

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): 1215/VAQ09 - 04/22 - 00

GIẤY CHỨNG NHẬN THẨM ĐỊNH THIẾT KẾ

Căn cứ vào hồ sơ thiết kế số: 0788/22/XH Ngày: 10.06.2022
Căn cứ vào kết quả thẩm định tại biên bản thẩm định số: 0788/22/XB Ngày: 15.07.2022

CỤC ĐĂNG KÝ VIỆT NAM

Chứng nhận : Thiết kế kỹ thuật Ô tô chữa cháy
FOTON OLLIN S700 MS65A34R110/MK-1500/150-CC22

Ký hiệu thiết kế : 06-22/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 chữa cháy trên cơ sở Ô tô sát xi tải FOTON OLLIN S700 MS65A34R110 do Công ty TNHH MTV sản xuất và lắp ráp xe tải THACO sản xuất

Thông số kỹ thuật cơ bản :	Đơn vị	
Kích thước bao (D x R x C)	mm	6.210 x 2.020 x 2.860
Kích thước bao xi téc (D x R x C)	mm	---
Khoảng cách trục	mm	3.360
Công thức bánh xe		4 x 2
Vết bánh xe trước/sau	mm	1.590/1.485
Khối lượng bản thân	kg	4.115
Khối lượng toàn bộ thiết kế lớn nhất	kg	6.170
Khối lượng toàn bộ cho phép lớn nhất	kg	6.170
Số người cho phép chở (kể cả người lái)	Người	06
Động cơ		4J28TC, Diesel, 4 kỳ, 4 xi lanh thẳng hàng, tăng áp, dung tích xi lanh 2.771 cc
Lốp trước/sau		7.00 - 16 / 7.00 - 16

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

Ghi chú:

Hệ thống chữa cháy gồm: xi téc chứa nước (1500 lít); xi téc chứa bọt (150 lít); cơ cấu bơm, vòi phun và các trang thiết bị chữa cháy kèm theo xe.

Ngày 15 tháng 07 năm 2022

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 TÍNH TOÁN

THIẾT KẾ KỸ THUẬT Ô TÔ CHỮA CHÁY TRÊN CƠ SỞ Ô TÔ SÁT XI TẢI FOTON OLLIN S700 MS65A34R110

Ký hiệu thiết kế : 06-22/MKE
Loại phương tiện : Ô tô chữa cháy
Nhãn hiệu, Số loại : FOTON, OLLIN S700 MS65A34R110/MK-1500/150-CC22
Cơ sở SXLR : Công ty TNHH phát triển công nghiệp Minh Khuê
Địa chỉ Cơ sở SXLR : Thôn Đông, xã Phù Lỗ, huyện Sóc Sơn, TP. Hà Nội

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



HÀ NỘI 2022

PHẦN I. LỜI NÓI ĐẦU

1. 1. Giới thiệu chung:

Trong giai đoạn phát triển hiện nay của nền kinh tế Việt Nam, cùng với sự phát triển của xã hội, công việc phòng và chữa cháy luôn luôn được coi trọng trong công cuộc bảo vệ tài sản xã hội và tài sản con người. Do đó, nhu cầu sử dụng xe chữa cháy là rất cần thiết. Nhưng giá thành nhập khẩu các dòng xe chữa cháy từ nước ngoài cao và không phù hợp với tình hình giao thông của Việt Nam, vì vậy để đáp ứng nhu cầu chúng tôi tiến hành làm thiết kế mang nhãn hiệu hàng hóa trong nước có ký hiệu thiết kế:

THIẾT KẾ KỸ THUẬT Ô TÔ CHỮA CHÁY TRÊN CƠ SỞ Ô TÔ SÁT XI TẢI FOTON OLLIN S700 MS65A34R110

Ký hiệu thiết kế : 06-22/MKE

Loại phương tiện : Ô tô chữa cháy

Nhãn hiệu, số loại : FOTON, OLLIN S700 MS65A34R110/MK-1500/150-G022

Nguyên tắc thiết kế:

Thiết kế kỹ thuật ô tô chữa cháy được thực hiện trên cơ sở đảm bảo các nguyên tắc sau:

- a) Thiết kế sản xuất lắp ráp theo Quy chuẩn QCVN 09:2015/BGTVT và thông tư 30/2011/TT-BGTVT, thông tư 54/2014/TT-BGTVT.
- b) Ô tô sát xi tải FOTON OLLIN S700 MS65A34R110 do Công ty TNHH MTV sản xuất và lắp ráp xe tải THACO sản xuất, chưa qua sử dụng.
- c) Nhập ngoại đồng bộ cụm bơm EBARA và các thiết bị kèm theo.
- d) Công nghệ chế tạo các chi tiết, tổng thành chế tạo trong nước đơn giản, dễ chế tạo và giá thành thấp phù hợp với khả năng cung cấp vật tư, phụ tùng và khả năng thi công của các cơ sở sản xuất trong nước.
- e) Màu sơn ô tô là màu đỏ.
- f) Ô tô đảm bảo chuyển động an toàn trên các loại đường giao thông công cộng
- g) Nghị định 109/2009/NĐ-CP- Quy định về tín hiệu của xe được quyền ưu tiên
- h) Thông tư 66/2014/TT-BCA- Quy định chi tiết thi hành một số điều của nghị định 79/2014/NĐ-CP ngày 31/07/2014 quy định chi tiết thi hành một số điều của luật Phòng cháy và chữa cháy và luật sửa đổi, bổ sung một số điều của luật phòng cháy và chữa cháy
- i) Tiêu chuẩn quốc gia TCVN 13316-1:2021- Phòng chữa cháy- Xe ô tô chữa cháy- Phần 1: Yêu cầu chung và phương pháp thử



PHẦN II. BỐ TRÍ CHUNG Ô TÔ THIẾT KẾ

2.1. Giới thiệu chung ô tô thiết kế

2.1.1. Giới thiệu chung Ô tô sát xi tải FOTON OLLIN S700 MS65A34R110 :

Ô tô sát xi tải FOTON OLLIN S700 MS65A34R110 do Công ty TNHH MTV sản xuất và lắp ráp xe tải THACO sản xuất, chưa qua sử dụng. Có các thông số kỹ thuật cơ bản như sau:

- Động cơ Diesel 4 kỳ, 4 xi lanh thẳng hàng, tăng áp, làm mát bằng nước.
- Công suất lớn nhất: 81 kW ở số vòng quay 3200 v/ph.
- Mô men xoắn lớn nhất: 280 (N.m) ở số vòng quay 1800 v/ph.
- Ly hợp: 1 đĩa ma-sát khô, dẫn động thủy lực trợ lực chân không.
- Hộp số cơ khí 05 số tiến và 01 số lùi.
- Cầu trước dẫn hướng, cầu sau chủ động.
Tỷ số truyền của truyền lực chính $i_0 = 5,375$.
- Hệ thống lái kiểu trực vít - êcu bi, dẫn động cơ khí có trợ lực thủy lực.
- Hệ thống treo trước phụ thuộc, nhíp lá nửa êlíp, giảm chấn thủy lực. Hệ thống treo sau kiểu phụ thuộc, nhíp lá nửa êlíp, giảm chấn thủy lực
- Hệ thống phanh chính: Kiểu phanh tang trống, dẫn động thủy lực 2 dòng, trợ lực chân không.



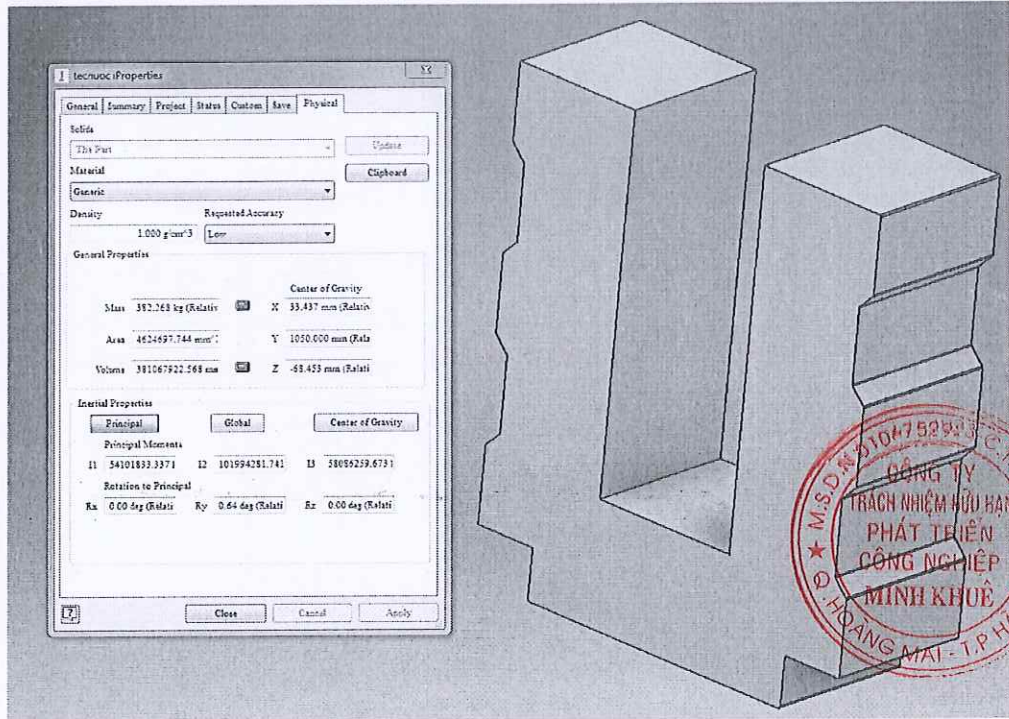
2.1.2. Mô tả kết cấu khoang chuyên dùng:

- **Khoang chuyên dụng trước và sau:** Khung xương được chế tạo từ các thanh thép hình được hàn liên kết với nhau thành thùng chuyên dụng, chứa các cơ cấu chuyên dùng chữa cháy. Phía ngoài thùng chuyên dụng bọc lớp thép CT3 dày 1.2 mm, phía trong bọc lớp Aluminium dày 2 mm, trên nóc thùng chuyên dụng bọc lớp nhôm nhám dày 2 mm.
- **Foam chữa cháy:**
Kích thước bao Foam chữa cháy: 400x400x940 mm, kết cấu Foam được thể hiện ở bản vẽ tờ số 9. Thể tích tét Foam là $V = 0,15 \text{ m}^3$



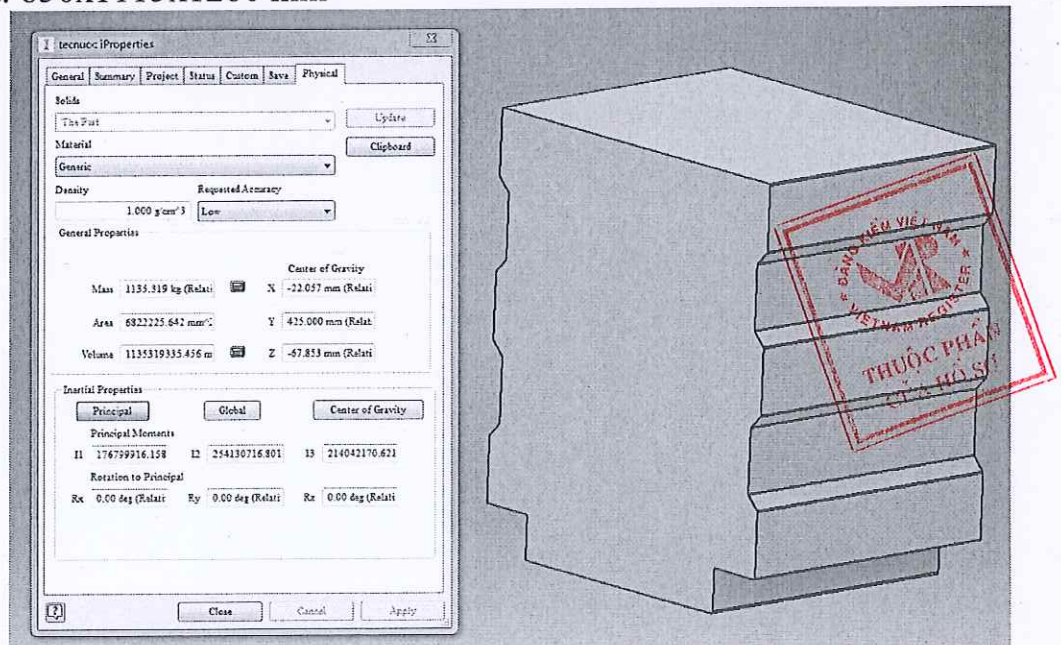
Xi téc chứa nước:

+ **Khoang chứa nước phía trước:** kích thước khoang chứa nước phía trước là: 400x1115x1260 mm



Sử dụng phần mềm thiết kế INVENTOR, thể tích của khoang chứa nước phía trước là $V_1 \approx 380$ (lít) = 0,38 (m³)

+ **Khoang chứa nước phía sau:** kích thước khoang chứa nước phía sau là: 850x1115x1260 mm



Sử dụng phần mềm thiết kế INVENTOR, thể tích của khoang chứa nước phía sau là $V_2 \approx 1,135 - V_{\text{ong}} \text{ (m}^3\text{)} = 1,135 - 0,015 = 1,12 \text{ (m}^3\text{)}$

Thể tích xi téc phía sau là $V = 1,135 \text{ m}^3$

V_{ong} : thể tích đường ống trong xi téc = $0,015 \text{ m}^3$

Thể tích téc nước phía sau là: $V_2 = 1120 \text{ (lít)} = 1,12 \text{ m}^3$

Thể tích thực của téc nước là: $V = V_1 + V_2 = 1,12 + 0,38 = 1,5 \text{ m}^3$

- **Bơm chữa cháy:** được dự dụng lắp trên xe là loại bơm ly tâm mang nhãn hiệu EBARA được nhập khẩu từ Indonesia.

- a) Kiểu loại : EBARA-100X80 FS JA.
- b) Số vòng quay : 1000
- c) Số lượng họng hút : 01
- d) Đường ống họng hút : DN125
- e) Số lượng họng đẩy : 02
- f) Đường ống họng đẩy : DN65
- g) Lưu lượng : 3000 l/phút.

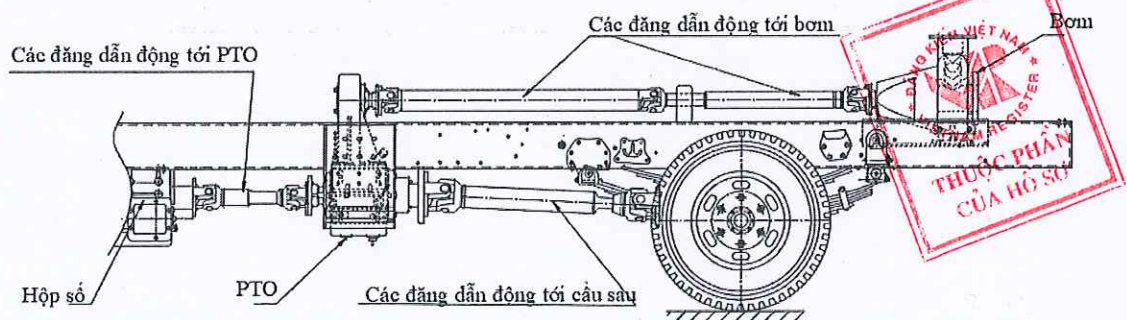
- **Bộ trích công suất:**

- a) Nhãn hiệu, số loại : MK22004
- b) Tỷ số truyền : 1,286 : 1
- c) Số vòng quay lớn nhất trên trục vào : 2900 (vòng/phút)

Nguyên lý hoạt động của PTO:

Bộ trích công suất (PTO) được bố trí trên đường truyền của hệ thống truyền lực phía sau hộp số, phía trước cầu sau. PTO nhận truyền động từ động cơ, qua hộp số, qua trục các đăng dẫn động, tại đây PTO đóng vai trò như một hộp số phụ (*hộp chia*) làm việc với hai chế độ là có thể truyền chuyển động tới cầu sau hoặc truyền chuyển động tới bơm chữa cháy nhờ việc điều khiển cần gạt các bánh răng ăn khớp. Khi PTO đóng vai trò hộp số phụ truyền chuyển động tới bơm chữa cháy thì ứng với tỷ số truyền 1:1,286.

PTO được điều khiển bằng công tắc bật/tắt trên cabin.



Chú ý: Để bơm chữa cháy làm việc với công suất lớn nhất ứng với số vòng quay lớn nhất của động cơ có thể truyền tới bơm khi đó hộp số cần gài ở vị trí tay số 5 có tỷ số truyền $i_{h5} = 0,794$.

- Các thiết bị chuyên dùng phục vụ việc chữa cháy:

- a) Súng phun.
 - Số lượng : 01.
 - Vị trí : Được đặt phía trên khung thùng chuyên dụng.
 - Góc quay : 360°
- b) Đường ống cấp nước cho téc.
 - Kiểu đường ống : DN65.
 - Số lượng : 02
 - Vị trí : Bên trái đuôi xe.
- c) Đường ống cấp nước cho bơm từ téc.
 - Kiểu đường ống: DN125.
 - Số lượng : 01.
- d) Ống phân phối.
 - Kiểu ống 65A, số lượng: 10 Cuộn.
 - Kiểu ống 50A, số lượng: 10 Cuộn.
- e) Hệ thống đèn tín hiệu ưu tiên:
 - Đèn quay còi ú: Số lượng 01 bộ; Công suất 100W; Vị trí đặt trên nóc cabin.
 - Đèn tìm kiếm: Số lượng 01; Công suất 75W; Vị trí đặt phía sau thùng chứa thiết bị.



2.2. Xác định khối lượng phân bố lên các trục của ô tô:

Trên cơ sở giá trị các thành phần khối lượng và vị trí tác dụng của chúng trên ô tô, ta xác định được sự phân bố khối lượng lên các trục cơ sở như sau:

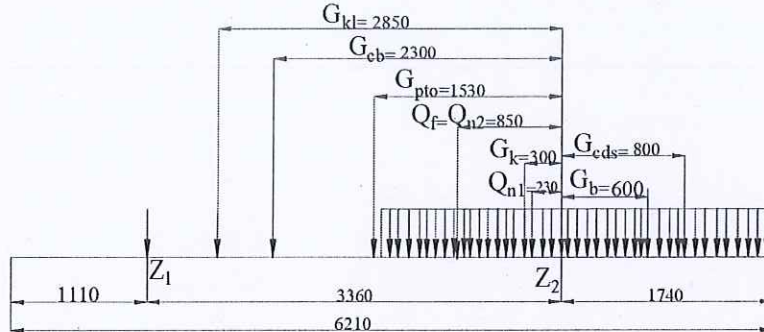
- Khối lượng bản thân ô tô cơ sở: $G_{cs} = 2140$ (kg)
- Khối lượng cabin nổi thêm: $G_{cb} = 250$ (kg)
- Khối lượng PTO: $G_{pto} = 155$ (kg)
- Khối lượng khoang chuyên dụng trước và thiết bị: $G_{cdt} = 200$ (kg)
- Khối lượng khoang chuyên dụng sau và thiết bị: $G_{cds} = 350$ (kg)
- Khối lượng khoang chứa nước phía trước: $G_{n1} = 50$ (kg)
- Khối lượng khoang chứa nước phía sau: $G_{n2} = 200$ (kg)
- Trọng lượng foam chữa cháy: $G_f = 80$ (kg)
- Khối lượng khung phụ: $G_{kp} = 150$ (kg)
- Khối lượng bơm chữa cháy và đường ống: $G_b = 300$ (kg)
- Khối lượng của các thiết bị khác: $G_k = 240$ (kg)
- **Khối lượng bản thân ô tô chữa cháy:**

$$G_0 = G_{cs} + G_{cb} + G_{pto} + G_{cdt} + G_{cds} + G_{n1} + G_{n2} + G_f + G_{kp} + G_b + G_k$$

$$= 2140 + 250 + 155 + 200 + 350 + 50 + 200 + 80 + 150 + 300 + 240 = 4115 \text{ (kg)}$$

- Kíp lái (06 người): $G_{kl} = 6.65 = 390$ (kg)

- Khối lượng nước ở khoang phía trước: $Q_{n1} = 1,0.380 = 380$ (kg).
- Khối lượng nước ở khoang phía sau: $Q_{n2} = 1,0.1120 = 1120$ (kg).
- Khối lượng của dung dịch hoá chất : $Q_f = 1,1.150 = 165$ (kg).
- Tổng tải trọng : $G_T = Q_{n1} + Q_{n2} + Q_f = 1665$ (kg).



Sơ đồ phân bố các thành phần khối lượng

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 khi không tải và đầy tải.

Bảng phân bố các thành phần khối lượng của ô tô

TT	Các thành phần khối lượng	Ký hiệu	Trị số (kg)	Phân bố lên trục 1 (kg)	Phân bố lên trục 2 (kg)
1	Khối lượng ô tô sat xi tải	G_{cs}	2140	1450	690
2	Khối lượng cabin làm thêm	G_{cb}	250	170	80
3	Khối lượng bộ PTO	G_{pto}	155	70	85
4	Khối lượng khoang chuyên dụng trước	G_{cdt}	200	55	145
5	Khối lượng khoang chuyên dụng sau	G_{cds}	350	-85	435
6	Khối lượng xi téc chứa nước phía trước	G_{n1}	50	15	35
7	Khối lượng xi téc chứa nước phía sau	G_{n2}	200	15	185
8	Khối lượng thùng chứa Foam hóa chất	G_f	80	20	60
9	Khối lượng khung phụ	G_{kp}	150	25	125
10	Khối lượng bơm chữa cháy và đường ống	G_b	300	-55	355
11	Khối lượng các trang thiết bị khác	G_k	240	20	220
12	Khối lượng bản thân ô tô chữa cháy	G_0	4115	1700	2415
13	Khối lượng ekip lái (6 người)	G_{kl}	390	330	60
14	Khối lượng nước phía trước	Q_{n1}	380	95	285
15	Khối lượng nước phía sau	Q_{n2}	1120	75	1045
16	Khối lượng Foam hóa chất	Q_f	165	40	125
17	Khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông (G)	G	6170	2240	3930
18	Khối lượng cho phép phân bố lên các trục (kg)			3300	5800

2.4 Đánh giá sự phù hợp với QCVN 09:2015/BGTVT và thông tư 42/2014/TT-BGTVT.

a. Một số nội dung đánh giá phù hợp QCVN09:2015/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: $ROH \leq 60\%L_{cs} = \dots \text{ mm}$	$ROH = \dots \text{ mm}$	Không áp dụng
2	Chiều cao toàn bộ H_{max} :	$H_{max} \leq 4,0 \text{ (m)}$ hoặc $H_{max} \leq 1,75 \cdot W_t$ (với xe có $G \leq 5$ tấn)	$H_{max} = 2860 \text{ mm}$	Phù hợp
3	Chiều rộng thùng hàng đối với xe tải	$R_{thùng} \leq 110\% R_{cabin} \text{ (mm)}$	$R_{thùng} = \dots \text{ mm}$	Không áp dụng
4	Khối lượng phân bố lên trục (hoặc các trục) dẫn hướng	$G_{01} \geq 20\%G_0 = 823$ $G_1 \geq 20\%G_{tb} = 1234$	$G_{01} = 1700$ $G_1 = 2240$	Phù hợp

b. Một số nội dung đánh giá phù hợp thông tư số 42/2014/TT-BGTVT

STT	Nội dung đánh giá theo TT 42/2014/TT-BGTVT	Yêu cầu	Xe thiết kế	Kết luận
1	Chiều dài toàn bộ và khối lượng riêng của hàng hóa chuyên chở đối với xe tải (tự đổ)	Đối với xe có: ... trục và KLTB: tấn thì: $L_{max} \leq \dots \text{ (m)}$ $\gamma_v \geq \dots \text{ (tấn/m}^3\text{)}$	$L_{max} = \dots$ $\gamma_v = \dots$	Không áp dụng
2	Chiều cao lòng thùng hàng	- Ô tô tải: $H_t \leq 0,3 \cdot W_t = \dots \text{ (m)}$ - Ô tô tải (có mui) có $G > 5$ (tấn): $H_t \leq 1,07 \cdot W_t = \dots \text{ (m)}$ nhưng không lớn hơn 2,15 (m). - Ô tô tải (thùng kín, thùng bảo ôn, thùng đông lạnh) có $G > 5$ (tấn): $H_t \leq 1,07 \cdot W_t = \dots \text{ (mm)}$	$H_t = \dots \text{ mm}$	Không áp dụng
3	Khoảng cách giữa hai thanh khung mui liền kề đối với ô tô tải (có mui)	$t \geq 0,55 \text{ (m)}$	$t \geq \dots$	Không áp dụng
4	Thể tích chứa hàng của xe xi téc phải phù hợp với khối lượng riêng của HHCC	$V_t = Q_{hh}/\gamma_v = \dots / \dots = \dots \text{ (m}^3\text{)}$	$V_t = \dots$	Không áp dụng

2.5 Đánh giá sự phù hợp với TCVN 13316-1:2021.

STT	Nội dung đánh giá theo TCVN 13316-1:2021	Yêu cầu	Xe thiết kế	Kết luận
1	Khối lượng toàn bộ (G_{tb}):	$G_{tb} \leq 95\%G_{tbtck}$ $= 0,95 \cdot 6495 = 6170,25 \text{ (kg)}$	$G_{tb} = 6170 \text{ (kg)}$	Phù hợp

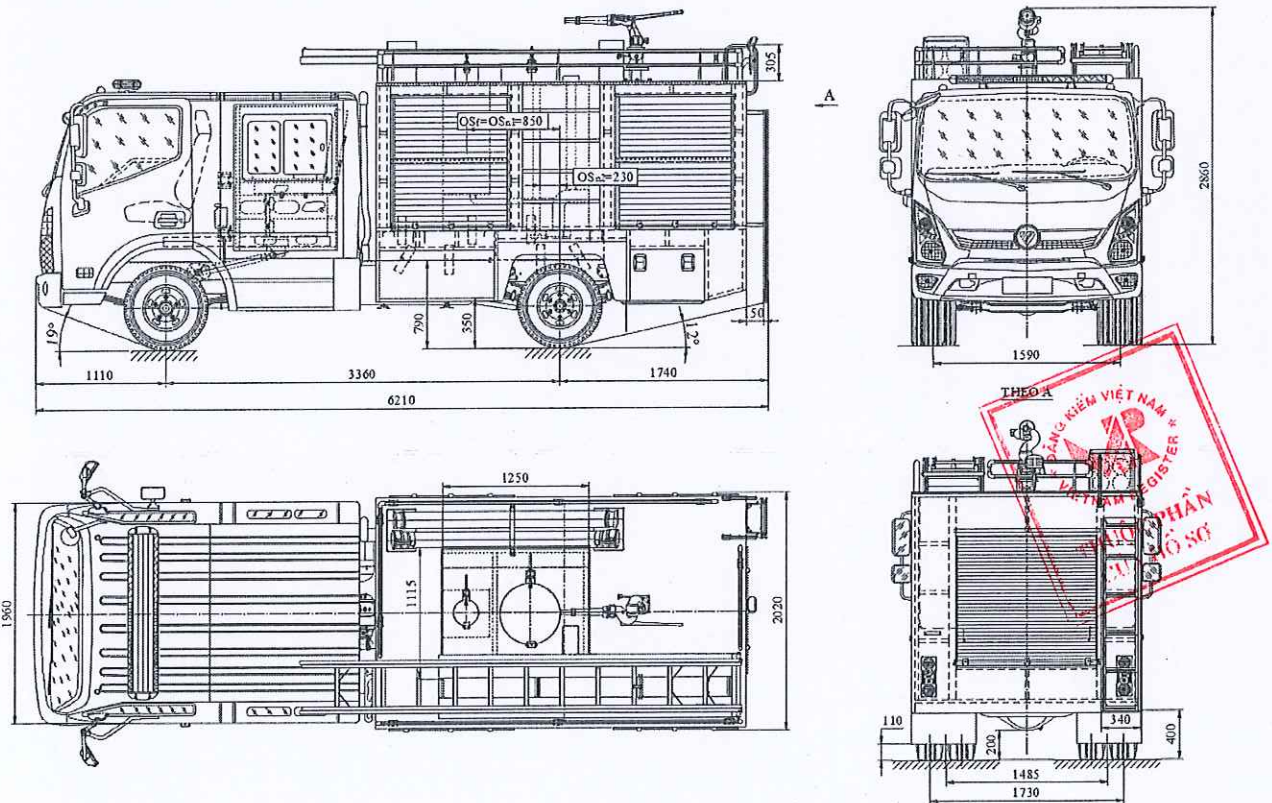
2	Tỷ lệ công suất động cơ xe chữa cháy và tổng tải trọng (T):	Tổng tải trọng xe chữa cháy + ≤ 3500: + >3500-12000 + >12-25000: + >25000-30000: + >30000:	Tỷ lệ: + T ≥ 12 + T ≥ 10 + T ≥ 10 + T ≥ 7 + T ≥ 5	T = 13,12 (kW/T)	Phù hợp		
3	Khoảng sáng gầm xe (h _{gx}):	h _{gx} ≥ 150 (mm)		h _{gx} = 200 (mm)	Phù hợp		
4	Tốc độ cao nhất và thời gian tăng tốc: + Xe chữa cháy cơ bản và xe chữa cháy chuyên dùng	Tổng tải trọng xe chữa cháy (kg)	Tốc độ (km/h)	Thời gian tăng tốc 0-60 (km/h)	Tốc độ	Thời gian tăng tốc 0-60 km/h	Phù hợp
		500-3500	≥ 100	≤ 30s	---	---	
		>3500-12000	≥ 90	≤ 35s	90,54	---	
5	Độ vượt dốc	≥ 20%				Phù hợp	
6	Ghế ngồi:						Phù hợp
	Độ cao mặt sàn đến ghế trong cabin	400-500 (mm)			415		
	Góc tựa lưng và mặt trên của ghế (với ghế sau không điều chỉnh được)	> 90°			100		
	Khoảng cách giữa chỗ ngồi ghế cùng hướng trong cabin	≥ 650 (mm)			---		
	Khoảng cách giữa ghế ngồi quay mặt vào nhau	≥ 1200 (mm)			---		
	Chiều sâu đệm ghế	≥ 350 (mm)			380		
	Độ rộng chiếm chỗ mỗi nhân viên chữa cháy	≥ 500 (mm)			500		
	Độ cao tựa lưng ghế	≥ 450 (mm)			450		
Tổng số ghế trên cabin	≤ 10 (người)						
7	Bậc lên xuống						Phù hợp
	Khoảng cách giữa bậc lên xuống cabin	≤ 350 (mm)			210		
	Độ sâu bậc lên xuống	≥ 100 (mm)			145		
	Khoảng cách từ mặt đất tới bậc lên xuống	≤ 500 (mm)			330		
	Bậc trên thân xe vị trí lấy thiết bị khoang chữa cháy: + Khoảng cách từ mặt đất tới bậc:	≤ 450 (mm)			---		Không áp dụng



	+ Chiều dài bậc:	≥ 300 (mm)	---	
	+ Độ sâu bậc:	≥ 200 (mm)	---	
8	Tay vịn: Chiều cao từ sàn cabin tới tay vịn	≥ 750 (mm)	920	Phù hợp
9	Thang lên nóc xe			Phù hợp
	Khoảng cách giữa các bậc	≤ 300 (mm)	280	
	Khoảng cách mặt đất tới thang	≤ 450 (mm)	420	
	Khoảng cách thân xe đến thang	≥ 150 (mm)	150	
	Bậc cao nhất của thang so với đỉnh xe chữa cháy	≤ 300 (mm)	230	
	Khoảng cách điểm cuối đỉnh tay vịn đến bậc chân đỉnh xe	≥ 300 (mm)		
	Chiều rộng của thang	≥ 250 (mm)		
10	Tấm chèn bánh	≥ 2 (Chiếc)		Phù hợp



2.6. Tổng thể xe ô tô thiết kế



Tổng thể ô tô FOTON OLLIN S700 MS65A34R110/MK-1500/150-CC22

PHẦN III. ĐẶC TÍNH KỸ THUẬT Ô TÔ

Bảng thông số kỹ thuật ô tô

	Thông số	Đơn vị	Giá trị	
1. Thông tin chung				
1.1	Loại phương tiện	-	Ô tô sát xi tải	Ô tô chữa cháy
1.2	Nhãn hiệu, số loại	-	FOTON OLLIN S700 MS65A34R110	FOTON OLLINS700 MS65A34R110/MK- 1500/150-CC22
1.3	Công thức bánh xe	-	4x2	4x2
2. Thông số về kích thước				
2.1	Kích thước bao ô tô (Dài x Rộng x Cao)	mm	5960x1960x2240	6210x2020x2860
2.2	Khoảng cách trục	mm	3360	3360
2.3	Vệt bánh xe (trước/ Sau)	mm	1590/1485	1590/1485
2.4	Vệt bánh xe sau phía ngoài	mm	1730	1730
2.5	Chiều dài đầu xe	mm	1110	1110
2.6	Chiều dài đuôi xe	mm	1490	1740
2.7	Chiều rộng cabin	mm	1960	1960
2.8	Khoảng sáng gầm xe	mm	200	200
2.9	Góc thoát trước/sau	độ	19/18	19/12
3. Thông số về khối lượng				
3.1	Khối lượng bản thân	kg	2140	4115
	- Phân bố lên trục trước	kg	1450	1700
	- Phân bố lên trục sau	kg	690	2415
3.2	Khối lượng nước và foam tham gia giao thông không phải xin phép	kg	-	1500 + 165
3.3	Khối lượng nước và foam chuyên chở theo thiết kế	kg	-	1500 + 165
3.4	Số người cho phép chở kể cả người lái	Người	03 (195kg)	06 (390 kg)
3.5	Khối lượng toàn bộ cho phép tham gia giao thông không phải xin phép	kg	-	6170
	- Phân bố lên trục trước	kg	-	2240
	- Phân bố lên trục sau	kg	-	3930

3.6	Khối lượng toàn bộ theo thiết kế	kg	6495	6170
3.7	Khả năng chịu tải lớn nhất trên từng trục của xe cơ sở	kg	-	
	- Phân bố lên trục trước	kg	3300	
	- Phân bố lên trục sau	kg	5800	
4. Thông số về tính năng chuyển động				
4.1	Tốc độ cực đại của xe	km/h	-	90,54
4.2	Độ dốc lớn nhất xe vượt được	%	-	30,7
4.3	Góc ổn định tĩnh ngang của xe	độ	-	36,01
4.4	Thời gian tăng tốc từ lúc khởi hành - 200m	s	-	21,5
4.5	Bán kính quay vòng nhỏ nhất	m	6,7	6,7
5. Động cơ				
5.1	Nhà sản xuất, kiểu loại	-	FOTON, 4J28TC	
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 xilanh	cm ³	2771	
5.4	Tỷ số nén	-	18,2:1	
5.5	Đường kính xy lanh x hành trình piston	mm x mm	93x102	
5.6	Công suất lớn nhất	Kw/v/ph	81/3200	
5.7	Mô men xoắn lớn nhất	Nm/v/ph	280/1800	
5.8	Vị trí lắp đặt động cơ	-	Phía trước	
6. Ly hợp				
6.1	Kiểu loại	-	1 đĩa ma sát khô	
6.2	Kiểu dẫn động	-	Dẫn động thủy lực, trợ lực chân không	
7. Hộp số				
7.1	Kiểu dẫn động	-	Cơ khí	
7.2	Số cấp số	-	05 số tiến 01 số lùi	
7.3	Tỉ số truyền các số	-	$i_{h1} = 5,595; i_{h2} = 2,848; i_{h3} = 1,691;$ $i_{h4} = 1,00; i_{h5} = 0,794, i_R = 5,347$	
8. Cầu xe				
8.1	Cầu dẫn hướng	-	Cầu trước	
8.2	Cầu chủ động	-	Cầu sau	
8.3	Tỷ số truyền của truyền lực cuối cùng	-	$i_o = 5,375$	

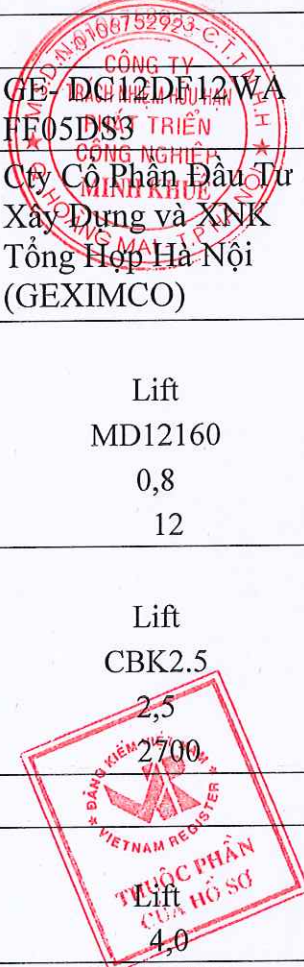


9. Hệ thống lái			
9.1	Kiểu loại cơ cấu lái	-	Trục vít – êcu bi
9.2	Dẫn động lái	-	Cơ khí có trợ lực thủy lực
9.3	Tỷ số truyền cơ cấu lái	-	18,85:1
10. Hệ thống phanh			
10.1	Phanh công tác	-	Hệ thống phanh tang trống, dẫn động thủy lực 2 dòng, trợ lực chân không
10.2	Phanh dừng (phanh tay) - Kiểu loại, dẫn động	-	Kiểu tang trống, dẫn động cơ khí, tác động lên trực thứ cấp của hộp số
10.3	Phanh dự phòng	-	Phanh động cơ bằng đường khí thải
11. Hệ thống treo			
11.1	Hệ thống treo trục 1	-	Phụ thuộc, nhíp lá, giảm chấn thủy lực
11.2	Hệ thống treo trục 2	-	Phụ thuộc, nhíp lá, giảm chấn thủy lực
12. Vành bánh xe, lốp			
12.1	Số lượng	-	6+1
12.2	Lốp trước: Cỡ lốp/tải trọng/áp suất	-	Đơn 7.00-16/(1650 kg/830kPa)
12.3	Lốp sau: Cỡ lốp/tải trọng/áp suất	-	Kép 7.00-16/(1650 kg/830kPa)
13. Hệ thống điện			
13.1	Điện áp hệ thống	V	12
13.2	Ắc quy (số lượng, điện áp, dung lượng)	-	01x12V-100Ah
13.3	Máy phát (điện áp, công suất)	-	14V - 100A
13.4	Động cơ khởi động (điện áp, công suất)	-	12V
13.6	Hệ thống chiếu sáng, tín hiệu	Số lượng (chiếc)	Màu sắc
13.6.1	Đèn chiếu xa/ chiếu gần	02/02	Màu trắng/ màu trắng
13.6.2	Đèn sương mù trước/sau	02/02	Màu trắng/ màu đỏ
13.6.3	Đèn kích thước trước/ sau	02/02	Màu trắng/ màu đỏ
13.6.4	Đèn báo rẽ trước/ sau	02/02	Màu vàng/ màu vàng
13.6.5	Đèn phanh	02	Màu đỏ
13.6.6	Tấm phản quang	02	Màu đỏ
13.6.7	Đèn lùi	02	Màu trắng
13.6.8	Đèn soi biển số	01	Màu trắng



14. Ca bin			
14.1	Kiểu ca bin	-	Cabin kép, kiểu lật, cơ cấu thanh xoắn và thiết bị khóa an toàn
14.2	Số chỗ ngồi (kể cả người lái)	-	06 chỗ ngồi
14.3	Số cửa	-	04
14.4	Hệ thống nâng cabin	-	Điều khiển bằng tay
15. Thùng nhiên liệu			
15.1	Thể tích	Lít	80
16. Hệ thống chuyên dụng chữa cháy			
16.1	Khoang chuyên dụng	-	-
16.1.1	Kích thước bao (DxRxC) khoang chuyên dụng trước	mm	1250x363x1260 (số lượng: 02)
16.1.2	Kích thước bao (DxRxC) khoang chuyên dụng sau	mm	1250x363x1260 (số lượng: 02)
16.2	Xi téc chứa nước	-	-
16.2.	Khoang nước		
16.2.1.1	Kích thước bao: (DxRxC)	mm	1250x1115x1260
16.2.1.	Thể tích	m ³	1,5
16.3	Foam chữa cháy		
16.3.	Kích thước bao(Dx RxC)	mm	400x400x940
16.3.	Vật liệu	-	SUS304
16.3.3	Dung tích chứa Foam	lít	150
16.4	Bộ trích công suất	-	-
16.4.1	Nhãn hiệu, số loại	-	MK22004
16.4.2	Tỉ số truyền	-	1:1,286
16.5	Bơm chuyên dùng chữa cháy		
16.5.1	Nhãn hiệu, số loại	-	EBARA-100x80 FSJA
16.5.2	Số vòng quay cực đại	Vòng/ phút	3000
16.5.3	Số lượng họng hút	-	01
16.5.4	Số lượng họng đẩy	-	02
16.5.5	Đường ống họng đẩy	-	DN65
16.5.6	Lưu lượng	Lít/ phút	2500
16.6	Hệ thống đường ống		
16.6.1	Đường ống họng hút	-	DN125

16.6.2	Đường ống họng đẩy	-	-	DN65
16.6.3	Đường ống cấp nước cho téc	-	-	DN65
16.6.4	Đường ống cấp nước cho bơm từ téc	-	-	DN125
16.7	Lăng phun			
16.7.1	Nhãn hiệu, số loại	-	-	SHILLA- SL 23NB
16.8	Hệ thống đèn và còi ưu tiên			
16.8.1	Đèn quay	-	-	MC16MJ
16.8.2	Âm ly	-	-	295SL100
16.8.3	Loa	-	-	SA315P
17	Hệ thống nâng hạ cabin			
17.1	Cụm thủy lực	-	-	GE- DC12DF12 WA FF05DS3
17.1.2	Nhà sản xuất	-	-	Cty Cổ Phần Đầu Tư Xây Dựng và XNK Tổng Hợp Hà Nội (GEXIMCO)
17.2	Động cơ điện - Nhãn hiệu - Số loại - Công suất - Điện áp sử dụng	-	-	Lift MD12160 0,8 12
17.3	Bơm thủy lực - Nhãn hiệu - Số loại - Lưu lượng làm việc - Tốc độ tối đa	-	-	Lift CBK2.5 2,5 2700
17.4	Van an toàn	cái		
17.5	Thùng dầu thủy lực - Nhãn hiệu - Thể tích	- lít	-	Lift 4,0
17.6	Xylanh thủy lực - Nhà sản xuất - Đường kính ngoài xylanh - Hành trình - áp suất làm việc	- mm mm bar	-	50x30x450 Cty Cổ Phần Đầu Tư Xây Dựng và XNK Tổng Hợp Hà Nội (GEXIMCO) 50 450 160



18	Kính an toàn cửa sổ khoang cabin phía sau			
18.1	Tấm kính lùa			
18.1.1	Nhà sản xuất	-	-	Cty TNHH Long Nhiên
18.1.2	Số GCNCL	-	-	1250/VAQQ09-03/19-00
18.1.3	Ký hiệu trên kính	-	-	MK-KC-002
18.2	Tấm kính cố định	-	-	
18.2.1	Nhà sản xuất			Cty TNHH Long Nhiên
18.2.2	Số GCNCL			1251/VAQQ09-03/19-00
18.2.3	Ký hiệu trên kính			MK-KC-004

IV. TÍNH TOÁN CÁC ĐẶC TÍNH ĐỘNG HỌC, ĐỘNG LỰC HỌC

4.1. Xác định tọa độ trọng tâm

4.1.1. Xác định tọa độ trọng tâm theo chiều dọc

Bảng thông số tính toán:

STT	Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Khoảng cách trục	L	mm	3360
2	Vết bánh xe sau phía ngoài	W_t	mm	1730
3	Khối lượng bản thân	G_0	kg	4115
	- Phân bố lên trục 1	Z_1	kg	1700
	- Phân bố lên trục 2	Z_2	kg	2415
4	Khối lượng toàn bộ	G	kg	6170
	- Phân bố lên trục 1	Z'_1	kg	2240
	- Phân bố lên trục 2	Z'_2	kg	3930
5	Bán kính quay vòng nhỏ nhất	R	m	6,7
6	Gia tốc trọng trường	g	m/s^2	9,81

- Khoảng cách từ trọng tâm ô tô đến cầu trước: $a = (Z_2.L)/G_0$

Trong đó: Z_2 - Khối lượng phân bố lên trục sau ô tô (kg)

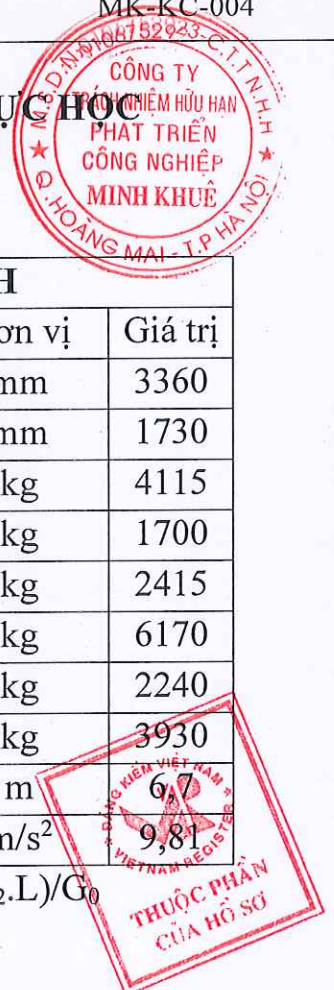
G_0 - Khối lượng toàn bộ xe (kg)

L - Chiều dài cơ sở tính toán (mm) $L = 3360$ mm.

Khoảng cách từ trọng tâm đến cầu sau: $b = L - a$

TT	FOTON OLLIN S700 MS65A 34R110/ MK-1500/150-CC22	Thông số				
		Z_2 (kg)	G (kg)	L (mm)	a (mm)	b (mm)
1	Khi không tải	2415	4115	3360	1970	1390
2	Khi đầy tải	3930	6170	3360	2140	1220

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, xi téc...) (kg)

Bảng thông số tính toán:

BẢNG THÔNG SỐ TÍNH TOÁN CHIỀU CAO TRỌNG TÂM			
TT	Thành phần khối lượng	G_i (kg)	h_i (mm)
1	Khối lượng bản thân của ô tô sát xi tải	2140	1000
2	Khối lượng cabin làm thêm	250	1600
3	Khối lượng bộ trích công suất	155	750
4	Khối lượng thùng chuyên dụng trước	200	1600
5	Khối lượng thùng chuyên dụng sau	350	1600
6	Khối lượng xi téc chứa nước	250	1450
7	Khối lượng thùng chứa Foam hóa chất	80	1800
8	Khối lượng khung phụ	150	850
9	Khối lượng bơm chữa cháy và đường ống	300	1000
10	Khối lượng các thiết bị khác	240	1600
11	Khối lượng kíp lái phía trước (06 người)	390	1650
12	Khối lượng nước	1500	1550
13	Khối lượng Foam	165	1800

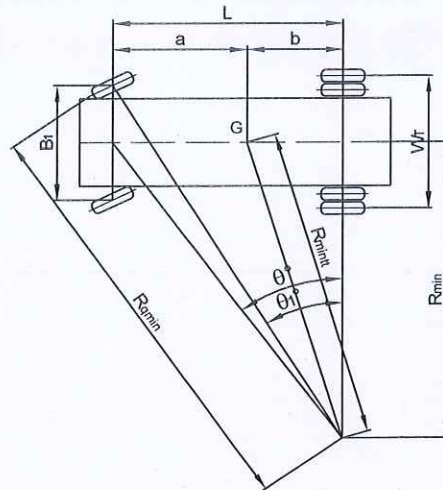
4.2. Kiểm tra ổn định của ô tô

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} :

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





4.2.1. Xác định bán kính quay vòng nhỏ nhất của ô tô

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

$$R_{min} = L \cdot \cotg \alpha_1 - \frac{H}{2} = 3,9 \text{ (m)}$$

α_1 - Góc quay lớn nhất của bánh xe dẫn hướng phía ngoài, $\alpha_1 = 39^\circ$

H - Khoảng cách hai tâm trụ đứng của bánh trước, H = 1380 mm

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	1970	1390	1190	1730	49,43	58,87	36,01	5,27
2	Đầy tải	2140	1220	1325	1730	42,64	58,24	33,14	5,00

Nhận xét: Các giá trị về giới hạn ổn định của ô tô thiết kế ở chế độ đầy tải thoả 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 động lực học kéo

Thông số tính toán:

TT	Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Khối lượng toàn bộ	G	kg	6170
2	Phân bố lên cầu chủ động	Z ₂	kg	3930
3	Khối lượng bản thân	G ₀	kg	4115
4	Bán kính bánh xe (khi làm việc)	R _{bx}	m	0,362
5	Hệ số biến dạng lớp	λ	-	0,95
6	Bề rộng xe	B	m	2,02
7	Chiều cao xe	H	m	2,86
	Hệ số cản không khí	K	-	0,05
	Hệ số cản lăn	f	-	0,02
	Hệ số bám	φ	-	0,7
	Hệ số sử dụng khối lượng bám	m _φ	-	1,2
8	Hiệu suất truyền lực	η _{tl}	-	0,85
9	Công suất lớn nhất	N	Kw	81
10	Tốc độ quay cực đại	n _v	v/ph	3200
	Mô men xoắn cực đại	M _e	N.m	280
	Tốc độ quay	n _v	v/ph	1800
11	Hệ số chùng loại động cơ	a ; b ; c	-	0,89; 0,94; 0,83
12	Tỷ số truyền hộp số			
	số 1	i _{h1}	-	5,595
	số 2	i _{h2}	-	2,848
	số 3	i _{h3}	-	1,691
	số 4	i _{h4}	-	1,00
	số 5	i _{h5}	-	0,794
	Tỷ số truyền số lùi	i _r	-	5,347
13	Tỷ số truyền cầu chủ động	i _c	-	5,375
14	Thời gian trễ khi chuyển số	i	Giây	1

4.3.1. 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)

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

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

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

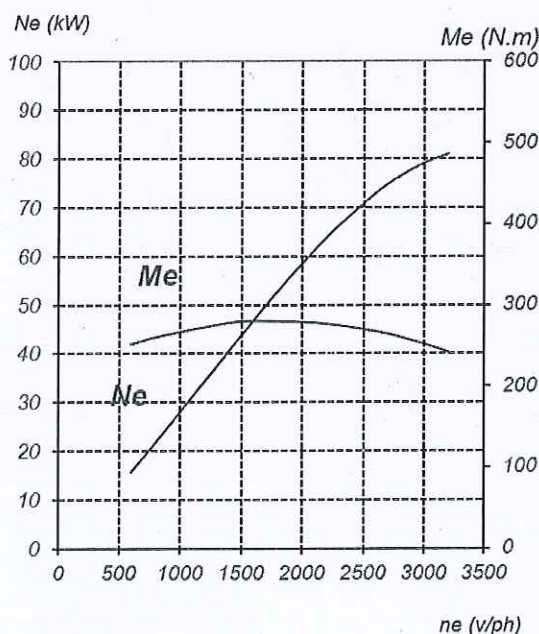
Mô men xoắn trên trục khuỷu động cơ: $M_e = \frac{10^4 \cdot N_e}{1,047 \cdot n_e} \text{ (N.m)}$

Ta lập được bảng sau:

n_e (v_g/ph)	600	800	1200	1500	1800	2200	2600	2800	3000	3200
N_e (kw)	15,83	21,84	34,35	43,77	52,86	63,88	72,91	76,44	79,16	81,00
M_e (N.m)	251,48	260,16	272,77	279,87	280,00	276,71	267,25	260,16	251,48	241,52



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



4.3.2. Tính toán nhân tố động lực học

* Dữ liệu tính ban đầu:

- Khối lượng toàn bộ xe

- Đặc tính động cơ
- Tỷ số truyền hộp số
- Tỷ số truyền của truyền lực chính
- Hiệu suất hệ thống truyền lực
- Diện tích cản chính diện: $F = B \cdot H$
- Hệ số cản không khí
- Hệ số cản lăn (đường tốt)

*Các thông số tính toán:

- Vận tốc ô tô: $V_a = 0,377 \cdot \frac{r \cdot n_e}{i_h \cdot i_o}$ (km/h)

- Lực kéo tiếp tuyến của bánh xe chủ động: $P_k = \frac{M_e \cdot i_h \cdot i_o \cdot \eta_{tl}}{r}$ (kG)

- Lực cản gió: $P_w = (k \cdot F \cdot V^2)/13$ (kG)

- Lực cản lăn: $P_f = f \cdot G$ (kG)

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

- Độ dốc mà 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

- Độ vượt dốc ô tô khắc phục được theo điều kiện bám:

$$i_{max} \leq \left(\frac{m_\varphi \cdot Z_\varphi \cdot \varphi}{G_0} - f \right) \cdot 100\%$$

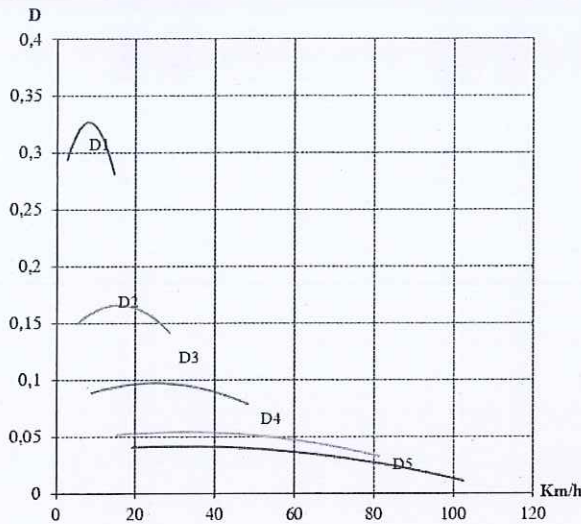
- Độ dốc ô tô khắc phục được theo động lực học: $i_{max} = (D_{max} - f) \cdot 100\%$

Bảng giá trị vận tốc ở các tay số.

Km	BẢNG GIÁ TRỊ VẬN TỐC Ở CÁC TAY SỐ									
V1	2,72	3,63	5,45	6,81	8,17	9,98	11,80	12,71	13,61	14,52
V2	5,35	7,13	10,70	13,37	16,05	19,61	23,18	24,96	26,75	28,53
V3	9,01	12,01	18,02	22,52	27,03	33,03	39,04	42,04	45,05	48,05
V4	15,23	20,31	30,47	38,09	45,70	55,86	66,02	71,09	76,17	81,25
V5	19,19	25,58	38,37	47,97	57,56	70,35	83,14	90,54	95,93	102,33

Bảng giá trị nhân tố động lực học

	GIÁ TRỊ NHÂN TỐ ĐỘNG LỰC HỌC									
D1	0,294	0,304	0,319	0,325	0,327	0,323	0,312	0,304	0,293	0,282
D2	0,150	0,155	0,162	0,165	0,166	0,164	0,157	0,153	0,148	0,141
D3	0,089	0,092	0,095	0,097	0,097	0,095	0,090	0,087	0,083	0,079
D4	0,052	0,053	0,054	0,054	0,052	0,049	0,043	0,040	0,036	0,031
D5	0,041	0,041	0,041	0,040	0,037	0,032	0,024	0,020	0,015	0,010



Đồ thị nhân tố động lực học

Nhận xét: Với động cơ 4J28TC ô tô chạy ở loại đường bằng phẳng có phủ cứng (có hệ số cản lăn $f = 0,02$). Xe có thể chuyển động với vận tốc lớn nhất là 90,54 Km/h. Độ dốc lớn nhất mà xe có thể khắc phục được xác định theo công thức:

$$i_{\max} = D_{\max} - f = 0,327 - 0,02 = 0,307$$

Vậy độ dốc lớn nhất mà ô tô có thể khắc phục được là 30,7 %.

- Tính kiểm tra khả năng vượt dốc theo điều kiện bám của bánh xe chủ động với mặt đường

Theo lý thuyết ô tô: $G_o \cdot \Psi \leq (M_{\text{emax}} \cdot i_{h1} \cdot i_o \cdot \mu_t) / R_d \leq m_\varphi \cdot Z_\varphi \cdot \varphi$

M_{emax} - Mô men quay cực đại của động cơ; M_{emax} (kGm)

i_{h1} - Tỷ số truyền số 1 của hộp số;

i_o - Tỷ số truyền lực chính;

μ_t - Hiệu suất truyền lực; $\mu_t = 0,85$

R_d - Bán kính động lực học bánh xe; (m)

m_φ - Hệ số sử dụng trọng lượng bám khi kéo; $m_\varphi = 1,2$

Z_φ - Tải trọng tác dụng lên cầu chủ động khi toàn tải.

G_o - Khối lượng toàn bộ của ô tô; (kG)

Ψ - Hệ số cản tổng cộng của đường; $\Psi = f + i$

φ - Hệ số bám dọc, chọn $\varphi = 0,7$

Như vậy khả năng leo dốc cực đại của ô tô trên các loại đường tính theo khả năng bám của bánh xe chủ động được tính toán như sau:

$$i_{\max} \leq [(m_\varphi \cdot Z_\varphi \cdot \varphi) / G_o] - f = [(1,2 \cdot 3930 \cdot 0,7) / 6170] - 0,02 = 51,5\%$$

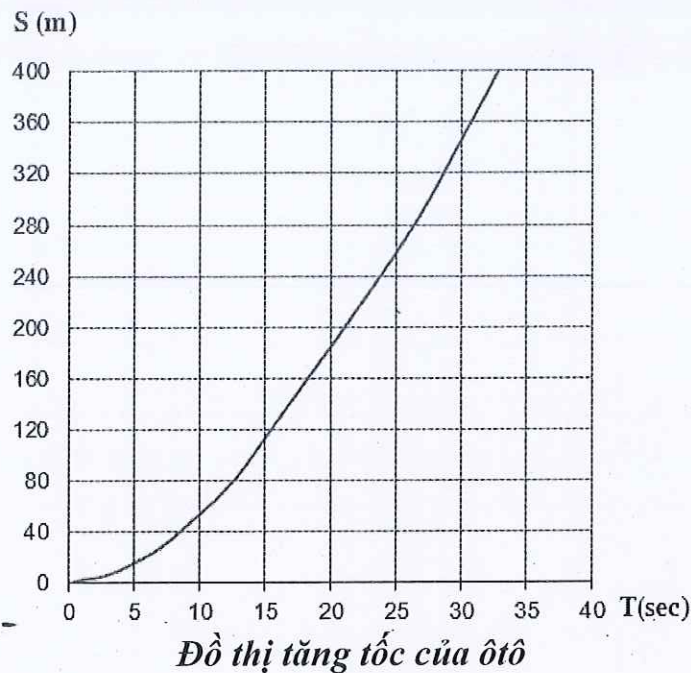
Căn cứ vào khả năng vượt dốc của xe ô tô theo khả năng động lực học và



theo độ bám của bánh xe chủ động, kết luận độ dốc lớn nhất mà xe ô tô có thể vượt được là 30,7 %

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

	V _a	J	J _{tb}	f	ΔV _a	Δt	T	m	ΔS	S
1	0	0	0	0,02	0	0,00	0,000	0	0	0,000
2	2,723	1,027	0,51	0,02	2,723	1,47	0,312	1,361	0,56	1,114
3	3,630	1,065	1,04	0,02	0,908	0,24	1,124	6,353	0,43	3,343
4	5,446	1,120	1,09	0,02	1,815	0,46	1,365	4,538	0,58	3,769
5	6,807	1,143	1,13	0,02	1,361	0,33	1,827	6,126	0,57	4,351
6	8,169	1,136	1,13	0,02	1,361	0,33	2,161	7,488	0,69	4,920
7	9,984	1,063	1,10	0,02	1,815	0,46	2,493	9,076	1,16	5,610
8	11,799	1,025	1,04	0,02	1,815	0,48	2,952	10,891	1,46	6,766
9	12,707	0,981	1,00	0,02	0,908	0,25	3,435	12,253	0,86	8,228
10	13,614	0,967	0,97	0,02	0,908	0,26	3,686	13,160	0,95	9,083
11	14,522	0,926	0,94	0,02	0,908	0,27	3,945	14,068	1,04	10,030
12	24,96	0,896	0,91	0,02	10,44	3,18	4,211	19,742	17,47	11,071
13	26,75	0,859	0,87	0,02	1,783	0,56	7,396	25,854	4,05	28,537
14	28,53	0,817	0,83	0,02	1,783	0,59	7,961	27,637	4,54	32,592
15	39,039	0,631	0,72	0,02	10,51	4,03	8,552	33,784	37,85	37,129
16	42,042	0,613	0,62	0,02	3,003	1,34	12,585	40,541	15,11	74,975
17	45,045	0,518	0,56	0,02	3,003	1,48	13,926	43,544	17,85	90,081
18	48,048	0,482	0,50	0,02	3,003	1,67	15,402	46,547	21,58	107,929
19	66,015	0,18	0,32	0,02	17,96	15,16	17,071	57,032	240,15	129,507
20	71,093	0,176	0,17	0,02	5,078	8,00	32,229	68,554	152,27	369,655
21	76,172	0,141	0,15	0,02	5,078	8,89	40,226	73,632	181,75	521,926
22	81,250	0,102	0,12	0,02	5,078	11,61	49,112	78,711	253,74	703,677
23	95,934	0,040	0,07	0,02	14,68	57,39	60,717	88,592	1412,3	957,421
24	102,33	0,001	0,02	0,02	6,396	87,16	118,11	99,132	2400,1	2369,81



Từ bảng trên tính được thời gian tăng tốc của ô tô khi đầy tải từ 0 đến 200m là 21,5 giây theo QCVN 09 : 2015/BGTVT

$$t \leq 20 + 0,4 \times G = 20 + 0,4 \times 6,17 = 22,468 \text{ giây.}$$

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}	-	0,327	
2	Độ dốc lớn nhất ô tô có thể vượt	i_{max}	%	30,7	$\geq 20\%$
3	Độ dốc lớn nhất theo điều kiện bám	i_{max}	%	51,5	
4	Vận tốc lớn nhất	V_{max}	Km/h	102,33	
5	Vận tốc tính đến hệ số cản lăn của đường	V	Km/h	90,54	≥ 60
6	Thời gian tăng tốc hết quãng đường 200m	t	s	21,5	$\leq 22,468$

V. TÍNH TOÁN KIỂM NGHIỆM BỀN CÁC CHI TIẾT, TỔNG THÀNH HỆ THỐNG

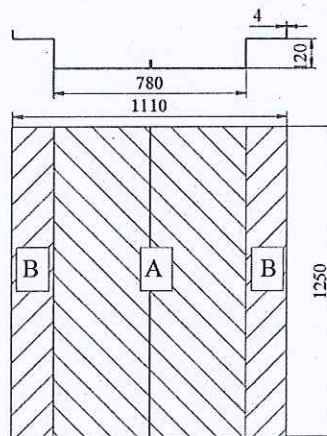
5.1. Tính kiểm tra bền cho xi téc chứa nước:

Vật liệu: SUS304 có các thông số kỹ thuật như sau:

- Giới hạn bền: $\sigma_b = 520$ Mpa.
- Giới hạn chảy: $\sigma_{ch} = 205$ Mpa
- Độ giãn dài : 40%
- Độ cứng: HB < 178

a) Tính chọn chiều dày đáy téc:

Do mặt B có chiều cao mặt nước nhỏ hơn mặt A, diện tích nhỏ hơn nên chịu lực tác dụng của nước nhỏ hơn mặt A nên ta có:



Tính chọn chiều dày cho đáy téc dựa vào mặt A có kích thước (dài x rộng x cao): 1250x780x1260 (mm)

Tính chọn chiều dày cho mặt A.

Thể tích nước trong téc tác dụng lên mặt A là:

$$V = 1,25 * 0,78 * 1,26 = 1,23 \text{ (m}^3\text{)}$$

Lực tác dụng lên đáy trong trường hợp tĩnh là: $F_T = V.g. \rho$ (kg)

Trong đó: ρ - là khối lượng riêng của nước, $\rho = 1000$ (kg/m³)

$$F_T = 1,23 * 1000 * 9,81 = 12052 \text{ (N)}$$

Để an toàn trong quá trình chuyển động của xe khi đó téc chịu tải trọng động của khối nước, chọn hệ số tải trọng động là $n = 2$.

Ta có : Lực tác dụng lên đáy téc trong trường hợp động là:

$$F_d = F_T.n = 12052 * 2 = 24104 \text{ (N)}$$

Áp lực tác dụng lên phần đáy: $P = F/S+H$

F/S - áp lực động do khối lượng của nước tác động lên mặt đáy



- S - Diện tích phần chịu lực lớn nhất (mặt đáy):
 $S = a \cdot b = 78 \cdot 125 = 9750 \text{ (cm}^2\text{)}$
- H: Là áp suất thủy tĩnh của nước $H = \rho \cdot h = 10^{-2} \cdot 140 = 1,26 \text{ (N/cm}^2\text{)}$
- h: chiều cao cột chất lỏng $h = 126 \text{ (cm)}$
- ρ : Khối lượng riêng của nước $\rho = 1000 \text{ (kg/m}^3\text{)} = 10^{-2} \text{ (N/cm}^3\text{)}$

Thay số vào ta có: $P = 24104/9750 + 1,26 = 3,73 \text{ (N/cm}^2\text{)}$

ứng suất tính theo công thức: $\sigma = 1,23 \cdot P \cdot (b/t)^2 \cdot C/100$

Độ uốn cong của tấm: $\delta = \beta \cdot (P \cdot b^4)/(E \cdot t^3)/100$

- Trong đó: P là áp lực tác dụng lên mặt đáy
- t: Chiều dày của đáy téc

$E = 2,06 \cdot 10^7 \text{ (N/cm}^2\text{)}$

a, b: Là chiều dài, chiều rộng của mặt đang xét

C, β : Là hệ số phụ thuộc vào tỷ số a, b (được xác định theo bảng 2)



		Mặt A		
P	N/cm ²	3,73		
a	cm	125		
b	cm	78		
C	-	1,62		
β	-	0,43		
t	cm	0,3	0,4	0,45
σ	N/cm ²	5027	2688	2124
δ	cm	1,02	0,43	0,32
η	20500/ σ	4,08	7,63	9,65

C, β		
b/a	C	β
1	1	0,26
0,9	1,16	0,31
0,8	1,3	0,34
0,7	1,42	0,37
0,6	1,54	0,41
0,5	1,62	0,43
0	1,63	0,43



Ta chọn chiều dày mặt đáy là $t=4 \text{ mm}$ thì mặt đáy đủ bền

b. Tính chọn chiều dày cho mặt sau:

Mặt sau của téc được chia thành các phần khác nhau nhờ gân tăng cứng

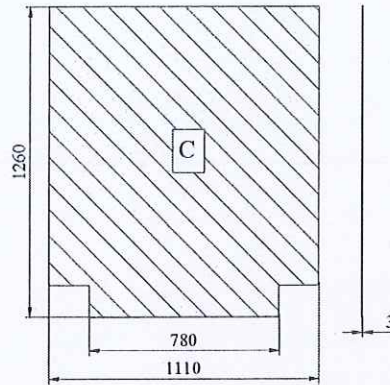
Mặt chịu lực nguy hiểm nhất là mặt C (dài x rộng x cao):
 $1100 \times 1260 \times 1250 \text{ (mm)}$

Thể tích của nước trong téc là: $V = 1,1 \cdot 1,26 \cdot 1,25 = 1,73 \text{ (m}^3\text{)}$.

Lực do nước tác dụng lên đáy trong trường hợp tĩnh là:

$F_T = V \cdot \rho \cdot g = 1,73 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 16996 \text{ (N)}$

Trong trường hợp xe chạy do khối nước trên là động nên để đảm bảo an toàn chọn hệ số cho lực tác dụng lên thành bên là $n = 2$ để tính toán bền



Lực tác dụng lên mặt sau trong trường hợp động là:

$$F_d = F_T \cdot n = 16996 \cdot 2 = 33992 \text{ (N)}$$

Áp lực tác dụng lên phần tiếp xúc giữa đáy và thành trước xi téc:

$$P = F_d / S + H$$

- F_d/S : áp lực động do khối lượng của nước tác động lên mặt tiếp xúc giữa thành trước và đáy téc
- S : Diện tích mặt đang xét C (cm^2) $S = a \cdot b = 110 \cdot 126 = 13860$ (cm^2)
- H : Là áp suất thủy tĩnh của nước $H = \rho \cdot h = 10^{-2} \cdot 1,25 = 1,25$ (N/cm^2)
- h : chiều cao cột chất lỏng $h = 125$ (cm)
- ρ : Khối lượng riêng của nước $\rho = 1000$ (kg/m^3) $= 10^{-2}$ (N/cm^3)

Thay số vào ta có: $P = 33992 / 13860 + 1,25 = 3,7$ (N/cm^2)

ứng suất tính theo công thức: $\sigma = 1,23 \cdot P \cdot (b/t)^2 \cdot C / 100$

Độ uốn cong của tấm: $\delta = \beta \cdot (P \cdot b^4) / (E \cdot t^3) / 100$

Trong đó:

- P áp lực tác dụng lên phần tiếp xúc giữa đáy và thành trước xi téc
- t : Chiều dày của đáy téc

$$E = 2,06 \cdot 10^7 \text{ (N}/\text{cm}^2)$$

- b, a : Là chiều dài, chiều rộng của mặt đang xét
- C, β : Là hệ số phụ thuộc vào tỷ số a, b (được xác định theo bảng 4).



Bảng 3

		Mặt C		
P	N/cm ²	3,70		
a	cm	110		
b	cm	126		
C	-	1,54		
β	-	0,26		
t	cm	0,3	0,4	0,45
σ	N/cm ²	12371	6959	5498
δ	cm	6,88	2,90	1,29
η	20500/σ	1,66	2,95	3,73

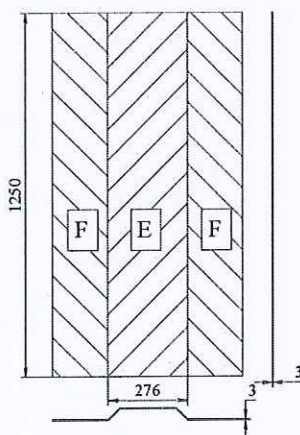
Bảng 4

C, β		
b/a	C	β
1	1	0,26
0,9	1,16	0,31
0,8	1,3	0,34
0,7	1,42	0,37
0,6	1,54	0,41
0,5	1,62	0,43
0	1,63	0,43

Ta chọn chiều dày mặt đáy là t=3 mm thì mặt sau đủ bền

c. Tính chọn chiều dày cho thành bên téc nước:

Mặt bên của téc được chia thành các phần khác nhau nhờ gân tăng cứng
 Mặt cắt nguy hiểm nhất là mặt E (dài x rộng x cao): 1250x276x1115 (mm)



Thể tích của nước trong téc là: $V = 1,25 \times 0,276 \times 1,115 = 0,39 \text{ (m}^3\text{)}$

Lực do nước tác dụng lên đáy trong trường hợp tĩnh là:

$$F_T = V \cdot \rho \cdot g = 0,39 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 3777 \text{ (N)}$$

Trong trường hợp xe chạy do khối nước trên là động nên để đảm bảo an

toàn chọn hệ số cho lực tác dụng lên thành bên là $n = 2$ để tính toán bền

Lực tác dụng lên mặt sau trong trường hợp động là:

$$F_d = F_T \cdot n = 3777 \cdot 2 = 7554 \text{ (N)}$$

Áp lực tác dụng lên phần tiếp xúc giữa đáy và thành trước xi téc:

$$P = F_d / S + H$$

- F_d/S : áp lực động do khối lượng của nước tác động lên mặt tiếp xúc giữa thành trước và đáy téc
- S : Diện tích mặt đang xét C (cm^2) $S = a.b = 125*27,6 = 3450$ (cm^2)
- H : Là áp suất thủy tĩnh của nước $H = \rho * h = 10^{-2} * 111,5 = 1,115$ (N/cm^2)
- h : chiều cao cột chất lỏng $h = 111,5$ (cm)
- ρ : Khối lượng riêng của nước $\rho = 1000$ (kg/m^3) $= 10^{-2}$ (N/cm^3)

Thay số vào ta có: $P = 7554/3450 + 1,115 = 3,31$ (N/cm^2)

ứng suất tính theo công thức: $\sigma = 1,23 * P * (b/t)^2 * C/100$

Độ uốn cong của tấm: $\delta = \beta * (P * b^4)/(E.t^3)/100$

Trong đó:

- P áp lực tác dụng lên phần tiếp xúc giữa đáy và thành trước xi téc
- t : Chiều dày của đáy téc

$$E = 2,06 * 10^7 \text{ (N/cm}^2\text{)}$$

- b, a : Là chiều dài, chiều rộng của mặt đang xét

C, β : Là hệ số phụ thuộc vào tỷ số a, b (được xác định theo bảng 6)

Bảng 5

		Mặt E		
P	N/cm ²	3,31		
a	cm	125		
b	cm	27,6		
C	-	1,63		
β	-	0,43		
t	cm	0,3	0,4	0,45
σ	N/cm ²	561	298	236
δ	cm	0,01	0,01	0,00
η	20500/ σ	36,55	68,77	87,03



Bảng 6

C, β		
b/a	C	β
1	1	0,26
0,9	1,16	0,31
0,8	1,3	0,34
0,7	1,42	0,37
0,6	1,54	0,41
0,5	1,62	0,43
0	1,63	0,43



Với các chiều dày trên đều có hệ số an toàn $\eta > 2$, tuy nhiên theo kinh nghiệm ta chọn chiều dày cho mặt mặt trước của téc là $t = 3$ mm

d. Tính bền mặt trên của téc:

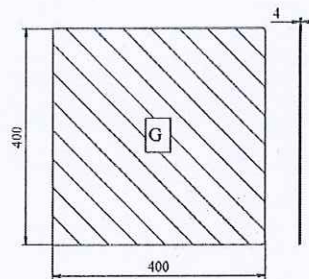
Do mặt trên chịu lực nhỏ hơn mặt trước, bên có diện tích nhỏ hơn mặt trước và có sẵn các gân để tăng cứng nên không nguy hiểm bằng mặt trước. Để đảm bảo tính thống nhất trong quá trình sử dụng vật liệu và theo kinh nghiệm ta chọn chiều dày của mặt trên là 3 mm. Do vậy không cần kiểm tra bền mặt trên.

5.2. Tính kiểm tra bền cho téc FOAM:

Vật liệu: SUS304 có các thông số kỹ thuật như sau:

- Giới hạn bền: $\sigma_b = 520$ Mpa.
- Giới hạn chảy: $\sigma_{ch} = 205$ Mpa
- Độ giãn dài : 40%
- Độ cứng: HB < 178

a) Tính chọn chiều dày đáy FOAM:



Biên dạng đáy FOAM



Tính chọn chiều dày cho đáy téc dựa vào mặt G có kích thước (dài x rộng): 400x400 mm, chiều cao cột hóa chất là 940 (mm)

Tính chọn chiều dày cho mặt G

Thể tích hóa chất tác dụng lên mặt G là: $V = 0,4 * 0,4 * 0,94 = 0,15$ (m³).

Lực tác dụng lên đáy trong trường hợp tĩnh là: $F_T = V \cdot \rho$ (kg)

Trong đó: ρ - là khối lượng riêng của hóa chất, $\rho = 1100$ (kg/m³)

$$F_T = 0,15 * 1100 * 9,81 = 1623$$
 (N).

Để an toàn trong quá trình chuyển động của xe khi đó téc chịu tải trọng động của hóa chất, chọn hệ số tải trọng động là $n = 2$.

Lực tác dụng lên đáy téc Foam trong trường hợp động là:

$$F_d = F_T \cdot n = 1623 * 2 = 3246$$
 (N)

Áp lực tác dụng lên phần đáy: $P = F/S + H$

F/S - áp lực động do khối lượng của hóa chất tác động lên mặt đáy

- S - Diện tích phần chịu lực lớn nhất (mặt đáy):

$$S = a * b = 40 * 40 = 1600$$
 (cm²)

- H: Là áp suất thủy tĩnh $H = \rho * h = 1,1 * 10^{-2} * 94 = 0,94$ (N/cm²)

- h: chiều cao cột chất lỏng $h = 94$ (cm)

- ρ : Khối lượng riêng của hóa chất $\rho = 1100$ (kg/m³) = $1,1 * 10^{-2}$ (N/cm³)

Thay số vào ta có: $P = 3246 / 1600 + 0,94 = 2,47$ (N/cm²)

ứng suất tính theo công thức: $\sigma = 1,23 \cdot P \cdot (b/t)^2 \cdot C / 100$



Độ uốn cong của tấm: $\delta = \beta \cdot (P \cdot b^4) / (E \cdot t^3) / 100$

- Trong đó: P là áp lực tác dụng lên mặt đáy
- t: Chiều dày của đáy téc
- $E = 2,06 \cdot 10^7$ (N/cm²)
- a, b: Là chiều dài, chiều rộng của mặt đang xét
- C, β : Là hệ số phụ thuộc vào tỷ số a, b (được xác định theo bảng 8)

Bảng 7

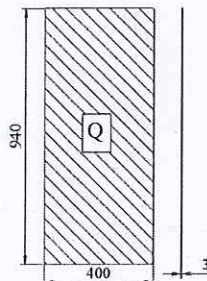
		Mặt		
P	N/cm ²	2,47		
a	cm	40		
b	cm	40		
C	-	1,16		
β	-	0,31		
t	cm	0,3	0,4	0,45
σ	N/cm ²	626	468	369
δ	cm	0,05	0,02	0,01
η	20500/ σ	32,74	43,84	55,48

Bảng 8

C, β		
b/a	C	β
1	1	0,26
0,9	1,16	0,31
0,8	1,3	0,34
0,7	1,42	0,37
0,6	1,54	0,41
0,5	1,62	0,43
0	1,63	0,43

Ta chọn chiều dày mặt đáy là t=4 mm thì mặt đáy đủ bền

b. Tính chọn chiều dày cho mặt trước, mặt sau, mặt bên:



Mặt chịu lực nguy hiểm nhất là mặt M (dài x rộng): 940x400 mm, chiều dài cột chất lỏng là 400 (mm)

Thể tích của Foam là: $V = 0,4 \cdot 0,4 \cdot 0,94 = 0,15$ (m³).

Lực do hóa chất tác dụng lên đáy trong trường hợp tĩnh là:

$$F_T = V \cdot \rho \cdot g = 0,15 \cdot 1100 \cdot 9,81 = 1624 \text{ (N)}$$

Trong trường hợp xe chạy do khối hóa chất trên là động nên để đảm bảo an toàn chọn hệ số cho lực tác dụng lên thành bên là $n = 2$ để tính toán bền

Lực tác dụng lên mặt sau trong trường hợp động là:

$$F_d = F_T \cdot n = 1624 \cdot 2 = 3246 \text{ (N)}$$

Áp lực tác dụng lên phần tiếp xúc giữa đáy và thành téc: $P = F_d / S + H$

- F_d/S : áp lực động do khối lượng của hóa chất tác động lên mặt tiếp xúc giữa thành sau và đáy téc
- S : Diện tích mặt đang xét Q (cm^2) $S = a.b = 0,94*0,4 = 3760$ (cm^2)
- H : Là áp suất thủy tĩnh $H = \rho * h = 1,1*10^{-2}*40 = 0,44$ (N/cm^2)
- h : chiều cao cột chất lỏng $h = 40$ (cm)
- ρ : Khối lượng riêng của hóa chất $\rho = 1100$ (kg/m^3) $= 1,1*10^{-2}$ (N/cm^3)

Thay số vào ta có: $P = 3760/3760 + 0,44 = 1,3$ (N/cm^2)

ứng suất tính theo công thức: $\sigma = 1,23 * P * (b/t)^2 * C / 100$

Độ uốn cong của tấm: $\delta = \beta * (P * b^4) / (E.t^3) / 100$

Trong đó:

- P áp lực tác dụng lên phần tiếp xúc giữa đáy và thành trước của téc
 - t : Chiều dày của đáy téc
- $E = 2,06 * 10^7$ (N/cm^2)
- b, a : Là chiều dài, chiều rộng của mặt đang xét
 - C, β : Là hệ số phụ thuộc vào tỷ số a, b (được xác định theo bảng 10).

Bảng 9

		Mặt M		
P	N/cm ²	1,30		
a	cm	40		
b	cm	94		
C	-	1,62		
β	-	0,43		
t	cm	0,3	0,4	0,45
σ	N/cm ²	2550	1363	1077
δ	cm	0,75	0,32	0,23
η	20500/ σ	8,04	15,04	19,03

Bảng 10

C, β		
b/a	C	β
1	1	0,26
0,9	1,16	0,31
0,8	1,3	0,34
0,7	1,42	0,37
0,6	1,54	0,41
0,5	1,62	0,43
0	1,63	0,43

Ta chọn chiều dày mặt sau là $t=3$ mm thì mặt sau đủ bền

C. Tính bền mặt trên của téc:

Do mặt trên chịu lực nhỏ hơn mặt trước, bên có diện tích nhỏ hơn mặt trước và có sẵn các gân để tăng cứng nên không nguy hiểm bằng mặt trước. Để đảm bảo tính thống nhất trong quá trình sử dụng vật liệu và theo kinh nghiệm ta chọn chiều dày của mặt trên là 3 mm. Do vậy không cần kiểm tra bền mặt trên.



5.3) Tính bền mối hàn giữa các vách téc:

- Mối hàn giữa thành đầu với thành bên và đáy xi téc chịu lực lớn nhất do khối lượng nước tác dụng lên khi phanh đột ngột

Lực quán tính khi phanh với gia tốc phanh cực đại ($j_{max}=7,5 \text{ m/s}^2$)

$$P_{pmax} = (G_{tec} + Q_n) \cdot J_{max}/g \text{ (kG)}$$

$$\sigma_j: \text{ ứng suất sinh ra do tác dụng của chất lỏng khi phanh: } \sigma_j = \frac{P_{pmax}}{F_h} \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

$$F_h: \text{ diện tích mối hàn. } F_h = L_{dh} \cdot k \cdot \delta \text{ (cm}^2\text{)}$$

ứng suất của mối hàn được xác định theo công thức:

$$[\sigma_h] = 0,8 \cdot [\sigma] = 0,8 \cdot 1200 = 960 \text{ kg/cm}^2$$

L_{dh} : Tổng chiều dài đường hàn (bằng chiều dài đường hàn giữa thành đầu với 2 thành bên, nóc là mặt đáy).



Kết quả tính toán					
P_{pmax} (kg)	L_{dh} (cm)	δ (cm)	k	F_h (cm ²)	σ_j (kg/cm ²)
1338	474	0,6	0,7	199	2,8
$\sigma_j < [\sigma_h]$, Mối hàn đủ bền					

- Mối hàn giữa thành bên với thành đầu và đáy mặt nóc xitec chịu lực lớn nhất khi xe quay vòng.

$$P_{lt} = (G_{tec} + Q_n) \cdot V^2 / (9,81 \cdot R_{min}) = 3938 \text{ (kG)}$$

$$\sigma_j: \text{ ứng suất sinh ra do tác dụng của chất lỏng khi phanh: } \sigma_j = \frac{P_{pmax}}{F_h} \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

$$F_h: \text{ diện tích mối hàn. } F_h = L_{dh} \cdot k \cdot \delta \text{ (cm}^2\text{)}$$

ứng suất của mối hàn được xác định theo công thức:

$$[\sigma_h] = 0,8 \cdot [\sigma] = 0,8 \cdot 1200 = 960 \text{ kg/cm}^2$$

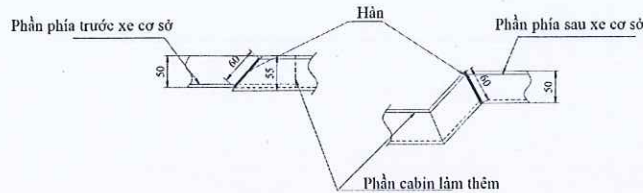
L_{dh} : Tổng chiều dài đường hàn



Kết quả tính toán					
P_{lt} (kg)	L_{dh} (cm)	δ (cm)	k	F_h (cm ²)	σ_j (kg/cm ²)
1180	472	0,6	0,7	198	6
$\sigma_j < [\sigma_h]$, Mối hàn đủ bền					

5.4) Tính bền mối hàn phần cabin nối thêm:

- Các thanh khung xương phần cabin nối thêm được liên kết với nhau bằng các đường hàn, coi khung cabin là khung cứng và được liết với khung xe cơ sở bằng các đường hàn.



Chiều dài đường hàn được đo được là 740 mm

Lực tác dụng lên mối hàn là phần khối lượng cabin làm thêm và 03 người

ngồi phía sau: $N = G_T * i = (G_{cb} + G_n) * 2 = 890 \text{ (kg)} \sim 8730 \text{ (N)}$

Trong đó:

$G_T = 250 + 195 = 445 \text{ (kG)}$: Tải trọng tác dụng lên cabin làm thêm

$i = 2$: Hệ số dự trữ

Ứng suất kéo mối hàn:
$$\sigma = \frac{N}{\delta_h * \sum l_h}$$

Trong đó: $\delta_H = \eta * h_h = 6$: Đối với hàn tay

$h_h = 6$: Chiều dày đường hàn, mm.

$\sum l_h = 740$: Chiều dài đường hàn, mm.

$[\sigma] = 180 \text{ Mpa}$: Ứng suất cho phép của đường hàn

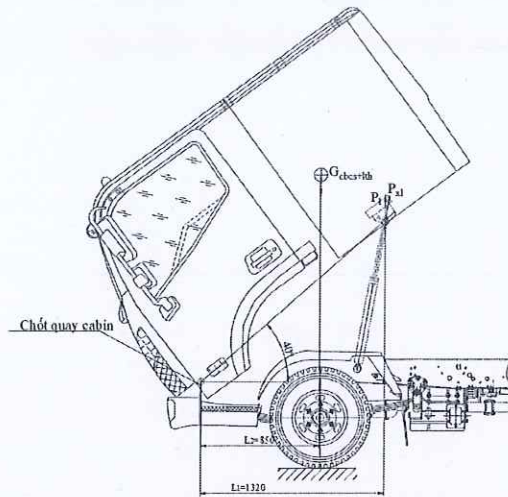
Thay vào ta tính được: $\sigma = 1,96 \text{ MPa} < [\sigma] = 180 \text{ MPa}$

Kết luận: Từ tính toán trên cho thấy mối hàn bảo đảm điều kiện bền khi ô tô di chuyển.

5.6 Tính toán kiểm tra sự phù hợp của xi lanh nâng hạ cabin

Bảng thông số tính toán hệ thống nâng hạ

TT	Thông số	Đơn vị	Giá trị
1	Khối lượng cabin xe cơ sở (phần được nâng)	kg	120
2	Khối lượng cabin làm thêm	kg	250
3	Số xi lanh thủy lực	-	2
4	Đường kính trong xi lanh	mm	50
5	Hành trình	mm	450
6	Áp suất làm việc dầu thủy lực	kg/cm ²	160
7	Đường kính chốt quay	mm	20
8	Chiều dài làm việc chốt quay	mm	122
9	Số chốt quay	mm	2



Sơ đồ tính toán

Trong đó :

G_{cbs+th} – Khối lượng cabin xe cơ sở (phần được nâng) và phần làm thêm.

P_1 – Lực đẩy của xi lanh tác dụng lên cabin

Xét cân bằng mô men với tâm lật xi téc, ta có: $P_1 = \frac{G_{cbs+th} \cdot L_2}{L_1} = 238 \text{ kG}$

Lực đẩy xi lanh cần thiết: $P_{ct} = \frac{P_1}{\cos \alpha} = 310 \text{ kG}$

Diện tích tiết diện trong xi lanh: $S = \pi \cdot D^2 / 4 = 19,625 \text{ cm}^2$

Cabin được lắp 02 xilanh thủy lực, nên lực đẩy của 02 xi lanh là

Lực đẩy của xi lanh thủy lực: $P_{xl} = 2 \cdot S \cdot P = 2 \cdot 19,625 \cdot 160 = 6280 \text{ kG}$

Nhận xét: $P_{ct} < P_{xl}$ như vậy xi lanh đảm bảo điều kiện làm việc.

* Kiểm tra sự phù hợp về hành trình xilanh:

Theo sơ đồ tính toán, hành trình xilanh nâng cần thiết là:

$$S_{ct} = L_4 - L_3 = 510 - 100 = 410 \text{ mm}$$

Xi lanh nâng cabin được chọn là 50x30x450, hành trình là $S_t = 450 \text{ mm}$

Nhận xét: $S_t > S_{ct}$ nên hành trình xilanh được chọn thỏa mãn

5.7 - Tính toán chọn bơm thủy lực

* Chọn bơm thủy lực

Hệ thống thủy lực làm việc bất lợi nhất là vận hành để nâng cabin. Khi đó chọn thời gian làm việc khi thực hiện hết quá trình là $t=10s$. Thể tích của dầu thủy lực cần cung cấp cho các xilanh là:

$$V = 2 \cdot V_1 = 2 \cdot \left(\frac{h_1 \cdot \pi \cdot D_1^2}{4} \right) (\text{cm}^3) = 0,635 \text{ (lít)}$$



Trong đó: h_1 - hành trình của xi lanh cabin. $h_1 = 45$ (cm)

D_1 - Đường kính làm việc xi lanh nâng cabin. $D_1 = 3,0$ (cm)

k : hệ số an toàn $k = 3$

Lưu lượng cần thiết của bơm là: $Q_t = \frac{k.V}{t} = 1,143$ (l/phút)

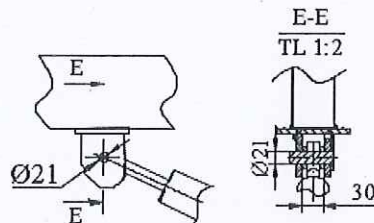
Qua khảo sát thực tế có thể sử dụng bơm **GE-DC12DF12WAFF05DS3** có các thông số sau: - Áp suất làm việc: 180 (bar)

- Số vòng quay làm việc lớn nhất: 2700 (vòng/phút)

- Lưu lượng 0,8 cc = 3,375 (l/phút)

Kết luận: do lưu lượng của bơm được chọn lớn hơn lưu lượng cần thiết nên bơm **GE-DC12DF12WAFF05DS3** thỏa mãn yêu cầu

5.9. Tính bền liên kết chốt xilanh nâng hạ cabin.



Sơ đồ lắp đặt

Chốt xoay chịu lực lớn nhất tại thời điểm bắt đầu nâng: Lực tác dụng lên chốt xoay do khối lượng khối lượng bản thân cabin kép tác dụng lên.

Lực tác dụng lên chốt là: $P_{xl} = (120+250) \times 9,81 = 3630$ (N)

Bảng thông số tính toán				
TT	Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Khối lượng cabin xe cơ sở (phần được nâng)	G_{cbcs}	kg	120
2	Khối lượng cabin làm thêm	G_{lt}	kg	250
3	Lực tác dụng	P_{xl}	N	3100
4	Đường kính chốt	d	mm	20
5	Chiều dài làm việc của chốt	l	mm	30
6	Số chốt	i	cái	2

Ứng suất cắt được tính theo công thức: $t_c = P_{xl} / (i \cdot \pi \cdot d^2 / 4)$

$$= 3100 / (2 \cdot 3,14 \cdot 20^2 / 4) = 6,25 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ứng suất chèn dẹt được tính theo công thức: $s_{cd} = P_{xl} / (i \cdot d \cdot l)$

$$= 3100 / (2 \cdot 20 \cdot 30) = 3,27 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ứng suất cắt cho phép được tính theo công thức: $[t_c] = 0,6.s_{ch}$

Ứng suất chèn dập cho phép được tính theo công thức: $[s_{cd}] = 0,8.s_{ch}$.

Chốt xoay bằng thép CT3 có giới hạn chảy: $s_{ch} = \frac{\sigma_e}{3} \cdot \frac{1}{n} = \frac{120}{3} \cdot \frac{1}{1,5} = 26,67 \text{ (N/mm}^2\text{)}$;

$n = 1,5$ là hệ số an toàn.

Bảng kết quả tính toán				
TT	Thông số	Đơn vị	Giá trị tính toán	Giá trị cho phép
1	t_c	N/mm^2	6,25	16
2	s_{cd}	N/mm^2	3,27	21,34

Kết luận : Chốt xoay đủ bền

6 Tính toán thiết kế bộ trích công suất cho bơm cứu hoả(viết tắt PTO)

6.1.1 Thông số kỹ thuật bộ trích công suất :

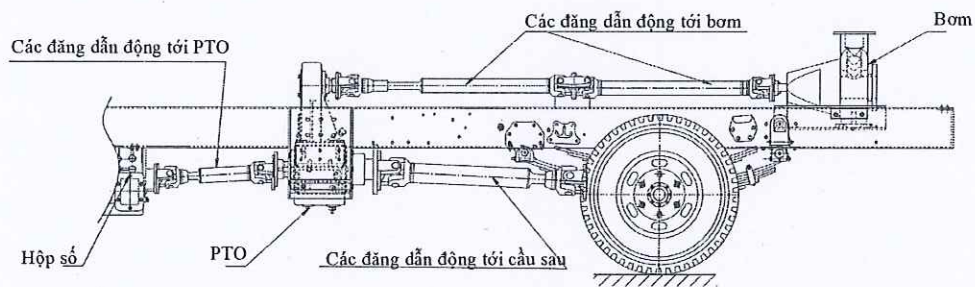
Tỷ số truyền : $i=1,286$

Công suất trực vào: 81 kW

Mô men xoắn lớn nhất trên trục vào $T=280 \text{ N.m}$

Số vòng quay trực vào lớn nhất 3200 vòng/ phút

6.1.2 Cơ sở thiết kế bộ trích công suất cho bơm cứu hoả:



Bố trí hộp trích công suất

1. Dựa vào thông số của bơm chữa cháy EBARA-100x80 FS JA, thông số của xe cơ sở FOTON OLLIN S700 MS65A34R110: Công suất lớn nhất của động cơ xe là 81 kW
 Chọn công suất truyền động của PTO là 135 KW

2. Dựa vào tỷ số truyền cần thiết của PTO. Tỷ số truyền này phụ thuộc 2 thông số sau:
 Số vòng quay lớn nhất trực vào của bơm : 3000 vòng/phút

Số vòng quay lớn nhất trực vào của PTO : 2900 vòng/phút

Chọn tỷ số truyền để tính toán cho PTO là $i > 3000/2900 = 1,034$

3. Dựa vào đặc tính xe cơ sở FOTON OLLIN S700 MS65A34R110

PTO truyền động cho bơm cứu hoả chỉ có thể được lắp tại vị trí sau hộp số của xe cơ sở. Động cơ truyền động qua hộp số - từ hộp số truyền động cho PTO thông qua trục các đăng



PTO truyền động đến bơm thông qua trục các đăng.

Do vậy chức năng của PTO là: - Truyền động tới bơm

- Truyền động tới cầu sau (cầu chủ động) của ô tô

Ta chọn kết cấu của PTO bao gồm : bộ bánh răng truyền động cho bơm bằng 3 bánh răng Z_1, Z_2, Z_3 . Truyền động cho cầu sau thông qua bộ đồng tốc. có số răng Z'_1

Để truyền chuyển động cho bơm bố trí càng gạt dịch chuyển bánh răng di trượt Z'_2 .

4. Tính mô men lớn nhất các trục của PTO:

- Môment lớn nhất trên trục vào của PTO được tính khi công suất động cơ đạt cực đại, tại tỷ số truyền $i_{h1}=5,595$.

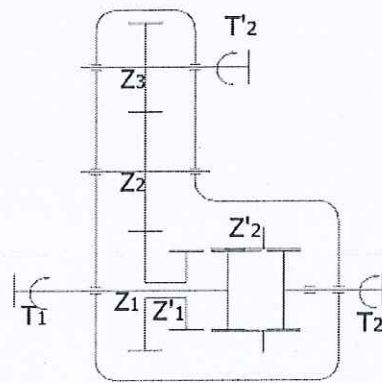
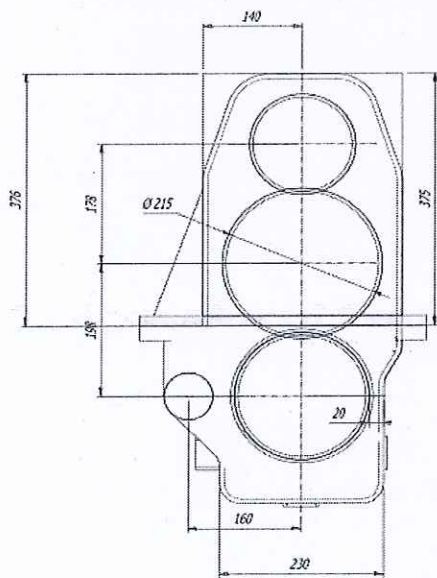
$$T_{1max} = T_{d/cmax} \cdot i_{h1} = 280 \cdot 5,595 = 1320 \text{ N.m} = 135 \text{ kG.m}$$

- Môment lớn nhất trên trục trung gian của PTO: đạt giá trị lớn nhất khi bơm hoạt động và công suất động cơ đạt cực đại. (Khi bơm hoạt động ta có $i_{h5}=0,794$)

$$T_{2max} = T_{d/cmax} \cdot i_{h5} \cdot Z_2/Z_1 = 81 \cdot 0,794 \cdot 43/36 = 76 \text{ N.m} = 7,7 \text{ kG.m}$$

- Môment lớn nhất trên trục ra của PTO: đạt giá trị lớn nhất khi bơm hoạt động và công suất động cơ đạt cực đại. (Khi bơm hoạt động ta có $i_{h5}=0,794$)

$$T_{3max} = T_{d/cmax} \cdot i_{h5} \cdot Z_3/Z_2 = 81 \cdot 0,794 \cdot 28/43 = 41 \text{ N.m} = 4,2 \text{ kG.m}$$



Sơ đồ cấu tạo PTO

d. Do chiều quay của trục chính của bơm trùng với chiều quay trục chính động cơ nên chiều quay của trục vào và trục ra của PTO cùng chiều quay với nhau. Ta chọn PTO là bộ truyền gồm 02 cấp, có 3 bánh răng truyền động tương ứng với số răng Z_1, Z_2, Z_3 .

6.1.3 Chọn modun cho bánh răng:

Dựa vào khả năng truyền động, mômen xoắn lớn nhất chọn Modun cho răng là : $m=5$

6.1.4 Tính chọn tỷ số truyền , số răng cho các bánh răng

- Đường kính vòng chia bánh răng 1: $d_1 = m.Z_1$
- Đường kính vòng chia bánh răng 2: $d_2 = m.Z_2$
- Đường kính vòng chia bánh răng 3: $d_3 = m.Z_3$

Khoảng cách tâm trục bánh răng 1 đến tâm trục bánh răng 3.

Chọn theo lắp đặt $A = A_1 + A_2 = 198 + 178 = 376 \text{ mm}$

ta lại có $A = A_1 + A_2 = (Z_1 + Z_2) \cdot m/2 + (Z_2 + Z_3) \cdot m/2$

Suy ra : $Z_1 + 2 \cdot Z_2 + Z_3 = 2A/m$

Mặt khác ta có : $i = Z_1/Z_3 = 36/28 = 1,285$

* Chọn số răng Z_1 :

Do kết cấu hộp, vị trí lắp đặt chọn $d_1 = 180 \text{ mm}$

Suy ra : $Z_1 = 180/5 = 36$ răng

$$Z_3 = Z_1/i = 36/1,285 \sim 28,02$$

Do $i > 1,285$, ta chọn $Z_3 = 28$ răng

$$Z_2 = [2A/m - (Z_1 + Z_3)]/2 \sim 41$$

Ta chọn $Z_2 = 43$ răng

$$A_1 = (Z_1 + Z_2) \cdot m/2 = (36 + 43) \cdot 5/2 = 197,5$$

$$A_2 = (Z_2 + Z_3) \cdot m/2 = (43 + 28) \cdot 5/2 = 177,5$$

Tính được $A = A_1 + A_2 = 375 \text{ mm}$

Tính chính xác tỷ số truyền của PTO : $i = Z_1/Z_3 = 36/28 = 1,285$

6.1.5 Tính chọn tỷ số truyền , số răng cho các bánh răng

1. Chọn vật liệu cho bánh răng:

Do hộp PTO làm việc với số vòng quay, mômen truyền động lớn Theo quan điểm thống nhất hoá trong thiết kế ta chọn vật liệu chế tạo cho bánh răng, và cho trục là SCM415 (hoặc SCM21K) theo tiêu chuẩn

$$\text{JIS G 4105: } \sigma = 61 \text{ kg/mm}^2$$

Nhiệt luyện đạt độ cứng bề mặt răng : 55...62 HRC.

2. Chọn vật liệu cho vỏ hộp : Vật liệu dùng chế tạo vỏ hộp FC200

6.2 Kiểm tra bền cho PTO

6.2.1 Kiểm tra bền cho trục

Tính mômen truyền động lớn nhất trên các trục:



Trục chịu mômen lớn nhất là trục chính của PTO, do vậy ta chỉ kiểm tra bền cho trục chính của PTO.

Thông số tính toán : $T_{max}=135 \text{ kg.m}$

Số vòng quay lớn nhất $n_{max}=2900 \text{ vòng/phút}$.

Vật liệu chế tạo trục : SCM415 hoặc SCM21K có $s = 61 \text{ kg/mm}^2$

Hệ số an toàn của trục : $S > 1.6$ ta chọn đường kính trục để tính toán là $d=45 \text{ mm}$ ứng suất xoắn lớn nhất trên trục:

$$\tau = \frac{16 * T_{max}}{\pi * d^3} = \frac{16 * 135 * 1000}{3,14 * 45^3} = 7,54 \text{ kG/mm}^2$$

Hệ số an toàn: $S = 61/7,54=8,09 > 1,6$ (Trục đã chọn đủ bền)

6.2.2 Kiểm tra bền cho bộ truyền đồng tốc:

Thông số tính toán:

- Môđun răng : $m=2,5$
- Số răng là: $Z'_2=48$ răng.
- Hệ số dịch chỉnh dương: $x=+0,800$.
- Góc lực tác dụng: $a = 20^0$
- Đường kính $d = (Z'_2 + 2x + 0,4) * m = 125 \text{ mm}$



	Bánh răng ngoài	Bánh răng trong
Đường kính đỉnh răng	$D_1 = d + 0,3m = 125,75$	$d_1 = d - 0,2m = 124,5$
Đường kính chân răng	$D_{11} = d - 2m = 120$	$D_1 = d - 2,4m = 119$

Kiểm tra khả năng truyền động mômen:

Công thức tính: $T = 0,75 * Z * h * L * P * (d + d_0) / 4$

Thay số : $Z=20, h=2.875 \text{ mm}, L=23 \text{ mm}, P_m=8$

Bánh răng ngoài : $T_1 = 997056 \text{ kG.mm} = 997 \text{ kG.m} > T_{max} = 135 \text{ kG.m}$

Bánh răng trong : $T_1 = 970286 \text{ kG.mm} = 970 \text{ kG.m} > T_{max} = 135 \text{ kG.m}$

Như vậy mỗi ghép này đủ bền

6.2.3 Kiểm tra bền cho mối ghép then trên các trục

Kiểm tra trên trục trung gian

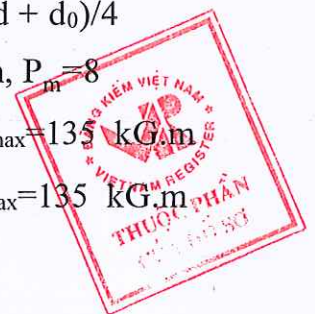
Thông số tính toán:

Mô men lớn nhất : $T_{3max} = 7,7 \text{ kG.m}$

Chọn vật liệu then thép 45 : $[\sigma_d] = 40 \text{ Mpa} = 40 \text{ kG/mm}^2$

$[\tau_c] = 40 \sim 60 \text{ Mpa} = 40 \sim 60 \text{ kG/mm}^2$

Kiểm tra theo điều kiện bền đập và điều kiện bền cắt:



$$\text{Độ bền dập: } \sigma_d = \frac{2 * T}{d * l_t * (h - t_1)} \leq [\sigma_d]$$

$$\text{Độ bền cắt: } \tau_c = \frac{2 * T}{d * l_t * b} \leq [\tau_c]$$

σ_d, τ_c : ứng suất dập, ứng suất cắt tính toán

d: đường kính trục, d = 45 mm

b: chiều rộng then, b = 10 mm

h: chiều cao then, h = 9 mm

t_1 : chiều sâu rãnh then, $t_1 = 4,5$ mm

l_t : chiều dài then, $l_t = 34$ mm

$$\sigma_d = 2,24 \text{ kG/mm}^2 < [\sigma_d]$$

$$\tau_c = 1,35 \text{ kG/mm}^2 < [\tau_c]$$

Vậy then đủ bền

2- Kiểm tra trên trục nối với bơm

Thông số tính toán:

Mô men lớn nhất : $T_{3\max} = 4,2$ kG.m

Chọn vật liệu then thép 45 : $[\sigma_d] = 40 \text{ Mpa} = 40 \text{ kG/mm}^2$

$[\tau_c] = 40 \sim 60 \text{ Mpa} = 40 \sim 60 \text{ kG/mm}^2$

Kiểm tra theo điều kiện bền dập và điều kiện bền cắt:

$$\text{Độ bền dập: } \sigma_d = \frac{2 * T}{d * l_t * (h - t_1)} \leq [\sigma_d]$$

$$\text{Độ bền cắt: } \tau_c = \frac{2 * T}{d * l_t * b} \leq [\tau_c]$$

σ_d, τ_c : ứng suất dập, ứng suất cắt tính toán

l_t, b, h, t : kích thước lắp then

thay số: $l_t = 34$ mm, $b = 10$ mm, $h = 9$ mm, $t = 4,5$ mm

$$\sigma_d = 1,22 \text{ kG/mm}^2 < [\sigma_d]$$

$$\tau_c = 0,55 \text{ kG/mm}^2 < [\tau_c]$$

Vậy then đủ bền

6.2.4 Kiểm tra khả năng tải của ổ

Vòng bi ở vị trí đầu trục vào của PTO chịu tải trọng lớn nhất, nên ta chỉ kiểm tra cho ổ này: Các thông số tính toán:

Ký hiệu vòng bi : 6311 NR

Hệ số tải trọng : $f_w = 1,3$

Số vòng quay lớn nhất: $n_{\max} = 2900$ vòng/phút

Tải trọng tính toán danh nghĩa : $C = 7300$ kG

$$L_h = \frac{10^6}{60 * n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 = 500 * f^{\frac{10}{3}}$$



Trong đó $f_h = f_n \frac{C}{P}$

f_n : hệ số phụ thuộc vào vận tốc,

$$f_n = \left(\frac{10^6}{500 * 60 * n} \right)^{1/3} = (0,03 * n)^{-1/3} = 0,226$$

$$f_h = 8,249$$

Thay số: $L_h = 500 * (8,249)^{10/3} = 280655 (h) > 32$ năm

Kết luận : Tất cả các chi tiết dùng chế tạo PTO đều đảm bảo bền, bộ PTO hoạt động tốt

7.1 Kiểm tra liên kết giữa sát xi và khung phụ, giữa xi téc và khung phụ.

a. Kiểm tra liên kết giữa sát xi và khung phụ.

Hệ thống chuyên dùng được lắp đặt trên khung phụ và khung phụ liên kết với sát xi thông qua 08 tấm mã liên kết. Các tấm mã này được liên kết hàn với khung phụ và liên kết với sát xi ô tô bằng 08 bu lông M16.



THÔNG SỐ TÍNH TOÁN					
TT	Thông số		Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Khối lượng thùng chuyên dụng trước		G_{cdt}	kg	200
2	Khối lượng thùng chuyên dụng sau		G_{cds}	kg	350
3	Khối lượng xi téc chứa nước		Q_n	kg	250
4	Khối lượng chứa Foam chữa cháy		G_f	kg	80
5	Khối lượng khung phụ		G_{kp}	kg	150
6	Khối lượng trang thiết bị chuyên dùng chữa cháy		G_k	kg	240
7	Khối lượng nước		G_n	kg	1500
8	Khối lượng hóa chất		G_f	kg	165
9	Gia tốc phanh lớn nhất		j_{pmax}	m/s ²	7,0
10	Bán kính quay vòng nhỏ nhất theo tâm trục dọc		R_{min}	m	3,9
11	Vận tốc khi quay vòng		V	m/s	5,0
12	Số bu lông liên kết		n_{bl}	cái	08
13	Hệ số ma sát giữa dầm dọc khung phụ, đệm cao su và dầm dọc sát xi		f_{ms}		0,3
14	Thông số bu lông	Loại	Vật liệu	$M_x (kg.cm)$	$P_e (kg)$
14.1	Bu lông liên kết	M16x1,5	Thép 45	770	1200

P_j - Lực quán tính do khối lượng khung phụ và các thành phần khối lượng

đặt lên khung phụ sinh ra khi phanh với gia tốc phanh lớn nhất:

$$P_j = (G_{cdt} + G_{cds} + Q_n + G_f + G_{kp} + G_k + G_{hh1} + G_{hh2}) \cdot j_p / g.$$

P_{lt} - Lực quán tính li tâm do khối lượng khung phụ và các thành phần khối lượng đặt lên khung phụ sinh ra khi quay vòng với bán kính quay vòng nhỏ nhất:

$$P_{lt} = (G_{cdt} + G_{cds} + Q_n + G_f + G_k + G_k + G_{hh1} + G_{hh2}) \cdot V^2 / (9,81 \cdot R_{min})$$

- P_{ms1} - Lực ma sát giữa khung, đệm cao su và dầm dọc thùng hàng sinh ra do lực ép của các bulông:

$$P_{ms1} = (p_e \cdot n_{bl}) \cdot f_{ms}$$

- P_{ms2} - Lực ma sát giữa khung, đệm cao su và dầm dọc khung phụ sinh ra do khối lượng khung phụ và các thành phần khối lượng đặt lên khung phụ.

$$P_{ms2} = (G_{cdt} + G_{cds} + Q_n + G_f + G_{kp} + G_k + G_{hh1} + G_{hh2}) \cdot f_{ms}$$

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



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	2094
2	Lực quán tính li tâm	P_{lt}	kG	1964
3	Lực ma sát do bu lông liên kết và liên kết	P_{ms1}	kG	2880
4	Lực ma sát do khối lượng khung phụ và các thành phần khối lượng đặt lên khung phụ sinh ra	P_{ms2}	kG	881
5	Lực ma sát tổng cộng	P_{ms}	kG	3761

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



b. Kiểm tra liên kết giữa xi téc chứa nước và khung phụ.

Téc chứa nước liên kết với khung phụ bằng 06 bu lông M16.

TT	Thông số			Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Khối lượng xi téc chứa nước			Q_n	kg	250
2	Khối lượng chứa Foam chữa cháy			Q_f	kg	80
3	Khối lượng nước			G_n	kg	1500
4	Khối lượng hóa chất			G_f	kg	165
5	Gia tốc phanh lớn nhất			j_{pmax}	m/s ²	7
6	Bán kính quay vòng nhỏ nhất			R_{min}	m	3,9
7	Vận tốc khi quay vòng			V	m/s	5,0
8	Số bu lông liên kết			n_{bl}		6
9	Hệ số ma sát giữa đệm dọc khung phụ, đệm cao su và đệm dọc sát xi			f_{ms}		0,3
10	Thông số bu lông	Loại	Vật liệu	M_x (kg.cm)	P_e (kg)	
10.1	Bu lông liên kết	M16x1,5	Thép 45	770	1200	

P_j - Lực quán tính do khối lượng xi téc và khối lượng hàng hóa chuyên chở cho phép sinh ra khi phanh với gia tốc phanh lớn nhất:

$$P_j = (Q_n + G_f + G_{hh1} + G_{hh2}) \cdot j_p / g.$$

P_{lt} - Lực quán tính li tâm do khối lượng xi téc và khối lượng hàng hóa chuyên chở cho phép sinh ra khi quay vòng với bán kính quay vòng nhỏ nhất:

$$P_{lt} = (Q_n + G_f + G_{hh1} + G_{hh2}) \cdot V^2 / (9,81 \cdot R_{min})$$

P_{ms1} - Lực ma sát giữa khung, đệm cao su và đệm dọc thùng hàng sinh ra do lực ép của các bulông quang : $P_{ms1} = (p_e \cdot n) \cdot f_{ms}$

P_{ms2} - Lực ma sát giữa xi téc, đệm cao su và khung phụ sinh ra do khối lượng xi téc và khối lượng hàng hóa chuyên chở cho phép:

$$P_{ms2} = (Q_n + G_f + G_{hh1} + G_{hh2}) \cdot f_{ms} \cdot P_{ms} = P_{ms1} + P_{ms2}$$

BẢNG KẾT QUẢ TÍNH

TT	Thông số	Kí hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Lực quán tính khi phanh với gia tốc max	P_j	kG	1424
2	Lực quán tính li tâm	P_{lt}	kG	1335
3	Lực ma sát do bu lông liên kết	P_{ms1}	kG	2160
4	Lực ma sát giữa xi téc, khung phụ sinh ra do khối lượng xi téc và khối lượng nước	P_{ms2}	kG	599
5	Lực ma sát tổng cộng	P_{ms}	kG	2759

Kết luận : Do $P_{ms} > P_j$, $P_{ms} > P_{lt}$ nên mỗi ghép giữa téc và khung phụ đảm bảo

c) *Tính bền mỗi ghép bulông giữa PTO với sát xi*

THÔNG SỐ TÍNH TOÁN					
TT	Thông số		Kí	Đơn vị	Giá trị
1	Khối lượng PTO		Q_{pto}	kg	155
2	Gia tốc phanh lớn nhất		j_{pmax}	m/s ²	7,0
3	Bán kính quay vòng nhỏ nhất theo tâm trục		R_{min}	m	3,9
4	Vận tốc khi quay vòng		V	m/s	5,0
5	Số bu lông liên kết		n	cái	08
6	Hệ số ma sát giữa giữa bơm và khung phụ		f_{ms}	-	0,3
7	Thông số bu lông	Loại	Vật liệu	M_x (kg.cm)	P_e (kg)
7.1	Bu lông liên kết	M10x1,5	Thép 45	170	380

P_j - Lực quán tính do khối lượng của PTO sinh ra khi phanh với gia tốc phanh lớn nhất: $P_j = Q_{pto} \cdot j_p / g$.

P_{lt} - Lực quán tính li tâm do khối lượng của PTO sinh ra khi quay vòng với bán kính quay vòng nhỏ nhất: $P_{lt} = Q_{pto} \cdot V^2 / (9,81 \cdot R_{min})$

P_{ms} - Lực ma sát giữa khung phụ và PTO sinh ra do lực ép của các bulông

$$P_{ms} = (P_e \cdot n) \cdot f_{ms}$$

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	110
2	Lực quán tính li tâm	P_{lt}	kG	104
3	Lực ma sát do bu lông liên kết	P_{ms}	kG	912

Kết luận : Do $P_{ms} > P_j$, $P_{ms} > P_{lt}$ nên mỗi ghép giữa PTO và khung phụ đảm bảo PTO không bị dịch chuyển trong mọi quá trình chuyển động

7.2. Tính toán lựa chọn bộ trích công suất (PTO) cho bơm chữa cháy:

Để chọn PTO phù hợp cho bơm chữa cháy dựa trên các tiêu chí sau:

Dựa vào thông số kỹ thuật của động cơ, hộp số xe cơ sở, PTO truyền động cho bơm chữa cháy được lắp tại vị trí sau hộp số, phía trước cầu sau. Do vậy PTO đóng vai trò là hộp số phụ (*hộp chia*): Truyền chuyển động cho bơm chữa cháy hoặc truyền chuyển động cho cầu chủ động (*cầu sau*).

Để không làm thay đổi tính năng truyền động của ô tô khi lắp PTO, trên PTO có bố trí cặp bánh răng truyền thẳng công suất, mô men xoắn từ động cơ, hộp số

tới cầu sau và không ảnh hưởng tới tỷ số truyền của ô tô. Mô men xoắn cực đại của động cơ: 280 (N.m). Số vòng quay lớn nhất của động cơ: 3200 (vòng/phút).

Khi bơm chữa cháy làm việc để đạt hiệu suất và tốc độ cao nhất thì cần số của hộp số ứng với tỷ số truyền $i_h = 1$. Khi đó số vòng quay lớn nhất của đầu vào PTO cần thiết là $3200:1 = 3200$ (vòng /phút).

Dựa vào thông số kỹ thuật của bơm chữa cháy. EBARA-100x80 FSJA do hãng EBARA sản xuất.

- Kiểu loại : 100x80 FSJA
- Số vòng quay : 3000 vòng/phút
- Lưu lượng : 2500 lít/phút

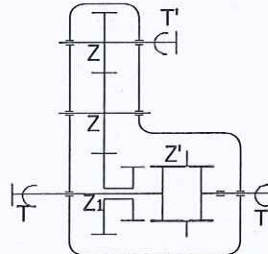
Từ các tiêu chí trên ta lựa chọn PTO MK22004 do công ty TNHH Phát triển công nghiệp Minh Khuê sản xuất có các thông số như sau:

- Số loại : MK22004
- Tỷ số truyền : 1:1,286
- Công suất lớn nhất trên trục vào: 185 (kW).
- Số vòng quay lớn nhất trên trục vào : 3600 (vòng/phút).



Từ các lựa chọn trên ta có sơ đồ truyền động của PTO

Sơ đồ truyền động PTO



Kiểm tra công suất, mô men xoắn và số vòng quay của bơm chữa cháy

- Công suất của động cơ cần thiết cung cấp cho bơm chữa cháy

$$N_{ct} = N_{max}/\eta$$

Trong đó:

N_{max} - Là công suất lớn nhất của bơm chữa cháy (kW);

$$N_{max} = p \cdot Q / 602 = 10,3 \cdot 1250 / 602 = 21,34 \text{ (kW)}$$

η - Hiệu suất truyền lực, $\eta = 0,83$

$$N_{ct} = 21,34 / 0,83 \approx 25,7 \text{ (kW)} < N_{emax} = 81 \text{ (kW)}$$

- Số vòng quay làm việc cần thiết của động cơ khi chữa cháy

$$n_{ct} \text{ (vòng/ phút): } n_{ct} = n_{bmax} / (i_{h1} \cdot i_{pb} \cdot i_b)$$

$$\Rightarrow n_{ct} = 3000 / (1,1 \cdot 1,562 \cdot 1,65) = 1164 \text{ (vòng/phút)} < n_{Ne} = 3200 \text{ (vòng/phút)}$$



- Mô men xoắn cần thiết của trục vào bơm M_{ct} (N.m):

$$M_{ct} = N_{ct}/\omega = 1000.30.N_{ct} .i_{pb}/(3,14.n_{ct})$$

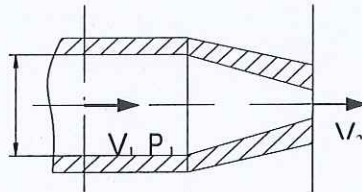
$$\Rightarrow M_{ct} = 1000.30.25,7/(3,14.1164.1,65) = 127,9 \text{ (N.m)} = 12,79 < 60 \text{ (kG.m)}$$

(Mô men xoắn lớn nhất trên trục ra dẫn động bơm của PTO)

Kết luận: Vậy công suất, mô men xoắn, số vòng quay của bơm chữa cháy được lựa chọn phù hợp với động cơ ô tô và PTO.

7.3. Kiểm tra khả năng phun nước của bơm chữa cháy.

Sơ đồ mặt cắt vòi phun nước:



Áp dụng phương trình Bernoulli cho hai mặt cắt 1 - 1 và 2 - 2:

$$\frac{v_1^2}{2.g} + \frac{p_1}{\gamma} + Z = \frac{v_2^2}{2.g} + Z$$

$$\rightarrow v_2 = \sqrt{\left(\frac{v_1^2}{2.g} + \frac{p_1}{\gamma}\right).2g}$$

Trong đó: v_1 - là vận tốc nước tại mặt cắt 1-1 (m/s);

v_2 - là vận tốc nước tại mặt cắt 2-2 (m/s);

p_1 - là áp suất nước tại mặt cắt 1-1. $p_1/\gamma = 10,3 .10 = 103 \text{ (mH}_2\text{O)}$;

Với

$$v_1 = \frac{Q_{bmax}}{F}$$

Q_{bmax} - Là lưu lượng lớn nhất của bơm, $Q_{bmax} = 1250 \text{ (lít/phút)} = 0,021 \text{ (m}^3\text{/s)}$;

F - là diện tích mặt cắt 1-1 (m²)

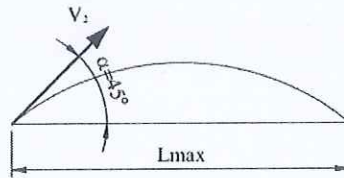
$$\Rightarrow v_1 = \frac{0,021.4}{3,14.0,08^2} = 4,18 \text{ (m/s)}$$



Thay vào công thức trên ta có : $v_2 = \sqrt{4,18^2 + 103.2.9,81} = 45 \text{ (m/s)}$.

*.Khoảng cách cần phun xa nhất:

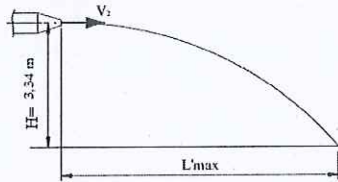
Sơ đồ góc đặt súng phun để bơm phun được xa nhất :



Từ sơ đồ ta có:

$$L_{max} = [V_2^2 \cdot \sin (2\alpha)]/g = 45^2 \cdot 1/9,81 \approx 206 \text{ (m)}$$

*.Khoảng cách khi sử dụng lăng phun ngang trên nóc xe:



Sơ đồ góc đặt lăng phun ngang trên nóc xe

Ta có :

$$H = \frac{1}{2} \cdot \frac{g}{v_2^2} \cdot L_{max}^2 \rightarrow L'_{max} = \sqrt{\frac{2v_2^2 \cdot H}{g}}$$

Trong đó : H : chiều cao đặt lăng phun. H= 3,340 (m).

$$\Rightarrow L'_{max} = \sqrt{\frac{2 \cdot 45^2 \cdot 3,34}{9,81}} \approx 37,12 \text{ (m)}.$$

Kết luận: khả năng phun xa của lăng phun đáp ứng khả năng phun nước chữa cháy.

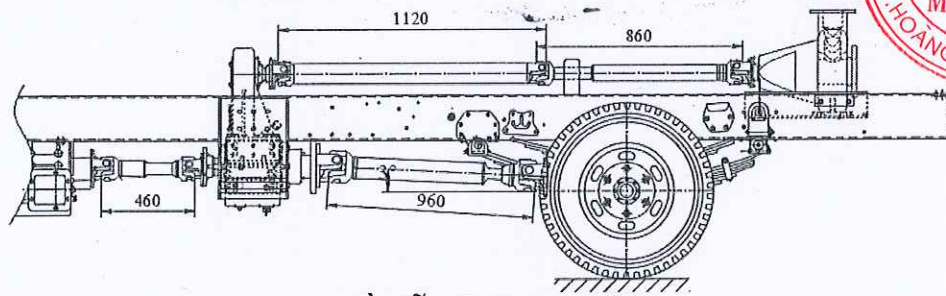
7.4. Tính toán kiểm tra trực các đăng

Thông số tính toán

TT	Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
1	Các đăng sau hộp số			
	Đường kính ngoài trực các đăng	D ₁	mm	60
	Đường kính trong trực các đăng	d ₁	mm	54
	Chiều dài trực các đăng sau hộp trích công suất	L ₁	mm	460
2	Các đăng từ PTO tới cầu sau			
	Đường kính ngoài trực các đăng	D ₂	mm	60
	Đường kính trong trực các đăng	d ₂	mm	54
	Chiều dài trực các đăng sau hộp trích công suất	L ₂	mm	910
3	Các đăng từ PTO tới bơm			



	Đường kính ngoài trục các đặng	D_3	mm	60
	Đường kính trong trục các đặng	d_3	mm	54
	Chiều dài trục các đặng sau PTO	L_3	mm	1120
	Chiều dài trục các đặng phía trước bơm	L_4	mm	860
4	Số vòng quay lớn nhất của động cơ	n	v/p	3200
5	Mô men xoắn cực đại của động cơ	M	N.m	280
6	Tỷ số truyền số 1 của hộp số	i_1	-	5,595
7	Tỷ số truyền tay số cuối	i_5	-	0,794
8	Tỷ số truyền của hộp số phụ	i	-	1:1
9	Tỷ số truyền hộp số khi chuyển động tới bơm			1:1,286
10	Hiệu suất truyền lực	η		0,85
11	Góc nghiêng trục các đặng	θ		6



Sơ đồ dẫn động các đặng

7.4.1) Tính trục các đặng truyền động tới cầu sau

Kiểm tra số vòng quay nguy hiểm

Trong lý thuyết dao động thường xét đến hiện tượng cộng hưởng ở những trục dài và quay với một tốc độ nào đó. Đối với ô tô thì trục các đặng thuộc loại nói trên.

Do khi chế tạo có sai số, việc cân bằng thiếu chính xác nên khối lượng của trục các đặng phân bố không đều và trọng tâm của nó bị lệch đi một khoảng so với đường tâm của trục. Khi quay sẽ sinh ra lực ly tâm và làm cho trục có độ võng y.

Khi tốc độ quay càng cao, độ võng y tiến tới vô cùng có nghĩa sẽ xảy ra hiện tượng cộng hưởng phá hoại trục khi tốc độ góc của trục tiến tới giá trị tới hạn. Trị số vòng quay nguy hiểm n_{ng} được tính như sau:

$$n_{gh} = 12 \cdot 10^4 \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2} = 18685 \text{ (v/ph)}$$

Số vòng quay cực đại của trục các đặng ứng với số vòng quay cực đại của động cơ

$$n_{max} = \frac{n_{e max}}{i_5} = 4076 \text{ (v/p)}$$

n_{emax} - Số vòng quay cực đại của động cơ

i_6 - tỷ số truyền hộp số

Như vậy: $n_{\text{max}} < n_{\text{ng}}$

Tính toán bền trục các đăng

Khi hoạt động trục các đăng chịu mô men xoắn lớn nhất như sau:

$$M_{\text{max}} = \frac{M_{\text{emax}} \cdot i_{h1} \cdot \eta}{\cos \theta} = 2213 \text{ N.m}$$

Trong đó:

M_{emax} - Mô men xoắn cực đại của động cơ, $M_{\text{emax}} = 280 \text{ N.m}$

θ - Góc nghiêng trục các đăng, $\theta = 6^\circ$.

η - Hiệu suất truyền lực, $\eta = 0,85$

ứng suất:

$$\begin{aligned} \tau_{\text{max}} &= \frac{M_{\text{max}}}{W_x} = \frac{M_{\text{max}}}{0,2 \cdot D^3 \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right)} \\ &= 321 \text{ MN/m}^2 \end{aligned}$$

Vật liệu làm trục các đăng là Thép 40Cr có $[\tau] = 785 \text{ MN/m}^2$

Ta thấy: $\tau_{\text{max}} < [\tau]$. Trục các đăng đủ bền theo điều kiện xoắn.

Kiểm tra trục các đăng theo góc xoắn trục

Góc xoắn trục các đăng được xác định theo công thức

$$\theta = \frac{180 \cdot M_{\text{max}} \cdot l}{\pi \cdot G \cdot J_x} \leq (3^\circ - 9^\circ) (*)$$

Trong đó:

M_{max} - Mô men xoắn lớn nhất tác dụng lên trục các đăng, N.m

G- Mô men biến dạng đàn hồi khi xoắn

$$G = 8 \cdot 10^4 \text{ MN/m}^2$$

J_x - Đặc trưng hình học của trục các đăng

$$J_x = 0,1 \cdot D^4 \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right] = 413 \text{ cm}^4$$

Thay số vào công thức (*) ta được $\Rightarrow \theta = 6^\circ$

Khi lắp trên ô tô góc xoắn trục các đăng $\theta < [\theta] = 3^\circ \div 9^\circ$. Do đó trục các đăng không bị phá hỏng do chuyển vị góc xoắn

7.4.2) Tính trục các đăng phía sau hộp số

Kiểm tra số vòng quay nguy hiểm

Trong lý thuyết dao động thường xét đến hiện tượng cộng hưởng ở những



trục dài và quay với một tốc độ nào đó. Đối với ô tô thì trục các đăng thuộc loại nói trên.

Do khi chế tạo có sai số, việc cân bằng thiếu chính xác nên khối lượng của trục các đăng phân bố không đều và trọng tâm của nó bị lệch đi một khoảng so với đường tâm của trục. Khi quay sẽ sinh ra lực ly tâm và làm cho trục có độ võng y.

Khi tốc độ quay càng cao, độ võng y tiến tới vô cùng có nghĩa sẽ xảy ra hiện tượng cộng hưởng phá hoại trục khi tốc độ góc của trục tiến tới giá trị tới hạn.

Trị số vòng quay nguy hiểm n_{ngh} được tính như sau:

$$n_{gh} = 12.10^4 \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2} = 91707 \text{ (v/ph)}$$

Số vòng quay cực đại của trục các đăng ứng với số vòng quay cực đại của động cơ

$$n_{max} = \frac{n_{e_{max}}}{i_6} = 4076 \text{ (v/p)}$$

$n_{e_{max}}$ - Số vòng quay cực đại của động cơ

i_6 - tỷ số truyền hộp số

Như vậy: $n_{max} < n_{ngh}$

Tính toán bền trục các đăng

Khi hoạt động trục các đăng chịu mô men xoắn lớn nhất như sau:

$$M_{max} = \frac{M_{e_{max}} \cdot i_{hl} \cdot \eta}{\cos \alpha} = 2213 \text{ N.m}$$

Trong đó: $M_{e_{max}}$ - Mô men xoắn cực đại của động cơ, $M_{e_{max}} = 280 \text{ N.m}$

θ - Góc nghiêng trục các đăng, $\theta = 6^\circ$.

η - Hiệu suất truyền lực, $\eta = 0,85$

ứng suất:
$$\tau_{max} = \frac{M_{max}}{W_x} = \frac{M_{max}}{0,2 \cdot D^3 \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right)} = 148 \text{ MN/m}^2$$

Vật liệu làm trục các đăng là Thép 40Cr có $[\tau] = 785 \text{ MN/m}^2$

Ta thấy: $\tau_{max} < [\tau]$. Trục các đăng đủ bền theo điều kiện xoắn.

Kiểm tra trục các đăng theo góc xoắn trục

Góc xoắn trục các đăng được xác định theo công thức

$$\theta = \frac{180 \cdot M_{max} \cdot l}{\pi \cdot G \cdot J_x} \leq (3^\circ - 9^\circ) (*)$$

Trong đó:



M_{max} – Mô men xoắn lớn nhất tác dụng lên trục các đăng, N.m

G- Mô men biến dạng đàn hồi khi xoắn, $G = 8.10^4 \text{ MN/m}^2$

J_x - Đặc trưng hình học của trục các đăng

$$J_x = 0,1.D^4 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] = 158,2 \text{ cm}^4$$

Thay số vào công thức (*) ta được $\Rightarrow \theta = 3^0$

Khi lắp trên ô tô góc xoắn trục các đăng $\theta < [\theta] = 3^0 \div 9^0$. Do đó trục các đăng không bị phá hỏng do chuyển vị góc xoắn

7.4.3) Tính trục các đăng truyền động tới bơm

Kiểm tra số vòng quay nguy hiểm

Trong lý thuyết dao động thường xét đến hiện tượng cộng hưởng ở những trục dài và quay với một tốc độ nào đó. Đối với ô tô thì trục các đăng thuộc loại nói trên.

Do khi chế tạo có sai số, việc cân bằng thiếu chính xác nên khối lượng của trục các đăng phân bố không đều và trọng tâm của nó bị lệch đi một khoảng so với đường tâm của trục. Khi quay sẽ sinh ra lực ly tâm và làm cho trục có độ võng y.

Khi tốc độ quay càng cao, độ võng y tiến tới vô cùng có nghĩa sẽ xảy ra hiện tượng cộng hưởng phá hoại trục khi tốc độ góc của trục tiến tới giá trị tới hạn.

Trị số vòng quay nguy hiểm n_{ngh} được tính như sau:

$$n_{gh} = 12.10^4 \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2} = 10962 \text{ (v/ph)}$$

Số vòng quay cực đại của trục các đăng ứng với số vòng quay cực đại của động cơ

$$n_{max} = \frac{n_{e,max}}{i_5} = 4076 \text{ (v/p)}$$

$n_{e,max}$ - Số vòng quay cực đại của động cơ

i_5 - tỷ số truyền hộp số

Như vậy: $n_{max} < n_{ngh}$

Tính toán bền trục các đăng

Khi hoạt động trục các đăng chịu mô men xoắn lớn nhất như sau:

$$M_{max} = \frac{M_{e,max} \cdot i_{h1} \cdot \eta}{\cos \alpha} = 2213 \text{ N.m}$$

Trong đó: $M_{e,max}$ - Mô men xoắn cực đại của động cơ, $M_{e,max} = 280 \text{ N.m}$

α – Góc nghiêng trục các đăng, $\alpha = 6^0$.

η – Hiệu suất truyền lực, $\eta = 0,85$



ứng suất:
$$\tau_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} = \frac{M_{\max}}{0,2 \cdot D^3 \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right)} = 148 \text{ MN/m}^2$$

Vật liệu làm trục các đăng là Thép 40Cr có $[\tau] = 785 \text{ MN/m}^2$

Ta thấy : $\tau_{\max} < [\tau]$. Trục các đăng đủ bền theo điều kiện xoắn.

Kiểm tra trục các đăng theo góc xoắn trục

Góc xoắn trục các đăng được xác định theo công thức

$$\theta = \frac{180 \cdot M_{\max} \cdot l}{\pi \cdot G \cdot J_x} \leq (3^0 - 9^0) (*)$$

Trong đó: M_{\max} - Mô men xoắn lớn nhất tác dụng lên trục các đăng, Nm

G- Mô men biến dạng đàn hồi khi xoắn, $G = 8 \cdot 10^4 \text{ MN/m}^2$

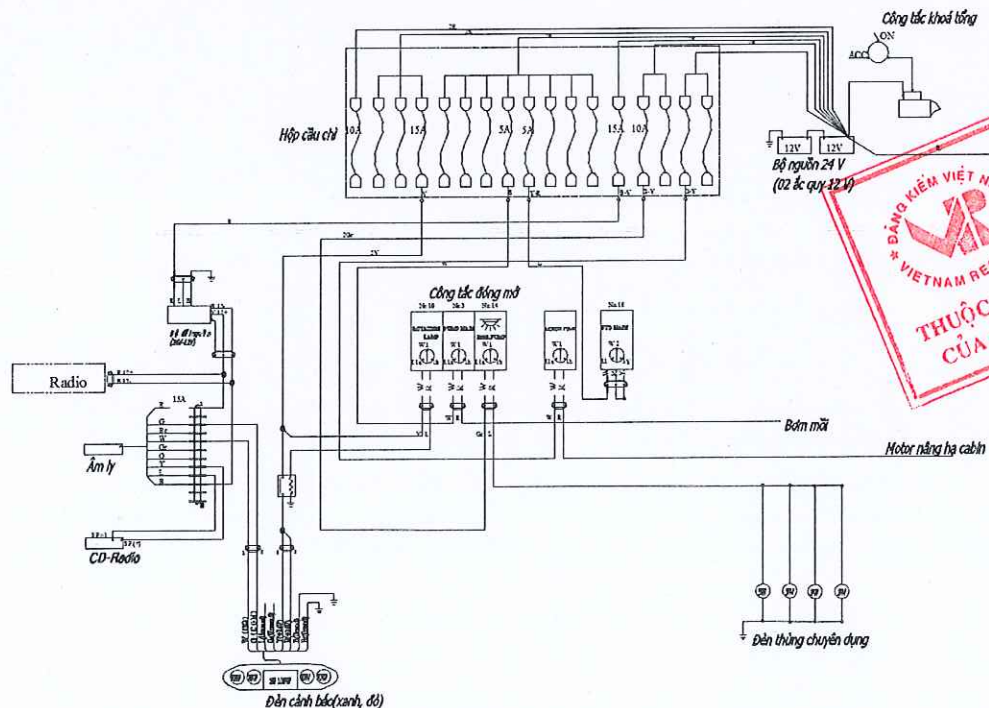
J_x - Đặc trưng hình học của trục các đăng

$$J_x = 0,1 \cdot D^4 \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right] = 93,5 \text{ cm}^4$$

Thay số vào công thức (*) ta được $\Rightarrow \theta = 5,9^0$

Khi lắp trên ô tô góc xoắn trục các đăng $\theta < [\theta] = 3^0 \div 9^0$. Do đó trục các đăng không bị phá hỏng do chuyển vị góc xoắn

7.5. Tính toán phụ tải điện:



Sơ đồ phụ tải điện

7.5.1. Tính công suất tiêu thụ

$$P_{tt} = P_{đèn} + P_{âm ly}$$

$$P_{tt} = n_1 \cdot P_1 + n_2 \cdot P_2 = 4 \cdot 3 + 1 \cdot 100 = 112 \text{ (W)}$$

- n_1 : Số lượng đèn hiệu.
- P_1 : Đèn hiệu.
- n_2 : Số lượng đèn quay
- P_2 : Đèn quay.

7.5.2. Kiểm tra tiết diện dây điện

Tiết diện dây điện cần thiết: $S_{ddct} = (I/J) \cdot n \text{ (mm}^2\text{)}$

Trong đó: $J = 6 \text{ (A/mm}^2\text{)}$: Mật độ dòng điện cho phép của dây đồng.

$n = 2$: Hệ số dự trữ .

Tính dây dẫn điện cho đèn hiệu :

- $I = P_{tt} / U_d = 4.3/12 = 1 \text{ (A)}$: Cường độ dòng điện chạy qua dây dẫn

- $U_d = 12 \text{ (V)}$: Hiệu điện thế của bóng điện .

$$\Rightarrow S_{ddct} = (0,5/6) \cdot 2 = 0,16 \text{ (mm}^2\text{)}.$$

Dây điện sử dụng loại lõi đồng $S_{dd} = 1,5 \text{ (mm}^2\text{)}$ lớn hơn S_{ddct} nên dây điện đảm bảo an toàn .

Tính dây dẫn điện cho đèn quay :

- $I = P_{tt} / U_d = (75)/12 = 6,25 \text{ (A)}$: Cường độ dòng điện chạy qua dây dẫn.


- $U_d = 12 \text{ (V)}$: Hiệu điện thế của bóng điện .

$$\Rightarrow S_{ddct} = (6,25/6) \cdot 2 = 2,08 \text{ (mm}^2\text{)}.$$

Dây điện sử dụng loại lõi đồng $S_{dd} = 2,5 \text{ (mm}^2\text{)}$ lớn hơn S_{ddct} nên dây điện đảm bảo an toàn .



7.5.3. Kiểm tra công suất của đèn so với khả năng đáp ứng của xe

Bảng thông số tính toán	
Phụ tải	Giá trị
- Phụ tải xe cơ sở: Mức tiêu thụ điện năng của các phụ tải trên ô tô được xác định bằng cách đo dòng điện đi qua ắc quy của xe cơ sở trong trường hợp bật tất cả đèn trần và đèn cảnh báo, còi, âm ly của xe thiết kế	 9,32 A
- Ắc quy xe cơ sở	01 x 12V - 100Ah



Theo kết quả đo dòng điện đi qua các bóng đèn là 9,32 A nhỏ hơn so sánh với dòng điện trên thông số của ắc quy là 0x 12V - 100Ah

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

7.6. 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 **FOTON OLLIN S700 MS65A34R110/MK-1500/150-CC22** không lớn hơn so với ô tô sát xi tải **FOTON OLLIN S700 MS65A34R110** nên không cần tính toán kiểm tra bền các chi tiết trong hệ thống truyền lực của ô tô.

Do sự phân bố khối lượng lên các trục của ô tô **FOTON OLLIN S700 MS65A34R110/ MK-1500/150-CC22** không thay đổi so với ô tô cơ sở nên không cần tính toán kiểm tra chất lượng hệ thống phanh, hệ thống treo và kiểm tra bền 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 **FOTON OLLIN S700 MS65A34R110/MK-1500/150-CC22** không thay đổi so với ô tô **FOTON OLLIN S700 MS65A34R110** nên không cần tính toán kiểm tra động học quay vòng cũng như không cần kiểm tra bền các chi tiết trong hệ thống lái của ô tô.



VI. CÁC CHI TIẾT CHẾ TẠO VÀ NHẬP KHẨU

6.1. Các chi tiết, tổng thành chế tạo (cho 01 ô tô)

TT	Tên tổng thành, hệ thống	Nhãn hiệu, kiểu loại	S.lg (tính cho 1 xe)	Nơi sản xuất
1	Ô tô sát xi tải	FOTON OLLIN S700 MS65A34R110	01	Công ty TNHH MTV sản xuất và lắp ráp xe tải THACO
2	Xi téc chứa nước	Xi téc 1500 lít	01	<p>Công ty TNHH Phát Triển Công Nghiệp Minh Khuê</p>
4	Xi téc chứa Foam	Xi téc 150 lít	01	
5	Khung phụ và khung phụ lắp bơm chữa cháy	-	01	
6	Thùng chứa thiết bị chữa cháy	-	01	
7	Bộ trích công suất PTO	-	01	
8	Chấn bùn, chấn bảo hiểm	-	02	
9	Thang lên xuống phía sau	-	-	
10	Tay vịn phía sau			Công ty TNHH Thương Mại Bùi Gia
11	Đường ống nước DN65	DN65	-	
12	Đường ống nước DN125	DN125	-	
13	Đường ống cấp DN125	DN50	08	Công ty TNHH Phòng
14	Ống phân phối 50A	50A	06	

15	Ống phân phối 65A	65A	10	cháy chữa cháy Tomoken Việt Nam
16	Ống phân phối 75A	75A		
17	Cầu chì	01	-	Công ty TNHH Vật Liệu Điện Thanh Chiến
18	Bóng đèn tìm kiếm	01	-	
19	Công tắc	04	-	
20	Xilanh nâng hạ cabin	50x30x450	02	Công ty Cổ Phần Đầu Xây Dựng và Xuất Nhập Khẩu Tổng Hợp
21	Kính cabin: Tấm kính lùa	LONG NHIEN, MK-KC-002	02	 Công ty TNHH Long Nhiên
22	Kính cabin: Tấm kính cố định	LONG NHIEN, MK-KC-004	02	
23	Cụm thủy lực	GE-DC12DF12 WAFF05DS3	01	Công ty Cổ Phần Đầu Xây Dựng và Xuất Nhập Khẩu Tổng Hợp Hà Nội (GEXIMCO)

6.2. Các chi tiết, tổng thành nhập khẩu cho (01 ô tô)

TT	Tên tổng thành, hệ thống	Số lượng	Nhãn hiệu	Nước sản xuất
1	Cụm bơm	01	EBARA	Indonesia
2	Đèn quay	01	MC16MJ	Hoa kỳ
3	Âm ly	01	295SL100	
4	Loa	01	SA315P	
5	Động cơ điện	01	LIFT- MD12160	Trung Quốc (Huaian lift-hydraulics Co., Ltd)
6	Bơm thủy lực	01	LIFT- CBK2.5	
7	Thùng dầu thủy lực	01	-	
8	Thang chuyên dụng	01	PAL AP-70	Đài loan
9	Lăng phun	01	Shilla/SL-23NB	Hàn Quốc

VII. KẾT LUẬN CHUNG

Từ nội dung tính toán kiểm tra và các kết quả nhận được có thể khẳng định ô tô chữa cháy FOTON OLLIN S700 MS65A34R110/MK-1500/150-CC22 đã thoả mãn các quy định trong Quy chuẩn QCVN 09:2015/BGTVT và thông tư 30/2011/TT-BGTVT, thông tư 54/2014/TT-BGTVT, TCVN 4162:85. 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 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.

PHẦN VIII: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. THÔNG SỐ KỸ THUẬT XE FOTON OLLIN S700 MS65A34R110
6. THÔNG SỐ KỸ THUẬT BƠM EBARA EBARA- hãng EBARA cung cấp
7. SỔ TAY THÉP THẾ GIỚI - Trần Văn Địch, Ngô Trí Phúc – NXB Khoa học kỹ thuật.
8. SỔ TAY THỦY KHÍ ĐỘNG LỰC HỌC ỨNG DỤNG – Hoàng Bá Chư, Trương Ngọc Tuấn – NXB Khoa học kỹ thuật.
9. Quy chuẩn Việt Nam QCVN 09:2015/BGTVT; Tiêu chuẩn Việt Nam TCVN 8386:2010.
10. Thông tư 30/211/TT-BGTVT
11. Thông tư 54/211/TT-BGTVT
12. Thông tư 42/211/TT-BGTVT
13. Thông tư 46/2015/TT-BGTVT
14. Thông tư 35/211/TT-BGTVT
15. Thông tư 66/2014/TT-BCA
16. Nghị định 109/2009/NĐ-CP
17. Tiêu chuẩn Việt Nam - TCVN 13316-1:2021



MỤC LỤC

	Trang
Phần I: Lời nói đầu	1
Phần II: Bố trí chung ô tô thiết kế	3
Phần III: Đặc tính kỹ thuật ô tô	12
Phần IV: Tính toán các đặc tính động học, động lực học	17
Phần V: Tính toán kiểm nghiệm bền các chi tiết, tổng thành	26
Phần VI: Các chi tiết chế tạo, và nhập khẩu	54
Phần VII: Kết luận chung	55
Phần VIII: Tài liệu tham khảo	56

