cầu với chassis.....	63
4.3. Tính toán chọn bu lông liên kết giữa thùng hàng và khung ô tô	65
4.4. Tính toán bền bu lông liên kết (Liên kết thùng hàng với khung xe, cụm cần cầu với khung xe) trong quá trình vận hành.....	66
4.5. Kiểm ng hiệm bền các chi tiết trên phần mềm Inventor	70
CHƯƠNG 5: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG THỦY LỰC	73
5.1. Tính chọn bơm thủy lực	73
5.2. Tính chọn bộ trích công suất	76
5.3. Tính toán các phần tử chính của hệ thống thủy lực.....	80
5.3.1. Tính toán xy lanh thủy lực.....	80
5.3.2. Tính toán van phân phối	89
5.4. Tính toán lực nâng và các thông số động học của hệ thống.....	92
5.4.1 Xác định mô-men tải	93
5.4.2. Tính lực piston xy lanh.....	93
5.4.3. Lưu lượng và vận tốc piston.....	94
5.4.4. Phân tích động học cần.....	95
5.4.5. Gia tốc và mô-men quán tính	96
CHƯƠNG 6: MÔ PHỎNG HỆ THỐNG THỦY LỰC TRÊN XE CẦU.....	98
6.1. Giới thiệu về phần mềm mô phỏng Automation Studio.....	98
6.1.1. Tổng quan về Automation Studio	98

6.1.2. Sơ lược các thao tác với Automation Studio 5.0	98
6.2. Mô phỏng hệ thống thủy lực trên phần mềm Automation Studio	107
CHƯƠNG 7: NHỮNG HƯỚNG DẪN CẦN THIẾT SAU CHO VIỆC SỬ DỤNG XE CƠ GIỚI SAU KHI CẢI TẠO.....	114
7.1. Hướng dẫn chung	114
7.2. Những hướng dẫn khi vận hành cầu.....	115
7.2.1. Những hướng dẫn thao tác cần điều khiển	116
7.2.2. Những hướng dẫn chung khi vận hành cần cầu	116
KẾT LUẬN	118
TÀI LIỆU THAM KHẢO	119
PHỤ LỤC	120

DANH SÁCH CÁC BẢNG BIỂU

STT	Số hiệu bảng	Tên bảng	Trang
1	Bảng 1.1	Bảng thông số kỹ thuật xe cơ sở Hino 500 FC-9JJSW	13
2	Bảng 2.1	Tham khảo chọn cầu và xe nền	19
3	Bảng 2.2	Bảng trình tự lắp đặt cầu và chân chống sau	24
4	Bảng 2.3	Quy định về chiều cao lòng thùng hàng	25
5	Bảng 2.4	Các bước thi công công nghệ thi công	31
6	Bảng 3.1	Đặc tính kỹ thuật cơ bản của xe cơ giới trước và sau cải tạo	33
7	Bảng 3.2	Bảng xác định chiều dài	34
8	Bảng 3.3	Bảng kết quả tính toán các thành phần khối lượng	35
9	Bảng 3.4	Bảng thông số tính toán trọng tâm của ô tô	35
10	Bảng 3.5	Thông số tính toán trọng tâm theo chiều cao	36
11	Bảng 3.6	Bảng kết quả tính toán trọng tâm ô tô	37
12	Bảng 3.7	Thông số ban đầu để tính toán động lực học	37
13	Bảng 3.8	Phương trình momen xoắn và công suất ứng với từng giá trị số vòng quay của trục khuỷu động cơ	39
14	Bảng 3.9	Phương trình cân bằng công suất và đồ thị cân bằng công suất	41
15	Bảng 3.10	Hệ số cản lăn f của ô tô	41
16	Bảng 3.11	Bảng cản lăn của ô tô ứng với vận tốc của mỗi tay số	43
17	Bảng 3.12	Giá trị lực kéo ứng với vận tốc của mỗi tay số	44
18	Bảng 3.13	Giá trị lực cản ứng với mỗi tay số	46
19	Bảng 3.14	Nhân tố động lực học của xe	47
20	Bảng 3.15	Nhân tố động lực học theo điều kiện bám	48
21	Bảng 3.16	Hệ số ảnh hưởng của các khối quay trên từng tay số	49
22	Bảng 3.17	Gia tốc của ô tô theo từng tay số	49
23	Bảng 3.18	Kết quả tính toán giá trị thời gian và quãng đường tăng tốc của ô tô	52
24	Bảng 3.19	Kết quả tính toán ổn định ô tô	56
25	Bảng 3.20	Kết quả tính toán ổn định khi cầu hàng	58
26	Bảng 4.1	Thông số tính toán liên kết cầu với khung xe	63

27	Bảng 4.2	Thông số tính toán liên kết thùng hàng với khung xe	64
28	Bảng 4.3	Thông số tính toán bu lông quang thùng hàng M20	66
29	Bảng 4.4	Thông số tính toán bu lông liên kết cầu M30	67
30	Bảng 5.1	Bảng thông số kỹ thuật của cần cầu UNIC URV-343	72
31	Bảng 5.2	Bảng thông số chi tiết bơm	74
32	Bảng 5.3	Thông số kỹ thuật PTO Kozmaksan HN.08.LX06S	77
33	Bảng 5.4	Bảng thông số kỹ thuật xylanh chân chống sau	88
34	Bảng 5.5	Bảng thông số kỹ thuật của cần cầu UNIC URV-343	91
35	Bảng 6.1	Bảng thông số đầu vào thiết lập của các phần tử trong hệ thống thủy lực	106

DANH SÁCH CÁC HÌNH VẼ

STT	Số hiệu hình	Tên hình vẽ	Trang
1	Hình 1.1	Ảnh xe tải cầu lắp đặt cầu UNIC trên cơ sở chassis ô tô tải HINO 500FC9JJSW	2
2	Hình 1.2	Hình ảnh xe cầu tự hành được lắp cầu 3 tấn UNIC-V340	5
3	Hình 1.3	Cấu tạo cơ bản của xe cầu tự hành	7
4	Hình 1.4	Hình ảnh minh họa xe cầu tự hành	8
5	Hình 1.5	Hình ảnh tổng thể xe cơ sở HINO 500 FC-9JJSW	12
6	Hình 1.6	Sơ đồ nguyên lý hoạt động của cần cầu tự hành	15
7	Hình 2.1	Hình ảnh kích thước tổng thể của cần cầu UNIC URV 343	20
8	Hình 2.2	Đồ thị biên dạng làm việc và mức tải nâng được của cần cầu	20
9	Hình 2.3	Các chi tiết chính hệ thống nâng hạ	21
10	Hình 2.4	Vị trí lắp đặt cầu	23
11	Hình 2.5	Lắp đặt chân chống sau phía dưới chassis	24
12	Hình 2.6	Kích thước thùng hàng	26
13	Hình 2.7	Sơ đồ tính toán kích thước thùng	27
14	Hình 2.8	Tổng thể thùng hàng	27
15	Hình 2.9	Gia cố chassis	29
16	Hình 3.1	Sơ đồ tính toán lực phân bố khối lượng	34
17	Hình 3.2	Đồ thị đặc tính ngoài của động cơ	40
18	Hình 3.3	Đồ thị cân bằng công suất ô tô	43
19	Hình 3.4	Đồ thị cân bằng lực kéo	46
20	Hình 3.5	Đồ thị nhân tố động lực học ô tô	48
21	Hình 3.6	Đồ thị gia tốc ô tô	50
22	Hình 3.7	Đồ thị thời gian tăng tốc và quãng đường tăng tốc	53
23	Hình 3.8	Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên xe khi đứng yên trên dốc	54
24	Hình 3.9	Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động trên đường nghiêng ngang	55

25	Hình 3.10	Sơ đồ tính toán ổn định khi ô tô cầu hàng	57
26	Hình 4.1	Sơ đồ lực tác dụng lên khung chassis	61
27	Hình 4.2	Tiết diện khung gia cường	61
28	Hình 4.3	Khung gia cường ốp vào mặt trong chassis xe cơ sở	62
29	Hình 4.4	Liên kết giữa khung và tấm gia cường	62
30	Hình 4.5	Lực tác dụng lên thùng xe khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang	66
31	Hình 4.6	Sơ đồ và sơ đồ hóa lực tác dụng lên bulông quang	67
32	Hình 4.7	Biểu đồ ứng suất chính bu lông M30 liên kết cầu với khung xe	68
33	Hình 4.8	Biểu đồ ứng suất chính bu lông M20 liên kết thùng với khung xe	69
34	Hình 4.9	Ứng suất của chassis	69
35	Hình 4.10	Biến dạng của chassis	69
36	Hình 4.11	Hệ số an toàn của chassis	70
37	Hình 5.1	Cấu tạo chi tiết bơm bánh răng	75
38	Hình 5.2	Cấu tạo chi tiết bộ trích công suất	78
39	Hình 5.3	Nguyên lý của xy lanh thủy lực	79
40	Hình 5.4	Các lực tác dụng lên xy lanh	81
41	Hình 5.5	Các lực tác dụng lên xy lanh (tiếp theo)	83
42	Hình 5.6	Các lực tác dụng lên xy lanh (tiếp theo)	87
43	Hình 5.7	Kết cấu van phân phối 6/3	89
44	Hình 5.8	Các loại mép của van trượt điều khiển	89
45	Hình 5.9	Các loại mép của van trượt điều khiển (tiếp theo)	90
46	Hình 6.1	Dao điện Automation Studio	98
47	Hình 6.2	Bộ soạn thảo biểu đồ của A.S 5.0	98
48	Hình 6.3	Thanh công cụ để mô phỏng	99
49	Hình 6.4	Thanh công cụ để chèn	99
50	Hình 6.5	Thư viện tìm kiếm của A.S 5.0	100
51	Hình 6.6	Hộp thoại Project Template	101
52	Hình 6.7	Hộp thoại đặc tính phân tử	102
53	Hình 6.8	Thiết kế piston - xy lanh	103

DANH MỤC CHỮ VIẾT TẮT

Chữ viết tắt	Giải thích
DHĐN	Đại học Đà Nẵng
ĐHBK	Trường Đại học Bách Khoa
ĐATN	Đồ án tốt nghiệp
KTCNĐL	Khoa Cơ khí Động lực
Hino FC	Khung gầm Hino 500 FC-9JJSW
URV343	Model cân cầu UNIC URV-343
PTO	Power Take-Off (Bộ trích công suất thủy lực)
CT3	Thép CT3
CAD	Computer-Aided Design (Thiết kế hỗ trợ máy tính)
FEM	Finite Element Method (Phương pháp phần tử hữu hạn, dùng trong mô phỏng cấu trúc)
AS	Automation Studio (Phần mềm mô phỏng thủy lực)
QCVN	Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia
TCVN	Tiêu chuẩn Việt Nam
GVW	Gross Vehicle Weight (Tổng tải trọng cho phép tham gia giao thông)
ABS	Anti-Lock Braking System (Hệ thống chống bó cứng phanh)
RPM	Revolutions Per Minute (Số vòng quay/phút)

DANH MỤC TỪ KHÓA

Cải tạo xe tải cầu
Thiết kế hệ thống thủy lực
Mô phỏng phần tử hữu hạn
Hino 500 FC-9JJSW
Cần cầu UNIC URV-343
Trích công suất PTO
Gia cố chassis
Tính toán độ ổn định
Động lực học xe tải
Automation Studio
Tính bền khung gầm
Phân tích ứng suất
Thiết kế mạch thủy lực
Van phân phối và van an toàn

MỞ ĐẦU

Lý do chọn đề tài

Lựa chọn đề tài “Cải tạo, thiết kế và mô phỏng hệ thống thủy lực xe cầu tự hành 3 tấn trên cơ sở xe HINO 500 FC-9JJSW” dựa trên nhu cầu thực tiễn, trong bối cảnh xây dựng và vận chuyển ngày càng phát triển, việc sử dụng xe tải gắn cầu tự hành nhỏ gọn giúp tiếp cận những khu vực hẹp, tiết kiệm chi phí so với xe cầu chuyên dụng. Khung gầm Hino 500 FC-9JJSW vốn có độ bền và khả năng chịu tải tốt, chưa đi kèm cầu tích hợp, nên việc cải tạo sẽ tận dụng được kết cấu sẵn có, giảm thiểu chi phí và rút ngắn thời gian triển khai.

Về mặt kỹ thuật, khung gầm Hino 500 FC-9JJSW cho phép thiết kế gia cố và bố trí chân chống phù hợp để đảm bảo độ vững khi cầu vận hành. Đề tài tập trung tính toán phân bố trọng tâm, momen uốn và lực cắt lên dầm chassis, đồng thời sử dụng mô phỏng để kiểm tra ứng suất tại điểm lắp cầu và chân chống. Kết quả tính toán sẽ giúp xác định phương án gia cố bằng thép cường độ cao hoặc tấm đệm chịu lực, đảm bảo an toàn và kéo dài tuổi thọ cho kết cấu.

Khía cạnh an toàn là yếu tố then chốt, bộ cầu hoạt động tạo ra momen lật và lực tác động lớn lên khung gầm. Việc phân tích momen lật, xây dựng đồ thị tải trọng, khoảng cách và thiết kế hệ thống thủy lực phù hợp sẽ đảm bảo xe không bị mất cân bằng hoặc quá tải. Kết quả nghiên cứu giúp giảm thiểu rủi ro lật xe, biến dạng chassis và tăng độ ổn định khi hoạt động.

Về lợi ích kinh tế – xã hội, cầu tự hành 3 tấn trên nền Hino 500 FC-9JJSW giúp chủ phương tiện tiết kiệm đầu tư so với mua xe cầu mới, đồng thời nâng cao hiệu suất bốc xếp, rút ngắn thời gian thi công. Giải pháp cải tạo trong nước còn góp phần giảm phụ thuộc vào thiết bị nhập khẩu và thúc đẩy năng lực cơ khí chế tạo. Về mặt học thuật, đề tài kết hợp nhiều nội dung: cơ học kết cấu, thủy lực, mô phỏng, giúp sinh viên vận dụng kiến thức lý thuyết, rèn kỹ năng thiết kế và báo cáo khoa học, đáp ứng yêu cầu đào tạo kỹ sư ô tô – cơ khí.



Hình 1.1. Ảnh xe tải cẩu lắp đặt cẩu UNIC trên cơ sở chassis ô tô tải HINO 500FC9JJSW.

Mục đích đề tài

Thiết kế lắp đặt một bộ cần cẩu có sẵn trên cơ sở chassis ô tô tải HINO 500FC9JJSW.

Trong quá trình vận tải hàng hóa nói chung thời gian bốc xếp hàng lên xe và thời gian bốc dỡ hàng xuống xe chiếm một phần thời gian công việc, việc này nếu thực hiện một cách thủ công bằng sức người thì sẽ rất tốn công sức, mất thời gian và không có hiệu quả kinh tế, mặt khác nếu như khối lượng của kiện hàng quá lớn, quá to vượt quá khối lượng an toàn cho phép sức nâng của con người như máy móc, cột điện, cây gỗ,.. thì có thể gây ra nguy hiểm, trong những trường hợp như thế cần thiết là phải sử dụng một máy nâng chuyên để đảm nhận công việc đó thay thế con người.

Việc sử dụng các loại máy nâng chuyên cũng đặt ra một bài toán làm sao để phục vụ quá trình bốc xếp hàng nhanh, an toàn và tiết kiệm chi phí nhất. Chúng ta có thể mua một chiếc xe tải cẩu, nhưng phương án này chi phí rất cao, không phù hợp, không khai thác được chiếc xe cơ sở hiện có. Chúng ta cũng có thể mua máy nâng chuyên như pa lăng hoặc tời mang theo xe, việc này không có tính cơ động cao, tốn thời gian gá đặt cho mỗi lần bốc xếp hàng hóa.

Cuối cùng chúng ta có thể thiết kế lắp đặt lên xe tải hiện tại một cần cẩu để thực hiện công việc bốc dỡ hàng hóa phục vụ cho xe đó, và một số việc phụ khác như cẩu hàng từ vị trí này sang vị trí kia. Phương án này có tính khả thi nhất vì giảm chi phí tận dụng được

phương tiện hiện có. Như vậy mục đích hướng tới của đề tài là thiết kế, lắp đặt một chiếc cần cầu lên xe cơ sở đã có để biến nó thành một chiếc xe tải cầu vững chắc, có khả năng bốc dỡ, vận chuyển hàng hóa một cách nhanh chóng, đảm bảo độ bền, tuổi thọ, tính ổn định và tính an toàn cao.

Yêu cầu kỹ thuật:

- Đảm bảo ô tô được thiết kế đúng theo quy chuẩn quốc gia về chất lượng an toàn kỹ thuật và bảo vệ môi trường đối với ô tô QCVN 09:2024/BGTVT, và các quy định hiện hành.

- Các mối hàn phải đủ ngẫu, đảm bảo đủ bền trong quá trình sử dụng.

- Các bu lông phải đủ lực xiết, có phòng lỏng đảm bảo không bị tự lỏng trong quá trình vận hành của ô tô.

- Việc sơn trang trí lần cuối phải đảm bảo tính chống rỉ và thẩm mỹ.

- Ô tô thiết kế phải đảm bảo chuyển động ổn định và an toàn trên các loại đường giao thông công cộng ở Việt Nam.

Đối tượng và phạm vi nghiên cứu

Đề tài này không những nó làm cho chiếc xe tải HINO trở thành một chiếc xe tải có cần cầu mà còn giúp cho ta hiểu được quá trình tiến hành cải tạo lắp đặt cần trục lên xe tải, đề tài này là tiền đề cho quá trình tiến hành cải tạo lắp đặt cần trục lên xe tải khác sau này. Việc lắp đặt cần cầu lên xe tải HINO là một công việc thực tế và phù hợp với điều kiện kinh tế nước ta hiện nay. Việc làm trên giúp ta tận dụng được nguồn lực sẵn có, đáp ứng được nhu cầu xã hội, giảm tối đa mọi chi phí, nâng cao hiệu quả kinh tế.

Về phạm vi nghiên cứu, đề tài bao gồm bốn khối chính, tính toán thiết kế, xác định đầy đủ các thông số kỹ thuật để chọn và cấu hình các thành phần thủy lực phù hợp với tải trọng nâng 3 tấn và bán kính làm việc tối đa. Phân tích kết cấu và độ ổn định xe, xác định tọa độ trọng tâm mới sau khi lắp cầu, tính mô-men lật, phân tích ứng suất tập trung trên khung gầm và vị trí chân chống, nhằm đảm bảo xe đứng vững và hoạt động an toàn trên nhiều điều kiện địa hình. Mô phỏng hoạt động, xây dựng mô hình toán học và kích bản mô phỏng nâng hạ tải 3 tấn trên phần mềm Automation Studio, đánh giá và hiệu chỉnh thiết kế dựa trên kết quả áp suất, lưu lượng, thời gian phản ứng và biến dạng khung. Đề xuất quy trình vận hành và bảo trì, soạn thảo hướng dẫn chi tiết về triển khai, kiểm tra trước và sau mỗi ca làm việc, lịch bảo dưỡng định kỳ và cảnh báo rủi ro an toàn khi xe cầu hoạt động.

Cấu trúc của báo cáo

Báo cáo được xây dựng theo một trình tự chặt chẽ, dẫn dắt người đọc từ cái nhìn tổng quan về đề tài đến các kết quả tính toán, mô phỏng và ứng dụng thực tế. Bố cục rõ ràng, logic không chỉ giúp hệ thống hóa kiến thức mà còn tạo điều kiện thuận lợi cho việc tham khảo, tra cứu và phát triển tiếp sau này.

Mở đầu gồm “Lời nói đầu” và “Tóm tắt”. Ở phần “Lời nói đầu”, người viết trình bày bối cảnh, động lực lựa chọn đề tài, đồng thời gửi lời cảm ơn đến các cá nhân, tập thể hỗ trợ. Mục “Tóm tắt” khái quát mục tiêu, phương pháp, kết quả và đóng góp chính của nghiên cứu, giúp người đọc nhanh chóng nắm bắt nội dung cốt lõi mà không cần đọc toàn bộ báo cáo.

Tiếp đến là Phần mục lục, danh mục hình ảnh và danh mục bảng biểu, liệt kê chi tiết các mục, chương, hình vẽ và bảng biểu cùng số trang tương ứng. Hệ thống mục lục giúp định vị thông tin nhanh chóng, trong khi danh mục hình ảnh – bảng biểu hỗ trợ người đọc dễ dàng tra cứu các minh họa, số liệu quan trọng.

Phần mở đầu đi sâu vào ba nội dung trọng tâm: “Lý do chọn đề tài” giải thích ý nghĩa khoa học và thực tiễn; “Mục tiêu nghiên cứu” xác định rõ những kết quả mong đợi; “Đối tượng và phạm vi nghiên cứu” giới hạn phạm vi khảo sát, phương pháp và công cụ áp dụng; cuối cùng là “Cấu trúc của báo cáo” – phần này chính là phần hướng dẫn về cách tổ chức các chương mục tiếp theo.

Chương 1 cung cấp cái nhìn toàn diện về xe cầu tự hành: khái niệm, phân loại, ưu – nhược điểm và vai trò trong các lĩnh vực. Chương 2 tập trung vào thiết kế và tính toán kết cấu cơ khí, bao gồm lựa chọn phương án, xác định vị trí lắp đặt cầu và gia cố chassis. Chương 3 mô tả các bước tính toán động học, động lực học và phân tích độ ổn định của xe sau cải tạo. Chương 4 kiểm nghiệm độ bền các chi tiết quan trọng – chassis, bu-lông, mối ghép – cả qua tính toán lý thuyết và mô phỏng phần mềm.

Chương 5 chuyển sang thiết kế hệ thống thủy lực: từ chọn bơm, thiết kế bộ trích công suất đến tính toán xy lanh, van phân phối và lực nâng. Chương 6 trình bày quy trình mô phỏng mạch thủy lực trên Automation Studio, phân tích kết quả và hiệu chỉnh. Chương 7 đưa ra hướng dẫn vận hành và bảo trì sau cải tạo, đảm bảo thiết bị hoạt động bền bỉ, an toàn.

Cuối cùng, Kết luận và kiến nghị tổng kết những đóng góp của đề tài, đánh giá hiệu quả phương án thiết kế và gợi mở hướng nghiên cứu, ứng dụng tiếp theo.

CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN VỀ XE CẦU TỰ HÀNH

1.1. Giới thiệu về xe cầu tự hành

1.1.1. Khái niệm cầu tự hành

Xe cầu tự hành là dòng phương tiện chuyên dụng tích hợp giữa khung xe tải và hệ thống cần cầu thủy lực, cho phép vừa di chuyển linh hoạt trên đường bộ, vừa thực hiện chức năng nâng, hạ hàng hóa, máy móc, thiết bị có khối lượng lớn. Khung gầm chịu lực của ô tô đóng vai trò “nền móng” vững chắc, trong khi hệ thống piston, bơm dầu và van phân phối thủy lực tạo ra lực nâng mạnh mẽ, chính xác.

Sự kết hợp này mang lại ưu thế vượt trội, chỉ trong vài phút hạ chân chống, khởi động máy, xe cầu tự hành đã sẵn sàng làm việc mà không cần đến hệ thống rơ-moóc hay cầu chuyên dụng rời rạc. Nhờ cơ cấu ống cần thẳng hoặc khớp gấp linh hoạt, tầm với của cần có thể thay đổi nhanh chóng, đáp ứng nhiều vị trí nâng ở các công trình xây dựng, bốc xếp cảng biển, lắp đặt thiết bị công nghiệp hay thi công dân dụng.

Không chỉ tiết kiệm thời gian di chuyển và lắp đặt, xe cầu tự hành còn nâng cao năng suất và đảm bảo an toàn lao động nhờ hệ thống cảm biến quá tải, khóa an toàn và điều khiển bán tự động. Với khả năng vận hành đơn giản, độ bền cao và chi phí bảo trì hợp lý, xe cầu tự hành đã trở thành “cánh tay phải” đắc lực của nhiều doanh nghiệp trong các lĩnh vực vận tải, xây dựng và công nghiệp.



Hình 1. 2. Hình ảnh xe cầu tự hành được lắp cầu 3 tấn UNIC-V340.

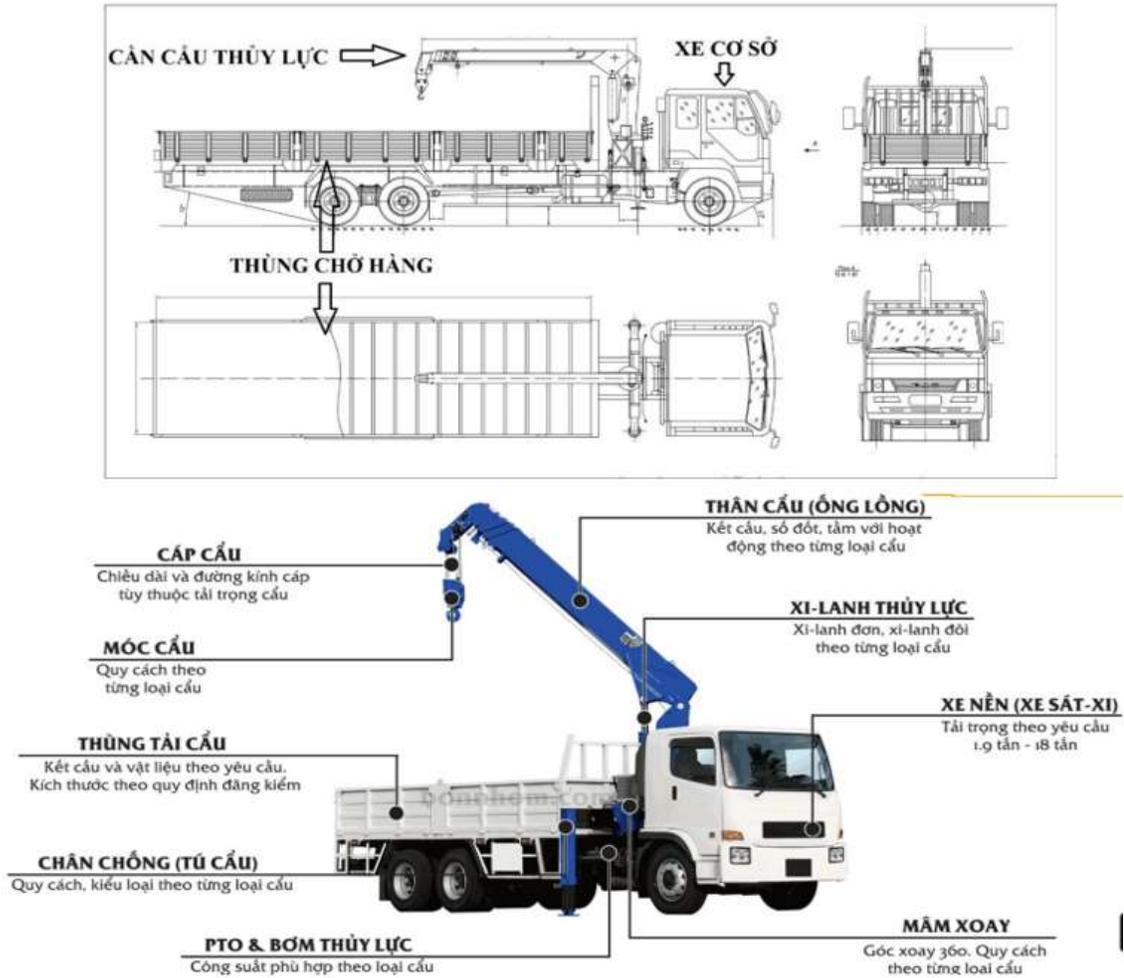
1.1.2. Đặc điểm nổi bật của xe cầu tự hành

Xe cầu tự hành nổi bật nhất ở khả năng cơ động linh hoạt, khung gầm ô tô tải kết hợp với hệ thủy lực cho phép xe nhanh chóng di chuyển giữa các công trường, kho bãi hay bến cảng mà không cần thêm phương tiện vận chuyển phụ trợ. Chỉ trong vài bước đơn giản, hạ chân chống thủy lực, khởi động máy dầu và bật bơm thủy lực, xe đã có thể cố định vững chãi và sẵn sàng thực hiện thao tác nâng hạ. Nhờ vậy, thời gian chuẩn bị và di chuyển được rút ngắn đáng kể so với việc lắp đặt các loại cầu rời rạc, từ đó tăng hiệu quả vận hành trong môi trường làm việc thay đổi liên tục.

Cơ cấu cần cầu của xe tự hành rất đa dạng, mang lại tầm vươn rộng và linh hoạt cho người vận hành. Cần ống lồng có thể kéo dài hoặc thu ngắn tùy theo khoảng cách làm việc, trong khi cần khớp gập cho phép gập nhỏ gọn khi di chuyển và mở rộng khi làm việc trong không gian hẹp. Một số mẫu xe còn tích hợp thêm đoạn cần phụ hoặc giàn treo, từ đó mở rộng bán kính làm việc mà vẫn đảm bảo độ ổn định. Nhờ thiết kế này, xe cầu tự hành có thể dễ dàng đáp ứng những yêu cầu nâng hạ đa dạng, từ bốc xếp hàng hóa trong kho đến lắp đặt kết cấu thép trên cao.

Hệ thống thủy lực chính là phần quan trọng tạo nên sức mạnh và độ chính xác cho xe cầu tự hành. Bơm thủy lực có lưu lượng và áp suất lớn kết hợp với van phân phối tỉ lệ giúp điều khiển tốc độ nâng, hạ mượt mà, theo sát từng thao tác của người vận hành. Ngoài ra, van an toàn và van chống tụt sẽ tự động bảo vệ hệ thống khỏi hiện tượng quá tải và giữ tải ổn định ngay cả khi dừng giữa chừng, đảm bảo cả thiết bị lẫn hàng hóa luôn trong vùng làm việc an toàn.

Bên cạnh sức mạnh và tầm vươn, xe cầu tự hành còn chú trọng đến yếu tố an toàn và tiện nghi cho người vận hành. Cabin điều khiển hoặc bộ điều khiển từ xa thường được trang bị màn hình hiển thị áp suất, lưu lượng dầu và góc nghiêng của cần, giúp người vận hành quan sát và điều chỉnh dễ dàng. Cảm biến cảnh báo quá tải, chống lật và hệ thống khóa tải tự động luôn hoạt động song song để ngăn ngừa sự cố nguy hiểm. Đồng thời, kết cấu tích hợp của xe cầu tự hành giúp giảm thiểu chi phí đầu tư ban đầu và đơn giản hóa công tác bảo trì, hầu hết linh kiện thủy lực và phụ tùng ô tô đều phổ biến, dễ tìm, dễ thay thế tại các đại lý chính hãng hoặc garage chuyên dụng.



Hình 1. 3. Cấu tạo cơ bản của xe cẩu tự hành.

1.1.3. Vai trò của xe cẩu tự hành trong các ngành nghề

Xe cẩu tự hành giữ vai trò then chốt trong ngành xây dựng bởi khả năng đưa vật liệu và thiết bị nặng lên cao một cách nhanh chóng, chính xác. Từ việc nâng dầm thép, bê tông đúc sẵn cho đến lắp ráp kết cấu mái, xe cẩu tự hành giúp rút ngắn thời gian thi công, giảm thiểu nhân công thủ công ở những vị trí nguy hiểm. Nhờ tính cơ động linh hoạt, phương tiện này có thể luân chuyển dễ dàng giữa các khu vực công trường khác nhau, đáp ứng công tác bốc xếp vật liệu ngay khi cần mà không phải chờ đợi lắp đặt cố định.

Trong lĩnh vực vận tải, kho bãi, xe cẩu tự hành trở thành công cụ đắc lực cho công tác bốc xếp hàng hóa cồng kềnh, nặng ký. Các container, pallet hàng hóa hay máy móc thiết bị lớn được di chuyển nhanh gọn từ xe tải lên giá kệ hoặc ngược lại, đảm bảo tiến độ luân chuyển hàng hóa liên tục. Tại các cảng biển, kho ngoại quan hay bến bãi, việc sử dụng xe cẩu tự hành giúp tối ưu hóa không gian lưu trữ và luân chuyển, giảm thời gian chờ tàu, xe và tăng hiệu quả kinh doanh cho doanh nghiệp logistics.

Trong nông nghiệp, dù ít được nhắc đến hơn, xe cầu tự hành cũng có những ứng dụng đáng kể, đặc biệt trong các trang trại quy mô lớn hoặc hoạt động lâm nghiệp. Phương tiện này hỗ trợ nâng hạ bộ khung giàn, bồn chứa phân bón, vật tư nông nghiệp nặng như bao phân, túi hạt giống, thậm chí tháo lắp máy móc chế biến nông sản. Thay vì phụ thuộc hoàn toàn vào phương pháp thủ công hoặc máy móc cố định, nhà nông giờ đây có thể linh hoạt luân chuyển nguồn lực, giảm chi phí nhân công và nâng cao hiệu suất thu hoạch – bảo quản nông sản.

Trong công nghiệp sản xuất, xe cầu tự hành đóng vai trò quan trọng trong việc bảo trì, di dời và lắp đặt máy móc thiết bị nặng. Từ việc nâng đặt động cơ, bồn chứa, máy nén khí đến thay thế linh kiện khuôn đúc trên dây chuyền, xe cầu tự hành giúp giảm thời gian ngừng sản xuất khi cần sửa chữa hay mở rộng nhà máy. Ngoài ra, độ chính xác trong thao tác nâng – hạ còn đảm bảo an toàn cho công nhân và hạn chế hư hỏng thiết bị, từ đó giảm chi phí bảo trì, vận hành.

Như vậy, với tính đa dụng, cơ động và hiệu quả cao, xe cầu tự hành đã và đang trở thành phương tiện không thể thiếu của nhiều ngành nghề. Bất kể là xây dựng, vận tải, nông – lâm nghiệp hay công nghiệp nặng, việc ứng dụng xe cầu tự hành không chỉ nâng cao năng suất lao động mà còn đảm bảo an toàn, tiết kiệm chi phí và rút ngắn tiến độ công việc.



Hình 1. 4. Hình ảnh minh hoạt xe cầu tự hành.

1.1.4. Phân loại xe cầu tự hành

❖ Phân loại theo tải trọng

Xe cầu tự hành được chia thành nhiều nhóm tải trọng khác nhau, giúp người sử dụng dễ dàng lựa chọn thiết bị phù hợp với khối lượng hàng hóa và yêu cầu công việc. Các loại phổ biến bao gồm cầu 3 tấn, 5 tấn, 10 tấn, 15 tấn và 25 tấn. Cầu 3–5 tấn thường dùng cho công việc bốc xếp hàng hóa trong kho, thi công dân dụng nhỏ; cầu 10–15 tấn đáp ứng yêu

cầu lắp dựng kết cấu thép, bê tông đúc sẵn ở các công trình tầm trung; còn cầu 25 tấn trở lên chủ yếu ứng dụng cho các dự án công nghiệp nặng, cảng biển hoặc thi công công trình cao tầng. Việc lựa chọn đúng tải trọng không chỉ đảm bảo hiệu quả công việc mà còn tăng độ bền của thiết bị và an toàn lao động.

❖ **Phân loại theo kiểu dáng và bố trí cabin**

Về kiểu dáng, xe cầu tự hành thường được chia thành hai nhóm chính: có cabin điều khiển độc lập và không có cabin điều khiển riêng. Đối với xe cầu có cabin, cabin lái và cabin điều khiển cần trục được thiết kế riêng biệt, giúp phân tách rõ chức năng, mang lại tầm nhìn tốt hơn và nâng cao độ an toàn cho người vận hành cần. Trong khi đó, xe cầu không có cabin điều khiển riêng thường có thiết kế gọn gàng hơn, người lái và người điều khiển cần trục cùng ngồi chung trong cabin xe tải, phù hợp với những vị trí làm việc hạn chế không gian hoặc yêu cầu đầu tư ban đầu thấp.

❖ **Phân loại theo thương hiệu sản xuất**

Trên thị trường hiện nay, có nhiều thương hiệu nổi tiếng cung cấp xe cầu tự hành với chất lượng, tính năng và dịch vụ hậu mãi đa dạng. Một số hãng uy tín gồm Hyundai, Isuzu, Hino, Thaco, JAC và Dongfeng. Mỗi thương hiệu lại có ưu thế riêng về động cơ, hệ thống thủy lực, phụ tùng thay thế và mạng lưới bảo trì. Ví dụ, Hino nổi tiếng về độ bền khung gầm, trong khi Hyundai và Isuzu thường được đánh giá cao về khả năng tiết kiệm nhiên liệu và chi phí vận hành. Việc lựa chọn thương hiệu phù hợp phụ thuộc vào ngân sách đầu tư, điều kiện bảo trì và yêu cầu kỹ thuật cụ thể của từng công trình.

1.1.5. Lợi ích khi sử dụng xe cầu tự hành

❖ **Tăng năng suất lao động**

Nhờ khả năng nâng hạ và di chuyển đồng thời, xe cầu tự hành giúp giảm mạnh lao động thủ công, đặc biệt với các vật liệu nặng, cồng kềnh. Thay vì phải huy động nhiều công nhân và thiết bị hỗ trợ tách rời để bốc xếp, chỉ cần một xe cầu tự hành có thể thực hiện nhanh chóng và hiệu quả. Nhờ đó, tiến độ thi công được đẩy nhanh, nhân lực được tối ưu và nguồn lực lao động được phân bổ hợp lý hơn cho các công việc đòi hỏi kỹ năng cao.

❖ **Rút ngắn thời gian thi công**

Quá trình chuẩn bị – di chuyển – nâng hạ của xe cầu tự hành chỉ mất vài phút: xe đến vị trí, hạ chân chống, khởi động hệ thủy lực và thực hiện thao tác. Đối với các phương pháp truyền thống, công đoạn lắp đặt cầu rời hoặc huy động nhiều thiết bị chuyên dụng thường tốn hàng giờ hay thậm chí cả ngày. Với xe cầu tự hành, thời gian chờ đợi, lắp đặt và di chuyển giữa các điểm làm việc được loại bỏ tối đa, giúp rút ngắn tổng thời gian thi công.

❖ **Đảm bảo an toàn lao động**

Xe cầu tự hành trang bị hệ thống cảm biến quá tải, van an toàn chống tụt tải và khóa tự động khi vượt ngưỡng cho phép, giảm thiểu đáng kể rủi ro tai nạn do quá tải hoặc thao tác không chính xác. Cabin điều khiển hoặc bộ điều khiển từ xa (remote) giúp người vận hành quan sát rõ vị trí cần cầu, đồng thời giữ khoảng cách an toàn với tải trọng lớn. Bên cạnh đó, chân chống thủy lực tự động cân bằng cũng tăng cường độ ổn định, ngăn ngừa nguy cơ lật và trượt khi làm việc trên bề mặt không bằng phẳng.

❖ **Tiết kiệm chi phí**

Mặc dù đầu tư ban đầu cho một xe cầu tự hành không nhỏ, nhưng xét về lâu dài, chi phí vận hành, bảo trì và nhân công đều thấp hơn so với việc thuê nhiều máy móc rời rạc hoặc sử dụng lao động thủ công. Nhờ kết cấu tích hợp, các linh kiện thủy lực và phụ tùng ô tô dễ tìm, giá thành hợp lý, công tác bảo dưỡng định kỳ trở nên đơn giản và nhanh chóng. Đồng thời, giảm số lượng phương tiện tham gia thi công cũng góp phần tiết kiệm nhiên liệu và phí cầu đường, bến bãi.

❖ **Nâng cao hiệu quả kinh doanh**

Với khả năng làm việc đa năng và thời gian thi công rút ngắn, xe cầu tự hành giúp doanh nghiệp tăng số lượng dự án hoàn thành trong khoảng thời gian nhất định, từ đó nâng cao uy tín và năng lực cạnh tranh trên thị trường. Việc giảm chi phí nhân công, thiết bị thuê ngoài và rủi ro an toàn còn góp phần giảm giá thành dịch vụ, tăng biên lợi nhuận và tận dụng tốt hơn nguồn vốn đầu tư. Nhờ những lợi ích này, nhiều công ty xây dựng, logistics và công nghiệp đã coi xe cầu tự hành là tài sản chiến lược, thúc đẩy hiệu quả hoạt động và phát triển bền vững.

1.2. Phân tích ưu, nhược điểm của xe cầu tự hành

Xe cầu tự hành hiện nay được nhiều doanh nghiệp ưu tiên sử dụng không chỉ bởi tính đa năng, mà còn bởi khả năng tối ưu hoá chi phí, nhân lực và thời gian thi công. Tuy nhiên, hiểu rõ cả ưu điểm lẫn hạn chế sẽ giúp chúng ta khai thác đúng mức thế mạnh và khắc phục kịp thời điểm yếu của thiết bị này.

❖ **Ưu điểm**

Cơ động và tận dụng linh kiện phổ thông, xe cầu tự hành kết hợp khung gầm ô tô tải tiêu chuẩn với cụm bơm, xylanh thủy lực đã tạo nên một hệ thống di động. Điều này đồng nghĩa với việc bạn không cần dùng đến rơ-móc chuyên dụng, bộ giằng cố định hay cầu rời phức tạp, chỉ mất vài phút để hạ chân chống, khởi động bơm thủy lực và sẵn sàng vận hành. Hơn nữa, linh kiện ô tô (động cơ, hộp số, khung gầm) và linh kiện thủy lực (bơm,

van, xylanh) đều phổ biến trên thị trường, giúp quá trình bảo trì và thay thế phụ tùng diễn ra nhanh chóng, tiết kiệm chi phí.

Đa năng với tầm với linh hoạt, cần cầu dạng ống lồng cho phép điều chỉnh độ dài phù hợp với khoảng cách làm việc từ vài mét đến hàng chục mét, còn cần khớp gập lại mang ưu điểm gập gọn khi di chuyển qua không gian hẹp. Nhiều mẫu xe hiện đại còn tích hợp thêm đoạn cần phụ hoặc giàn treo, mở rộng bán kính làm việc mà không làm giảm độ ổn định. Nhờ đó, cùng một chiếc xe cầu tự hành có thể thực hiện đồng thời nhiều nhiệm vụ: bốc xếp container, đưa dầm thép lên cao, lắp đặt thiết bị chuyên dụng...

Tiết kiệm thời gian và nhân lực, trong khi việc lắp đặt cầu chuyên dụng rời rạc có thể mất hàng giờ đến cả ngày cho công tác chuẩn bị, xe cầu tự hành chỉ cần vài phút để triển khai. Nhờ khả năng linh hoạt, công trường giảm thiểu thời gian chờ đợi, nhân lực được giải phóng để thực hiện các công việc giá trị cao hơn. Việc này đồng thời góp phần giảm chi phí thuê mướn lao động phục vụ bốc xếp truyền thống và tăng năng suất tổng thể.

Tiết kiệm chi phí đầu tư và vận hành, mặc dù mức đầu tư ban đầu cho một chiếc xe cầu tự hành thường cao hơn xe tải thông thường, nhưng xét trên tổng chi phí vòng đời, thiết bị này vẫn đem lại lợi ích kinh tế rõ rệt. Chi phí bảo trì, sửa chữa thấp hơn so với việc duy trì nhiều thiết bị chuyên dụng; nhiên liệu tiêu hao cũng được tối ưu khi tận dụng nền tảng động cơ diesel hiệu suất cao.

❖ **Nhược điểm**

Giới hạn tải trọng và bán kính làm việc, dù có các phiên bản từ 1 tấn đến 30 tấn, xe cầu tự hành vẫn không thể so sánh với cầu bánh xích hay cầu tháp khi cần nâng siêu trường siêu trọng hoặc tầm với vượt trăm mét. Việc gia tăng tải trọng cao đòi hỏi khung gầm to hơn, dẫn đến trọng tâm lên cao, ảnh hưởng tới độ ổn định.

Phụ thuộc vào điều kiện mặt bằng, độ ổn định của xe dựa vào chất lượng chân chống và sự bằng phẳng của mặt đất. Trên nền cứng, phẳng, chân chống thủy lực nhanh chóng cố định xe vững; nhưng nếu ở nền đất yếu, bùn lầy hay địa hình gồ ghề, chức năng cân bằng của chân chống có thể bị suy giảm, làm tăng nguy cơ lật và trượt.

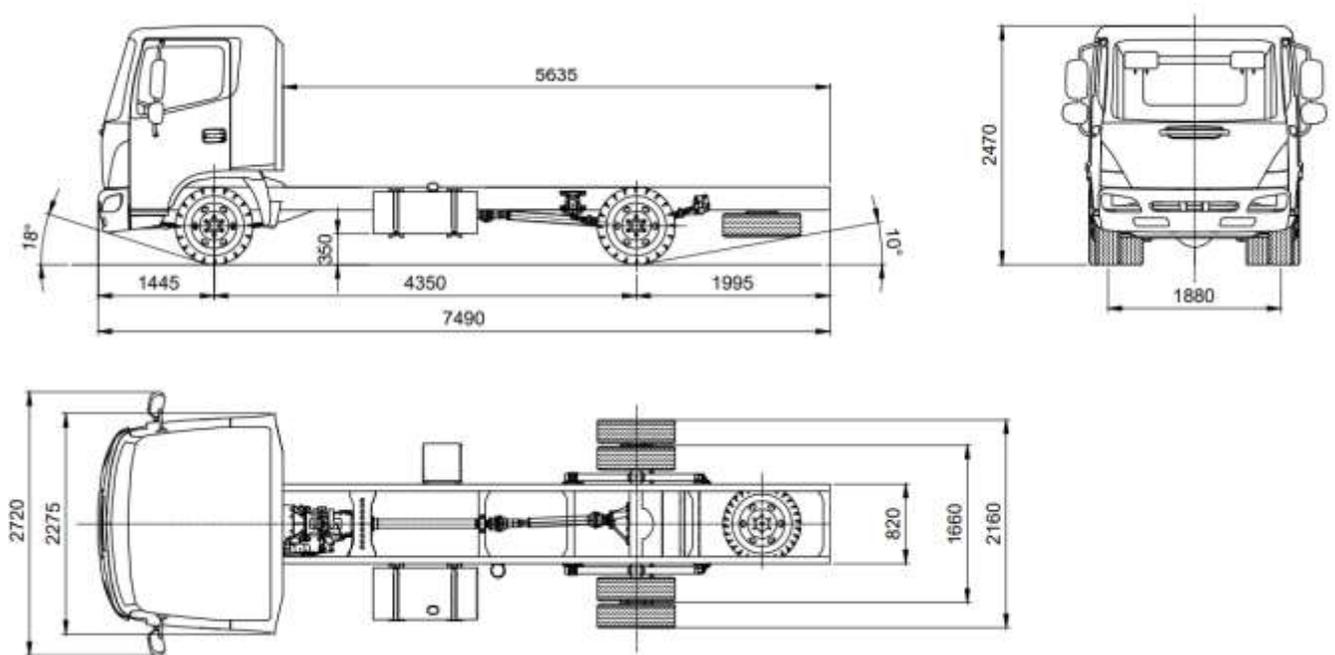
Chiều cao và góc nâng hạn chế, với thiết kế tích hợp, khoảng không gian làm việc của cần cầu tự hành khi gập gọn được tối ưu, nhưng khi “đuối hết cỡ”, chiều cao làm việc tối đa vẫn không thể bằng cầu tháp cố định. Điều này giới hạn ứng dụng trong các công trình cao tầng hoặc khi cần tiếp cận các vị trí xa tầm với tiêu chuẩn của cần ống lồng.

Bảo trì hệ thủy lực đòi hỏi chuyên môn, dù linh kiện phổ biến, hệ thống thủy lực hoạt động dưới áp suất cao cần được bảo trì định kỳ đúng quy trình: thay lọc dầu, kiểm tra độ

kín van, xy lanh, bơm. Người vận hành hoặc bảo trì thiếu kinh nghiệm rất dễ bỏ sót khâu kiểm tra, dẫn đến giảm hiệu suất hoặc hư hỏng nặng.

1.3. Giới thiệu, phân tích về xe cơ sở

Xe ô tô tải HINO 500FC9JJSW là một loại phương tiện vận tải do Nhật Bản sản xuất. Nó ra đời nhằm đáp ứng nhu cầu vận chuyển hàng hóa và nó có những ưu điểm nổi trội so với các loại ô tô tải khác. Dòng xe HINO 500FC9JJSW với mức độ tin cậy cao để giành được tình cảm của khách hàng. Cùng với sử dụng nhiên liệu hiệu quả và khí thải thấp, dòng xe 500FC9JJSW được thiết kế cho tính năng vận hành mạnh mẽ, bền bỉ, tiện nghi kinh tế cũng như chất lượng vận tải cao và khả năng chuyên chở linh hoạt.



Hình 1. 5. Hình ảnh tổng thể xe cơ sở HINO 500 FC-9JJSW.

Trước hết, khung gầm Hino 500 FC-9JJSW sử dụng dầm thép chịu lực cường độ cao, thiết kế chuyên biệt cho tải trọng nặng. Kết cấu dầm chính và dầm phụ được gia công tỉ mỉ, đảm bảo độ cứng vững khi phải chịu lực dồn tập trung của bộ cầu và hàng hóa. Bố trí điểm cố định chân chống hợp lý cùng các mặt bích gia cường giúp phân bố lực đều lên khung, giảm thiểu ứng suất cục bộ và hạn chế độ võng khung trong suốt quá trình thao tác.

Động cơ Diesel Hino, với công suất danh định 121(kW) và mô-men xoắn lớn ở vòng tua thấp, tạo điều kiện cho bơm thủy lực hoạt động ổn định ở lưu lượng cao mà không bị hụt áp khi xe di chuyển hoặc đứng yên. Kết hợp cùng hệ thống treo nhíp thép đa lá hoặc khí nén và phanh khí nén kép, xe cơ sở không chỉ mang lại cảm giác lái êm, ổn định mà

còn đảm bảo an toàn tối đa khi thực hiện thao tác cầu, đặc biệt trên địa hình không hoàn toàn bằng phẳng.

Một lợi thế khác của Hino 500 FC-9JJSW là hệ thống điện, thủy lực nguyên bản được tích hợp sẵn ngay từ nhà máy. Các đường dầu chuyên dụng, bảng đấu nối điện được thiết kế để kết nối nhanh với bơm thủy lực, van phân phối và bộ điều khiển cầu, giúp đơn giản hóa công tác chế tạo, lắp đặt và bảo trì về sau. Phân tích khả năng chịu lực và bố trí trọng tâm cho thấy, với bán kính làm việc tối đa và tải trọng cầu 3 tấn, xe vẫn vận hành trong vùng an toàn mà nhà sản xuất quy định. Tổng hòa các yếu tố về khung gầm, động lực học và tính tiện ích, Hino 500 FC-9JJSW thực sự là nền tảng lý tưởng cho hệ thống thủy lực xe cầu tự hành 3 tấn.

Bảng 1. 1. Bảng thông số kỹ thuật xe cơ sở Hino 500 FC-9JJSW.

Thông số	Giá trị
Tổng tải trọng	10400 kg
Tự trọng	2980 kg
Chiều dài cơ sở	4350 mm
Kích thước bao ngoài (Dài × Rộng × Cao)	7490 × 2275 × 2470 mm
Khoảng cách sau cabin → cuối chassis	5635 mm
Chiều rộng cabin	2275 mm
Động cơ	Diesel HINO J05E-TE
Công suất cực đại (JIS Gross)	121 kW / 2500 rpm
Dung tích thùng nhiên liệu	200 L
Hộp số	LX06S
Cỡ lốp	8.25 – 16 – 18PR
Hệ thống lái	Trợ lực thủy lực, cột lái lún hồi
Hệ thống điện	12 V × 2 Ắc-quy (65 Ah), máy phát 24 V
Hệ thống treo	Cầu trước: nhíp lá; Cầu sau: nhíp thép đa lá
Phanh	Khí nén kép, ABS

1.4. Giới thiệu về các loại cầu tự hành

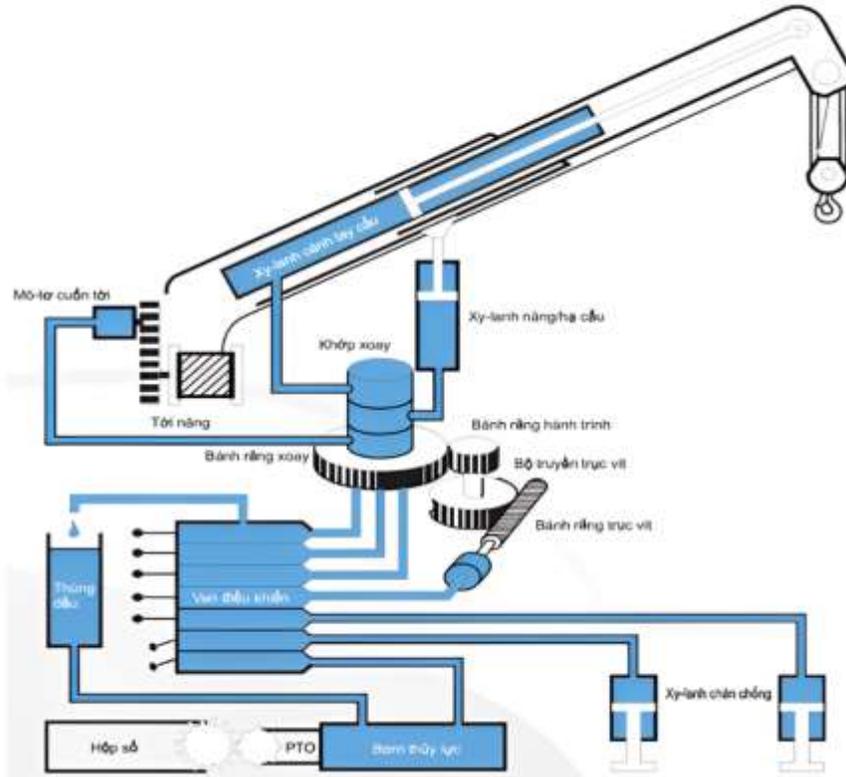
Xe cầu tự hành được phát triển nhằm đáp ứng nhu cầu nâng hạ đa dạng trên công trường và bến bãi, với nhiều chủng loại khác nhau tùy theo kết cấu cần, tải trọng và điều kiện địa hình. Trước hết, về kết cấu cần, cầu ống lồng là loại phổ biến nhất nhờ khả năng thay đổi chiều dài nhanh chóng; các đoạn ống lồng trượt vào, ra linh hoạt, cho phép thao tác nâng hàng từ khoảng cách gần đến xa chỉ với một cơ cấu đơn giản. Trong khi đó, cầu

khớp gập lại nổi bật khi làm việc trong không gian chật hẹp: các khớp nối giống ngón tay cho phép gập gọn cần khi di chuyển và mở rộng ra để bốc xếp dưới cầu hoặc trong kho xưởng. Đến nay, nhiều dòng cầu còn kết hợp cả hai kiểu này thành cầu hỗn hợp, tận dụng ưu điểm của cả tầm vươn rộng lẫn khả năng gập gọn, đáp ứng yêu cầu công việc phức tạp hơn.

Về tải trọng, xe cầu tự hành trải dài từ cầu nhẹ 1–5 tấn, thường dùng cho bốc xếp hàng hóa trong kho và lắp đặt thiết bị gia dụng, đến cầu trung bình 5–15 tấn phục vụ xây dựng dân dụng và công nghiệp nhẹ. Dòng cầu nặng 15–30 tấn được thiết kế gắn trên khung ô tô hạng nặng, chuyên dùng cho nâng dầm thép, bê tông đúc sẵn hay container tại cảng biển. Sự đa dạng này giúp chủ đầu tư và doanh nghiệp dễ dàng lựa chọn thiết bị phù hợp với khối lượng và tầm với cụ thể, tránh lãng phí chi phí đầu tư vào những loại cầu quá lớn hoặc quá nhỏ so với nhu cầu thực tế.

Về phương thức gắn và cơ động, xe cầu tự hành bánh lốp là dòng linh hoạt nhất, có thể di chuyển trên đường bộ mà không cần xe kéo. Đối với địa hình gồ ghề hoặc bùn lầy, cầu bánh xích gắn trên khung xe tải cho khả năng bám đường vượt trội, đồng thời vẫn tận dụng nền tảng ô tô để di chuyển nhanh giữa các công trường. Bên cạnh đó, có loại cầu bán tĩnh, không trang bị động cơ di chuyển riêng; phải dùng xe chuyên dụng hoặc thiết bị nâng khác đưa đến vị trí làm việc, phù hợp với các bến bãi, gara sửa chữa nơi công việc lặp lại cố định.

Cuối cùng, về cơ chế điều khiển, nhiều xe cầu tự hành tích hợp cabin kín cho người vận hành, màn hình hiển thị các thông số áp suất – lưu lượng thủy lực, mang lại tầm quan sát rộng và thao tác chính xác. Trong khi đó, điều khiển từ xa ngày càng được ưa chuộng bởi giúp người vận hành đứng ngoài khu vực nguy hiểm, linh hoạt di chuyển, giám sát trực quan và đảm bảo an toàn tối đa. Nhờ sự phát triển đa dạng về cả kết cấu, tải trọng và tính năng điều khiển, xe cầu tự hành đã trở thành thiết bị không thể thiếu trong nhiều ngành nghề từ xây dựng, logistics đến công nghiệp nặng.



Hình 1. 6. Sơ đồ nguyên lý hoạt động của cần cẩu tự hành.

Trong bối cảnh thi công ngày càng đa dạng và yêu cầu khắt khe về hiệu suất, xe cẩu tự hành ra đời với hàng loạt chủng loại, mỗi loại đều được tối ưu để đáp ứng những đặc thù riêng về tải trọng, tầm vươn và địa hình làm việc. Nhờ tính linh hoạt trong thiết kế và cơ động trên khung gầm ô tô, xe cẩu tự hành giúp chủ đầu tư dễ dàng lựa chọn thiết bị phù hợp, vừa tiết kiệm chi phí lại đảm bảo tiến độ và an toàn thi công.

1.4.1. Phân loại

Theo kết cấu cần, cầu ống lồng sử dụng các đoạn ống trượt vào, ra nhanh chóng nhờ thủy lực, cho phép thay đổi tầm vươn linh hoạt. Cầu khớp gập với các khớp có thể gập gọn để di chuyển qua không gian hẹp và mở rộng để làm việc. Ngoài ra, dòng cầu hỗn hợp kết hợp ưu điểm của cả hai, vừa vươn xa, vừa gập gọn linh hoạt.

Theo tải trọng, dòng cầu nhẹ (1–5 tấn) thường dùng cho bốc xếp pallet và thiết bị nhỏ trong kho; cầu trung bình (5–15 tấn) phục vụ lắp dựng kết cấu thép và bê tông đúc sẵn; cầu nặng (15–30 tấn) chuyên đảm nhận các hạng mục nâng dầm lớn, container và máy móc nặng tại cảng biển hay công trình cao tầng.

Theo cơ động, xe cẩu tự hành gắn cố định trên khung ô tô tải, di chuyển nhanh trên đường bộ. Cần cầu bánh xích trên xe tải bổ sung càng xích để vượt địa hình gồ ghề, đồng thời vẫn có thể chạy bánh lốp khi cần. Cần cầu thủy lực tĩnh không có động cơ riêng, phải

dùng rơ-moóc kéo đến vị trí cố định, phù hợp với bến bãi hoặc công việc lặp đi lặp lại tại một điểm.

1.4.2. Đặc điểm chung

Xe cầu tự hành được thiết kế tích hợp ngay từ nhà máy, kết hợp chặt chẽ giữa khung gầm, hệ thủy lực và cơ cấu cần, cho phép làm việc nhanh chóng chỉ sau vài thao tác triển khai. Hệ thống thủy lực mạnh mẽ với bơm và van phân phối tỉ lệ cao đảm bảo lực nâng ổn định và điều khiển tốc độ mượt mà. Người vận hành có thể thao tác ngay trong cabin với màn hình hiển thị đầy đủ thông số hoặc dùng bộ điều khiển từ xa để tăng tính an toàn. Nhiều model còn cho phép lắp thêm đoạn cần phụ, móc đôi, giàn treo... để đáp ứng nhu cầu chuyên biệt, gia tăng tính đa dụng.

1.4.3. Ưu, nhược điểm

Cần thẳng thủy lực là loại cần được cấu tạo từ nhiều tầng trượt lồng vào nhau, cho phép điều chỉnh chiều dài nhanh chóng để phù hợp với nhiều khoảng cách nâng khác nhau. Khi cần được kéo dài tối đa, loại cần này có tầm với và chiều cao nâng rất tốt, đáp ứng dễ dàng các công việc như dựng cột điện, lắp dầm thép hay vận chuyển vật liệu xa thân xe. Bên cạnh ưu điểm vận hành đơn giản, dễ bảo trì về mặt cơ bản, khi thu gọn chiều dài cần lại rất gọn gàng, giảm thiểu cản trở khi di chuyển. Tuy nhiên, thiết kế “thẳng” này cũng mang theo một số hạn chế: góc làm việc thường chỉ ở một hướng thẳng đứng, khó thao tác trong không gian chật hẹp hoặc phía sau thân xe; hệ thống xi lanh nhiều tầng đòi hỏi bảo trì định kỳ để tránh rò rỉ dầu; và với mỗi mét độ dài thêm, khối lượng của cần tăng lên đáng kể, ảnh hưởng đến tải trọng cho phép của phương tiện.

Cần khớp, hay còn gọi là loader crane, nổi bật ở khả năng cơ động cao nhờ nhiều khớp nối giống đầu gập của cánh tay robot. Thiết kế này cho phép cần vừa có thể vươn ra xa để nâng vật, vừa có thể gập sát vào thành thùng khi không sử dụng, rất phù hợp với những khu vực làm việc hạn chế hoặc nhiều chướng ngại vật. Nhờ cơ cấu khớp linh hoạt, người vận hành có thể đưa tải vào sát thành xe, đưa lên thùng hay kéo xuống mặt đất một cách chính xác và an toàn. Điểm hạn chế lớn nhất của knuckle boom nằm ở tầm với và chiều cao nâng không thể so sánh với telescopic crane, cùng với cơ cấu van và xy-lanh phức tạp hơn nên chi phí đầu tư và bảo trì cũng cao hơn.

Cần lưới được cấu thành từ các thanh thép đan chữ “X” hoặc tam giác, tạo nên kết cấu cứng vững nhưng vẫn nhẹ hơn so với dầm đặc cùng chiều dài. Nhờ ưu thế chịu tải lớn và tầm với rất xa, loại cần này thường được sử dụng trong các công trường xây dựng nặng, cần nâng thép, bê tông hoặc cấu kiện lớn. Vật liệu thép dạng lưới giúp giảm khối lượng

tổng thể so với kết cấu dầm đặc, giảm áp lực lên khung xe. Tuy nhiên, cần lưới thường phải tháo lắp từng đoạn khi di chuyển, tốn nhiều thời gian và nhân công, đồng thời yêu cầu chassis xe cực kỳ chắc chắn để chịu lực. Việc vận hành cũng chậm rãi hơn so với các cần thủy lực tự động do phải căng cáp và giằng chống cẩn thận trước khi nâng.

Cần gập kiểu là phụ kiện mở rộng gắn ở đầu cần chính của cả telescopic và knuckle boom, giúp tăng thêm vài mét tầm với hoặc chiều cao nâng khi cần. Khi không sử dụng, jib có thể gập gọn lại sát với cần chính, không chiếm nhiều không gian và không gây cản trở khi di chuyển. Giải pháp này có chi phí đầu tư tương đối thấp so với việc thay đổi toàn bộ cần, nhưng chỉ phù hợp với những công việc nhẹ hoặc cần tăng thêm khoảng cách ngắn, không thể chịu tải lớn. Việc điều khiển độc lập jib cũng đòi hỏi bổ sung van và xi-lanh điều khiển hai tầng, làm tăng độ phức tạp cho hệ thống thủy lực.

Khi lựa chọn loại cần cầu tự hành trên xe tải, cần cân nhắc đồng thời yêu cầu về tải trọng nâng, tầm với, không gian làm việc, cũng như chi phí đầu tư và chi phí bảo trì. Với các công trình lớn, tải nặng và cần tầm với xa, cần lưới hoặc telescopic crane cỡ lớn có thể là lựa chọn ưu tiên. Ngược lại, trong các khu vực chật hẹp, yêu cầu cơ động linh hoạt và thao tác nhanh gọn, knuckle boom sẽ phát huy tối đa hiệu quả. Đối với những dự án quy mô nhỏ, tần suất nâng không cao hoặc chỉ cần mở rộng tầm với nhẹ, việc trang bị thêm folding jib trên cần hiện có sẽ giúp tiết kiệm chi phí mà vẫn đảm bảo tính năng cần thiết.

CHƯƠNG 2: THIẾT KẾ VÀ TÍNH TOÁN

2.1. Lựa chọn phương án thiết kế

Để tối ưu hóa hiệu suất vận tải và nâng cao tính linh hoạt khi bốc dỡ hàng hóa, chúng tôi lựa chọn phương án gắn trực tiếp cần cầu UNIC URV343 lên khung chassis nguyên bản của HINO 500 FC9JJSW, không kéo dài hay thay đổi kích thước khung. Cách làm này vừa đảm bảo sự đồng bộ với hệ truyền động, hệ thống lái và hệ treo, vừa tiết kiệm chi phí và thời gian chế tạo, đồng thời giữ nguyên tính liên khối của khung gầm chính hãng.

Vị trí lắp đặt cần cầu được bố trí ngay sau cabin, trên khu vực có độ cứng cao nhất của khung, giúp khung chịu tải tốt trong quá trình nâng hạ. Phần thùng hàng được rút ngắn so với kích thước tiêu chuẩn để không vượt quá chiều dài tổng thể quy định, đồng thời vẫn đáp ứng đầy đủ các yêu cầu về giới hạn kích thước của QCVN 09:2024/BGTVT.

Thùng xe được thiết kế dạng hở, không có mái phủ, với sàn chế tạo từ thép CT3 định hình, liên kết chắc chắn bằng hàn và bu-lông. Kết cấu khung sàn được gia công đảm bảo độ bền, độ cứng, thuận tiện cho việc thi công, bảo trì và sửa chữa. Việc phân bố vị trí thùng và cần cầu hợp lý giúp cân bằng tải trọng giữa trục trước và trục sau, góp phần duy trì độ ổn định khi xe lưu thông trên đường trường cũng như trong quá trình thao tác cầu.

Giải pháp này không chỉ đáp ứng các yêu cầu kỹ thuật mà còn phù hợp với điều kiện khai thác thực tế tại Việt Nam, khi nhu cầu sử dụng xe tải đa năng, linh hoạt và dễ thao tác luôn được đặt lên hàng đầu. Bằng cách giữ nguyên các hệ thống như trục cơ sở, động cơ, hộp số, cầu chủ động, hệ thống phanh, hệ thống treo và hệ thống lái, chúng ta vừa bảo toàn chất lượng khung gầm chính hãng, vừa bổ sung khả năng cầu hàng mạnh mẽ, đem lại hiệu quả kinh tế và vận hành tối ưu cho chủ xe.

Các bước triển khai cụ thể gồm:

Giữ nguyên bố trí chung của ô tô (sát-xi tải, hệ truyền lực, động cơ, ly hợp, hộp số, cầu chủ động, hệ phanh, hệ treo, hệ lái), không thay đổi.

Chế tạo mới thùng dạng hở, không có mái phủ, và lắp lên sát-xi.

Gia công, lắp đặt các phụ kiện: vè chắn bùn, rào chắn bên hông, rào cản đuôi xe...

Lắp đặt hệ thống điện cho thùng hàng.

Lắp cần cầu UNIC URV343 lên xe theo bản vẽ kỹ thuật.

Kiểm tra toàn bộ, chạy thử, hoàn thiện và sơn phủ hoàn chỉnh.

2.2. Phương án chọn cầu

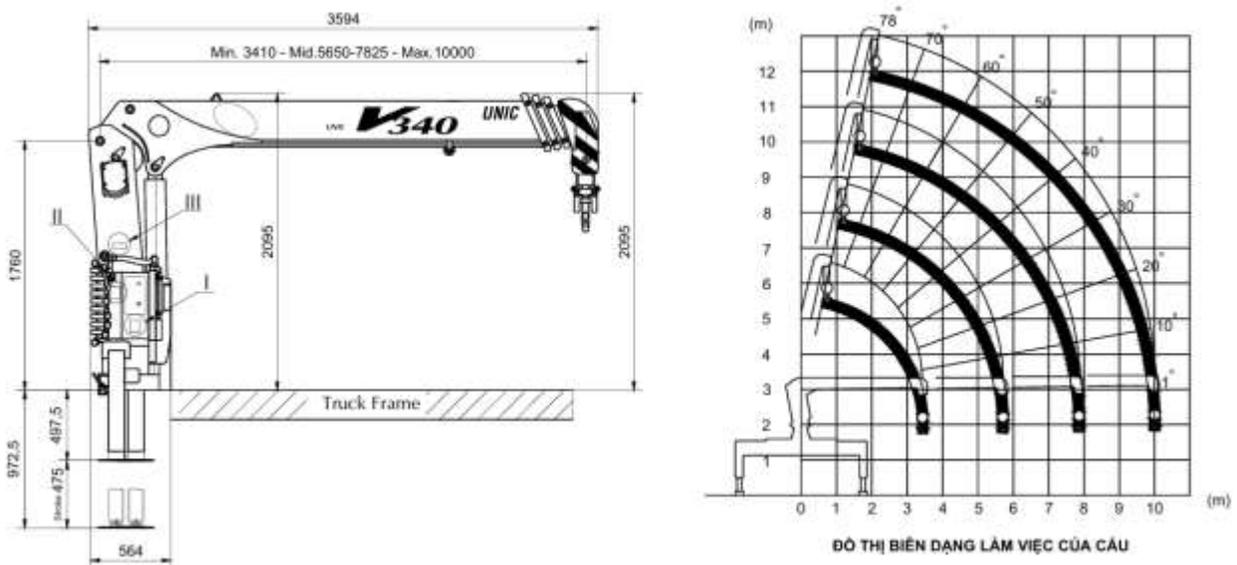
Dựa trên tải trọng toàn bộ của xe cơ sở, chiều rộng và chiều dài chassis tham chiếu với tài liệu tham khảo chọn cầu và xe nền TL[16], đồng thời giữ nguyên kết cấu khung gốc của HINO 500 FC9JJSW, chúng tôi đã quyết định lắp đặt cầu thủy lực UNIC URV343 – dòng cầu 3 tấn, 4 khúc lồng cao cấp đến từ Nhật Bản. Với tải trọng nâng tối đa 3,03 tấn ở tầm với gần 2 m và khả năng duy trì sức nâng khoảng 0,8 tấn ở tầm với xa nhất 9,81 m, URV343 đáp ứng linh hoạt mọi nhu cầu bốc xếp từ hàng hóa công kênh đến công việc ở các khoảng cách xa. Khi mở hết 4 khúc cần, chiều cao làm việc có thể lên tới 11,4 m, trong khi khi thu gọn, cần chỉ dài 3,22 m, giúp xe dễ dàng di chuyển qua các khu vực trần thấp hoặc lối đi hẹp.

Bảng 2. 1. Tham khảo chọn cầu và xe nền

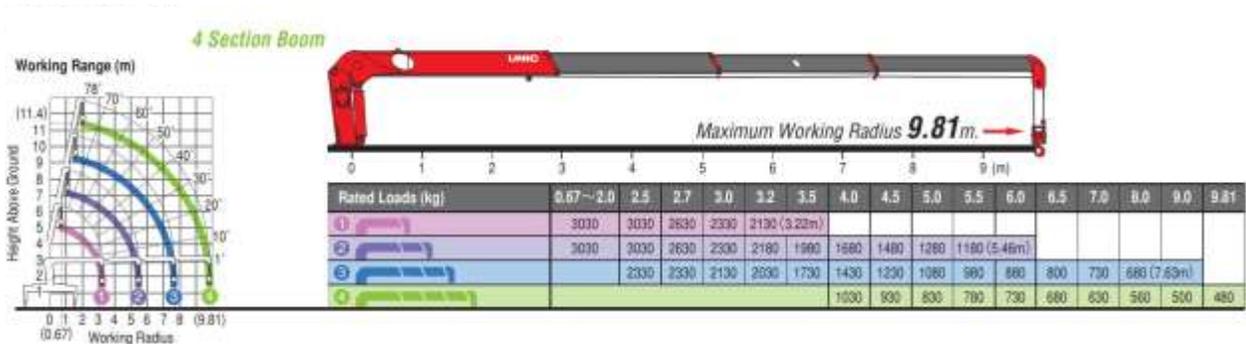
Model	Sức nâng	Độ mở chân chống (m)	Xe nền phù hợp			Mômen P.T.O (N.m)
			Tổng tải trọng (tấn)	Chiều rộng khung chassis (mm)	Chiều dài cơ sở (mm)	
URV233, URV234	2330 kg at 1.7 m	1.546 - 2.6	6 - 8	714- 900	2500 - 4000	105
URV293, URV294, URV295, URV296	3030 kg at 1.6 m	1.71 - 3.4	6 - 8	714- 900	2500 - 4000	105
URV343, URV344, URV345, URV346	3030 kg at 2.6 m	2.00 - 3.5	8 - 12	497-878	3500 - 5500	118
URV373, URV374, URV375, URV376	3030 kg at 2.7 m	2.02 - 4.2	8 - 15	497 -878	3500 - 5500	118
URV503, URV504, URV505,	3030 kg at 4.1 m	2.19 - 3.8	18 -25	545 -975	5000 - 7200	145

Trọng lượng bản thân 1.135 kg của cầu được phân bố đồng đều trên khung chassis nhờ hệ kẹp gia cố, đảm bảo không vượt quá giới hạn chịu tải và vẫn giữ cho trọng tâm xe luôn ổn định trong mọi tình huống vận hành. Thiết kế cần lồng 4 đoạn không chỉ mang lại khả năng thu gọn gọn gàng mà còn giúp tăng độ cứng và độ bền cho kết cấu, giảm thiểu độ lệch tâm khi bốc xếp ở góc rộng.

Nguồn năng lượng cho toàn bộ quá trình hoạt động được khai thác trực tiếp từ trích công suất PTO trên hộp số xe, dẫn động qua bơm thủy lực mà không cần hệ thống nguồn độc lập, nhờ đó tiết kiệm nhiên liệu, giảm chi phí đầu tư và duy trì không gian lắp đặt gọn gàng. Tổng hòa tất cả ưu điểm về hiệu năng, an toàn và tiết kiệm, UNIC URV343 chính là lựa chọn lý tưởng để tối ưu hóa công năng cầu hàng cho HINO 500 FC9JJSW, đảm bảo vận hành bền bỉ, linh hoạt và an toàn tuyệt đối trong suốt quá trình khai thác.



Hình 2. 1. Hình ảnh kích thước tổng thể của cần cẩu UNIC URV 343.



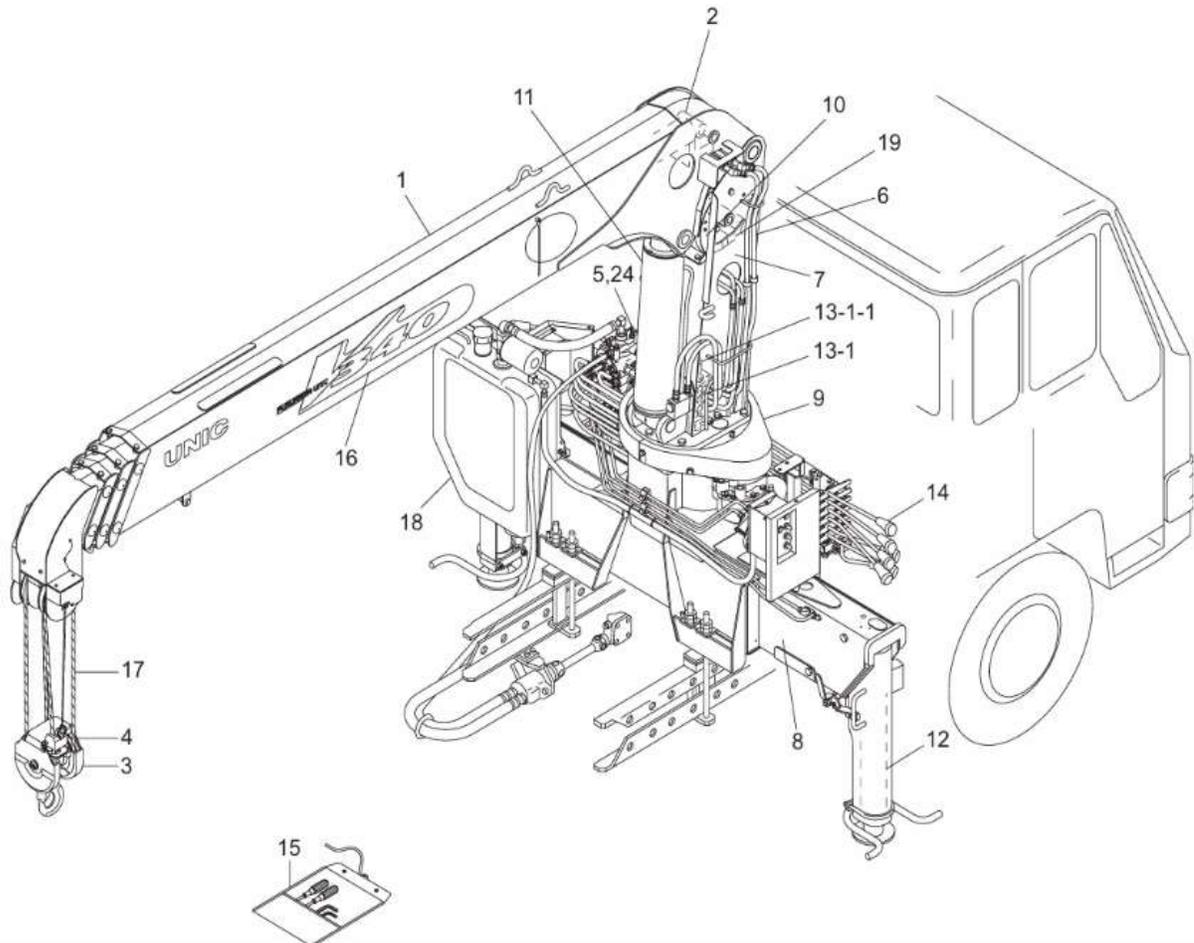
Hình 2. 2. Đồ thị biên dạng làm việc và mức tải nâng được của cần cẩu.

Cấu tạo và nguyên lý hoạt động ô tô tải cầu dùng cơ cấu thủy lực UNIC URV343:

Cần cẩu thủy lực nhãn hiệu UNIC URV343, có 4 khâu độ với sức nâng nhỏ nhất là

480 [kg] tại tầm với 9,81 [m] và sức nâng lớn nhất là 3030 [kg] tại tầm với 2,5 [m]. cấu tạo chung và nguyên và nguyên lý làm việc được trình bày cụ thể như sau:

Cấu tạo chung:



Hình 2. 3. Các chi tiết chính hệ thống nâng hạ.

- | | |
|----------------------------------|---|
| 1: Cản 3 tầng | 11: Cột xoay |
| 2: Cản 4 tầng | 12: Đế xoay |
| 3: Bộ móc | 13-1: Bộ quay (thiết bị quay) |
| 4: Thiết bị báo động | 13-1-1: Bộ giảm tốc quay |
| 5: Hệ truyền động thủy lực | 14: Tời kéo cáp |
| 6: Đường ống xi-lanh nâng lật | 16: Bộ giảm tốc tời kéo |
| 7: Đường ống động cơ tời kéo | 17: Xi-lanh nâng lật (derrick cylinder) |
| 8: Đường ống xi-lanh thu gập cản | 18: Van cân bằng cho xi-lanh derrick |
| 9: Đường ống động cơ quay | 19: Dây dẫn điện & hộp nối |
| 10: Đường ống chân chống | |

Hình 2.3 thể hiện các chi tiết chính của hệ thống nâng hạ thủy lực được lắp trên xe tải cầu.

Thiết bị lắp mới bao gồm các chi tiết chính sau:

- *Cầu và cơ cấu làm việc của cầu*: dàn cầu có thể thay đổi tầm phóng nhờ có các đoạn lồng vào nhau. Đoạn ngoài cố định, đoạn trong có thể chuyển động tương đối với đoạn ngoài nhờ hệ thống xy lanh thủy lực. Trên đầu đoạn cần trong có gắn hệ thống tời - móc để nâng hạ hàng.

- *Cơ cấu nâng hạ*: đoạn cần ngoài được nối với cột đứng của cầu qua khớp bản lề và được nâng lên hạ xuống nhờ xy lanh thủy lực.

- *Mâm quay*: giúp cầu quay tròn vòng, mâm quay được dẫn động bởi động cơ thủy lực, thông qua cặp bánh răng ăn khớp trong.

- *Chân chống*: tăng độ ổn định của xe khi làm việc, gồm hai chân chống có thể dẫn động bằng xy lanh thủy lực.

Nguyên lý làm việc:

Tất cả các nguồn động lực của cơ cấu đều do hệ thống thủy lực cung cấp. Bơm dầu được dẫn động từ hộp thu công suất của xe. Thông qua hệ thống van điều khiển, ta có thể thực hiện các thao tác sau:

- *Nâng hạ tải*: móc tải được nâng, hạ nhờ tời. Tời được dẫn động bằng một động cơ thủy lực.

- *Nâng hạ cần*: thông qua xy lanh thủy lực.

- *Thay đổi tầm với cầu cần*: với loại cần với kiểu hộp lồng vào nhau, ta có thể thay đổi tầm với cần thông qua thay đổi chiều dài xy lanh thủy lực bố trí trong lòng cần.

- *Quay cần*: toàn cụm cầu được quay xung quanh trụ đứng cố định nhờ cặp bánh răng ăn khớp, dẫn động bởi cơ cấu trục vít – bánh vít.

Với loại cầu điều khiển chân chống bằng thủy lực, ta có thể thêm hai cần điều khiển :

- Nâng hạ chân chống

- Thay đổi tầm với chân chống.

Cần lưu ý tải trọng lớn nhất cầu nâng được thay đổi theo tầm với của cầu. Khi cần vươn dài tối đa, tải trọng nâng được là tối thiểu.

2.3. Xác định vị trí và các bước lắp đặt cầu và chân chống sau

2.3.1. Xác định vị trí lắp đặt cầu

Vị trí lắp đặt cụm cần cầu phải thỏa mãn :

Khối phân lên các trục không được phép vượt quá tiêu chuẩn.

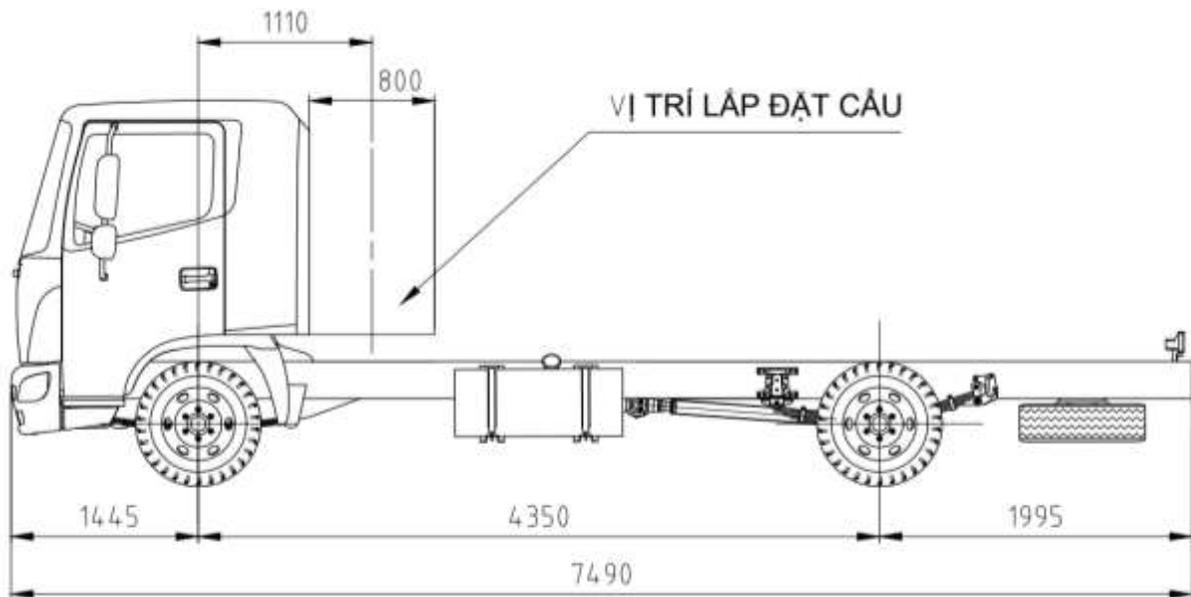
Vị trí lắp đặt cần phải đảm bảo an toàn trong khi chuyển động và thuận tiện cho việc cầu hàng và bốc xếp hàng hóa. Chính vì vậy : Vị trí lắp đặt cụm cần cầu được lắp ngay phía sau cabin, ở vị trí giữa thùng hàng và cabin.

Khoảng cách từ điểm cuối cabin đến tâm quay của cầu được xác định dựa trên :

Khoảng cách từ chần bunn bánh xe trước đến các cơ cấu chuyên dùng như: chân chống cơ cầu của xe tải không lớn hơn 300 (mm).

Chiều rộng của đế cầu URV343 rộng 564 (mm)

Vị trí lắp đặt được tính toán lớn hơn 564 (mm) và đảm bảo khoảng hở không quá lớn nên chọn khoảng cách từ sau cabin đến thùng hàng để lắp cầu là 800mm. Vậy tâm của cầu cách cabin 400mm. Và tâm của chân chống bên ph cách trục bánh trước 1110 (mm) như hình 2.2.



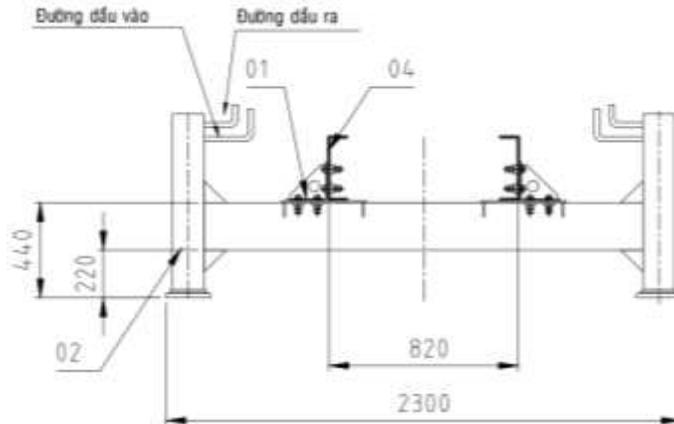
Hình 2. 4. Vị trí lắp đặt cầu.

2.3.2. Xác định vị trí lắp đặt chân chống sau

Chân chống sau loại cố định có tầm mở 2300 mm được bố trí trực tiếp dưới dầm chính của chassis, cách tâm trục sau 1000 mm để tạo thành tam giác chịu lực vững chắc cùng với hệ thống bánh trước, ngăn chặn hiệu quả hiện tượng nghiêng, lật hoặc lún sâu khi cầu làm việc. Đế chân chống được hàn liền mạch vào chassis phụ, sát mặt dưới dầm chính, sau đó liên kết với chassis chính bằng bu-lông M16 theo đúng chi tiết kỹ thuật, giải pháp này vừa đảm bảo khả năng chịu tải, vừa thuận tiện cho tháo lắp và bảo trì.

Mỗi chân chống có chiều cao khoảng 500 mm từ bộ tiếp xúc đến mặt đất, cung cấp độ vưn đủ để tiếp xúc chắc chắn với nền, dù không có cơ cấu duỗi, rút.

Thiết kế chân chống cố định với kết cấu đơn giản, hạn chế chi tiết chuyển động, giảm khối lượng bảo trì và tăng độ tin cậy. Nhờ cách bố trí sát khung, mối hàn chắc chắn trên chassis phụ và mối ghép bu-lông an toàn với chassis chính, mô-men ổn định luôn vượt trội so với mô-men lật, bảo đảm an toàn tối đa cho toàn bộ hệ thống cẩu trong mọi điều kiện làm việc.



Hình 2. 5. Lắp đặt chân chống sau phía dưới chassis

- | | |
|--------------------------------|---------------------------|
| 1. Bát liên kết chân chống sau | 2. Chân chống sau cần cẩu |
| 3. Bu lông M16 | 4. Dầm dọc chassis xe |

2.3.3. Các bước tiến hành lắp đặt cẩu và chân chống

Bảng 2. 2. Bảng trình tự lắp đặt cẩu và chân chống sau

BUỐC	BẢNG TRÌNH TỰ LẮP CẨU VÀ CHÂN CHỐNG SAU
1	Lắp thân cẩu lên chassis
2	Lắp ráp cần cẩu
3	Nối các ống dầu cao áp vào xy lanh đẩy–thụt cần
4	Nối các ống dầu cao áp tang cuốn cáp
5	Nối dây hệ thống điện
6	Lắp móc cẩu
7	Lắp bơm thủy lực
8	Lắp các đăng dẫn động bơm và các ống dầu thủy lực
9	Lắp chân chống trước vào thân cẩu
10	Lắp chân chống sau vào chassis xe

2.4. Thiết kế thùng hàng và gia cố chassis

2.4.1. Thiết kế thùng hàng

❖ Phân tích các yêu cầu đặt ra đối với thùng hàng xe tải cẩu

Thùng xe thiết kế dành cho tất cả các loại xe phải đảm bảo được độ bền cao, riêng đối với dòng xe tải cầu là dòng xe chuyên dụng có thể chở được các loại hàng hóa cồng kềnh, khối lượng lớn nên để đảm bảo yêu cầu an toàn không xảy ra trường hợp hàng hóa bị rơi ra khỏi thùng xe khi xe chuyển động thì yêu cầu về độ bền, độ cứng của thùng được đặt lên hàng đầu.

Thùng xe không được chao qua lại hay bị rơi ra khỏi khung xe khi xe chuyển động với tốc độ cao hay trên đường gồ ghề gây mất ổn định của xe, dễ xảy ra tai nạn, điều này được đảm bảo bởi mối liên kết của thùng xe và chassis phải chắc chắn, có hệ số an toàn cao.

Thùng xe phải đảm bảo được sự linh hoạt trong việc bốc dỡ hàng hóa, vì xe dùng cầu để cầu hàng có khối lượng lớn nên thùng xe phải được tháo và lắp một cách đơn giản trước và sau khi cầu hàng để đảm bảo việc chở hàng hóa được nhanh chóng và linh hoạt. - Đối tượng chuyên chở của loại xe này ngoài những hàng hóa có trọng lượng lớn thì nó phải có khả năng chở những loại hàng hóa cồng kềnh, có chiều dài lớn, vì vậy chiều dài thùng phải được thiết kế đủ dài sao cho đảm bảo được việc bố trí hàng hóa lên thùng là thuận tiện, tiết kiệm được không gian và đảm bảo tính kinh tế.

Tải trọng chở cho phép chở của thùng không được vượt qua được tải trọng định mức của xe cơ sở để đảm bảo an toàn cho các hệ thống của xe.

Yêu cầu về thiết kế thùng xe cho xe tải cầu:

+ Chiều dài đuôi xe tính toán (ROH) không lớn hơn 60% chiều dài cơ sở tính toán (LCS) đối với xe tải.

+ Khoảng chở hàng của xe phải có kết cấu vững chắc, đảm bảo an toàn cho hàng hóa và không được có các kết cấu để lắp đặt thêm các chi tiết, cụm chi tiết dẫn tới việc làm tăng thể tích chứa hàng, trừ các kết cấu sử dụng để lắp các nắp che thùng hàng.

+ Chiều rộng toàn bộ của thùng chở hàng của xe tải không được vượt quá 10% chiều rộng toàn bộ của ca bin xe (L_{rcb}).

+ Chiều cao bên lòng thùng hàng (H) được quy định theo bảng 2.3.

Bảng 2. 3. Quy định về chiều cao lòng thùng hàng

Stt	Loại phương tiện	L (m)	Hc (m)	Ht (m)	gv (tấn/m ³)
1	Xe tự đổ có tổng số trục bằng hai và có khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông nhỏ hơn 5 tấn	≤ 5,0	—	—	≥ 0,8

2	Xe tự đồ có tổng số trục bằng hai và có khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông từ 5 tấn đến dưới 10 tấn	$\leq 6,0$	—	—	$\geq 1,2$
3	Ô tô tải tự đồ có tổng số trục bằng hai và có khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông từ 10 tấn trở lên	$\leq 7,0$	—	—	—
4	Ô tô tải tự đồ có tổng số trục bằng ba	$\leq 7,8$	—	—	—
5	Ô tô tải tự đồ có tổng số trục bằng bốn	$\leq 9,3$	—	—	—
6	Ô tô tải tự đồ có tổng số trục bằng năm	$\leq 10,2$	—	—	$\geq 1,5$
7	Ô tô tải (thùng hở không có mui phủ)	—	$\leq 0,3 Wt$	—	—
8	Ô tô tải (thùng hở có mui phủ) hoặc Ô tô tải chuyên dùng	—	—	$\leq 1,15 Wt$	—

Trong đó:

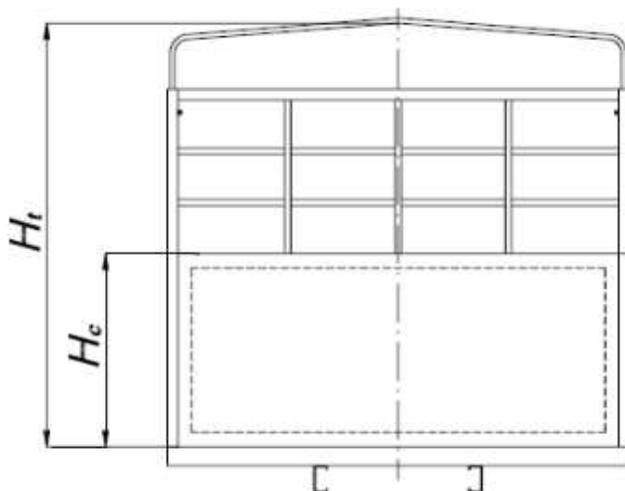
L: là chiều dài toàn bộ lớn nhất (m)

Wt: là khoảng cách giữa tâm vết tiếp xúc của hai bánh xe sau phía ngoài với mặt đường (m)

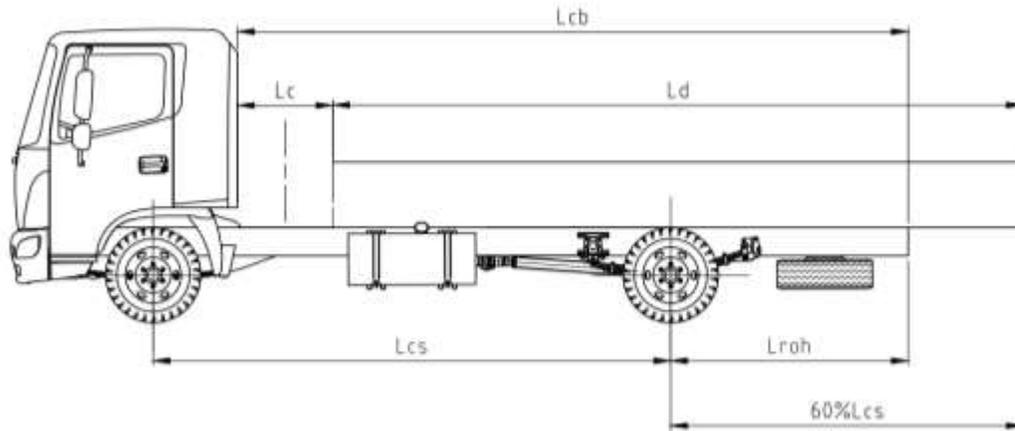
Hc: là chiều cao thành bên thùng hàng (m)

Ht: là chiều cao lòng thùng hàng (m)

gv: là khối lượng riêng biểu kiến (tấn/m³)



Hình 2. 6. Kích thước thùng hàng



Hình . Sơ đồ tính toán kích thước thùng.

Chiều dài thùng hàng:

$$L_d \leq L_{cb} - L_c - L_{ROH} + L_{cs} \frac{60}{100} \Rightarrow L_d \leq 5450(mm) \text{ Chọn } L_d = 5400(mm)$$

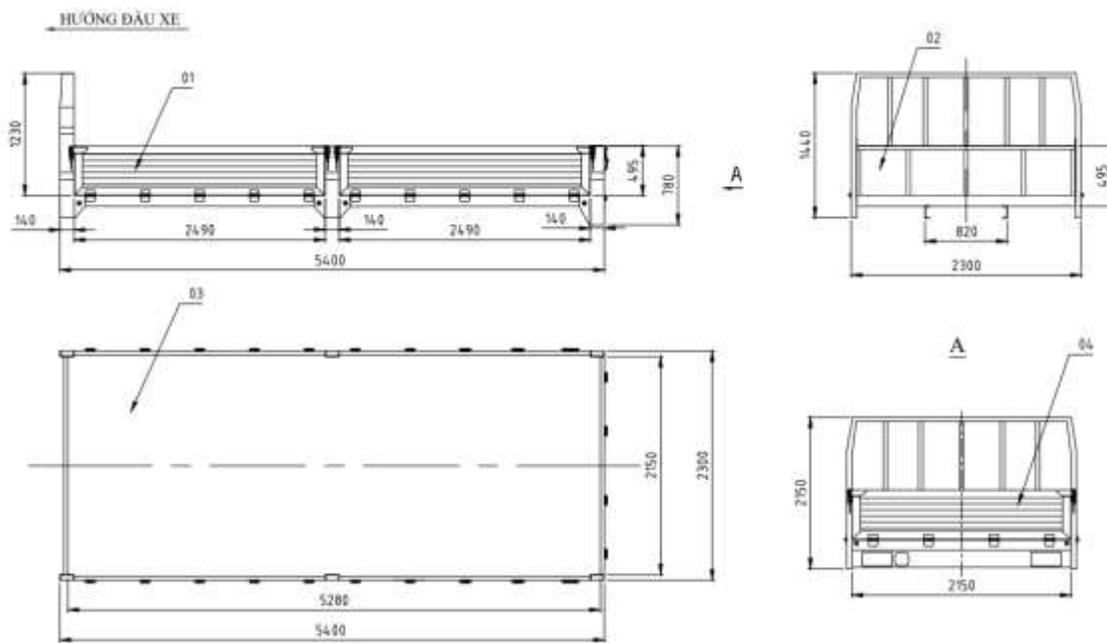
Chiều rộng thùng hàng:

$$L_r \leq L_{rcb} \cdot \frac{110}{100} \Rightarrow L_r \leq 2502(mm) \text{ Chọn } L_r = 2300(mm)$$

Chiều cao thành bên thùng :

$$L_c \leq 0,3 \cdot W_t \Rightarrow L_c \leq 498(mm) \text{ Chọn } L_r = 495(mm)$$

❖ **Kết cấu thùng hàng**



Hình 2. 7. Tổng thể thùng hàng

Sàn thùng hàng:

Dầm ngang sàn thùng: Thép CT3 cán định hình [100x45x3.8 (số lượng: 12 cây.

Dầm dọc sàn thùng: Thép CT3 cán định hình [120x50x4 (số lượng: 02 cây). Liên kết dầm ngang dầm dọc: Liên kết bằng mối hàn hồ quang điện qua các V liên kết.

Thanh bao khung xương sàn: Thép CT3 dập định hình 110x50x25x3

Mặt sàn: Thép tấm CT3 dày 3mm.

Tấm vách trước:

Khung xương: Thép CT3 cán định hình [40x40x1,4].

Trụ đứng mặt đầu: Thép CT3 cán định hình U140x55x5

Liên kết các thanh khung xương: Mối hàn hồ quang điện.

Vách ngoài: Thép CT3 dập sóng dày 1,5mm, liên kết với khung xương bằng mối hàn hồ quang điện.

Tấm vách hông thùng hàng:

Khung xương vách hông: Thép CT3 cán định hình [80x40x1,4].

Trụ đứng bưng: Thép CT3 cán định hình U140x55x5.

Liên kết các thanh khung xương: Mối hàn hồ quang điện.

Vách ngoài: Thép CT3 dập sóng dày 1,5mm, liên kết với khung xương bằng mối hàn hồ quang điện.

Tấm vách sau thùng hàng:

Khung xương vách sau: Thép CT3 cán định hình [80x40x1,4].

Liên kết các thanh khung xương: Mối hàn hồ quang điện.

Vách ngoài: Thép CT3 dập sóng dày 1,5mm, liên kết với khung xương bằng mối hàn hồ quang điện.

Các chi tiết khác:

Bản lề, tay khoá bưng bằng sắt. Vê dày 1,2mm. Tấm chắn bùn bằng cao su.

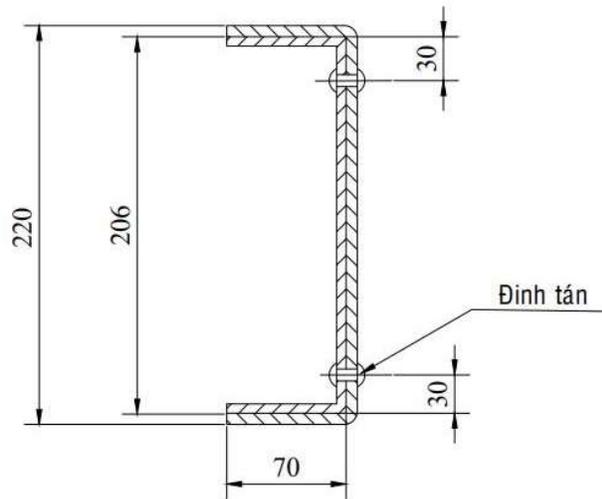
KẾT LUẬN:

Thùng hàng sau thiết kế hoàn toàn đáp ứng quy chuẩn QCVN 09:2024/BGTVT về khoang chở hàng ô-tô, với kích thước chiều dài 5.400 mm, chiều rộng 2.300 mm và chiều cao thành bên thùng 495 mm, đảm bảo kết cấu vững chắc và thỏa mãn mọi yêu cầu kỹ thuật.

2.4.2. Gia cố chassis

Sau khi tháo hết các chi tiết phụ, chỉ giữ lại hai dầm dọc chính và cầu sau, tiến hành gia cố toàn bộ chiều dài khung bằng hai thanh thép U 206×70×7,5 mm đặt chìm bên trong

dầm. Hai đầu thanh U được cắt dập ôm khít biên dạng thành dầm, rồi lần lượt định vị bằng kẹp và giá đỡ tạm, đảm bảo khoảng hở đều. Mỗi thanh U được cố định vững chắc bằng đinh tán Ø 12 mm mỗi 200 mm một đinh, xuyên qua hai thành dầm, tạo mối ghép liên tục không khe hở, giúp tăng đáng kể mô-men uốn và độ cứng vững cho khung chassis. Khi hoàn tất, các chi tiết như giảm chấn, bát treo hộp số, dây bầu hơi, cơ cấu lái cùng hệ thống ống dầu, điện được lắp lại đúng vị trí, ép chặt đinh tán theo tiêu chuẩn và kiểm tra độ ổn định tổng thể. Cuối cùng, toàn khung được làm sạch, xử lý chống gỉ bằng phun bi hoặc hóa chất chuyên dụng, sau đó phủ sơn lót và sơn hoàn thiện đen bóng, vừa bảo vệ kết cấu khỏi ăn mòn, vừa nâng cao tính thẩm mỹ và tuổi thọ của xe.



Hình 2. 8. Gia cố chassis

2.5. Nội dung thực hiện cải tạo và các bước công nghệ thi công

2.5.1. Nội dung thực hiện cải tạo

Nhiệm vụ thiết kế:

Thiết kế cải tạo xe tải mui phủ HINO 500 FC9JJSW thành xe tải có cần cẩu

Thiết kế cải tạo phải đảm bảo các điều kiện sau:

Đảm bảo yêu cầu kỹ thuật, mỹ thuật và yêu cầu sử dụng của ô tô

Phù hợp với yêu cầu công nghệ trong điều kiện của Việt Nam

Thỏa mãn các quy chuẩn của Việt Nam

Xe thiết kế phải bảo đảm mức khí thải Euro IV theo quy định của Việt Nam

Có đủ độ bền, an toàn và độ ổn định cần thiết trong các điều kiện địa hình Việt Nam.

Văn bản pháp lý liên quan đến công việc thiết kế:

Quyết định 4134/2001/QĐ-BGTVT ngày 5/12/2001 ban hành “ Tiêu chuẩn an toàn kỹ thuật và bảo vệ môi trường của phương tiện giao thông cơ giới đường bộ” . Số đăng ký: 22TCVN 224-2001.

Quyết định 152/2001 ĐK ngày 14/12/2001 ban hành “ Quy trình kiểm định an toàn kỹ thuật và bảo vệ môi trường đối với phương tiện giao thông cơ giới đường bộ” TCVN 6435-98; Số đăng ký: TCVN-6536-98; TCVN 6438-98.

Tiêu chuẩn Việt Nam: Ô tô hệ thống phanh, yêu cầu an toàn chung và phương thức, Số đăng ký: TCVN-6578; 1999.

Quyết định 1143/2001/QĐ-BGTVT ngày 18/04/2001 ban hành: “ Tiêu chuẩn sai số cho phép và quy định làm tròn số đối với kích thước, khối lượng phương tiện giao thông cơ giới đường bộ” . Số đăng ký: 22 TCVN275-01.

Quyết định 4597/2001/QĐ-BGTVT ngày 18/04/2001 ban hành: “ Quy định kiểu loại PTGTCGĐB được phép tham gia giao thông” . Công văn số 95/2002 ĐK hướng dẫn thực hiện quyết định số 4597/2001/QĐ-BGTVT ngày 28/12/2001 của bộ trưởng bộ GTVT.

Quyết định 1397/1999/QĐ-BGTVT: Công bố đối tượng và mức bắt buộc áp dụng 2 TCVN về môi trường đối với các phương tiện giao thông cơ giới đường bộ.

Quyết định số 1379/1999/ QĐ-BGTVT: “ Công bố đối tượng và mức bắt buộc áp dụng 2 TCVN về môi trường đối với các phương tiện giao thông đường bộ” . Công văn số 252/ĐK: Hướng dẫn thi hành quyết định số 1397/1999/BGTVT của Bộ trưởng Bộ GTVT.

Công văn số 92/2001/NĐ-CP. Nghị định của Chính Phủ quy định về điều kiện kinh doanh vận tải.

Quyết định 2070/2000/QĐ-BGTVT: Ban hành quy định về kiểm tra chất lượng và an toàn kỹ thuật các loại phương tiện có giới đường bộ sản xuất, lắp ráp theo thiết kế trong nước.

Quyết định số 4597/2000/QĐ-BGTVT (Ban hành ngày 28/12/2001 của Bộ trưởng Bộ Giao Thông).

QCVN 09:2024/BGTVT quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về chất lượng an toàn kỹ thuật và bảo vệ môi trường đối với xe ô tô

Thông tư 47/2024/TT-BGTVT “Quy định trình tự, thủ tục kiểm định, miễn kiểm định lần đầu cho xe cơ giới, xe máy chuyên dùng; trình tự, thủ tục chứng nhận an toàn kỹ thuật và bảo vệ môi trường đối với xe cơ giới cải tạo, xe máy chuyên dùng cải tạo; trình tự, thủ tục kiểm định khí thải xe mô tô, xe gắn máy”

Các bước cải tạo xe:

- Tháo bỏ thùng hàng trên ô tô trước cải tạo; gia cường khung xe.
- Chế tạo thùng hàng lửng đạt kích thước lòng thùng: 5400x2300x600[mm].

Kết cấu thùng hàng bao gồm các mảng cơ bản như sau:

+ Kết cấu của hai thành bên, mảng trước và mảng sau thùng hàng như thể hiện trên bản vẽ số 02.

+ Kết cấu sàn thùng hàng: Để tạo sự phân bố đều cho thùng hàng và hàng hóa lên khung ô tô sử dụng 02 dầm dọc thép chữ U 120mm, dầm ngang U 100 mm. Các dầm ngang thùng hàng được liên kết với 02 dầm dọc thùng hàng như được thể hiện trên bản vẽ số 04.

- Lắp đặt cụm cần cầu thủy lực nhãn hiệu UNIC V343 cùng cụm chân chống sau lên khung ô tô theo thiết kế.

- Lắp đặt thùng hàng lửng lên khung ô tô.
- Sơn phủ và sơn chống gỉ toàn bộ phần cải tạo.
- Kiểm tra, hoàn thiện và chạy thử.

2.5.2. Các bước công nghệ thi công

Bảng 2. 4. Các bước thi công nghệ thi công

BUƯỚC	NỘI DUNG
01	- Tháo hết các bộ phận phụ để lộ khung gầm sạch sẽ; kiểm tra, làm sạch và gia cố dầm dọc chính bằng tấm bản mã thép và thanh giằng chịu lực.
02	- Tập kết thép bản mã, thanh giằng, bu-lông neo, ống thủy lực, van, phụ kiện điện, dụng cụ cắt, khoan, hàn, thiết bị nâng hạ và đồ gá lắp đặt.
03	- Đo kích thước, kiểm tra độ bền thép, tiêu chuẩn bu-lông, áp suất và độ kín của ống thủy lực, van phân phối.
04	- Định vị và đánh dấu chính xác vị trí lắp đặt móc cầu, các điểm gia cố chassis và chân chống thủy lực theo bản vẽ thiết kế, tuân thủ dung sai chặt chẽ để đảm bảo đồng tâm và thẳng hàng.
05	- Gia công tấm bản mã thép và các thanh giằng chịu lực theo kích thước tính toán; thực hiện hàn hoặc bắt bu-lông cố định lên khung gầm với mối hàn đều đặn, lực siết bu-lông đúng mô-men, gia tăng khả năng chịu tải và phân bố lực.
06	- Lắp cầu lên xe nền bằng thiết bị chuyên dùng (vào phần giữa cabin và thùng tải). Lắp đặt cụm chân chống sau.
07	- Kiểm tra đảm bảo số lượng bu lông và chất lượng các mối hàn đúng tiêu chuẩn.

08	- Thiết kế và gia công thùng hàng mới (lửng) từ thép cường độ cao có gân gia cường, đảm bảo kích thước lòng thùng 5400 × 2300 × 600 mm và Quy chuẩn quốc gia QCVN 09: 2024/BGTVT
09	- Lắp khung gắn thùng/phụ kiện lên chassis: hàn chắc kết hợp bu-lông neo, kiểm tra độ kín khít và độ cứng vững.
10	- Kiểm tra chất lượng các mối hàn, số bu lông đúng tiêu chuẩn.
11	- Sơn chống gỉ.
12	- Kiểm tra chất lượng bề mặt sơn chống gỉ, độ dày và độ phủ kín.
13	- Lắp một số chi tiết phụ.
14	- Kiểm tra các vị trí, kích thước, các mối ghép của các chi tiết phụ theo bản vẽ kỹ thuật.
15	- Hoàn thiện xe.
16	- Kiểm tra tổng quát toàn bộ thùng xe, cần cầu đảm bảo các yêu cầu kỹ thuật
17	- Bảo quản sản phẩm.

CHƯƠNG 3: TÍNH TOÁN ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC CỦA XE CẦU TỰ HÀNH

3.1. Xác định các thông số của xe cải tạo

Bảng 3. 1. Đặc tính kỹ thuật cơ bản của xe cơ giới trước và sau cải tạo.

STT	Thông số	Đơn vị	Ô tô trước cải tạo	Ô tô thiết kế
1	Loại phương tiện	-	Ô tô chassis (không có thùng)	Ô tô tải (có cần cẩu)
2	Kích thước bao	mm	7490x2275x2470	9060x2420x3450
	(Dài X Rộng X Cao)			
3	Chiều dài cơ sở	mm	4350	4350
4	Vệt bánh xe: Trước/sau	mm	1880/1660	1880/1660
5	Công thức bánh xe		4x2	4x2
6	Kích thước lòng thùng hàng			
	(dài X rộng X cao)		Không có	5400x2300x495
7	Khối lượng bản thân	kg	2980	5480
8	Khối lượng hàng hóa chuyên chở	kg		4725
9	Số người cho phép chở	Người	3	3
10	Khối lượng toàn bộ	kg	10400	10400
11	Nhãn hiệu động cơ	-	J05E-TE	J05E-TE
12	Dung tích động cơ	Cc	5123	5123
13	Công suất lớn nhất cực đại	Kw/rpm	221/2500	221/2500
14	Bán kính quay vòng nhỏ nhất	m	7,84	7,84
15	Cỡ lốp	Inch	9.00-20 /9.00-20	9.00-20 /9.00-20

3.1.1. Xác định khối lượng và phân bố khối lượng

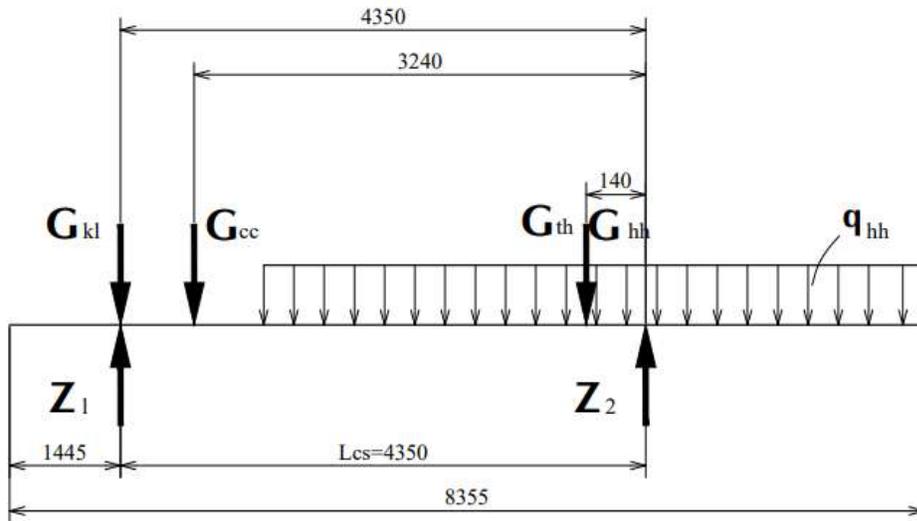
Các thành phần khối lượng :

SVTH: Trần Lê Minh Hiếu
Nguyễn Hồng Linh
Phạm Văn Quốc Huy

GVHD: GS. TS. Trần Văn Nam
Th. S. Huỳnh Bá Vang

- Khối lượng bản thân ô tô cơ sở : $G_{cs} = 2980(kg)$
- Khối lượng thùng hàng và trang thiết bị phụ:
rào chắn, vè chắn bùn và gia cố chassis lắp lên xe: $G_{th} = 1100(kg)$
- Khối lượng cần cầu và các trang thiết bị khác:
bơm, trích công suất lắp lên xe: $G_{cc} = 1200(kg)$
- Khối lượng cụm chân chống sau lắp lên xe $G_{chsau} = 200(kg)$
- Khối lượng bản thân ô tô thiết kế: $G_o = G_{cs} + G_{th} + G_{cc} + G_{chsau} = 5480(kg)$
- Khối lượng kíp lái 3 người: $G_{kl} = 195(kg)$
- Khối lượng hàng hóa chuyên chở: $G_{hh} = 4725(kg)$
- Khối lượng toàn bộ của ô tô thiết kế: $G_a = G_o + G_{hh} + G_{kl} = 10400(kg)$

3.1.2. Xác định phân bố khối lượng lên các trục



Hình 3. 1. Sơ đồ tính toán lực phân bố khối lượng

Bảng 3. 2. Bảng xác định chiều dài

STT	Khoảng cách	Ký hiệu	Giá trị (mm)
1	Chiều dài cơ sở tính toán	L_{cs}	4350
2	Khoảng cách từ kíp lái đến tâm trục 2	L_{kl}	4350
3	Khoảng cách từ trọng tâm chassis đến trục 2	L_{sx}	2610
4	Khoảng cách từ trọng tâm thùng hàng đến trục 2	L_{th}	140
5	Khoảng cách từ trọng tâm hàng hoá đến trục 2	L_{hh}	140
6	Khoảng cách từ trọng tâm cần cầu đến trục 2	L_{cc}	3240

Khối lượng thùng phân bố lên trục 1: $G_{th1} = G_{th} * L_{th} / L_{cs}$

Khối lượng thùng phân bố lên trục 2: $G_{th2} = G_{th} - G_{th1}$

Khối lượng hàng phân bố lên trục 1: $G_{hh1} = G_{hh} * L_{hh} / L_{cs}$

Khối lượng hàng phân bố lên trục 2: $G_{hh2} = G_{hh} - G_{hh1}$

Khối lượng cần cầu phân bố lên trục 1: $G_{cc1} = G_{cc} * L_{cc} / L_{cs}$

Khối lượng cần cầu phân bố lên trục 2: $G_{cc2} = G_{cc} - G_{cc1}$

Bảng 3. 3. Bảng kết quả tính toán các thành phần khối lượng

STT	CÁC THÀNH PHẦN KHỐI LƯỢNG	TRỊ SỐ (kg)	TRỤC 1 (kg)	TRỤC 2 (kg)
1	Khối lượng ô tô chassis cơ sở	2980	1910	1070
2	Khối lượng thùng hàng, rào chắn hông, và chắn bùn và các trang bị phụ khác	1100	35.5	1064.5
3	Khối lượng cần cầu và các trang thiết bị lắp lên cần cầu: bơm thủy lực, trích công suất	1200	894	306
4	Khối lượng chân chống sau	200	0	200
5	Khối lượng bản thân ô tô thiết kế	5480	2718	2562
6	Khối lượng hàng chuyên chở cho phép tham gia giao thông mà không phải xin phép	4725	152	4573
7	Khối lượng người cho phép chở kể cả người lái	195	195	0
8	Khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông không phải xin phép	10400	3186	7214

3.2. Xác định tọa độ trọng tâm

Tọa độ trọng tâm của ô tô là thông số quan trọng ảnh hưởng đến khả năng ổn định của ô tô. Vì vậy cần xác định vị trí trọng tâm của ô tô theo chiều dọc và chiều cao để có thể khảo sát tính năng ổn định của ô tô khi vận chuyển hàng hóa trên đường và khi vận hành cầu hàng hóa.

Bảng 3. 4. Bảng thống số tính toán trọng tâm của ô tô

BẢNG THÔNG SỐ TÍNH TOÁN TRỌNG TÂM Ô TÔ				
STT	TÊN GỌI	KÝ HIỆU	ĐƠN VỊ	GIÁ TRỊ
01	Chiều dài cơ sở	Lo	mm	4350

02	Vết bánh xe trước	B ₀₁	mm	1880
03	Vết bánh xe sau phía ngoài	B _{02N}	mm	2160
04	Khối lượng bản thân	G _o	kg	5480
	+ Trục 1	Z ₀₁	kg	2839
	+ Trục 2	Z ₀₂	kg	2441
05	Khối lượng toàn bộ	G	kg	10400
	+ Trục 1	Z ₁	kg	3186
	+ Trục 2	Z ₂	kg	7214

3.2.1. Tọa độ trọng tâm ô tô theo chiều dọc

Khi ô tô không tải

- Khoảng cách từ trọng tâm ô tô đến tâm cầu sau:

$$b_o = \frac{Z_{01} \cdot L_o}{G_o} (mm) \quad (3.1)$$

- Khoảng cách từ trọng tâm ô tô đến tâm cầu trước:

$$a_o = L_o - b_o \quad (3.2)$$

Trong đó: L₀ – Chiều dài cơ sở của ô tô.

Khi ô tô đầy tải

- Khoảng cách từ trọng tâm ô tô đến tâm cầu sau:

$$b = \frac{Z_1 \cdot L_o}{G} (mm) \quad (3.3)$$

- Khoảng cách từ trọng tâm ô tô đến tâm cầu trước:

$$a = L_o - b(mm) \quad (3.4)$$

Ghi chú: + H_i – tọa độ trọng tâm theo chiều cao của khối lượng thành phần thứ i (tính từ mặt đất đến trọng tâm khối lượng thành phần)

Chiều cao trọng tâm của ô tô được tính theo công thức

$$h_G = \frac{\sum G_i \cdot H_i}{\sum G_i} \quad (3.5)$$

3.2.1. Tọa độ trọng tâm ô tô theo chiều cao

Bảng 3. 5. Thông số tính toán trọng tâm theo chiều cao

STT	THÀNH PHẦN KHỐI LƯỢNG	G _i (kg)	H _i (mm)
01	Khối lượng ô tô chassis G _{sc}	2980	820

02	Khối lượng thùng hàng và trang thiết bị (rào cản hông, vè chắn bùn, ...) G_{th}	1100	1200
03	Khối lượng cần cầu và các trang thiết bị khác: bơm thủy lực, trích công suất G_{cc}	1200	2200
04	Khối lượng chân chống sau	200	800
05	Kíp lái G_{kl}	195	1350
06	Khối lượng hàng hóa G_{hh}	4725	1350

Bảng 3. 6. Bảng kết quả tính toán trọng tâm ô tô

STT	Ô TÔ	THÔNG SỐ		
		a (mm)	b (mm)	h_G (mm)
01	Ô tô không tải	2111	2239	1213
02	Ô tô đầy tải	3066	1284	1280

Kết luận: Theo quy chuẩn QCVN 09: 2011/BGTVT quy định khối lượng phân bố lên trục dẫn hướng (hoặc các trục dẫn hướng) không nhỏ hơn 20% khối lượng của toàn xe trong cả hai trường hợp xe không tải và đầy tải. Và tải trọng trục cho phép lớn nhất với trục đơn nhỏ hơn 10 tấn. Vậy ô tô sau cải tạo có các thành phần khối lượng thỏa mãn tiêu chuẩn.

3.3. Tính toán động lực học của xe

Bảng 3. 7. Thông số ban đầu để tính toán động lực học

Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
Khối lượng toàn bộ ô tô thiết kế	G	kg	10400
Phân bố lên cầu chủ động	G_{z2}	kg	7214
Khối lượng bản thân ô tô thiết kế	G_0	kg	5480
Bán kính bánh xe	R_{bx}	m	0,419
Chiều rộng xe	B	m	2,300
Chiều cao xe	H	m	2,470
Hệ số cản không khí	K	$kg \cdot s^2/m^4$	0,65
Hiệu suất truyền lực	h		0,89
Hệ số cản lăn	f		0,015
Hệ số bám	j		0,7
Động cơ			
Công suất lớn nhất	N_{emax}	(kW)	121

Tốc độ quay cực đại	n_N	(v/ph)	2500
Mô men xoắn cực đại	$M_{e\max}$	(N.m)	520
Tốc độ vòng quay	n_M	(v/ph)	1500
Tỷ số truyền hộp số			
Tỷ số truyền hộp số chính	Số 1	i_{h1}	8.19
	Số 2	i_{h2}	5.07
	Số 3	i_{h3}	2.98
	Số 4	i_{h4}	1.85
	Số 5	i_{h5}	1.34
	Số 6	i_{h6}	1
Tỷ số truyền cầu chủ động	i_0		4.33

3.3.1. Xây dựng đồ thị đặc tính ngoài của động cơ

Công suất động cơ

Sử dụng công thức thực nghiệm của S.R. Laydecman:

$$N_e = N_{e\max} \left[a \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right) + b \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right] \quad (3.6)$$

Trong đó:

$N_{e\max}$ (Ps) - Công suất hữu ích cực đại của động cơ

N_e - Công suất hữu ích động cơ ứng với số vòng quay bất kỳ của trục khuỷu trên đồ thị đặc tính ngoài

n_N (vòng /phút) - Số vòng quay của trục khuỷu động cơ tương ứng với công suất cực đại

n_e (vòng /phút) - Số vòng quay của trục khuỷu động cơ tương ứng với công suất N_e

a, b, c - Các hệ số thực nghiệm của động cơ phụ thuộc vào từng chủng loại động cơ $(a+b-c)=1$.

Đối với động cơ Diesel 04 kỳ thì : a = 0,915 ; b = 1,276 ; c = 1,191

Mô men xoắn trên trục khuỷu động cơ

$$M_e = \frac{10^4 N_e}{1,047 n_e} \quad (3.7)$$

Trong đó:

N_e (kW) – công suất của động cơ

M_e (N.m) – mô-men xoắn trên trục động cơ

n_e (Vg/ph) – Số vòng quay của trục khuỷu động cơ tương ứng với công suất N_e

❖ Lập bảng:

Các thông số n_N ; N_e ; M_e đã có công thức tính

Cho $\lambda = \frac{n_e}{n_N}$ với $\lambda = 0,1; 0,2; 0,3; \dots; 1,1$

Kết quả tính được ghi ở bảng:

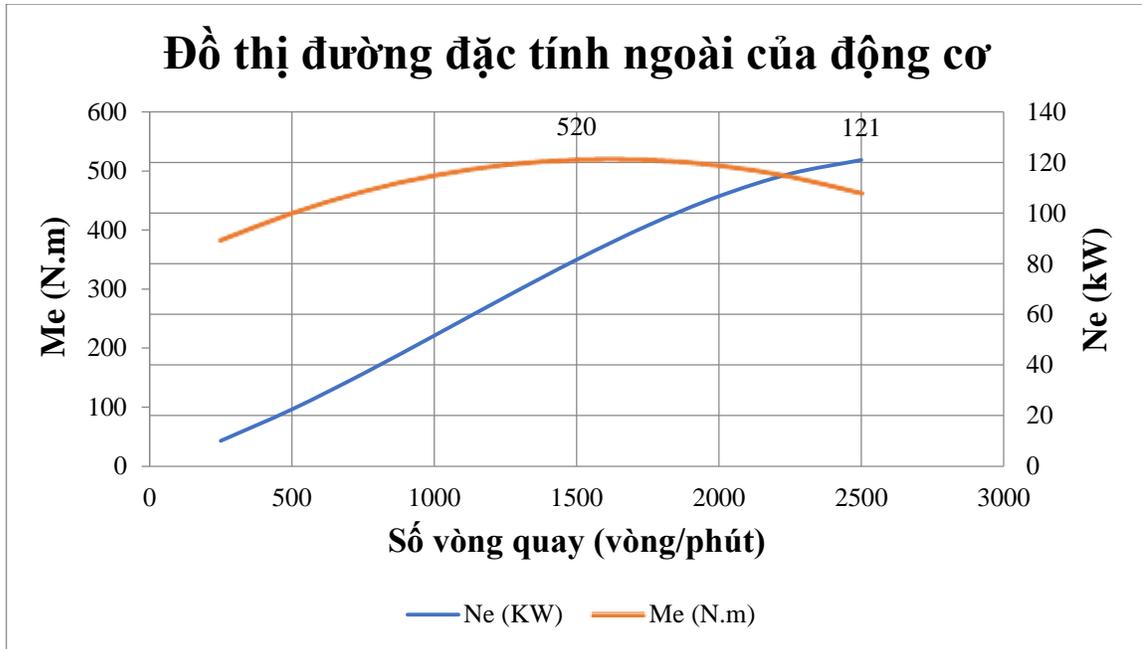
Bảng 3. 8. Phương trình momen xoắn và công suất ứng với từng giá trị số vòng quay của trục khuỷu động cơ

λ	n_e (v/f)	M_e (N.m)	N_e (kW)
0.10	250	383	10
0.20	500	429	22
0.30	750	465	37
0.40	1000	493	52
0.50	1250	511	67
0.60	1500	520	82
0.70	1750	519	95
0.80	2000	509	107
0.90	2250	490	116
1.00	2500	462	121
1.10	2750	425	122

Xây dựng đồ thị đặc tính ngoài động cơ

Sau khi có các giá trị N_e , M_e tương ứng với các giá trị n_e ta có thể vẽ đồ thị $N_e = f(n_e)$ và đồ thị $M_e = f(n_e)$.

Trên cơ sở xây dựng được đường đặc tính tốc độ ngoài động cơ chúng ta xác định tính chất động lực học của ô tô.



Hình 3. 2. Đồ thị đặc tính ngoài của động cơ

3.3.2. Xây dựng đồ thị cân bằng công suất tại bánh xe chủ động

$$N_k = N_f + N_i + N_j + N_\omega \quad (3.8)$$

Trong đó:

N_k - Công suất kéo ở bánh xe chủ động.

N_f - Công suất tiêu hao cho cản lăn.

N_i - Công suất tiêu hao cho lực cản lên dốc.

N_j - Công suất tiêu hao do lực cản quán tính khi tăng tốc.

N_ω - Công suất tiêu hao cho cản không khí.

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

$$N_k = N_e - N_t = N_e \cdot \eta_t \quad (3.9)$$

Trong đó: η_t - hiệu suất của hệ thống truyền lực.

Loại xe ô tô tải có giá trị của $\eta_t = 0,89$

❖ Vận tốc chuyển động của ô tô:

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_e \cdot r_b^3}{60 \cdot i_t} \quad (3.10)$$

Trong đó:

n_e - số vòng quay trục khuỷu động cơ

r_b - bán kính bánh xe

i_t - tỷ số truyền của hệ thống truyền lực. $i_t = i_h \cdot i_0$

Bảng 3. 9. Phương trình cân bằng công suất và đồ thị cân bằng công suất.

Phương trình cân bằng công suất và đồ thị cân bằng công suất của ô tô								
ne(v/f)	Ne(kW)	V1	V2	V3	V4	V5	V6	Nk(kW)
250	10.03	0.30	0.49	0.84	1.35	1.86	2.50	8.93
500	22.46	0.61	0.98	1.67	2.70	3.72	4.99	19.99
750	36.55	0.91	1.48	2.51	4.05	5.58	7.49	32.53
1000	51.59	1.22	1.97	3.35	5.40	7.43	9.98	45.92
1250	66.85	1.52	2.46	4.18	6.75	9.29	12.48	59.50
1500	81.60	1.83	2.95	5.02	8.10	11.15	14.97	72.63
1750	95.12	2.13	3.44	5.86	9.45	13.01	17.47	84.66
2000	106.67	2.44	3.94	6.70	10.80	14.87	19.97	94.94
2250	115.54	2.74	4.43	7.53	12.15	16.73	22.46	102.83
2500	121.00	3.05	4.92	8.37	13.50	18.58	24.96	107.69
2750	122.32	3.35	5.41	9.21	14.85	20.44	27.45	108.86

❖ **Công suất tiêu hao cho lực cản lăn là:**

$$N_f = G \cdot f \cdot v \cdot \cos \alpha \quad (3.11)$$

Trong đó:

α - góc dốc của mặt đường.

f - hệ số cản lăn. Chọn $f = 0,015$

v - vận tốc của ô tô. [m/s]

G - trọng lượng của ô tô

Bảng 3. 10. Hệ số cản lăn f của ô tô

Loại đường	Hệ số cản lăn f
Đường nhựa tốt	0,015 - 0,018
Đường nhựa bê tông	0,012 - 0,015
Đường rải đá	0,023 - 0,03

Đường đất khô	0,025 - 0,035
Đường đất sau khi mưa	0,05 - 0,15
Đường cát	0,1 - 0,3
Đất sau khi cày	0,12

❖ **Công suất tiêu hao cho lực cản không khí là:**

$$N_{\omega} = W \cdot v^3 \quad (3.12)$$

Trong đó:

W-Nhân tố cản của không khí (Ns^2/m^4)

$$W = K \cdot F = 0,65 \cdot 4,277 = 2,78(Ns^2 / m^4)$$

Ở đây:

K- Hệ số cản không khí, nó phụ thuộc vào dạng ô tô và chất lượng bề mặt của nó, phụ thuộc vào mật độ không khí, Ns^2/m^4

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

Việc xác định diện tích cản chính diện một cách chính xác gặp nhiều khó khăn, vì vậy trong thực tế người ta sử dụng những công thức gần đúng sau: Đối với ô tô du lịch.

$$F = B \cdot H = 2,275 \cdot 1,88 = 4,277$$

Ở đây:

B- Chiều rộng cơ sở của ô tô

H- Chiều cao lớn nhất của ô tô

Đối với loại xe ô tô tải chọn $K=0,65 Ns^2/m^4$

❖ **Công suất tiêu hao cho lực cản dốc N_i là:**

$$N_i = G \cdot v \cdot \sin \alpha \quad (3.13)$$

❖ **Tổng công suất tiêu hao cho lực cản lăn và lực cản dốc được gọi là công suất tiêu hao cho lực cản của mặt đường:**

$$N_{\psi} = N_f \pm N_i \quad (3.14)$$

Vì ta đang xét trên đường thẳng nên $N_i = 0$

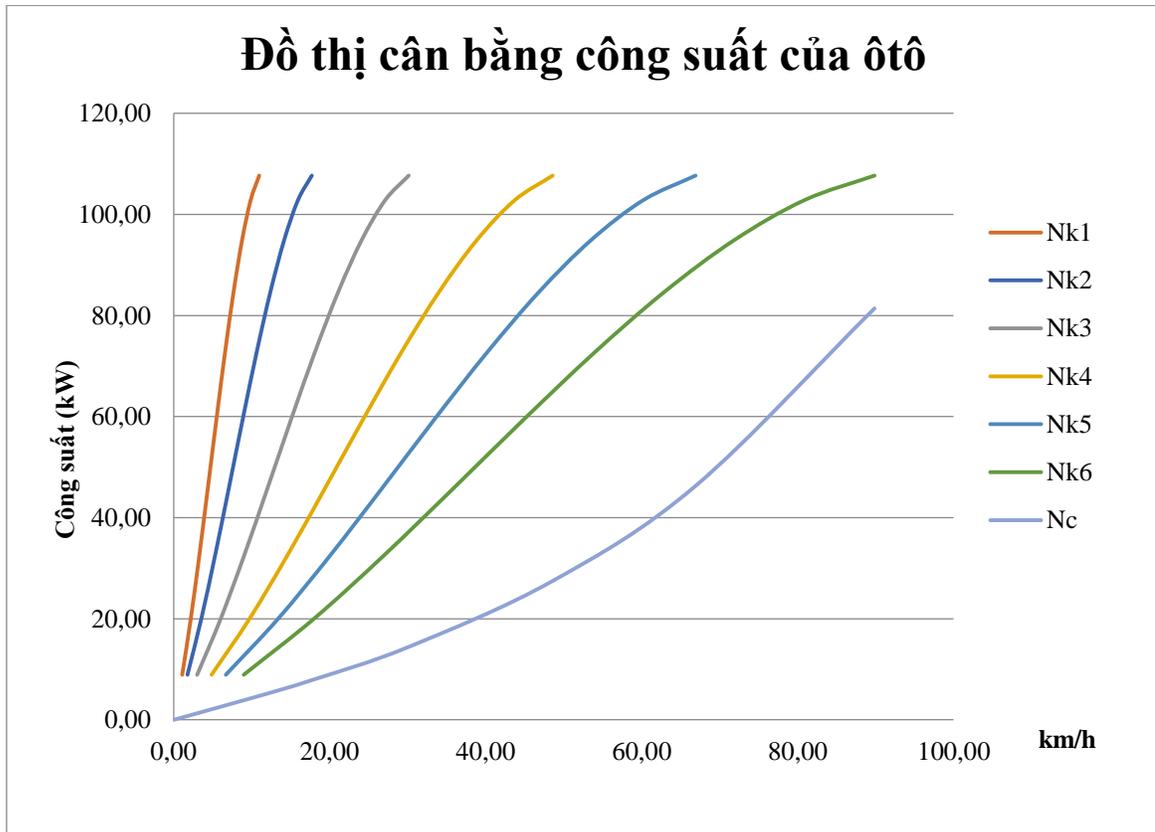
$$N_{\psi} = N_f = G \cdot f \cdot v \quad (3.15)$$

❖ **Đường cong công cản khi ô tô chuyển động ($N_{\psi} + N_{\omega}$):**

$$N_c = N_{\psi} + N_{\omega} = (G \cdot f \cdot v) + (W \cdot v^3) \quad (3.16)$$

Bảng 3. 11. Bảng công cản của ô tô ứng với vận tốc của mỗi tay số

Công cản của ô tô ứng với mỗi tay số							
V(m/s)	0	3.05	4.92	8.37	13.50	18.58	24.96
Nc(kW)	0	4.74	7.86	14.44	27.49	46.28	81.41



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

3.3.3. Xây dựng đồ thị lực kéo

Phương trình cân bằng lực kéo của ô tô:

$$P_k = P_f + P_i + P_w + P_j \quad (3.17)$$

Trong đó:

P_k - lực kéo tiếp tuyến ở bánh xe chủ động.

P_f - lực cản lăn. Do $\alpha = 0$ ta có công thức:

$$P_f = G \cdot f \cdot \cos \alpha = G \cdot f \quad (3.18)$$

P_i - lực cản lên dốc. Do $\alpha = 0$ ta có công thức:

$$P_i = G \cdot \sin \alpha = 0 \quad (3.19)$$

P_j - lực quán tính (xuất hiện khi xe chuyển động không ổn định).

$$P_j = \frac{G}{g} \cdot \delta_j \cdot j$$

P_w – lực cản không khí.

$$P_w = K \cdot F \cdot v^2$$

❖ **Lực kéo tiếp tuyến phát ra ở các bánh xe chủ động ở số thứ n của hộp số**

$$P_{kn} = \frac{M_k}{r_k} = \frac{M_e \cdot i_h \cdot i_p \cdot i_0 \cdot i_c \cdot \eta_t}{r_k} \quad (3.20)$$

Trong đó:

r_k - bán kính đặt lực P_k , với sai số không lớn có thể lấy bằng bán kính làm việc của bánh xe r_b

$$P_{kn} = \frac{M_k}{r_k} = \frac{M_e \cdot i_h \cdot i_p \cdot i_0 \cdot i_c \cdot \eta_t}{r_b} \quad (3.21)$$

Bảng 3. 12. Giá trị lực kéo ứng với vận tốc của mỗi tay số

Giá trị lực kéo ứng với mỗi tay số												
ne(v/f)	Tay số 1		Tay số 2		Tay số 3		Tay số 4		Tay số 5		Tay số 6	
	V1	Pk1	V2	Pk2	V3	Pk3	V4	Pk4	V5	Pk5	V6	Pk6
250	0.3	29283	0.5	18138	0.8	10662	1.3	6611	1.9	4802	2.5	3575
500	0.6	32780	1.0	20304	1.7	11935	2.7	7401	3.7	5375	5.0	4002
750	0.9	35570	1.5	22033	2.5	12951	4.0	8031	5.6	5833	7.5	4343
1000	1.2	37655	2.0	23324	3.3	13710	5.4	8501	7.4	6175	10.0	4598
1250	1.5	39032	2.5	24177	4.2	14212	6.7	8812	9.3	6401	12.5	4766
1500	1.8	39703	3.0	24593	5.0	14456	8.1	8964	11.2	6511	15.0	4848
1750	2.1	39668	3.4	24571	5.9	14443	9.4	8956	13.0	6505	17.5	4843
2000	2.4	38926	3.9	24111	6.7	14173	10.8	8788	14.9	6383	20.0	4753
2250	2.7	37478	4.4	23214	7.5	13646	12.1	8461	16.7	6146	22.5	4576
2500	3.0	35323	4.9	21880	8.4	12861	13.5	7975	18.6	5792	25.0	4313
2750	3.4	32462	5.4	20107	9.2	11820	14.8	7329	20.4	5323	27.5	3964

❖ **Trong điều kiện ô tô chuyển động trên đường bằng, xe chuyển động ổn định không kéo móc.**

$$P_k = P_f + P_w \quad (3.22)$$

❖ **Lực cản không khí của ô tô có thể xác định bằng công thức sau**

$$P_w = K \cdot F \cdot v_0^2 = W \cdot v_0^2 \quad (3.23)$$

Trong đó:

K - Hệ số cản không khí, nó phụ thuộc vào dạng ô tô và chất lượng bề mặt của nó, phụ thuộc vào mật độ không khí, Ns^2/m^4

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

v_0 - Tốc độ tương đối giữa ô tô và không khí, m/s

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

Đối với ô tô vận tải: $F = B \cdot H$

Trong đó:

B - Chiều rộng cơ sở của ô tô

H - Chiều cao lớn nhất của ô tô

Tốc độ chuyển động tương đối v_0 của ô tô sẽ bằng:

$$v_0 = v \pm v_s$$

Trong đó:

v - Vận tốc của ô tô

v_s - Vận tốc của gió

Bỏ qua vận tốc của gió ta có $v_0 = v$

❖ **Suy ra lực cản không khí của ô tô bằng:**

$$P_w = W \cdot v^2$$

❖ **Lực cản lăn khi ô tô chuyển động trên đường nằm ngang:**

$$P_f = f \cdot G \quad (3.24)$$

Suy ra:

$$P_k = P_f + P_w = f \cdot G + W \cdot v^2 \quad (3.25)$$

❖ **Lực cản tổng cộng của mặt đường**

$$P_\psi = \psi \cdot G \quad (3.26)$$

$\psi = f \pm i$: hệ số cản tổng cộng của đường

Trong đó: i - độ dốc của mặt đường,

$i \leq \operatorname{tg} \alpha$. Ô tô chuyển động trên mặt đường nằm ngang ($\alpha = 0$)

Để xem xét đến khả năng có thể trượt quay của các bánh xe chủ động trên đồ thị ta cũng xây dựng đường lực bám phụ thuộc vào tốc độ chuyển động của ô tô P_φ nghĩa là $P_\varphi = f(v)$

❖ **Lực bám P_φ được tính theo công thức:**

$$P_\varphi = m \cdot G_\varphi \cdot \varphi \quad (3.27)$$

Trong đó:

G_φ - trọng lượng của ô tô phân bố cầu chủ động

φ - hệ số bám của các bánh xe chủ động với mặt đường (loại đường nhựa hoặc đường bê tông với tình trạng khô và sạch. Chọn $\varphi = 0.7$)

m - hệ số phân bố tải trọng động

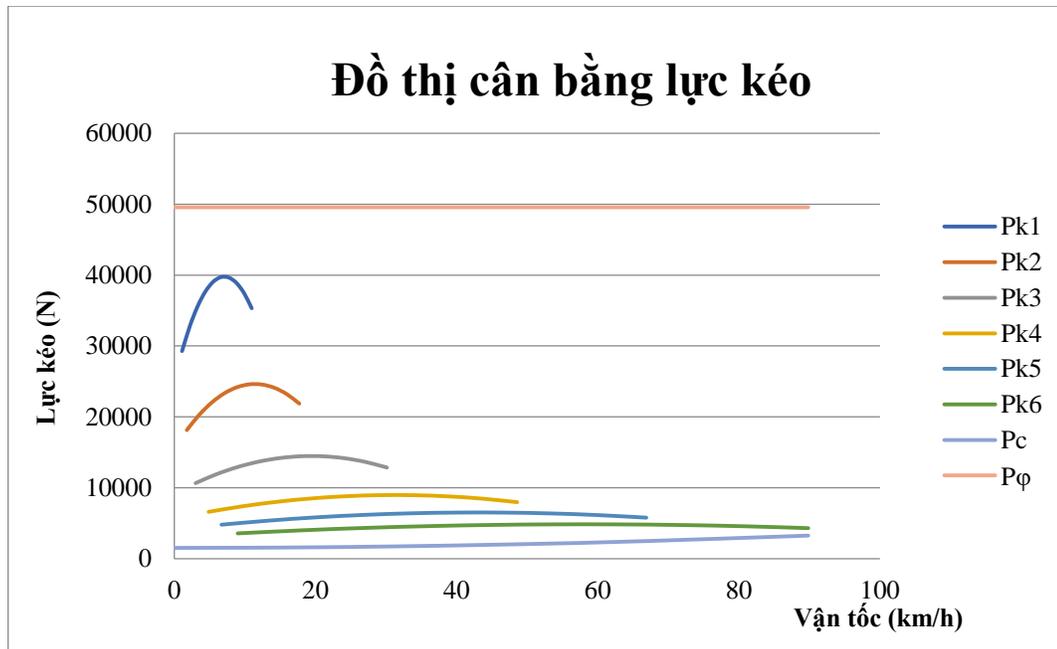
Z_2 là phản lực thẳng góc từ mặt đường tác dụng lên bánh xe chủ động, ta có: $Z_2 = m \cdot G_\varphi$

Lúc ấy lực bám G_φ được xác định theo biểu thức sau:

$$P_\varphi = \varphi \cdot Z_2 = 49559(N)$$

Bảng 3. 13. Giá trị lực cản ứng với mỗi tay số

Giá trị lực cản ứng với mỗi tay số							
Vận tốc m/s	0.00	3.05	4.92	8.37	13.50	18.58	24.96
P_c	1530	1556	1598	1725	2037	2490	3262
P_φ	49559	49559	49559	49559	49559	49559	49559
f	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015



Hình 3. 4. Đồ thị cân bằng lực kéo

Từ đồ thị và bảng tính trên ta thấy được vận tốc cực đại của xe là 25m/s (90km/h) đạt tiêu chuẩn so với QCVN 09:2024/ BGTVT. Vận tốc lớn nhất không nhỏ hơn 60 km/h.

3.3.4. Xây dựng đồ thị nhân tố động lực học.

Đồ thị hệ số nhân tố động lực khi đầy tải:

Nhân tố động lực học của ô tô là tỷ số giữa lực kéo tiếp tuyến P_k trừ đi lực cản của không khí P_w và chia cho tải trọng toàn bộ của ô tô. Tỷ số này ký hiệu bằng chữ “ D ”.

$$D = \frac{(P_k - P_w)}{G} = \left(\frac{M_e \cdot i_t \cdot \eta_t}{r_b} - W \cdot v^2 \right) \cdot \frac{1}{G} \quad (3.28)$$

Trong đó:

D – nhân tố động lực học

P_k - lực kéo tiếp tuyến (N)

P_w - lực cản không khí (N)

G - trọng lượng ô tô khi đầy tải (N)

Qua biểu thức trên ta nhận thấy rằng giá số của nhân tố động lực học D phụ thuộc vào các thông số kết cấu của ô tô, vì vậy nó có thể xác định cho mỗi loại ô tô cụ thể.

Khi ô tô chuyển động ở số thấp (tỉ số truyền của hộp số lớn) thì nhân tố động lực học sẽ lớn hơn so với nhân tố động lực học D khi ô tô chuyển động ở số cao (tỉ số truyền của

hộp số nhỏ) vì lực kéo tiếp tuyến ở số truyền thấp sẽ lớn hơn và lực cản không khí sẽ nhỏ hơn so với số cao.

Nhân tố động lực học bị giới hạn bởi điều kiện bám của bánh xe:

$$D_{\varphi} = \frac{P_{\varphi} - P_w}{G} = \frac{m \cdot \varphi \cdot G_{\varphi} - W \cdot v^2}{G} \quad (3.29)$$

Trong đó: D_{φ} - nhân tố động lực học theo điều kiện bám

P_{φ} - lực bám (N)

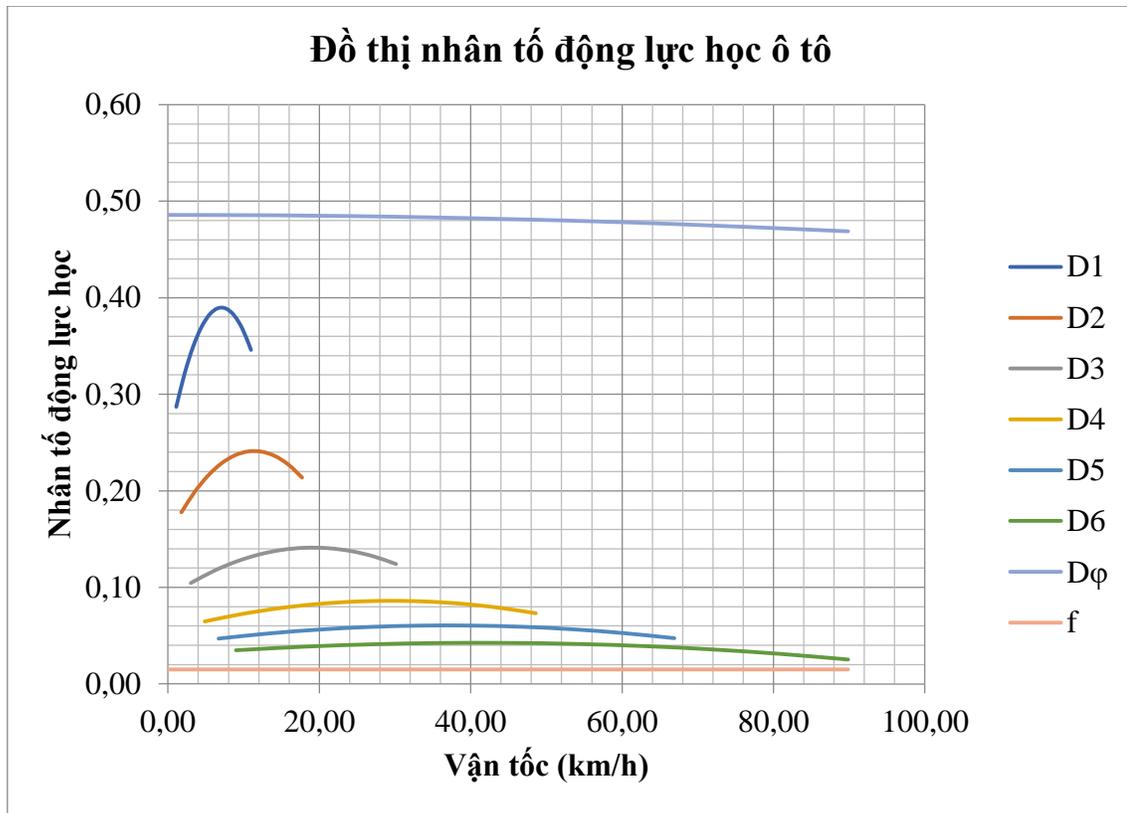
Để ô tô chuyển động không bị trượt: $D_{\varphi} \geq D \geq \psi$

Bảng 3. 14. Nhân tố động lực học của xe

Bảng nhân tố động lực học												
ne(v/f)	Tay số 1		Tay số 2		Tay số 3		Tay số 4		Tay số 5		Tay số 6	
	V1	D1	V2	D2	V3	D3	V4	D4	V5	D5	V6	D6
250	0.30	0.29	0.49	0.18	0.84	0.10	1.35	0.06	1.86	0.05	2.50	0.03
500	0.61	0.32	0.98	0.20	1.67	0.12	2.70	0.07	3.72	0.05	4.99	0.04
750	0.91	0.35	1.48	0.22	2.51	0.13	4.05	0.08	5.58	0.06	7.49	0.04
1000	1.22	0.37	1.97	0.23	3.35	0.13	5.40	0.08	7.43	0.06	9.98	0.04
1250	1.52	0.38	2.46	0.24	4.18	0.14	6.75	0.09	9.29	0.06	12.48	0.04
1500	1.83	0.39	2.95	0.24	5.02	0.14	8.10	0.09	11.15	0.06	14.97	0.04
1750	2.13	0.39	3.44	0.24	5.86	0.14	9.45	0.09	13.01	0.06	17.47	0.04
2000	2.44	0.38	3.94	0.24	6.70	0.14	10.80	0.08	14.87	0.06	19.97	0.04
2250	2.74	0.37	4.43	0.23	7.53	0.13	12.15	0.08	16.73	0.05	22.46	0.03
2500	3.05	0.35	4.92	0.21	8.37	0.12	13.50	0.07	18.58	0.05	24.96	0.03
2750	3.35	0.32	5.41	0.20	9.21	0.11	14.85	0.07	20.44	0.04	27.45	0.02

Bảng 3. 15. Nhân tố động lực học theo điều kiện bám

Bảng nhân tố động lực học theo điều kiện bám							
V(m/s)	0.00	3.05	4.92	8.37	13.50	18.58	24.96
D_{φ}	0.4932	0.4930	0.4926	0.4913	0.4882	0.4838	0.4762
f	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015



Hình 3. 5. Đồ thị nhân tố động lực học ô tô

3.3.5. Lập đồ thị gia tốc

Biểu thức tính gia tốc:

$$j = (D - \psi) \cdot \frac{g}{\delta_i} \quad (3.30)$$

Trong đó :

j - gia tốc của ô tô (m/s^2)

D - nhân tố động lực học

ψ - hệ số cản của mặt đường $\psi = f(v)$

g - gia tốc trọng trường (lấy $g = 9.8(m/s^2)$)

δ_i - hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng vận động quay, được

tính bởi công thức: $\delta_i = 1,05 + 0,05.i_h^2$

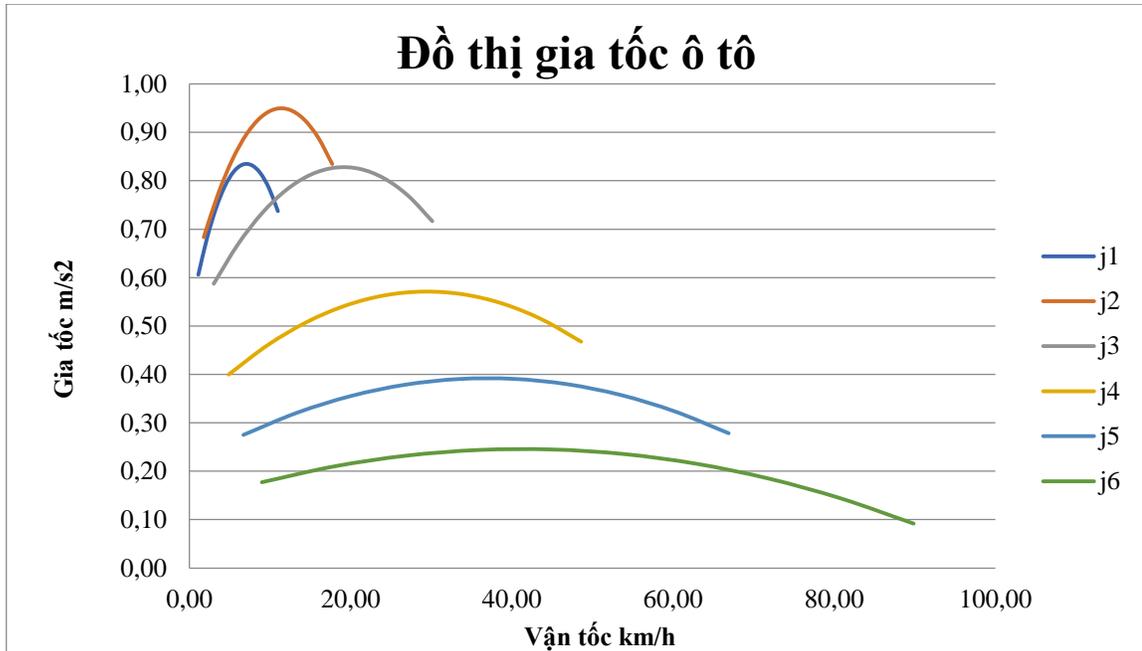
i_h^2 - tỷ số truyền của hộp số

Bảng 3. 16. Hệ số ảnh hưởng của các khối quay trên từng tay số.

Tay số	1	2	3	4	5	6
δ_j	4.40	2.34	1.49	1.22	1.14	1.10

Bảng 3. 17. Gia tốc của ô tô theo từng tay số

Tay số 1				Tay số 2				Tay số 3			
V1	D1	f1	j1	V2	D2	f2	j2	V3	D3	f3	j3
0.30	0.29	0.015	0.61	0.49	0.18	0.015	0.68	0.84	0.10	0.015	0.59
0.61	0.32	0.015	0.68	0.98	0.20	0.015	0.77	1.67	0.12	0.015	0.67
0.91	0.35	0.015	0.74	1.48	0.22	0.015	0.84	2.51	0.13	0.015	0.73
1.22	0.37	0.015	0.79	1.97	0.23	0.015	0.90	3.35	0.13	0.015	0.78
1.52	0.38	0.015	0.82	2.46	0.24	0.015	0.93	4.18	0.14	0.015	0.81
1.83	0.39	0.015	0.83	2.95	0.24	0.015	0.95	5.02	0.14	0.015	0.83
2.13	0.39	0.015	0.83	3.44	0.24	0.015	0.95	5.86	0.14	0.015	0.82
2.44	0.38	0.015	0.82	3.94	0.24	0.015	0.93	6.70	0.14	0.015	0.81
2.74	0.37	0.015	0.78	4.43	0.23	0.015	0.89	7.53	0.13	0.015	0.77
3.05	0.35	0.015	0.74	4.92	0.21	0.015	0.83	8.37	0.12	0.015	0.72
Tay số 4				Tay số 5				Tay số 6			
V4	D4	f4	j4	V5	D5	f5	j5	V6	D6	f6	j6
1.35	0.06	0.015	0.40	1.86	0.05	0.015	0.28	2.50	0.03	0.015	0.18
2.70	0.07	0.015	0.46	3.72	0.05	0.015	0.32	4.99	0.04	0.015	0.21
4.05	0.08	0.015	0.51	5.58	0.06	0.015	0.36	7.49	0.04	0.015	0.23
5.40	0.08	0.015	0.54	7.43	0.06	0.015	0.38	9.98	0.04	0.015	0.24
6.75	0.09	0.015	0.56	9.29	0.06	0.015	0.39	12.48	0.04	0.015	0.24
8.10	0.09	0.015	0.57	11.15	0.06	0.015	0.39	14.97	0.04	0.015	0.24
9.45	0.09	0.015	0.57	13.01	0.06	0.015	0.38	17.47	0.04	0.015	0.22
10.80	0.08	0.015	0.55	14.87	0.06	0.015	0.36	19.97	0.04	0.015	0.18
12.15	0.08	0.015	0.51	16.73	0.05	0.015	0.32	22.46	0.03	0.015	0.14
13.50	0.07	0.015	0.47	18.58	0.05	0.015	0.28	24.96	0.03	0.015	0.09



Hình 3. 6. Đồ thị gia tốc ô tô

3.3.6. Xác định thời gian tăng tốc ô tô

Thời gian tăng tốc độ V_1 đến V_2 [m/s] xác định theo công thức

$$j = \frac{dv}{dt} \rightarrow dt = \frac{1}{j} \cdot dv \quad (3.31)$$

Trong đó:

$J(m/s^2)$ - Gia tốc chuyển động ô tô

Thời gian tăng tốc của ô tô từ tốc độ v_1 đến tốc độ v_2 là : $t = \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{j} \cdot dv$

Tại vận tốc lớn nhất của ô tô v_{max} thì gia tốc $j=0$ do đó $\frac{1}{j} = \infty$ giá trị vận tốc của ô tô khoảng $0,95 \cdot v_{max}$

Trị số giảm tốc độ trong quá trình chuyển số được tính bằng công thức sau:

$$\Delta v = \psi \cdot g \cdot \frac{t_1}{\delta_1} \quad (3.32)$$

Trong đó :

Δv - độ giảm vận tốc chuyển động khi chuyển số (m/s)

ψ - hệ số cản tổng cộng mặt đường

g - gia tốc trọng trường (m/s^2)

t_1 - thời gian chuyển số (s)

δ_i - hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng vận động quay, được tính bởi công thức: $\delta_i = 1,05 + 0,05.i_h^2$

Thời gian chuyển số t_1 phụ thuộc vào trình độ của người lái ô tô, kết cấu của hộp số và chủng loại động cơ trên ô tô.

Đối với người lái có trình độ cao thì $t_1 = 0,5s - 3s$. Chọn $t_1 = 1(s)$

- Từ số 1 lên số 2: $\Delta V = 0,0372$ [m/s]

- Từ số 2 lên số 3; $\Delta V = 0,0676$ [m/s]

- Từ số 3 lên số 4: $\Delta V = 0,1033$ [m/s]

- Từ số 4 lên số 5: $\Delta V = 0,1312$ [m/s]

- Từ số 5 lên số 6: $\Delta V = 0,1523$ [m/s]

3.3.7. Xác định quãng đường tăng tốc

Quãng đường tăng tốc từ tốc độ V_1 đến V_2 xác định theo công thức:

$$s = \int_{v_1}^{v_2} v dt (m) \quad (3.33)$$

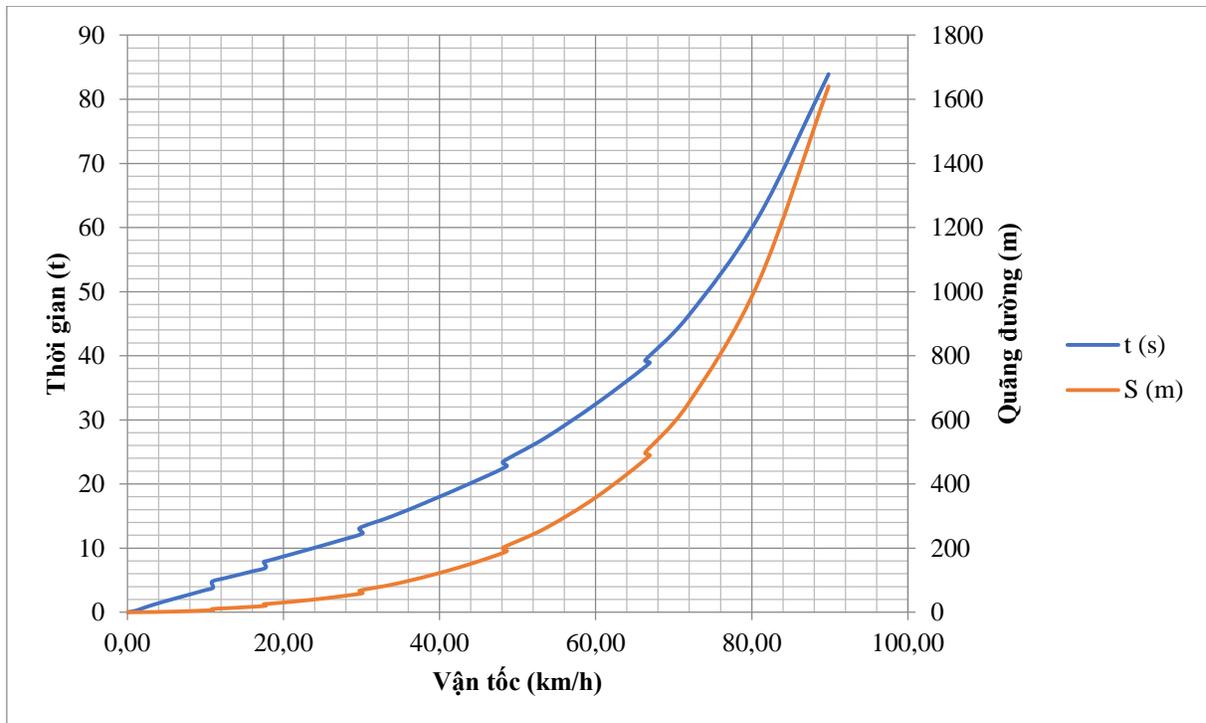
+ Tại vận tốc lớn nhất của ô tô V_{max} , thì gia tốc $J = 0$, và do đó $1/J = \infty$, vì vậy khi lập đồ thị và trong tính toán ta chỉ lấy giá trị vận tốc của ô tô khoảng $0,95 V_{max}$.

Bảng 3. 18. Kết quả tính toán gia trị thời gian và quãng đường tăng tốc của ô tô

V (m/s)	V(km/h)	$1/j(s^2/m)$	t(s)	S(m)
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0.30	1.10	1.65	0.25	0.04
0.61	2.19	1.47	0.73	0.30
0.91	3.29	1.35	1.15	0.67
1.22	4.39	1.27	1.55	1.16
1.52	5.49	1.22	1.93	1.76
1.83	6.58	1.20	2.30	2.48
2.13	7.68	1.20	2.67	3.32

Cải tạo, thiết kế và mô phỏng hệ thống thủy lực xe cầu tự hành 3 tấn trên cơ sở xe HINO 500 FC-9JJSW

2.44	8.78	1.23	3.04	4.29
2.74	9.87	1.27	3.42	5.44
3.05	10.97	1.36	3.82	6.78
3.01	10.84	1.36	4.77	10.10
3.44	12.40	1.06	5.29	12.05
3.94	14.17	1.08	5.82	14.29
4.43	15.94	1.12	6.36	16.91
4.92	17.71	1.20	6.93	20.00
4.85	17.47	1.20	7.85	25.19
5.02	18.08	1.21	8.05	26.35
5.86	21.09	1.21	9.07	32.73
6.70	24.10	1.24	10.09	40.18
7.53	27.12	1.30	11.16	48.93
8.37	30.13	1.40	12.28	59.30
8.27	29.76	1.40	13.14	67.53
9.45	34.02	1.77	15.01	86.69
10.80	38.87	1.83	17.44	115.13
12.15	43.73	1.95	19.99	148.96
13.50	48.59	2.14	22.75	189.84
13.37	48.12	2.14	23.47	201.01
14.87	53.52	2.80	27.17	261.43
16.73	60.21	3.09	32.64	361.34
18.58	66.90	3.59	38.85	488.05
18.43	66.35	3.59	39.30	497.74
19.97	71.88	5.41	46.21	651.09
22.46	80.86	6.96	61.65	1029.78
24.96	89.85	10.89	83.93	1640.31



Hình 3. 7. Đồ thị thời gian tăng tốc và quãng đường tăng tốc

Nhận xét :

Theo QCVN 09 : 2024 /BGTVT, ô tô sau cải tạo thảo mãn tính động lực học.

Thời gian tăng tốc tính từ lúc khởi hành đến khi đi hết quãng đường 200 m phù hợp với điều kiện sau : $t \leq 20 + 0,4G$.

Trong đó :

t - Thời gian tăng tốc tính từ lúc khởi hành đến khi đi hết quãng đường 200 m (tính bằng giây).

G - Khối lượng toàn bộ thiết kế lớn nhất của xe (tính bằng tấn).

Dựa vào bảng tính trên, ta thấy khi đi hết khoảng thời gian là 23,47 [s] thì quãng đường tăng tốc của ô tô đạt mức 201[m], vậy ô tô thiết kế thỏa mãn điều kiện về khả năng tăng tốc theo quy chuẩn QCVN 09 :2024/BGTVT : $t < [t] = 20 + 0,4 \cdot G = 24,16$ [s].

Trong đó :

G : Trọng lượng toàn bộ của xe sau cải tạo : $G=10,4$ [Tấn].

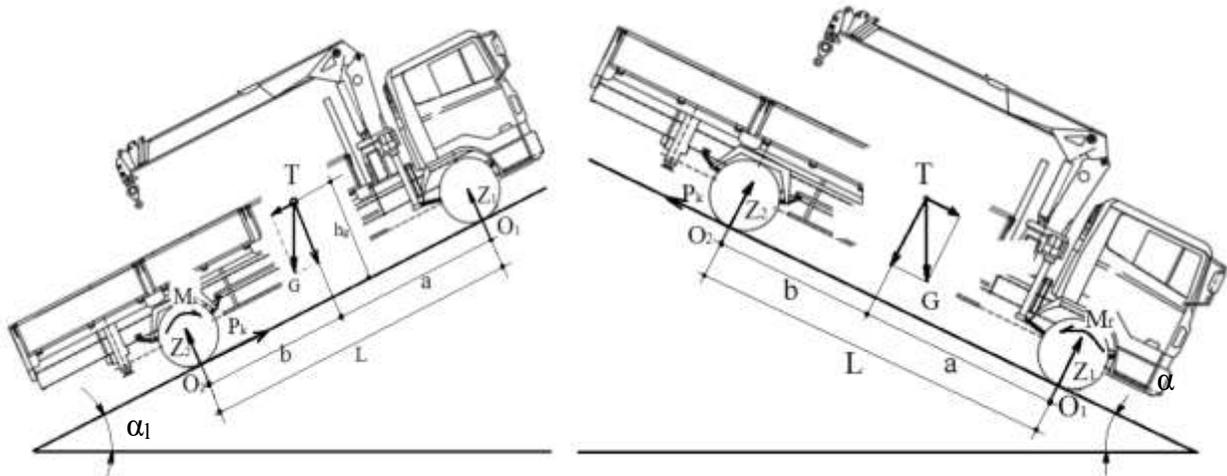
3.4. Tính toán ổn định của xe

3.4.1. Kiểm tra tính ổn định ô tô

Để việc tính toán được đơn giản, ta xét trường hợp ô tô chuyển động lên dốc ổn định ở tốc độ thấp bỏ qua lực quán tính, lực cản không khí và ảnh hưởng của lực cản lăn coi như không đáng kể. Khi đó ổn định dọc tĩnh và ổn định dọc động có thể như nhau.

Kiểm tra ổn định ô tô khi xe lên dốc

Khi ô tô đứng trên đường có độ dốc, đầu hướng lên và hãm cứng bánh sau để tránh bị trượt dốc, hoặc cho xe di chuyển lên dốc với tốc độ nhỏ và chuyển động ổn định.



Hình 3. 8. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên xe khi đứng yên trên dốc

- Giới hạn ổn định dọc khi quay đầu lên dốc:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{b}{h_G} \quad (3.34)$$

- Giới hạn ổn định dọc khi quay đầu xuống dốc:

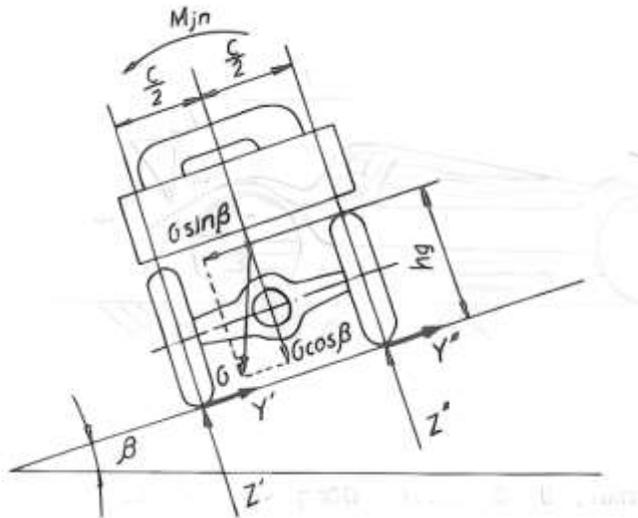
$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{b}{h_G} \quad (3.35)$$

Tính ổn định động ngang của ô tô khi chuyển động trên đường nghiêng ngang

Hình bên dưới trình bày sơ đồ lực và mômen tác dụng lên ô tô-máy kéo bánh xe khi chuyển động trên đường nghiêng ngang không kéo moóc. Trường hợp này giả thiết vết của bánh xe trước và sau trùng nhau, trọng tâm của xe nằm trong mặt phẳng đối xứng dọc, lực và mômen tác dụng lên ô tô-máy kéo gồm:

- Trọng lượng của ô xe là G được phân ra hai thành phần theo góc nghiêng ngang B.

- Mômen của các lực quán tính tiếp tuyến M_n tác dụng trong mặt phẳng ngang khi xe chuyển động không ổn định.
- Các phản lực thẳng góc từ đường tác dụng lên bánh xe bên trái Z' và bánh xe bên phải Z'' . - B : góc nghiêng ngang của đường
- Các phản lực ngang Y' và Y .



Hình 3. 9. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động trên đường nghiêng ngang.

Ta xác định được góc giới hạn lật đổ khi xe chuyển động trên đường nghiêng ngang:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{C}{2 \cdot h_G} \quad (3.36)$$

Theo QCVN 09: 2024/BGTVT: Góc ổn định tĩnh ngang của xe khi không tải không nhỏ hơn giá trị sau:

28° đối với xe khách hai tầng

30° đối với xe có khối lượng toàn bộ không lớn hơn 1,2 lần khối lượng bản thân

35° đối với các loại xe còn lại

Vận tốc giới hạn khi quay vòng với bán kính R_{\min} trên đường ngang

Bán kính quay vòng trên đường ngang nhỏ nhất: $R_{\min} = 7.840$ (m)

- Chiều rộng cơ sở của ô tô: $B = 1,880$ (m)
- Vận tốc giới hạn lật khi quay vòng:

$$V_{hg} = \sqrt{\frac{g \cdot R_{\min} \cdot B}{2 \cdot h_g}} \quad (3.37)$$

Bảng 3. 19. Kết quả tính toán ổn định ô tô

KẾT QUẢ TÍNH TOÁN ỔN ĐỊNH Ô TÔ					
STT	Ô TÔ	THÔNG SỐ			
		β	α_1	α_2	V_{gh} (km/h)
01	Ô tô không tải	37,78	61,71	59,95	27,2
02	Ô tô đầy tải	36,41	47,81	67,74	26,5

Kết luận: Ô tô sau cải tạo không bị lật đổ khi hoạt động trên các tuyến đường có các góc dốc nhỏ hơn các góc giới hạn thể hiện ở bảng trên và khi quay vòng với vận tốc quay vòng nhỏ hơn 26,5 [km/h].

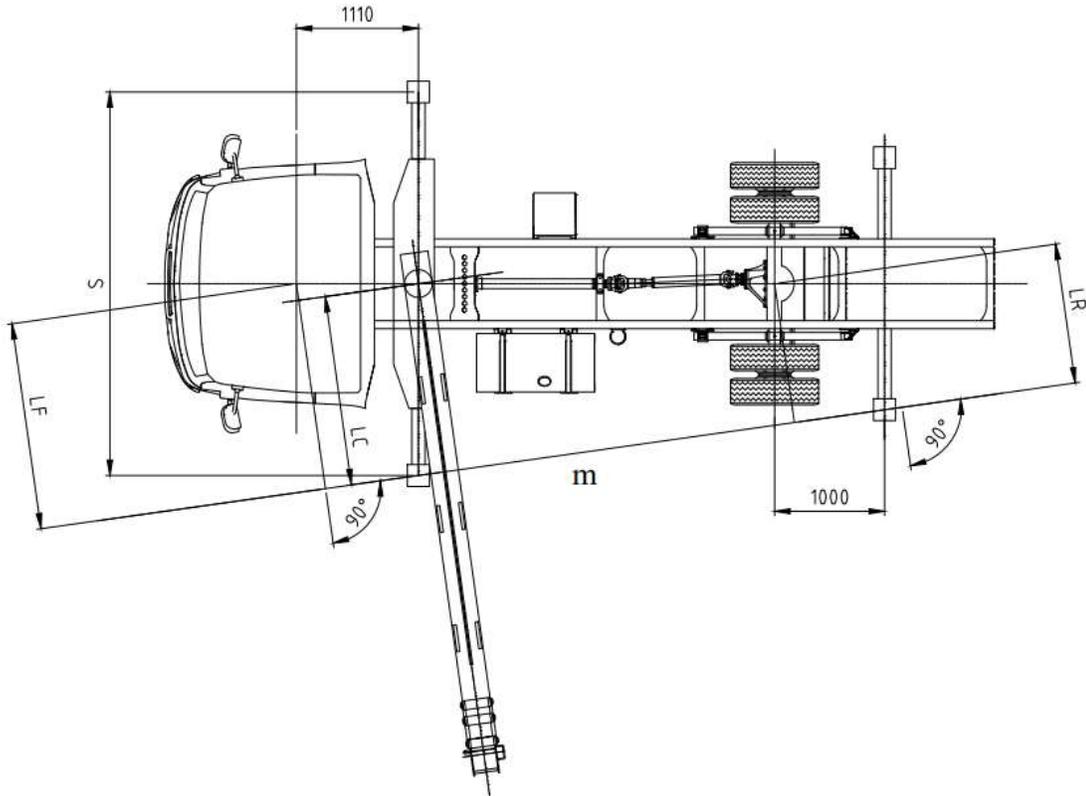
3.4.2. Tính toán ổn định khi cầu hàng

Tính toán ổn định khi ô tô cầu hàng theo phương ngang:

Để đảm bảo an toàn trong quá trình vận hành, việc cầu hàng bằng cần cầu ô tô chỉ được thực hiện khi xe đậu trên mặt phẳng ngang, với các chân chống được mở rộng hết cỡ và kê đệm chắc chắn, đặc biệt ở những khu vực nền đất yếu. Trong trường hợp buộc phải làm việc trên mặt đường nghiêng, cần sử dụng hệ thống chân chống thủy lực để hiệu chỉnh và đưa xe về trạng thái cân bằng trên mặt phẳng ngang trước khi thực hiện thao tác cầu.

Để tăng cường độ an toàn trong vận hành, đặc biệt là trong các điều kiện địa hình phức tạp, có thể trang bị thêm một cần phụ phía sau xe. Do đó, trường hợp tính toán ổn định trên mặt đường nghiêng sẽ không được xét đến trong nội dung này.

Việc mất ổn định của ô tô xảy ra khi tải trọng hàng hóa (PL) vượt ra ngoài vùng làm việc an toàn được xác định, đặc biệt nghiêm trọng khi cần cầu ở vị trí vuông góc với trục dọc của xe (đường thẳng m). Trong tình huống này, khả năng lật ngang của xe là lớn nhất.



Hình 3. 10. Sơ đồ tính toán ổn định khi ô tô cầu hàng

Lấy mô-men tại điểm Q, ta có mô-men ổn định do khối lượng bản thân ô tô và khối lượng cần cầu (không bao gồm phần cần vươn ra) là M_s được xác định theo công thức

$$M_s = (P_F \cdot L_F) + (P_R \cdot L_R) + (G_1 \cdot L_C) + (G_2 \cdot (L_C - H_2)) \quad (3.38)$$

Mô-men do tải trọng hàng hoá và khối lượng cần cầu vươn ra ngoài chân chống gây mất ổn định của ô tô tải là M_T được xác định theo công thức:

$$M_T = P_L \cdot a \quad (3.39)$$

Để đảm bảo ô tô không bị lật ngang khi cầu hàng thì phải đảm bảo:

$$\frac{M_s}{M_T} = \frac{(P_F \cdot L_F) + (P_R \cdot L_R) + (G_1 \cdot L_C) + (G_2 \cdot (L_C - H_2))}{P_L \cdot a} \geq 1,25 \quad (3.40)$$

Trong đó:

S – Khoảng cách 2 chân phía trước khi cầu hàng: $S = 3500 \text{ mm} = 3,5 \text{ m}$

P_F – Khối lượng ô tô phân bố lên cầu trước (không bao gồm cầu cầu): $P_F = 2100 \text{ kg}$

L_F – Khoảng cách từ trọng tâm cầu trước đến đường m: $L_F = 1888 \text{ mm} = 1,888 \text{ m}$

P_R – Khối lượng ô tô phân bố lên cầu sau (không bao gồm cần cầu): $P_R = 2177 \text{ kg}$

L_R – Khoảng cách từ trọng tâm cầu sau đến đường m: $L_R = 1278 \text{ mm} = 1,278 \text{ m}$

G_2 – Khối lượng phần cần vươn ra ngoài: $G_2 = 350\text{kg}$

G_1 – Khối lượng phần thân cần cẩu (không bao gồm phần cần vươn ra ngoài):

$$G_1 = 1200 - 350 = 850 \text{ kg}$$

H_2 – Khoảng cách từ trọng tâm phần thân cần cẩu đến trọng tâm cần vươn ra ngoài.

Để đơn giản ta lấy $H_2 = 1/3 L$

L – Khoảng cách từ trọng tâm hàng hoá đến trọng tâm cần cẩu

L_C – Khoảng cách từ trọng tâm cần cẩu đến đường m: $L_C = 1733 \text{ mm} = 1,733\text{m}$

a – Khoảng cách từ trọng tâm hàng hoá đến đường m: $a = L - L_C$

P_L – Khối lượng hàng hoá được cẩu.

Thay các giá trị từ bảng Sức nâng tầm với của cần cẩu (theo tài liệu của nhà SX cần cẩu) vào công thức (1) để tính toán ta lập bảng kết quả tính toán như sau:

Bảng 3. 20. Kết quả tính toán ổn định khi cẩu hàng

BẢNG KẾT QUẢ TÍNH TOÁN							
Khoảng cách L (m)	4	5	6	7	8	9	9.81
Khối lượng hàng được cẩu P_L (kG)	1030	830	730	630	560	500	480
Khoảng cách H_2 (m)	1.33	1.67	2.00	2.33	2.67	3.00	3.27
Khoảng cách a (m)	2.267	3.267	4.267	5.267	6.267	7.267	8.077
Tỉ số M_s / M_t	3.580	3.040	2.609	2.414	2.249	2.140	1.981

KẾT LUẬN: Tỷ số M_s/M_t đều lớn hơn 1 trong các trường hợp tính toán, cho thấy xe vẫn đảm bảo điều kiện ổn định khi cẩu hàng ở các tầm với tương ứng. Tuy nhiên, khi tầm với tăng (L lớn), khả năng ổn định giảm dần, nên cần đặc biệt lưu ý giới hạn tải và bán kính làm việc thực tế để đảm bảo an toàn trong khai thác.

Ghi chú:

- Không được cẩu hàng phía trước cabin và trên mặt đường nghiêng.
- Cần cẩu phải được kiểm tra và thử thiết bị nâng theo quy định trước khi đưa sử dụng.

Khi vận hành khối lượng nâng phải được giảm trừ khối lượng cụm tời và các thiết bị lắp thêm trên cần cẩu tiêu chuẩn.

CHƯƠNG 4: TÍNH TOÁN KIỂM TRA BỀN CÁC CHI TIẾT

4.1. Tính bền chassis

Chiều dài cơ sở ô tô $L = 4350$ [mm]. Như vậy trạng thái chịu tải của khung thay đổi mặc dù trọng lượng của các phần tác dụng lên khung gần như không thay đổi và cần thiết phải kiểm tra bền khung xe.

Khi cầu hàng, phải chống chân chống cầu vững chắc để đảm bảo không lún bộ chân chống vì ảnh hưởng xấu đến khung xe.

Các trạng thái có thể xảy ra nguy hiểm đối với khung xe:

- Trạng thái 1: Ô tô chở đúng tải trọng $Q = 4725$ [Kg] chuyển động trên đường.

Hệ thống treo của ô tô HINO 500FC9JJSW gồm các nhíp đơn ở trục trước và trục sau. Như vậy, xem như mỗi dầm dọc khung xe có 4 điểm tựa: 2 điểm tương ứng với các bộ nhíp trục trước và 2 điểm tương ứng với các bộ nhíp của trục sau.

Đối với kiểu khung ô tô như trên, tiết diện nguy hiểm nằm trong khoảng không gian giữa 2 trục bánh xe. Sự ảnh hưởng của trọng lượng các phần tử thuộc nhóm thứ nhất: cụm động cơ- hộp số, buồng lái, két nước, bình nhiên liệu, bình acquy đến ứng suất tại tiết diện nguy hiểm rất nhỏ. Giá trị ứng suất tại tiết diện nguy hiểm chủ yếu do các thành phần thuộc nhóm thứ hai: trọng lượng của bản thân khung, trọng lượng của thùng , trọng lượng hàng hóa , trọng lượng cầu, trọng lượng của vật nâng gây ra. Do vậy, ta có thể bỏ qua các thành phần trọng lượng ở nhóm thứ nhất khi xác định ứng suất tại tiết diện nguy hiểm mà vẫn đảm bảo độ chính xác cần thiết.

Giả thiết:

- Phân bố trọng lượng trên hai gối nhíp được quy về tâm trục.
- Trọng lượng khung phân bố đều dọc theo khung.
- Trọng lượng thùng và hàng hóa phân bố đều dọc theo chiều dài thùng.
- Phân bố trọng lượng của cầu:

+ Trọng lượng phần đế và thân cầu: $G_{C1} = 730$ [Kg]

+ Trọng lượng phần cần cầu: $G_{C2} = 415$ [Kg]

Với các giá trị ở trên, ta xác định được:

- Giá trị lực phân bố do trọng lượng bản thân khung:

$$q = \frac{G_k}{L_k} \quad (4.1)$$

Trong đó:

G_k : Trọng lượng bản thân khung. $G_k = 675[\text{Kg}]$

L_k : Chiều dài khung. $L_k = 7,215[\text{m}]$

Do đó:

$$q = \frac{675 \cdot 9,81}{7,215} = 0,92[\text{kN} / \text{m}]$$

- Trọng lượng thùng do trọng lượng thùng và hàng hóa:

$$q_3 = \frac{G_t + Q}{L_t} \quad (4.2)$$

Trong đó:

G_t : Trọng lượng thùng. $G_t = 1100[\text{Kg}]$

Q : Trọng lượng hàng hóa trên thùng. $Q = 4725[\text{Kg}]$

L_t : Chiều khung do thùng tác dụng. $L_t = 4,835[\text{m}]$

Do đó:

$$q_3 = \frac{(1100 + 4725) \cdot 9,81}{4,835} = 12,2[\text{kN} / \text{m}]$$

- Lực phân bố do khối lượng của cabin $Q_{cb} = 2000[\text{Kg}]$ lên dầm cầu với chiều dài $1,580[\text{m}]$

$$q_1 = \frac{2000}{1,580} = 12,410[\text{kN} / \text{m}]$$

- Lực và tải trọng của phần cần cầu quy dẫn về mặt cắt tại mép bệ cầu Q_1 và M_1 :

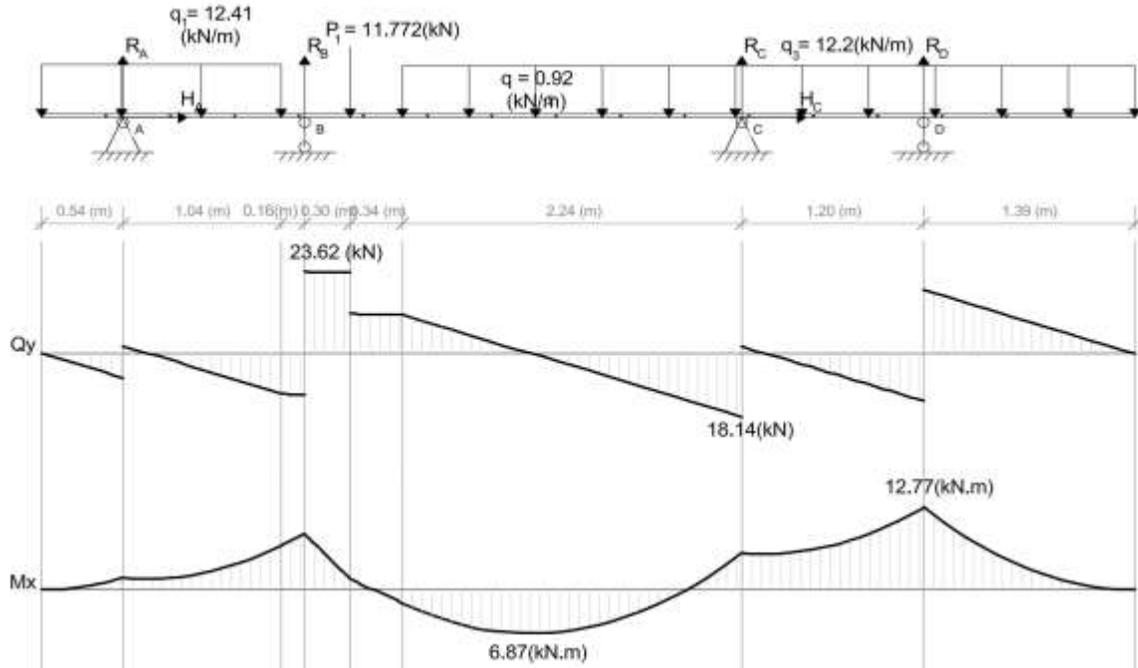
$$Q_c = G_{c1} = 730[\text{Kg}]$$

$$M_1 = G_{c2} \cdot \frac{L_{c2}}{2} = 415 \cdot \frac{3,22}{2} = 668,15[\text{Kg} \cdot \text{m}]$$

- Lực phân bố do khối lượng của cần cầu $Q_{cc} = 1200[\text{Kg}]$ lên dầm cầu:

$$P_1 = 1200 \cdot 9,81 = 11,772[\text{kN}]$$

Như vậy ta có tải trọng tác dụng lên khung (2 dầm dọc) như sau:



Hình 4. 1. Sơ đồ lực tác dụng lên khung chassi.

Mô men uốn dầm dọc khung xe phát sinh tại gối nhíp sau có giá trị lớn nhất:

$$M_{u\max} = 12,77 \cdot 10^3 [N.m]$$

Mô men chống uốn của 1 dầm dọc khung xe tại tiết diện nguy hiểm nói trên:

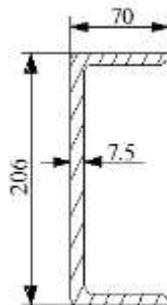
$$W_{ux} = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{70 \cdot 220^2}{6} = 564,7 [cm^3]$$

Giá trị ứng suất lớn nhất tại tiết diện nguy hiểm:

$$\sigma_{u\max} = \frac{M_{u\max}}{2 \cdot W_{ux}} = \frac{12,77 \cdot 10^3 \cdot 10^2}{2 \cdot 564,7} = 1130,7 [N/cm^2]$$

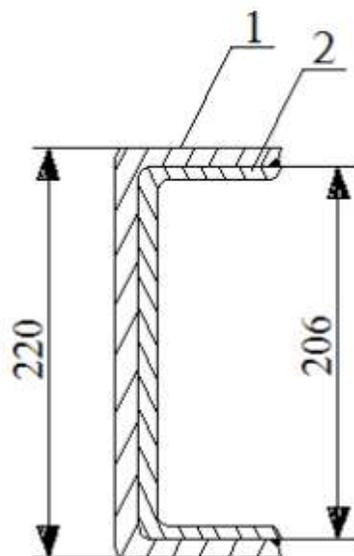
So sánh với ứng suất uốn cho phép $[\sigma_{u\max}] = 3450 [N/cm^2]$ ta thấy dầm đủ bền.

Khung gia cường là loại thép chữ U được đập từ thép tấm, tiết diện của khung gia cường như sau.

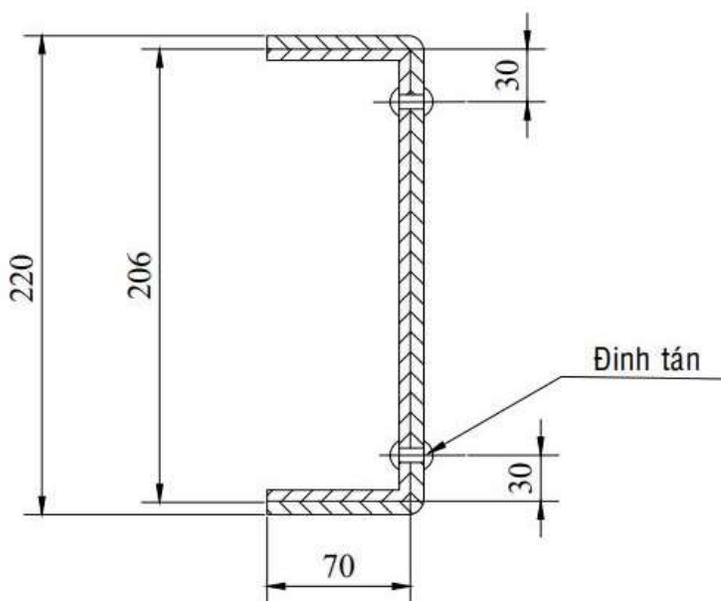


Hình 4. 2. Tiết diện khung gia cường

Khung gia cường được ốp vào mặt trong của chassis xe cơ sở bằng các bu lông ngay dưới vị trí lắp bộ cầu.



Hình 4. 3. Khung gia cường ốp vào mặt trong chassis xe cơ sở
1: Chassis xe cơ sở; 2: Khung gia cường.



Hình 4. 4. Liên kết giữa khung và tấm gia cường

4.2. Tính toán chọn bu-long liên kết cần cầu với chassis

Tải trọng tính toán các mối ghép liên kết bulong là tải trọng khi phanh gấp ô tô và khi ô tô quay vòng với bán kính quay vòng nhỏ nhất và vận tốc tối đa theo ổn định. Thực tế sử dụng thấy rằng lực ly tâm sinh ra khi ô tô quay vòng nhỏ hơn nhiều so với khi phanh gấp với gia

tốc phanh cực đại $J_{P_{max}}$. Vì vậy khi tính toán các mối ghép liên kết bulong chọn tải trọng tính toán khi ô tô phanh gấp.

Tính chọn bu-long liên kết cần cầu với chassis

Số lượng bulong liên kết cụm cần cầu với khung ô tô cần phải thỏa mãn đồng thời các trường hợp sau:

*** Trường hợp 1: Khi phanh gấp ô tô**

Điều kiện đảm bảo không có sự dịch chuyển giữa cần cầu và khung xe: $P_{ms} > P_j$;

Trong đó:

P_j – Lực quán tính do khối lượng cần cầu:

$$P_j = (G_{cc}).j_p / g \text{ [kG]} \tag{4.3}$$

P_{ms} – lực ma sát giữa cần cầu và khung xe sinh ra do lực ép của các bu long và khối lượng cần cầu:

$$P_{ms} = (p_e.n + G_{cc}).f_{ms} \text{ [kG]} \tag{4.4}$$

Trong đó :

p_e – Lực ép của 01 bu long (được làm từ thép CT3);

n – Số bulong;

f_{ms} – Hệ số ma sát giữa cần cầu và chassis, $f_{ms} = 0,3$.

Bảng 4. 1. Thông số tính toán liên kết cần cầu với khung xe.

Thông số	Đơn vị	Giá trị
Lực ép của 01 bu lông M24 (p_e)	kg	7200
Số bu lông liên kết cần cầu với khung xe (n)	Cái	4
Hệ số ma sát (f_{ms})	-	0,3
Khối lượng cần cầu (G_{cc})	kg	1200
Gia tốc phanh (j_p) ($J_{p_{max}} = 7,5 \div 8$)(m/s^2)[...]	m/s^2	7,5

KẾT QUẢ

Tên thông số	Đơn vị	Giá trị
Lực quán tính gây ra khi phanh P_j	kg	917,5
Lực ma sát P_{ms}	kg	9000

*** Trường hợp 2: Khi ô tô lên dốc hoặc xuống dốc**

Nhận xét: khi ô tô lên dốc hoặc xuống dốc cụm cần cầu thủy lực có xu hướng trượt về phía sau hoặc về phía trước; với các góc ổn định dọc đã tính toán ở trên ta chọn góc lớn nhất để tính toán ứng với trường hợp ô tô đầy tải và khi ô tô xuống dốc: $\alpha_x = 62.24$ [độ].

Giả sử khi ô tô di chuyển xuống dốc với góc dốc tới hạn $\alpha_x = 62.24$ [độ], bu lông

liên kết cụm cần cầu thủy lực và chassis có nhiệm vụ ngăn cản sự trượt về phía trước. Cụm cần cầu thủy lực có xu hướng bị trượt về phía trước với thành phần lực gây trượt

$$P_{\text{trượt}} = G_{\text{cc}} \cdot \sin a_x = 1061,1[\text{kg}] \quad (4.5)$$

(với $a_x = 62.24[^\circ]$), khối lượng cụm cần cầu nâng hạ thủy lực 1200 [kg]).

• Với $P_{\text{ms}} = 9000$ [kg] $\Rightarrow P_{\text{ms}} > P_{\text{trượt}}$: Như vậy với số lượng bulong liên kết như vậy mỗi ghép đủ bền.

\Rightarrow Kết luận: với số lượng bulong như trên mỗi liên kết giữa cụm cần cầu thủy lực và khung ô tô đảm bảo an toàn trong mọi điều kiện vận hành.

4.3. Tính toán chọn bu lông liên kết giữa thùng hàng và khung ô tô

Số lượng bu lông liên kết thùng hàng với khung ô tô cần phải thỏa mãn đồng thời các trường hợp sau:

* Trường hợp 1: Khi phanh gấp ô tô

Điều kiện đảm bảo không có sự dịch chuyển giữa thùng hàng và khung xe: $P_{\text{ms}} > P_j$;

Trong đó:

P_j - Lực quán tính do khối lượng thùng hàng + hàng hóa:

$$P_j = (G_{\text{th}} + G_{\text{hh}}) \cdot j_p/g [\text{kG}] \quad (4.6)$$

P_{ms} - Lực ma sát giữa thùng hàng và khung xe sinh ra do lực ép của các bu lông và khối lượng của (thùng hàng và hàng hóa):

$$P_{\text{ms}} = (p_{e1} \cdot n_1 + p_{e2} \cdot n_2 + G_{\text{th}} + G_{\text{hh}}) \cdot f_{\text{ms}} [\text{kG}] \quad (4.7)$$

Trong đó:

p_e - Lực ép của 01 bu lông (được làm từ thép CT3)

n - Số bu lông

f_{ms} - Hệ số ma sát giữa thùng hàng với khung xe

Bảng 4. 2. Thông số tính toán liên kết thùng hàng với khung xe.

STT	Thông số	Đơn vị	Giá trị
1	Lực ép của 01 bu lông quang M20 (p_{e1})	Kg	2800
2	Số bulong quang liên kết (n_1)	cái	4
3	Lực ép của 01 bu lông tại chống xô M12 (p_{e2})	Kg	720
4	Số bu lông tại chống xô (n_2)	cái	4
5	Hệ số ma sát (f_{ms})	-	0,3
6	Khối lượng thùng hàng và hàng hóa ($G_{\text{th}} + G_{\text{hh}}$)	Kg	5825
7	Gia tốc phanh (j_p)	m/s ²	7,5

KẾT QUẢ

Tên thông số	Đơn vị	Giá trị
Lực quán tính gây ra khi phanh P_j	Kg	4453,4
Lực ma sát P_{ms}	Kg	5971,5

Kết quả $P_{ms} > P_j$ Như vậy với số lượng bulông liên kết như trên mỗi ghép đủ bền.

*** Trường hợp 2: Khi ô tô lên dốc hoặc xuống dốc**

Nhận xét: khi ô tô lên dốc hoặc xuống dốc thùng hàng (cùng hàng hóa) có xu hướng trượt về phía sau hoặc về phía trước; với các góc ổn định ở trên ta chọn góc lớn nhất để tính toán ứng với trường hợp ô tô đầy tải và khi ô tô xuống dốc: $\alpha_x = 62.24$ [độ]

Giả sử khi ô tô di chuyển xuống dốc với góc dốc giới hạn $\alpha_x = 62.24$ [độ] liên kết thùng hàng (cùng hàng hóa) và chassis có nhiệm vụ ngăn cản xu hướng trượt về phía trước. Thùng hàng có xu hướng bị trượt về phía trước với thành phần lực gây trượt

$$P_{trượt} = (G_{TH} + G_{hh}).\sin\alpha_x = 5154,6[\text{Kg}] \quad (4.8)$$

(với $\alpha_x = 62,24$ [độ], và $G_{TH} = 1100[\text{Kg}]$ là khối lượng của thùng hàng, $G_{hh} = 4725$ [Kg] là khối lượng hàng hóa chuyên chở).

Với $P_{ms} = 6031,5$ [Kg] $\rightarrow P_{ms} > P_{trượt}$: Như vậy với số lượng bulong liên kết như trên mỗi ghép đủ bền.

Kết luận: với số lượng bu long như trên mỗi liên kết giữa thùng hàng và khung ô tô đảm bảo an toàn trong mọi điều kiện vận hành.

4.4. Tính toán bền bu lông liên kết (Liên kết thùng hàng với khung xe, cụm cần cầu với khung xe) trong quá trình vận hành

Khi lắp thùng hàng lên xe hai dầm dọc của thùng được kẹp chặt trên hai dầm dọc của xe bằng 08 bu lông quang M20 để hạn chế dịch chuyển ngang (mỗi bên 04 bu lông). Giữa hai dầm dọc này ngăn cách với dầm dọc của khung xe bằng đệm lót cao su dày 20 [mm] có tác dụng giảm chấn.

Tính toán bền bu long liên kết (Liên kết thùng hàng với khung xe, cụm cần cầu với khung xe) khi xe chuyển động trên đường nghiêng ngang.

Tính bền bu lông quang M20 thùng hàng và bu long M30 cần cầu.

Khi xe chuyển động trên đường nghiêng ngang thùng xe và cần cầu có xu hướng tách ra khỏi xe theo phương ngang bởi lực ly tâm, các bu long quang thùng hàng và bu long cần cầu có nhiệm vụ hạn chế dịch chuyển ngang này.

Ta có:

+ G_{th} là Khối lượng của thùng xe và hàng hóa, hoặc khối lượng cụm cần cầu [KG].

+ Gọi P_l là lực ly tâm của Khối lượng thùng xe, hoặc Khối lượng cụm cần cầu ta có:

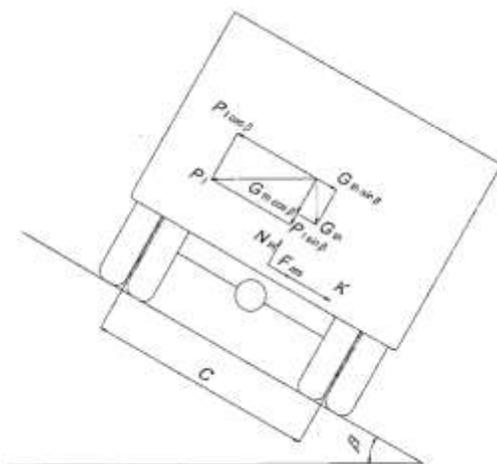
$$P_l = \frac{G_{th}}{g} \cdot \frac{v_n^2}{R} \quad (4.9)$$

Trong đó:

V_n : vận tốc giới hạn

R : bán kính quay vòng nhỏ nhất của xe

g : là gia tốc trọng trường, $g = 9,81 [m/s^2]$.



Hình 4. 5. Lực tác dụng lên thùng xe khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang

+ Gọi F_{ms} là lực ma sát giữa thùng xe và khung xe

$$F_{ms} = f \cdot N_{th} = f \cdot (G_{th} \cdot \cos\beta + P_l \cdot \sin\beta) \quad (4.10)$$

Trong đó:

+ β là góc dốc giới hạn khi xe quay vòng bị lật đổ

+ Gọi K là lực giữ thùng xe của các bu lông quang M20, viết phương trình tổng các lực theo phương ngang ta được:

$$P_l \cdot \cos\beta - G_{th} \cdot \sin\beta - F_{ms} - K = 0 \quad (4.11)$$

$$\Rightarrow K = P_l \cdot \cos\beta - G_{th} \cdot \sin\beta - F_{ms}$$

Mỗi bu lông sẽ chịu lực là: $K_{M20} = K/n$;

Với n - là số bu lông liên kết.

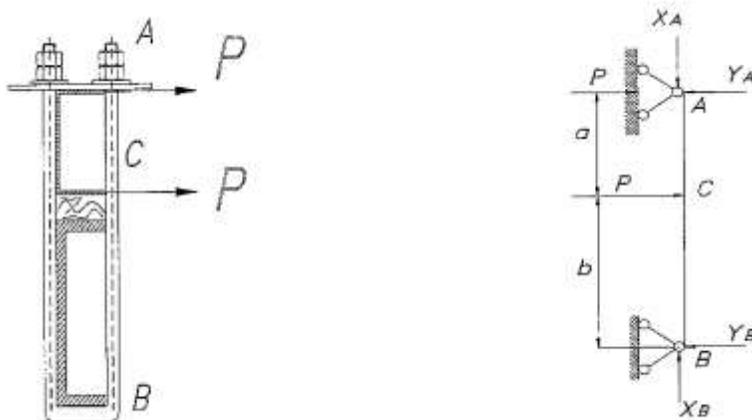
Gọi P là lực tác dụng lên mỗi đầu của thép chữ C, $P = K_{M20}/2$

Bảng 4. 3. Thông số tính toán bu lông quang thùng hàng M20.

STT	Thông số	Giá trị	Đơn vị
1	Vận tốc giới hạn - V_{gh}	6,8	m/s

2	Bán kính quay vòng nhỏ nhất của xe - R_{\min}	7,84	m
3	Lực ly tâm của Khối lượng thùng xe - P_1	661,4	kg
4	Lực ma sát giữa thùng và khung xe - F_{ms}	6031,5	kg
5	Góc dốc giới hạn khi xe quay vòng bị lật đổ - β	32,5	độ
6	Lực giữ thùng của các bu lông M20 - K	-6064,7	kg
7	Số bu long quang M20 - n	4	cái
8	Lực tác dụng lên mỗi đầu của thép chữ C - P	758	kg

Ta có sơ đồ tác dụng lực và sơ đồ hóa lực tác dụng lên bulong quang khi xe quay vòng như sau:



Hình 4. 6. Sơ đồ và sơ đồ hóa lực tác dụng lên bulong quang
Bảng 4. 4. Thông số tính toán bulong liên kết cầu M24

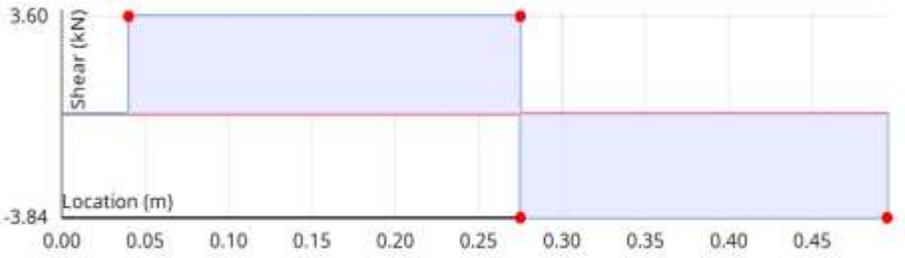
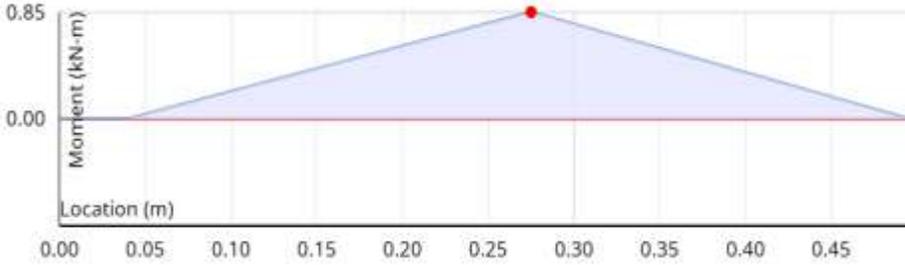
STT	Thông số	Giá trị	Đơn vị
1	Vận tốc giới hạn - V_{gh}	6,8	m/s
2	Bán kính quay vòng nhỏ nhất của xe - R_{\min}	7,84	m
3	Khối lượng cụm cần cầu - $G_{cầu}$	1200	kg
4	Lực ly tâm của Khối lượng cụm cần cầu	721,5	kg
5	Lực ma sát giữa cần cầu và khung xe - F_{ms}	9000	kg
6	Góc dốc giới hạn khi xe quay vòng bị lật đổ - β	32,5	độ
7	Lực giữ thùng của các bulong M24 - K	-9036,3	kg
8	Số bu lông liên kết cần cầu - n	4	Cái
9	Lực tác dụng lên mỗi bulong quang cầu - P	1129,5	kg

Kiểm tra tại tiết diện nguy hiểm:

Vật liệu chế tạo bu lông quang là thép CT3 có $[\delta] = 372,7 \div 441,3$ [Mpa]

- Tính toán cho bulong M24 liên kết cần cầu với khung xe

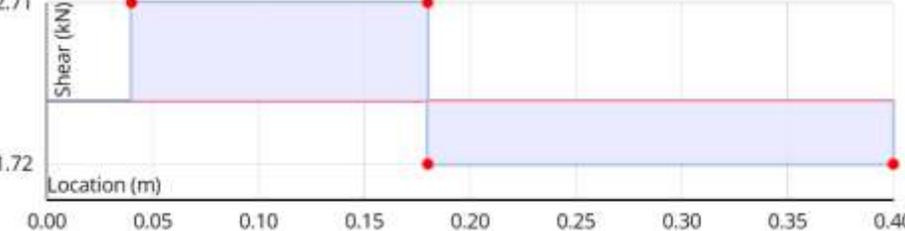
Kết quả tính toán

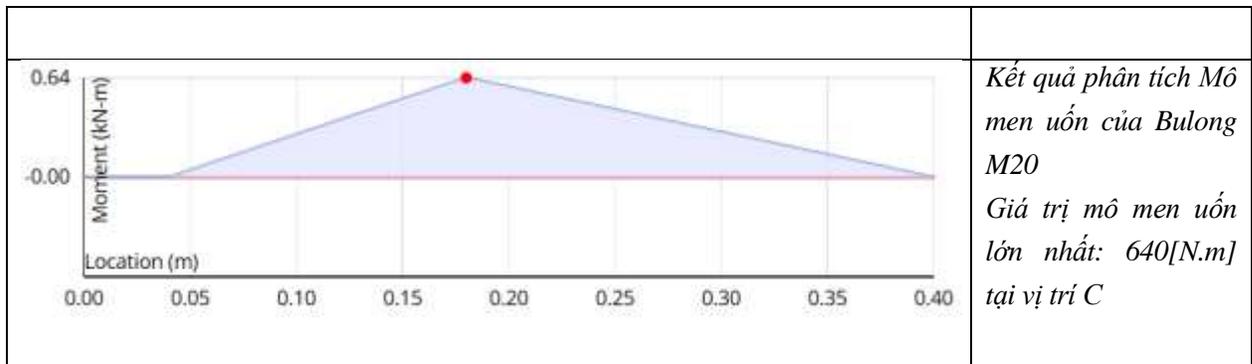
	<p><i>Phân tích nội lực tác dụng lên Bulong theo sơ đồ hình 4.7</i></p> <p><i>Kết quả tính toán:</i></p> <p>$F1=P=$</p> <p>$F2=P=11,08(kN)$</p>
	<p><i>Kết quả phân tích biểu đồ nội lực của bulong M24</i></p> <p><i>Giá trị nội lực lớn nhất: 3,6[kN] tại vị trí C</i></p>
	<p><i>Kết quả phân tích Mô men uốn của Bulong M24</i></p> <p><i>Giá trị mô men uốn lớn nhất: 850[N.m] tại vị trí C</i></p>

Hình 4. 7. Biểu đồ ứng suất chính bu lông M24 liên kết cầu với khung xe

Theo biểu đồ nội lực và mô-men uốn ta xác định được ứng suất $\delta_{max} = 320,8 \text{ (MPa)} < [\delta]$ thép CT3 có $[\delta] = 372,7 \div 441,3 \text{ [Mpa]}$. Thỏa mãn điều kiện bền cho phép.

- Tính toán cho bulong M20 liên kết thùng với khung xe

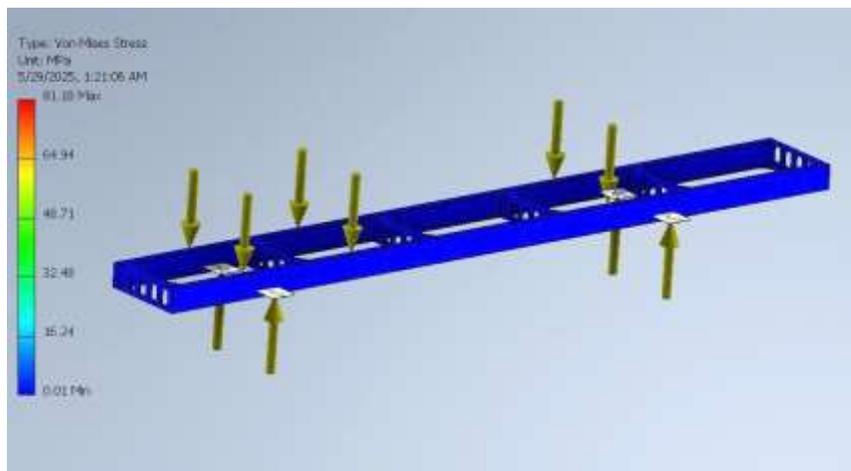
	<p><i>Phân tích nội lực tác dụng lên Bulong theo sơ đồ hình 4.8</i></p> <p><i>Kết quả tính toán:</i></p> <p>$F1=F2=P=7,435(kN)$</p>
	<p><i>Kết quả phân tích biểu đồ nội lực của bulong M20</i></p> <p><i>Giá trị nội lực lớn nhất: 2,71[kN] tại vị trí C</i></p>



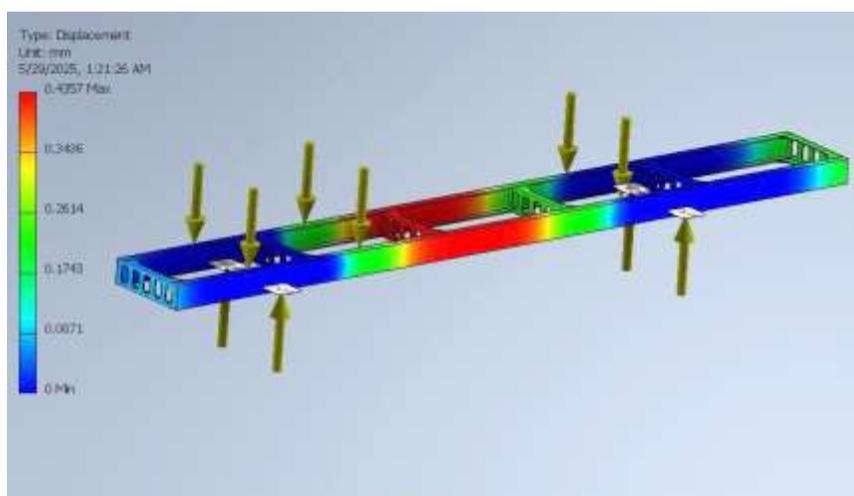
Hình 4. 8. Biểu đồ ứng suất chính bu lông M20 liên kết thùng với khung xe.

Theo biểu đồ nội lực và mô-men uốn ta xác định được ứng suất $\delta_{\max} = 243,7 \text{ (MPa)} < [\delta]$ thép CT3 có $[\delta] = 372,7 \div 441,3 \text{ [Mpa]}$. Thỏa mãn điều kiện bền cho phép

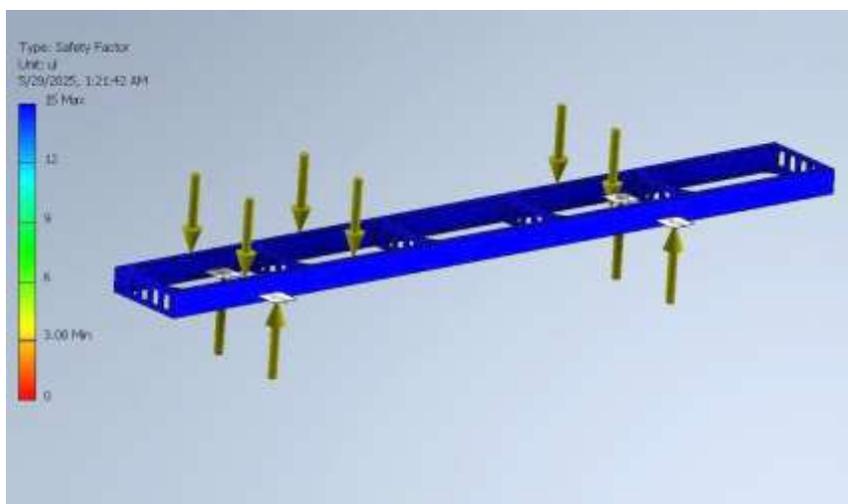
4.5. Kiểm nghiệm bền các chi tiết trên phần mềm Inventor



Hình 4. 9. Ứng suất của chassis



Hình 4. 10. Biến dạng của chassis



Hình 4. 11. Hệ số an toàn của chassis

NHẬN XÉT:

Nhìn chung ba kết quả mô phỏng trên mô hình chassis sau khi gia cố cho thấy:

Phân bố ứng suất (Von Mises Stress)

Ứng suất đỉnh tập trung ở phần giữa khung, nhưng sau gia cố mức cao nhất đã giảm còn dưới 160 MPa.

Với σ thép thường dùng cho chassis khoảng 240–350 MPa, giá trị này cho phép xe vận hành an toàn ngay cả khi có dao động tải nhẹ hay va chạm cục bộ.

Sự phân bố ứng suất giờ đây đều hơn, không còn vùng tập trung “nóng” quá sát giới hạn cho phép.

Biến dạng (Displacement)

Biến dạng lớn nhất xuất hiện ở vị trí giữa nhịp, nhưng đã hạ xuống dưới 0,8 mm.

Với độ võng này, mặt phẳng lắp đặt thùng hàng và hệ thống treo sẽ không bị lệch nhiều, đảm bảo khung không gây sai hỏng khi lắp ráp và vận hành.

toàn bộ khung chỉ biến dạng rất nhỏ, thể hiện tính cứng vững cao sau khi bổ sung dàn giằng, tăng tiết diện thanh chịu uốn.

Hệ số an toàn (Safety Factor)

Giá trị FOS tối thiểu tăng lên xấp xỉ 1,8–2,0.

Mức này vượt ngưỡng an toàn tiêu chuẩn (thường $\geq 1,5$) cho khung ô tô thương mại, đảm bảo khả năng chịu tải đột ngột và tuổi bền mỗi dài hạn.

Không còn vùng nào có FOS dưới 1,5, chứng tỏ không điểm yếu nào có nguy cơ hỏng hóc sớm.

Kết luận:

Sau khi gia cố đúng vị trí tập trung ứng suất, chassis đạt cả ba tiêu chí: ứng suất dưới ngưỡng chảy, biến dạng nhỏ và hệ số an toàn cao. Do đó kết cấu khung hoàn toàn đủ bền để chịu tải trong điều kiện vận hành thực tế, đảm bảo an toàn, độ ổn định và tuổi thọ lâu dài cho toàn bộ xe.

CHƯƠNG 5: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG THỦY LỰC

5.1. Tính chọn bơm thủy lực

Trong hệ thống thủy lực của cầu UNIC URV343, bơm thủy lực là một thành phần vô cùng quan trọng, đảm nhận nhiệm vụ cung cấp dầu thủy lực với áp suất và lưu lượng ổn định, phục vụ cho các hoạt động nâng hạ, duỗi thu cần, và quay của cầu. Để đảm bảo hiệu quả hoạt động và độ bền của hệ thống, việc lựa chọn bơm thủy lực cần phải đáp ứng một số yêu cầu kỹ thuật nghiêm ngặt, như áp suất làm việc, lưu lượng, dung tích bơm, cũng như khả năng chịu tải trong suốt quá trình hoạt động của cầu.

Bơm thủy lực không chỉ phải đáp ứng các yêu cầu về lưu lượng dầu đủ lớn để điều khiển các xi lanh thủy lực của cầu, mà còn phải đảm bảo hiệu suất tối ưu, giảm thiểu tổn thất năng lượng và duy trì ổn định trong các điều kiện làm việc khắc nghiệt. Đồng thời, bơm cần phải có khả năng làm việc liên tục ở áp suất cao mà không gây ra quá tải cho các bộ phận khác của hệ thống.

Ta có bảng thông số kỹ thuật của cần cầu UNIC URV-343:

Bảng 5.1. Bảng thông số kỹ thuật của cần cầu UNIC URV-343

Thông số kỹ thuật	Chi tiết
Model cầu	UNIC URV343
Tải trọng nâng tối đa	3,020 kg (3 tấn) tại 2 m
Chiều dài cần	3,22 m ÷ 9,81 m
Chiều cao móc tối đa	11.4 m
Bán kính làm việc	0,67 m ÷ 9,81 m
Góc nâng cần	1° ~ 78°
Góc quay cần	360° quay liên tục
Tốc độ quay cần	2,5 rpm
Tốc độ duỗi cần	36 ft/min (11 m/min)
Tốc độ nâng cần	1 ~ 7 sec (góc từ 0° ÷ 78°)
Tốc độ tời	62,3 ft/min (19 m/min)
Áp suất làm việc	206 bar (20.6 MPa)
Lưu lượng bơm yêu cầu	60 l/min ($1,0 \times 10^{-3}$ m ³ /s)
Số đoạn cần (Boom sections)	4 đoạn

Trọng lượng cầu	1,135 kg
Kích thước thùng dầu	22 L
Hệ thống thủy lực	Bơm piston, van xả áp, van chống quay ngược
Hệ thống điều khiển	Điều khiển thủy lực, van phân phối điện tử (tùy chọn)
Van an toàn	Van chống quá tải, van đổi trọng, van kiểm tra, van xả áp
Tốc độ nâng hạ móc	62,3 ft/min (19 m/min)
Kích thước tổng thể (L × W × H)	3,720 mm × 1,700 mm × 2,200 mm
Hệ thống chân chống (Outriggers)	Bảng thủy lực, chiều rộng chân chống từ 2,6 m ÷ 3,5 m

Từ bảng thông số trên, tiến hành tính toán và lựa chọn bơm thủy lực phù hợp cho hệ thống cầu UNIC URV-343 dựa trên các thông số như lưu lượng cần thiết, áp suất làm việc, hiệu suất bơm, và các yếu tố thiết kế khác. Quá trình này không chỉ bao gồm việc tính toán dung tích bơm, mà còn phải đảm bảo rằng bơm được chọn có thể hoạt động hiệu quả trong phạm vi công suất yêu cầu và bảo đảm an toàn cho toàn bộ hệ thống thủy lực của cầu.

❖ **Xác định công suất bơm thủy lực:**

Ta có công thức tính công suất bơm thủy lực:

$$P_{bom} = \frac{P \cdot Q}{\eta} \quad (5.1)$$

Trong đó:

P là công suất bơm thủy lực

p là áp suất làm việc của hệ thống: 206 bar = 20,6 MPa

Q là lưu lượng làm việc của hệ thống: 60 l/min = 1,0 × 10⁻³ (m³/s)

η là hiệu suất được tính bao gồm hiệu suất thủy lực của bơm thủy lực và hệ truyền động cơ khí và thường từ khoảng 0,8 ÷ 0,85. Ta chọn η = 0,85.

Thay các số liệu trên vào công thức (5.1) ta được:

$$P_{bom} = \frac{p \cdot Q}{\eta} = \frac{20,6 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{0,85} = 24,235(kW) \quad (5.2)$$

Vậy công suất bơm thủy lực cần thiết là 24,235 (kW).

❖ **Xác định dung tích làm việc của bơm:**

Để tính toán dung tích làm việc của bơm bánh răng thủy lực, ta sử dụng công thức tính dung tích bơm thủy lực. Dung tích bơm ảnh hưởng đến lưu lượng và công suất của hệ thống thủy lực.

Ta có công thức tính toán dung tích của bơm:

$$V_{bom} = \frac{Q}{n \cdot \eta_{bom}} [cm^3 / \text{vòng}] \quad (5.3)$$

Trong đó:

V_{bom} là dung tích bơm ($cm^3/\text{vòng}$ hoặc $m^3/\text{vòng}$)

Q là lưu lượng yêu cầu của hệ thống (m^3/s): $60 \text{ l/min} = 1,0 \times 10^{-3} (m^3/s)$

n là số vòng quay của bơm (vòng/giây). Giả sử bơm hoạt động ở tốc độ $n=1500$ (vòng/phút) = 25 (vòng/giây).

η_{bom} là hiệu suất của bơm. Thường có giá trị từ $0.85 \div 0.95$, ta chọn $\eta_{bom}=0,9$.

Thay các thông số trên vào công thức (5.3) ta được:

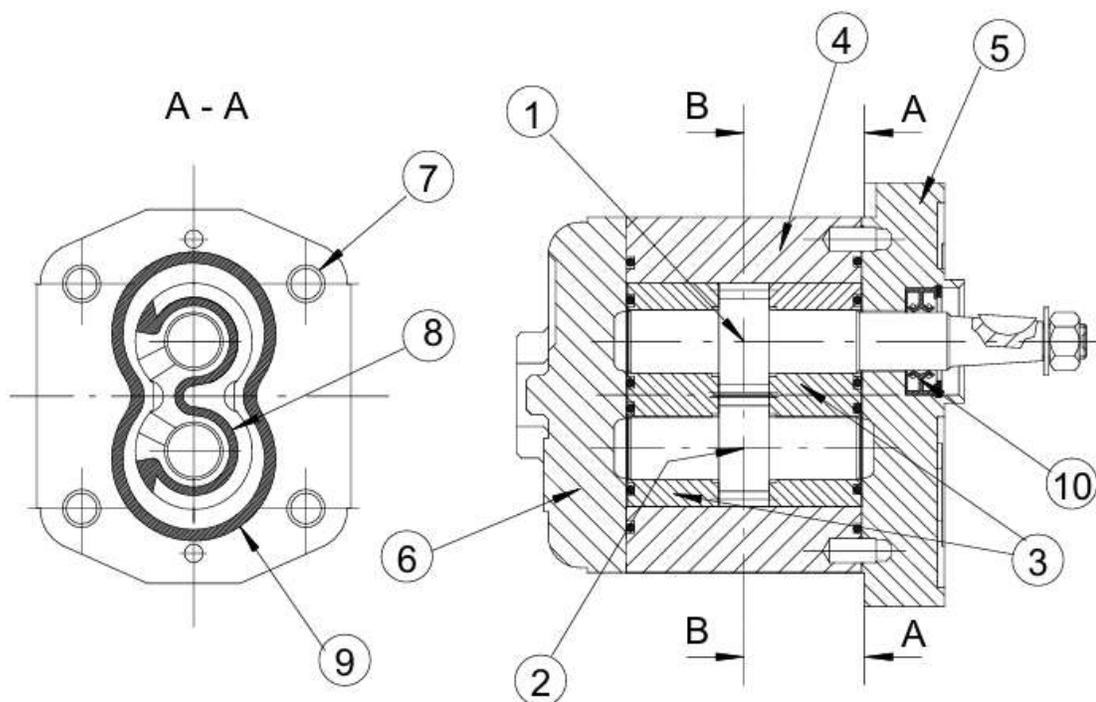
$$V_{bom} = \frac{Q}{n \cdot \eta_{bom}} = \frac{1 \cdot 10^{-3}}{25 \cdot 0,9} = 4.44 \cdot 10^{-5} [m^3 / \text{vòng}] = 44,44 [cm^3 / \text{vòng}] \quad (5.4)$$

Vậy dung tích bơm là $44.44 \text{ cm}^3/\text{vòng}$ khi tốc độ bơm là 1500 rpm và yêu cầu lưu lượng là 60 L/min .

Từ các thông số như công suất yêu cầu $P \geq 24,235(kW)$, dung tích bơm $V_{bom} \geq 44,44 [cm^3 / \text{vòng}]$, lưu lượng yêu cầu của hệ thống $Q \geq 60 [l / \text{phút}]$, áp suất làm việc của hệ thống $p \geq 206 [bar]$. Ta chọn được bơm thủy lực từ nhà sản xuất như sau: UNIC HPU-URV343.

Bảng 5. 2. Bảng thông số chi tiết bơm.

Thông số	Chi tiết
Loại bơm	Gear pump, hai bánh răng trong
Model	UNIC HPU-URV343
Dung tích bơm	44,4 $cm^3/\text{vòng}$
Lưu lượng tại 1500 rpm	60 l/min
Công suất	25 (kW)
Áp suất làm việc	Áp suất làm việc liên tục: 210 bar
Tốc độ hoạt động	1500 rpm ÷ 1800 rpm



Hình 5. 1. Cấu tạo chi tiết bơm bánh răng.

- | | |
|-----------------------|-------------------|
| 1: Bánh răng chủ động | 6: Nắp sau |
| 2: Bánh răng bị động | 7: Ty bu-lông gắn |
| 3: Bộ cân bằng | 8: Phốt cân bằng |
| 4: Thân bơm | 9: Phốt dầu |
| 5: Nắp trước | 10: Phốt trục |

5.2. Tính chọn bộ trích công suất

Bộ trích công suất (PTO) là thành phần quan trọng trong hệ thống truyền động của các phương tiện, cho phép truyền công suất từ động cơ của xe cơ sở đến các thiết bị ngoài như máy bơm thủy lực, máy phát điện, hoặc các hệ thống chuyên dụng khác. Đối với hệ thống thủy lực trên cẩu UNIC URV343, việc tính toán và thiết kế bộ PTO phù hợp là một bước quan trọng để đảm bảo rằng hệ thống có thể hoạt động hiệu quả và đáp ứng được các yêu cầu về công suất và lưu lượng dầu.

Trong mục này, chúng ta sẽ tiến hành tính toán bộ trích công suất PTO sao cho phù hợp với các thông số kỹ thuật của bơm thủy lực UNIC HPU-URV343 và hộp số LX06S của xe cơ sở Hino 500 FC-9JJSW. Các yếu tố như công suất yêu cầu, tốc độ vòng quay PTO, tỷ số truyền và vị trí lắp đặt sẽ được xem xét để chọn lựa bộ PTO có công suất và thông số phù hợp, đảm bảo rằng bơm thủy lực có thể hoạt động ổn định và hiệu quả, đáp ứng yêu cầu trong quá trình vận hành của cẩu.

Việc thiết kế và lựa chọn bộ PTO không chỉ ảnh hưởng đến hiệu suất làm việc của cầu, mà còn đảm bảo sự bền bỉ và an toàn trong suốt quá trình sử dụng. Do đó, việc tính toán chính xác các thông số kỹ thuật của PTO là rất quan trọng để tối ưu hóa khả năng làm việc của hệ thống thủy lực.

❖ **Xác định công suất bộ trích công suất (PTO) cần trích từ động cơ:**

Hệ thống thủy lực đóng vai trò quan trọng trong việc vận hành các thiết bị nâng hạ của xe cầu tự hành. Để đảm bảo hiệu quả hoạt động của hệ thống thủy lực, việc tính toán và lựa chọn công suất bộ trích công suất (PTO) là rất cần thiết. Công suất PTO phải đủ mạnh để cung cấp năng lượng cho các bộ phận quan trọng như bơm thủy lực, từ đó điều khiển các cơ cấu hoạt động của xe cầu. Trong đề án này, việc tính toán công suất PTO sẽ dựa trên các thông số kỹ thuật của động cơ xe cơ sở Hino 500 FC-9JJSW và yêu cầu công suất từ hệ thống thủy lực của xe cầu URV 343 3 tấn. Mục tiêu là xác định công suất PTO cần thiết để đảm bảo xe cầu hoạt động ổn định và hiệu quả trong các điều kiện làm việc khác nhau.

Công suất PTO (Power Take-Off) là công suất cần thiết để vận hành bơm thủy lực. Công suất PTO cần thiết sẽ tương đương với công suất của bơm thủy lực.

$$P_{PTO} = \frac{P_{bom}}{\eta} \tag{5.5}$$
$$\Leftrightarrow P_{PTO} = \frac{24,235}{0,95} = 25,51[kW]$$

Trong đó:

P_{PTO} là công suất của bộ PTO (kW).

P_{bom} là công suất bơm thủy lực (kW), đã tính là 25,51 kW.

❖ **Tính tỷ số truyền của bộ trích công suất (PTO)**

Bộ trích công suất (PTO) là một phần không thể thiếu trong hệ thống thủy lực của các phương tiện cơ giới, giúp truyền động từ động cơ chính của xe đến các thiết bị phụ trợ như máy bơm thủy lực, máy phát điện, hoặc các thiết bị nâng hạ. Tỷ số truyền của bộ PTO là yếu tố quan trọng quyết định hiệu suất hoạt động của hệ thống thủy lực. Việc xác định tỷ số truyền chính xác giữa động cơ và bơm thủy lực giúp đảm bảo rằng công suất từ động cơ được truyền đúng cách và hiệu quả tới các thiết bị sử dụng, từ đó nâng cao hiệu suất và độ bền của toàn bộ hệ thống. Mục này sẽ trình bày cách tính tỷ số truyền của bộ PTO dựa trên số vòng quay của động cơ và bơm thủy lực, từ đó xác định được mức độ giảm tốc cần thiết để hệ thống thủy lực hoạt động tối ưu.

Để tính tỷ số truyền của bộ trích công suất (PTO), ta sử dụng công thức sau:

$$i_{PTO} = \frac{n_{dco}}{n_{bom}} \quad (5.6)$$
$$\Leftrightarrow i_{PTO} = \frac{2500}{1500} = 1,67$$

Trong đó:

i_{PTO} là tỷ số truyền của bộ PTO.

n_{dco} là số vòng quay của động cơ (vòng/phút).

n_{bom} là số vòng quay của bơm thủy lực (vòng/phút).

❖ **Tính toán mô-men xoắn bộ trích công suất:**

Mô-men xoắn của bộ trích công suất (PTO) là yếu tố quan trọng trong việc đảm bảo rằng năng lượng từ động cơ được truyền đạt hiệu quả đến các thiết bị ngoại vi, chẳng hạn như máy bơm thủy lực hoặc các cơ cấu khác. Để tính toán mô-men xoắn của PTO, chúng ta cần biết công suất yêu cầu và tốc độ quay của bộ PTO, vì mô-men xoắn có mối quan hệ chặt chẽ với các yếu tố này. Việc tính toán chính xác mô-men xoắn sẽ giúp chọn lựa bộ PTO phù hợp, đảm bảo hệ thống hoạt động hiệu quả và tối ưu, đồng thời bảo vệ các bộ phận liên quan khỏi tình trạng quá tải. Mục này sẽ trình bày cách tính mô-men xoắn bộ PTO dựa trên công suất và tốc độ quay của bộ trích công suất, từ đó xác định các thông số cần thiết để hệ thống thủy lực hoạt động ổn định và hiệu quả.

Để tính mô-men xoắn của bộ trích công suất (PTO), ta sử dụng công thức liên quan giữa công suất (P_{PTO}), mô-men xoắn ($M_{P.}$) và tốc độ quay (n_{PTO}).

$$M_{PTO} = \frac{P_{PTO} \cdot 9550}{n_{PTO}} \quad (5.7)$$
$$\Leftrightarrow M_{PTO} = \frac{25,51 \cdot 9550}{1500} = 162,41 [N.m]$$

Trong đó:

M_{PTO} là mô-men xoắn của bộ PTO (Nm)

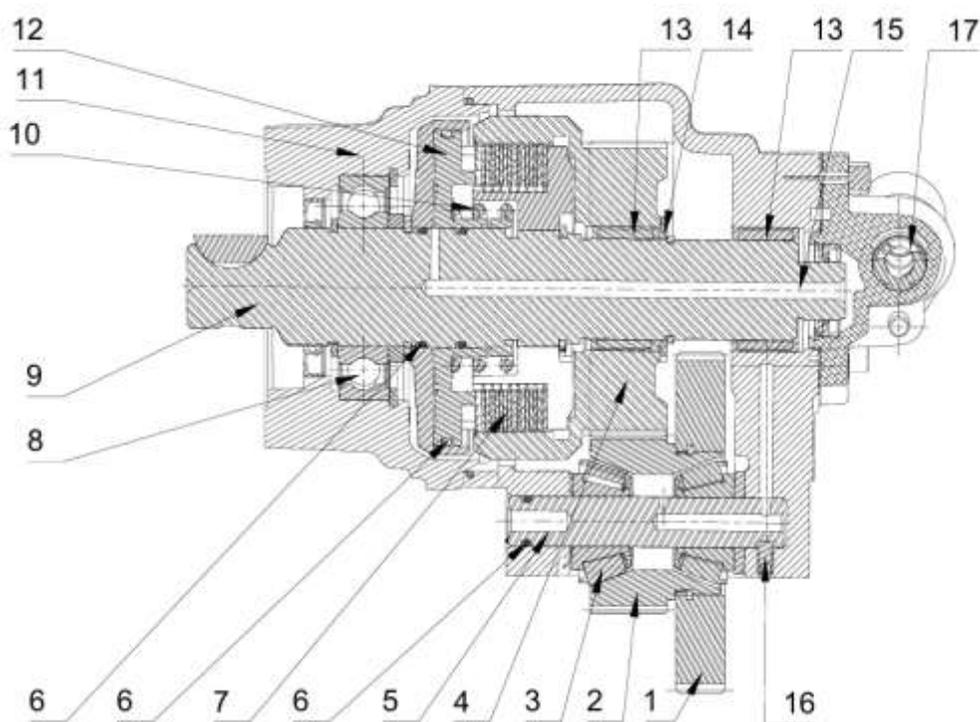
P_{PTO} là công suất PTO (kW) : $P_{PTO} = 25,51$ (kW)

n_{PTO} là số vòng quay của bộ PTO (vòng/phút): $n_{PTO} = 1500$ (vòng/phút)

Bảng 5. 3. Thông số kỹ thuật PTO Kozmaksan HN.08.LX06S.

Mã sản phẩm	Kozmaksan HN.08.LX06S
Hộp số tương thích	Hino LX06S / LX06X / LX05S

Loại lắp đặt	Lắp bên trái
Trọng lượng	11.5 kg
Hướng quay trục PTO	Ngược chiều kim đồng hồ
Mô-men xoắn tối đa	225 Nm tại 1000 vòng/phút
Công suất tối đa	26 kW (32 mã lực)
Tỷ số truyền trong hộp số PTO	1/0.6
Tốc độ quay tối đa	2.000 vòng/phút



Hình 5. 2. Cấu tạo chi tiết bộ trích công suất.

- | | |
|-------------------------|--------------------------------|
| 1: Bánh răng đầu vào | 10: Lò xo hồi |
| 2: Bánh răng trung gian | 11: Thân vỏ bộ trích công suất |
| 3: Ổ bi đĩa côn | 12: Piston ly hợp |
| 4: Bánh răng đầu ra | 13: Vòng bi đĩa kim |
| 5: Trục đầu ra | 14: Nắp vòng bi đĩa kim |
| 6: Phốt chặn dầu | 15: Đường dẫn dầu thủy lực |
| 7: Cơ cấu ly hợp | 16: Vít xả |
| 8: Ổ bi cầu | 17: Van thủy lực |
| 9: Trục đầu ra | |

5.3. Tính toán các phần tử chính của hệ thống thủy lực

5.3.1. Tính toán xy lanh thủy lực

5.3.1.1. Nhiệm vụ của xy lanh thủy lực

❖ Nhiệm vụ của xy lanh thủy lực

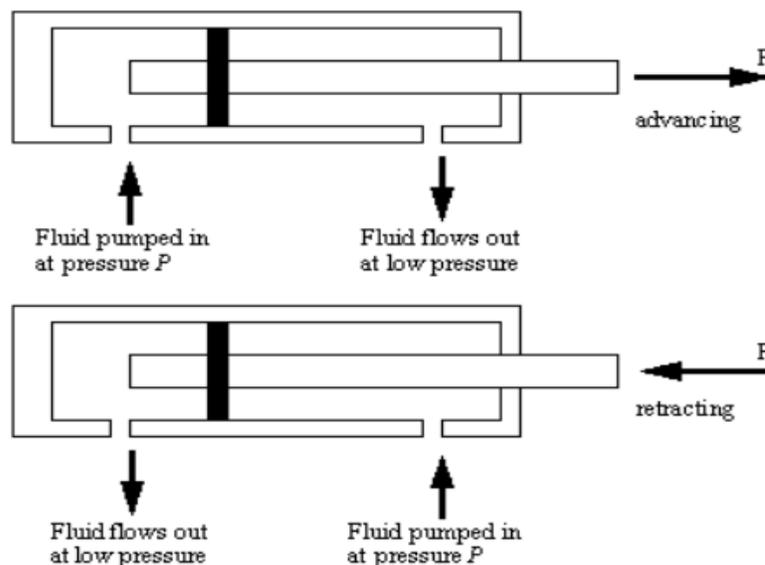
Xylanh nâng cần chính đảm nhận chức năng chủ đạo trong việc thay đổi góc nghiêng của cần chính so với khung gầm. Khi cần hạ hoặc nâng tải, xylanh này sẽ sinh ra lực đẩy hoặc kéo đủ lớn để cân bằng mô-men do trọng lượng và quán tính của tải gây ra, đảm bảo cầu có thể nâng hạ ở nhiều góc độ khác nhau một cách êm ái và an toàn.

Xylanh kéo dài cần cho phép cầu biến đổi tâm với linh hoạt bằng cách mở rộng hoặc thu gọn các đoạn cần nối tiếp nhau. Nhờ cơ cấu đa tầng, xylanh này điều khiển chính xác hành trình của từng đoạn cần, giúp xoay chuyển nhanh chóng giữa các chế độ vận hành “gọn” và “rộng” mà không làm gián đoạn quá trình nâng hạ.

Xylanh chân chống đứng có trách nhiệm hạ xuống và thu lên các chân chống dọc, tạo thành đa giác ổn định cho toàn bộ xe cầu trước khi vận hành. Nhờ lực đẩy mạnh mẽ và van khóa dòng tích hợp, xylanh này giữ cho chân chống cố định chắc chắn trên mặt đất, ngăn tình trạng sụp chân hoặc dịch chuyển khi cầu đang gồng tải.

Xylanh giằng chân chống ngang chịu trách nhiệm mở rộng và thu giằng ngang giữa các outriggers, đảm bảo khoảng cách giữa các chân chống được cố định chính xác. Qua thao tác này, hệ đa giác ổn định được duy trì ở kích thước tối ưu, giúp cầu vận hành an toàn ngay cả khi nâng tải ở bán kính lớn hoặc địa hình không bằng phẳng.

5.3.1.2. Nguyên lý làm việc của xy lanh thủy lực



Hình 5. 3. Nguyên lý của Xylanh thủy lực

Xylanh thủy lực trong hệ thống truyền động thủy lực trên máy ủi đều có nguyên tắc hoạt động hai chiều, khi ta cấp dầu cao áp một đầu thì piston sẽ có chiều chuyển động về phía đầu bên kia, chẳng hạn như khi ta cấp dầu cao áp phía bên phải piston thì lực đẩy do áp năng của dầu tác dụng lên bề mặt tiếp xúc của piston với dầu cao áp sẽ đẩy piston chuyển động về phía bên trái, dầu trong khoang phía bên trái piston sẽ được dẫn về thùng chứa. Nếu mà ta đóng van phân phối thì hai bên piston đều có dầu cao áp và đều tác dụng lực lên piston, dầu cao áp không được cấp thêm và không được thoát đi nên piston sẽ đứng yên và không di chuyển.

5.3.1.3. Tính toán xylanh thủy lực nâng hạ cần chính

❖ Tính toán xylanh thủy lực nâng hạ cần chính:

Các thông số đã cho và chọn sơ bộ theo cần cẩu UNIC URV-343 tham khảo:

- Lưu lượng yêu cầu của hệ thống $Q = 60 \text{ l/ph} = 1.10^{-3} [\text{m}^3 / \text{s}]$
- Áp suất dầu: $p = 206 \text{ (bar)} = 20,6 \text{ (MPa)}$
- Cầu chịu tải $F_t = 3030 \text{ kg}$ ở bán kính 2,5 m

Để tính lực pittông F_{cyl} xylanh nâng cần khi cầu chịu tải 3030 kg ở bán kính 2,5 m, ta dùng công thức chuyển mô-men tải thành lực xylanh qua cánh tay đòn β :

$$F_{cyl} = \frac{M_{tai}}{\beta} \quad (5.8)$$

Trong đó

M_{tai} là mô-men tải tác dụng lên xylanh nâng hạ cần:

$$M_{tai} = F_t \cdot R = 3030 \cdot 9,81 \cdot 2,5 = 74310,75 \text{ (N.m)}$$

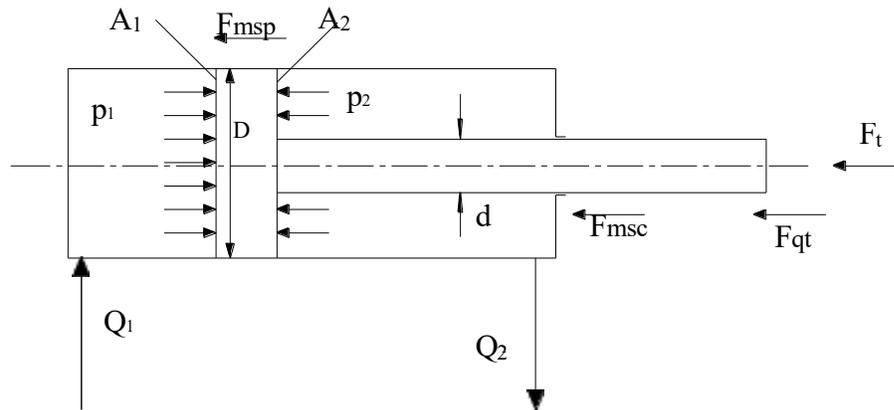
$R = 2,5 \text{ m}$ là bán kính nâng.

β là cánh tay đòn của xylanh (khoảng cách vuông góc từ đường sinh lực xylanh đến trục xoay của cần).

Suy ra, lực pittông F_{cyl} xylanh nâng cần khi cầu chịu tải 3030 kg ở bán kính 2 m là:

$$F_{cyl} = \frac{M_{tai}}{\beta} = \frac{74310,75}{0,5} = 148621,5 \text{ (N)}$$

Tính toán đường kính xylanh và đường kính cần piston:



Hình 5. 4. Các lực tác dụng lên xylanh.

Ta có phương trình cân bằng lực:

$$p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2 - F_{cyl} - F_{ms} = 0 \quad (5.9)$$

Trong đó:

F_{ms} : Lực ma sát

$$F_{ms} = F_{msp} + F_{msc} = F_{cyl} \cdot 10\% \quad (5.10)$$

F_{msp} : Lực ma sát giữa piston và xylanh , lực này cũng chính là lực ma sát nhớt

F_{msc} : Lực ma sát giữa cổ xylanh và piston

F_{cyl} : Tải trọng tác dụng lên cần piston $F_{cyl} = 148621,5(N)$

p_1 : Áp suất làm việc buồng công tác ($p_1 = 20,6 \text{ MPa}$)

p_2 : Áp suất làm việc ở buồng công tác mang cần ($p_2 = 0,02 \text{ MPa}$)

A_1 : Diện tích buồng công tác bên trái

$$A_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (5.11)$$

A_2 : Diện tích buồng công tác bên phải

$$A_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad (5.12)$$

D : Đường kính trong của xylanh

d : Đường kính của cần piston

η_{ck} : Hiệu suất cơ khí chọn $\eta_{ck} = 0,95$

Tỉ số giữa đường kính trong piston và đường kính cần piston ta có:

$$d = (0,56 \div 0,7)D \text{ ta chọn } d = 0,6D$$

Suy ra:

$$(5.8) \quad 20,6 \frac{\pi D^2}{4} - 0,02 \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} - 148621,5 - 148621,5 \cdot 10\% = 0$$

$$20,6 \frac{\pi D^2}{4} - 0,02 \frac{\pi(D^2 - (D \cdot 0,6)^2)}{4} - 148621,5 - 148621,5 \cdot 0,1 = 0$$

⇒ Đường kính trong của xy lanh $D = 99,75 \text{ mm}$

⇒ Đường kính của cần piston $d = 59,7 \text{ mm}$

Dựa vào $D = 99,75 \text{ mm}$ và $d = 59,7 \text{ mm}$ ta chọn được xy lanh thủy lực tham khảo:

Loại xy lanh: xy lanh thủy lực hai chiều.

Đường kính trong của xy lanh: $D = 100 \text{ mm}$

Đường kính của cần piston: $d = 60 \text{ mm}$

a. Vận tốc trong xy lanh

Ta có các thông số sau

v_1 - Vận tốc xy lanh di chuyển lên

Q_1 - Lưu lượng dầu vào $Q = 60 \text{ l/ph} = 1 \cdot 10^{-3} [\text{m}^3 / \text{s}]$

η_Q - hiệu suất cơ khí cơ khí của xy lanh thủy lực, thường được lấy từ 0,96-0,98

D - Đường kính piston $D = 100 \text{ mm}$

d - đường kính cần piston $d = 60 \text{ mm}$

Khi xy lanh làm việc trong hệ thống nối với nguồn cung cấp chất lỏng từ bơm, do nguồn cung cấp chất lỏng từ bơm đi đến xy lanh nên vận tốc chuyển động của piston trong xy lanh được xác định theo công thức:

Vận tốc của piston khi dịch chuyển lên được tính theo công thức:

$$v_1 = \frac{4Q_1\eta_Q}{2\pi D^2} = \frac{4 \cdot (1 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,96}{2 \cdot \pi \cdot 0,1^2} = 0,061 \text{ (m/s)}$$

Vận tốc khi xy lanh di chuyển về:

$$v_2 = \frac{4Q_1\eta_Q}{2\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,96}{2 \cdot \pi(0,1^2 - 0,06^2)} = 0,095 \text{ (m/s)}$$

b. Lưu lượng trong xy lanh

Lưu lượng ra khi Piston di chuyển lên

$$Q_r = v_1 \cdot A_2 = v_1 \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = 0,061 \cdot \frac{\pi \cdot (0,1^2 - 0,06^2)}{4} = 3,01 \cdot 10^{-4} (\text{m}^3 / \text{s}) = 18,06 \text{ (l/ph)}$$

Lưu lượng ra khi piston di chuyển về

$$Q_v = v_2 \cdot A_1 = v_2 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 0,095 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 7,63 \cdot 10^{-4} \text{ (m}^3 / \text{s)} = 45,84 \text{ (l/ph)}$$

5.3.1.4. Tính toán xy lanh thủy lực kéo dài cần cẩu

❖ Tính toán xy lanh kéo dài cần cẩu

Các thông số đã cho và chọn sơ bộ theo cần cẩu UNIC URV-343 tham khảo:

- Lưu lượng yêu cầu của hệ thống $Q = 60 \text{ l/ph} = 1 \cdot 10^{-3} [\text{m}^3 / \text{s}]$
- Áp suất dầu: $p = 206 \text{ (bar)} = 20,6 \text{ (MPa)}$
- Cầu chịu tải $F_t = 3030 \text{ kg}$ ở bán kính 2 m

Để tính lực pittông F_{cyl} xy lanh nâng cần khi cầu chịu tải 2130 kg ở bán kính 3,22 m, ta dùng công thức chuyển mô-men tải thành lực xy lanh qua cánh tay đòn β :

$$F_{cyl} = \frac{M_{tai}}{\beta} \quad (5.13)$$

Trong đó

M_{tai} là mô-men tải tác dụng lên xy lanh nâng hạ cần:

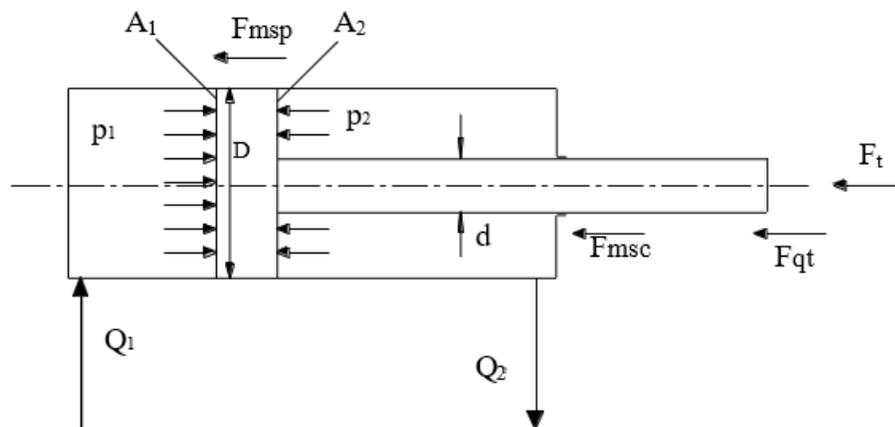
$$M_{tai} = F_t \cdot R = 2130 \cdot 9,81 \cdot 2 = 41790,6 \text{ (N.m)}$$

$R=3,22 \text{ m}$ là bán kính nâng.

β là cánh tay đòn của xy lanh (khoảng cách vuông góc từ đường sinh lực xy lanh đến trục xoay của cần).

Suy ra, lực pittông F_{cyl} xy lanh nâng cần khi cầu chịu tải 2130 kg ở bán kính 3,22 m là:

$$F_{cyl} = \frac{M_{tai}}{\beta} = \frac{41790,6}{0,5} = 83581,2 \text{ (N)}$$



Hình 5. 5. Các lực tác dụng lên xy lanh.

Ta có phương trình cân bằng lực:

$$p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2 - F_{cyl} - F_{ms} = 0 \quad (5.14)$$

Trong đó:

F_{ms} : lực ma sát

$$F_{ms} = F_{msp} + F_{msc} = F_{cyl} \cdot 10\% \quad (5.15)$$

F_{msp} : Lực ma sát giữa piston và xy lanh , lực này cũng chính là lực ma sát nhớt

F_{msc} : Lực ma sát giữa cổ xy lanh và piston

F_{cyl} : Tải trọng tác dụng lên cần piston $F_{cyl} = 83581,2(N)$

p_1 : Áp suất làm việc buồng công tác ($p_1 = 20,6 \text{ Mpa}$)

p_2 : Áp suất làm việc ở buồng công tác mang cần ($p_2 = 0,02 \text{ Mpa}$)

A_1 : Diện tích buồng công tác bên trái

$$A_1 = \frac{\pi D^2}{4}$$

A_2 : Diện tích buồng công tác bên phải

$$A_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

D : Đường kính trong của xy lanh

d : Đường kính của cần piston

η_{ck} : Hiệu suất cơ khí chọn $\eta_{ck} = 0,95$

Tỉ số giữa đường kính trong piston và đường kính cần piston ta chọn: $d = 0,6D$

Suy ra:

$$(5.10) \quad 20,6 \frac{\pi D^2}{4} - 0,02 \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} - 83581,2 - 83581,2 \cdot 10\% = 0$$

$$20,6 \frac{\pi D^2}{4} - 0,02 \frac{\pi(D^2 - (0,6D)^2)}{4} - 83581,2 - 83581,2 \cdot 10\% = 0$$

$$\Rightarrow \text{Đường kính xy lanh} \quad D = 75,4 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \text{Đường kính cần piston} \quad d = 44,26 \text{ mm}$$

Dựa vào $D = 75,4 \text{ mm}$ và $d = 45,26 \text{ mm}$ ta chọn được xy lanh thủy lực tham khảo:

Loại xy lanh: xy lanh thủy lực hai chiều.

Đường kính trong của xy lanh: $D = 80 \text{ mm}$

Đường kính của cần piston: $d = 45 \text{ mm}$

5.3.1.5. Tính toán xy lanh thủy lực chân chống sau

Việc lựa chọn và tính toán xy lanh thủy lực cho chân chống sau, một bộ phận then chốt giúp duy trì ổn định cho xe cầu trong quá trình thao tác nâng hạ. Đầu tiên, cần tổng hợp các phản lực chân chống đã xác định được ở cả trạng thái tĩnh (trọng lượng xe và cầu) và trạng thái động (mô men nâng tối đa khi cầu mang tải). Trên cơ sở giá trị phản lực này, xi lanh sẽ được lựa chọn sao cho đường kính piston phù hợp với áp suất hệ thống thủy lực hiện có, đồng thời hành trình đủ để chân chống mở rộng đến vị trí làm việc tối ưu. Quá trình tính toán còn bao gồm kiểm định hệ số an toàn, đảm bảo khả năng chịu tải dọc, tính ổn định về kết cấu và đáp ứng yêu cầu bền bỉ trong mọi điều kiện vận hành. Phần tiếp theo sẽ lần lượt trình bày cách xác định diện tích piston, áp suất làm việc, hành trình và các thông số kỹ thuật cần thiết để hoàn thiện việc chọn xi lanh thủy lực cho chân chống sau.

❖ Xác định các thông số đầu vào:

Khối lượng toàn bộ của ô tô thiết kế: $G_a = 10400(kg)$

Khối lượng cần cầu và các trang thiết bị khác: $G_{cc} = 1200(kg)$

Chiều dài cơ sở của xe: $L_{cs} = 4350(mm)$

Khoảng cách từ tâm quay cầu đến trục cầu sau: $L_{cc} = 3240(mm)$

Khoảng cách từ trục cầu sau đến vị trí đặt chân chống sau: $L_{ro} = 1000(mm)$

Tổng khoảng cách từ tâm quay cầu đến chân chống sau:

$$L_{t\text{ổng}} = L_{cs} + L_{cc} = 3240 + 1000 = 4240(mm) \quad (5.16)$$

Chiều rộng của chân chống: $B_{cc} = 2300(mm)$

Vị trí trọng tâm dọc của xe cơ sở và cầu khi không tải (tính từ trục trước):

$$a_0 = 2111(mm)$$

❖ Tính toán phản lực dọc do mô men cầu:

Khi cầu nâng vật nặng, nó tạo ra mô men làm đòn lực về phía sau (lật ngửa xe). Để không chế mô men này, hai chân chống sau phải chịu một phản lực đủ lớn để cân bằng.

Xác định mô men nâng do tải: Cầu chịu tải $F_t = 3030$ kg ở bán kính 2 m

$$M_{tai} = F_t \cdot R = 3030 \cdot 9,81 \cdot 2,5 = 74310,75(N.m)$$

Chuyển mô men thành phản lực dọc tại chân chống sau:

Để chuyển mô men lật xe thành phản lực dọc tại chân chống sau, trước tiên chúng ta phải xác định khoảng cách giữa tâm quay của cần cầu và mặt phẳng đặt hai chân chống sau.

Ở đây, khoảng cách đó là: $L_{t\text{ổng}} = L_{cs} + L_{cc} = 3240 + 1000 = 4240(mm)$

Khi cần cầu hoạt động tại mô men cực đại $M_{tai} = 59,448$ (kN\m), phản lực tổng mà hai chân sau phải chịu sẽ được tính bằng cách lấy mô men chia cho khoảng cách này:

$$Z_{cc} = \frac{M_{tai}}{L_{tông}} = \frac{74,31075}{4,24} = 17,52(kN) \quad (5.17)$$

Vì hai chân sau đặt đối xứng qua trục dọc của xe, phản lực này sẽ được chia đều, mỗi chân phải chịu:

$$Z_{cc1} = \frac{Z_{cc}}{2} = \frac{17,52}{2} = 8,76(kN)$$

❖ **Xác định phản lực tĩnh từ trọng lượng xe khi đặt lên chân chống:**

Khi hạ chân chống xuống, bánh xe sẽ được nâng lên hoặc gần như không còn chịu lực, khiến toàn bộ trọng lượng của xe cùng cầu dồn vào các chân chống. Nếu hạ cả 4 chân, lực tĩnh từ trọng lượng sẽ phân bổ đồng đều lên cả 4 chân; trong trường hợp chỉ hạ hai chân sau, trọng lượng tĩnh sẽ chia cho hai chân sau và hai bánh trước. Để đảm bảo an toàn, chúng ta thường giả định “hạ đủ 4 chân” để toàn bộ tải trọng được chia đều, sau đó mới tính tỷ lệ phân bổ lên mỗi chân sau dựa trên khoảng cách dọc của trọng tâm xe.

Tính phản lực tĩnh dọc chân sau:

Ta có tổng trọng lượng của xe khi đã gắn cầu: $G_a = 10400(kg) = 102,1(kN)$

Phân bố tĩnh lên hai chân sau theo tỉ lệ khoảng cách:

- Khoảng cách từ trục sau đến vị trí trọng tâm xe: $b_0 = 2239(mm)$
- Khi trọng lượng $G_a = 10400(kg) = 102,1(kN)$ dồn lên 4 chân (bỏ qua bánh xe, giả sử bánh xe hoàn toàn không chịu lực), phản lực tĩnh tại chân sau tổng cộng:

$$Z_{tinh} = \frac{M_{tai} \cdot b_0}{L_{cs}} = \frac{102,1 \cdot 2,239}{4,35} = 52,55(kN) \quad (5.18)$$

Tổng phản lực dọc tại mỗi chân sau

Khi cầu làm việc (có tải), chân sau phải chịu cả phần phản lực từ mô men cầu và phản lực tĩnh do trọng lượng xe.

Khi hạ 2 chân sau, phản lực tĩnh chân sau chỉ là 52,55 kN (mỗi chân) như tính ở trên.

Tổng cho mỗi chân sau:

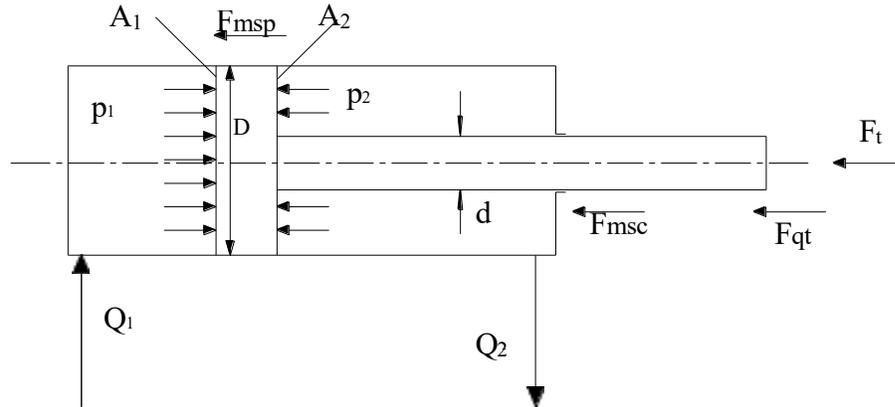
$$Z_{tông} = Z_{cc1} + Z_{tinh} = 8,76 + 52,55 = 61,31(kN) \quad (5.19)$$

❖ **Xác định xy lanh thủy lực cho chân chống sau:**

Các thông số đã cho và chọn sơ bộ theo cần cầu UNIC URV-343 tham khảo:

- Lưu lượng yêu cầu của hệ thống $Q = 60 \text{ l/ph} = 1.10^{-3} [\text{m}^3 / \text{s}]$
- Áp suất dầu: $p = 206 \text{ (bar)} = 20,6 \text{ (MPa)}$
- Yêu cầu: mỗi xi-lanh phải đỡ được lực $Z_{tổng} = 61,31(\text{kN})$ (khi hạ đủ 4 chân).

Tính toán đường kính xy lanh và đường kính cần piston:



Hình 5. 6. Các lực tác dụng lên xy lanh.

Ta có phương trình cân bằng lực:

$$p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2 - F_{cyl} - F_{ms} = 0 \tag{5.20}$$

Trong đó:

F_{ms} : Lực ma sát

$$F_{ms} = F_{msp} + F_{msc} = F_{cyl} \cdot 10\% \tag{5.21}$$

F_{msp} : Lực ma sát giữa piston và xy lanh , lực này cũng chính là lực ma sát nhớt

F_{msc} : Lực ma sát giữa cổ xy lanh và piston

F_{cyl} : Tải trọng tác dụng lên cần piston $F_{cyl} = Z_{tổng} = 61,31(\text{kN}) = 61310(\text{N})$

p_1 : Áp suất làm việc buồng công tác ($p_1 = 20,6 \text{ MPa}$)

p_2 : Áp suất làm việc ở buồng công tác mang cần ($p_2 = 0,02 \text{ MPa}$)

A_1 : Diện tích buồng công tác bên trái

$$A_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \tag{5.22}$$

A_2 : Diện tích buồng công tác bên phải

$$A_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \tag{5.23}$$

D : Đường kính trong của xy lanh

d: Đường kính của cần piston

η_{ck} : Hiệu suất cơ khí chọn $\eta_{ck} = 0,95$

Tỉ số giữa đường kính trong piston và đường kính cần piston ta có:

$$d = (0,56 \div 0,7)D \text{ ta chọn } d = 0,6D$$

Suy ra:

$$(5.8) \quad 20,6 \frac{\pi D^2}{4} - 0,02 \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} - 61310 - 61310 \cdot 10\% = 0$$

$$20,6 \frac{\pi D^2}{4} - 0,02 \frac{\pi(D^2 - (D \cdot 0,6)^2)}{4} - 61310 - 61310 \cdot 0,1 = 0$$

⇒ Đường kính trong của xylanh $D = 64,6 \text{ mm}$

⇒ Đường kính của cần piston $d = 38,74 \text{ mm}$

Dựa vào $D = 63 \text{ mm}$ và $d = 40 \text{ mm}$ ta chọn được xylanh thủy lực tham khảo:

Bảng 5. 4. Bảng thông số kỹ thuật xylanh chân chống sau.

Thông số	Giá trị
Đường kính trong	65 mm
Đường kính cần	40 mm
Hành trình	700 mm
Áp suất làm việc	20,1 MPa (210 bar)
Lực đẩy	~ 61 kN
Lực kéo	~ 47 kN
Loại	Xylanh thủy lực 2 chiều
Vật liệu	Thép 45 mạ crom cứng, gioăng PU + NBR chịu 20 MPa
Nhiệt độ dầu	-20 °C ... +80 °C

5.3.2. Tính toán van phân phối

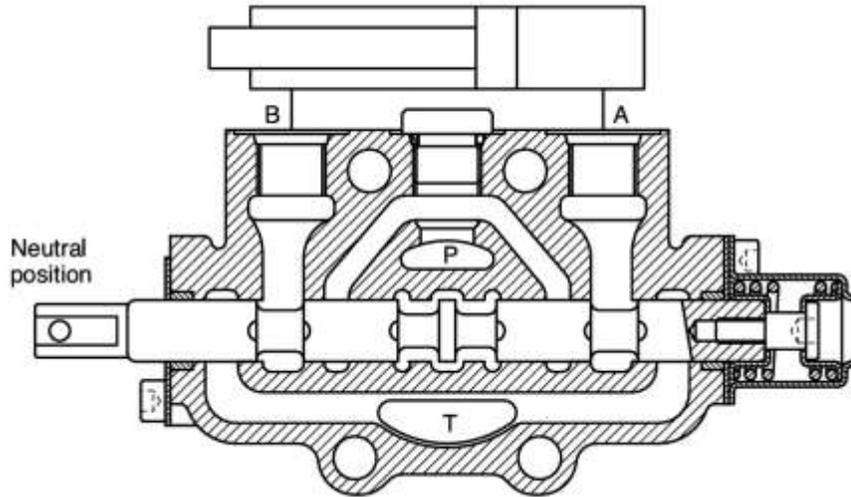
5.3.2.1. Nhiệm vụ

Van phân phối thủy lực là một linh kiện, một loại van thủy lực có nhiệm vụ điều khiển dòng chảy dầu thủy lực cao áp tới động cơ thủy lực đồng thời thu hồi dầu từ các thiết bị này để chuyển về thùng chứa dầu và tạo thành một vòng tuần hoàn cho dầu thủy lực. Dựa vào thiết kế đặc biệt dạng con trượt bên trong van, dưới tác dụng của lực điện từ (với van solenoild), tay gạt (với van tay gạt), lực khí nén (điều khiển bằng khí nén), áp suất dầu (điều khiển bằng dầu thủy lực)... làm chuyển hướng con trượt dẫn tới thay đổi được dòng dầu điều khiển ở cổng ra của van.

Các cổng trên van phân phối được ký hiệu tiêu chuẩn là: P (đường dầu cao áp cấp vào van); T (đường dầu thấp áp nối về thùng dầu hoặc lọc dầu hồi) ; hai đường A, B (đường dầu cao áp ra cơ cấu chấp hành là xi lanh hoặc mô tơ thủy lực).

5.3.2.2. Kết cấu

- Là loại van phân phối 6/3, đường điều khiển bằng áp suất dầu thủy lực.



Hình 5. 7: Kết cấu van phân phối 6/3

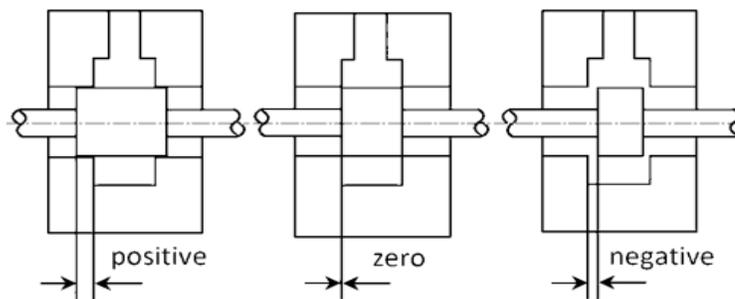
5.4.2.3. Nguyên lý làm việc

Cổng	Tên cổng
P	Cổng dầu áp suất cao từ bơm chính
T	Cổng dầu hồi về thùng dầu
A, B	Cổng dầu đến xy lanh

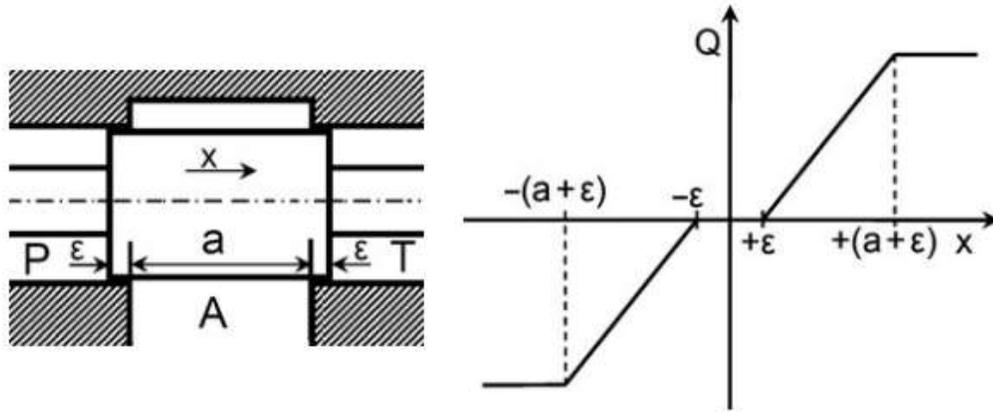
5.3.2.4. Tính toán thiết kế

Trên sơ đồ mạch thủy lực thiết có 8 van phân phối 6/3, chọn 1 van phân phối điều khiển xy lanh lật gầu để tính.

- Van con trượt được phân thành ba loại theo chiều dài của con trượt: Mép điều khiển dương, mép điều khiển trung gian và mép điều khiển âm.



Hình 5. 8: Các loại mép của van trượt điều khiển



Hình 5. 9: Các loại mép của van trượt điều khiển

- Ta chọn van thuộc loại mép điều khiển dương để thiết kế và tính -án. Với loại van thuộc loại mép điều khiển dương ta có công thức sau:

❖ Diện tích mặt cắt khe hở qua van theo công thức:

Xác định lưu lượng qua van theo thức:

$$A = \omega \cdot (x - \varepsilon) \quad (5.24)$$

$$Q = C_d \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} = C_d \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho}} \quad (5.25)$$

Trong đó:

- Q - lưu lượng dầu qua van [m^3 / s]
- C_d - hệ số lưu lượng, lấy $C_d = 0,65$
- $\omega = \pi \cdot d$ - chu vi khe hở của van [m^2]
- x - độ mở của van (kích thước khe hở) [m]
- ε - chiều dài đê lên của spool [m]
- d - đường kính con trượt của van [m] chọn: $d = 35(mm)$
- Δp - độ chênh áp suất trong van [Pa]
- p_1 - áp suất dầu vào van [Pa], lấy $P_1 = 210(Bar)$
- p_2 - áp suất dầu ra khỏi van [Pa], lấy $P_2 = 208(Bar)$
- ρ - khối lượng riêng của dầu [kg / m^3], lấy $\rho = 870(kg / m^3)$

❖ Tổn thất áp suất là:

$$\Delta p = (p_1 - p_2) = 210 - 208 = 2(Bar) = 2 \cdot 10^5(Pa)$$

Ta có: $Q_v = Q_b = 60(l / ph) = 0,001(m^3 / s)$

$$A = \omega \cdot (x - \varepsilon) = \pi \cdot d \cdot (x - \varepsilon)$$

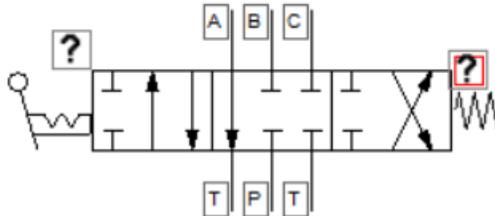
$$\text{Suy ra } Q = \mu \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} = 0,65 \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 2 \cdot 10^5}{870}} = 0,001(m^3 / s) = 60(l / ph)$$

$$\Rightarrow A = 0,000071749(m^2) = 71,749(mm^2)$$

Ta chọn $\varepsilon = 2(mm)$.

$$\text{Suy ra } x = \frac{A}{\pi \cdot d} + \varepsilon = \frac{71,749}{\pi \cdot 35} + 2 = 2,6525(mm)$$

- ❖ Chọn van tại hãng Parker.
- ❖ Với lưu lượng $Q_{max.} = 80 L/min$ Áp suất cực đại $P_{max.} = 350 bar$
- ❖ Với mã van là UNIC VSV-URV-60



Trong đó:

6 Số cổng

5.4. Tính toán lực nâng và các thông số động học của hệ thống

Trong chương này, chúng ta sẽ lần lượt xác định lực nâng cần thiết và các thông số động học của xy lanh nâng cầu UNIC URV343—từ việc quy đổi tải trọng thành mô-men, chuyển mô-men ra lực piston, đến tính toán vận tốc, gia tốc và công suất thủy lực. Kết quả tính toán không chỉ giúp lựa chọn xy lanh và bơm phù hợp, mà còn đảm bảo hệ thống vận hành an toàn, ổn định trong mọi tình huống thực tế.

Tham khảo từ thông số kỹ thuật của cần cầu UNIC URV-343, ta có bảng thông số sau:

Bảng 5. 5. Bảng thông số kỹ thuật của cần cầu UNIC URV-343

Đại lượng	Số liệu kỹ thuật
Tải trọng nâng tối đa của cầu	$M_{t\grave{a}i} = 3030 (kg)$ tại 2 (m)
Bán kính	$R = 2 (m)$
Khoảng cách vuông góc từ đường sinh lực xy lanh đến trục xoay cần	$\beta = 0,5 (m)$

Lưu lượng làm việc của bơm	$Q_{\text{bơm}} = 60 \text{ (lít/phút)} = 1.10$
Hiệu suất thể tích của bơm	$\eta = 0.95$
Đường kính của xy lanh	$D = 0,09 \text{ (m)}$
Khoảng cách từ pivot đến điểm gắn xy lanh	$a = 1,2 \text{ (m)}$
Chiều dài cần	$L_{\text{max}} = 9,81 \text{ (m)}; L_{\text{min}} = 3,22 \text{ (m)}$
Khối lượng cần	$m_{\text{cần}} = 415 \text{ (kg)}$
Pittông tăng tốc lên vận tốc làm việc	$t_{\text{accel}} = 0,5 \text{ (s)}$
k_d là hệ số động lực	$k_d = 1,2$

5.4.1 Xác định mô-men tải

Khi tiến hành tính toán xy lanh nâng hạ, bước quan trọng đầu tiên là chuyển tải trọng “tĩnh” của vật cần nâng thành mô-men xoay quanh trục bản lề (pivot) của cần. Mô-men này chính là thước đo cho xu hướng “lật” hoặc “nghiêng” của cần dưới tác động của tải, và cũng là cơ sở để xác định lực mà xy lanh phải sinh ra để giữ cân bằng, cho biết cường độ lực mà hệ thống phải nâng đỡ ngay tại tâm tải.

Khi cẩu nâng tải 3030 kg ở bán kính 2 m, trọng lực của tải là:

$$F_t = m_{\text{tải}} \cdot g = 3030 \cdot 9,81 = 29724,3(N) \quad (5.26)$$

Trong đó:

F_t : trọng lực tải, là lực kéo thẳng đứng xuống (N).

$m_{\text{tải}}$: khối lượng hàng hóa cần nâng (kg): $m_{\text{tải}} = 3030 \text{ (kg)}$.

g : gia tốc trọng trường, lấy $9,81 \text{ m/s}^2$

Khi trọng lực F_t tác dụng cách trục bản lề một khoảng bán kính R , nó sinh ra mô-men xoay. Mô-men do tải gây ra quanh trục pivot của cần được tính bằng:

$$M_{\text{tải}} = F_t \cdot R = 3030 \cdot 9,81 \cdot 2,5 = 74310,75(N.m) \quad (5.27)$$

Trong đó:

$M_{\text{tải}}$ là mô-men tải tác dụng lên xy lanh nâng hạ cần

$R=2,5 \text{ m}$ là bán kính nâng.

F_t : trọng lực tải, là lực kéo thẳng đứng xuống (N).

5.4.2. Tính lực piston xy lanh

Sau khi đã xác định được mô-men tải $M_{\text{tải}}$ sinh ra quanh trục bản lề, bước tiếp theo là chuyển mô-men xoay này thành lực tịnh tiến mà piston xy lanh phải sinh ra. Thực tế, xy lanh không đẩy trực tiếp lên tâm tải mà thông qua một cánh tay đòn cơ khí, do đó lực piston phụ thuộc vào chiều dài “cánh tay đòn” của xy lanh.

Cánh tay đòn β được đo là khoảng cách vuông góc từ đường sinh lực của xy lanh đến tâm quay của cần (pivot). Khi mô-men $M_{tải}$ tác động vào pivot qua bán kính R , để cân bằng mô-men, piston phải sinh ra lực F_{cyl} .

Xylanh không tác dụng trực tiếp lực lên tải, mà thông qua cánh tay đòn β . Do đó, lực piston cần sinh ra để cân bằng mô-men tải là:

$$F_{cyl} = \frac{M_{tải}}{\beta} \quad (5.28)$$

Trong đó:

$M_{tải}$ là mô-men tải tác dụng lên xy lanh nâng hạ cần

$R=2,5$ m là bán kính nâng.

$B = 0,5$ (m) là cánh tay đòn của xy lanh (khoảng cách vuông góc từ đường sinh lực xy lanh đến trục xoay của cần).

Suy ra, lực pittông F_{cyl} xy lanh nâng cần khi cầu chịu tải 3030 kg ở bán kính 2,5 m là:

$$F_{cyl} = \frac{M_{tải}}{\beta} = \frac{74310,75}{0,5} = 148621,5(N)$$

5.4.3. Lưu lượng và vận tốc piston

Để xác định tốc độ nâng hạ của cần cầu, ta phải tính toán lưu lượng dầu thực tế đến xy lanh và quy đổi thành vận tốc dịch chuyển của piston. Lưu lượng và diện tích pittông là hai đại lượng then chốt quyết định vận tốc tịnh tiến của piston, từ đó ảnh hưởng trực tiếp đến tốc độ góc và vận tốc đầu cần.

❖ Lưu lượng thực tế đến xy lanh

Trong thực tế, lưu lượng dầu cấp đến xy lanh không hoàn toàn bằng lưu lượng danh định của bơm do có tổn hao thể tích. Lưu lượng hữu dụng được tính bởi:

$$Q_{thuc} = Q_{bom} \cdot \eta = 1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,95 = 9,5 \cdot 10^{-4} (m^3 / s) = 57(l / ph) \quad (5.29)$$

Trong đó:

Q_{bom} (m^3/s): lưu lượng danh định của bơm (60 L/phút $\approx 0,001$ m^3/s).

η là hiệu suất thể tích của bơm, chọn 0,95.

❖ Diện tích tiết diện piston

Diện tích pittông là tiết diện mà dầu tác động lên piston, được tính theo:

$$A_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 6,362 \cdot 10^{-3} (m^2)$$

Trong đó: D (m): đường kính trong của xy lanh: $D = 0,1$ (m)

❖ Vận tốc tịnh tiến của piston

Khi đã có lưu lượng hữu dụng và diện tích pittông, vận tốc dịch chuyển của piston được tính nhanh bằng:

$$v_{cyl} = \frac{Q_{thuc}}{A_1} = \frac{9,5 \cdot 10^{-4}}{6,362 \cdot 10^{-3}} = 0,15(m/s) \quad (5.30)$$

5.4.4. Phân tích động học cần

Sau khi xác định vận tốc tịnh tiến của piston, bước tiếp theo là chuyển đổi chuyển động này thành chuyển động góc và tốc độ di chuyển của đầu cần (tip). Phân tích động học cần cho phép chúng ta đánh giá khả năng mở rộng và độ nhanh nhạy trong thao tác nâng hạ, từ đó tối ưu thiết kế xy lanh và hệ thống điều khiển thủy lực.

❖ Vận tốc góc của cần

Piston xy lanh nối với cần qua một cánh tay đòn dài a . Khi piston di chuyển với vận tốc v_{cyl} , cần sẽ quay quanh pivot với vận tốc góc ω :

$$\omega = \frac{v_{cyl}}{a} = \frac{0,15}{1,2} = 0,12449(rad/s) \quad (5.31)$$

Trong đó:

ω : vận tốc góc của cần, đơn vị radian trên giây (rad/s).

v_{cyl} : vận tốc tịnh tiến của piston (m/s).

a : khoảng cách từ pivot đến điểm gắn xy lanh trên cần (m).

❖ Vận tốc đầu cần

$$v_{tip} = \omega \cdot L[m/s] \quad (5.32)$$

Trong đó:

ω : vận tốc góc của cần, đơn vị radian trên giây (rad/s).

v_{tip} : vận tốc di chuyển của đầu cần (m/s).

L : chiều dài cần (m).

Với chiều dài cần nhỏ nhất: $L=3,22$ (m), thì:

$$v_{tip} = \omega \cdot L_{min} = 0,12449 \cdot 3,22 = 0,4(m/s)$$

Với chiều dài cần lớn nhất: $L=9,81$ (m), thì

$$v_{tip} = \omega \cdot L_{max} = 0,12449 \cdot 9,81 = 1,221(m/s)$$

5.4.5. Gia tốc và mô-men quán tính

Khi piston xiyanh không chỉ giữ cố định mà còn phải tăng tốc lên vận tốc làm việc, lực quán tính của toàn bộ cần sẽ phát sinh thêm một mô-men động lực, ảnh hưởng đến yêu cầu thiết kế xylanh và van an toàn. Mục này phân tích cách tính gia tốc piston, chuyển thành gia tốc góc và từ đó xác định mô-men quán tính cần bù đắp.

❖ Gia tốc piston

Piston thông thường cần tăng tốc từ trạng thái đứng yên đến vận tốc làm việc v_{cyl} trong một khoảng thời gian t_{accel} . Gia tốc tịnh tiến của piston được tính theo:

$$a_{cyl} = \frac{v_{cyl}}{t_{accel}} = \frac{0,15}{0,5} = 0,3(m/s^2) \quad (5.33)$$

Trong đó:

a_{cyl} : gia tốc piston (m/s^2)

v_{cyl} : vận tốc piston đã tính ở mục trước (m/s)

t_{accel} : thời gian piston tăng tốc (s)

❖ Gia tốc góc của cần

Nhờ hình học cánh tay đòn aaa, gia tốc tịnh tiến của piston chuyển thành gia tốc góc của cần:

$$\alpha = \frac{a_{cyl}}{a} = \frac{0,3}{1,2} = 0,25(rad/s) \quad (5.34)$$

Trong đó:

α : gia tốc góc (rad/s^2)

a : khoảng cách từ pivot đến điểm gắn piston (m)

❖ Mô-men quán tính của cần

Để tính mô-men quán tính, ta mô hình cần như thanh đồng chất dài L với khối lượng $m_{cần}$. Mô-men quán tính quanh pivot được xác định:

$$M_{cần} = \frac{m_{cần} \cdot L^2}{3} (kg.m^2) \quad (5.35)$$

Trong đó:

$M_{cần}$: mô-men quán tính của cần ($kg.m^2$)

$m_{cần}$: khối lượng tự thân của cần (kg)

L : chiều dài cần (m)

Với chiều dài cần nhỏ nhất: $L=3,22$ (m), thì:

$$M_{cầu} = \frac{m_{cân} \cdot L_{\min}^2}{3} = \frac{415 \cdot 3,22^2}{3} = 1434,3(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$$

Với chiều dài cân lớn nhất: $L=9,81$ (m), thì:

$$M_{cầu} = \frac{m_{cân} \cdot L_{\max}^2}{3} = \frac{415 \cdot 9,81^2}{3} = 13312,67(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$$

❖ Mô-men động lực

Khi cân tăng tốc với gia tốc góc α , mô-men quán tính sinh ra:

$$M_t = M_{cầu} \cdot \alpha = 13312,67 \cdot 0,25 = 3328,16(\text{N} \cdot \text{m}) \quad (5.36)$$

Trong đó: M_t : mô-men quán tính cần bù ($\text{N} \cdot \text{m}$)

CHƯƠNG 6: MÔ PHỎNG HỆ THỐNG THỦY LỰC TRÊN XE CẦU

6.1. Giới thiệu về phần mềm mô phỏng Automation Studio

6.1.1. Tổng quan về Automation Studio

Automation Studio là một phần mềm công cụ để thiết kế, tính toán và mô phỏng trực quan quá trình động học của từng phần tử trong hệ thống thủy lực, điện, khí nén, vi điều khiển, PLC, hay kết hợp. Nó được tạo ra dành cho lĩnh vực Tự động hóa trong Công nghiệp, đặc biệt dùng để thiết kế và kiểm tra các điều kiện cần thiết.

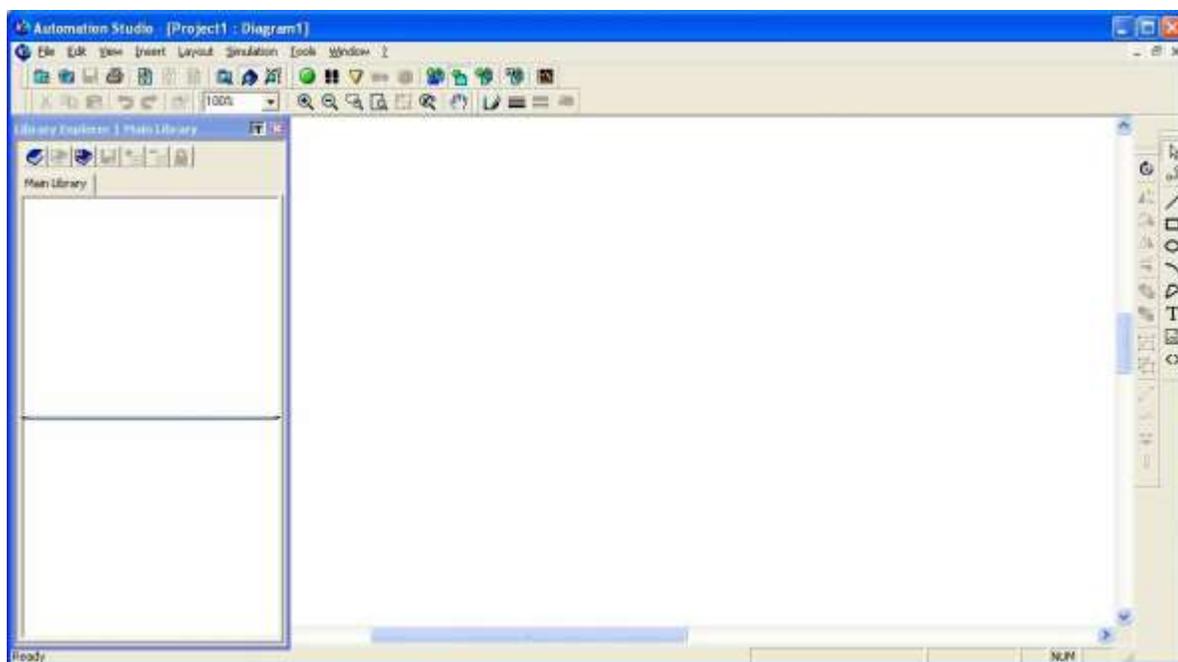
Ở trong môi trường của Automation Studio thì tất cả các công cụ thiết kế đều rất khả thi. Bản thân chương trình bao gồm 3 phần hỗ trợ chính, đó là:

- Bộ soạn thảo biểu đồ (*Diagram Editor*): Cung cấp cho bạn cách tạo, mô phỏng biểu đồ và làm báo cáo.
- Tham khảo đề tài (*Project Explorer*): được giải quyết việc quản lý file và phân loại tất cả các tài liệu được liên kết với đề tài mô phỏng.
- Thư viện tìm kiếm (*Library Explorer*): cung cấp những thư viện dạng ký hiệu cần thiết cho việc tạo biểu đồ để làm nên một đề tài.

6.1.2. Sơ lược các thao tác với Automation Studio 5.0

Bắt đầu làm việc với Automation Studio 5.0 (A.S 5.0):

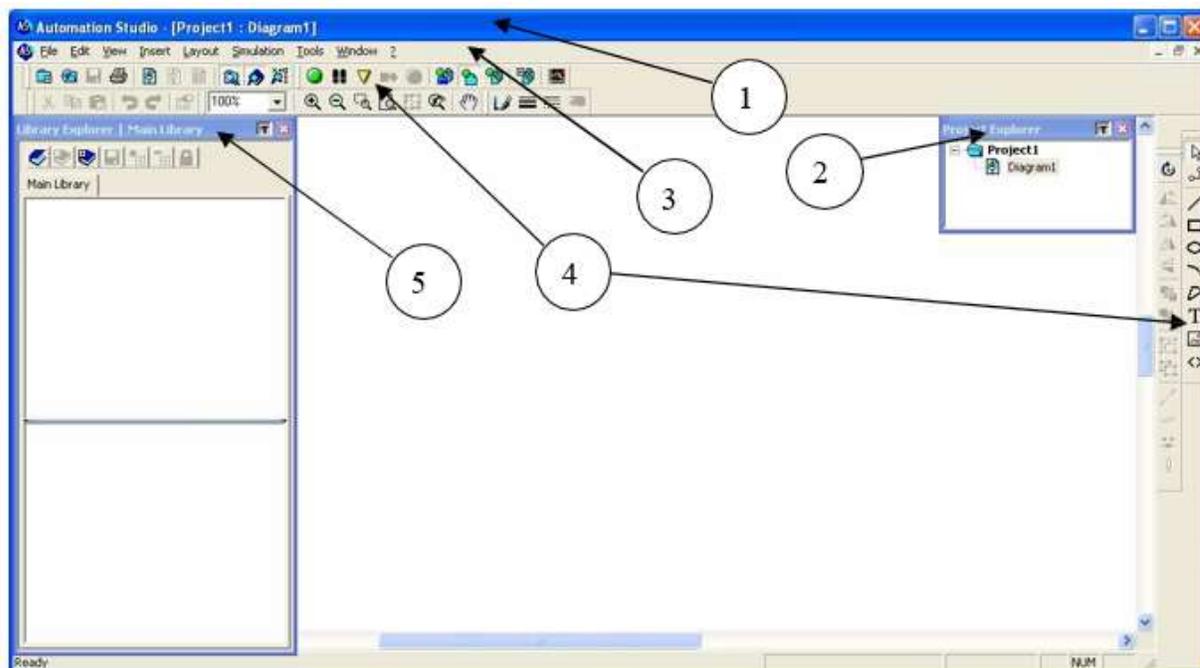
- Để bắt đầu làm việc với A.S 5.0 ta nhấp đúp chuột vào biểu tượng của A.S 5.0 trên desktop hoặc chọn Menu Start/Programs/Automation Studio 5.0.
- Khi đó, cửa sổ chính của A.S 5.0 sẽ mở ra như hình dưới đây:



Hình 6. 1. Dao diện Automation studio

Trên thanh công cụ toolbars sẽ có biểu tượng của các công cụ mà chúng ta sẽ sử dụng. Ở đây có 3 thành phần chính mà ta đã đề cập ở trên.

6.1.2.1. Bộ soạn thảo biểu đồ (Diagram Editor)



Hình 6. 2. Bộ soạn thảo biểu đồ của A.S 5.0

1. Khối tiêu đề;
2. Tham khảo đề tài;
3. Khối trình đơn;
4. Dải các công cụ khác nhau;
5. Thư viện tìm kiếm

Ở trên trình đơn Menu có các phần là : File, Edit, View, Insert, Layout, Simulation, - ol, Window và Help.

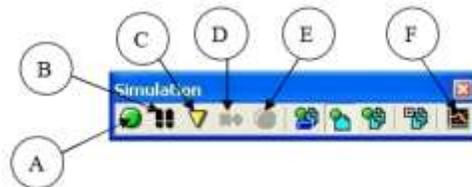
- Trong File có các phần giúp tạo mới một Project, mở hay đóng một Project, biểu đồ, lưu, in, báo cáo, cho phép chèn vào một bảng vật liệu Bill of Materia hoặc một hồ sơ báo cáo,...

- Edit: cho phép cắt dán, quay lại, xóa, chọn tất cả,... Ngoài ra, Component Properties trong Edit cho phép sử dụng để xem, chọn và chỉnh sửa thông tin liên quan tới phần được chọn trong Project. Document Properties trong Edit cho phép xem, chọn và sửa thông tin liên quan tới hồ sơ.

- View: có các chức năng phóng -, thu nhỏ, di chuyển biểu đồ để tiện cho việc xem và thiết kế biểu đồ.

a. Thanh công cụ mô phỏng (*Simulation toolbar*)

Thanh công cụ để mô phỏng của bộ soạn thảo biểu đồ bao gồm các dạng nút nhấn :



Hình 6. 3. Thanh công cụ để mô phỏng

A: Normal (bình thường) - mô phỏng mạch ở tốc độ bình thường.

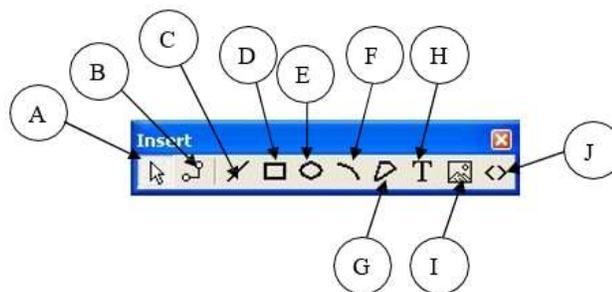
B: Step by step (từng bước) - mô phỏng mạch ở nơi mà chuột nhấn làm thay đổi 1 chu trình.

C: Slow Motion (chuyển động chậm) - mô phỏng mạch ở tốc độ chậm nhất.

D: Pause (ngắt mô phỏng).

E: Stop (dừng mô phỏng). J: Plotter (vẽ đồ thị).

b. Thanh công cụ chèn (*Insert toolbar*)

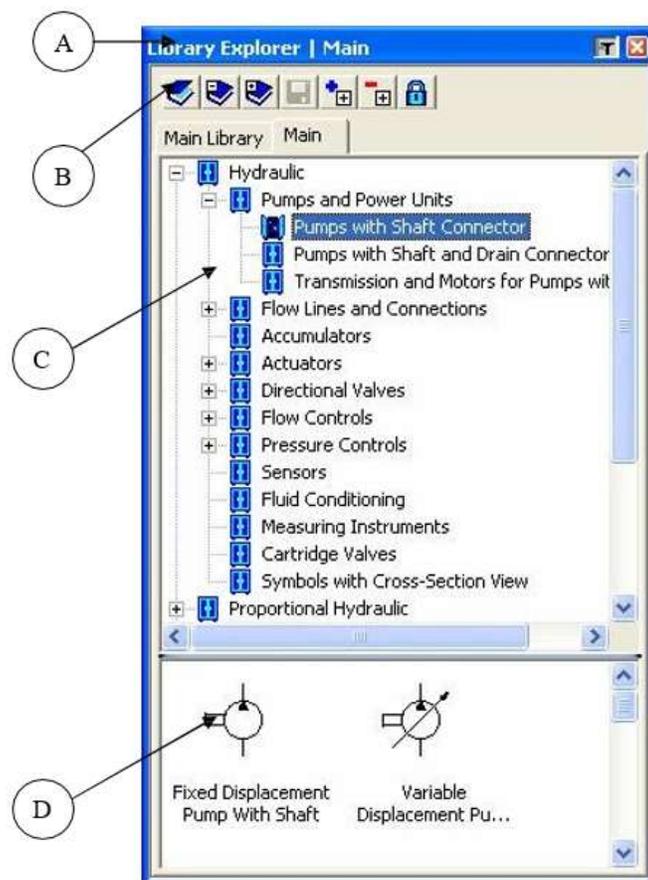


Hình 6. 4. Thanh công cụ để chèn

- A: Selection – cho phép chọn một phần tử trong vùng làm việc.
- B: Links – tạo liên kết công nghệ.
- C: Line – vẽ đường thẳng.
- D: Rectangle – vẽ hình chữ nhật.
- E: Ellipse – vẽ hình elíp.
- F: Arc – vẽ đường hình cung.
- G: Polygon – vẽ hình đa giác.
- H: Text – chèn hộp văn bản.
- I: Image – chèn ảnh.
- J: Field – chèn các trường.

6.1.2.2. Thư viện tìm kiếm (Library Explorer)

Thư viện tìm kiếm đưa ra sự đa dạng của lĩnh vực thủy lực, khí nén, các đại lượng điều khiển,... Nó cho phép lựa chọn tất cả những phần tử cần thiết cho cấu trúc của một thành phần cơ bản dựa trên yêu cầu sử dụng.



Hình 6. 5. Thư viện tìm kiếm của A.S 5.0

A: toolbar: công cụ cho phép quản lý, lựa chọn, tạo thư viện và các thành phần.

B: Tabs: thanh này cho phép sử dụng để lựa chọn thư viện cung cấp, cho những đòi hỏi về đồ họa trọng việc giảm thiểu mức độ để tạo nên mạch.

C: Library window: cho phép sử dụng để hiển thị dạng cây và lựa chọn theo những nhóm và những họ phần tử thủy lực, khí nén, điện, PLC,...

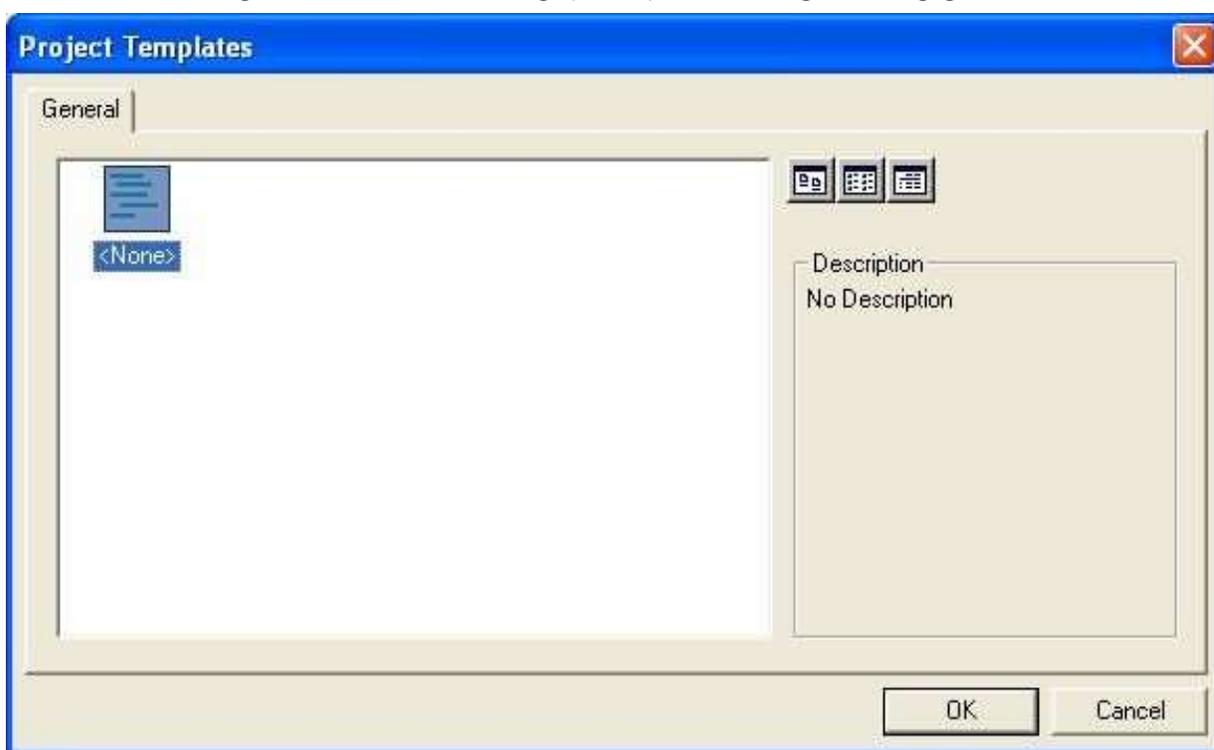
D: Component window: cửa sổ các phần tử của thư viện.

6.1.2.3. Khởi tạo một đề án (Project) mới

Để khởi tạo một đề án mới ta làm như sau:

1. Chọn File → New project. Khi đó xuất hiện hộp thoại và đưa ra sự lựa chọn ở trong hộp thoại. Việc này giúp chọn cái mà bạn sử dụng làm cơ sở sau này.

2. Chọn dạng cần thiết hoặc không (None) nếu không có dạng giá trị mà bạn cần.

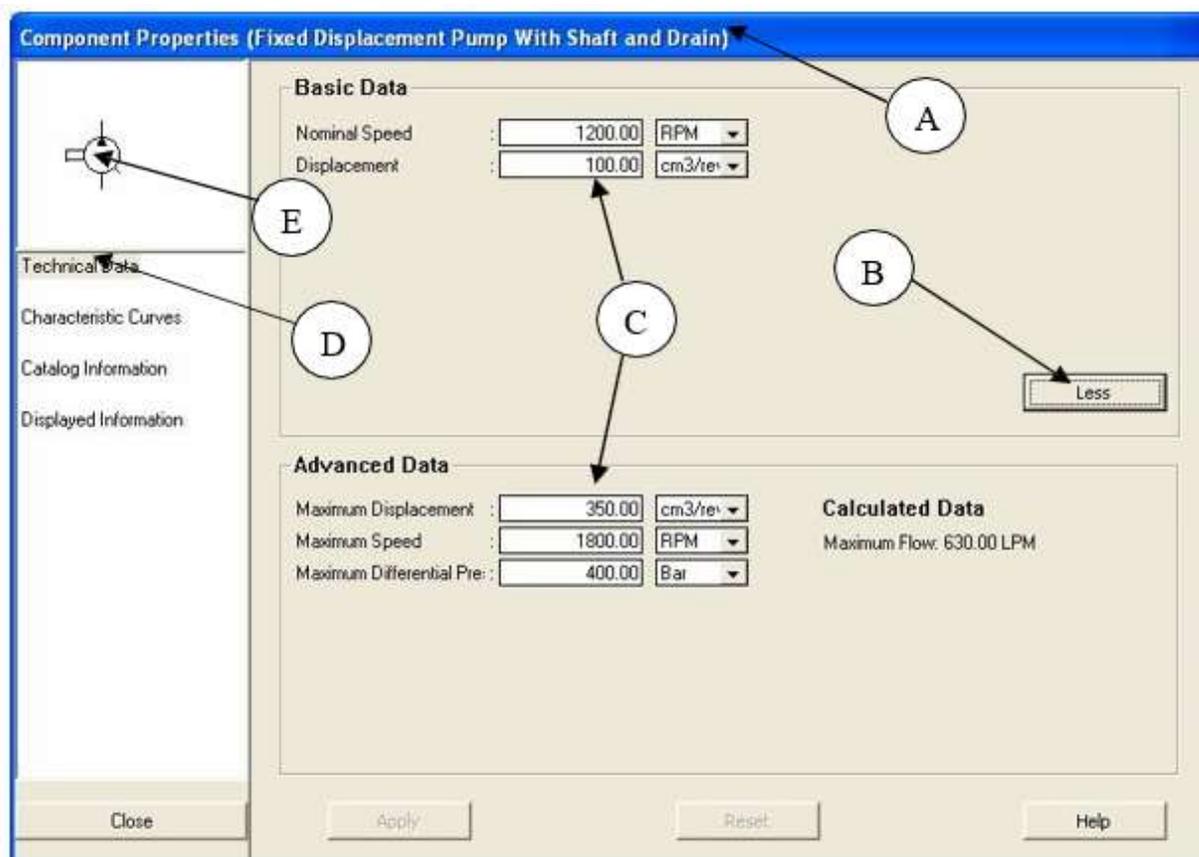


Hình 6. 6. Hộp thoại Project Template

3. Cái này giúp bạn thực hiện mọi lựa chọn đã hoàn tất. Nhấn vào nút OK để tạo một đề án mới.

6.1.2.4. Đặc tính phần tử (Component Properties)

Để hiển thị và điều chỉnh một đặc tính, nhấn đúp chuột lên phần tử điều chỉnh, khi đó hiện ra bảng sau:



Hình 6. 7. Hộp thoại đặc tính phần tử

Hộp thoại đặc tính phần tử này thường là sự cấu thành những phần sau:

A: Thanh tiêu đề chứa tên của hộp thoại được kế tiếp nhau bằng tên của phần tử.

B: Mở rộng hoặc không.

C: Đặc tính phần tử hiển thị sự điều chỉnh trong trường đặc tính của nhánh đặc tính được chọn.

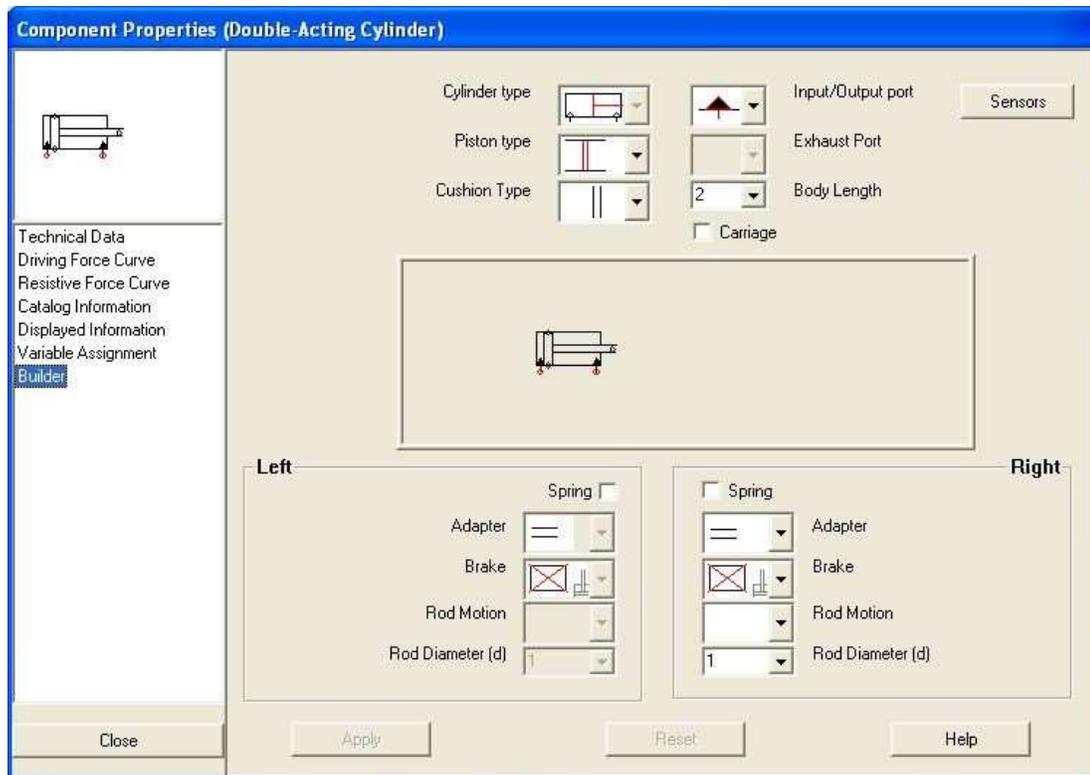
D: Cửa sổ hiển thị của một họ giá trị đặc tính.

E: Cửa sổ hiển thị ký hiệu của phần tử, nó sẽ hiển thị dạng mà phần tử được chỉnh sửa.

6.1.2.5. Xây dựng phần tử (Component Builder)

a. Thiết kế piston - xy lanh

Nhấp đúp chuột vào biểu tượng xy lanh trên Layout được lấy ra từ thư viện, khi đó xuất hiện hộp thoại Component Properties, ta chọn mục Builder như hình dưới.



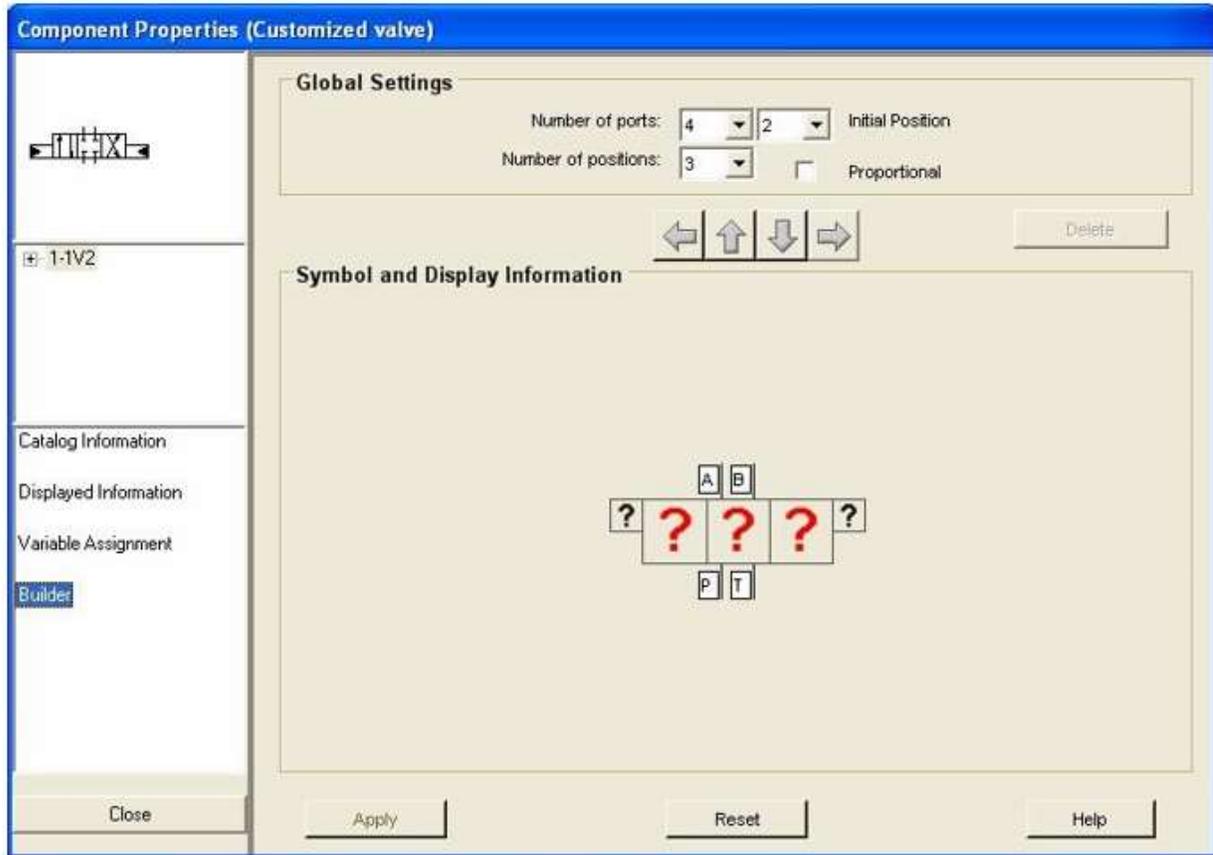
Hình 6. 8. Thiết kế piston - xy lanh

Trong đó:

- Dạng xy lanh (*Cylinder Type*) cho phép sử dụng để chọn một trong các cách tạo dạng xy lanh như:
 - + Tác dụng đơn (kiểu co rút).
 - + Tác dụng đơn (kiểu kéo dẫn).
 - + Tác dụng kép (cần tác dụng kép).
 - + Tác dụng kép (2 cần).
- Dạng piston (*Piston Type*) phần này cho phép sử dụng để chọn kiểu dáng piston.
- Dạng đệm (*Cushion*) cho phép tạo nên dạng đệm: không, trái, phải, cả hai bên, biến trái, biến phải, biến cả hai bên, trái và biến phải, biến trái và phải.
- Cổng vào/ra (*Input/Output port*) cho phép sử dụng để lựa chọn kiểu cổng vào và cổng ra.
- Exhaust port - chọn kiểu cổng xả.
- Body Length - độ dài thân xy lanh (Số nguyên từ 2 → 15).
- Adapter - cho phép chọn 1 trong 10 kiểu nối với thiết bị công tác.
- Brake - cho phép chọn 4 cách hãm: không, thường đóng, thường mở và tác động kép.
- Rod Motion - cho phép chọn cần quay hoặc không quay.
- Spring - cho phép chọn có hoặc không có lò xo.

- Rod Diameter - đường kính cần (Số nguyên từ 0 → 3).
- Sensor - cho phép chọn các cảm biến vị trí, tốc độ và lực.

b. Thiết kế bộ van hữu hướng



Hình 6. 9. Thiết kế bộ van hữu hướng

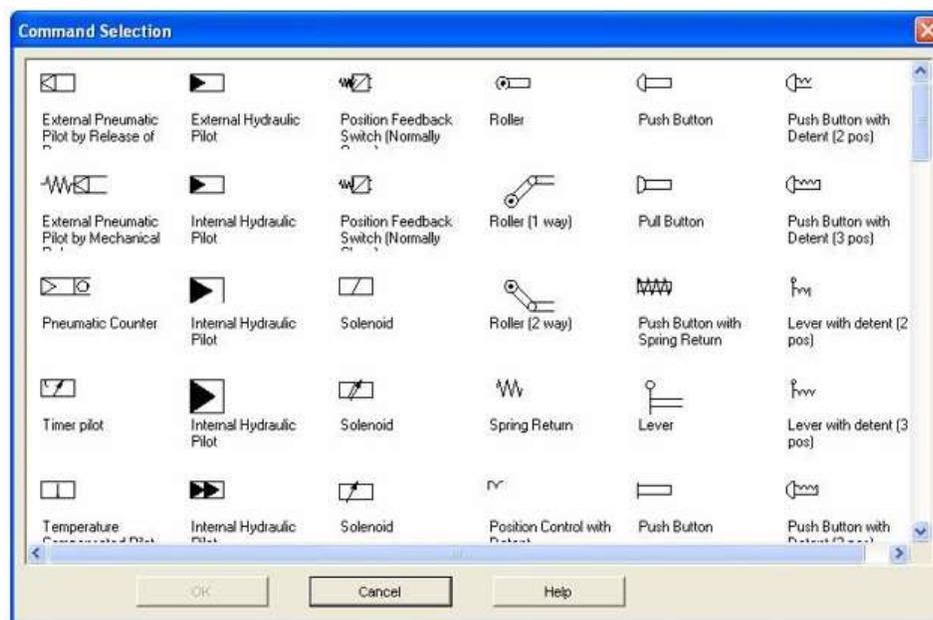
Thiết lập toàn bộ (*Global Settings*):

- Number of ports: số cổng (số nguyên từ 2 → 10).
- Number of positions: số vị trí (số khoang để điều khiển, số nguyên từ 2 → 5).
- Initial position: đặt số cổng đã chọn lên khoang.
- Proportional: van tỷ lệ.

Các mũi tên qua, lại, lên, xuống được dùng để di chuyển các tín hiệu tác động đến vị vị phù hợp theo người thiết kế.

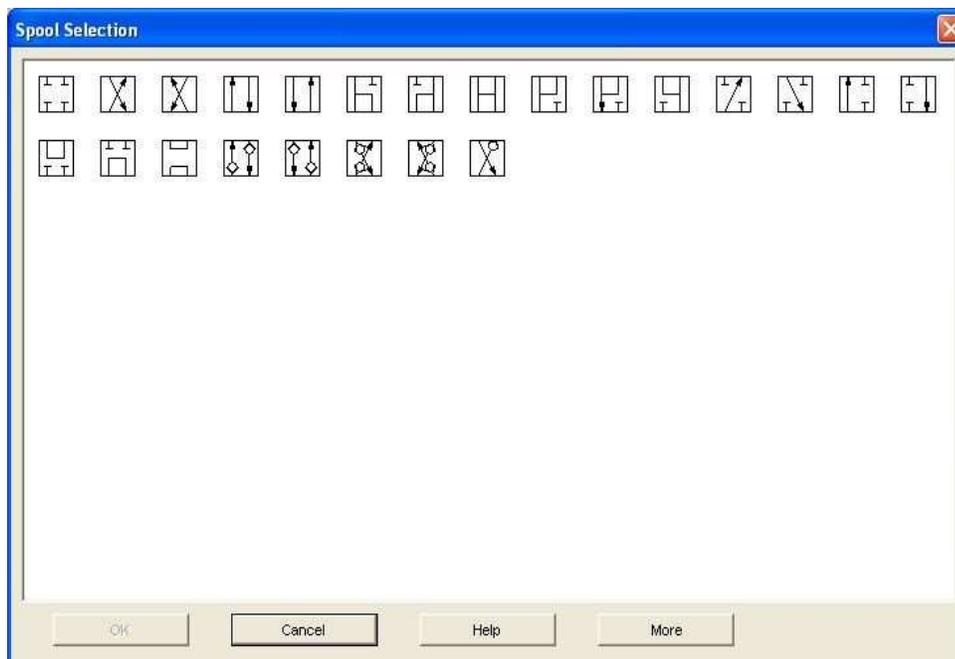
Ký hiệu và hiển thị thông tin (*Symbol and Display Information*):

- Nhấp chuột đúp vào 1 trong 2 dấu chấm hỏi nhỏ để lựa chọn phần tử điều khiển tương ứng. Khi đó xuất hiện bảng sau:



Hình 6. 10. Bảng các loại tín hiệu tác động của van

- Chọn tín hiệu tác động cho van: tác động bằng tay, tác động bằng cơ và tác động bằng điện. Chọn xong nhấn Ok
- Tiếp tục nhấn đúp chuột vào 1 trong khoảng có dấu chấm hỏi -. Khi đó xuất hiện hộp thoại:



Hình 6. 11. Bảng các loại khoang chứa của van

- Ở đây cho phép người thiết kế chọn loại khoang chứa mà họ muốn sử dụng, nhấn More để mở rộng thêm khoang chứa. Để hoàn tất, nhấn OK rồi nhấn tiếp Apply.

6.2. Mô phỏng hệ thống thủy lực trên phần mềm Automation Studio

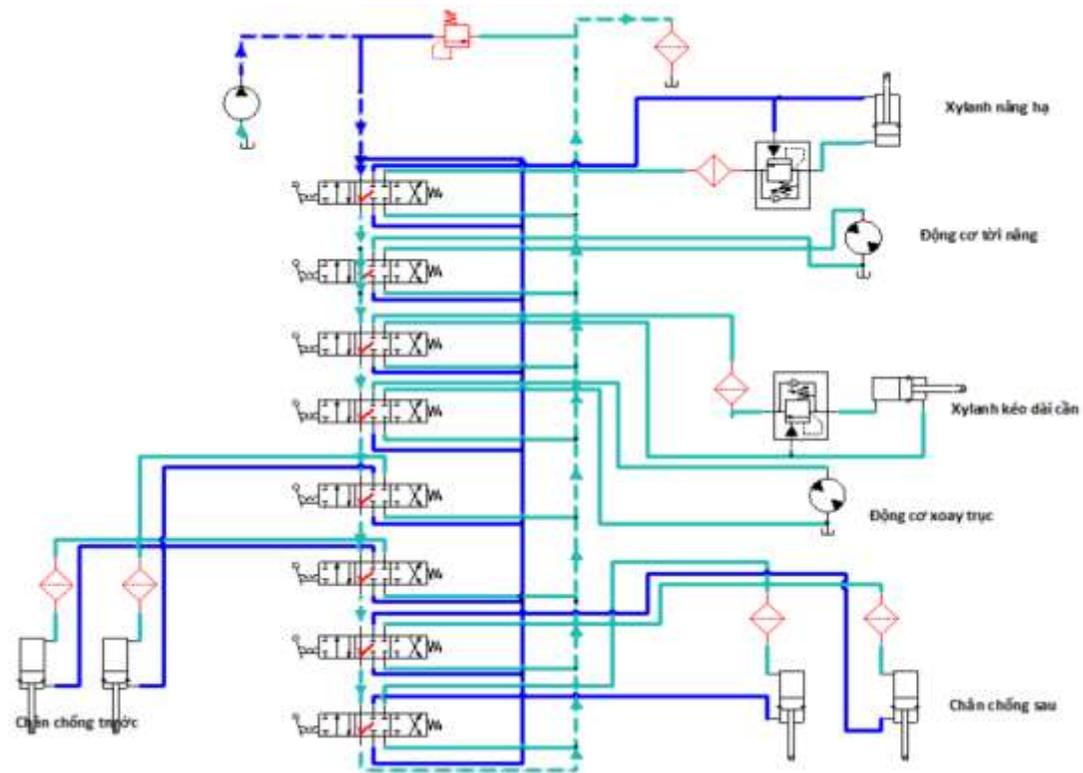
Trước khi tiến hành lắp đặt thực tế, việc mô phỏng hệ thống thủy lực bằng phần mềm Automation Studio cho phép chúng ta khảo sát toàn diện các đặc tính hoạt động và tương tác giữa các thành phần trong mạch thủy lực. Thông qua môi trường giả lập này, mô hình số hóa của bơm, van phân phối, xi lanh nâng hạ, bình tích áp và các đường ống dẫn được cấu hình đúng với thông số thiết kế đã chọn. Việc xây dựng sơ đồ mạch trong Automation Studio không chỉ tái hiện chính xác nguyên lý hoạt động, mà còn giúp quan sát trực quan sự biến đổi áp suất–lưu lượng, thời gian đóng/mở van, độ trễ của xi lanh và phản ứng của hệ thống khi chịu tải động.

Chúng ta sẽ lần lượt thiết lập mô hình chi tiết của hệ thống thủy lực xe cầu 3 tấn trên khung gầm Hino 500 FC-9JJSW, xác định các thông số đầu vào (áp suất nguồn, lưu lượng bơm, đặc tính van điều khiển) và tiến hành chạy mô phỏng trong các tình huống vận hành tiêu biểu (như nâng hạ nhanh, giữ hạ, di chuyển cầu với tải trọng tối đa). Mục tiêu chính của quá trình này là kiểm chứng tính đúng đắn của giải pháp thiết kế, đánh giá độ ổn định và an toàn khi hoạt động dưới các điều kiện thực tế, cũng như xác định những điểm cần điều chỉnh trước khi chuyển sang giai đoạn chế tạo và thử nghiệm thực địa.

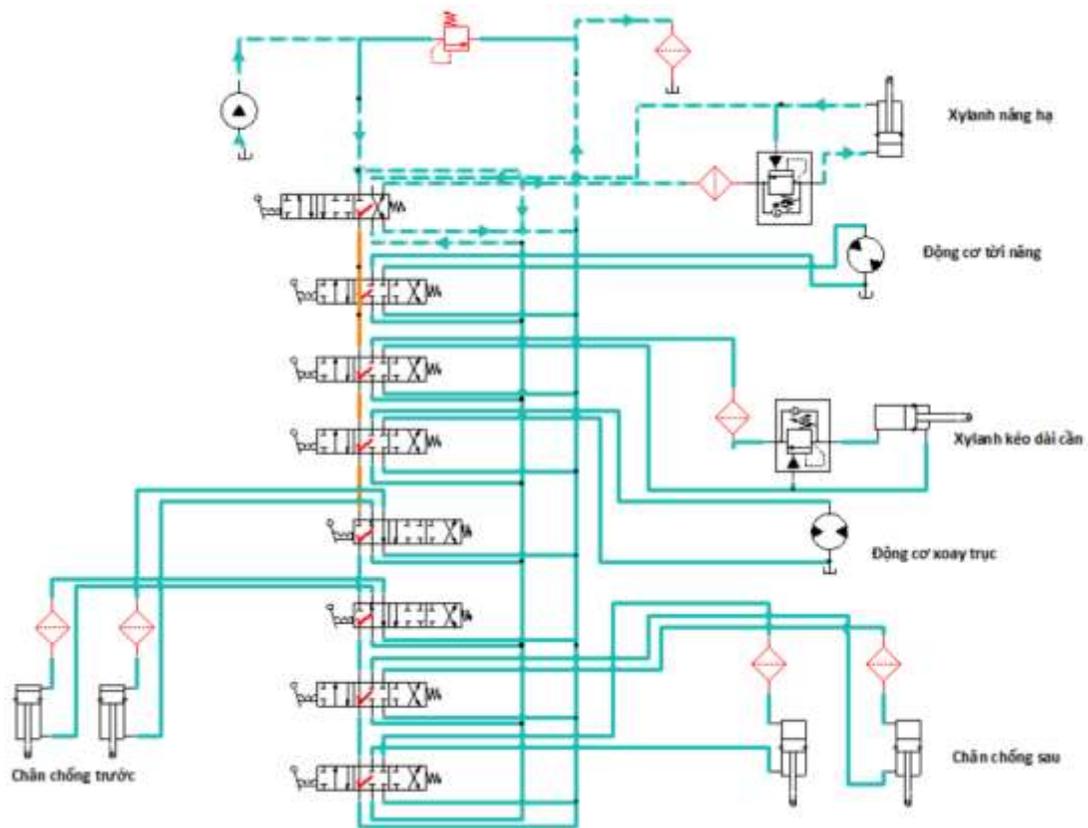
Ta có bảng thông số thiết lập của các phần tử:

Bảng 6. 1. Bảng thông số đầu vào thiết lập của các phần tử trong hệ thống thủy lực.

Tên phần tử thủy lực	Thông số
Bơm thủy lực	Lưu lượng: 60l/ph Dung tích bơm: 44,44 cm ³ /vòng Số vòng quay: 1500 rpm Áp suất làm việc: 210 bar
Xylanh thủy lực nâng hạ cần cầu	Đường kính xylanh: 100 mm Đường kính cần piston: 60 mm
Xylanh thủy lực kéo dài cần	Đường kính xylanh: 80 mm Đường kính cần piston: 45 mm
Xylanh thủy lực chân chống sau	Đường kính xylanh: 65 mm Đường kính cần piston: 40 mm
Van phân phối	Lưu lượng tối đa: 80 l/ph
Van an toàn	Áp suất mở van: 25 MPa (250 bar)



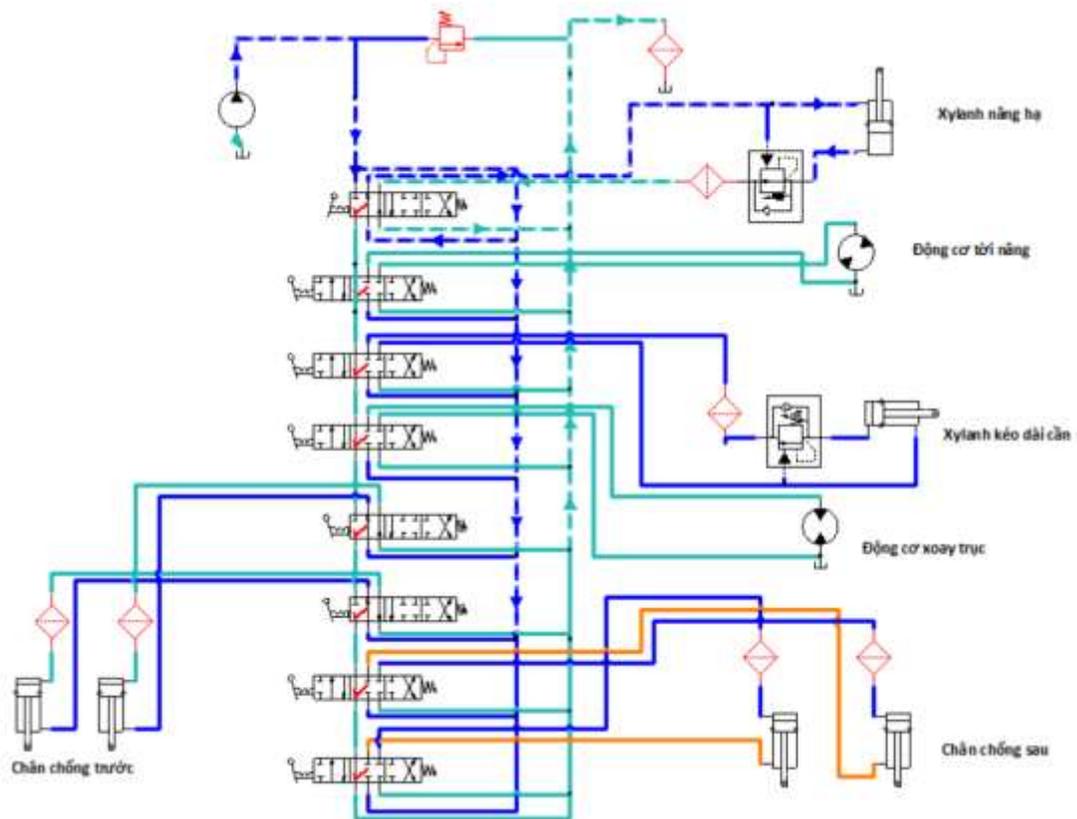
Trạng thái bình thường



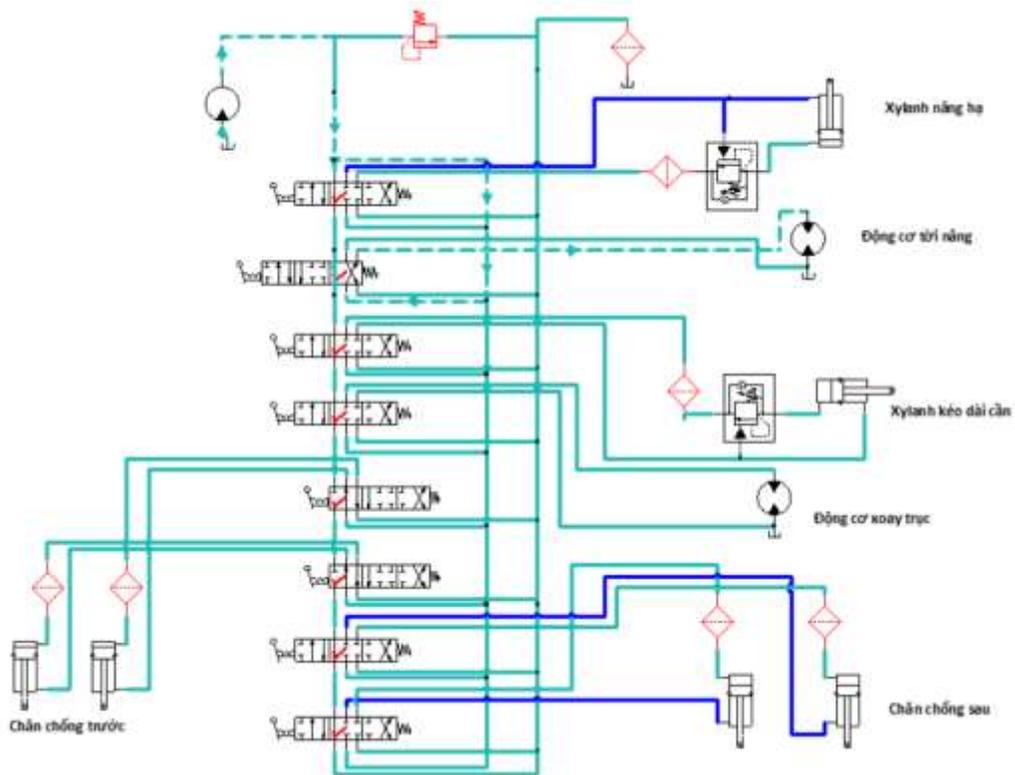
Xylanh nâng hạ cần ở trạng thái nâng

SVTH: Trần Lê Minh Hiếu
Nguyễn Hồng Linh
Phạm Văn Quốc Huy

GVHD: GS. TS. Trần Văn Nam
Th. S. Huỳnh Bá Vang



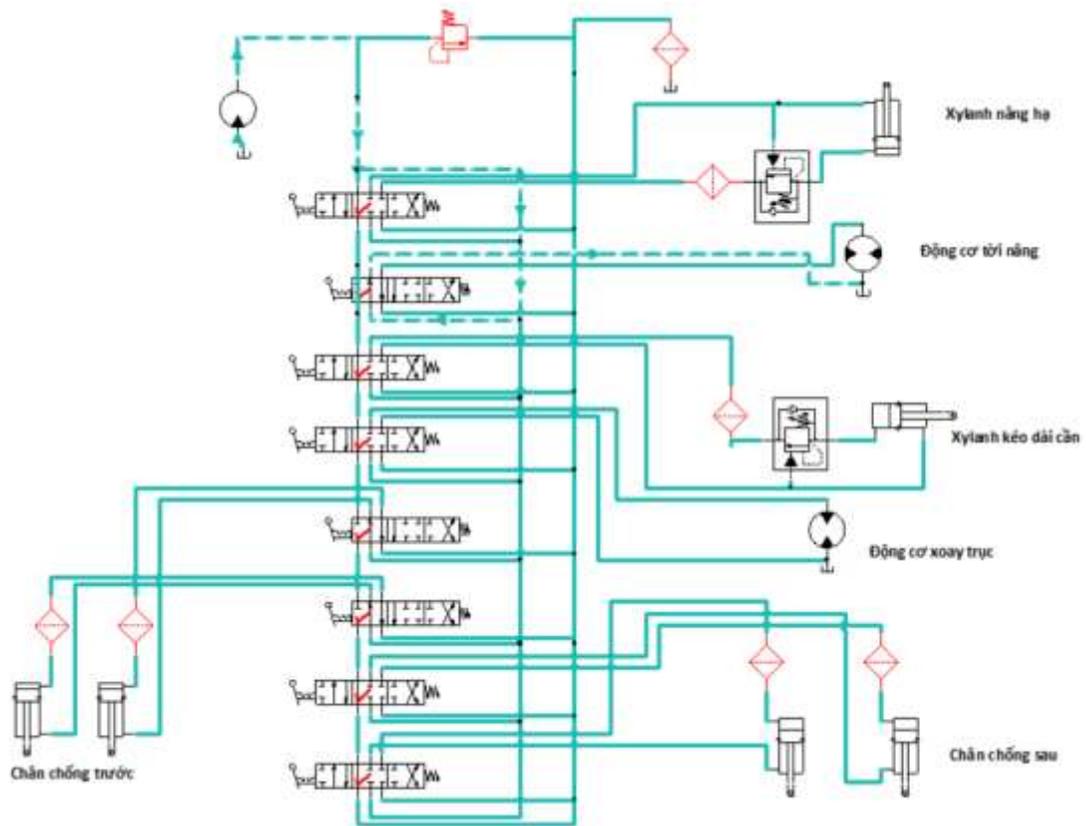
Xylanh nâng hạ ở trạng thái hạ



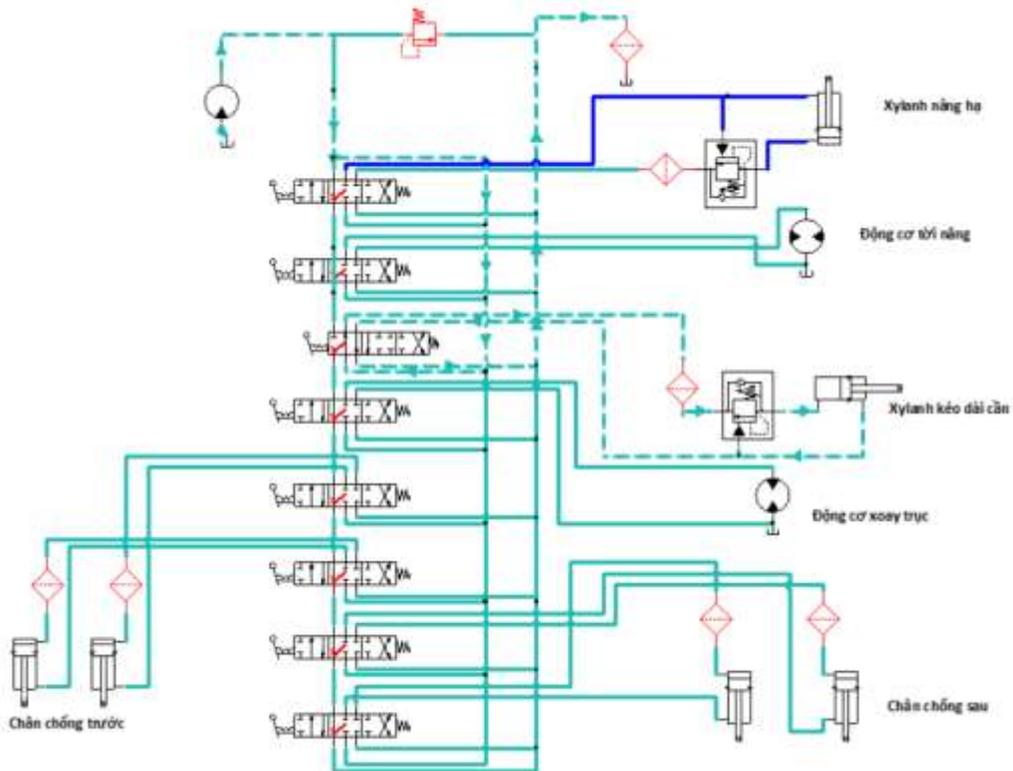
Động cơ tời nâng ở trạng thái nâng hàng hóa

SVTH: Trần Lê Minh Hiếu
Nguyễn Hồng Linh
Phạm Văn Quốc Huy

GVHD: GS. TS. Trần Văn Nam
Th. S. Huỳnh Bá Vang



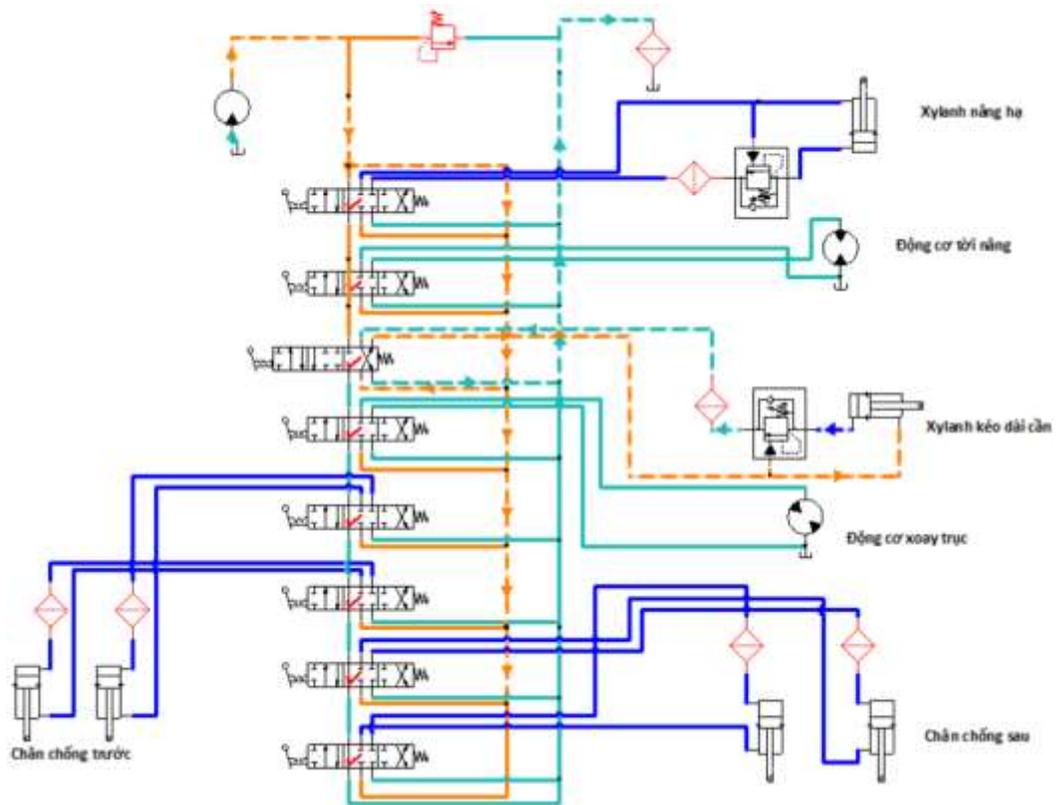
Động cơ tời nâng ở trạng thái hạ hàng hóa



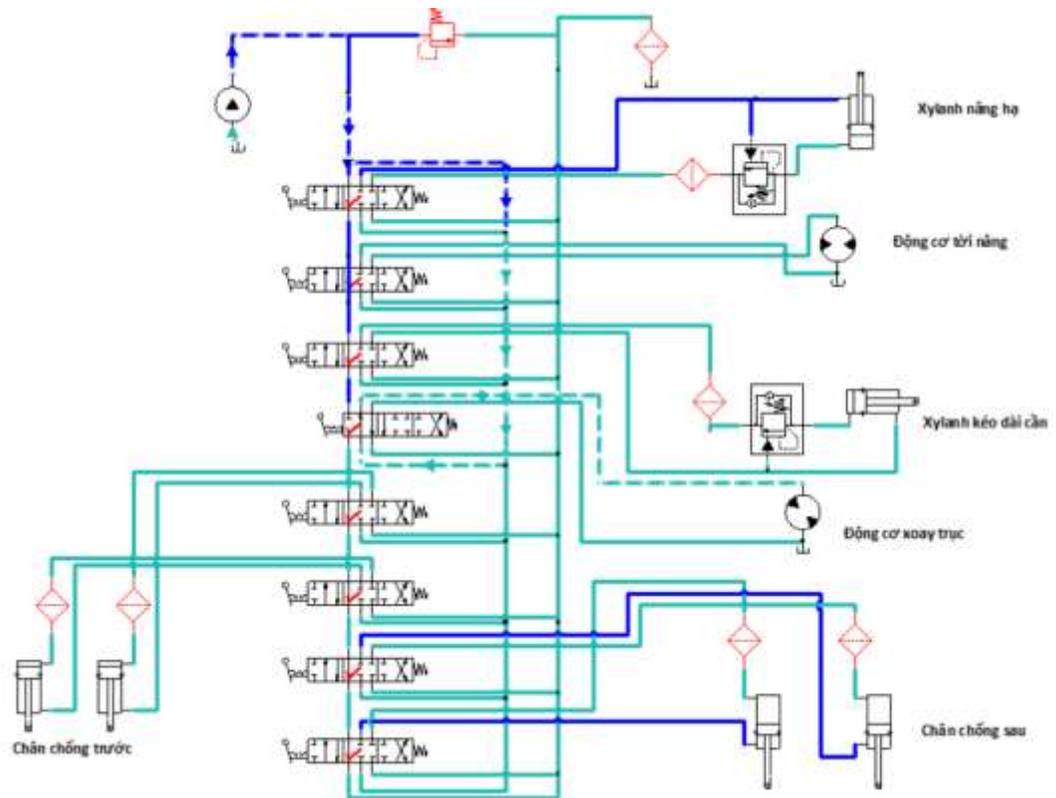
Xylanh kéo dài cần ở trạng thái kéo dài cần

SVTH: Trần Lê Minh Hiếu
Nguyễn Hồng Linh
Phạm Văn Quốc Huy

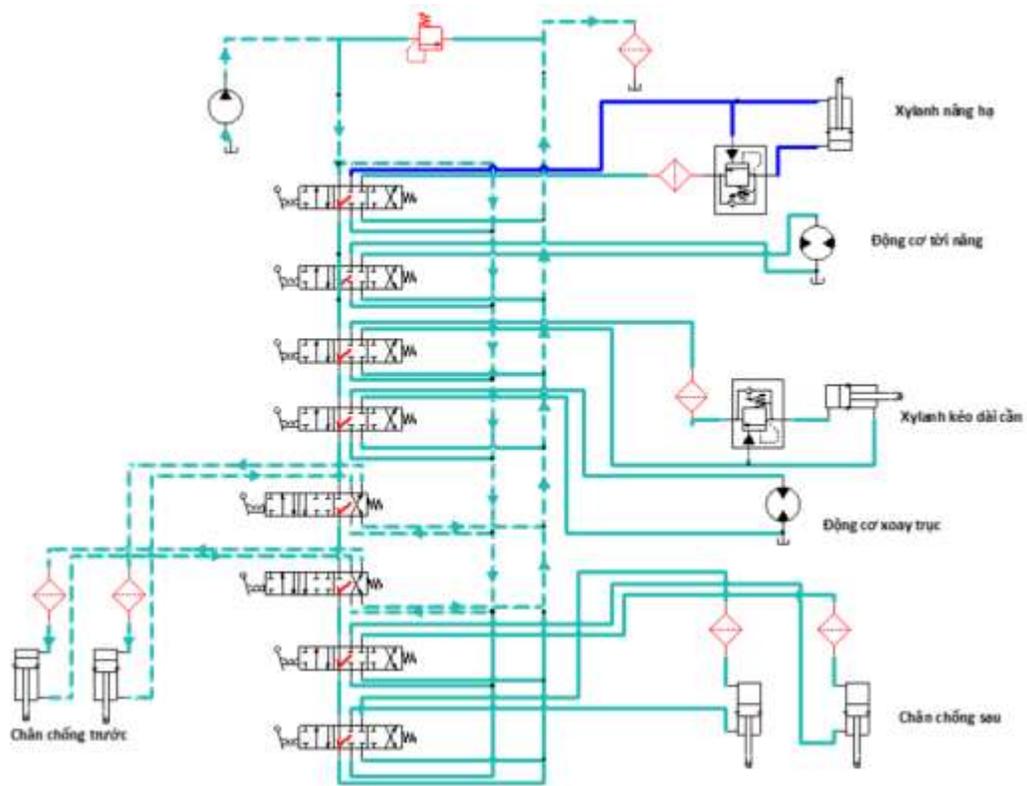
GVHD: GS. TS. Trần Văn Nam
Th. S. Huỳnh Bá Vang



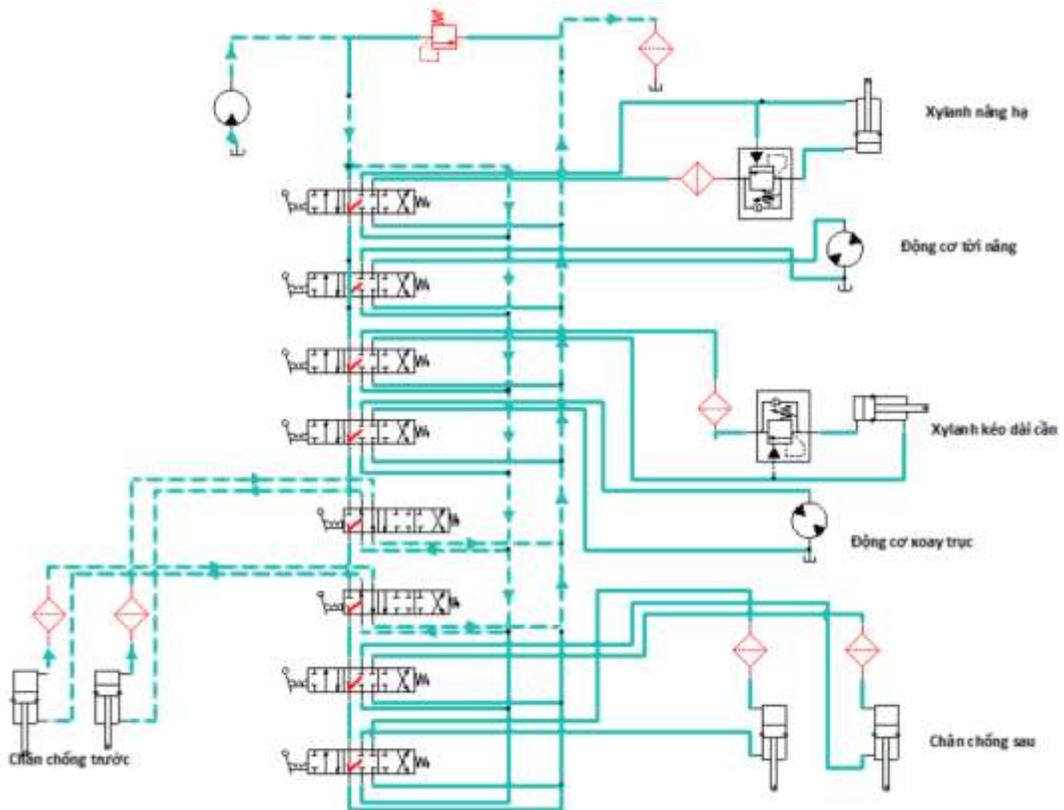
Xylanh kéo dài cần ở trạng thái thu ngắn cần



Động cơ xoay trục hoạt động



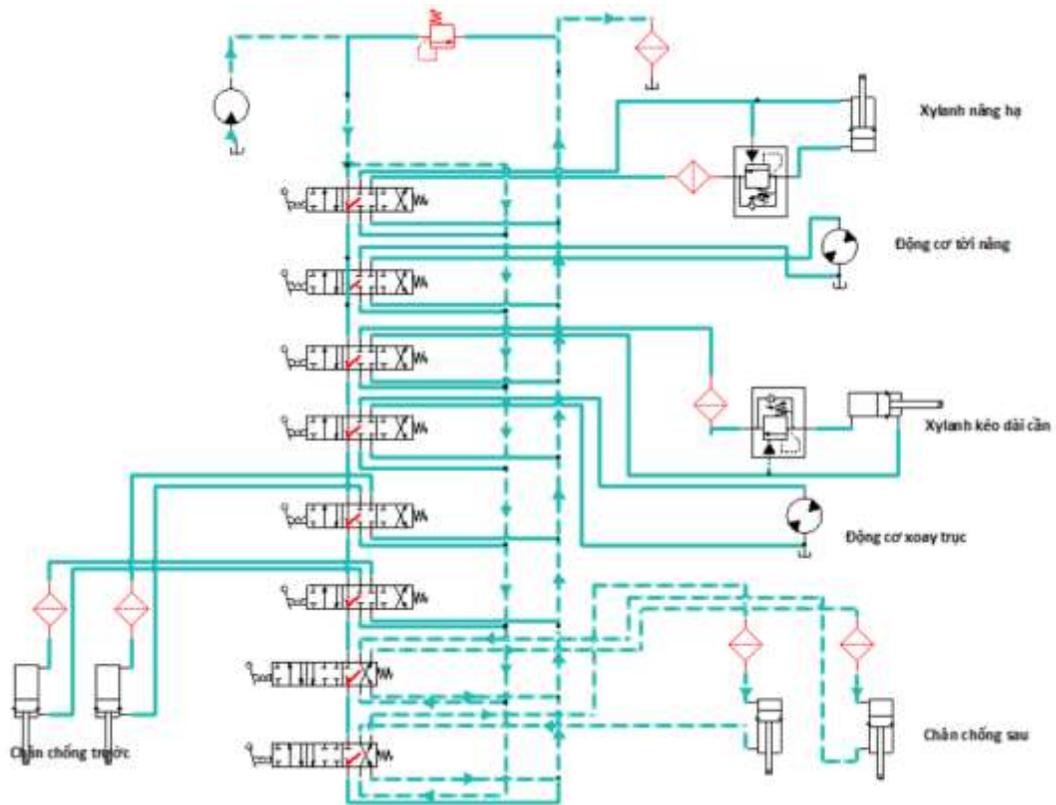
Xylanh chân chống trước ở trạng thái hạ



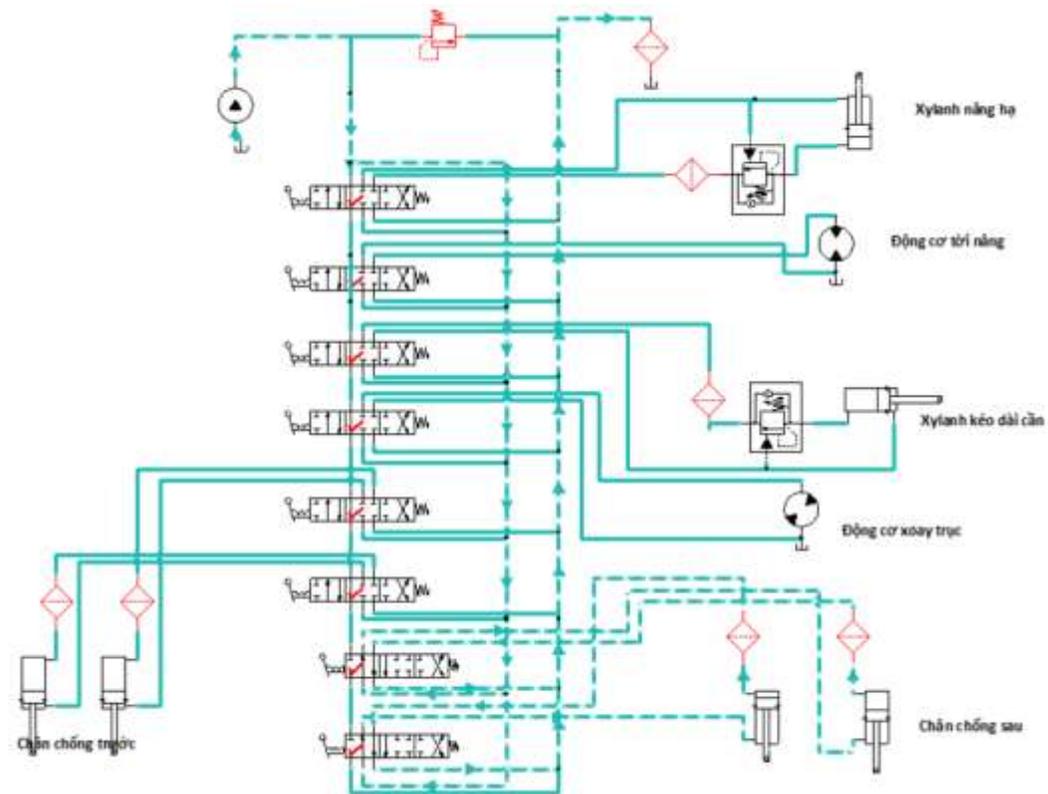
Xylanh chông chống trước ở trạng thái nâng

SVTH: Trần Lê Minh Hiếu
Nguyễn Hồng Linh
Phạm Văn Quốc Huy

GVHD: GS. TS. Trần Văn Nam
Th. S. Huỳnh Bá Vang



Xylanh chân chống sau ở trạng thái hạ



Xylanh chân chống sau ở trạng thái nâng

CHƯƠNG 7: NHỮNG HƯỚNG DẪN CẦN THIẾT SAU CHO VIỆC SỬ DỤNG XE CƠ GIỚI SAU KHI CẢI TẠO

7.1. Hướng dẫn chung

Sự hiểu biết về cấu tạo các cụm chi tiết và máy tổng thành của xe ô tô, đồng thời việc chấp hành nghiêm túc những hướng dẫn về sử dụng, về bảo dưỡng kỹ thuật và chăm sóc xe là những điều kiện cơ bản cho hoạt động lâu dài và sử dụng có hiệu quả xe ô tô. Trước khi đưa xe vào sử dụng cần nghiên cứu kỹ cấu tạo, hướng dẫn sử dụng, hướng dẫn bảo dưỡng kỹ thuật và chăm sóc, đã được nêu đầy đủ trong bản hướng dẫn này.

Những hướng dẫn chung:

1. Nắm được ý nghĩa các biểu tượng vận hành của xe.
2. Sử dụng đúng loại dầu bôi trơn các chi tiết, máy và tổng thành.
3. Trong khi xe đang vận hành cần theo dõi các thiết bị kiểm tra và các đèn
4. Không cho phép xe chạy ở chế độ “Tự lăn” khi động cơ không hoạt động và hộp số đã ngắt để phòng ngắt trợ lực tay lái.
5. Khi xuống dốc cần loại trừ trường hợp cho xe chạy với tốc độ lớn hơn số vòng tua cho phép, có nghĩa là kim đo tốc độ vòng tua không nằm trong vạch đỏ của đồng hồ vòng tua.
6. Không được vận hành xe nếu tình trạng kỹ thuật của xe không đảm bảo, đồng thời không được sử dụng xe trên những đường giao thông công cộng với tải trọng trên trục cao hơn mức cho phép theo luật giao thông đường bộ.
7. Để tránh bị hỏng bơm trợ lực không được giữ vô lăng ở thế ngoài cùng (khi bẻ tay lái hết cỡ về bên trái hoặc bên phải) quá 5 giây.
8. Khi đỗ xe cần ngắt bình điện, cấm nối các thiết bị điện với bình ắc quy 12V.
9. Khi nâng cabin, phải nâng hết tầm cabin. Tuyệt đối cấm đứng dưới cabin chưa được nâng hết cỡ.
10. Cabin được nâng trên mặt phẳng ngang bằng phẳng. Xe ô tô phải được phanh lại bằng phanh tay. Trước khi nâng cabin cần số đưa về vị trí “Mo”, đóng cửa lại, mở các bộ cabin, cấm ở trong vùng lật cabin.
11. Khi động cơ đang hoạt động cấm nâng và hạ cabin, đồng thời cấm khởi động máy khi cabin đang trong tư thế nâng nhằm tránh hiện tượng tự động sang số, cũng như tránh hiện tượng xe tự chạy.

12. Sau khi hạ cabin cần khăng định cabin đã được chốt và day cáp an toàn đã được định vị.
13. Khi rửa xe tránh xối thẳng vòi nước vào thiết bị điện và những chỗ nối với dây dẫn điện.
14. Không được kiểm tra các hệ thống và mạch điện bằng bút điện hoặc bằng bóng đèn dùng nguồn điện cao hơn 24V.DC.
15. Không được ngắt dây dẫn ra khỏi các đầu dây của máy phát và ắc quy trong khi động cơ vẫn đang hoạt động.
16. Không được đảo cực các dây dẫn khi đang nối bình điện với hệ thống điện trong xe, đồng thời khi khởi động động cơ bằng nguồn điện bên ngoài.
17. Khi tiến hành các công việc hàn trên ô tô nhất thiết phải ngắt bình ắc quy và đảm bảo an toàn các dây điện, các ống dẫn của hệ thống phanh.
18. Cấm chuyên chở các ống thép mà không chằng buộc thành khối.
19. Khi xe đầy tải, cần lưu ý khi đỗ trên đường nghiêng ngang.
20. Tránh đỗ xe trên đường nghiêng có góc nghiêng vượt quá giới hạn ổn định.
21. Khi xe quay vòng, cần lưu ý đến vận tốc giới hạn khi quay vòng .

7.2. Những hướng dẫn khi vận hành cầu

❖ Hướng dẫn vận hành:

Mở rộng hết mức tất cả chân chống, khi xe cân bằng trên bề mặt vững chắc, ngang bằng. Tải trọng định mức được thể hiện trong biểu đồ dựa vào lực bèn cầu chứ không vào độ ổn định.

Tải trọng định mức được thể hiện phải giảm tương ứng tải trọng xe, tình trạng có tải của xe tải, vị trí lắp đặt cầu, gió, tình trạng mặt đất và tốc độ vận hành.

Khối lượng của móc (30kg), các dây treo và bất cứ phụ kiện nào lắp vào cần cầu hoặc phần chịu tải phải được trừ đi khỏi các tải trọng định mức nêu trên trong biểu đồ.

Theo đúng chính sách của chúng tôi, không ngừng cải tiến sản phẩm, mọi đặc tính kỹ thuật có thể thay đổi mà không cần báo trước.

❖ Chú ý:

Tải trọng định mức thể hiện khả năng của cầu trên mặt phẳng dựa vào bán kính làm việc thực tế bao gồm độ cong của cần khi tải. Tải trọng định mức 73 Thiết kế lắp đặt cầu UNIC trên cơ sở sat-xi ô tô tải HINO 500FC9JJSW cũng được xác định dựa trên sức mạnh của cầu và độ thẳng bằng của phần tự hành.

Khối lượng của móc (30kg), các dây treo và bất cứ phụ kiện nào lắp vào cần cầu hoặc phần chịu tải phải được trừ đi khỏi các tải trọng định mức nêu trên trong biểu đồ.

Tải trọng định mức phải được giảm tương ứng với tác động của gió, điều kiện mặt phẳng và tốc độ làm việc.

"Max extended outriggers" có nghĩa là vị trí mở rộng tối đa và các chốt khóa phải được ghim vào đúng vị trí bình thường. Các trường hợp khác đều được gọi là "not max extended outriggers".

Thiết lập chân chống không tương thích có khả năng làm lật cầu. Mở rộng các chân chống hoàn toàn và đặt nó trên mặt phẳng cố định. Đảm bảo các chốt gài chân chống đã được cắm hoàn toàn.

Nếu một chân chống không được mở rộng hoàn toàn, cần phải vận hành theo phương thức "not max extended outriggers". Trong trường hợp này phải chú ý đến độ ổn định khi vận hành.

Để vận hành cầu an toàn, đọc kỹ sổ tay vận hành và bảo dưỡng cẩn thận trước khi vận hành.

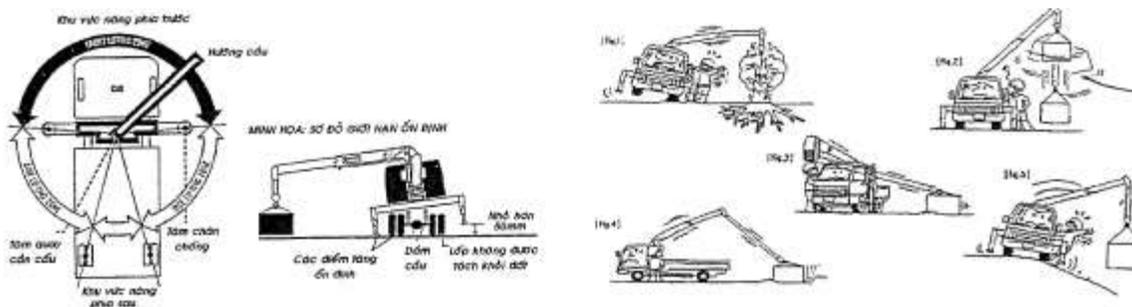
7.2.1. Những hướng dẫn thao tác cần điều khiển

- Để sử dụng được cần cầu, hộp số của xe phải được gài số Mo trích công suất về vị trí ON được trang bị trong cabin.

- Sử dụng các tay gạt để điều khiển hướng cầu và góc nâng cầu chú thích cụ thể trên tay cầu.

7.2.2. Những hướng dẫn chung khi vận hành cần cầu

Khi cầu hàng, một số lưu ý thường phải tránh:



Hình 7. 1. Quy định an toàn vận hành cầu.

Fig 1 – nhô góc cây; Fig 2 – cầu tải trên đầu người điều khiển, Fig 3 – kéo tải trượt ngang, Fig 4 – kéo tải trượt dọc; Fig 5 – Ô tô làm việc trên mặt nghiêng.

Hạn chế nâng hạ vật khu vực phía trước xe với tính ổn định kém.

Khi chân chống bị nâng lên cách nền trên 50 mm phải ngưng cầu vì kém an toàn.

Không dùng cầu để nhổ cây, trụ điện hay các vật bị chôn sâu dưới đất.

Không để vật nâng dao động khi đang nâng, chuyển hàng.

Không sử dụng cầu để kéo lê hàng trên nền.

Nên tránh:

1. Không được vận hành cầu trong khu vực kín, nếu có phải có bộ phận thông gió phù hợp và sử dụng vòi gắn vào đầu ống xả để hút khí thải ra ngoài.
2. Ổn định xe tải bằng chân chống thủy lực trên nền đất cứng, nếu không phải sử dụng loại lót chân chống có tiết diện lớn hơn.
3. Xe phải nằm trên mặt phẳng khi vận hành cần cầu.
4. Kiểm tra khóa của chân chống luôn luôn đóng khi vận hành. Không được điều chỉnh chân chống một khi đang cần vật nặng
5. Trước khi vận hành phải kiểm tra khu vực làm việc phù hợp với thao tác.
6. Tuyệt đối cấm đi bộ và đứng dưới khu vực đang cần, người không có nhiệm vụ không đứng gần khu vực cần.
7. Tuyệt đối cấm hoạt động nâng vật nặng gần đường dây điện. Khoảng cách tối thiểu với đường dây điện là 5m (theo tiêu chuẩn CEN).
8. Không quay cần trước khi nhấc vật nặng lên, không vận hành một cách đột ngột mà phải vận hành từ từ và liên tục
9. Không di chuyển khi xe đang cần.
10. Kiểm tra chốt khóa của chân chống được đóng trước khi lái xe.
11. Không rời khỏi vị trí điều khiển trừ khi đã ngắt hộp trích công suất và tải đã được bỏ xuống đất.

KẾT LUẬN

Đề tài “Cải tạo, thiết kế và mô phỏng hệ thống thủy lực xe cầu tự hành 3 tấn trên khung gầm Hino 500 FC-9JJSW” đã được triển khai theo một quy trình nghiên cứu chặt chẽ, bắt đầu từ khảo sát hiện trạng khung gầm và thùng hàng, phân tích phân bố tải trọng, tính toán cơ khí, cho đến thiết kế và tối ưu hệ thống thủy lực. Trên cơ sở dữ liệu thu thập được, nhóm đã tiến hành gia công chassis và thùng xe, xác định vị trí lắp đặt cầu cùng chân chống sao cho trọng tải được phân bố đồng đều và đảm bảo tính ổn định tổng thể của xe sau khi cải tạo.

Trong giai đoạn tính toán động lực học, nhóm đã xác lập khối lượng toàn bộ, vị trí trọng tâm và mô-men lật của xe. Các đồ thị đặc tính vận hành cho thấy xe hoàn toàn đáp ứng yêu cầu an toàn khi làm việc với tải nâng 3 tấn. Kết quả này khẳng định khả năng vận hành ổn định và hạn chế nguy cơ lật nghiêng trong quá trình thi công trên địa hình phức tạp.

Tiếp theo, các kiểm tra về bền vật liệu và kết cấu liên kết được thực hiện trên phần mềm Inventor thông qua phân tích ứng suất và biến dạng. Chassis sau khi gia công giữ hệ số an toàn vượt ngưỡng thiết kế, bu-lông liên kết và mối ghép không xuất hiện vùng tập trung ứng suất cao, chứng tỏ tính bền vững lâu dài của hệ thống khung xe sau cải tạo.

Về thiết kế hệ thủy lực, nhóm đã lựa chọn bơm, bộ trích công suất PTO, xy lanh, van phân phối và van an toàn phù hợp với yêu cầu lưu lượng và áp suất. Mô phỏng mạch thủy lực trên Automation Studio cho thấy hệ thống đáp ứng đầy đủ các thông số kỹ thuật, với áp suất và lưu lượng ổn định, thời gian phản hồi nhanh, đồng thời không gây biến dạng khung ngoài giới hạn cho phép.

Cuối cùng, nhóm đã xây dựng quy trình vận hành và bảo trì chi tiết, bao gồm hướng dẫn kiểm tra trước/sau ca làm việc, lịch bảo dưỡng định kỳ và đề xuất cải tiến bố trí chân chống cùng cơ cấu điều khiển điện–thủy lực. Tổng hợp kết quả nghiên cứu cho thấy phương án cải tạo không chỉ khả thi về mặt kỹ thuật và an toàn mà còn giúp rút ngắn thời gian bốc xếp, giảm chi phí nhân công và nâng cao hiệu suất vận hành, sẵn sàng áp dụng trong thực tế.

Ô tô sau cải tạo thỏa mãn các văn bản hiện hành: Quy chuẩn Quốc Gia QCVN 09:2024/BGTVT, Thông tư số 42/2024/TT-BGTVT, Thông tư số 47/2024/TT-BGTVT.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Nguyễn Hữu Cẩn “Lý thuyết ô tô máy kéo” Nhà xuất bản Khoa học và kỹ thuật năm 2000.
- [2]. Nguyễn Hữu Cẩn, Phan Đình Kiên. “Thiết kế và tính toán ô tô máy kéo, tập 3”. Hà Nội: Nhà xuất bản Đại học và Trung học Chuyên nghiệp; 1985.
- [3]. UNIC Corporation. (2019). “URV Series Crane Specifications – URV344 UNIC”.
- [4]. Lê Viết Giảng, Phan Kỳ Phùng “Sức bền vật liệu 1” Nhà xuất bản Giáo dục năm 1997.
- [5]. Lê Viết Giảng, Phan Kỳ Phùng “Sức bền vật liệu 2” Nhà xuất bản Giáo dục năm 1997.
- [6]. Nguyễn Trọng Hiệp “Chi tiết máy 1” Hà Nội, Nhà xuất bản Đại học và Trung học Chuyên nghiệp năm 1969.
- [7]. Kết cấu thép – Nhà XB KHKT năm 2006.
- [8]. Thông tư 47/2024/TT-BGTVT
- [9]. <https://hinonhapkhau.vn/xe-tai-hino-fc9jjsw-gan-cau-unic-3-tan-urv343-xe-tai-cau-5-tan-hino-50>.
- [10]. ISO 4305:1991 INTERNATIONAL STANDARD Mobile cranes - Determination of stability.
- [11]. QCVN 09:2024/BGTVT quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về chất lượng an toàn kỹ thuật và bảo vệ môi trường đối với xe ô tô.
- [12]. TT 47/2024/TT-BGTVT Quy định trình tự, thủ tục kiểm định, miễn kiểm định lần đầu cho xe cơ giới, xe máy chuyên dùng; trình tự, thủ tục chứng nhận an toàn kỹ thuật và bảo vệ môi trường đối với xe cơ giới cải tạo, xe máy chuyên dùng cải tạo; trình tự, thủ tục kiểm định khí thải xe mô tô, xe gắn máy.
- [13]. Tài liệu xe cơ sở Sổ tay hướng dẫn lắp đặt cần cẩu UNIC – SAMCO.
- [14]. Trần Ngọc Hải “Giáo trình Hệ thống truyền động thủy lực và khí nén” Nhà xuất bản xây dựng.
- [15]. Trần Văn Cường. (2016). “Thiết kế xi lanh thủy lực trong ô tô tải” Tạp chí Khoa học & Công nghệ GTVT.
- [16]. Sổ tay hướng dẫn lắp đặt cần cẩu UNIC - SAMCO.
- [17]. <https://fr.scribd.com/document/730113682/TMTK-XE-TAI-13-TAN-CO-CAN-CAU>.

PHỤ LỤC

Bản vẽ kỹ thuật

Các thông số kỹ thuật chi tiết

Thông tư 47/2024/TT-BGTVT, ngày 15/11/2024.