

BỘ GIAO THÔNG VẬN TẢI
CỤC ĐĂNG KÝ VIỆT NAM



CỘNG HÒA XÃ HỘI CHỦ NGHĨA VIỆT NAM
Độc lập - Tự do - Hạnh phúc

Số(N^o):0789/VAQ09 - 04/21 - 00

GIẤY CHỨNG NHẬN THẨM ĐỊNH THIẾT KẾ

Căn cứ vào hồ sơ thiết kế số: 0485/21/XH Ngày: 15.04.2021
Căn cứ vào kết quả thẩm định tại biên bản thẩm định số: 0485/21/XB Ngày: 18.06.2021

CỤC ĐĂNG KÝ VIỆT NAM

Chứng nhận : Thiết kế kỹ thuật Ô tô kéo, chở xe
HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/MK-KCX21
Ký hiệu thiết kế : 06-21/MKE
Cơ sở thiết kế : Công ty TNHH Phát triển Công nghiệp Minh Khuê
Địa chỉ : Số nhà 16, ngách 159, ngõ 192 Lê Trọng Tấn, P. Định Công, Q. Hoàng Mai, Hà Nội
Cơ sở SXLR : Công ty TNHH Phát triển Công nghiệp Minh Khuê
Địa chỉ : Số nhà 16, ngách 159, ngõ 192 Lê Trọng Tấn, P. Định Công, Q. Hoàng Mai, Hà Nội

ĐÃ ĐƯỢC CỤC ĐĂNG KÝ VIỆT NAM THẨM ĐỊNH

Nội dung chính của bản thiết kế : Thiết kế kỹ thuật Ô tô kéo, chở xe trên cơ sở Ô tô sát xi tải HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP do Công ty CP sản xuất ô tô HYUNDAI Thành Công Việt Nam sản xuất

Thông số kỹ thuật cơ bản :	Đơn vị	
Kích thước bao (D x R x C)	mm	7.790 x 2.200 x 2.830
Kích thước lòng thùng hàng (D x R x C)	mm	4.650 x 2.080 x ---
Khoảng cách trục	mm	3.775
Công thức bánh xe		4 x 2
Vết bánh xe trước/sau	mm	1.680/1.495
Khối lượng bản thân	kg	6.205
Khối lượng toàn bộ thiết kế lớn nhất	kg	9.900; 10.600 (*); 7.700 (**)
Khối lượng toàn bộ cho phép lớn nhất	kg	9.900; 10.600 (*); 7.700 (**)
Số người cho phép chở (kể cả người lái)	Người	03
Động cơ		D4GA, Diesel, 4 kỳ, 4 xi lanh thẳng hàng, tăng áp, dung tích xi lanh 3.933 cc
Lốp trước/sau		8.25 - 16 / 8.25 - 16

Quy chuẩn áp dụng: QCVN 09:2015/BGTVT.

Ghi chú :

- Hệ thống thủy lực dẫn động cơ cấu kéo, đẩy, nâng, hạ sàn chở xe, cơ cấu tời kéo và căng kéo; Cơ cấu căng buộc, cố định xe.

- Cầu cầu thủy lực nhãn hiệu HYVA, model HB60 E2 có sức nâng lớn nhất/tầm với theo thiết kế là 2615 kg/2,45 m; 885 kg/7,0 m (tầm với lớn nhất).

(*) Trường hợp chỉ chở xe.

(**) Trường hợp chỉ kéo xe.

Ngày 18 tháng 06 năm 2021

CỤC TRƯỞNG CỤC ĐĂNG KÝ VIỆT NAM





CÔNG TY TNHH PHÁT TRIỂN CÔNG NGHIỆP MINH KHUÊ
Số 16, ngách 159, ngõ 192, Lê Trọng Tấn, P.Định Công, Q.Hoàng Mai, TP. Hà Nội

THUYẾT MINH

THIẾT KẾ KỸ THUẬT Ô TÔ KÉO, CHỖ XE TRÊN CƠ SỞ Ô TÔ SÁT XI TẢI HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP

Ký hiệu thiết kế : 06-21/MKE
Loại phương tiện : Ô tô kéo, chở xe
Nhãn hiệu hàng hoá : HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/MK-KCX21
Cơ sở SXLR : Công ty TNHH Phát triển công nghiệp Minh Khuê
Địa chỉ : Số nhà 16, ngách 159, ngõ 192, Lê Trọng Tấn, P.Định Công,
Q. Hoàng Mai, TP. Hà Nội



Nhóm thiết kế: KS. Trần Thành Vinh
KS. Vũ Quang Minh



TL. CỤC TRƯỞNG
CỤC PHÒNG CHẤT LƯỢNG XE CƠ GIỚI
PHỤ TRƯỞNG PHÒNG

Nguyễn Văn Phương



ĐƠN VỊ THIẾT KẾ

Trần Thành Vinh

HÀ NỘI - 2021

PHỤ LỤC

PHU LUC	1
I. MỞ ĐẦU.....	3
II. BỐ TRÍ CHUNG Ô TÔ HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/MK-KCX21.....	4
II.1. GIỚI THIỆU Ô TÔ HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/MK-KCX21.....	4
1.1. Tuyến hình.....	4
1.2. Giới thiệu ô tô sát xi tải HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP.....	5
1.3. Giới thiệu ô tô kéo, chở xe HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/MK-KCX21.....	5
II.2. XÁC ĐỊNH KHỐI LƯỢNG VÀ PHÂN BỐ KHỐI LƯỢNG.....	10
2.1. Xác định các thành phần khối lượng.....	10
2.2. Xác định khối lượng phân bố lên các trục.....	11
II.3. ĐẶC TÍNH KỸ THUẬT CƠ BẢN CỦA Ô TÔ.....	13
III. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ.....	18
III.1. XÁC ĐỊNH TOA ĐỘ TRỌNG TÂM Ô TÔ.....	18
1.1. Khoảng cách từ trọng tâm ô tô đến các trục.....	18
1.2. Chiều cao trọng tâm ô tô.....	
III.2. KIỂM TRA TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ.....	
2.1 - Tính toán ổn định của ô tô theo phương dọc:	
3.1. Đường đặc tính ngoài của động cơ D4GA	
3.2. Đặc tính nhân tố động lực học ô tô HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/MK-KCX21.....	
3.3. Kiểm tra khả năng vượt dốc theo điều kiện bám.....	
3.4. Tính toán kiểm tra khả năng tăng tốc của ô tô thiết kế.....	
III.4. TÍNH TOÁN CÁC HỆ THỐNG CHUYÊN DỤNG.....	31
4.1. Tính toán chọn xylanh nâng sàn.....	31
4.3. Tính toán chọn xylanh nâng cần.....	33
4.4. Tính toán chọn xylanh vươn cần.....	34
4.5. Tính toán chọn tời kéo xe.....	34
4.6. Tính toán chọn bơm thủy lực.....	36
4.7. Tính toán kiểm nghiệm sự phù hợp giữa bơm và PTO.....	36
III.5. TÍNH TOÁN KIỂM TRA BỀN.....	37
5.1. Tính toán kiểm tra bền dầm ngang sàn thùng.....	37
5.2. Kiểm tra bền cần nâng chính.....	39
5.3. Tính bền càng nâng.....	40



5.4 Tính bền chốt đỡ hệ cần nâng.....	41
5.5 Tính bền dầm dọc sàn.....
5.6. Tính bền chốt xoay khung phụ.....	42
5.7. Kiểm tra chốt xi lanh.....	43
5.8. Tính bền chốt càn nâng.....	43
5.9. Tính bền mối ghép của tời kéo.....	44
5.10. Tính bền dây đai chằng giữ bánh xe.....	45
5.11. Tính kiểm nghiệm khả năng chịu tải của hệ thống dây dẫn khí lắp thêm đèn.....	47
5.12. Đánh giá hệ thống phanh khí kéo xe.....
<u>III.6. ĐÁNH GIÁ CÁC TÍNH NĂNG KHÁC CỦA Ô TÔ.....</u>	50
<u>IV. CÁC TỔNG THÀNH CHI TIẾT CHẾ TẠO TRONG NƯỚC VÀ NHẬP KHẨU</u>	50
<u>IV.1. CÁC TỔNG THÀNH CHI TIẾT CHẾ TẠO TRONG NƯỚC CHO (01 Ô TÔ).....</u>	50
<u>IV.2. CÁC TỔNG THÀNH CHI NHẬP KHẨU (01 Ô TÔ).....</u>	50
<u>V- KẾT LUẬN.....</u>	51
<u>TÀI LIỆU THAM KHẢO.....</u>	51



I. MỞ ĐẦU.

Trong giai đoạn hiện nay, cùng với tốc độ phát triển của nền kinh tế và cơ sở hạ tầng thì nhu cầu đi lại của người dân tăng cao cùng với đó là tốc độ sử dụng phương tiện giao thông cá nhân ngày càng tăng. Đi đôi với sự phát triển đó là các vụ tai nạn và sự cố xe gặp phải khi tham gia giao thông và nhu cầu vận chuyển xe ngày càng nhiều. Để đáp ứng được công việc đó thì nhu cầu cần có phương tiện để kéo, chở xe ngày càng tăng.

Theo nhu cầu của thị trường nói chung và theo yêu cầu của chủ phương tiện. Công ty TNHH Phát triển công nghiệp Minh Khuê thực hiện công việc:

THIẾT KẾ KỸ THUẬT Ô TÔ KÉO, CHỖ XE TRÊN CƠ SỞ Ô TÔ SÁT XI TẢI HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP

Ký hiệu thiết kế : 06-21/MKE

Nhãn giao dịch : HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/MK-KCX21.

Thiết kế được thực hiện trên cơ sở đảm bảo các nguyên tắc sau:

1. Thiết kế để sản xuất lắp ráp mang nhãn hiệu trong nước theo Quy định của Thông tư số: 30/2011/TT- BGTVT, ngày 15/4/2011; quy chuẩn QCVN 09:2015/BGTVT
2. Sử dụng ô tô sát xi tải HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP do Công ty cổ phần sản xuất ô tô Hyundai Thành Công Việt Nam sản xuất, chưa qua sử dụng
3. Thiết kế thực hiện trên cơ sở giữ nguyên toàn bộ các hệ thống tổng thành của ô tô sát xi tải HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP.
4. Chế tạo và lắp đặt hệ sàn trượt, cang nâng hạ, tời kéo, cần cẩu HYVA và các thiết bị chuyên dùng kèm theo lên ô tô HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP.
5. Bảo đảm các yêu cầu về kỹ thuật và mỹ thuật của ô tô .
6. Kết cấu phù hợp với khả năng cung cấp phụ tùng vật tư và khả năng công nghệ của doanh nghiệp có đủ tư cách pháp nhân sản xuất lắp ráp ô tô ở trong nước;
7. Ô tô thiết kế đảm bảo chuyển động ổn định và an toàn trên các loại đường giao thông công cộng.
8. Màu sơn ô tô do cơ sở sản xuất đăng ký theo loạt sản phẩm.

II. BỐ TRÍ CHUNG Ô TÔ HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/MK-KCX21.

II.1. GIỚI THIỆU Ô TÔ HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/MK-KCX21.

1.1. Tuyến hình.

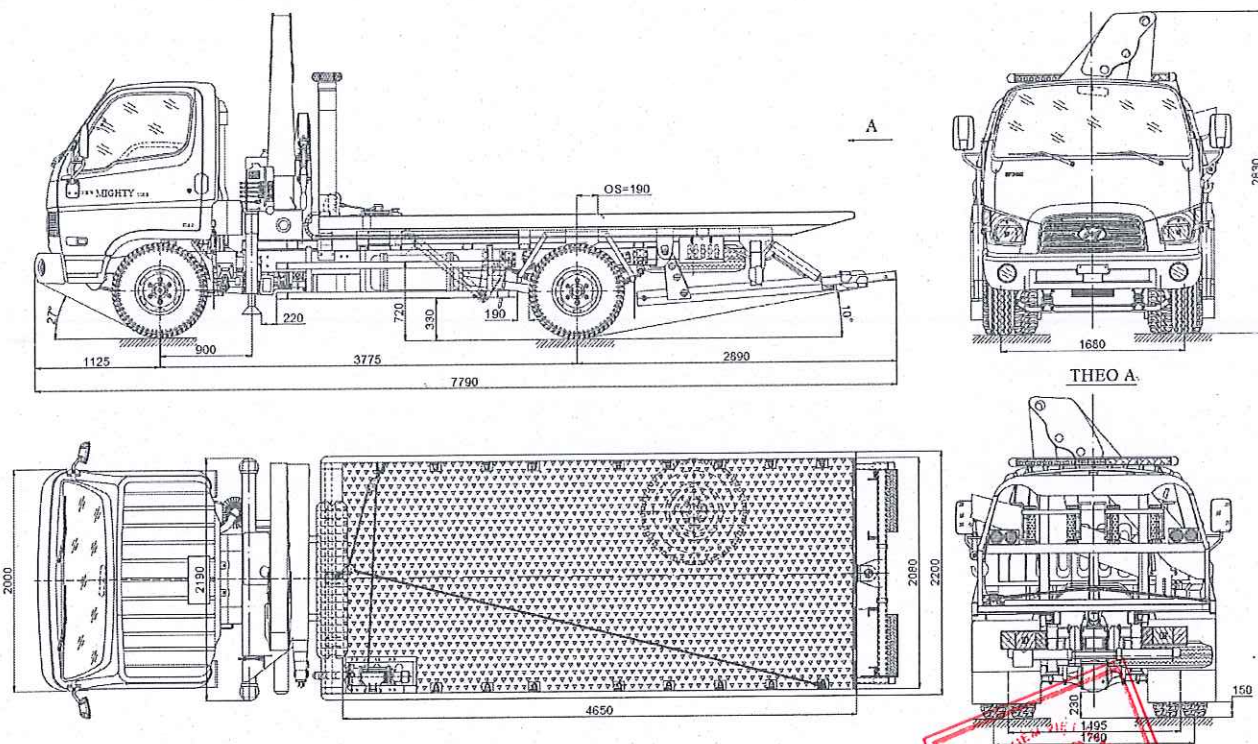
Ô tô HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/MK-KCX21 là ô tô kéo, chở xe, công thức bánh xe 4x2R. Ô tô có các thông số cơ bản sau:

Kích thước bao ngoài (Dài x Rộng x Cao) : 7790x2200x2830(mm)

Chiều dài cơ sở : 3775 (mm)

Vết bánh trước/sau : 1680/1495 (mm)

Khoảng sáng gầm xe : 230 (mm)



Hình 1: Tuyến hình ô tô HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/MK-KCX21

Ô tô kéo, chở xe HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/MK-KCX21 được thiết kế trên cơ sở ô tô sát xi tải HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP, lắp đặt đồng bộ sàn trượt, cần nâng và các thiết bị chuyên dùng kéo, chở xe.

1.2. Giới thiệu ô tô sát xi tải HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP.

Ô tô sát xi tải HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP do Công ty cổ phần sản xuất ô tô Hyundai Thành Công Việt Nam sản xuất lắp ráp công thức bánh xe 4x2R, tay lái thuận. Có các thông số kỹ thuật cơ bản như sau:

- Động cơ Diesel 4 kỳ, tăng áp, 4 xi lanh, làm mát bằng nước tăng áp. Công suất lớn nhất: 110 kW ở số vòng quay 2500 v/ph; Mô men xoắn lớn nhất: 579 N.m ở số vòng quay 1400 v/ph;

- Ly hợp 1 đĩa ma sát khô, dẫn động thuỷ lực trợ lực chân không.

Hộp số cơ khí: 05 số tiến và 1 số lùi, dẫn động cơ khí, có bộ phận trích công suất.

Tỷ số truyền ở các tay số: $i_{h1} = 5,810$; $i_{h2} = 3,281$; $i_{h3} = 1,787$; $i_{h4} = 1,000$;

$i_{h5} = 0,705$; $i_r = 5,294$

- Cầu sau chủ động, tỷ số truyền $i_o = 3,727$

- Trục 1 dẫn hướng.

- Cơ cấu lái kiểu trục vít ê cu bi, dẫn động cơ khí có trợ lực thuỷ lực

- Hệ thống treo trục 1: phụ thuộc nhíp lá, giảm chấn ống thuỷ lực

- Hệ thống treo trục 2: Phụ thuộc nhíp lá, giảm chấn ống thuỷ lực

- Hệ thống phanh chính: Phanh tang trống, dẫn động thuỷ lực hai dòng, trợ lực chân không. Hệ thống phanh tay tác động lên trục thứ cấp hộp số.

1.3. Giới thiệu ô tô kéo, chở xe HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/MK-KCX21.

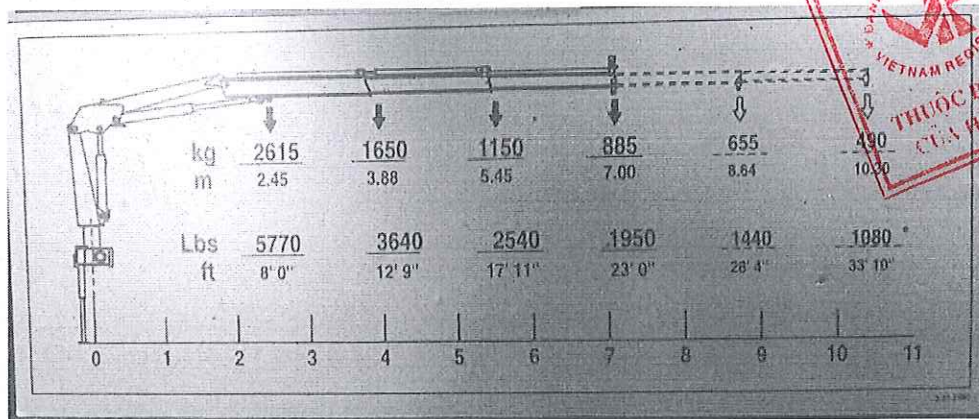
1.3.1. Cần cẩu

Cần cẩu nhãn hiệu HYVA HB60 E2 do YTALYA sản xuất, có các tính năng kỹ thuật chủ yếu như sau:

Sức nâng ở tầm với lớn nhất 7,0 m: 885 (kg)

Sức nâng lớn nhất ở tầm với nhỏ nhất 2,45 m: 2615 (kg)

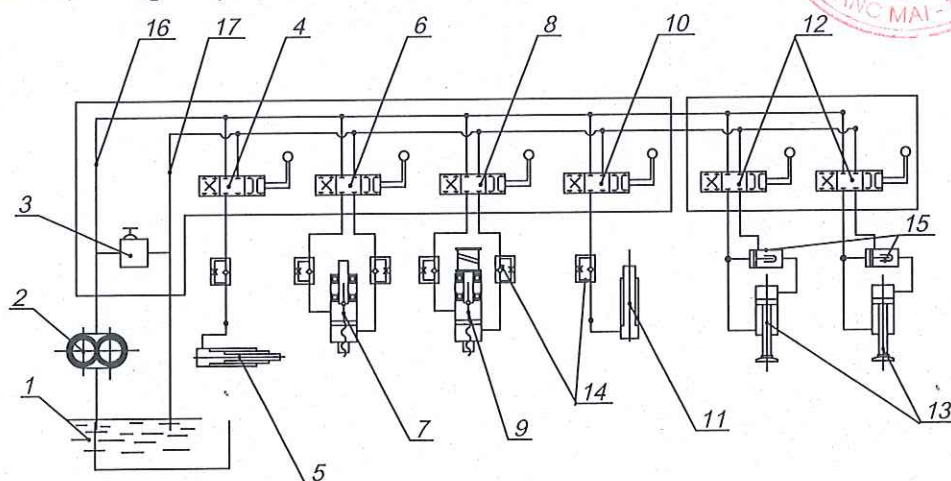
Quan hệ giữa tải trọng nâng Q_n (kg) và tầm với của cần cẩu (bán kính làm việc- R) theo số liệu thiết kế được cho trong bảng:



Cần cầu được lắp đặt lên khung ô tô. Bộ của cầu được bắt chặt với khung ô tô bằng 04x2 gu giông M20x2 (mỗi bên 04). Khoảng cách tâm hai chân chống của cầu ở vị trí hẹp nhất là 2220 (mm) và ở vị trí lớn nhất là 4430 (mm).

Cần cầu được dẫn động bằng thủy lực. Toàn bộ hệ thống thủy lực và điều khiển được nhập đồng bộ cùng cần cầu. Bơm dầu của hệ thống thủy lực được dẫn động từ hộp số (bộ trích công suất) qua trục các đăng.

Việc điều khiển cần cầu được thực hiện nhờ hệ thống các van điều khiển thông qua các tay gạt. Sơ đồ hệ thống thủy lực của cần cầu được trình bày như bản vẽ.



Hình 2.2. Sơ đồ hệ thống thủy lực điều khiển cần cầu

- | | |
|---|-----------------------------------|
| 1 - Thùng chứa dầu | 10 - Van điều khiển góc nâng cần; |
| 2 - Bơm dầu; | 11 - Xi lanh nâng cần; |
| 3 - Van điều áp của hệ thống; | 12 - Van điều khiển chân chống |
| 4 - Van điều khiển khẩu độ cần cầu; | 13 - Xi lanh chân chống trước; |
| 5 - Xi lanh khẩu độ cần; | 14 - Van tiết lưu; |
| 6 - Van điều khiển góc quay của thân cầu; | 15 - Van an toàn ba ngã; |
| 7 - Cụm xi lanh thân cầu; | 16 - Đường ống cao áp; |
| 8 - Van điều khiển dẫn động cáp; | 17 - Đường dầu hồi; |
| 9 - Cụm xi lanh trực cáp; | |

Nguyên lý làm việc của hệ thống như sau:

Dầu thủy lực trong thùng chứa 1 được bơm đưa vào đường ống cao áp 16, tới các van điều khiển 4, 6, 8, 10, 12. Mỗi van điều khiển đều có ba vị trí: Vị trí tác dụng thuận, vị trí trung gian (dừng tác động) và vị trí tác dụng ngược. Dẫn động các van điều khiển được thực hiện bằng tay thông qua các tay gạt.

Van điều áp của hệ thống 2 có tác dụng đảm bảo áp suất dầu trong hệ thống không vượt quá 210 (kgf/cm²).



Khi đường ống thủy lực có sự cố, tốc độ nâng hạ hàng, tốc độ góc khi hạ cần và tốc độ quay của cần được khống chế trong giới hạn an toàn nhờ các van tiết lưu 14.

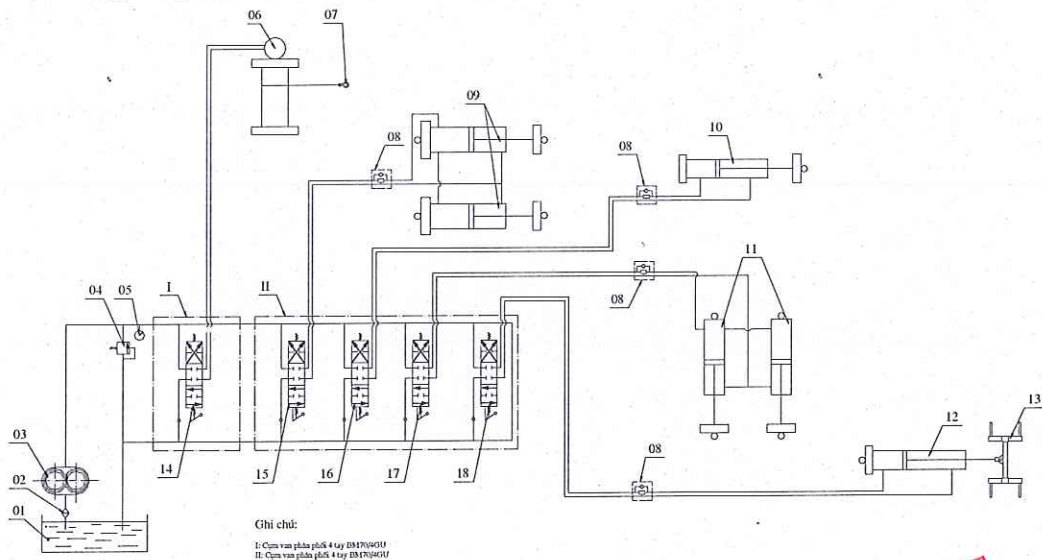
Chuyển động trực quần cáp được thực hiện bằng mô tơ thủy lực loại piston hướng trục, bánh răng giảm tốc trụ thẳng với cơ cấu phanh tự động bằng cơ.

Chân chống cầu hạ xuống đất khi cầu hàng nhằm giảm tải lên khung ô tô và các bánh xe, đồng thời để tăng độ ổn định cho xe khi làm việc, xi lanh chân chống là xi lanh thủy lực tác dụng 2 chiều. Các van điều áp của hệ thống 3 và van an toàn ba ngã 15 có tác dụng cân bằng áp suất giữa 2 khoang của xi lanh, làm giảm quán tính của hệ thống và đảm bảo an toàn khi đường ống thủy lực có sự cố

1.3.2 Lựa chọn các thiết bị chuyên dùng lắp lên xe.

a. Lựa chọn các thiết bị của hệ thống thủy lực:

Sơ đồ hệ thống thủy lực



Hình 2 : Sơ đồ hệ thống thủy lực kéo, chở xe

1.Thùng dầu thủy lực; 2. Lọc dầu; 3. Bơm thủy lực; 4.Van an toàn; 5. Đồng hồ đo áp suất; 6. Van chống lún; 6. Mô tơ thủy lực quần cáp tời trên sàn; 7.Móc tời kéo trên sàn; 8. Van an toàn và chống lún; 9. Xi lanh nâng sàn; 10.Xi lanh trượt sàn; 11. Xi lanh nâng cần; 12. Xi lanh hạ cần; 13. Cần nâng bánh xe; 14. Van tay điều khiển mô tơ quần cáp; 15. Van tay điều khiển xi lanh nâng hạ sàn; 16. Van tay điều khiển xi lanh trượt sàn; 17. Van tay điều khiển xi lanh nâng hạ cần; 18. Van tay điều khiển xi lanh hạ cần.

b. Mô tả cấu tạo của hệ thống thủy lực kéo, chở xe:

+ Cấu tạo của hệ thống thủy lực gồm:

- 01 bơm thủy lực kiểu bánh răng làm nguồn cung cấp cho hệ thống thủy lực,
- 01 cụm tời lắp trên sàn xe dùng để kéo xe cần chở lại gần và lên sàn xe,
- 02 xi lanh lắp đặt hai bên sườn xe dùng để nâng , hạ sàn xe,

- 01 xi lanh lắp đặt phía dưới liên kết khung trượt và sàn xe dùng để trượt sàn chở xe,
- 02 xi lanh lắp đặt phía sau đuôi xe dùng để nâng, hạ cần nâng kéo xe,
- 01 xi lanh lắp đặt phía trong cần nâng dùng để vươn, thu cần nâng kéo xe,
- Để đảm bảo an toàn cho hệ thống thủy lực, trên hệ thống đường ống có lắp van an toàn 04, lọc dầu 02, van an toàn và chống lún 02.

c. Bơm thủy lực.

d. Van phân phối.

Ô tô chở, kéo xe thiết kế có 06 cụm xi lanh và 01 mô tơ thủy lực làm việc độc lập. Để tiện lợi điều khiển sử dụng 02 hộp van phân phối.

Một hộp van phân phối 04 cửa lắp đặt để điều khiển bộ phận nâng sàn, trượt sàn, cần nâng xe.

Một hộp van phân phối 04 ngăn lắp đặt để điều mô tơ thủy lực quán tời.

e. Thùng dầu.

Thùng dầu có dung tích 30 lít và được bố trí phía bên trái sườn xe

f. Van an toàn.

Van an toàn để bảo vệ bơm và hệ thống đường ống khi có sự cố trên hệ thống thủy lực.

g. Van an toàn và chống lún

Van an toàn và chống lún nhằm đảm bảo cho áp suất dầu trong xi lanh không bị tổn thất và dầu thủy lực không tự hồi từ xi lanh về bơm khi không hoạt động.

2. Hệ sàn trượt

2.1 Sàn xe.

Sàn xe có kích thước dài x rộng (mm) 4650x2080 dùng để chở xe trong quá trình vận chuyển xe trên đường.

Để tạo tính năng tiện ích và cơ động trên sàn có bố trí hệ thống tời quán nhà cấp để kéo xe lên sàn và có thể kéo xe từ dưới vực lên. Trên sàn còn bố trí thêm cả các chi tiết kê, chèn bánh xe, chằng giữ bánh xe trên sàn.

2.2 Khung phụ

Khung phụ có ray trượt định hướng cho rãnh trượt của sàn công tác trên nỗ thông qua xy lanh thủy lực trượt sàn. Khung phụ được liên kết với khung ô tô bằng gối xoay chính để nâng hạ sàn công tác khi đưa xe vận chuyển lên hoặc xuống. Khung phụ được khóa định vị với sát xi bằng chốt định vị.

2.3. Cần nâng.

Cần nâng bố trí phía sau xe cho phép xe có thể nâng bánh xe và kéo xe trên đường thông qua hệ cần có cơ cấu đỡ và chằng bánh xe có thể nâng lên, hạ xuống, vươn và thu cần nhờ các xi lanh thủy lực.

Bánh xe kéo được cố định trên cơ cấu kéo nhờ cơ cấu gồm dây cáp vải và cơ cấu căng đai.

2.4. Hệ thống thủy lực.

Hệ thống thủy lực dùng để tự động thực hiện toàn bộ các thao tác của hệ thống chuyên dùng trên ô tô. Hệ thống này bao gồm các phần chính như sau:

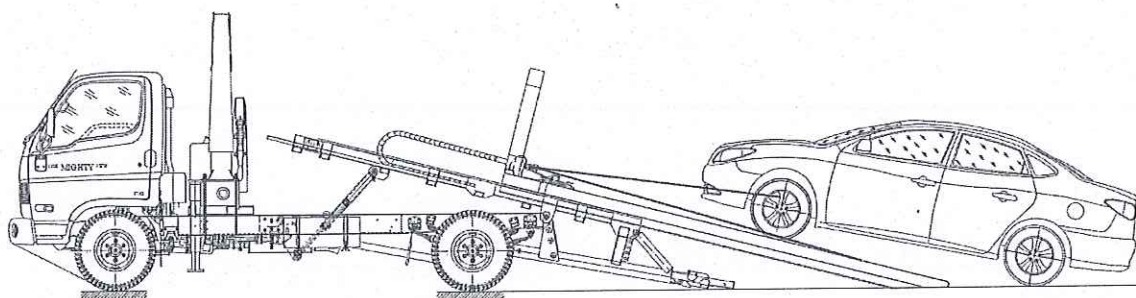
- + Bơm thủy lực.
- + Mô tơ thủy lực quần nhả cáp
- + Van an toàn, van chống lún.
- + Các van phân phối.
- + Các xy lanh thủy lực.
- + Thùng dầu.
- + Bầu lọc dầu.
- + Hệ thống đường ống dẫn dầu..

3. Giới thiệu nguyên lý hoạt động hệ thống chuyên dùng kéo, chở xe.

Ô tô thiết kế có các tính năng vừa kéo vừa chở xe:

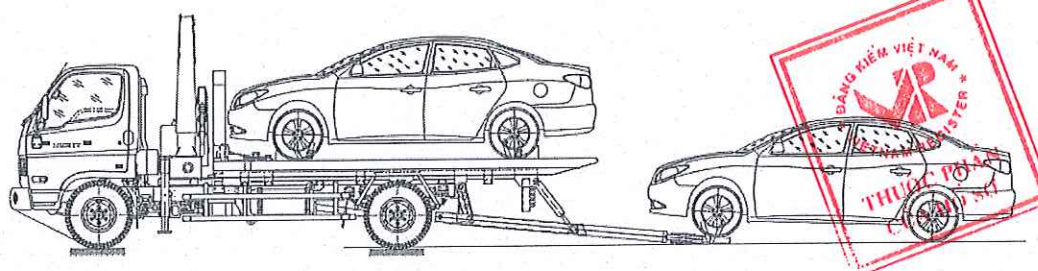
Sơ đồ trượt sàn để chở xe được trình bày trên hình vẽ:

*** Khi trượt sàn để chở xe:**

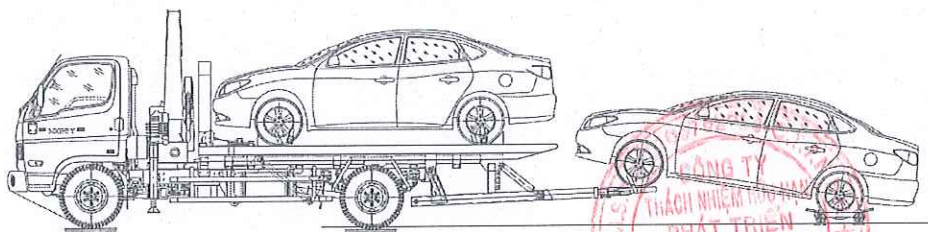


Sơ đồ trượt sàn để chở xe

*** Khi hạ cần để kéo xe:**



Sơ đồ hạ cần kéo xe

*** Khi kéo và chở xe:****Sơ đồ khi nâng và kéo xe chạy trên đường***** Nguyên lý hoạt động:**

Để thuận tiện cho việc vận chuyển xe hoặc kéo, chở xe tai nạn, gặp sự cố trên đường được nhanh chóng ta giới thiệu về thao tác và nguyên lý hoạt động của hệ thống chuyên dùng kéo, chở xe:

Đỗ xe và vị trí thích hợp cho kéo và nâng xe, điều khiển cần gạt bộ trích công suất dẫn động bơm thủy lực hoạt động. Điều khiển van phân phối thông qua cần gạt để trượt sàn ra sau, khi đó chốt khóa định vị sàn được mở. Điều khiển xy lanh nâng sàn công tác lên hết hành trình, sau đó điều khiển xy lanh trượt sàn tiếp xúc với mặt đất. Dùng tời móc kéo và kéo xe lên sàn. Tiếp đó điều khiển kéo sàn trượt và hạ sàn về vị trí ban đầu.

Tiếp tục điều khiển để hạ cần nâng phía sau xe và vươn cần tới vị trí bánh xe trên trục cần nâng kéo, điều chỉnh và cố định chắc chắn bánh xe với cần nâng, sau đó điều chỉnh để thu cần về vị trí thích hợp để nâng và kéo xe.

Quá trình hạ xe thì làm các thao tác ngược lại với quá trình nâng và kéo xe.

1.2. XÁC ĐỊNH KHỐI LƯỢNG VÀ PHÂN BỐ KHỐI LƯỢNG.**2.1. Xác định các thành phần khối lượng.**

- Khối lượng bản thân của ô tô cơ sở : $G_{cs} = 2820$ (kg);
- Khối lượng khung sắt xi cắt ngắn: $G_b = 50$ (kg);
- Khối lượng hệ sàn trượt : $G_{st} = 1840$ (kg);
- Khối lượng cần nâng : $G_{cn} = 235$ (kg);
- Khối lượng cần cầu: $G_{cc} = 1200$ (kg)
- Khối lượng gia cường sắt xi, cần hông: $G_{ch} = 160$ (kg);
- Khối lượng bản thân ô tô HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/MK-KCX21:

$$G = G_{cs} - G_b + G_{st} + G_{cn} + G_{cc} + G_{ch} = 6205 \text{ (kg);}$$

- Khối lượng hàng chuyên chở cho phép tham gia giao thông không phải xin phép (khi vừa kéo, vừa chở xe):

$$Q = 2800 \text{ (kg);}$$



- Khối lượng cho phép đặt lên cơ cấu nâng: $Q_k = 700$ (kg);
- Khối lượng hàng chuyên chở cho phép tham gia giao thông không phải xin phép^(*) (khi chỉ chở xe):

$$Q^{(*)} = 4200 \text{ (kg);}$$

- Khối lượng hàng chuyên chở cho phép tham gia giao thông không phải xin phép^(**) (khi chỉ kéo xe):

$$Q^{(**)} = 1300 \text{ (kg);}$$

- Khối lượng kíp lái 03 người: $G_{lx} = 65 \times 3 = 195$ (kg)
- Khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông không phải xin phép (khi vừa kéo, vừa chở xe):

$$G_o = G + G_{lx} + Q = 9900 \text{ (kg);}$$

- Khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông không phải xin phép^(*) (khi chỉ chở xe):

$$G_o^{(*)} = G + G_{lx} + Q^{(*)} = 10600 \text{ (kg);}$$

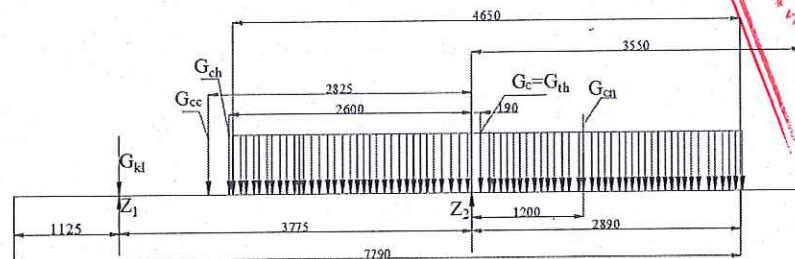
- Khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông không phải xin phép^(**) (khi chỉ kéo xe):

$$G_o^{(**)} = G + G_{lx} + Q^{(**)} = 7700 \text{ (kg);}$$

2.2. Xác định khối lượng phân bố lên các trục.

Trên cơ sở giá trị các thành phần khối lượng của thùng, hàng và vị trí của chúng trên ô tô chúng có thể xác định được sự phân bố khối lượng của ô tô lên các trục khi không tải và đầy tải.

Qua tham khảo ở Việt Nam cho thấy các loại xe được kéo theo có trọng lượng bản thân phân lên cầu trước không quá 900 kg (trong trường hợp vừa chở vừa kéo) và 900 kg (trong trường hợp chỉ kéo) thường có chiều dài đầu xe không quá 900 mm (như Hyundai Grand I10, Kia morning, Fandil . . .) Chọn OS = 3550 mm, chiều dài đầu xe cho phép đặt lên càn nâng là $3550 - 2400 = 1150 \text{ mm} > 900 \text{ mm}$. Vậy việc nâng và kéo xe hoạt động bình thường.



Sơ đồ tính toán như hình vẽ



Kết quả tính toán được trình bày trong bảng:

TT	Các thành phần khối lượng	Toàn bộ (kg)	Trực trước (kg)	Trực sau (kg)
1	Khối lượng bản thân của ô tô cơ sở; G_{cs}	2820	1760	1060
2	Khối lượng thùng hàng tháo bỏ và chuyển lớp dự phòng; G_b	50	-20	70
3	Khối lượng ô tô sau khi cắt ngắn sát xi và chuyển lớp dự phòng	2770	1780	990
4	Khối lượng hệ sàn trượt; G_{st}	1840	-95	1935
5	Khối lượng cần cầu; G_{cc}	1200	900	300
6	Khối lượng cần nâng; G_{cn}	235	-75	310
7	Khối lượng gia cường sát xi, cần hông; G_{ch}	160	110	50
8	Khối lượng bản thân ô tô HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/MK-KCX21	6205	2620	3585
9	Khối lượng cho phép chở trên sàn (khi vừa kéo vừa chở xe); Q	2800	-145	2945
10	Khối lượng cho phép đặt lên cơ cấu nâng (khi vừa kéo vừa chở xe)	700	-660	1360
11	Khối lượng cho phép chở trên sàn (khi chỉ chở xe) (*)	4200(*)	-215(*)	4415(*)
12	Khối lượng cho phép đặt lên cơ cấu nâng (khi chỉ kéo xe) (**)	1300(**)	-1225(**)	2525(**)
13	Khối lượng kíp lái	195	195	0
14	Khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông không phải xin phép (khi vừa kéo vừa chở xe)	9900	2010	7890
15	Khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông không phải xin phép (khi chỉ chở xe) (*)	10600(*)	2600(*)	8000(*)
16	Khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông không phải xin phép (khi chỉ kéo xe) (**)	7700(**)	1590(**)	6110(**)
17	Khả năng chịu tải trên trục của ô tô cơ sở	-	3900	8000

Ghi chú:

(*) Khối lượng hàng chuyên chở và khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông không phải xin phép khi chỉ chở xe.

(**) Khối lượng hàng chuyên chở và khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông không phải xin phép khi chỉ kéo xe




II.3. ĐẶC TÍNH KỸ THUẬT CƠ BẢN CỦA Ô TÔ.

TT	Thông số	Đơn Vị	Giá trị	
1. Thông số chung				
1.1	Loại phương tiện		Ô tô sát xỉ tải	Ô tô kéo, chở xe
1.2	Nhãn hiệu, số loại		HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP	HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/ MK-KCX21
1.3	Công thức bánh xe		4 x 2R	4 x 2R
1. Thông số về kích thước				
2.1	Kích thước chung (Dài x Rộng x Cao)	mm	6630x2000x2300	7790x2200x2830
2.2	Chiều dài cơ sở	mm	3775	3775
2.3	Vệt bánh xe (Trước/ Sau)	mm	1680/1495	1680/1495
2.4	Vệt bánh xe sau phía ngoài	mm	1760	1760
2.5	Chiều dài đầu xe	mm	1125	1125
2.6	Chiều dài đuôi xe	mm	1730	2890
2.7	Chiều rộng cabin	mm	2000	
2.8	Chiều rộng sàn chở	mm	-	2200
2.9	Khoảng sáng gầm xe	mm	230	230
2.10	Góc thoát trước/ sau	độ	27/17	27/10
2. Thông số về khối lượng				
3.1	Khối lượng bản thân	kg	2820	6205
	- Phân bố lên trục trước	kg	1760	2620
	- Phân bố lên trục sau	kg	1060	3585
3.2	Khối lượng hàng hóa cho phép chở tham gia giao thông không phải xin phép	kg	-	2800 4200(*)
3.3	Khối lượng hàng hóa cho phép đặt lên cơ cấu nâng tham gia giao thông không phải xin phép	kg	-	700 1300(**)
3.4	Khối lượng hàng hóa cho phép chở theo thiết kế	kg	-	2800 4200(*)
3.5	Khối lượng hàng hóa cho phép đặt lên cơ cấu nâng theo thiết kế	kg	-	700 1300(**)
3.6	Số người cho phép chở kể cả người lái	Người	03 (195kg)	03 (195kg)
3.7	Khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông không phải xin phép	kg	-	9900 10600(*) 7700(**)
	- Phân bố lên trục trước	kg	-	2010 2600 (*) 1590(**)
	- Phân bố lên trục sau	kg	-	7890 8000(*) 6110 (**)
3.8	Khối lượng toàn bộ theo thiết kế	kg	10600	9900 10600(*) 7700(**)

3.9	Khối lượng kéo theo cho phép theo thiết kế	kg	-	1300/2100(**)
3.10	Khối lượng kéo theo cho phép tham gia giao thông	kg	-	1300/2100(**)
3.11	Khả năng chịu tải lớn nhất trên từng trục của xe cơ sở	kg		
	- Phân bố lên trục trước	kg		3900
	- Phân bố lên trục sau	kg		8000
4. Thông số về chuyển động				
4.1	Tốc độ cực đại của xe	km/h	-	91,2
4.2	Độ dốc lớn nhất xe vượt được	%	-	24,2
4.3	Thời gian tăng tốc từ lúc khởi hành -200m	s	-	24
4.4	Độ ổn định ngang không tải	độ	-	49,75
4.5	Bán kính quay vòng nhỏ nhất theo vết bánh xe trước phía ngoài	m	6,9	6,9
5. Động cơ				
5.1	Tên nhà sản xuất và kiểu loại	HYUNDAI, D4GA		
5.2	Loại nhiên liệu, số kỳ, số xi lanh, cách bố trí xi lanh, phương thức làm mát	Diesel, 4 kỳ, 4 xi lanh thẳng hàng, tăng áp làm mát bằng nước		
5.3	Dung tích xi lanh (cm ³)	3933		
5.4	Tỉ số nén	17:1		
5.5	Đường kính xylanh x Hành trình piston (mm x mm)	103x118		
5.6	Công suất cực đại (kW/v/ph)	110/2500		
5.7	Mô men xoắn cực đại (Nm/v/ph)	579/1400		
5.8	Vị trí bố trí động cơ trên khung xe	Phía trước xe		
6. Hệ thống truyền lực				
6.1	Li hợp	01 đĩa ma sát khô, dẫn động thủy lực, trợ lực chân không		
6.2	Hộp số chính	Cơ khí 05 số tiến, 1 số lùi		
6.2.1	Tỉ số truyền hộp số (i _{hi})	i _{h1} = 5,810; i _{h2} = 3,281; i _{h3} = 1,787; i _{h4} = 1,000; i _{h5} = 0,705; i _R = 5,810		
6.3	Truyền động tới cầu chủ động	Trục các đăng		
6.4	Cầu chủ động	Cầu 2 chủ động: i ₀ = 9,727		
6.5	Lốp xe			
	Trục 1: Số lượng/ Cỡ lốp/áp suất/tải trọng	02/ 8.25-16/ (790 kPa)/1950 kg		
	Trục 2: Số lượng/ Cỡ lốp/áp suất/tải trọng	04/ 8.25-16 / (750 kPa)/1800 kg		
7. Hệ thống treo				
7.1	Treo trước	Phụ thuộc, nhíp lá nửa e líp Giảm chấn: Ống thủy lực		
7.2	Treo sau	Phụ thuộc, nhíp lá Giảm chấn: Ống thủy lực		

8. Hệ thống phanh	
8.1	Phanh chính Tang trống/Tang trống Dẫn động thủy lực hai dòng, trợ lực chân không
8.2	Phanh dừng Tang trống, dẫn động cơ khí, tác động lên trực thứ cấp của hộp số
9. Hệ thống điện	
9.1	Điện áp định mức 24 V
9.2	Ắc quy 12V/90Ah x02
9.3	Máy phát 24V/55A
9.4	Hệ thống chiếu sáng, tín hiệu
9.4.1	Cụm đèn trước Được giữ nguyên xe cơ sở
9.4.2	Cụm đèn sau
9.4.2.1	Đèn báo rẽ 02 (vàng)
9.4.2.2	Đèn phanh + đèn kích thước 02 (đỏ)
9.4.2.3	Đèn lùi 02 (trắng)
9.4.2.4	Đèn soi biển số 01 (trắng)
9.4.2.5	Tấm phản quang 02 (đỏ)
10. Hệ thống lái	
10.1	Kiểu loại cơ cấu lái Trục vít - ê cu bi
10.2	Dẫn động cơ cấu lái Cơ khí, có trợ lực thủy lực
10.3	Tỷ số truyền 22,6
11	Ca bin: Kết cấu thép hoàn toàn có thể lật về phía trước
12. Thùng xe	
12.1	Mô tả Không thùng
12.2	Kích thước lòng thùng (<i>sàn thùng</i>) mm
	-
	Sàn phẳng chở xe 4650 x 2080
13. Thiết bị thủy lực	
13.1	Cụm tời kéo -
13.1.1	Nhãn hiệu Runva
13.1.2	Số loại FWX040H
13.1.3	Áp suất làm việc Mpa
	-
13.1.4	Tỉ số truyền -
	-
13.1.5	Sức kéo lớn nhất của tời kg
	-
13.1.6	Lưu lượng dầu Lít/phút
	-
13.2	Xi lanh thủy lực -
	-
13.2.1	Xi lanh trượt sàn -
	-
13.2.2	Xi lanh nâng sàn -
	-
13.2.3	Xi lanh nâng cần -
	-
13.2.4	Xi lanh vươn cần -
	-

14		Cần cầu	
14.1	Kiểu loại	HYVA HB60 E2	
14.2	Sức nâng lớn nhất ở tầm với 7 m, (kg)	885	
14.3	Sức nâng lớn nhất ở tầm với 2,45 m, (kg)	2615	
14.4	Bán kính làm việc lớn nhất (m)	10,3	
14.5	Góc quay cần (độ)	387	
15	Bơm thủy lực	<ul style="list-style-type: none"> - Nhập khẩu đồng bộ theo cầu + áp suất bơm lớn nhất, $p = 400$ (kgf/cm²) + Lưu lượng bơm, $Q_b = 25,12$ (cm³/rev) + Số vòng quay lớn nhất, $n_b = 3000$ (vòng/phút) 	
15.1	Trích công suất (P.T.O)	- Theo xe cơ sở	
15.2	Truyền động bơm (các đăng)	- Nhập khẩu đồng bộ theo cầu	
15.3	Các loại van, đường ống		
15.4	Các thiết bị an toàn		
15.5	Van giảm áp cho mạch thủy lực		
15.6	Van đổi trọng cho các xylanh nâng và duỗi cần		
15.7	Van kiểm tra hướng cho các xylanh chân chống		
15.8	Chỉ thị góc nâng, tải		
15.9	Chốt an toàn móc		
15.10	Thùng dầu		
14. Cơ cấu căng và dây đai chằng giữ bánh xe			
14.1	Kiểu loại	-	
14.1.1	Số lượng	-	
14.1.2	Bề rộng bản cáp	-	
14.1.3	Tải trọng	-	
14.2	Mỡ chèn bánh xe		
14.2.1	Số lượng	-	04
14.2.2	Vật liệu		Cao su, thép CT3

Ghi chú:

- + Khi chỉ chở xe thì khối lượng hàng chuyên chở (*) là 4200 kg và khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông (*) là 10600 kg.
- + Khi chỉ kéo xe thì khối lượng hàng chuyên chở tức là khối lượng hàng hóa cho phép đặt lên cơ cấu nâng (**) là 1300 kg và khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông (**) là 7700 kg.
- + Người điều khiển xe kéo phải được đào tạo sử dụng xe đảm bảo an toàn.
- + Chỉ kéo được những xe mà có khối lượng đặt lên cần nâng không vượt quá 700 kg trong trường hợp vừa kéo vừa chở hoặc 1300 kg trong trường hợp chỉ kéo xe.
- + Khi kéo xe tốc độ di chuyển không được quá 15 km/h.
- + Khi kéo xe, xe được kéo phải được neo giữ chắc chắn, an toàn trên sàn và trên cần nâng trước khi kéo và chở xe.



III. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ

III.1. XÁC ĐỊNH TOẠ ĐỘ TRỌNG TÂM Ô TÔ.

Bảng thông số tính toán chiều cao trọng tâm				
TT	Thành phần khối lượng	Kí hiệu	Giá trị (kg)	h_{gi} (mm)
1	Khối lượng bản thân của ô tô cơ sở (đã cắt đuôi sát xi)	G_{sx}	2770	850
2	Khối lượng hệ sàn trượt	G_{st}	1840	1100
3	Khối lượng cần nâng	G_{cn}	235	600
4	Khối lượng thanh gia cường, cản hông	G_{ch}	160	700
5	Khối lượng cần cầu	G_{cc}	1200	1700
6	Khối lượng kíp lái	G_{lx}	195	1500
7	Khối lượng cho phép chở trên sàn	Q_c	2800	1600
		Q^*	4200(*)	
8	Khối lượng cho phép đặt lên cơ cấu nâng	Q_k	700	350
		Q^{**}	1300(**)	

(*) Trong trường hợp chỉ chở xe.

(**) Trong trường hợp chỉ kéo xe.

1.1. Khoảng cách từ trọng tâm ô tô đến các trục.

- Khoảng cách từ trọng tâm ô tô đến tâm trục trước : $a = (Z_2 \cdot L) / G$

- Khoảng cách từ trọng tâm ô tô đến tâm trục sau: $b = L - a$

TT	HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/MK- KCX21	Thông số			
		Z_2 (kg)	G (kg)	L (mm)	a (mm) b (mm)
1	Khi không tải	3585	6205	3775	2180 1595
2	Khi đầy tải	7890	9900	3775	3005 770
		8000* 6110**	10600* 7700**		2845* 2995**

(*) Trong trường hợp chỉ chở xe.

(**) Trong trường hợp chỉ kéo xe.

4.1.2. Xác định tọa độ trọng tâm theo chiều dọc

Căn cứ vào trị số trọng lượng và chiều cao trọng tâm các thành phần khối lượng. Chiều cao trọng tâm xác định như sau: $h_g = (\sum G_i \cdot h_{gi}) / G_0$

Trong đó: h_g – Chiều cao trọng tâm của ô tô (mm)

G_i – Khối lượng các thành phần khối lượng (xe cơ sở, thùng hàng,...) (kg)

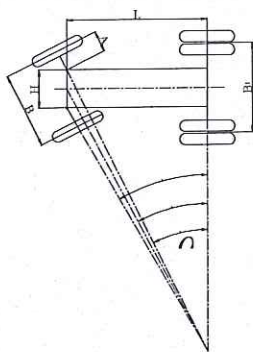
4.2. Kiểm tra ổn định của ô tô

Trên cơ sở bố trí chung và tọa độ trọng tâm ô tô, có thể xác định được giới hạn ổn định của ô tô như sau:

- Giới hạn lật khi lên dốc: $\alpha_L = \arctg\left(\frac{b}{h_g}\right)$ (độ)
- Giới hạn lật khi xuống dốc: $\alpha_x = \arctg\left(\frac{a}{h_g}\right)$ (độ)
- Giới hạn lật trên đường nghiêng ngang: $\beta = \arctg\left(\frac{W_T}{2h_g}\right)$ (độ)
- Vận tốc chuyển động giới hạn của ô tô khi quay vòng với bán kính R_{\min} :

$$V_{gh} = \sqrt{W_T \cdot g \cdot R_{\min} / 2 \cdot h_g}$$

Xác định bán kính quay vòng của ô tô



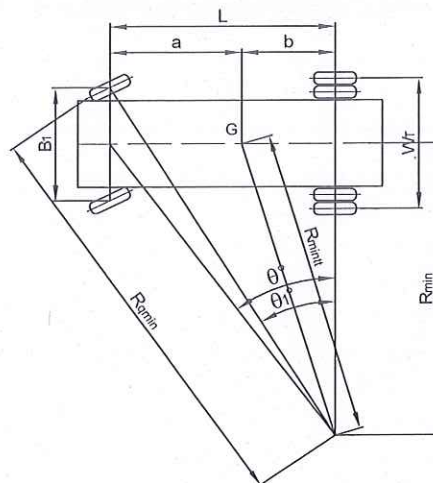
Bán kính quay vòng nhỏ nhất tính đến tâm đối xứng dọc ô tô:

$$R_{\min} = \frac{L}{\cotg \alpha_1} - \frac{H}{2} = 4,5(m)$$

α_1 - Góc quay lớn nhất của bánh xe dẫn hướng phía ngoài, $\alpha_1 = 34^\circ$

H – Khoảng cách hai tâm trụ đứng của bánh trước, H = 1680mm





Trong đó: R_{\min} là bán kính quay vòng nhỏ nhất tới trục qua tâm của ô tô.

Với L là chiều dài cơ sở tính toán của ô tô; θ là góc quay trung bình.

Kết quả tính toán

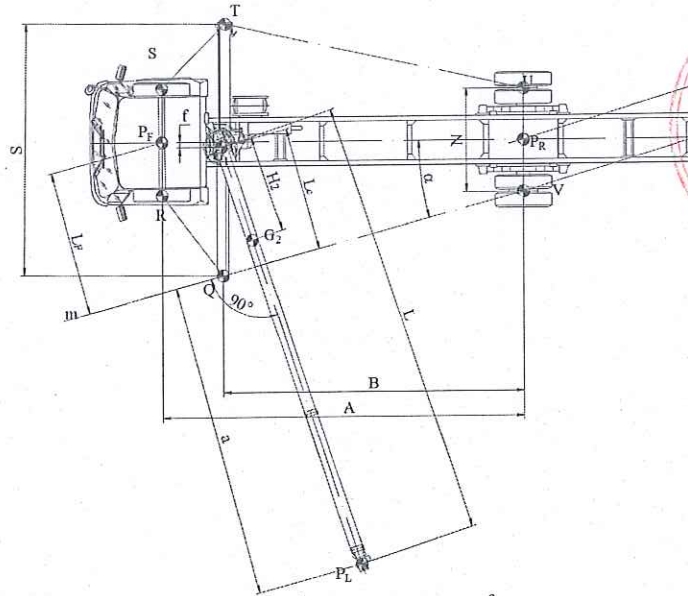
TT	Ô tô	Thông số							
		a (mm)	b (mm)	h_g (mm)	W_T (mm)	α_L (độ)	α_X (độ)	β (độ)	V_{gh} (m/s)
1	Không tải	2180	1595	745	1760	64,96	71,13	49,75	7,22
2	Đầy tải	3005	770	975	1760	38,30	72,02	42,07	6,31
		2845*	930*	1100*		40,21*	68,86*	38,66*	5,94*
		2995**	780**	695**		48,30**	76,94**	51,7**	7,48**

Nhận xét: Các giá trị về giới hạn ổn định của ô tô thiết kế ở chế độ đầy tải thỏa mãn các tiêu chuẩn hiện hành và đảm bảo ô tô chuyển động ổn định trên các loại đường giao thông công cộng



4.3. Tính toán ổn định khi ô tô cầu hàng.

Khi cầu hàng, chân chống được kéo ra và hạ xuống nền, khi đẩy khu vực hỗ trợ khi cần cầu làm việc là P-Q-R-S-T-U-V



Sơ đồ tính toán cầu hàng

Bảng thông số tính toán ổn định khi cầu hàng theo phương ngang

TT	Tính ổn định cần cầu khi cầu sang ngang	Ký hiệu	Giá trị
1	Khối lượng bản thân tác dụng trực 1	P_f	2620
2	Khoảng cách từ tâm trục 1 tới đường m	L_f	2600
3	Khối lượng bản thân tác dụng trực 2	P_r	2585
4	Khoảng cách từ tâm trục 2 tới đường m	L_r	900
5	Khối lượng bộ cầu	G_1	850
6	Khoảng cách từ tâm cầu tới đường m	L_c	2050
7	Khối lượng cần	G_2	150
8	Khoảng cách từ tâm cần tới đường m	H_2	400
9	Tải trọng nâng có momen lớn nhất	P_1	6410
10	Khoảng cách tới tâm cần	L	2450
11	Momen tĩnh	M_s	11128500
		M_s/M_t	-

Trong đó: $M_s = (P_F \times L_F) + (P_R \times L_R) + (G_1 \times L_c) + G_2(L_c - H_2)$

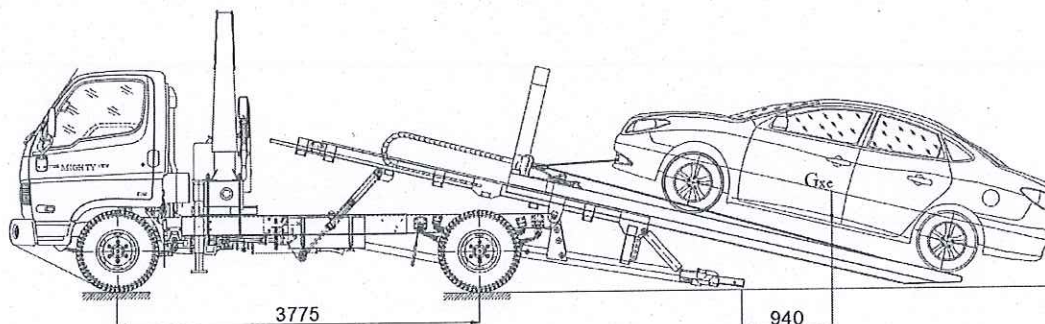
$$M_t = P_L \times a$$

Cầu hàng sẽ ổn định nếu: $\frac{M_s}{M_t} \geq 1,25$

TT	Tầm với (R)				
	1000	2450	3880	5450	7000
M_s	11128500	11128500	11128500	11128500	11128500
M_t	6730500	1046000	3019500	3910000	8155000
Tỉ số M_s/M_t	1,7	10,6	3,7	2,8	1,36

Từ bảng tính ta thấy $\frac{M_s}{M_t} \geq 1,25$ Vậy ô tô ổn định khi cầu hàng theo phương ngang

4.3. Tính ổn định khi kéo xe lên sàn:



Khi xe kéo lên sẽ gây ra mô men làm mất ổn định đầu xe.

Lực do khối lượng của xe được kéo tác dụng lên chân chống sau:

$$M_{xe} = G_{xe} \cdot 0,94 = 4200^{(*)} \times 0,94 = 3948 \text{ kG.m}$$

Lực do khối lượng phân bố lên cầu trước của xe không tải tác dụng lên chân chống:

$$M_{ct} = G_{01} \cdot 3,775 = 2620 \times 3,775 = 9890 \text{ kG.m}$$

Vậy $M_{ct} > M_{xe}$. Do đó, xe đảm bảo ổn định khi kéo xe lên sàn



III.3 - TÍNH TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC KÉO CỦA Ô TÔ.

* Khi vừa kéo vừa chở xe khối lượng đặt lên cơ cấu nâng là 700 kg tương đương với các dòng xe có khối lượng bản thân xấp xỉ 1300 kg.

Khi đó, khối lượng toàn bộ của đoàn xe là: $G_{dx} = G_o + Q_c + G_{kl} + G_{kx}$

Trong đó: G_o - là khối lượng bản thân của ô tô, $G_o = 6205$ kg;

Q_c - là khối lượng của xe được chở, $Q_c = 1300$ kg;

G_{kl} - là khối lượng kíp lái, $G_{kl} = 195$ kg;

G_{kx} - là khối lượng bản thân của xe đặt lên cơ cấu nâng, $G_{kx} = 700$ kg.

$$G_{dx} = 6205 + 1300 + 195 + 2800 = 10500 \text{ (kg)}$$

* Khi chỉ kéo xe, khối lượng đặt lên cơ cấu nâng là 1300 kg tương đương với các dòng xe có khối lượng bản thân xấp xỉ 2100 kg.

Khi đó, khối lượng toàn bộ của đoàn xe là: $G_{dx} = G_o + G_{kl} + G_{kx}$

Trong đó: G_o - là khối lượng bản thân của ô tô, $G_o = 6205$ kg;

G_{kl} - là khối lượng kíp lái, $G_{kl} = 195$ kg;

G_{kx} - là khối lượng bản thân của xe đặt lên cơ cấu nâng, $G_{kx} = 2100$ kg.

$$G_{dx} = 6205 + 195 + 2100 = 8500 \text{ (kg)}$$

* Khi chỉ chở xe, khối lượng đặt lên sàn là 4200 kg. Khi đó, khối lượng toàn bộ của xe là: $G_x = G_o + G_{kl} + G_c$

Trong đó: G_o - là khối lượng bản thân của ô tô, $G_o = 6205$ kg;

G_{kl} - là khối lượng kíp lái, $G_{kl} = 195$ kg;

G_c - là khối lượng bản thân của xe được chở, $G_c = 4200$ kg.

$$G_{dx} = 6205 + 195 + 4200 = 10600 \text{ (kg)}$$

Do khối lượng toàn bộ của xe khi chở là 10600 lớn hơn khối lượng của xe khi chỉ kéo là 8500 kg và khối lượng của xe khi vừa kéo, vừa chở là 10500 kg nên ta chỉ cần tính toán động lực học kéo của ô tô trong trường hợp ô tô chỉ chở.



Bảng thông số tính toán

TT	Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Khối lượng toàn bộ	G	kg	10600
2	Phân bố lên cầu chủ động	G ₂	kg	8000
3	Bán kính bánh xe (khi làm việc)	r _{bx}	m	0,392
4	Hệ số kể đến sự biến dạng của lớp	λ	-	0,95
5	Bề rộng của toàn bộ	B	m	2,32
6	Chiều cao toàn bộ	H	m	2,2
7	Hệ số cản không khí	K	N.s ² /m ⁴	0,65
8	Hệ số cản lăn	f	-	0,02
9	Hiệu suất hệ thống truyền lực	η _{tl}	-	0,85
10	Công suất lớn nhất	N	kW	110
	Tốc độ quay cực đại	n _v	v/ph	2500
11	Mô men xoắn cực đại	M _e	N.m	579
	Tốc độ quay	n _v	v/ph	1400
12	Hệ số bám	φ	-	0,7
13	Hệ số sử dụng khối lượng bám	m _φ	-	1,2
14	Tỷ số truyền hộp số			
	Số 1	i _{h1}	-	5,810
	Số 2	i _{h2}	-	3,281
	Số 3	i _{h3}	-	1,787
	Số 4	i _{h4}	-	1,000
	Số 5	i _{h5}	-	0,705
15	Tỷ số truyền cầu chủ động	i _o	-	3,727
16	Thời gian trễ khi chuyển số	i	-	2

4.4.1. Đặc tính ngoài động cơ

Công suất động cơ được xác định theo công thức thực nghiệm S.R.laydecman:

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

Trong đó:

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

N_e - Công suất hữu ích của động cơ ứng với tốc độ quay n_e của động cơ trên đường đặc tính ngoài.

n_N - Tốc độ quay trục khuỷu động cơ tương ứng với công suất cực đại (v/p)

n_e - Tốc độ quay của trục khuỷu động cơ (v/p)

$$\text{Đặt : } \frac{n_M}{n_N} = K_n ; \quad \frac{M_{e\max}}{M_{eN}} = K_m$$

a, b, c - Là các hệ số thực nghiệm chọn theo loại động cơ

$$a = 1 + (1 - 2K_n).c, \quad b = 2 K_n.c, \quad c = \frac{K_m - 1}{K_n^2 - 2K_n + 1}$$

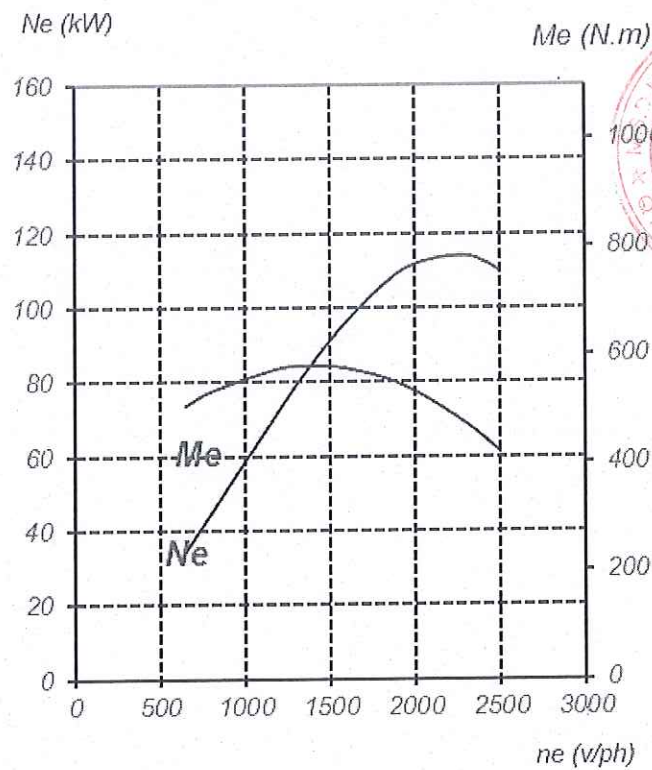
$$\text{Mô men xoắn trên trục khuỷu động cơ: } M_e = \frac{10^4 \cdot N_e}{1,047 \cdot n_e} \quad (\text{N.m})$$

Ta lập được bảng sau:

ĐẶC TÍNH NGOÀI ĐỘNG CƠ										
n (v/ph)	650	800	1200	1400	1500	1600	1800	2000	2300	2500
N_e (kw)	34,47	44,69	72,40	85,25	91,12	96,53	105,5	111,7	114,0	110,00
M_e (N.m)	505,46	532,4	574,9	578,9	579,0	574,9	559,0	532,4	472,5	419,82



Từ các số liệu trên, ta vẽ được đường đặc tính ngoài của động cơ:



Đường đặc tính ngoài động cơ

4.4.2 Tính toán nhân tố động lực học

Nhân tố động lực học: $D = \frac{P_k - P_w}{G \cdot 9,81}$

Trong đó: G - Khối lượng toàn bộ (kg)

P_k - Lực kéo trên bánh xe chủ động (N)

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_h \cdot i_0 \cdot i_p}{R_{bx}} \eta \text{ (N)}$$

i_o, i_h - Tỷ số truyền lực chính và hộp số

η - Hiệu suất truyền lực

+ Đối với tay số truyền thẳng, $\eta = 0,89$

+ Đối với các tay số còn lại, $\eta = 0,85$

R_{bx} - Bán kính bánh xe

$$R_{bx} = \lambda \left(\frac{D}{2} + H \right) \cdot 25,4 \text{ (mm)}$$

λ - Hệ số biến dạng lốp, $\lambda = 0,95$



D- Đường kính vành ngoài (inch)

H- Chiều cao lớp (inch)

P_w – Lực cản không khí (N): $P_w = \frac{K.F.V^2}{13}$ (N)

Với: K- Hệ số cản không khí, $K = 0,6 \frac{NS^2}{m^4}$

V – Vận tốc của ô tô, km/h.

$$V = 0,377 \frac{R_{bx} \cdot n_e}{i_h \cdot i_o \cdot i_p}$$

F – Diện tích cản chính diện không khí (m²)

$$F = 0,8.B.H$$

B – Vệt bánh xe (m)

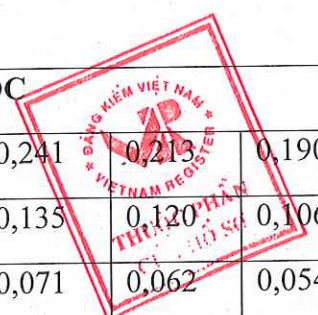
H – Chiều cao lớn nhất xe (m)

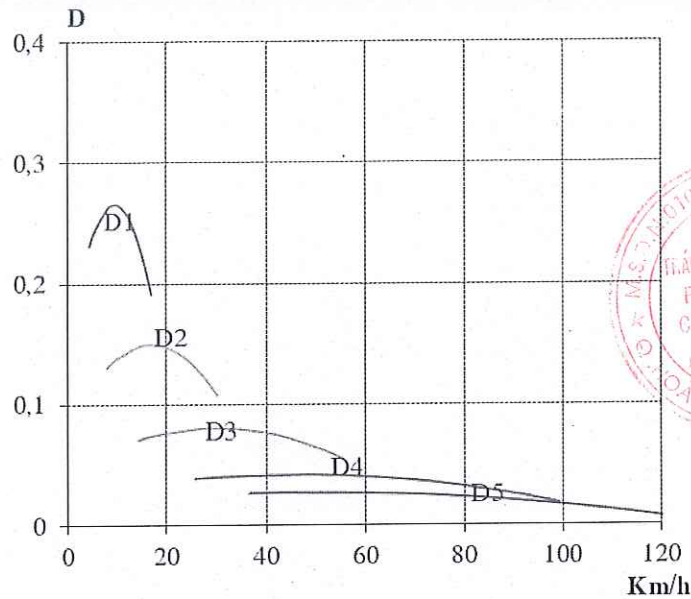
Bảng giá trị vận tốc ở các tay số.

Km/h	BẢNG GIÁ TRỊ VẬN TỐC Ở CÁC TAY SỐ									
	V1	4,44	5,46	8,19	9,55	10,24	10,92	12,28	13,65	15,70
V2	7,86	9,67	14,50	16,92	18,13	19,34	21,75	24,17	27,80	30,21
V3	14,42	17,75	26,63	31,07	33,28	35,50	39,94	44,38	51,04	55,47
V4	25,77	31,72	47,58	55,51	59,48	63,44	71,37	79,30	91,20	99,13
V5	36,56	45,00	67,49	78,74	84,37	89,99	101,24	112,49	129,36	140,61

Bảng giá trị nhân tố động lực học

	BẢNG GIÁ TRỊ NHÂN TỐ ĐỘNG LỰC HỌC									
D1	0,229	0,241	0,260	0,262	0,262	0,260	0,253	0,241	0,213	0,190
D2	0,129	0,136	0,147	0,148	0,147	0,146	0,142	0,135	0,120	0,106
D3	0,070	0,074	0,079	0,079	0,079	0,078	0,075	0,071	0,062	0,054
D4	0,038	0,040	0,041	0,041	0,040	0,039	0,036	0,032	0,025	0,018
D5	0,026	0,026	0,025	0,023	0,021	0,020	0,016	0,011	0,002	-0,00





Đồ thị nhân tố động lực học

Nhận xét : Với động cơ **D4GA**, ô tô chạy ở loại đường bằng phẳng có phủ cứng (hệ số cản lăn $f = 0,02$). Xe có thể chuyển động với vận tốc lớn nhất là 91,2 (Km/h). Độ dốc lớn nhất mà xe có thể khắc phục được xác định theo công thức:

$$i_{\max} = D_{\max} - f = 0,262 - 0,02 = 0,242.$$

Vậy độ dốc lớn nhất mà ô tô có thể khắc phục được là 24,2 %.

Độ dốc lớn nhất mà xe có thể khắc phục tính theo khả năng bám của bánh xe chủ động được xác định theo công thức:

$$i_{\max} \leq \left(\frac{m_{\phi} \cdot Z_{\phi} \cdot \phi}{G_0} - f \right) \cdot 100\% \quad (1^*)$$

Trong đó : $m_{\phi} = 1,2$: Hệ số sử dụng trọng lượng bám khi kéo.

$Z_{\phi} = 8000$ (kg) : Tải trọng tác dụng lên cầu chủ động (khi toàn tải)

$\phi = 0,7$: Hệ số bám dọc; $f = 0,02$: Hệ số cản lăn.

$G_0 = 10600$ kg : Khối lượng toàn bộ ô tô.

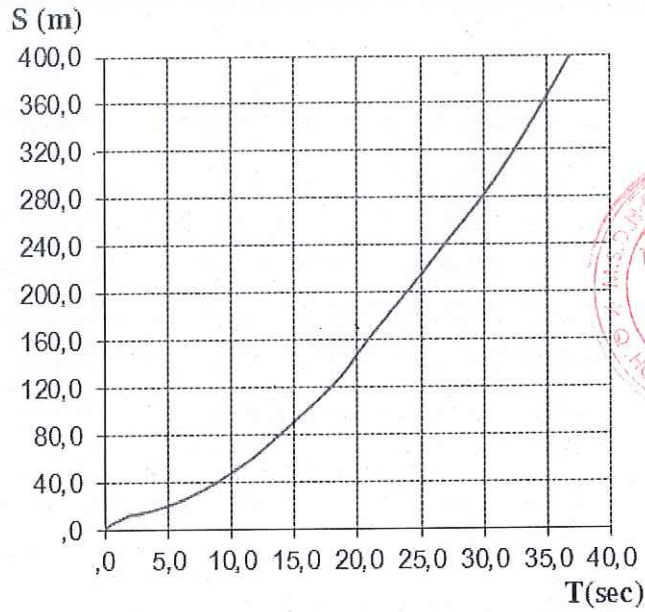
Thay số vào (1*) có : $i_{\max} \leq 61,4\%$.

Vậy độ dốc lớn nhất mà ô tô có thể khắc phục theo khả năng bám: $i_{\max} = 61,4\%$.

Độ dốc xe ô tô khắc phục được là giá trị nhỏ nhất khi xét theo điều kiện bám và khả năng động lực học của xe. Vậy độ dốc lớn nhất mà xe khắc phục được là 24,2%.

3.3 Đánh giá khả năng tăng tốc khi ô tô đầy tải:

	Va	J	Jtb	f	ΔVa	delta t	t	m	ΔS	S
1	0	0	0	0,018	0	0,00	0,000	0	0	0,000
2	4,436	0,747	0,373	0,018	4,436	3,30	0,400	2,218	2,03	3,621
3	5,460	0,791	0,769	0,018	1,024	0,37	1,850	9,896	1,02	11,308
4	8,190	0,859	0,825	0,018	2,730	0,92	2,220	6,825	1,74	12,325
5	9,555	0,868	0,864	0,018	1,365	0,44	3,139	8,872	1,08	14,067
6	10,237	0,859	0,863	0,018	0,682	0,22	3,578	9,896	0,60	15,150
7	10,920	0,790	0,824	0,018	0,682	0,23	3,798	10,578	0,68	15,753
8	12,285	0,692	0,741	0,018	1,365	0,51	4,028	11,602	1,65	16,429
9	13,650	0,607	0,650	0,018	1,365	0,58	4,539	12,967	2,10	18,078
10	15,697	0,780	0,693	0,018	2,047	0,82	5,123	14,673	3,34	20,180
11	17,062	0,754	0,767	0,018	1,365	0,49	5,943	16,380	2,25	23,524
12	21,754	0,711	0,732	0,018	4,692	1,78	6,438	19,408	9,60	25,774
13	24,171	0,615	0,663	0,018	2,417	1,01	8,218	22,962	6,46	35,370
14	27,796	0,530	0,572	0,018	3,626	1,76	9,231	25,984	12,70	41,832
15	30,214	0,478	0,504	0,018	2,417	1,33	10,990	29,005	10,73	54,529
16	39,941	0,471	0,475	0,018	9,727	5,69	12,322	35,077	55,48	65,263
17	44,379	0,340	0,406	0,018	4,438	3,04	18,016	42,160	35,58	120,744
18	51,035	0,275	0,308	0,018	6,657	6,01	21,055	47,707	79,66	162,000
19	55,473	0,11	0,192	0,018	4,438	6,40	27,066	53,254	94,74	241,662
20	79,305	0,110	0,110	0,018	23,831	60,25	33,470	67,389	1127,81	336,397
21	91,200	0,042	0,076	0,018	11,896	43,48	93,719	85,252	1029,68	1464,205
22	99,131	-0,014	0,014	0,018	7,930	156,54	137,200	95,165	4138,07	2493,881
23	112,489	-0,038	-0,026	0,018	13,358	-142,3	293,738	105,810	4173,65	6631,946
24	129,362	-0,083	-0,061	0,018	16,873	-77,18	314,793	120,925	4229,13	10805,59
25	140,611	-0,167	-0,125	0,018	11,249	-24,94	451,992	134,986	8367,19	11141,98



Đồ thị tăng tốc của ô tô

Từ bảng trên tính được thời gian tăng tốc của ô tô khi đầy tải từ 0 đến 200m là 24 (giây) theo QCVN 09 : 2015/BGTVT`

$$t < 20 + 0,4 \times G = 20 + 0,4 \times 10,6 = 24,24 \text{ (giây).}$$

Vậy thời gian tăng tốc của xe được thỏa mãn.

Kết quả tính toán :

TT	Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Trị số	Giới hạn áp dụng
1	Nhân tố động lực học lớn nhất	D_{max}	-	0,262	
2	Khả năng vượt dốc lớn nhất cho phép theo động lực học	i_{max}	%	24,2	≥ 20
3	Khả năng vượt dốc lớn nhất cho phép theo điều kiện bám	-	%	61,4	
4	Vận tốc lớn nhất	V_{max}	km/h	140,611	≥ 100
5	Vận tốc lớn nhất tính đến hệ số cản của đường	V	Km/h	91,2	60
6	Thời gian tăng tốc hết quãng đường 200m [$t \leq 20 + 0,4G$]	t	s	24	$\leq 24,24$



III.4. TÍNH TOÁN CÁC HỆ THỐNG CHUYÊN DÙNG.

Hệ thống chuyên dùng bao gồm cụm tời thủy lực; hệ thống xy lanh thủy lực.

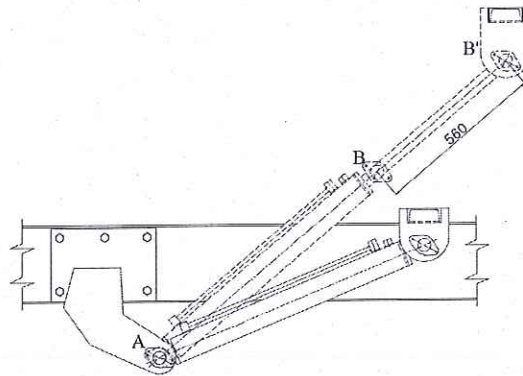
Hệ thống xy lanh thủy lực gồm các loại xy lanh:

- + 02 xy lanh nâng sàn.
- + 01 xy lanh trượt sàn.
- + 02 xy lanh nâng cần.
- + 01 xy lanh vươn cần.



4.1. Tính toán chọn xy lanh nâng sàn.

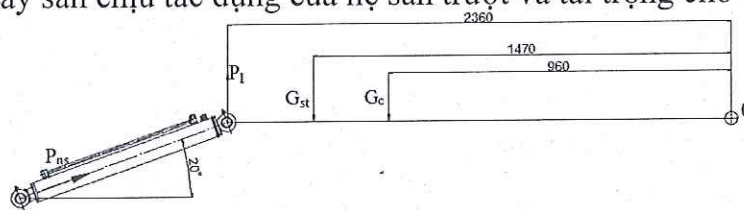
Sơ đồ động học và động lực học của cơ cấu xy lanh nâng sàn:



Hành trình cần thiết của xy lanh nâng sàn khi nâng sàn nghiêng một góc 14° so với mặt phẳng nằm ngang thì $BB' = 560$ mm. Do đó chọn xy lanh nâng sàn có $S_{ns} = 575$ (mm).

* Động lực học xy lanh nâng sàn.

Xét trường hợp chỉ chở xe với khối lượng xe chở đặt lên sàn lớn nhất là 4200 (kg). Khi đó xy lanh nâng sàn làm việc ở trạng thái tải nặng nhất là vị trí bắt đầu nâng hệ sàn trượt quanh tâm chốt xoay sàn chịu tác dụng của hệ sàn trượt và tải trọng chở trên sàn.



Lực đẩy của xy lanh nâng sàn cần thiết được xác định như sau:

$$P_{ns} \geq (960 \cdot Q_c + 1470 \cdot G_{st}) / (2 \cdot 2360 \cdot \sin 20^\circ)$$

Trong đó:

$G_{st} = 1840$ kg: Khối lượng sàn trượt.

$Q_c = 4200$ kg: Khối lượng chuyên chở cho phép tham gia giao thông

trong trường hợp chỉ chở xe.

$$\Rightarrow P_{ns} \geq 4173 \text{ (kg)}$$

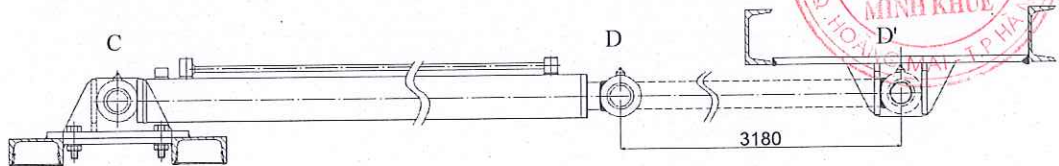
Đường kính cần thiết của xy lanh nâng sàn là:

$$D_{ns} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot P_{ns}}{\pi \cdot p_0}} = 5,43 \text{ (cm)}. (p_0 = 180 \text{ kg/cm}^2).$$

Chọn xy lanh nâng sàn là xy lanh CT 70x45x570CT, có đường kính lớn nhất của xy lanh là $D_{xl} = 7(\text{cm})$, đường kính cần là $d = 4,5 \text{ (cm)}$, hành trình là $57,5 \text{ (cm)}$.

4.2. Tính toán chọn xy lanh trượt sàn.

Sơ đồ động học và động lực học của cơ cấu xy lanh trượt sàn:



Hành trình cần thiết của xy lanh trượt sàn khi nâng sàn nghiêng một góc 14^0 so với mặt phẳng nằm ngang thì $DD' = 3180 \text{ mm}$. Do đó chọn xy lanh trượt sàn có $S_{ts} = 3200 \text{ (mm)}$.

* Động lực học xy lanh trượt sàn.

Vị trí làm việc bất lợi nhất là vị trí bắt đầu trượt sàn khi sàn đang ở trạng thái nằm ngang chịu tác dụng của khối lượng sàn trượt và khối lượng cho phép chở trên sàn:

Lực đẩy của xy lanh cần thiết được xác định như sau:

$$P_{xl} \geq (G_s + Q^{(*)}) \cdot K_x$$

Trong đó: G_s - Khối lượng của sàn trượt $G_{st} = 1840 \text{ kg}$

$Q^{(*)}$ - Khối lượng cho phép chở trên sàn (khi chỉ chở xe), $Q^{(*)} = 4200 \text{ kg}$

K_x - Hệ số cản của ma sát sinh ra giữa ray trượt của sàn và khung phụ $K_x = 0,22$

Thay vào công thức trên tính được:

$$\Rightarrow P_{xl} \geq (G_{st} + Q^{(*)}) \cdot K_x = (1840 + 4200) \cdot 0,22 = 1329 \text{ kg}$$

Đường kính cần thiết của ống và cần xi lanh bố trí trên cơ cấu xi lanh trượt sàn là:

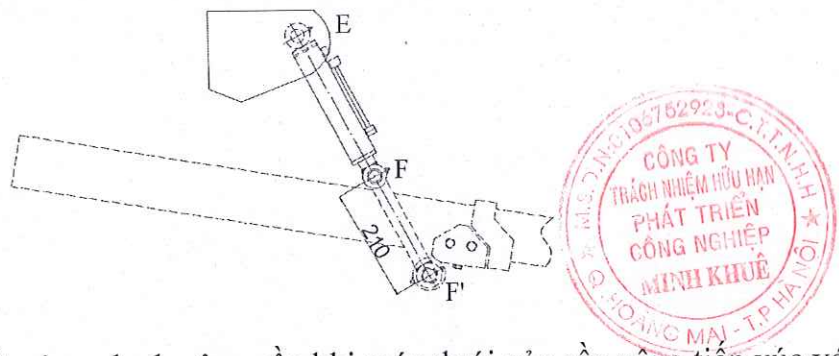
$$\Rightarrow (D_{xl} - d_{xl}) > \sqrt{\frac{P_{xl}}{p_0 \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{1329}{180 \cdot 3,14}} \cdot 4 = 3,07$$

Chọn xy lanh trượt sàn là xy lanh CT80x45x3200 RB có đường kính lớn nhất của xy lanh là $D_{xl} = 8 \text{ cm}$, $d = 4,5 \text{ cm}$, hành trình là 320 cm .



4.3. Tính toán chọn xy lanh nâng cần.

Sơ đồ động học và động lực học của cơ cấu xy lanh nâng cần:



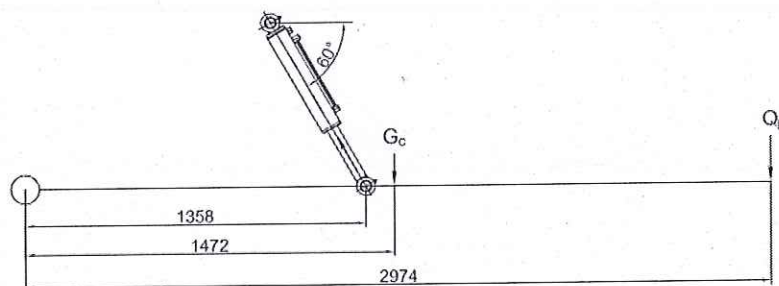
Hành trình cần thiết của xy lanh nâng cần khi mép dưới của cần nâng tiếp xúc với mặt đất thì $BB' = 210\text{mm}$.

Do đó chọn xy lanh nâng cần: $S_{nc} = 365\text{ (mm)}$.

* Động lực học xy lanh nâng cần.

Xét trường hợp chỉ kéo xe, khi đó cần nâng chịu tải trọng lớn nhất tương ứng với khối lượng đặt lên càng nâng là 1300kg.

Do đó, xy lanh nâng cần làm việc ở trạng thái tải nặng nhất là vị trí bắt đầu nâng cần khi khối lượng kéo theo đang ở trạng thái nằm tiếp xúc với đất và chịu tác dụng của khối lượng cần nâng và khối lượng đặt lên càng nâng.



Lực kéo cần thiết của xy lanh là:

$$P_{xl} \geq (1472 \cdot G_{cn} + Q^{(**)} \cdot 2974) / (2 \cdot 1358 \cdot \sin 60^\circ)$$

Trong đó: G_{cn} - Khối lượng của hệ cần nâng $G_{cn} = 235\text{ kg}$

$Q^{(**)}$ - Khối lượng đặt lên cơ cấu nâng (khi chỉ kéo xe), $Q^{(**)} = 1300\text{ kg}$

Thay vào công thức trên tính được:

$$\Rightarrow P_{xl} \geq (1472 \cdot 235 + 1300 \cdot 2974) / (2 \cdot 1358 \cdot \sin 60^\circ) = 1790\text{ kg}$$

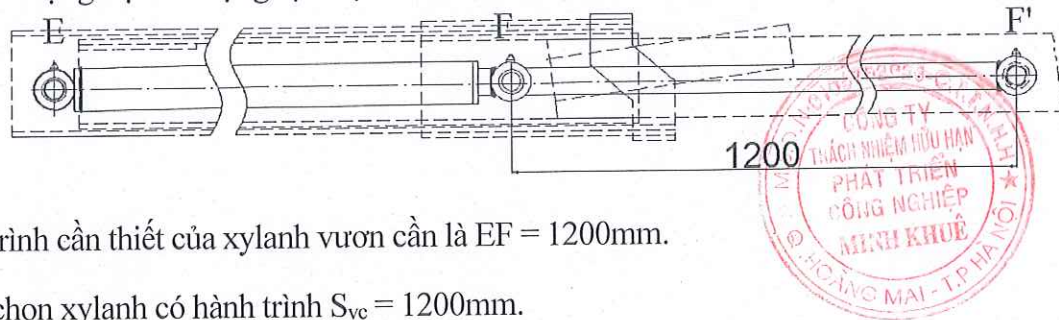
Đường kính cần thiết của ống và cần xy lanh bố trí trên cơ cấu cần nâng là:

$$\Rightarrow (D_{xl} - d_{xl}) > \sqrt{\frac{P_{xl}}{P_0 \cdot \pi}} \cdot 4 = \sqrt{\frac{1790}{180 \cdot 3,14}} \cdot 4 = 3,56\text{ (cm)}$$

Chọn xy lanh nâng cần là xy lanh CT 70x40x365 CT có đường kính lớn nhất của xy lanh là $D_{xl} = 7\text{ cm}$ và đường kính cán xy lanh là $d = 4\text{ cm}$, hành trình là 36,5 cm.

4.4. Tính toán chọn xy lanh vuron cần.

Sơ đồ động học và động lực học của cơ cấu xy lanh nâng cần:



Hành trình cần thiết của xy lanh vuron cần là $EF = 1200\text{mm}$.

Do đó chọn xy lanh có hành trình $S_{vc} = 1200\text{mm}$.

* Động lực học xy lanh vuron cần.

Xét trường hợp chỉ kéo xe, khi đó cần nâng chịu tải trọng lớn nhất tương ứng với khối lượng đặt lên càng nâng là 1300kg .

Vị trí làm việc bất lợi nhất là vị trí bắt đầu nâng cần từ mặt đất, khi đó xy lanh chịu tác dụng của khối lượng hệ cần nâng và tải trọng nâng.

Lực đẩy của xy lanh cần thiết là:

$$P_{xl} \geq Q_k \cdot f_x$$

Trong đó:

$Q_k = 1300\text{kg}$: Khối lượng đặt lên cần nâng khi chỉ kéo xe.

$f_x = 0,75$: Hệ số ma sát.

$$\Rightarrow P_{xl} \geq 975 \text{ kg.}$$

Để đảm bảo điều kiện an toàn khi làm việc, chọn xy lanh vuron cần có đường kính $D_{xl} = 50\text{mm}$, đường kính cán xy lanh $d_{xl} = 35\text{mm}$.

Khi đó, lực kéo của xy lanh được xác định: $P_{xl} = S \cdot p_0$

S là diện tích mặt cắt lòng xy lanh thủy lực.

p_0 là áp suất dầu của hệ thống thủy lực. $p_0 = 140\text{kg/cm}^2$.

$$\Rightarrow P_k = P_{xl} = d \cdot p_0 \cdot \frac{D_{xl}^2 - d_{xl}^2}{4} = d \cdot 140 \cdot \frac{5^2 - 3,5^2}{4} = 1562 \text{ (kg).}$$

Như vậy xy lanh vuron cần được chọn đảm bảo điều kiện làm việc an toàn.

Xy lanh vuron cần là xy lanh CT 50x35x1200CT có đường kính lớn nhất là $D_{xl} = 5 \text{ cm}$, đường kính cần là $d = 3,5 \text{ cm}$, hành trình là 120 cm .

4.5. Tính toán chọn tời kéo xe.

Tính chọn khả năng kéo của tời: Để tính toán tải trọng lớn nhất mà tời có thể kéo được ta giả thiết xe được nằm trên mặt phẳng ngang trong trường hợp bất lợi nhất là xe bị bó cứng cả bánh trước và bánh sau. Khi đó dùng tời kéo xe trượt lê trên mặt đường và sàn xe.

4.5. 1. Trường hợp dùng tời để kéo xe lên sàn:

Khi đó ta có công thức tính lực kéo cần thiết của tời để kéo xe lên sàn:

$$P_{k(\max)} \geq P = Q^{(*)} \cdot \varphi$$

Trong đó: $Q^{(*)}$. Là khối lượng bản thân của xe cần chở (khi chỉ chở xe) ($Q^{(*)} = 4200 \text{ kg}$)

φ : là hệ số bám giữa bánh xe và mặt đường ($\varphi = 0,75$)

$$- P_{k(\max)} \geq 4200 \cdot 0,75 = 3150 \text{ (kg).}$$

4.5.2. Trường hợp dùng tời trên xe để kéo cứu hộ xe dưới vực.

Trong trường hợp này xe kéo phanh tay:

Khi đó ta có công thức tính lực kéo lớn nhất mà xe có thể kéo cứu hộ khi lắp tời:

$$P_{k(max)} \geq P = G \cdot \varphi$$

Trong đó: G : là khối lượng bản thân của ô tô ($G = 6205 \text{ kg}$)

φ : là hệ số bám giữa bánh xe và mặt đường ($\varphi = 0,75$)

$$\Rightarrow P_{k(max)} \geq 6205 \cdot 0,75 = 4654 \text{ (kg)}$$

Trên cơ sở khối lượng lớn nhất tời kéo được, theo nhu cầu của khách hàng chọn loại tời kéo **HWX040H** có $P_{k(max)} = 4000 \text{ (kg)}$.

4.6. Kiểm tra khả năng đáp ứng của bơm thủy Hyva với hệ thống xi lanh.

Nhận xét: Cần cầu và hệ thống xilanh không hoạt động cùng một lúc, đường dầu từ bình dầu qua bơm tới Van phân phối, Van phân phối có tác dụng chỉ cho dầu vào hệ thống cần cầu hoặc hệ thống xi lanh và ngược lại. Do vậy ở đây ta chỉ cần kiểm tra sự phù hợp của bơm Hyva với hệ thống xilanh (Số đồ ở bản vẽ tờ số 21)

Giả sử trong quá trình vận hành hệ thống thủy lực chuyên dùng trường hợp này cần lượng dầu lớn nhất để vận hành đồng thời cả nâng và trượt cùng lúc khi đó chọn thời gian làm việc khi thực hiện hết quá trình nâng và trượt là $t = 30 \text{ s}$, Thể tích của dầu thủy lực cần cấp cho hai xi lanh nâng sà và một xi lanh trượt sà là:

$$V = V_1 + 2 \cdot V_2 = h_1 \cdot \pi \cdot D_1^2 / 4 + 2 \cdot h_2 \cdot \pi \cdot D_2^2 / 4$$

Trong đó: h_1 - là hành trình của xi lanh trượt sà, $h_1 = 320 \text{ cm}$. D_1 - là đường kính của xi lanh trượt sà, $D_1 = 8 \text{ cm}$; h_2 - là hành trình của xi lanh nâng sà, $h_2 = 57,5 \text{ cm}$. D_2 - là đường kính của xi lanh nâng sà, $D_2 = 7 \text{ cm}$.

$$\Rightarrow V = 320 \cdot 3,14 \cdot 8^2 / 4 + 2 \cdot 57,5 \cdot 3,14 \cdot 7^2 / 4 = 20500,275 \text{ (cm}^3\text{)}$$

Lưu lượng cần thiết của bơm là: $Q_b \geq V/t = 60 \cdot 20500,275 / 30 = 41000 \text{ (cm}^3\text{/ph)}$

Qua khảo sát, chọn bơm thủy lực là bơm đi kèm với cần cầu HYVA.

Thông số kỹ thuật của bơm:

+ Áp suất bơm: $400 \text{ (kgf/cm}^2\text{)}$ ở số vòng quay 3000 v/ph .

+ Lưu lượng bơm $25,12 \text{ (cm}^3\text{/rev)} = 25,12 \text{ (cm}^3\text{/vòng)}$
 $= 25,12 \cdot 3000 = 75360 \text{ (cm}^3\text{/ph)}$.

Lưu lượng của bơm lớn hơn lưu lượng cần thiết để cấp cho xilanh, vậy bơm đi kèm theo cần HYVA đáp ứng được yêu cầu

4.7. Kiểm tra khả năng đáp ứng của bình dầu thủy lực với hệ thống xi lanh của hệ thống chuyên dụng

Thể tích của dầu thủy lực cần cấp cho hai xi lanh nâng sà và một xi lanh trượt sà là:

$$V = V_1 + 2 \cdot V_2 = h_1 \cdot \pi \cdot D_1^2 / 4 + 2 \cdot h_2 \cdot \pi \cdot D_2^2 / 4 = 20500,275 \text{ (cm}^3\text{)} = 20,500275 \text{ (l)}$$

Thể tích bình dầu thủy lực của cần cầu theo nhà cung cấp là: $V_{cc} = 35 \text{ (l)}$

Do $V_{cc} > V$ nên thể tích bình dầu thủy lực của cần cầu đáp ứng được yêu cầu dùng để cung cấp dầu cho thống xi lanh chuyên dụng.

4.6. Tính toán chọn bơm thủy lực.

Giả sử trong quá trình vận hành hệ thống thủy lực chuyên dùng trường hợp này cần lượng dầu lớn nhất để vận hành đồng thời cả nâng và trượt sàn cùng lúc khi đó chọn thời gian làm việc khi thực hiện hết quá trình nâng và trượt sàn là $t = 30$ s, Thể tích của dầu thủy lực cần cấp cho hai xi lanh nâng sàn và một xi lanh trượt sàn là:

$$V = V_1 + 2.V_2 = h_1 \cdot \pi \cdot D_1^2 / 4 + 2 \cdot h_2 \cdot \pi \cdot D_2^2 / 4 .$$

Trong đó: h_1 - là hành trình của xi lanh trượt sàn, $h_1 = 320$ cm. D_1 - là đường kính của xi lanh trượt sàn, $D_1 = 8$ cm; h_2 - là hành trình của xi lanh nâng sàn, $h_2 = 57,5$ cm. D_2 - là đường kính của xi lanh nâng sàn, $D_2 = 7$ cm.

$$\Rightarrow V = 320 \cdot 3,14 \cdot 8^2 / 4 + 2 \cdot 57,5 \cdot 3,14 \cdot 7^2 / 4 = 20500,275 \text{ (cm}^3\text{)}$$

Lưu lượng cần thiết của bơm là:

$$Q_b \geq V/t = 60 \cdot 20500,275 / 30 = 41000 \text{ (cm}^3\text{/ph)}$$

Qua khảo sát, chọn bơm **HYVA HY141079** (kèm theo cầu) vì loại bơm này gọn nhẹ, mẫu mã tốt, bền, dễ sử dụng.

Thông số kỹ thuật của bơm:

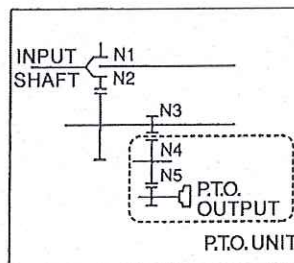
+ Áp suất bơm: 17,2 MPa ở số vòng quay 2500v/ph.

+ Lưu lượng bơm: 52 ml/vòng = 130.000 cm³/phút.

4.7. Tính toán kiểm nghiệm sự phù hợp giữa bơm và PTO.

a). *Tính toán kiểm tra sự phù hợp của hộp trích công suất và bơm theo số vòng quay.*

Xe HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/MK-KCX21 sử dụng bộ trích công suất theo xe cơ sở. Tỷ số truyền của hộp số và PTO được xác định bằng phương pháp đếm số bánh răng.



Tỷ số truyền từ hộp số đến PTO bằng:

$$i = \frac{Z_5}{Z_4} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} \cdot \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{18}{31} \cdot \frac{31}{32} \cdot \frac{38}{25} = 0,855.$$

Trong đó:

Z_1 : Số răng của bánh răng chủ động của cặp bánh răng luôn ăn khớp của hộp số, $Z_1 = 25$

Z_2 : Số răng của bánh răng bị động của cặp bánh răng luôn ăn khớp nằm trên trục trung gian của hộp số, $Z_2 = 38$

Z_3 : Số răng của bánh răng nằm trên trục trung gian (ăn khớp với bánh răng chủ động của PTO), $Z_3 = 32$

Z_4 : Số răng của bánh răng chủ động của PTO, $Z_4 = 31$

Z_5 : Số răng của bánh răng bị động của PTO, $Z_5 = 18$

Số vòng quay đầu ra của PTO: $n_{PTO} = \frac{n_e}{i}$ (vòng).

* Xét trường hợp động cơ chạy với tốc độ nhỏ nhất: $n_{emin} = 750$ (vòng).

$$\Rightarrow n_{PTO \min} = \frac{750}{0,855} = 877 \text{ (vòng)}.$$

* Xét trường hợp động cơ chạy với tốc độ lớn nhất: $n_{emin} = 2700$ (vòng).

$$\Rightarrow n_{PTO \max} = \frac{2700}{0,855} = 3158 \text{ (vòng)}.$$

Theo tài liệu của nhà sản xuất, ta thấy bơm thủy lực HYVA HY141079 (kèm theo cầu). Ta thấy số vòng quay của bơm nằm trong khoảng số vòng quay đầu ra của PTO. Như vậy, PTO sử dụng đáp ứng được yêu cầu về số vòng quay.

b). *Tính toán kiểm tra sự phù hợp của hộp trích công suất và bơm theo công suất.*

* Công suất cần thiết cung cấp cho bơm N_{ct} :

$$N_{ct} = \frac{P \cdot Q \cdot \eta}{\epsilon_{12}} = \frac{255 \cdot 150 \cdot 0,83}{\epsilon_{12}} = 51,875 \text{ (kW)}.$$

Trong đó:

N_{ct} : Công suất cần thiết động cơ cung cấp cho bơm (kW).

$P = 25 \text{ Mpa} = 255 \text{ kg/cm}^2$: Áp suất của bơm thủy lực.

$\eta = 0,83$: Hiệu suất truyền lực.

$Q = 150 \text{ l/ph}$.

* Công suất của hộp trích công suất: $N_{PTO} = N_e \cdot \eta$

Trong đó:

N_{PTO} : Công suất của hộp trích công suất.

N_{emax} : Công suất cực đại của động cơ. $N_{emax} = 110 \text{ kW}$.

$\eta = 0,83$: Hiệu suất truyền lực.

$$\Rightarrow N_{PTO} = 103 \cdot 0,83 = 85,49 \text{ (kW)} > N_{ct} = 51,875 \text{ (kW)}$$

Kết luận: Vậy bơm được lựa chọn phù hợp với động cơ ô tô và PTO

III.5. TÍNH TOÁN KIỂM TRA BỀN.

5.1. Tính toán kiểm tra bền dầm ngang sàn thùng.

Khối lượng phân bố trên chiều dài dầm ngang là q (N/mm):

$$q = \frac{Q^* + G_s}{l \cdot n}$$

Trong đó:

+ q (N/mm): Khối lượng phân bố trên chiều dài dầm ngang.

+ $Q^* = 4200$ (kG): Khối lượng chở trên sàn trong trường hợp chỉ chở xe.

+ $G_s = 1840$ (kG): Khối lượng phần sàn trượt.

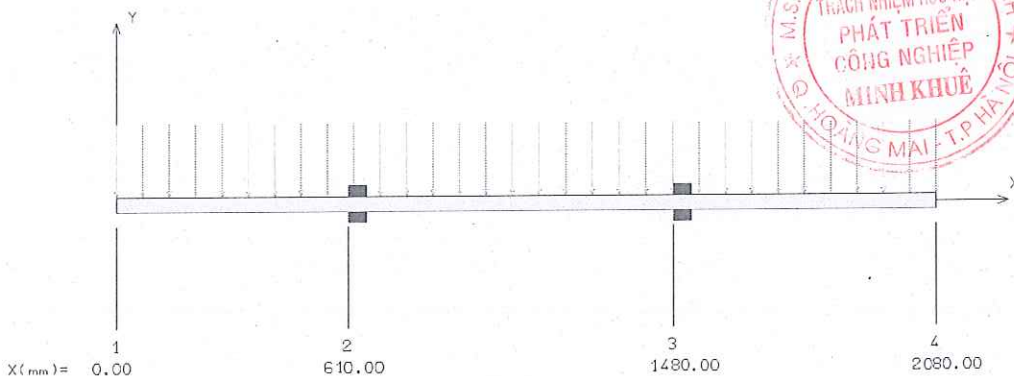
+ l = 2080(mm): Chiều dài dầm ngang.

+ n = 21 cái: Số lượng dầm ngang.

$$\Rightarrow q = 0,138 \text{ (kG/mm)}$$

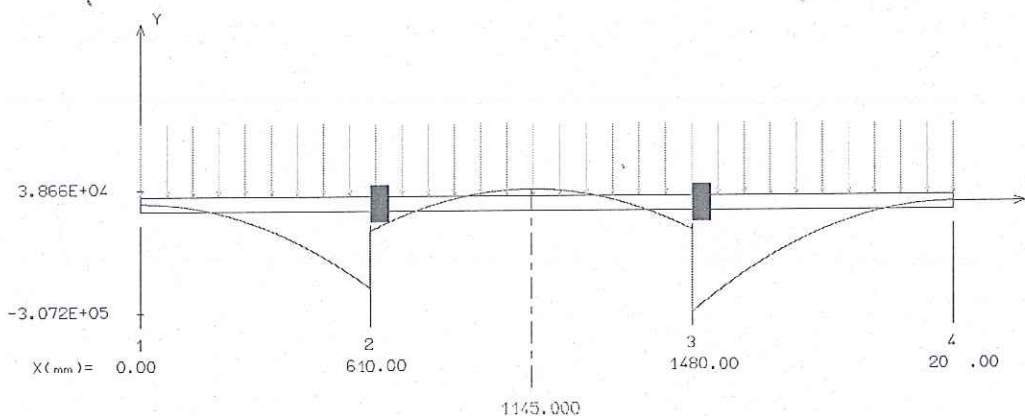
Các dầm ngang được làm bằng thép hộp CT3 tiết diện 50x50x2mm, có ứng suất cho phép $[\sigma] = 120 \text{ (N/mm}^2\text{)}$.

Sơ đồ tính toán:



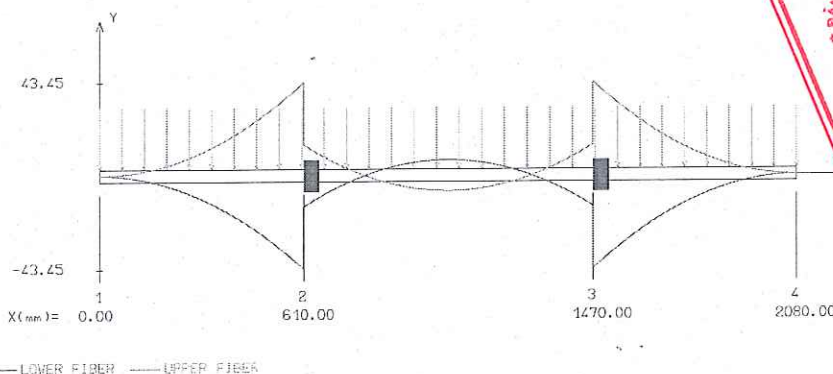
Biểu đồ momen

BENDING MOMENT [N.mm]



Biểu đồ ứng suất:

NORMAL STRESS [N/mm²]



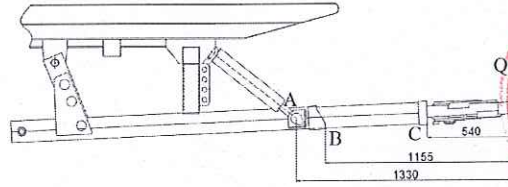
Ứng suất lớn nhất: $\sigma = 43,45 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ tại nút 2 và 3.

Kết luận: Ta có $\sigma = 43,45 \text{ (N/mm}^2\text{)} < [\sigma] = 120 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ do đó dầm ngang đủ bền.

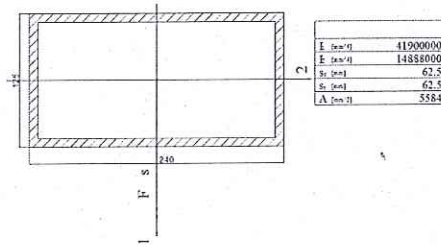
5.2. Kiểm tra bền cần nâng chính.

Trường hợp cần nâng chịu lực lớn nhất khi chỉ nâng kéo xe tại thời điểm bắt đầu nâng khối lượng đặt lên cần nâng khỏi mặt đất.

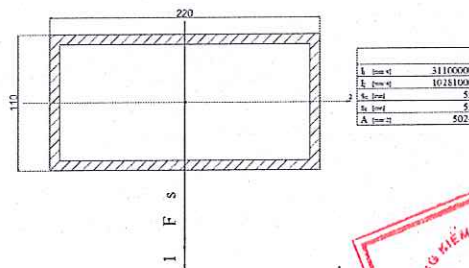
Khi đó giả thiết hệ cần nâng như một dầm chịu lực, bỏ qua khối lượng của hệ cần



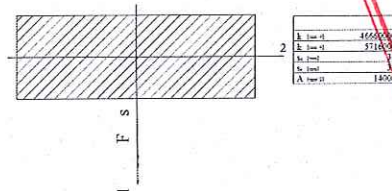
TT	Các điểm đặc biệt	Tiết diện mặt cắt	Mômen chống uốn
1	A	[]240x125x8	670,40
2	B	[]220x110x8	565,45
3	C	[]200x70	1333,142



Mặt cắt tiết diện tại A



Mặt cắt tiết diện tại B



Mặt cắt tiết diện tại C



Giá trị mômen uốn tại các điểm nút được xác định như sau:

$$M_u = Q \cdot l_x$$

Ứng suất uốn phát sinh tại mặt cắt có mômen lớn nhất:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u}$$

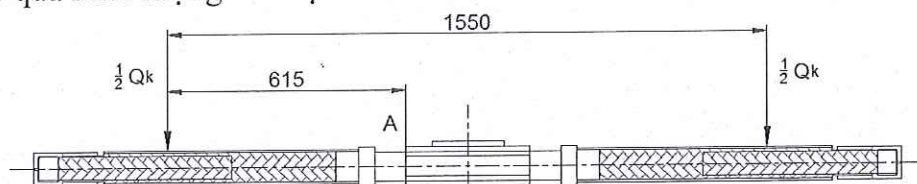
Bảng kết quả tính toán				
TT	Thông số	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Khối lượng đặt lên cơ càn kéo	Q	kG	1300
2	Giá trị mômen uốn tại A	M_{uA}	kG.cm	172900
3	Giá trị mômen uốn tại B	M_{uB}	kG.cm	150150
4	Giá trị mômen uốn tại C	M_{uC}	kG.cm	70200
5	Ứng suất uốn tại A	σ_{uA}	kG/cm ²	257,9
6	Ứng suất uốn tại B	σ_{uB}	kG/cm ²	265,5
7	Ứng suất uốn tại C	σ_{uC}	kG/cm ²	52,66
8	Ứng suất uốn cho phép của vật liệu	$[\sigma]$	kG/cm ²	1200

Vậy $\sigma_{uA}, \sigma_{uB}, \sigma_{uC} < [\sigma]$ suy ra càn nâng đủ bền.

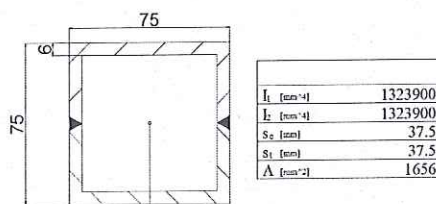
5.3. Tính bền càn nâng.

Trường hợp càn với chịu lực bất lợi nhất khi càn nâng bắt đầu nâng tải trọng nâng kéo lên khỏi mặt đất.

Khi đó giả thiết càn nâng như một dầm chịu lực, vết bánh xe đặt lên càn nâng là 1550 mm, bỏ qua khối lượng của hệ càn:



TT	Tại điểm	Tọa độ	Tiết diện mặt cắt	Mô men chống uốn W_x
1	Điểm A	61,5	[] 75x75x6	35,01



Mặt cắt tiết diện qua A



Giá trị moomen uốn tại điểm A được xác định như sau:

$$M_u = Q_k \cdot 61,5/2$$

Ứng suất uốn phát sinh tại mặt cắt có mô men lớn nhất là: $\varphi_u = M_u/W_u$.

BẢNG KẾT QUẢ TÍNH TOÁN BỀN CÀNG NÂNG				
TT	Thông số	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Khối lượng của hàng đặt lên càn nâng	Q	kg	1300
2	Giá trị mô men uốn tại điểm A	M_{uA}	kg.cm	3997,5
3	Ứng suất uốn tại mặt cắt điểm A	σ_{uA}	Kg/cm ²	114
4	Ứng suất uốn cho phép (vật liệu CT3)	$[\varphi_u]$	Kg/cm ²	1200

$\sigma_{uA} < [\varphi_u]$ Vậy càn nâng đủ bền.

5.4 Tính bền chốt đỡ hệ càn nâng.

Chốt đỡ càn nâng (được thể hiện ở bản vẽ tờ số 22) chịu tác dụng bất lợi nhất khi đặt toàn bộ tải trọng lên càn nâng tại vị trí xilanh càn nâng thu vào hết.

Trong trường hợp này lực tác dụng lên chốt đỡ càn nâng được xác định:

$$F_c \cdot 420 = Q \cdot 1990 \text{ (kg)}$$

Trong đó: F_c - Lực tác dụng lên trục đỡ hệ càn nâng.

Q - Khối lượng đặt lên cơ cấu kéo: $Q = 1300 \text{ (kg)}$.

Ứng suất cắt và chèn dập tác dụng lên chốt đỡ được xác định theo công thức sau:

$$\sigma_c = F_c / (i \cdot \pi \cdot d^2 / 4) \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{cd} = F_c / (i \cdot d \cdot l) \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

Kết quả tính bền chốt đỡ hệ càn nâng		
Thông số	Loại chốt	Chốt đỡ
Lực tác dụng lên chốt đỡ (kg)	F_c	6160
Số chốt	i	1
Đường kính chốt (cm)	d	4
Chiều dài làm việc của chốt (cm)	l	20,2
Ứng suất cắt (kg/cm ²)	σ_c	490
Ứng suất chèn dập (kg/cm ²)	σ_{cd}	76,2

Chốt đỡ được chế tạo bằng thép 45 có giới hạn chảy là 533 (MPa) = 5330 (kg/cm²). Ứng suất cho phép $[\sigma]$ được xác định theo công thức: $[\sigma] = \frac{[\sigma_c]}{3} \cdot \frac{1}{n} = 1184 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$; $n=1,5$ là hệ số an toàn.

Giới hạn bền: $[\tau_c] = 0,8$. $[\sigma] = 947,2 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$; $[\sigma_{cd}] = 0,6$. $[\sigma] = 710,4 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$.

Do $\sigma_c < [\tau_c]$ và $\sigma_{cd} < [\sigma_{cd}]$ Vậy chốt đủ bền.

5.6. Kiểm tra chốt xi lanh.

Chốt xoay chịu lực lớn nhất tại thời điểm xi lanh bắt đầu làm việc:

Bảng thông số tính toán							
TT	Thông số	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị			
				Chốt xi lanh trượt sàn	Chốt xilanh nâng sàn	Chốt xilanh nâng cần	Chốt xilanh vưon cần
1	Lực tác dụng	P	kg	1329	4173	1970	1562
2	Đường kính chốt	d	cm	4	4	4	3
3	Chiều dài làm việc của chốt	l	cm	9	6	7,5	6,2
4	Số chốt	i	Cái	1	2	2	1
5	Giới hạn chảy của vật liệu làm chốt C45	σ_{ch}	Kg/cm ²	5330			

Lực tác dụng lên chốt xylanh:

$$P = P_{xl} \text{ (kg).}$$

Trong đó: P: Lực tác dụng lên chốt xylanh (kg).

P_{xl} : Lực đẩy (kéo) cần thiết của xylanh (kg).

Ứng suất cắt tính theo công thức: $\tau_c = P.4 / (i . \pi . d^2)$

Ứng suất chèn dập tính theo công thức : $\sigma_{cd} = P / (i . d . l)$

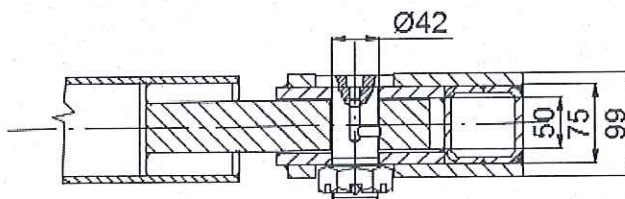
Ứng suất cắt cho phép $[\tau_c] = 0,3 . \sigma_{ch}$

Ứng suất chèn dập cho phép $[\sigma_{cd}] = 0,8 . \sigma_{ch}$

Bảng kết quả tính toán							
TT	Thông số	Đơn vị	Giá trị tính toán				Giá trị cho phép
			Chốt xilanh trượt sàn	Chốt xilanh nâng sàn	Chốt xilanh nâng cần	Chốt xilanh vưon cần	
1	τ_c	kg/cm ²	105,8	332	156,8	221	947,2
2	σ_{cd}	kg/cm ²	37	173,8	65,7	84	710,4

Kết luận các chốt xi lanh đủ bền.

5.7 Tính bền chốt xoay càng nâng.



Chốt càng nâng liên kết với cần nâng (được thể hiện ở bản vẽ tờ số 10) chịu lực tác dụng lớn nhất khi chốt làm việc trong điều kiện bất lợi nhất là bánh xe kéo theo bị khóa cứng. Chốt càng nâng chịu tác dụng kéo của lực ma sát giữa bánh xe với mặt đường.

$$\sigma_k = \frac{4.F}{i.\pi.d^2} = \frac{4.608}{i.\pi.d^2} = 97 \text{ (kg/cm}^2\text{)}.$$

Trong đó: + $Q^* = 4200$ (kg): Khối lượng hàng chuyên chở trong trường hợp chỉ chở xe.

+ $f = 0,3$: Hệ số ma sát giữa trục và giá đỡ.

+ $i = 8$ cái : Số bulông liên kết.

+ $d = 1$ cm : Đường kính bulông.

Bulông được chế tạo bằng thép 45 có $[\sigma_c] = 533$ (MPa) = 5330 (kg/cm²); $[\sigma] = \frac{[\sigma_c]}{3} = \frac{1}{n}$
= 1184 (kg/cm²); $n=1,5$ là hệ số an toàn.

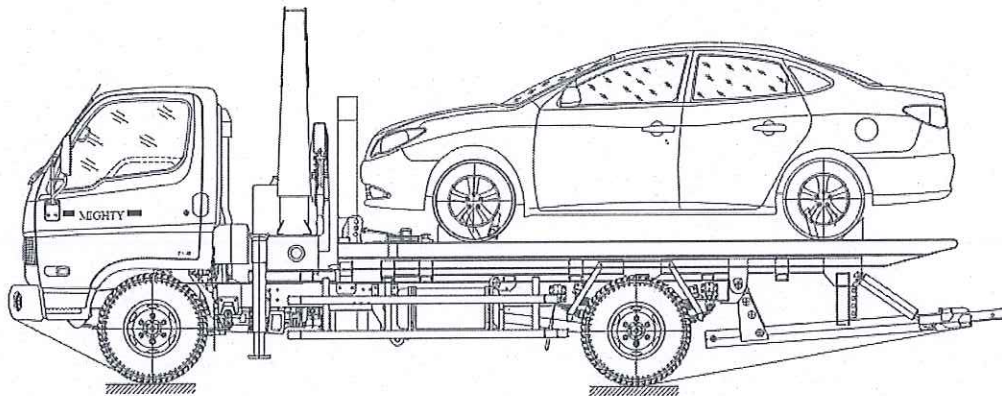
Vậy $\sigma_k < [\sigma_k]$ nên các bulông đủ bền.



5.9. Tính bền dây đai chằng giữ bánh xe.

a. Tính bền cáp neo giữ xe chở trên sàn.

Xét trường hợp xe chở trên sàn có khối lượng lớn nhất khi chở có $Q^* = 4200$ kg. Xe chở trên sàn được neo giữ chắc chắn bằng 04 sợi cáp. Lực căng được tạo ra nhờ cơ cấu căng cáp.



Khi ô tô chuyển động cáp chịu tác dụng của hai ngoại lực là lực quán tính khi phanh và lực li tâm khi quay vòng. Trong quá trình chuyển động hai loại lực này đồng thời không xuất hiện nên chỉ cần lấy giá trị lớn hơn của một trong hai để tính.

- Khi ô tô quay vòng, lực quán tính li tâm là:

$$P_{lt} = Q^* . V_{gh}^2 / (g . R_{min}). \text{ (kg)}$$

- Lực quán tính khi phanh với gia tốc cực đại $j_{pmax} = 6,28$ (m/s²):

$$P_{pmax} = Q^* . j_{pmax} / g. \text{ (kg)}$$

- Lực ma sát sinh ra do tác dụng của lực căng cáp và trọng lượng của hàng hóa:

$$P_{ms} = f.(n.T.\cos\alpha + Q^*) \text{ (kg)}$$

Trong đó:

+ n, T : Số lượng cáp và lực căng cáp.

+ α : Góc nghiêng cáp.

+ f : Hệ số ma sát.



Điều kiện đảm bảo an toàn khi vận chuyển xe trên sàn là: $\text{Max}[P_{lt}; P_{pmax}] \leq P_{ms}$.

$$\Rightarrow T \geq (\text{Max}[P_{lt}; P_{pmax}] - f \cdot Q^*) / (f \cdot n \cdot \cos \alpha).$$

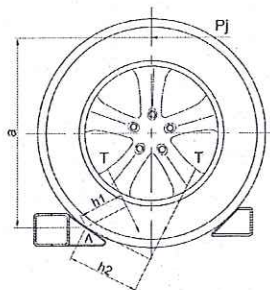
Kết quả tính toán				
TT	Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Khối lượng hàng hóa	Q^*	kg	4200
2	Vận tốc giới hạn khi chở xe	V_{gh}	m/s	5,94
3	Số lượng cáp (4 cáp x 2 bên)	n	Cái	8
4	Góc nghiêng cáp	α	Độ	23
5	Hệ số ma sát	f	-	0,3
6	Lực quán tính li tâm khi ô tô quay vòng	P_{lt}	kg	3356
7	Lực quán tính khi phanh với gia tốc cực đại	P_{pmax}	kg	2688
8	Lực căng cáp nhỏ nhất	T	kg	668
9	Lực ma sát	P_{ms}	kg	11564

Nhận xét: Để đảm bảo trong quá trình vận chuyển, xe trên sàn cần được neo giữ chắc chắn bằng 04 sợi cáp, với lực căng cáp tối thiểu trên mỗi sợi cáp là $T \geq 1000$ kg. Mỗi sợi cáp được căng bởi 01 cơ cấu căng cáp, lực căng cáp lớn nhất cho phép của nhà sản xuất là $[T] = 4000$ kg $> T = 773$ kg. Vậy cáp đảm bảo đủ bền.

b. Tính bền cáp neo giữ xe kéo.

Xét trường hợp khi chỉ kéo xe, khối lượng đặt trên càng nâng lớn nhất tức là khối lượng xe kéo theo lớn nhất. Với khối lượng phân bố trên cầu trước của xe kéo theo là 1300kg.

Xe kéo được neo giữ chắc chắn trên cơ cấu kéo bằng 02 sợi cáp vải (mỗi bánh xe 01 sợi). Lực căng được tạo ra nhờ cơ cấu căng cáp. Trường hợp nguy hiểm nhất là ô tô chở phanh gấp.

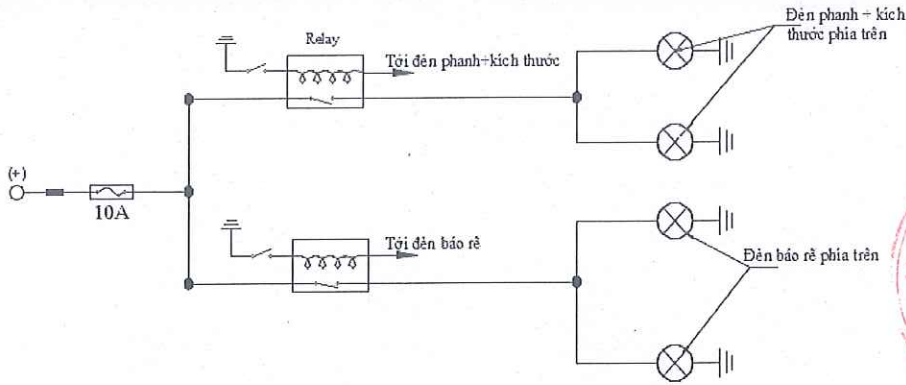


Lực quán tính khí phanh: $P_j = Q_{kx} \cdot j_{pmax} / g$ (kg).

Để xe kéo theo được neo giữ chắc chắn thì: $(n \cdot T) \cdot (h_1 + h_2) \geq P_j \cdot a \Rightarrow T \geq P_j \cdot a / n \cdot (h_1 + h_2)$

Với T là lực căng cáp.





- Công suất tiêu thụ của các mạch điện lắp thêm trên xe:

Bảng kê danh mục phụ tải:

TT	Tên phụ tải	Số lượng	Công suất cho 1 đèn (W)	Hiệu điện thế (V)	Màu sắc
1	Đèn báo hiệu sự làm việc của cơ cấu chuyên dùng	01	190	24	Màu vàng hồ phách
2	Đèn báo rẽ phía trên	02	21	24	Màu vàng
3	Đèn phanh + kích thước phía trên	02	21	24	Màu đỏ

Ghi chú: Đèn báo hiệu sự làm việc của cơ cấu chuyên dùng chỉ bật sáng khi PTO dẫn động cơ cấu chuyên dùng hoạt động.

- Tổng công suất tiêu thụ điện năng của cụm đèn báo hiệu sự làm việc của cơ cấu chuyên dùng là:

$$P_2 = 190 \text{ (W)}$$

- Tổng công suất tiêu thụ điện năng của cụm đèn tín hiệu lắp thêm phía trên là:

$$P_3 = 4.21 = 84 \text{ (W)}$$

=> Tổng công suất tiêu thụ các phụ tải lắp thêm là:

$$P = P_2 + P_3 = 190 + 84 = 274 \text{ (W)}$$

- Cường độ dòng điện các mạch điện đèn báo hiệu sự làm việc của cơ cấu chuyên dùng là:

$$I_2 = \frac{P_2}{U} = \frac{190}{24} = 7,91 \text{ (A)}$$

- Cường độ dòng điện các mạch điện đèn tín hiệu lắp thêm phía trên là:

$$I_3 = \frac{P_3}{U} = \frac{84}{24} = 3,5 \text{ (A)}$$

* Tính toán chọn dây dẫn cho các mạch điện:

- Tính toán chọn dây dẫn cho mạch điện đèn hiệu thành xe:

$$\text{Ta có: } S_1 = \frac{I_1 \cdot n}{J} = 0,25 \text{ (mm}^2\text{)}$$

Trong đó:

+ I_1 : Cường độ dòng điện chạy qua dây dẫn.



- + $J = 6 \text{ (A/mm}^2\text{)}$: Mật độ dòng điện cho phép qua dây dẫn đồng.
- + $n = 2$: Hệ số dự trữ.
- + S_1 : Tiết diện dây dẫn mạch điện cụm đèn hiệu thành xe.

Ta chọn loại dây dẫn mạch điện cụm đèn hiệu thành xe có tiết diện $S_1 = 0,5 \text{ mm}^2$ là đảm bảo an toàn.

- Tính toán chọn dây dẫn cho mạch điện đèn báo hiệu sự làm việc của cơ cấu chuyên dùng:

$$\text{Ta có: } S_2 = \frac{I_2 \cdot n}{J} = 2,6 \text{ (mm}^2\text{)}$$

Trong đó:

- + I_2 : Cường độ dòng điện chạy qua dây dẫn.
- + $J = 6 \text{ (A/mm}^2\text{)}$: Mật độ dòng điện cho phép qua dây dẫn đồng.
- + $n = 2$: Hệ số dự trữ.
- + S_2 : Tiết diện dây dẫn mạch điện cụm đèn cảnh báo.

Ta chọn loại dây dẫn mạch điện cụm đèn báo hiệu sự làm việc của cơ cấu chuyên dùng có tiết diện $S_2 = 3,0 \text{ mm}^2$ là đảm bảo an toàn.

- Tính toán chọn dây dẫn cho mạch điện đèn tín hiệu lắp thêm phía trên:

$$\text{Ta có: } S_3 = \frac{I_3 \cdot n}{J} = 1,2 \text{ (mm}^2\text{)}$$

Trong đó:

- + I_3 : Cường độ dòng điện chạy qua dây dẫn.
- + $J = 6 \text{ (A/mm}^2\text{)}$: Mật độ dòng điện cho phép qua dây dẫn đồng.
- + $n = 2$: Hệ số dự trữ.
- + S_3 : Tiết diện dây dẫn mạch điện cụm đèn tín hiệu lắp thêm phía trên.

Ta chọn loại dây dẫn mạch điện cụm đèn tín hiệu lắp thêm phía trên có tiết diện $S_3 = 1,5 \text{ mm}^2$ là đảm bảo an toàn.

* *Kiểm tra khả năng đáp ứng của xe.*

Để đảm bảo cho hệ thống điện trên xe hoạt động bình thường thì công suất điện năng mất phát điện của xe cơ sở phải đáp ứng đủ công suất tiêu thụ điện năng của các phụ tải trên xe cơ sở và phụ tải của các trang thiết bị sau khi thiết kế thêm.

Theo như tài liệu hướng dẫn lắp đặt phụ tải của nhà sản xuất xe cơ sở số 01/2015 của Công ty cổ phần sản xuất ô tô Hyundai Thành Công Việt Nam cho phép:

Trường hợp lắp vào các giắc chờ trên mạch điện xe cơ sở:

Cường độ dòng điện cho phép: $I_{cp} = 22,2 \text{ (A)}$.

Công suất cho phép: $P_{cp} = 274 \text{ (W)}$

Tổng công suất tiêu thụ điện năng của các phụ tải lắp thêm $P_{pt} = 292 \text{ (W)} < P_{cp} = 533 \text{ (W)}$.

Kết luận: Sau khi lắp thêm các phụ tải như trong thiết kế thì hệ thống điện trên ô tô vẫn đảm bảo hoạt động bình thường.

+ *Lắp đặt phụ tải.*

- Toàn bộ hệ thống phụ tải điện lắp thêm phải được thực hiện theo hướng dẫn của nhà sản xuất xe cơ sở và nhà sản xuất thiết bị phụ tải.
- Đối với đèn tín hiệu lắp thêm trên thùng xe phải đảm bảo thỏa mãn theo TCVN 6978:2001.

III.6. Đánh giá các tính năng khác của ô tô.

- Do giữ nguyên động cơ, hệ thống truyền lực trong khi khối lượng toàn bộ của ô tô **HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/MK-KCX21** không thay đổi so với ô tô **HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP** nên không cần tính toán kiểm tra bên các chi tiết trong hệ thống truyền lực.

- Do sự phân bố khối lượng lên các trục của ô tô **HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/MK-KCX21** thay đổi không đáng kể so với ô tô cơ sở nên không cần tính toán kiểm tra chất lượng hệ thống phanh, hệ thống treo và kiểm tra bên các trục của ô tô.

- Do không thay đổi chiều dài cơ sở và sự phân bố khối lượng lên trục dẫn hướng của ô tô **HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/MK-KCX21** thay đổi không đáng kể so với ô tô **HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP** nên không cần tính toán kiểm tra động học quay vòng cũng như không cần kiểm tra bên các chi tiết trong hệ thống lái của ô tô.

IV. CÁC TỔNG THÀNH CHI TIẾT CHẾ TẠO TRONG NƯỚC VÀ NHẬP KHẨU**IV.1. CÁC TỔNG THÀNH CHI TIẾT CHẾ TẠO TRONG NƯỚC CHO (01 Ô TÔ).**

TT	Tên tổng thành, hệ thống	Nhãn hiệu, kiểu loại	S.lg	Nơi sản xuất
1	Ô tô sát xi tải (bao gồm cả bộ trích công xuất)	HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP	01	Công ty cổ phần sản xuất ô tô Hyundai Thành Công Việt Nam
2	Sàn chuyên dùng	-	01	Công ty TNHH phát triển công nghiệp Minh Khuê
3	Cần nâng	-	01	
4	Chắn bùn, chắn bảo hiểm hông	-	-	
5	Tấm chặn lốp	-	04	
6	Các chi tiết nối ghép	-	-	
7	Xe Dolly	-	02	
8	Cơ cấu căng và đai neo giữ xe	Bản rộng 35mm	06	Công ty cổ phần liên hợp Mê Kông
9	Dây dẫn điện, cầu chì	Goldcup	-	Công ty TNHH Cúp Vàng
10	Xi lanh trượt sàn	CT 80x45x3200	01	Công ty TNHH Cơ khí Việt Hà
11	Xi lanh nâng sàn	CT 70x45x575	02	
12	Xilanh nâng cần	CT 70x40x365	02	
13	Xi lanh vươn cần	CT 50x35x1200	01	

IV.2. CÁC TỔNG THÀNH CHI NHẬP KHẨU (01 Ô TÔ).

TT	Tên tổng thành, hệ thống	Nhãn hiệu, kiểu loại	S.lg	Xuất xứ
1	Cụm cần cầu (bao gồm bơm thủy lực, trục các đăng, chân chống, ống thủy lực . . .)	HYVA HB60E2	01	ITALIA
2	Tời thủy lực	HWX040H	01	Trung Quốc
3	Cụm van điều khiển	Loại 5 tay điều khiển	01	Đài Loan

V- KẾT LUẬN

Từ nội dung tính toán kiểm tra và các kết quả nhận được có thể khẳng định ô tô kéo, chở xe **HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP/MK-KCX21** đã thỏa mãn các quy định trong Quy chuẩn QCVN 09: 2015/BGTVT. Đảm bảo đủ bền và có đủ các tính năng động lực học cần thiết để chuyên động ổn định và an toàn trên đường giao thông công cộng.

Kính trình Cục Đăng kiểm Việt Nam thẩm định thiết kế và cho phép Công ty TNHH Phát Triển Công Nghiệp Minh Khuê doanh nghiệp có đăng ký kinh doanh hành nghề đóng mới và sản xuất lắp ráp các loại ô tô theo quy định được phép thi công theo thiết kế.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Lý thuyết ô tô máy kéo - Nguyễn Hữu Cẩn, Phan Đình Kiên - NXB Khoa học kỹ thuật - 1996.
2. THIẾT KẾ TÍNH TOÁN Ô TÔ MÁY KÉO - Nguyễn Hữu Cẩn, Phan Đình Kiên – NXB Khoa học kỹ thuật - 1996.
3. SỨC BỀN VẬT LIỆU (TẬP 1,2) - Lê Hoàng Tuấn, Bùi Công Thành - NXB Khoa học kỹ thuật - 1998.
4. CƠ SỞ THIẾT KẾ MÁY - Nguyễn Hữu Lộc - NXB Đại học Quốc gia Tp. HCM – 2014.
5. SỔ TAY THÉP THẾ GIỚI - Trần Văn Địch, Ngô Trí Phúc - NXB Khoa học kỹ thuật.
6. Quy chuẩn Việt Nam QCVN 09:2015/BGTVT.
7. Thông tư 30/2011/TT-BGTVT.
8. Thông tư 54/2014/TT-BGTVT.
9. Thông tư 42/2014/TT-BGTVT.
10. Thông tư 06/VBHN-BGTVT.
11. Thông tư 46/2015/TT-BGTVT.
12. Tài liệu xe cơ sở HYUNDAI NEW MIGHTY 110SP.
13. Phần mềm RDM –YVES DEBARD – IUT LEMANS.
14. Tài liệu cần cầu **HYVA HB60E2**
15. Tài liệu Xanh thủy lực – Công ty TNHH Việt Hà

