

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): 1352/VAQ09 - 04/22 - 00

GIẤY CHỨNG NHẬN THẨM ĐỊNH THIẾT KẾ

Căn cứ vào hồ sơ thiết kế số: 0899/22/XH Ngày: 27.06.2022
Căn cứ vào kết quả thẩm định tại biên bản thẩm định số: 0899/22/XB Ngày: 09.08.2022

CỤC ĐĂNG KÝ VIỆT NAM

Chứng nhận : Thiết kế kỹ thuật Ô tô chở xe máy chuyên dùng
JAC HFC5181XXYP3K1A63S2V/MK.XMCD

Ký hiệu thiết kế : 12-22/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 chở xe máy chuyên dùng trên cơ sở Ô tô sát xi có buồng lái JAC HFC5181XXYP3K1A63S2V do Trung Quốc sản xuất.

Thông số kỹ thuật cơ bản :	Đơn vị	
Kích thước bao (D x R x C)	mm	11.450 x 2.500 x 3.750
Kích thước lòng thùng hàng (D x R x C)	mm	8.420 x 2.500 x ---
Khoảng cách trục	mm	6.500
Công thức bánh xe		4 x 2
Vết bánh xe trước/sau	mm	1.945/1.860
Khối lượng bản thân	kg	9.070
Khối lượng toàn bộ thiết kế lớn nhất	kg	15.150
Khối lượng toàn bộ cho phép lớn nhất	kg	15.150
Số người cho phép chở (kể cả người lái)	Người	02
Động cơ		YC4EG200-50, Diesel, 4 kỳ, 4 xi lạnh thẳng hàng, tăng áp, dung tích xi lạnh 4.730 cc
Lốp trước/sau		10.00R20 / 10.00R20

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

Ghi chú :

Hệ thống thủy lực dẫn động chân chống nâng hạ đầu xe và cầu dẫn xe lên xuống kiểu gập; cơ cấu chằng buộc, cố định xe.

Ngày 09 tháng 08 năm 2022

CỤC TRƯỞNG CỤC ĐĂNG KÝ VIỆT NAM

TL. CỤC TRƯỞNG
KT. PHÒNG CHẤT LƯỢNG XE CƠ GIỚI
PHÓ TRƯỞNG PHÒNG
Nguyễn Văn Phương

CÔNG TY TNHH PHÁT TRIỂN CÔNG NGHIỆP MINH KHUÊ

Số nhà 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 CHỖ XE MÁY CHUYÊN DÙNG
TRÊN CƠ SỞ Ô TÔ SÁT XI CÓ BUỒNG LÁI**

JAC HFC5181XXYP3K1A63S2V

Ký hiệu thiết kế: 12-22/MKE
Loại phương tiện: Ô TÔ CHỖ XE MÁY CHUYÊN DÙNG
Nhãn hiệu/Số loại: JAC HFC5181XXYP3K1A63S2V/MK.XMCD
Cơ sở SXLR: CÔNG TY TNHH PHÁT TRIỂN CÔNG NGHIỆP MINH KHUÊ
Địa chỉ cơ sở SXLR: Số nhà 16, ngách 159, ngõ 192, Lê Trọng Tấn. P. Định Công, Q. Hoàng Mai, TP. Hà Nội.



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

CƠ SỞ THIẾT KẾ



GIÁM ĐỐC ĐIỀU HÀNH
Trần Thành Vinh

HÀ NỘI 2022

I. MỞ ĐẦU.

Để đáp ứng yêu cầu rất đa dạng của các ngành kinh tế quốc dân về phương tiện vận tải đường bộ, trên cơ sở tìm hiểu nhu cầu thị trường về sự phát triển của các loại xe tải phục vụ nhu cầu vận chuyển ngày càng lớn.

Công ty TNHH phát triển công nghiệp Minh Khuê thực hiện công việc

**THIẾT KẾ KỸ THUẬT Ô TÔ CHỖ XE MÁY CHUYỂN DÙNG
TRÊN CƠ SỞ Ô TÔ SÁT XI CÓ BUÔNG LÁI
JAC HFC5181XXYP3K1A63S2V**

Ký hiệu thiết kế : 12-22/MKE

Nhãn hiệu, số loại : JAC HFC5181XXYP3K1A63S2V/MK.XMCD

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 hàng hoá trong nước theo thống tư số 30/2011/TT- BGTVT, 54/2014/TT-BGTVT, 42/2014/TT-BGTVT, QCVN 09:2015/BGTVT
2. Sử dụng ô tô sát xi có buông lái JAC HFC5181XXYP3K1A63S2V do Trung Quốc sản xuất mới chưa qua sử dụng.
3. Thiết kế thực hiện trên cơ sở giữ nguyên toàn bộ các hệ thống tổng thành của ô tô.
4. Chế tạo và lắp đặt hệ sàn chở xe lên khung ô tô.
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 các doanh nghiệp có đủ tư cách pháp nhân sản xuất lắp ráp ô tô ở trong nước;
7. Ô tô đảm bảo chuyển động ổn định và an toàn trên các loại đường giao thông công cộng.
8. Mẫu sơn ô tô do cơ sở sản xuất đăng ký theo loạt sản phẩm.

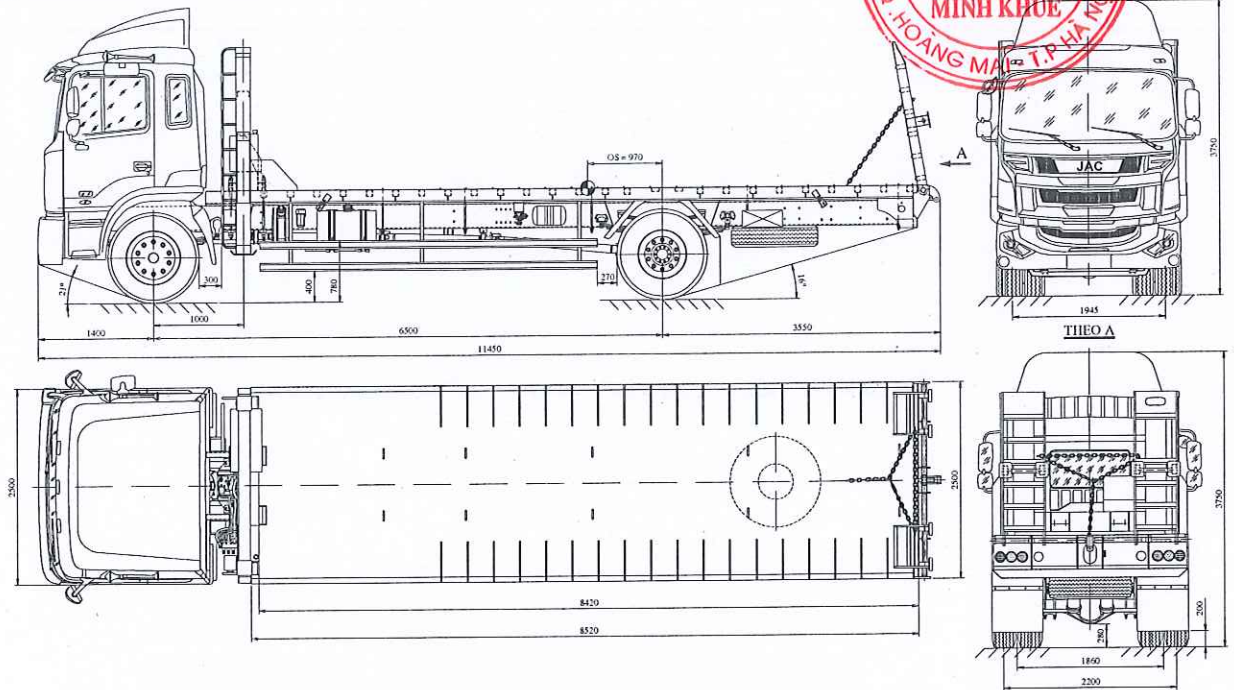


II. BỐ TRÍ CHUNG Ô TÔ.

II.1. Giới thiệu ô tô.

1.1. Tuyến hình.

Ô tô JAC HFC5181XXYP3K1A63S2V/MK.XMCD là loại ô tô chở xe máy chuyên dùng, công thức bánh xe 4x2.



Tuyến hình ô tô JAC HFC5181XXYP3K1A63S2V/MK.XMCD

1.2. Thông số kỹ thuật cơ bản.

Kích thước bao ngoài (Dài x Rộng x Cao)	: 11450x2500x3750 (mm)
Chiều dài cơ sở	: 6500 (mm)
Vết bánh trước sau	: 1945/1860 (mm)
Góc thoát trước	: 21°
Góc thoát sau	: 16°
Khoảng sáng gầm xe	: 280 (mm)

1.3. Giới thiệu sàn chở xe máy chuyên dùng.

Kết cấu của sàn bao gồm:

- Sàn chở xe máy chuyên dùng: Kích thước sàn thùng (DxR): 8420 x 2500 x - Bao gồm các dầm ngang bằng thép CT3 có tiết diện [80x40x4 hàn đầu đầu liên kết với 02 dầm dọc [160x70x8 bằng phương pháp hàn hồ quang điện; phía đầu các dầm ngang có hàn 02 thanh nẹp sàn bằng thép CT3 dày 4mm. Sàn thùng được trải bằng tôn nhám dày 5 mm, liên kết giữa tôn sàn và khung xương bằng phương pháp hàn hồ quang điện.
- Chân nâng: Dầm ngang chân nâng bằng thép CT3 có tiết diện [250x280x8. Trụ đứng chân nâng bằng thép CT3 tiết diện [180x180x8, ống trượt trong chân nâng bằng thép CT3 tiết diện [150x150x8.
- Cầu dẫn: Có kết cấu gồm các thanh dọc bằng thép CT3 dày 20mm, 06 thanh ngang bằng



thép CT3 tiết diện [120x52x4,5. Chốt xoay cầu dẫn có kích thước $\Phi 60\text{mm}$.

- Sàn được liên kết chắc chắn lên khung ô tô bằng 10 bu lông quang M18x1,5 và 04 tai chống xô (04 bu lông chống xô M14x1,25). Chân nâng được lắp đặt chắc chắn lên ô tô bằng 04 bu lông quang M30x2.



II.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 sắt xi tải : $G_{cs} = 5350$ (kg);

Khối lượng hệ sàn chở xe máy chuyên dùng: $G_s = 2280$ (kg)

Khối lượng chấn bunn, chấn bảo hiểm hông $G_{bh} = 70$ (kg)

Khối lượng chân nâng $G_{cn} = 820$ (kg)

Khối lượng cầu dẫn, xilanh cầu dẫn $G_{cd} = 550$ (kg)

Khối lượng bản thân ô tô: $G = G_s + G_{tb} + G_{bh} + G_{cn} + G_{cd} = 9070$ (kg);

Khối lượng kíp lái 02 người: $G_{kl} = 65 \times 2 = 130$ (kg);

Khối lượng hàng hóa chuyên chở cho phép tham gia giao thông: $Q = 5950$ (kg)

Khối lượng hàng hóa chuyên chở theo thiết kế: $Q = 5950$ (kg)

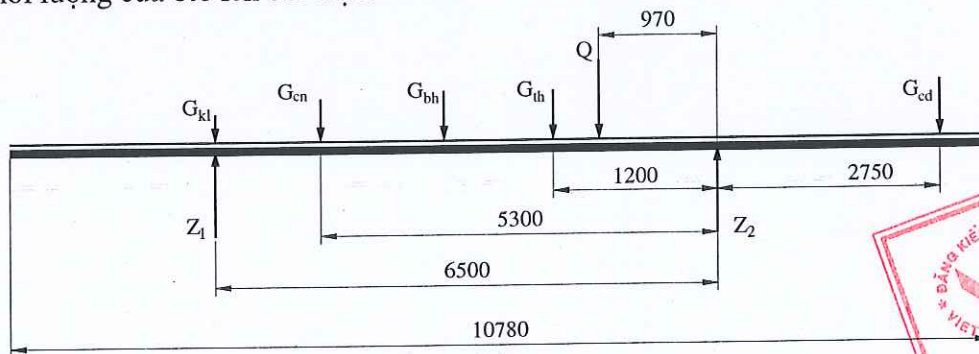
Khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông:

$G_o = G + G_{lx} + Q = 15150$ (kg);

Khối lượng toàn bộ theo thiết kế. $G_o = 15150$ (kg).

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

Trên cơ sở giá trị các thành phần khối lượng và tọa độ tác dụng của chúng có thể xác định được sự phân bố khối lượng của ô tô lên các trục:



Kết quả tính toán được trình bày trong bảng:

TT	Các thành phần khối lượng	Toàn bộ (kg)	Trục 1 (kg)	Trục 2 (kg)
1	Khối lượng bản thân ô tô cơ sở: G_{cs}	5350	3250	2100
2	Khối lượng hệ thùng: G_s	2280	420	1860
3	Khối lượng chân nâng: G_{cn}	820	670	150
4	Khối lượng cầu dẫn, xilanh cầu dẫn: G_{cd}	550	-230	780
5	Khối lượng chấn bunn, chấn bảo hiểm hông: G_{bh}	70	20	50
6	Khối lượng bản thân ô tô: G	9070	4130	4940
7	Khối lượng hàng hóa chuyên chở: Q	5950	890	5060
8	Khối lượng kíp lái: G_{kl}	130	130	0
9	Khối lượng toàn bộ ô tô: G_o	15150	5150	10000
10	Khả năng chịu tải trên trục của ô tô cơ sở	-	6500	13000



Đánh giá sự phù hợp với QCVN 09:2015/BGTVT

STT	Nội dung đánh giá theo QCVN09:2015/BGTVT	Yêu cầu	Xe thiết kế	Kết luận
1	Chiều dài đuôi xe tính toán (ROH):	Đối với xe tải hoặc xe tải chuyên dùng: $ROH \leq 60\%L_{cs}=3900 \text{ mm}$	ROH=3550mm	Phù hợp
2	Chiều cao toàn bộ H_{max} :	$H_{max} \leq 4,0 \text{ (m)}$ hoặc $H_{max} \leq 1,75.W_t = \dots$ (với xe có $G \leq 5 \text{ tấn}$)	$H_{max} = 3,750 \text{ m}$	Phù hợp
3	Chiều rộng thùng hàng đối với xe tải	$R_{thùng} \leq 110\%R_{cabin}$ $=2,75 \text{ (m)}$	$R_{thùng}=2,5 \text{ m}$	Phù hợp
4	Khối lượng phân bố lên trục (hoặc các trục) dẫn hướng	$G_{01} \geq 20\%G_0 = 1814 \text{ kg}$ $G_1 \geq 20\%G = 3030 \text{ kg}$	$G_{01} = 4130 \text{ kg}$ $G_1 = 5150 \text{ kg}$	Phù hợp

Vậy ô tô thiết kế **JAC HFC5181XXYP3K1A63S2V/MK.XMCD** thỏa mãn QCVN 09:2015/BGTVT.



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 sắt xi, có buồng lái	Ô tô chở xe máy chuyên dùng
1.2	Nhãn hiệu; số loại		JAC HFC5181XXYP3 K1A63S2V	JAC HFC5181XXYP3K 1A63S2V /MK.XMCD
1.3	Công thức bánh xe		4x2	
2. Thông số về kích thước				
2.1	Kích thước chung (Dài x Rộng x Cao)	mm	11475x2500x3750	11450x2500x3750
2.2	Khoảng cách trục	mm	6500	
2.3	Vệt bánh xe (trục 1/2)	mm	1945/1860	
2.4	Vệt bánh xe sau phía ngoài	mm	2200	
2.5	Chiều dài đầu xe/ Chiều dài đuôi xe	mm	1400/3575	1400/3550
2.6	Khoảng sáng gầm xe	mm	280	
2.7	Góc thoát trước/ sau	độ	21/12	21/16
2.8	Chiều rộng ca bin	mm	2500	
2.9	Chiều rộng thùng hàng	mm	-	2500
3. Thông số về khối lượng				
3.1	Khối lượng bản thân	kg	5350	9070
	- Phân bố lên trục 1	kg	3250	4130
	- Phân bố lên trục 2	kg	2100	4940
3.2	Khối lượng hàng hóa chuyên chở cho phép tham gia giao thông	kg	-	5950
3.3	Khối lượng hàng hóa chuyên chở theo thiết kế	kg	-	5950
3.4	Số người cho phép chở trong cabin kể cả người lái	Người	02(130 kg)	02 (130 kg)
3.5	Khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông	kg	-	15150
	- Phân bố lên trục 1	kg	-	5150
	- Phân bố lên trục 2	kg	-	10000
3.6	Khối lượng toàn bộ theo thiết kế	kg	18000	15150
3.7	Khả năng chịu tải lớn nhất trên trục		-	
	Khả năng chịu tải lớn nhất trên trục 1	kg	6500	
	Khả năng chịu tải lớn nhất trên trục 2	kg	13000	
4. Thông số về động lực học				
4.1	Tốc độ cực đại của xe	km/h	-	84,63
4.2	Độ dốc lớn nhất xe vượt được	%	-	31,30
4.3	Thời gian tăng tốc từ lúc khởi hành đến hết 200m (đầy tải)	s	-	19,15
4.4	Độ ổn định ngang không tải	độ	-	39,35 ⁰
4.5	Bán kính quay vòng nhỏ nhất theo vết bánh xe trước phía ngoài	m	11,0	

5. Động cơ		
5.1	Nhà sản xuất, kiểu loại	YC4EG200-50
5.2	Loại nhiên liệu, số kỳ, số xy lanh, cách bố trí, kiểu làm mát	Diezel, 4 kỳ, 4 xy lanh thẳng hàng, làm mát bằng nước, tăng áp.
5.3	Dung tích xy lanh	cm ³
5.4	Tỉ số nén	
5.5	Đường kính xy lanh x hành trình piston	mm x mm
5.6	Công suất lớn nhất	kW/v/ph
5.7	Mô men xoắn lớn nhất	N.m/v/ph
5.8	Phương thức cung cấp nhiên liệu	Bơm cao áp
5.9	Bố trí động cơ trên khung xe	Phía trước
6. Li hợp		
6.1	Nhãn hiệu	Theo động cơ
6.2	Kiểu loại	Đĩa đơn, Ma sát khô
6.3	Kiểu dẫn động	Dẫn động thuỷ lực, trợ lực khí nén
7. Hộp số		
7.1	Nhãn hiệu hộp số chính	8JS85TC
7.2	Kiểu loại	Cơ khí
7.3	Kiểu dẫn động	Cơ khí
7.4	Số cấp số	08 số tiến 02 số lùi
7.5	Tỷ số truyền các số	$i_{h1} = 7,34$ $i_{h2} = 5,49$ $i_{h3} = 3,76$ $i_{h4} = 2,82$ $i_{h5} = 1,95$ $i_{h6} = 1,46$ $i_{h7} = 1,00$ $i_{h8} = 0,75$ $i_{R1} = 7,34$ $i_{R2} = 1,95$
8. Cầu xe		
8.1	Trục dẫn hướng	Trục 1
8.2	Trục chủ động	Trục 2
8.3	Tỷ số truyền của truyền lực chính	5,143
9. Hệ thống lái		
9.1	Nhãn hiệu cơ cấu lái	-
9.2	Kiểu loại cơ cấu lái	Trục vít - ecu bi
9.3	Dẫn động lái	Cơ khí trợ lực thuỷ lực
9.4	Tỷ số truyền cơ cấu lái	-
10. Hệ thống phanh		
10.1	Phanh công tác - Kiểu loại - Dẫn động	Má phanh tang trống Khí nén hai dòng
10.2	Phanh dừng - Kiểu loại - Dẫn động	Má phanh tang trống Khí nén+lò xo tích tăng tại bầu phanh trực 2
11. Hệ thống treo		
11.1	Hệ thống treo trục 1	Phụ thuộc, nhíp lá, Giảm chấn thuỷ lực
11.2	Hệ thống treo trục 2	Phụ thuộc, nhíp lá
12. Vành bánh xe, lốp		
12.1	Số lượng	06+01
12.2	Lốp trục 1	Đơn 10.00R20

12.3	Lớp trục 2			Kép 10.00R20
12.4	áp suất không khí trong lớp trước / sau	kPa		930/930
12.5	Sức chịu tải của lớp đơn / kép	kg		3250/3000
12. Hệ thống điện				
12.1	Điện áp hệ thống	V		24V
12.2	ắc quy (số lượng, điện áp, dung lượng)			02x12V120Ah
12.3	Máy phát (điện áp, công suất)			28V
12.4	Động cơ khởi động (điện áp, công suất)			24V
13. Ca bin				
13.1	Kiểu ca bin			Ca bin lật
14. Thùng xe				
14.1	Mô tả		-	Sàn chở xe máy chuyên dùng
14.2	Kích thước lòng thùng	mm	-	8420x2500x-
14.3	Vật liệu chế tạo thùng		-	CT3
15. Thiết bị chuyên dùng				
15.1	Xi lanh thủy lực chân nâng			CT 80x50x2000
15.1.1	Áp suất làm việc (Bar)			180
15.1.2	Số lượng (cái)			02
15.1.3	Đơn vị sản xuất			Công ty TNHH Thương mại và Dịch vụ Công nghiệp An Phú
15.2	Xi lanh thủy lực gấp cầu dẫn			CT 70x45x600
15.2.1	Áp suất làm việc (Bar)			180
15.2.2	Số lượng (cái)			01
15.2.3	Đơn vị sản xuất			Công ty TNHH Thương mại và Dịch vụ Công nghiệp An Phú
15.3	Bơm thủy lực			KOZMAKSAN; KH03070560142L/R-2
15.3.1	Áp suất lớn nhất (Bar)			350
15.3.2	Lưu lượng bơm (cm ³ /vòng)			56
15.3.3	Tốc độ làm việc danh nghĩa (vòng/phút)			2300
15.3.4	Xuất xứ			Thổ Nhĩ Kỳ
15.4	Van điều khiển 3 tay			HYDRO FLUID; P80-30T



III. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ.

III.1. Xác định tọa 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} (m)
1	Khối lượng bản thân ô tô cơ sở	G_{sx}	5950	1,05
2	Khối lượng sàn thùng	G_{th}	2280	1,6
3	Khối lượng chấn bảo hiểm, chấn bùm	G_{bh}	700	0,85
4	Khối lượng chân nâng thủy lực	G_{cn}	820	2,0
5	Khối lượng cầu dẫn, xilanh cầu dẫn	G_{cd}	550	2,0
6	Khối lượng kíp lái	G_{kl}	130	1,7
7	Khối lượng hàng hóa chuyên chở	Q	5950	2,2

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

- Khoảng cách từ trọng tâm ô tô đến điểm giữa trục 1 và trục 2 :

$$a = (Z_2 \cdot L) / G$$

- Khoảng cách từ trọng tâm ô tô đến tâm trục cân bằng:

$$b = L - a$$

1.2. Chiều cao trọng tâm ô tô.

Căn cứ vào giá trị các thành phần khối lượng và tọa độ trọng tâm của chúng, ta xác định chiều cao trọng tâm của ô tô theo công thức: $h_g = (\sum G_i \cdot h_{gi}) / G$

Trong đó: h_g , G - Chiều cao trọng tâm và khối lượng của ô tô;

III.2. KIỂM TRA TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ.

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

Góc giới hạn lật khi lên dốc: $\alpha_L = \arctg(b / h_g)$ (Độ);

Góc giới hạn lật khi xuống dốc: $\alpha_X = \arctg(a / h_g)$ (Độ);

Góc giới hạn lật trên đường nghiêng ngang: $\beta = \arctg(W_T / 2h_g)$ (Độ);

- Vận tốc chuyển động giới hạn của ô tô khi quay vòng với bán kính R_{qmin}

$$V_{gh} = \sqrt{W_T \cdot g \cdot R_{qmin} / (2 \cdot h_g)} \quad (m/s);$$

- Bán kính quay vòng nhỏ nhất tại tâm của ô tô $R_{qmin} = \sqrt{R_{min}^2 + b^2}$ (m);

Trong đó: R_{min} là bán kính quay vòng nhỏ nhất tối trực qua tâm ô tô.

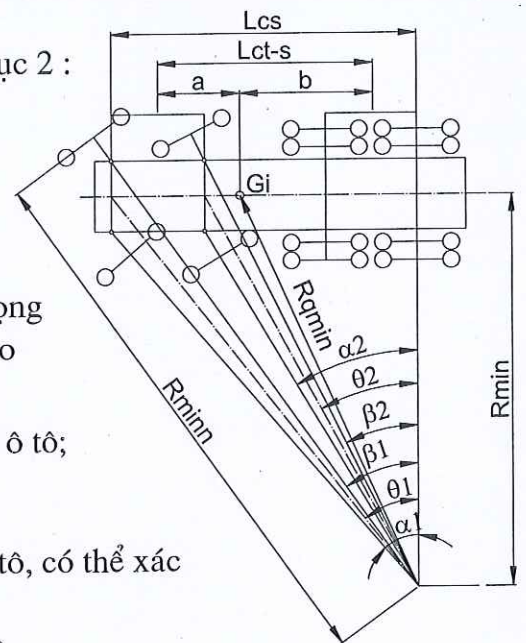
$$R_{min} = L_{cs} \cdot \cotg\theta = 6,5 \cdot \cotg40^\circ = 7,75 \text{ (m)};$$

Với: L_{cs} là chiều dài cơ sở của ô tô; θ là góc quay trung bình;

Kết quả tính toán:

TT	-	Thông số								
		a (m)	b (m)	h_g (m)	B_m (m)	R_{qmin} (m)	α_L (độ)	α_X (độ)	β (độ)	V_{gh} (km/h)
1	Không tải	3,540	2,960	1,330	2,20	8,296	65,48	69,24	39,35	29,11
2	Đầy tải	4,290	2,210	1,675	2,20	8,059	52,50	68,40	33,18	25,94

Nhận xét: Các giá trị giới hạn về ổn định của ô tô phù hợp với điều kiện đường xá thực tế, bảo đảm ô tô hoạt động ổn định trong các điều kiện chuyển động.



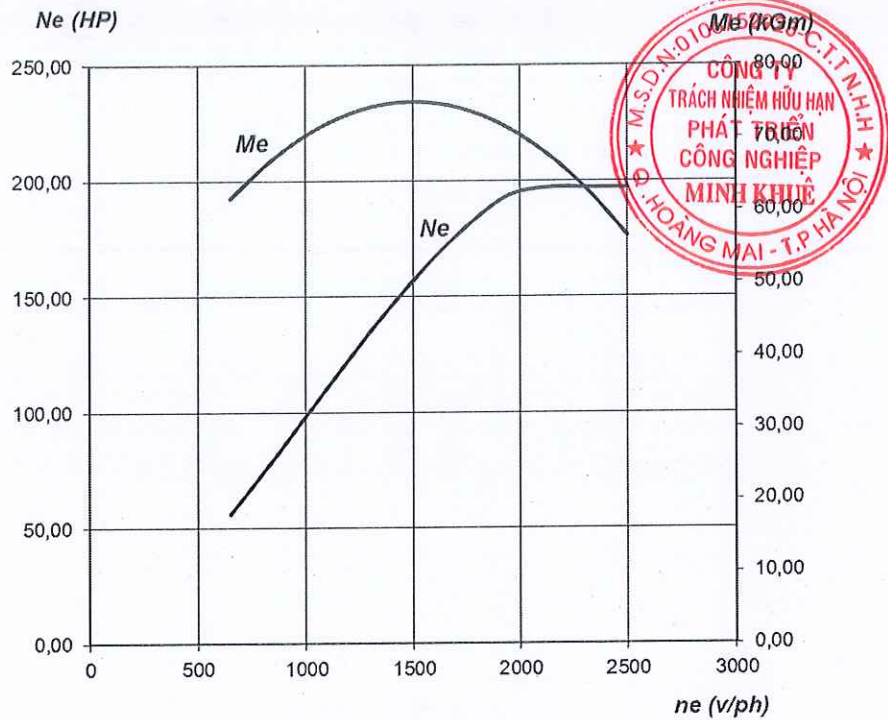
III.3. TÍNH TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC KÉO CỦA Ô TÔ.

Thông số tính toán động lực học kéo ô tô				
TT	Thông số	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Khối lượng toàn bộ cho phép tham gia GT	G_{tb}	kg	5150
	Khối lượng phân lên cầu chủ động	Z_{φ}	kg	10000
2	Khối lượng bản thân	G_o	kg	9670
3	Bán kính bánh xe (đã tính biến dạng)	R_{bx}	m	0,499
4	Hệ số biến dạng lốp	λ		0,935
5	Chiều rộng xe	B	m	2,5
6	Chiều cao xe	H	m	3,75
7	Hệ số cản không khí	K	(Ns ² /m ⁴)	0,7
8	Hiệu suất truyền lực	η		0,89
9	Hệ số cản lăn	f		0,02
10	Hệ số sử dụng trọng lượng bám khi kéo	m_{φ}		1,2
11	Hệ số bám	φ		0,7
Động cơ				
1	Công suất lớn nhất	N_{emax}	HP	197
	Tốc độ quay đạt công suất lớn nhất	n_{Ne}	v/phút	2500
2	Mô men xoắn cực đại	M_{emax}	kGm	74,92
	Tốc độ quay đạt mô men lớn nhất	n_{Me}	v/phút	1300-1500
3	Tỷ số truyền hộp số	i_{h1}		7,34
		i_{h2}		5,49
		i_{h3}		3,76
		i_{h4}		2,82
		i_{h5}		1,95
		i_{h6}		1,46
		i_{h7}		1,00
		i_{h8}		0,75
5	Tỷ số truyền truyền lực chính	i_o		5,143
6	Thời gian trễ khi chuyển số	t	s	1

3.1. Đường đặc tính ngoài của động cơ.

Đường đặc tính ngoài của động cơ được xây dựng gần đúng theo phương pháp của Lay-dec-man:

ĐẶC TÍNH NGOÀI ĐỘNG CƠ											
n (v/ph)	650	835	1020	1205	1390	1575	1760	1945	2130	2315	2500
Ne (HP)	55,88	77,82	100,63	123,35	144,97	164,53	181,04	193,52	197,00	197,00	197,00
Me(kG.m)	61,57	66,75	70,66	73,31	74,70	74,82	73,67	71,26	67,58	62,64	56,44



Đồ thị đặc tính ngoài động cơ

3.2. Đặc tính nhân tố động lực học ô tô.

Nhân tố động lực học của ô tô được xác định theo công thức:

$$D_i = (P_{Ki} - P_{Wi}) / G_{tb}$$

Trong đó : P_{Ki} lực kéo ở tay số thứ i của ô tô:

$$P_{Ki} = (M_e \cdot i_{hi} \cdot i_o \cdot \eta) / R_{bx} \text{ (kg)}$$

M_e - Mô men xoắn của động cơ : lấy theo đường đặc tính tốc độ ngoài.

i_{hi} - Tỷ số truyền tay số thứ i trong hộp số.

i_o - Tỷ số truyền của truyền lực chính.

- Lực cản không khí ở tay số thứ i:

$$P_{Wi} = (K \cdot F \cdot V_i^2) / 13 \text{ (kg)}$$

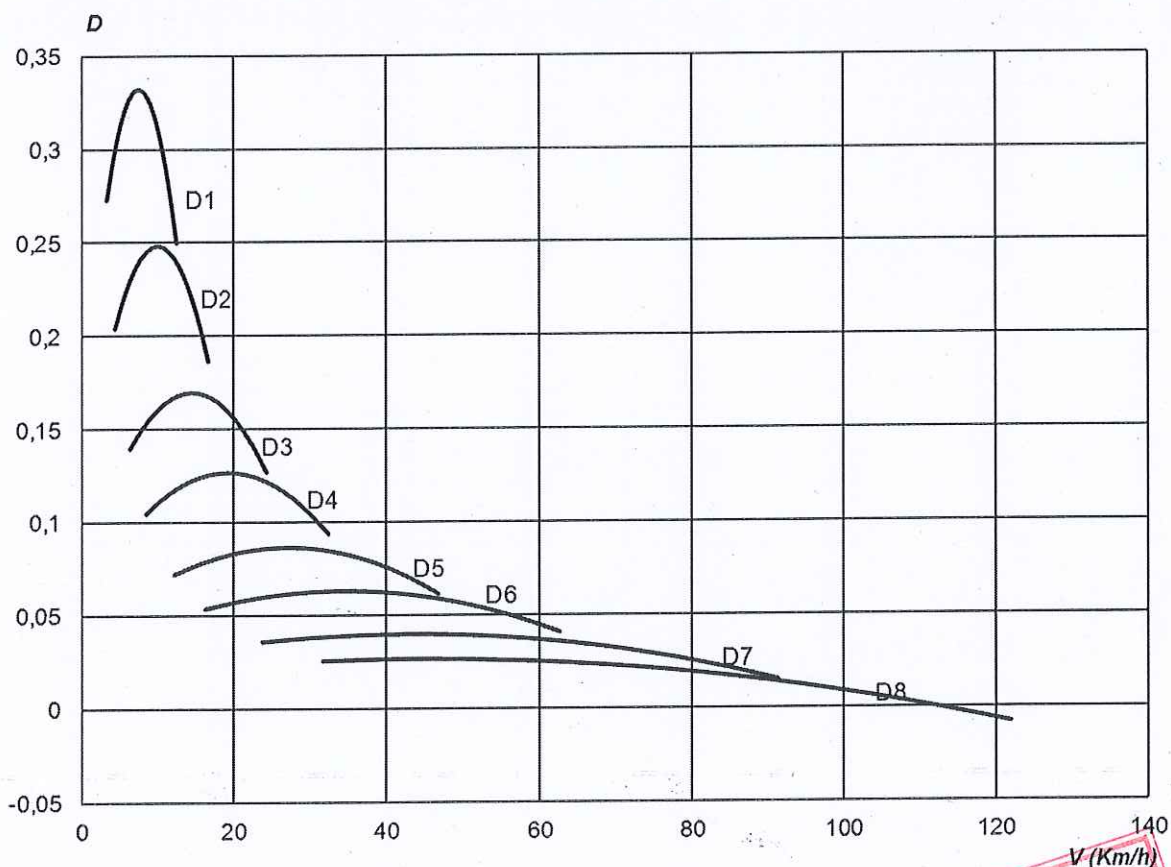
- Diện tích cản chính diện của ô tô . $F = H \cdot B_t$

- Tốc độ tay số thứ i của ô tô: $V_i = 0,377 \cdot (R_{bx} \cdot n_e) / (i_{hi} \cdot i_p \cdot i_o) \text{ (km/h)}$

Kết quả tính toán như sau:

V1	3,24	4,16	5,08	6,00	6,92	7,84	8,77	9,69	10,61	11,53	12,45
V2	4,33	5,56	6,79	8,02	9,26	10,49	11,72	12,95	14,18	15,42	16,65
V3	6,32	8,12	9,92	11,72	13,51	15,31	17,11	18,91	20,71	22,51	24,31
V4	8,43	10,82	13,22	15,62	18,02	20,42	22,82	25,21	27,61	30,01	32,41
V5	12,19	15,65	19,12	22,59	26,06	29,53	33,00	36,46	39,93	43,40	46,87
V6	16,28	20,91	25,54	30,17	34,80	39,44	44,07	48,70	53,33	57,97	62,60
V7	23,76	30,53	37,29	44,05	50,82	57,58	64,34	71,10	77,87	84,63	91,39

V8	31,68	40,70	49,72	58,74	67,75	76,77	85,79	94,81	103,82	112,84	121,86
Giá trị nhân tố động lực học											
D1	0,274	0,297	0,314	0,326	0,332	0,333	0,327	0,317	0,300	0,278	0,251
D2	0,205	0,222	0,235	0,244	0,248	0,249	0,245	0,237	0,224	0,208	0,187
D3	0,140	0,152	0,161	0,167	0,170	0,170	0,167	0,162	0,153	0,142	0,127
D4	0,105	0,114	0,120	0,125	0,127	0,127	0,125	0,120	0,114	0,105	0,094
D5	0,072	0,078	0,083	0,085	0,087	0,086	0,085	0,081	0,076	0,070	0,062
D6	0,054	0,058	0,061	0,063	0,063	0,063	0,061	0,058	0,053	0,048	0,041
D7	0,036	0,038	0,040	0,040	0,039	0,038	0,035	0,032	0,027	0,022	0,015
D8	0,026	0,027	0,027	0,025	0,024	0,021	0,017	0,012	0,006	0,000	-0,008



Đồ thị nhân tố động lực học của ô tô

3.3. Kiểm tra khả năng vượt dốc theo điều kiện bám.

Theo điều kiện bám khi ô tô lên dốc có phương trình cân bằng lực như sau:

$$m_{\varphi} \cdot Z_{\varphi} \cdot \varphi \geq P_{kmax} \geq G_{tb} \cdot \Psi$$

$\Psi = f + i$: Hệ số cản tổng cộng của đường

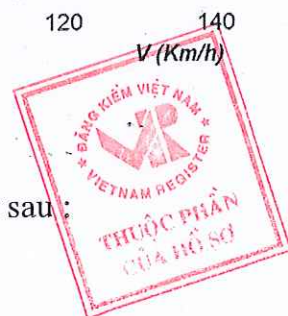
Từ phương trình ta có: $i_{max} = (m_{\varphi} \cdot Z_{\varphi} \cdot \varphi) / G_{tb} - f$

3.4. Tính toán kiểm tra khả năng tăng tốc của ô tô thiết kế.

Thời gian tăng tốc của ô tô được xác định theo công thức: $t = t_j + \Delta t_{ss}$

Trong đó : t_j - thời gian tăng tốc của ô tô ở từng tay số

Δt_{ss} - Thời gian sang số $\Delta t_{ss} = 1$ (s)



$$t = \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{j} \cdot dV \approx \sum \Delta t_j \approx \frac{1}{3,6} \cdot \frac{\Delta V}{j_{tb}} (s)$$

Quãng đường tăng tốc của ô tô xác định bằng công thức:

$$S = \int_{v_1}^{v_2} v \cdot dt \approx \sum \Delta S \approx \frac{1}{3,6} \cdot V_{tb} \cdot (\Delta t_j + \Delta t_{ss}) (s)$$



Bảng giá trị thời gian và quãng đường tăng tốc

V1	3,5	4,4	5,3	6,2	7,1	7,9	8,8	9,7	10,6	11,5	12,5
T1	0,6	0,7	0,8	0,9	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,6
S1	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,7	1,9	2,2	2,5
V2	12,1	12,6	13,0	13,5	13,9	14,4	14,8	15,3	15,7	16,2	16,6
T2	2,6	2,7	2,7	2,8	2,8	2,9	2,9	3,0	3,0	3,1	3,1
S2	5,9	6,1	6,2	6,4	6,6	6,8	6,9	7,1	7,3	7,5	7,7
V3	16,3	17,1	17,9	18,7	19,5	20,3	21,1	21,9	22,7	23,5	24,3
T3	4,1	4,2	4,3	4,4	4,5	4,5	4,6	4,7	4,8	4,9	5,0
S3	12,2	12,7	13,1	13,5	14,0	14,5	15,0	15,5	16,0	16,5	17,0
V4	24,0	24,8	25,7	26,5	27,3	28,2	29,0	29,9	30,7	31,6	32,4
T4	6,0	6,1	6,2	6,3	6,4	6,5	6,6	6,7	6,8	6,9	7,0
S4	23,7	24,4	25,2	25,9	26,7	27,5	28,3	29,1	30,0	30,8	31,7
V5	32,1	33,6	35,0	36,5	38,0	39,5	41,0	42,4	43,9	45,4	46,9
T5	8,0	8,2	8,5	8,7	9,0	9,2	9,5	9,7	9,9	10,2	10,4
S5	40,6	42,9	45,3	47,8	50,3	52,9	55,6	58,3	61,1	64,0	66,9
V6	46,54	48,14	49,75	51,36	52,96	54,57	56,17	57,78	59,39	60,99	62,60
T6	11,38	11,75	12,10	12,46	12,81	13,16	13,50	13,85	14,18	14,52	14,86
S6	79,82	84,58	89,44	94,42	99,50	104,70	110,01	115,43	120,96	126,60	132,36
V7	62,25	65,16	68,08	70,99	73,91	76,82	79,74	82,65	85,57	88,48	91,39
T7	15,86	16,96	18,06	19,15	20,24	21,32	22,40	23,48	24,55	25,63	26,70
S7	149,65	169,23	189,56	210,64	232,50	255,14	278,58	302,86	327,98	353,97	380,87
V8	91,03	93,52	96,01	98,49	100,98	103,47	105,95	108,44	110,93	113,41	115,90
T8	27,70	29,47	31,26	33,07	34,91	36,78	38,69	40,64	42,62	44,66	46,74
S8	406,16	451,39	498,45	547,43	598,44	651,62	707,09	765,03	825,60	889,01	955,46

Bảng kết quả tính toán

Thông số	Đơn vị	Giá trị	Quy định
Nhân tố động lực học lớn nhất D_{max}		0,333	≥ 60
Vận tốc V_{max} tính toán	km/h	121,86	
Vận tốc V_{max} thực tế theo hệ số cản mặt đường	km/h	84,63	
Khả năng vượt dốc lớn nhất i_{max} (đầy tải)	%	31,30	≥ 20
Khả năng vượt dốc lớn nhất theo điều kiện bám	%	53,45	
Thời gian tăng tốc (Đầy tải) hết quãng đường 200m	s	19,15	26,06



Kết luận : Các kết quả tính toán cho thấy ô tô thỏa mãn các quy định hiện hành.

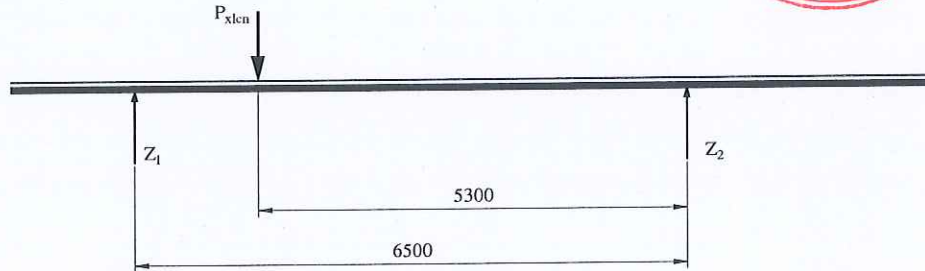
IV. TÍNH TOÁN, KIỂM TRA BỀN CÁC CƠ CẤU CHUYÊN DÙNG.

IV.1 Tính, kiểm tra hệ thống thủy lực.

4.1. Tính chọn xi lanh chân nâng.

*** Lực đẩy cần thiết của xi lanh chân nâng**

Xi lanh chân nâng làm việc nặng nhọc nhất khi bắt đầu nâng xe lên trong trạng thái toàn tải
Sơ đồ lực như sau:



Theo sơ đồ lực, lực đẩy cần thiết của 01 xi lanh là:

$$P_{xlcn} > Z_1 \cdot 5300 / (2 \cdot 6500)$$

Trong đó:

P_{xlcn} - lực đẩy cần thiết của 01 xi lanh chân nâng

Z_1 - Khối lượng toàn bộ phần lên trục 1: $Z_1 = 5150$ (kg)

Thay vào công thức trên, ta được $P_{xlcn} > 2099$ (kG)

*** Đường kính làm việc của xi lanh chân chống.**

Đường kính làm việc được xác định theo công thức:

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot i \cdot P_{xlcn}}{P \cdot \pi}}$$

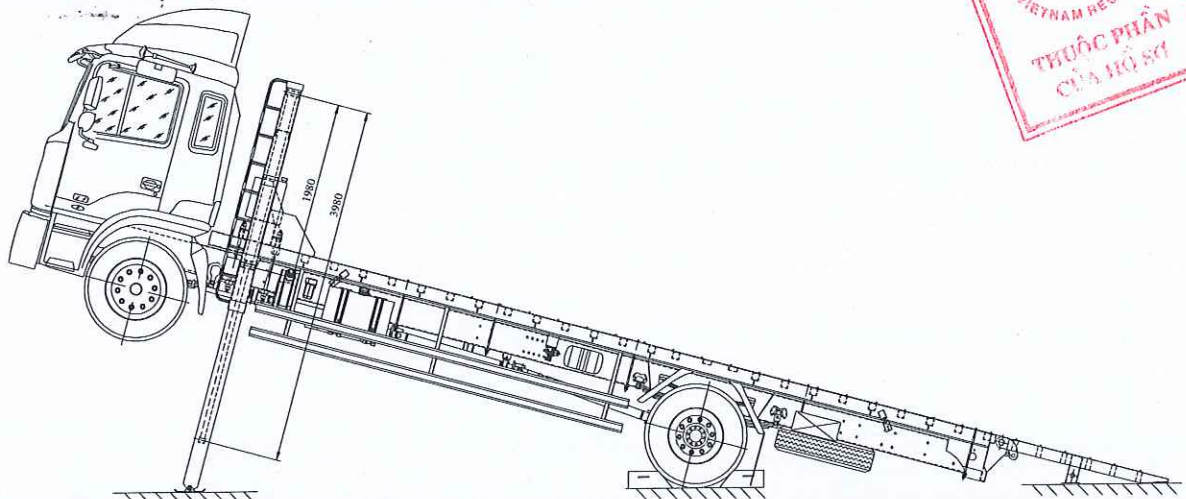
Trong đó: + $P_{xlcn} = 2099$ kG - Lực tối thiểu mỗi xi lanh cần cung cấp.

+ $P = 180$ kg/cm²- áp suất làm việc của hệ thống thủy lực.

+ i : Hệ số dự trữ ($i = 1,5$)

$\Rightarrow D \geq 4,72$ (cm)

*** Tính toán chọn hành trình xi lanh thủy lực.**



Căn cứ vào hành trình thực tế của xi lanh nâng đầu, theo sơ đồ ta thấy hành trình của xilanh từ 1980 đến 3980 mm. Như vậy hành trình thực tế của xilanh là $3980 - 1980 = 2000$ mm.
=> Từ kích thước của xi lanh thủy lực trên thị trường ta chọn xi lanh thủy lực Công ty TNHH Thương mại và Dịch vụ Công nghiệp An Phú như sau: CT 80x50x2000.

4.2. Tính chọn xi lanh cầu dẫn.

*** Lực đẩy cần thiết của xi lanh cầu dẫn**

Theo sơ đồ lực, lực đẩy cần thiết của xi lanh là:

$$P_{xlcd} > G_{cd} \cdot 194 / (179)$$

Trong đó: P_{xlcd} - lực đẩy cần thiết của xi lanh cầu dẫn

G_{cd} - Khối lượng cầu dẫn, $G_{cd} = 80$ (kg)

Thay vào công thức trên, ta được $P_{xlcd} > 86,7$ (kg)

*** Đường kính làm việc của xi lanh cầu dẫn.**

Đường kính làm việc được xác định theo công thức:

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot i \cdot P_{xlcd}}{P \cdot \pi}}$$

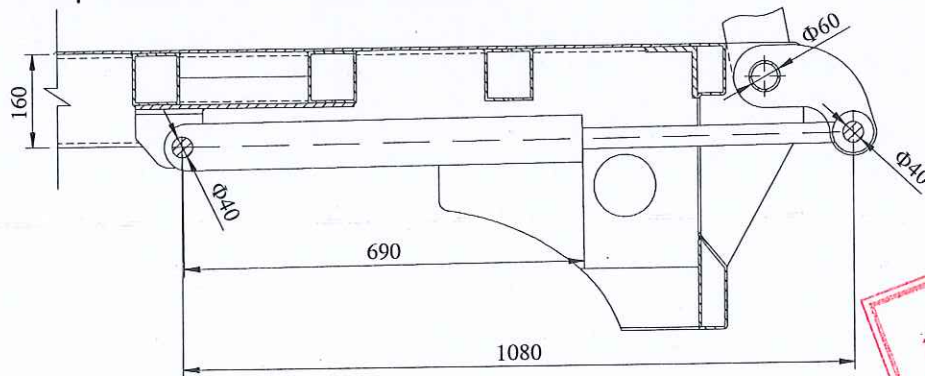
Trong đó: + $P_{xlcd} = 86,7$ kG - Lực tối thiểu xi lanh cần cung cấp.

+ $P = 180$ kg/cm²- áp suất làm việc của hệ thống thủy lực.

+ i : Hệ số dự trữ ($i = 1,5$).

=> $D \geq 0,96$ (cm)

*** Tính toán chọn hành trình xi lanh thủy lực.**



Căn cứ vào hành trình thực tế của xi lanh cầu dẫn, theo sơ đồ ta thấy hành trình của xilanh từ 690 đến 1080 mm. Như vậy hành trình thực tế của xilanh là $1080 - 690 = 390$ mm.

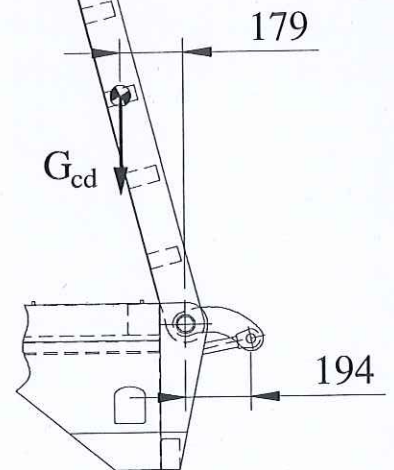
=> Từ kích thước của xi lanh thủy lực trên thị trường ta chọn xi lanh thủy lực Công ty TNHH Thương mại và Dịch vụ Công nghiệp An Phú như sau: CT 70x45x600.

4.3. Tính kiểm tra bơm thủy lực.

a. Tính chọn bơm thủy lực.

Lưu lượng cần thiết để cho hệ thống thủy lực chân nâng và cầu dẫn đồng thời làm việc cùng một lúc.

Ta có: $Q = V_{xl} / t_{nâng}$



Trong đó:

V_{xl} : Là thể tích làm việc của các xi lanh;

$$V_{xl} = V_{cn} \cdot i_{cn} + V_{cd} \cdot i_{cd}$$

$t_{nâng}$: là thời gian nâng, chọn $t_{nâng} = 30s = 1/2$ (phút)

Với: V_{cn} : Là thể tích làm việc của các xi lanh chân nâng;

i_{cn} : là số lượng xi lanh chân nâng, $i_{cn} = 2$;

V_{cd} : Là thể tích làm việc của xi lanh cầu dẫn;

i_{cd} : là số lượng xi lanh cầu dẫn, $i_{cd} = 1$;

$$\text{Vậy } V_{xl} = (\pi \cdot 8^2/4) \cdot 200 \cdot 2 + (\pi \cdot 7^2/4) \cdot 60 \cdot 1 \approx 17788 \text{ (cm}^3\text{)}.$$

$$\rightarrow Q = 17788 \cdot 2 = 35576 \text{ (cm}^3\text{/phút)} = 35,576 \text{ (lít/phút)}$$

Chọn sử dụng bơm KOZMAKSAN; KH03070560142L/R-2 có lưu lượng bơm 56 ml/vòng ở vòng quay 2300 vòng/phút $\Rightarrow Q_{bơm} = 2300 \cdot 56 = 128800 \text{ (ml/phút)} = 128,8 \text{ (lít/phút)} > Q = 35,576 \text{ (lít/phút)}$

Vậy bơm được lựa chọn đáp ứng lưu lượng cần thiết của hệ thống thủy lực.

b. Tính toán kiểm tra sự phù hợp giữa PTO và bơm

Xe JAC HFC5181XXYP3K1A63S2V/MK.XMCD sử dụng hộp trích công suất theo xe cơ sở có tỷ số truyền 1,13.

Số vòng quay đầu ra của PTO:

$$n_{PTO} = n_e/i \text{ (vòng)}$$

* Xét trường hợp động cơ chạy với tốc độ nhỏ nhất: $n_{emin} = 600$ (vòng).

$$\Rightarrow n_{PTO \min} = 600/1,13 = 531 \text{ (vòng)}$$

* Xét trường hợp động cơ chạy với tốc độ lớn nhất: $n_{emin} = 2500$ (vòng).

$$\Rightarrow n_{PTO \max} = 2500/1,13 = 2212 \text{ (vòng)}$$

4.4. Tính toán kích thước thùng dầu thủy lực.

- Thể tích dầu sử dụng cho hệ thống thủy lực được tính toán dựa trên thể tích làm việc của các xi lanh và thể tích làm việc của đường ống thủy lực

$$V_{httl} = V_{xl} + l \cdot \pi \cdot d^2/4 = 17788 + 200 \cdot 3,14 \cdot 1^2/4 = 17945 \text{ (cm}^3\text{)}$$

Trong đó: V_{xl} - Thể tích làm việc của xi lanh (theo mục 4.1.3.a $V_{xl} = 17788 \text{ cm}^3$)

l - Tổng chiều dài các đường ống thủy lực ($l = 20m = 200cm$)

d - Đường kính trong của đường ống thủy lực ($d = 1cm$)

Thể tích dầu thủy lực cần thiết: $V_{ct} = k \cdot V_{httl} = 1,5 \cdot 17945 = 26917,5 \text{ (cm}^3\text{)}$

Trong đó: k - Hệ số dự trữ, $k = 1,5$

Thùng dầu hiện lắp trên xe có kích thước (DxRxH) là 46x27x47 (cm)

Thể tích thùng dầu có thể chứa là: $V_{td} = 58374 \text{ (cm}^3\text{)}$

Kết luận: $V_{td} > V_{ct}$, nên thùng dầu sử dụng đảm bảo cung cấp đủ lượng dầu cho hệ thống hoạt động liên tục.



4.5. Kiểm tra bền dầm ngang sàn thùng.

- Dầm ngang sàn thùng chịu tác dụng của khối lượng hàng hoá và khối lượng bản thân của sàn, giả thiết rằng:

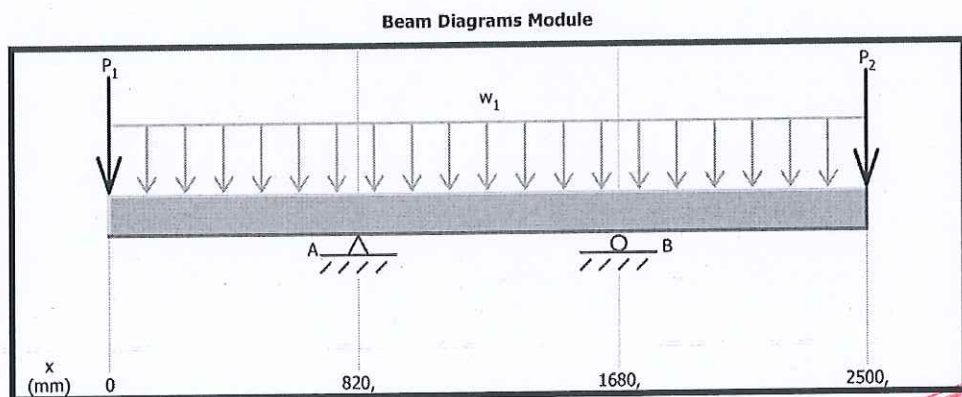
- Khối lượng hàng hoá và phần sàn phân bố đều trên mặt sàn, tức là các phần khối lượng này phân bố đều trên cho các dầm ngang và trên suốt chiều dài của dầm.

thông số tính toán				
TT	Thông số	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Khối lượng hàng hóa chuyên chở	Q	kg	3950
2	Khối lượng sàn thùng	G _s	kg	2080
3	Khối lượng nẹp sàn	G _{ns}		200
3	Chiều dài dầm ngang	l _{dn}	mm	2500
3	Khoảng cách 2 dầm dọc thùng	l _{dd}	mm	860
4	Số dầm ngang	n	Dầm	24
5	Kích thước mặt cắt dầm ngang nguy hiểm		mm	[]80x80x4
6	ứng suất tính toán vật liệu làm dầm ngang thép (CT3)	δ _u	kg/cm ²	2400

Biểu đồ lực tác dụng lên dầm ngang thùng hàng được thể hiện trên hình vẽ:

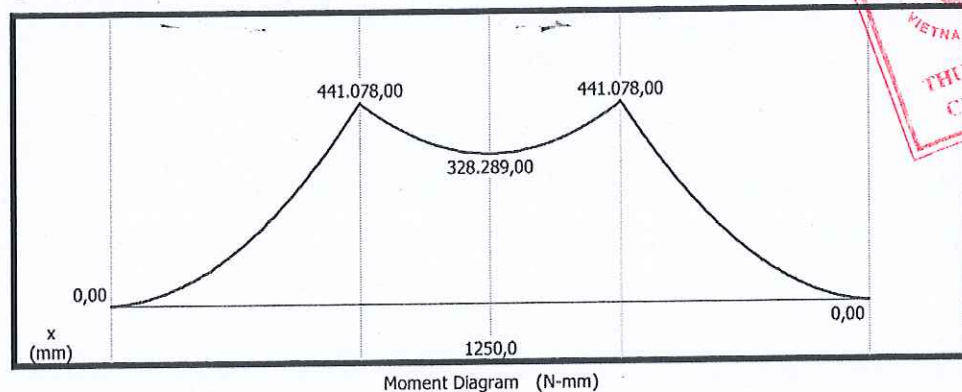
$$q = \frac{G_s + Q}{n \times l}$$

Sử dụng phần mềm MDSolids 4.0 - Timothy A. Philpot để xây dựng mô hình tác dụng lực và biểu đồ momen.



w₁ = 1,22 N/mm (down)
 P₁ = 37,7 N (down)
 P₂ = 37,7 N (down)

A_y = 1.562,70 N (up)
 B_y = 1.562,70 N (up)



Khối lượng phân bố đều q: q = (G_s + Q) / (n.l) = 1,338 N/mm.

Tải trọng tập trung do thành thùng gây nên đặt tại mỗi đầu dầm: $P = G_{ns}/(2.n) = 41,67$ (N)

Mô men chống uốn của dầm ngang tại mặt cắt nguy hiểm là W_u .

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

Ứng suất cho phép dầm thép được tính: $[\sigma] = \delta_{nt} / n = 2400/2 = 1200$ kg/cm².

TT	Thông số	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Mô men uốn max	M_{umax}	kgcm	4496,2
2	Mô men kháng uốn	W_u	cm ³	26,00
3	ứng suất uốn max	σ_u	kg/cm ²	172,93
4	ứng suất uốn cho phép	$[\sigma]$	kg/cm ²	1200

Kết luận: $\sigma_u < [\sigma]$ - Vậy các dầm ngang sàn thùng của ô tô đủ bền.

4.6. Kiểm tra mối ghép khung ô tô và sàn thùng.

TT	Thông số	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Khối lượng thùng, chân nâng, cầu dẫn và xy lanh thủy lực	G_{th}	kg	3650
2	Khối lượng hàng hóa chuyên chở	Q	kg	5950
3	Gia tốc phanh lớn nhất	j_{pmax}	m/s ²	6,5
4	Bán kính quay vòng nhỏ nhất	R_{min}	m	8,059
5	Vận tốc khi quay vòng	V	m/s	7,206
6	Số bu lông quang	n_q	cái	10
7	Số bu lông quang chân nâng	n_{cn}	Cái	04
8	Số bu lông chống xô	n_{cx}	cái	04
9	Hệ số ma sát giữa dầm dọc thùng, đệm gỗ và dầm dọc	f_{ms}		0,25

TT	Thông số bu lông	Loại	Vật liệu	M_x (kgcm)	p_e (kg)
1	Bu lông quang	M18x1,5	Thép 45	1000	1600
2	Bu lông quang chân nâng	M30x2	Thép 45	5200	7400
3	Bu lông chống xô	M14x1,25	Thép 45	480	850

P_j - Lực quán tính do khối lượng sàn thùng và hàng hoá sinh ra khi phanh với gia tốc phanh lớn nhất: $P_j = (G_{th} + Q) \cdot j_p/g = 6361$ (kG).

P_{lt} - Lực quán tính li tâm do khối lượng sàn thùng và hàng hoá sinh ra khi quay vòng với bán kính quay vòng nhỏ nhất: $P_{lt} = (G_{th} + Q) \cdot V^2/(9,81 \cdot R_{min}) = 6305$ (kG).

P_{ms1} - Lực ma sát giữa khung và dầm dọc sàn thùng sinh ra do lực ép của các bulông quang:

$$P_{ms1} = (2 \cdot p_{eq} \cdot n_q + 2 \cdot p_{ecn} \cdot n_{cn}) \cdot f_{ms} = 22800$$
 (kG).

P_{ms2} - Lực ma sát giữa khung và dầm dọc sàn thùng sinh ra do lực ép của các bulông chống xô:

$$P_{ms2} = p_e \cdot n_{cx} \cdot f_{ms} = 850$$
 (kG)

P_{ms3} - Lực ma sát giữa khung và dầm dọc sinh ra do tự trọng sàn thùng và tải trọng

$$P_{ms3} = (G_{th} + Q) \cdot f_{ms} = 2400$$
 (kG)

$$P_{ms} = P_{ms1} + P_{ms2} + P_{ms3}$$

Bảng kết quả tính toán				
TT	Thông số	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Lực quán tính khi phanh với gia tốc max	P_j	kg	6361
2	Lực quán tính li tâm	P_{lt}	kg	6305
3	Lực ma sát do bu lông quang	P_{ms1}	kg	22800
4	Lực ma sát do bu lông chống xô	P_{ms2}	kg	850
4	Lực ma sát do tự trọng sàn và hàng	P_{ms3}	kg	2400
5	Lực ma sát tổng cộng	P_{ms}	kg	26050

Kết luận : Do $P_{ms} > P_j$, $P_{ms} > P_{lt}$ nên mỗi ghép giữa dầm dọc sàn thùng và khung ô tô đảm bảo hệ sàn chở xe máy chuyên dùng không bị dịch chuyển trong mọi quá trình chuyển động.

4.7. Kiểm tra bền liên kết sàn và cầu dẫn.

Cầu dẫn phía sau được lắp với sàn công tác thông qua 01 chốt xoay $\Phi 60$ mm. Vì vậy, cần tiến hành kiểm nghiệm bền chốt xoay này ở thời điểm trọng lượng xe chuyên dùng lên cầu dẫn là lớn nhất.

Chốt xoay liên kết chịu lực cắt và chèn dập dưới tác dụng lớn nhất của lực quán tính do trọng lượng của cầu dẫn và trọng lượng xe, máy chuyên dùng lên cầu dẫn là lớn nhất .

Trọng lượng cầu dẫn và tải trọng tác dụng lên một cầu dẫn:

$$P_{cx} = (G_c + G_{hh})/2 = (550 + 5950)/2 = 3250 \text{ [kG]}$$

Trong đó: G_c - Trọng lượng của cầu dẫn; $G_c = 550$ [kG]

G_{hh} - trọng lượng xe chuyên dùng lên cầu dẫn là lớn nhất; $G_{hh} = 5950$ [kG]

Tải trọng động tác dụng lên chốt xoay là:

$$P_{đcx} = P_{cx} \cdot k = 3250 \cdot 3 = 9750 \text{ (kG)}$$

$k=3$: Hệ số động

Ứng suất cắt chốt xoay được xác định theo công thức:

$$\tau_c = P_{đcx} / (i \cdot \pi \cdot d^2/4) = 9750 / (2 \cdot 3,14 \cdot 6^2/4) = 172,51 \text{ [kG/cm}^2\text{]}$$

Ứng suất chèn dập chốt:

$$\sigma_{cd} = P_{đcx} / (2 \cdot d \cdot l) = 9750 / (2 \cdot 6 \cdot 6) = 135,42 \text{ [kG/cm}^2\text{]}$$

Trong đó: d - Đường kính chốt xoay, $d = 6$ [cm].

1 - Chiều dài chịu chèn dập của chốt xoay, $l = 6$ [cm].

i - Số chốt xoay, $i = 2$ (chốt).

Chốt xoay được chế tạo từ thép CT3 có ứng suất cắt và chèn dập cho phép:

$$[\tau_c] = 860 \text{ [kG/cm}^2\text{]}; \quad [\sigma_{cd}] = 1760 \text{ [kG/cm}^2\text{]}.$$

Như vậy các chốt xoay liên kết đảm bảo điều kiện bền.

4.8. Tính bền cầu dẫn chịu tải trọng động.

Khi xe máy chuyên dùng di chuyển lên sàn công tác, thời gian hai cầu dẫn chịu tải rất ngắn, ngoài ra không phải toàn bộ trọng lượng xe, máy chuyên dùng tác dụng lên mà chỉ một phần. Nhưng khi xe tại thời điểm ban đầu khi lên sàn công tác, cần lực đẩy lớn để có thể khắc phục được lực cản. Vì vậy để có thể đảm bảo đủ bền cho xe di chuyển lên, coi toàn bộ tải trọng của hàng hóa (trọng lượng xe, máy chuyên dùng) phân bố đều lên cầu dẫn, khi tính toán ta xem một cầu dẫn chịu một nửa tải trọng tối đa cho phép tác dụng lên.

Khi xe, máy chuyên dùng dịch chuyển lên trên với một gia tốc khi đó ta sẽ tính bền cầu

dẫn với tải trọng động.

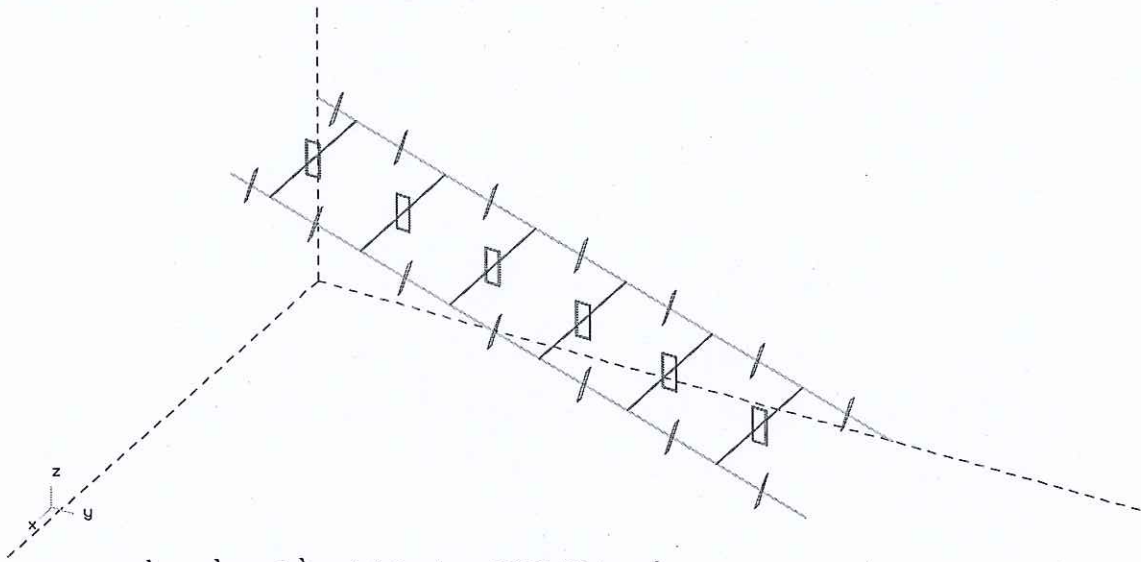
$$G_{1d} = Q.k/2 \quad (k=3: \text{Hệ số động})$$

Khi tính bèn cầu dẫn, giả thiết tải trọng được phân bố đều lên các thanh liên kết dọc và ngang, để giảm tải cho cầu dẫn, đầu tự do (phần tiếp xúc với mặt đất cầu được cố định khi xe di chuyển lên)



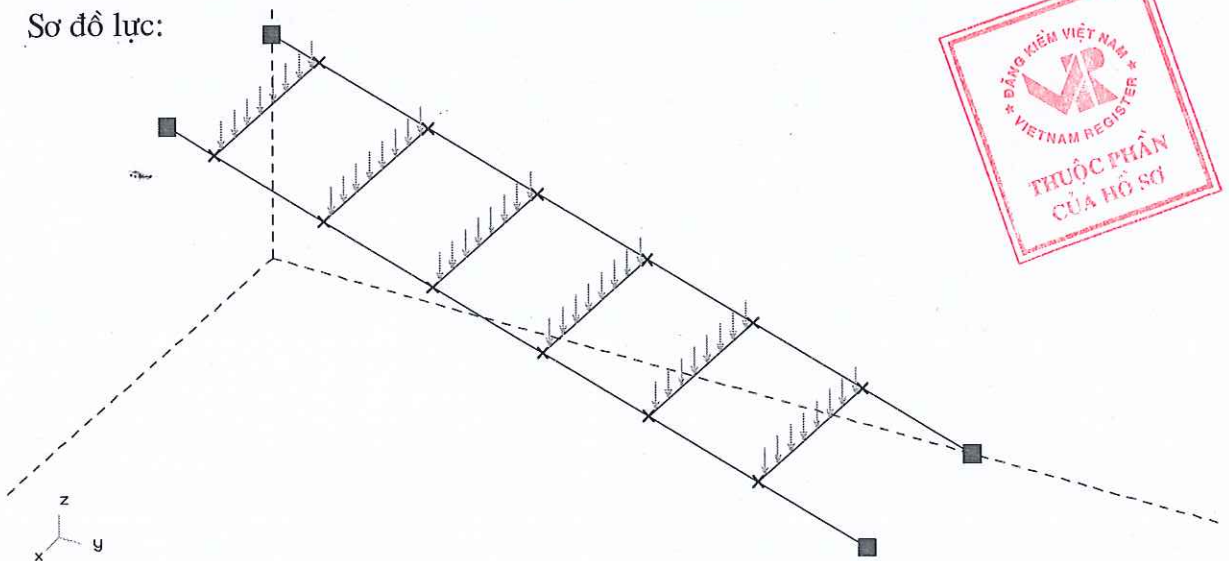
thông số tính toán				
TT	Thông số	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Khối lượng hàng hóa chuyên chở tác dụng lên 1 cầu dẫn	G_{1d}	kg	8925
2	Tổng chiều dài cầu dẫn chịu lực tác dụng	L_{thang}	mm	2000
3	Kích thước mặt cắt nguy hiểm của cầu dẫn	Thép	mm	[]120x52x4,5
4	ứng suất tính toán vật liệu làm dầm ngang loại thép	δ_{nt}	kg/cm ²	2400

Mô hình tính toán như hình vẽ:

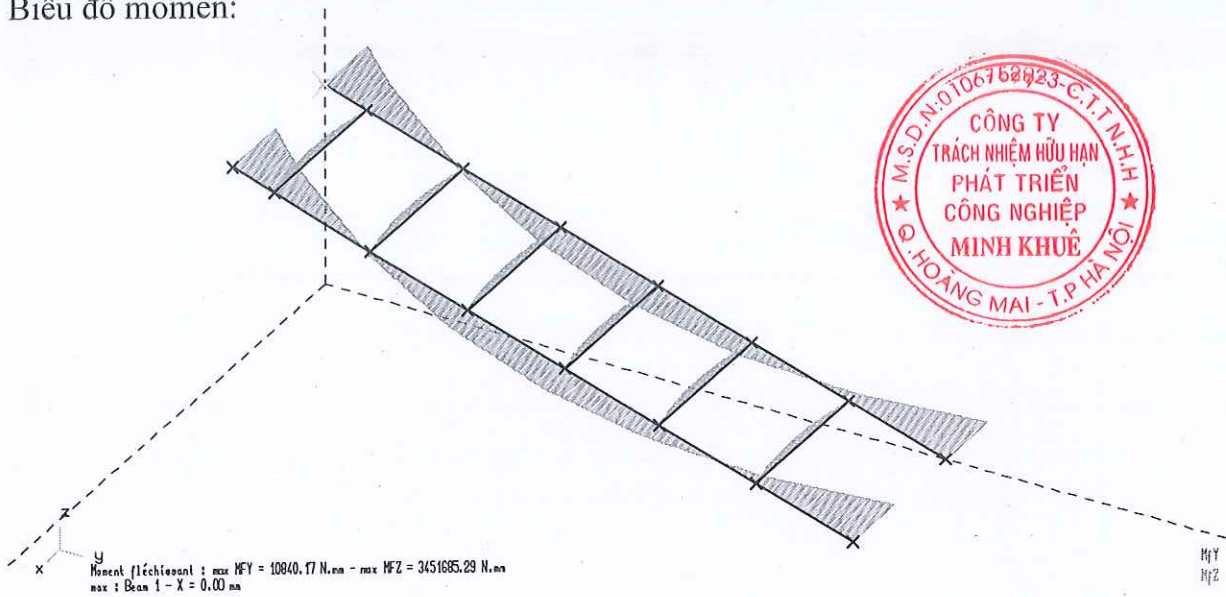


Chạy phần mềm phần tử hữu hạn RDM6 ta có:

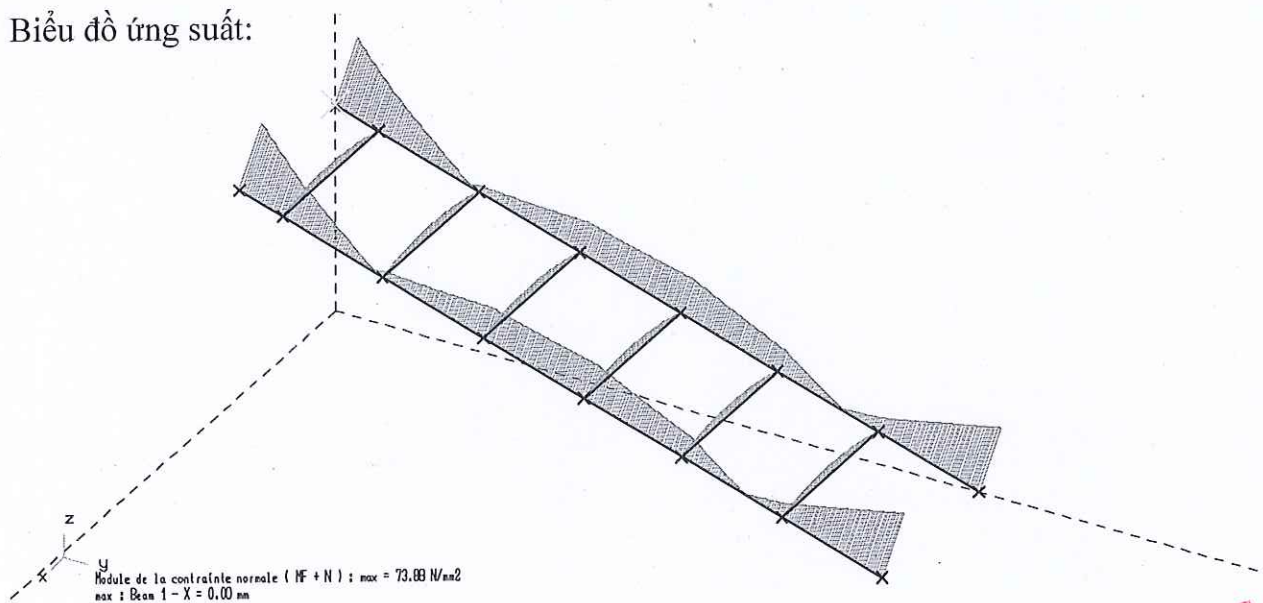
Sơ đồ lực:



Biểu đồ momen:



Biểu đồ ứng suất:



Kết luận: Vật liệu chế tạo cầu dẫn là thép CT3 có giới hạn bền $[\delta] = 240 \text{ [N/mm}^2\text{]}$.

Ứng suất cực đại của cầu dẫn $\sigma_{imax} = 73,88 \text{ [N/mm}^2\text{]} < [\sigma_u] = 120 \text{ [N/mm}^2\text{]}$. Cầu dẫn đủ bền.

4.9. Tính bền chốt xoay đế chân nâng.

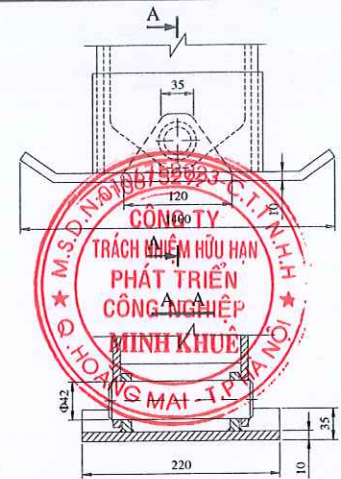
Chốt xoay chân đế chân nâng được làm bằng thép đặc có kích thước $\Phi 60$. Chốt xoay chân đế chân nâng chịu lực lớn nhất tại thời điểm chân nâng bắt đầu thực hiện quá trình nâng ở trạng thái toàn tải

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

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

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

Kết quả tính bền chốt xoay cần nâng		
Thông số		Giá trị
Lực tác dụng lên chốt (kG)	F_{cn}	2099
Số chốt	i	01
Đường kính chốt (cm)	d	4,2
Chiều dài làm việc của chốt (cm)	l	15
ứng suất cắt (kg/cm ²)	σ_c	151,58
ứng suất chèn dập (kg/cm ²)	σ_{cd}	33,32



Theo mục 4.1.1 $F_{cn} = P_{xlc} = 2099 \text{ kG}$

Chốt xoay được chế tạo bằng thép C45 có giới hạn chảy là $\sigma_{ch} = 3670 \text{ kg/cm}^2$

ứng suất cho phép $[\sigma]$ được xác định theo công thức: $[\sigma] = \frac{\sigma_{ch}}{3} \cdot \frac{1}{n} = 815,55 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$

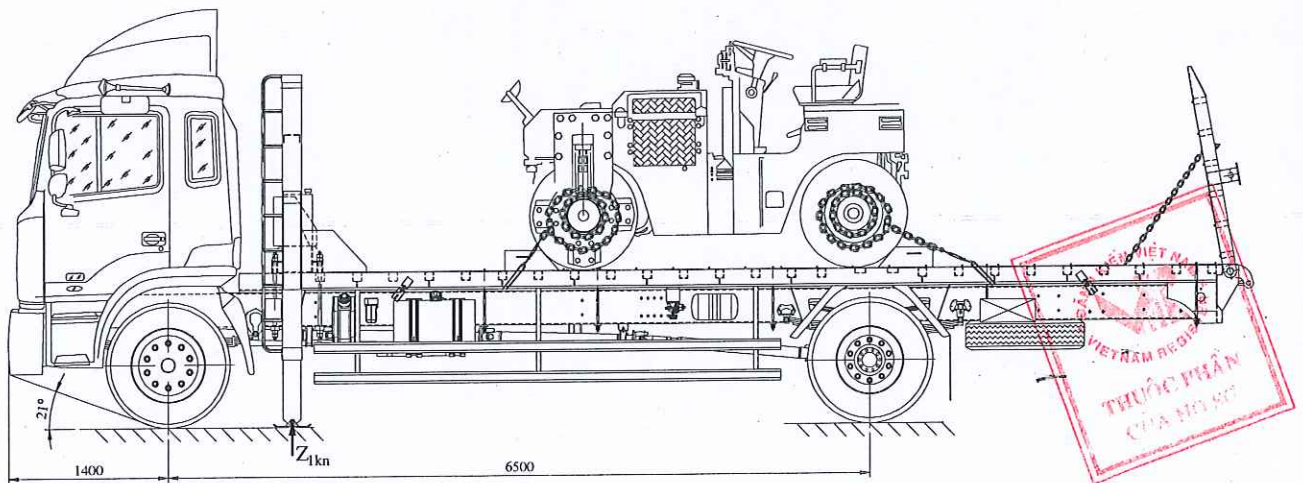
($n=1,5$ là hệ số an toàn)

Giới hạn bền: $[\tau_c] = 0,8[\sigma] = 652,44 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$; $[\sigma_{cd}] = 0,6[\sigma] = 489,33 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$

$\sigma < [\tau_c]$; $\sigma_{cd} < [\sigma_{cd}]$ Vậy chốt đủ bền.

4.10. Tính bền chân nâng thủy lực

Để đơn giản trong tính toán, thân chân chống chịu lực nén đúng tâm tại thời điểm xe bắt đầu được nâng lên ở trạng thái toàn tải. Khi đó, lực tác dụng lớn nhất lên thân chân chống chính bằng lực nâng lớn nhất tác dụng lên chân chống trước. Ống lót trong thân chân chống sẽ chịu lực nén đúng tâm. Ống lót trong chân chống có tiết diện là $[\square]170 \times 170 \times 8$.



$$P_{xlc} = Z_{ct} = 2099 \text{ kG}$$

Trong đó: Z_{ct} - Lực tác dụng lớn nhất lên chân chống

Khối lượng tác dụng lên thân chân chống khi chịu tải trọng động là

$$Y_{1kn} = Z_{ct} \cdot k/2 = 2099 \cdot k/2 = 3148,5 \text{ (kG)}$$

$k=3$, Hệ số động

Mô men quán tính đối với ống lót trong kích nâng tại mặt cắt nguy hiểm là W :

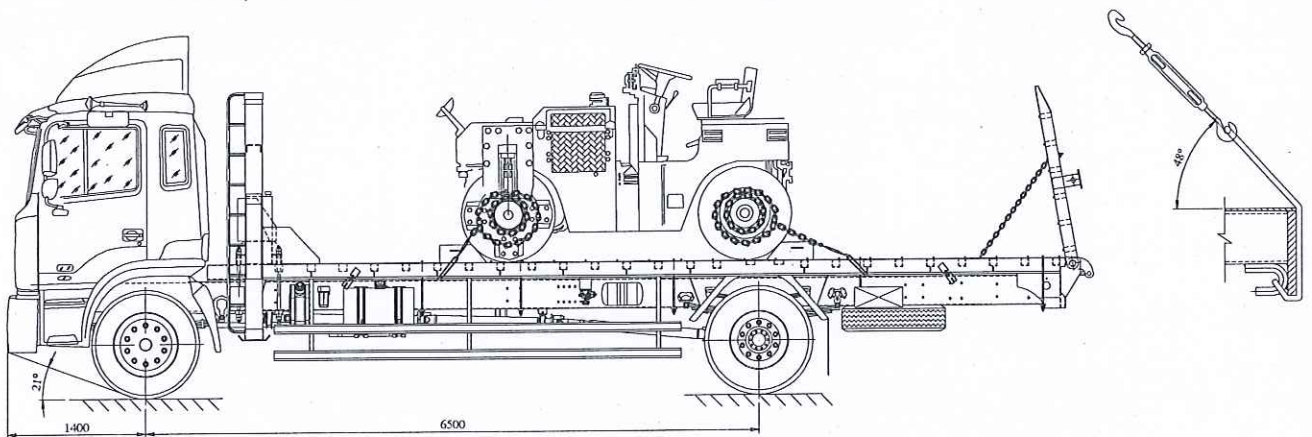
$$W = b \cdot h^2/6 - (b-2\delta)(h-2\delta)^2/6$$

Ứng suất tại mặt cắt nguy hiểm là: $\sigma = P/W$

Bảng kết quả tính toán				
TT	Thông số	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Lực tác dụng lên ống lót trong thân chân nâng chịu tải trọng động	Y_{1kn}	kG	3148,5
2	Mô men quán tính	W	cm	210
3	ứng suất cho phép lớn nhất	σ	kg/cm ²	14,99
4	ứng suất uốn cho phép	$[\sigma]$	kg/cm ²	1200

Kết luận: $\sigma < [\sigma]$ - Vây thân chân chống đủ bền.

4.11. Tính lực xiết cần thiết neo giữ xe, máy chuyên dùng.



Cách móc xích neo giữ hàng hóa

- Xe máy chuyên dùng được neo giữ chắc chắn trên ô tô bằng 04 sợi xích $\Phi 10$, lực căng được tạo ra nhờ các tăng đơ kéo xích

- Khi ô tô chuyển động các sợi xích liên kết chịu tác dụng của hai loại lực quán tính khi phanh và lực ly tâm khi xe quay vòng. Trong quá trình chuyển động, hai loại lực này không đồng thời xuất hiện nên chỉ cần lấy giá trị lớn hơn của một trong hai để tính.

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

$$P_{lt} = Q \cdot v_{gh}^2 / (g \cdot R_{qmin}) = 3908 \text{ (kG)}$$

- lực quán tính khi phanh với gia tốc cực đại

$$P_{pmax} = Q \cdot J_{max} / g = 3942 \text{ (kG)}$$

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

$$P_{ms} = f \cdot (n \cdot P_e + \text{Cos}(\alpha) \cdot n + Q) \text{ (kG)}$$

Trong đó : - n, P_e là số lượng xích và lực căng xích.

- $\alpha = 48^\circ$: góc nghiêng xích.

- f : hệ số ma sát.

Điều kiện đảm bảo an toàn khi vận chuyển xe, máy chuyên dùng là:

$$\text{Max} [P_{lt}; P_{pmax}] < P_{ms} = f \cdot (n \cdot P_e + \text{Cos}(\alpha) \cdot n + Q)$$

$$\Rightarrow P_e > (\text{Max} [P_{lt}; P_{pmax}] - f \cdot Q) / (f \cdot n \cdot \text{Cos} \alpha)$$



- ứng suất kéo xích : $\sigma_c = P_{lc}/F$
- F: diện tích tiết diện của xích

Điều kiện đảm bảo bền của cáp : $\sigma_c \leq [\sigma_c]$

$[\sigma_c]$: ứng suất cho phép của xích được tính: $[\sigma] = \delta_c / n = 3600/2 = 1800 \text{ kg/cm}^2$ (n: hệ số an toàn)

Kết quả tính toán				
TT	Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
01	Khối lượng hàng hóa	Q_{hh}	kg	5950
02	Số lượng xích	n		04
03	Góc nghiêng xích	α	độ	48
04	Hệ số ma sát (thép - thép)	f		0,4
05	Lực quán tính ly tâm khi ô tô quay vòng	P_{lt}	kG	3908
06	Lực quán tính khi phanh với gia tốc cực đại	P_{Pmax}	kG	3942
07	Lực căng xích nhỏ nhất của 01 sợi xích	P_e	kG	1459
08	Diện tích tiết diện xích($\Phi 10$)	F	cm^2	1,57
09	ứng suất kéo xích	σ_c	kG/cm^2	929,3
10	ứng suất cho phép của xích	$[\sigma_c]$	kG/cm^2	1800
$\sigma_c < [\sigma_c]$ vậy thỏa mãn điều kiện bền của xích				

Nhận xét : để đảm bảo an toàn trong quá trình vận chuyển, xe máy chuyên dùng cần được neo giữ chắc chắn bằng 04 sợi xích $\Phi 10$, với lực căng xích tối thiểu trên mỗi sợi xích là $P_e \geq 1459 \text{ kG}$. Mỗi sợi xích được căng bởi 01 tăng đơ M18x1,5, lực xiết cho phép của tăng đơ M18x1,5 là $16000 \text{ kG} > 1459 \text{ kG}$ (tăng đơ đảm bảo thỏa mãn điều kiện làm việc).

Lưu ý: Số điểm chằng buộc tối thiểu của xe, máy chuyên dùng là 04 điểm. Vị trí chằng buộc xe, máy chuyên dùng trên xe phải đảm bảo không có phần nào của xe, máy chuyên dùng nhô ra ngoài khu vực sàn chõ của xe và khối lượng phân bố của xe khi đầy tải phù hợp với phân bố khối lượng theo thiết kế.

4.12. Tính ổn định khi xếp dỡ hàng

Tính toán kiểm tra ổn định khi xe ở trạng thái nâng đầu

Nhận xét: Trong quá trình cho xe máy chuyên dùng di chuyển lên sàn công tác, nguy hiểm xảy ra khi:

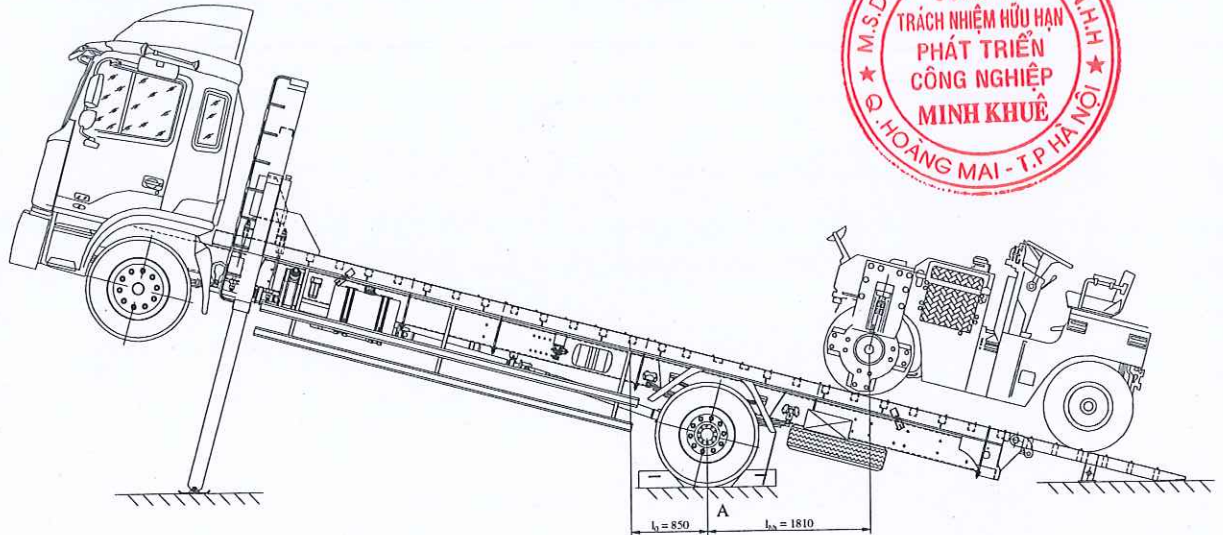
Trường hợp 1: Chân nâng cabin lên vị trí cao nhất và xe máy chuyên dùng di chuyển lên sàn công tác trên địa hình bằng phẳng

Trường hợp 2: Chân nâng cabin lên vị trí cao nhất và xe máy chuyên dùng di chuyển lên sàn công tác trên mặt đường nghiêng ngang

a. Kiểm tra tính ổn định trong trường hợp 1

Trường hợp nguy hiểm nhất là lúc xếp, dỡ hàng hóa mà xe máy chuyên dùng có tọa độ trọng tâm nằm trùng với điểm cuối của sàn công tác. Xe khi ấy có xu hướng quay quanh điểm A (điểm bánh xe trục 2 tiếp xúc với đất)

Trong trường hợp này ta xe như phân khối lượng tác dụng lên cầu dẫn là $G_{1hh}=0,6.G_{hh}$



TT	Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Kết quả
1	Khối lượng bản thân ô tô	G_0	kg	9070
2	Khối lượng hàng hóa	G_{hh}	kg	5950
3	Khối lượng hàng hóa tính toán	G_{1hh}	kg	3570
4	Khoảng cách trọng tâm xe tới điểm nguy hiểm A	l_0	m	0,85
5	Khoảng cách từ trọng tâm khối lượng hàng hóa tính toán tới điểm nguy hiểm A	l_{hh}	m	1,81

Lấy momen với điểm A: $\Sigma M_A = G_0.l_0 - G_{1hh}.l_{hh} = 1247,8 \text{ N.m} > 0$

Kết luận: Ô tô ổn định

b. Kiểm tra tính ổn định trong trường hợp 2

Nguy hiểm xảy ra khi chân nâng cabin lên vị trí cao nhất và trên mặt đường nghiêng ngang.

Góc giới hạn lật trên đường nghiêng ngang ở trạng thái đầy tải: $\beta = 33,18^\circ$ (đã tính toán ở mục III.2 trang 8)

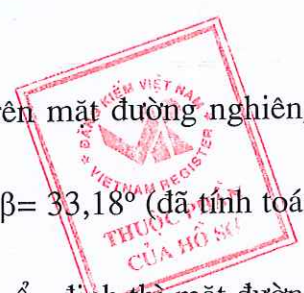
Nhận xét: Trên mặt đường nằm ngang, để ô tô đảm bảo làm việc ổn định thì mặt đường không được nghiêng quá $33,18^\circ$. Tuy nhiên, khuyến cáo khi xếp dỡ hàng hóa, ô tô cần nằm trên mặt phẳng ngang bằng phẳng.

c. Kiểm tra sự trượt của xe khi xe máy chuyên dùng bắt đầu lên cầu dẫn

Khi xe máy chuyên dùng bắt đầu lên cầu dẫn sẽ tạo ra một lực để có thể lên cầu dẫn. Lực này có thể sẽ làm các chân chống bị trượt. Ta kiểm tra tính ổn định của chân chống trong trường hợp này. Phương trình tổng quát của lực kéo tác dụng lên cầu dẫn của xe máy chuyên dùng khi đó là:

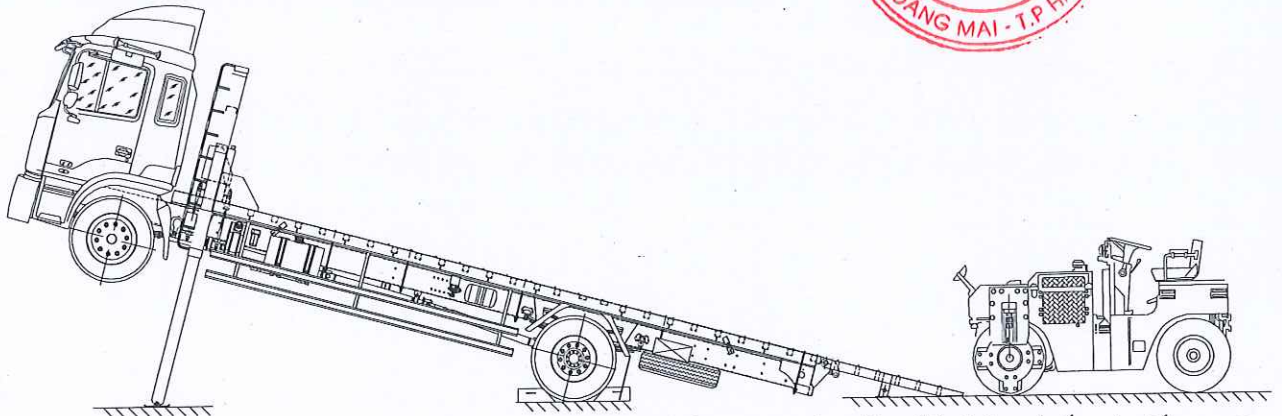
$$P_k = P_f \pm P_i \pm P_w \pm P_j$$

Trong đó: P_k - Lực kéo tiếp tuyến phát ra từ bánh xe chủ động của xe máy chuyên dùng



- P_f - Lực cản lăn
- P_i - Lực cản dốc
- P_w - Lực cản gió
- P_j - Lực cản quán tính

Khi xe máy chuyên dùng bắt đầu lên cầu dẫn thì $P_i = P_w = P_j = 0$
 Vậy lực tác dụng lên cầu dẫn khi đó là $P_k = P_f = G_{hh}.f = 5950.0,02 = 119 \text{ (kg)}$
 (Với $f = 0,02$ là hệ số cản lăn của bánh xe máy chuyên dùng)



Lực chống lại sự trượt của các chân chống khi đó là lực ma sát giữa đế chân chống trước, sau tiếp xúc với mặt đất. Ta có: $F_{ms} = F_{ms1} + F_{ms2} = G_0.f_{ms} = 9070.0,3 = 2721 \text{ (kg)}$

- Trong đó: G_0 - Khối lượng bản thân ô tô
- f_{ms} - Hệ số ma sát giữa đế chân chống và mặt đất

Kết luận: $F_{ms} > P_k$, nên chân chống ổn định không bị trượt khi xe máy chuyên dùng bắt đầu lên cầu dẫn.

4.13. Tính bền các dăng dẫn động bơm thủy lực.

Thông số tính toán				
TT	Thông số	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Đường kính ngoài trục các dăng	D	m	0,05
2	Đường kính trong trục các dăng	d	m	0,044
3	Chiều dài trục các dăng	l	m	0,56
4	Mô men xoắn cực đại của động cơ	M_{emax}	N.m	735
5	Số vòng tại mô men xoắn cực đại của động cơ	n_{mmax}	v/p	1300-1500
6	Số vòng quay cực đại của động cơ	n_{emax}	v/p	2500
7	Tỷ số truyền PTO	i_{PTO}	-	1,13
8	Hiệu suất truyền lực	η	-	0,85
9	Góc nghiêng trục các dăng	α	độ	0
10	Giới hạn bền của vật liệu làm các dăng (20CrMnTi)	σ_b	kg/cm ²	4231



- Kiểm tra các đăng theo số vòng quay nguy hiểm:

Số vòng quay nguy hiểm của các đăng được xác định theo công thức:

$$n_t = 12 \times 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2} \quad (\text{v/ph})$$

Số vòng quay lớn nhất của trục các đăng tính theo công thức : $n_{\max} = \frac{D_{\max}}{l_{\text{PTO}}}$

Hệ số dự trữ bền theo số vòng quay nguy hiểm : $\beta_{nh} = n_t / n_{\max}$

- Kiểm tra bền các đăng theo mômen xoắn:

+ Khi lắp trên ô tô truyền động các đăng chịu mô men xoắn lớn nhất:

$$M_{x\max} = M_{e\max} \times i_{\text{PTO}} \times \eta / \cos\alpha$$

Ứng suất xoắn lớn nhất trên trục các đăng: $\sigma_{x\max} = M_{x\max} / W_o \quad (\text{kG/cm}^2)$

W_o . Mô men kháng xoắn của các đăng: $W_o = 0,2 \cdot D^3 \cdot [1 - (d/D)^4]$

Ứng suất cho phép của vật liệu làm các đăng . $[\sigma_x] = 0,3 \cdot \sigma_b$



Bảng kết quả tính toán

TT	Thông số	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Số vòng quay nguy hiểm	n_t	v/p	25486
2	Số vòng quay lớn nhất của trục các đăng	n_{\max}	v/p	2212
3	Hệ số dự trữ bền theo số vòng quay nguy hiểm	β_{nh}	-	11,52
4	Mô men xoắn tác dụng lên trục các đăng	$M_{x\max}$	N.m	706 (7060 kg.cm)
5	Mô men kháng xoắn của các đăng trước và sau	W_o	cm^3	10,01
6	ứng suất lớn nhất trên trục các đăng	$\sigma_{x\max}$	kG/cm^2	705,29
7	ứng suất xoắn cho phép của thép làm các đăng	$[\sigma_x]$	kG/cm^2	1269,31

Như vậy : Khi lắp trên ô tô các đăng làm việc với số vòng quay lớn nhất nhỏ hơn số vòng quay nguy hiểm và hệ số dự trữ bền theo số vòng quay nguy hiểm lớn hơn giá trị cho phép $[\beta_{nh}] = 1,2 - 2$ do đó đảm bảo điều kiện bền theo số vòng quay nguy hiểm.

Ứng suất lớn nhất trên trục các đăng nhỏ hơn ứng suất cho phép của vật liệu làm các đăng. Vậy các đăng đủ bền theo mô men xoắn.

IV.2. 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 không lớn hơn so với ô tô cơ sở nên không cần tính toán kiểm tra bên các chi tiết trong hệ thống truyền lực của ô tô.

Do sự phân bố khối lượng lên các trục của ô tô không lớn hơn so với ô tô cơ sở nên không cần tính toán kiểm tra hệ thống phanh, hệ thống treo và kiểm tra bên các trục của ô tô.

Do không thay đổi chiều dài cơ sở, sự phân bố khối lượng lên trục dẫn hướng của ô tô nhỏ hơn so với ô tô cơ sở 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.

V. CÁC TỔNG THÀNH CHẾ TẠO TRONG NƯỚC VÀ NHẬP KHẨU**V.1. Các tổng thành chi tiết chế tạo trong nước.**

TT	Tên tổng thành, hệ thống	Nhãn hiệu, kiểu loại	S.lg	Nơi sản xuất
1	Sàn chở xe máy chuyên dùng	-	01	Công ty TNHH phát triển công nghiệp Minh Khuê
2	Bảo hiểm hông, chấn bùn	-	-	
3	Cụm chân nâng	-	01	
4	Cụm cầu dẫn	-	01	
5	Mề kê, xích neo giữ, tăng đỡ căng xích, chốt an toàn	-	-	
6	Thùng dầu thủy lực	-	01	
7	Xi lanh chân nâng	CT 80x50x2000	02	Công ty TNHH Thương mại và Dịch vụ Công nghiệp An Phú
8	Xi lanh gập cầu dẫn	CT 70x45x600	01	

V.2. Các tổng thành chi tiết nhập khẩu.

TT	Tên tổng thành, hệ thống	Nhãn hiệu, kiểu loại	S.lg	Xuất xứ
	Ô tô sát xi tải và bộ trích công suất	JAC HFC5181XXYP3K1A63S2V	01	Trung Quốc
2	Bơm thủy lực	KOZMAKSAN; KH03070560142L/R-2	01	Thổ Nhĩ Kỳ
3	Van điều khiển	HYDRO FLUID; P80-30T	01	Trung Quốc
4	Đèn xi nhan phía sau	SHILIDUO, 24V-9w	02	Trung Quốc
	Đèn phanh, kích thước sau	SHILIDUO, 24V-9w	02	
	Đèn lùi	SHILIDUO, 24V-9w	02	
5	Các đăng dẫn động bơm thủy lực	-	01	Thái Lan

VI. KẾT LUẬN

Từ nội dung tính toán kiểm tra và các kết quả nhận được có thể khẳng định ô tô tải JAC HFC5181XXYP3K1A63S2V/MK.XMCD đã thỏa mãn các quy định hiện hành. Đảm bảo đủ bền và có đủ các tính năng động lực học cần thiết để chuyển 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 là 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.

VII. TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Kết cấu và tính toán ô tô: Nguyễn Thái Bạch Liên, Trịnh Chí Thiện, Tô Đức Long, Nguyễn Văn Bang, nhà xuất bản Giao thông Vận tải. Hà Nội - 1984.
2. Lý thuyết ô tô máy kéo : Nguyễn Hữu Cẩn, Dư Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Lê Thị Vàng, , nhà xuất bản Khoa Học và Kỹ Thuật. Hà Nội - 1998.
3. Sức Bền Vật Liệu: Vũ Đình Lai, Nguyễn Xuân Lựu, Bùi Đình Nghi, nhà xuất bản Giao thông Vận tải. Hà Nội - 2002.
4. QCVN 09 : 2015/BGTVT .
5. Thông tư số 30/2011/TT - BGTVT, 54/2014/TT - BGTVT, 42/2014/TT - BGTVT
6. Phần mềm phân tử hữu hạn RDM - Yves DEBARD - IUT LEMANS
7. Sổ tay thép thế giới. Trần Văn Địch, Ngô Trí Phúc - NXB KHKT.
8. Tài liệu xe cơ sở JAC HFC5181XXYP3K1A63S2V - Trung Quốc
9. Tài liệu mô tơ điện, bơm thủy lực KOZMAKSAN - Trung Quốc.
10. Tài liệu xilanh thủy lực - Công ty TNHH Thương mại và Dịch vụ Công nghiệp An Phú.



MỤC LỤC

I. MỞ ĐẦU.....	1
II. BỐ TRÍ CHUNG Ô TÔ.....	2
II.1. GIỚI THIỆU Ô TÔ.....	2
II.2. XÁC ĐỊNH KHỐI LƯỢNG VÀ PHÂN BỐ KHỐI LƯỢNG.....	3
II.3. ĐẶC TÍNH KỸ THUẬT CƠ BẢN CỦA Ô TÔ.....	5
III. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ.....	8
III.1. XÁC ĐỊNH TOẠ ĐỘ TRỌNG TÂM Ô TÔ.....	8
IV. TÍNH TOÁN, KIỂM TRA BỀN CÁC CƠ CẤU CHUYÊN DỤNG.....	13
IV.1 TÍNH, KIỂM TRA HỆ THỐNG THỦY LỰC.....	13
IV.2. ĐÁNH GIÁ CÁC TÍNH NĂNG KHÁC CỦA Ô TÔ.....	27
V. CÁC TỔNG THÀNH CHẾ TẠO TRONG NƯỚC VÀ NHẬP KHẨU.....	27
V.1. CÁC TỔNG THÀNH CHI TIẾT CHẾ TẠO TRONG NƯỚC.....	27
V.2. CÁC TỔNG THÀNH CHI TIẾT NHẬP KHẨU.....	27
VI. KẾT LUẬN.....	27
VII. TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	28

