

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

Тракторів і автомобілів

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

« _____ » _____ 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**на тему «Розрахунок основних параметрів та компонування вантажного автомобіля з
детальним аналізом ведучого моста»**

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

Гарант освітньої програми

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Калінін Є.І.

(ПІБ)

Керівник кваліфікаційної роботи

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Орищенко С.В.

(ПІБ)

доктор філософії (PhD)

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Колеснік Ю.І.

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Кудлай Іван Іванович

(ПІБ)

±

КИЇВ – 2026

Кудлай І.І.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота виконана в об'ємі 7 листів графічної частини і пояснювальної записки на 39 сторінках. Пояснювальна записка містить 6 розділів, в яких знаходиться 9 рисунків та 4 таблиці.

Метою кваліфікаційної роботи є розрахунок параметрів і компоновання автомобіля з детальним опрацюванням ведучого моста, а також набути вміння застосувати свої знання для вирішення практичних питань.

При розрахунку кваліфікаційної роботи потрібен аналітичний підхід, який в основному і розвиває інженерне мислення. Передусім необхідно вникнути у суть процесу, чітко і ясно уявити собі, здійснити аналіз подібних за призначенням, конструктивним виконанням та класом машин.

На сьогоднішній день важко собі уявити стан господарства держави без автомобілів. Не винятком в цьому є і лісова галузь. В лісовому секторі Україна працює дуже багато за призначенням, конструкцією, складністю лісозаготівельних та деревообробних машин та обладнання. Лісова галузь потребує економічних та екологічних машин для розробки лісів, вивезення деревини та догляду за лісом.

Основні завдання кваліфікаційної роботи полягають в: - закріпленні теоретичних та інженерних основ курсу; - накопиченні навиків самостійної роботи, які дозволяють більш глибоко вивчити курс; - набутті досвіду виконання інженерно-технічних розрахунків, обґрунтуванні прийнятих рішень та їх аналізу; - розширенні досвіду використання спеціальної літератури, стандартів, каталогів, довідників та інших інформаційних джерел.

Ключові слова: автомобіль, ведучий міст, ступиця, навантаження, двигун, геометричні параметри

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1. Аналіз існуючих конструкцій та розрахунок питомих показників вітчизняних і закордонних автомобілів-аналогів.....	7
1.1. Технічні параметри автомобілів.....	7
1.2. Розрахунок відносних показників.....	8
2. Обґрунтування схеми компоновання і вагових та геометричних параметрів автомобіля.....	11
2.1. Визначення власної маси та геометричних параметрів автомобіля.....	11
2.2. Ваговий аналіз проектного автомобіля.....	16
3. Розрахунок потрібної потужності та вибір двигуна.....	20
3.1. Розрахунок потрібної максимальної потужності двигуна.....	20
3.2. Вибір двигуна.....	21
4. Розрахунок та вибір передатних чисел механічної трансмісії.....	23
4.1. Визначення кількості ступенів коробки передач.....	23
4.2. Передатне число головної передачі.....	25
5. Компанування і розрахунок ведучих мостів автотранспортного засобу.....	27
5.1. Аналіз будови ведучих мостів.....	27
5.1. Розрахунок геометричних параметрів головної передачі.....	22
5.1.1. Розрахунок параметрів конічних шестерень головної передачі.....	22
5.2. Визначення параметрів і розрахунок між колісного диференціала.....	27
6. Оцінка прохідності та маневреності проектного автомобіля.....	30
6.1. Тягово-зчіпні показники прохідності.....	30
6.2. Геометричні показники прохідності.....	31
6.3. Конструктивні фактори, що впливають на прохідність автомобіля.....	33
6.4. Оцінка маневреності автомобіля.....	34
Висновки.....	36
Список використаної літератури.....	37
Додатки.....	39

ВСТУП

Метою кваліфікаційної роботи є розрахунок параметрів і компоновання автомобіля з детальним опрацюванням ведучого моста, а також набути вміння застосувати свої знання для вирішення практичних питань.

При розрахунку кваліфікаційної роботи потрібен аналітичний підхід, який в основному і розвиває інженерне мислення. Передусім необхідно вникнути у суть процесу, чітко і ясно уявити собі, здійснити аналіз подібних за призначенням, конструктивним виконанням та класом машин.

На сьогоднішній день важко собі уявити стан господарства держави без автомобілів. Не винятком в цьому є і лісова галузь. В лісовому секторі Україна працює дуже багато за призначенням, конструкцією, складністю лісозаготівельних та деревообробних машин та обладнання. Лісова галузь потребує економічних та екологічних машин для розробки лісів, вивезення деревини та догляду за лісом.

Основні завдання кваліфікаційної роботи полягають в:

- закріпленні теоретичних та інженерних основ курсу;
- накопиченні навиків самостійної роботи, які дозволяють більш глибоко вивчити курс;
- набутті досвіду виконання інженерно-технічних розрахунків, обґрунтуванні прийнятих рішень та їх аналізі;
- розширенні досвіду використання спеціальної літератури, стандартів, каталогів, довідників та інших інформаційних джерел.

1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ТА РОЗРАХУНОК ПИТОМИХ ПОКАЗНИКІВ ВІТЧИЗНЯНИХ І ЗАКОРДОННИХ АВТОМОБІЛІВ-АНАЛОГІВ

Користуючись довідковою літературою, технічними журналами та проспектами складена наступна таблиця 1.1 технічних параметрів аналогів автомобілів [2]. За призначенням і колісною формулою з проєктованим автомобілем.

Таблиця 1.1 Технічні параметри автомобілів – аналогів

Основні параметри автомобілів	Марки автомобілів					
	КамАЗ 5320	КамАЗ 55111	КрАЗ-257	Урал-377	КрАЗ 250	КрАЗ 256Б
Номінальна вантажопідйомність m_Q , т	8	13	12	17,5	14,575	11
Власна маса m , т	7,08	9,5	11,13	7,2	9,2	11,4
- на передню вісь m_1	3,32	3,85	4,3	3,41	4,58	3,97
- - на передню вісь m_2	3,76	5,2	6,83	3,865	4,62	7,43
Повна маса m_n , т	15,305	22,2	23,55	15	24	22,475
- на передню вісь m_{n1}	4,375	5,2	4,665	4	6	4,475
- на задню вісь m_{n2}	10,93	16,7	18,69	11	18	18
Колія:						
перед. коліс K_1 , м	2,026	2,019	1,95	2	1,97	1,95
задніх коліс K_2 , м	1,855	1,87	1,92	2	1,83	1,92
База автомобіля B , м	5,01	4,16	5,05	4,2	6,28	4,08
База заднього візка B_B , м	1,32	1,32	1,4	1,4	1,4	1,4
Дорожній просвіт (мін) h_d , м			0,29	0,455		0,29
Габарити:						
довжина D , м	8,53	6,58	9,66	7,6	9,56	8,19
ширина $Ш$, м	2,5	2,5	2,65	2,5	2,5	2,65
висота H , м	2,83	2,64	2,62	2,62	2,72	2,78

Макс. швидкість $V_{\max}$, км/год	80	90	70	75	75	65
Марка двигуна, тип двигуна	КамАЗ-740 V-8	Камаз-740 V-8	ЯМЗ-238 V-8	Зил-375 V8	ЯМЗ-238M2 V-8	ЯМЗ-238 V-8
Макс. потужність двигуна, кВт на частоті об. вала, об/хв	154 2600	162 2600	174 2100	128 3000	176 2100	176 2100
Макс. крутний момент, Н*м на частоті об. вала, об/хв	637 1500-1800	667 1600-1800	882 1500	457 1800	883 1250-1450	882 1500
Передатні числа: - коробка передач						
1	7,82	7,82	5,26	6,17	5,26	5,26
2	4.03;3,29	4.03;3,29	2,9	3.4	2,9	2,9
3	2,5;2,04	2,5;2,04	1.52	1,79	1.52	1.52
4	1,53;1,25	1,53;1,25	1	1	1	1
5	1,0;0,815	1,0;0,815	0,66	0,78	0,66	0,66
Задній хід	7,38;6,02	7,38;6,02	5.48	6,69	5.48	5.48
- роздавальної коробки	0					
1		1,23	1,15	1,3	1,23	1,23
2		2.28	2,28	2,15	2,28	2.28
- головної передачі	6,53	6,53	8.21	8,9	8,21	8.21
Розмір (марка) шин	9,00R20 260R508	10,00R20 280R508	12,00-20	14,00-20	11,00R20 300R508	12,00-20
Кількість шин задніх коліс	8	8	8	6	8	8
Тиск повітря шинах, МПа	0,73/0,43	425/85 R21	0,5/0,55	0,32/0,39	0,75/0,6	0.5/0,55
Статичний радіус коліс, м	0,488	0,425	0.537	0,583	0,505	0,537

У даній таблиці, я розглянув 6 машин-аналогів, однотипних за призначенням і колісною формулою з проєктованим автотранспортним засобом. Із цих 6 аналогів: КамАЗ 5320, КамАЗ 55111, Урал-377 – радянські, а КрАЗ-250, КрАЗ-257, КрАЗ-256Б - українські.

Отже для оцінки експлуатаційних властивостей автомобілів аналогів та прийняття відповідних рішень щодо проектного автомобіля були обчислені наступні показники і коефіцієнт використання маси k_m , питома потужність $N_{\text{пит}}$, максимальна тягова сила P_{max} , максимальний динамічний фактор D_{max} .

Розраховуємо для автомобіля КрАЗ-250.

Коефіцієнт використання маси - це відношення номінальної вантажопідйомності до власної маси автомобіля [6]:

$$k_m = \frac{m_Q}{m} = 1,6,$$

де m_Q - номінальна вантажопідйомність, т;

m - власна маса автомобіля, т;

Питому потужність автомобіля, кВт/т, розраховують за формулою:

$$N_{\text{пит}} = \frac{N_{e \text{ max}}}{m_n} = 7,33, \text{кВт/т}$$

де $N_{e \text{ max}}$ - максимальна потужність двигуна, кВт;

m_n - повна маса автомобіля, т.

Максимальну тягову силу (в кН), яка підводиться до тягових коліс автомобілів нормальної прохідності, можна обчислити за формулою:

$$P_{\kappa \text{ max}} = \frac{M_{e \text{ max}} \cdot U_{\text{мп1}} \cdot \eta_{\text{мп}}}{1000 \cdot r} = 78,95 \text{кН},$$

де r - робочий радіус тягових коліс, м;

$U_{\text{мп1}}$ - максимальне загальне передатне число трансмісії (на першій передачі коробки передач);

$\eta_{\text{мп}}$ - коефіцієнт корисної дії трансмісії;

$M_{e \text{ max}}$ - максимальний крутний момент двигуна, Н*м.

Максимальний динамічний фактор D_{max} визначають як відношення максимальної тягової сили до повної ваги автомобіля:

$$D_{\text{max}} = \frac{P_{\kappa \text{ max}}}{G_n} = \frac{167,3}{158,43} = 0,335,$$

Аналогічно обраховуємо і для інших автомобілів-аналогів та отримані дані заносимо у таблицю 1.2.

Таблиця 1.2 Відносні показники автомобілів – аналогів

Основні параметри	Марки автомобілів					
	КамАЗ 5320	КамАЗ 55111	КрАЗ-250	Урал-377	КрАЗ-257	КрАЗ-256Б
Номінальна вантажопідйомність m_Q , т	8	13	14,575	7,5	12	11
Коефіцієнт використання маси $k_m = m_Q/m$	1,3	1,37	1,6	1,03	1,08	0,96
Розподіл власної ваги: - на передню вісь m_1/m - на задню (візок) m_2/m	0,47 0,53	0,4 0,55	0,5 0,5	0,47 0,53	0,38 0,61	0,35 0,65
Розподіл повної ваги: - на передню вісь m_{n1}/m_n - на задню (візок) m_{n2}/m_n	0,26 0,71	0,23 0,75	0,25 0,75	0,26 0,73	0,199 0,8	0,199 0,8
Питома потужність $N_{\text{пит}}$, кВт	10,06	7,3	7,33	8,53	7,45	7,83
Максимальна тягова сила $P_{k \text{ max}}$, кН	0	0	78,95	47,56	69,3	74,15
Максимальний динамічний фактор D_{max}	0	0	0,335	0,32	0,3	0,336

2 ОБҐРУНТУВАННЯ СХЕМИ КОМПОНУВАННЯ І ВАГОВИХ ТА ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ АВТОМОБІЛЯ

2.1 Визначення власної маси та геометричних параметрів автомобіля

Керуючись вказівками розділу 1 і беручи до уваги колісну формулу та призначення проектного автомобіля, треба, перш усього, вибрати взаємне розміщення кабіни й двигуна.

Вибір параметрів проектного автомобіля проводиться за допомогою методу вагових і геометричних аналогій. На стадії ескізного компоновання автомобіля його власну масу та геометричні параметри можна визначити на підставі аналізу технічних характеристик низки існуючих автомобілів-аналогів. Для однотипних за конструкцією і призначенням автомобілів спостерігається досить чіткі залежності між вантажопідйомністю та власною масою, між масою автомобілів та їх геометричними параметрами

тощо. Тому, на підставі табл. 1.1, треба побудувати графік залежності між власною масою автомобілів-аналогів та їхньою вантажопідйомністю. Крім цього, за даними табл. 1.1, слід побудувати залежності геометричних параметрів однотипних автомобілів від їхньої маси, тобто залежності бази і габаритної довжини, габаритної ширини і висоти та дорожнього просвіту.

Для виконання цієї роботи доцільно, на підставі табл. 1.1, скласти допоміжну таблицю за формою табл. 2.1. Побудовані за даними табл. 2.1 графічні залежності треба апроксимувати степеневими, або хоч би лінійними виразами, які дозволять із достатньою точністю визначити масу і розміри проектного автомобіля.

Таблиця 2.1. Вагові й геометричні параметри лісовозних автомобілів 6х4

Марки СЛМ	mQ, т	m, т	Б, м	Д, м	Ш, м	Н, м	К, м	hд, м
1. КамАЗ-5320	8	7,08	4,51	8,53	2,5	2,5	2,026	0,28
2. КрАЗ-250	14,575	9,2	6,28	9,56	2,5	2,72	1,97	0,29
3. КамАЗ-5511	13	9,5	4,16	6,58	2,5	2,64	2,019	0,28
4. Урал-377	7,2	7,27	4,9	7,6	2,5	2,48	2,0	0,455
5. КрАЗ 257	12	11,13	6,45	9,66	2,65	2,62	1,95	0,29
6. КрАЗ 256Б	11	11,4	5,48	8,19	2,65	2,78	1,95	0,29
Проектований автомобіль	8,2	7,95	4,08	8,15	2,5	2,6	2,0	0,35

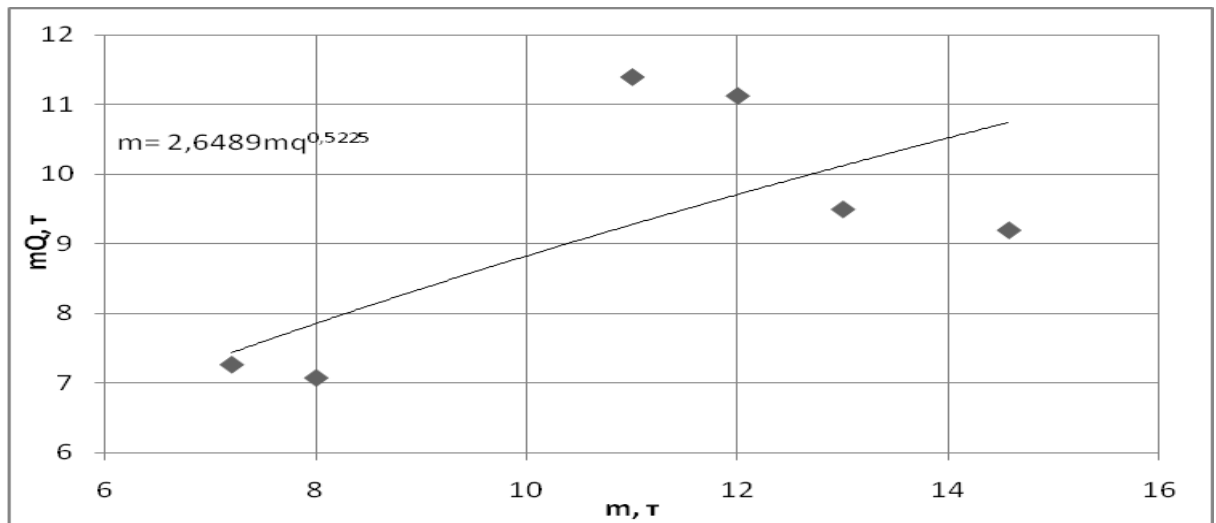


Рисунок 2.1 – Залежність власної маси від вантажопідіймальності автомобіля

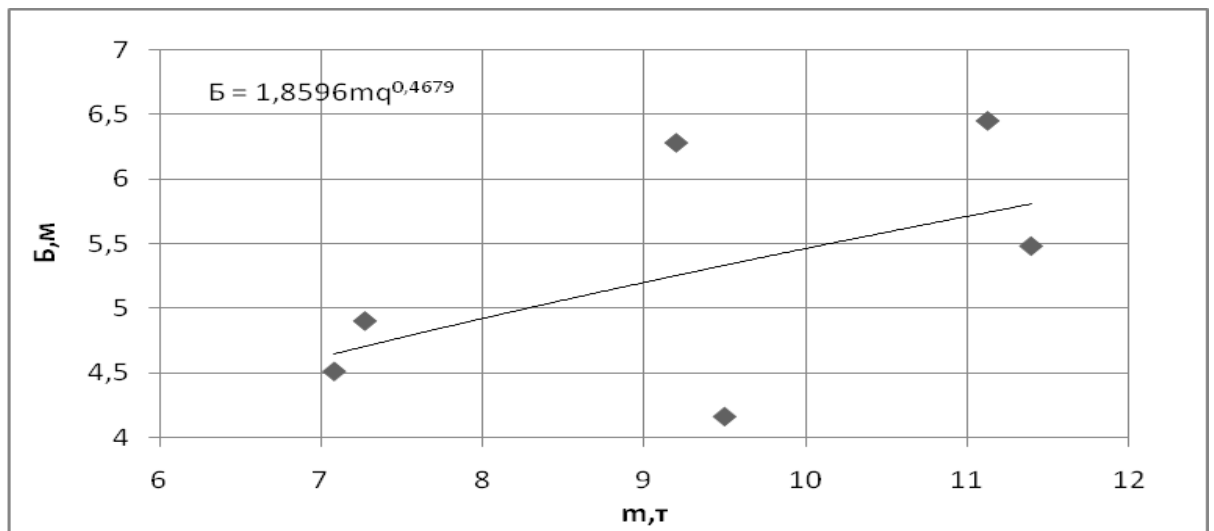


Рисунок 2.2. Залежність бази від власної маси автомобіля

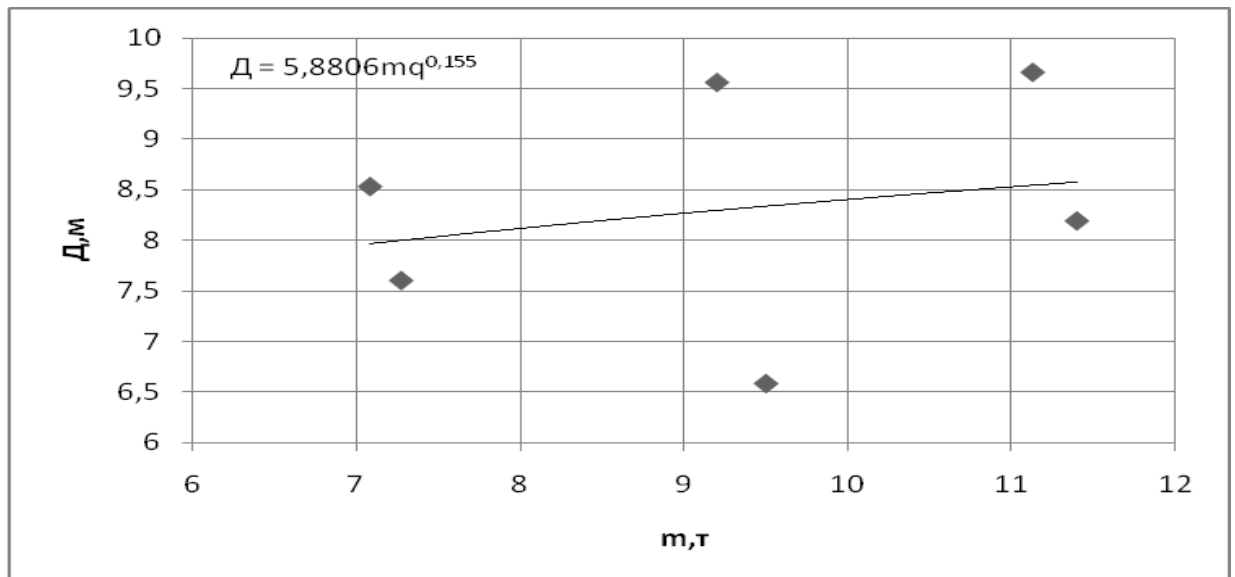


Рисунок 2.3. Залежність довжини від власної маси автомобіля

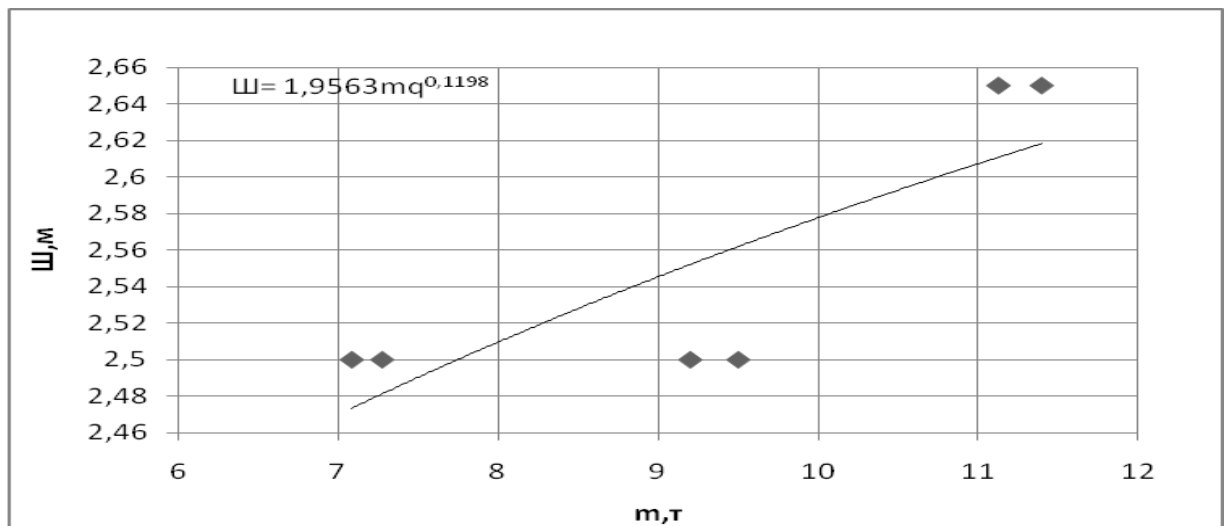


Рисунок 2.4. Залежність ширини бази від власної маси автомобіля

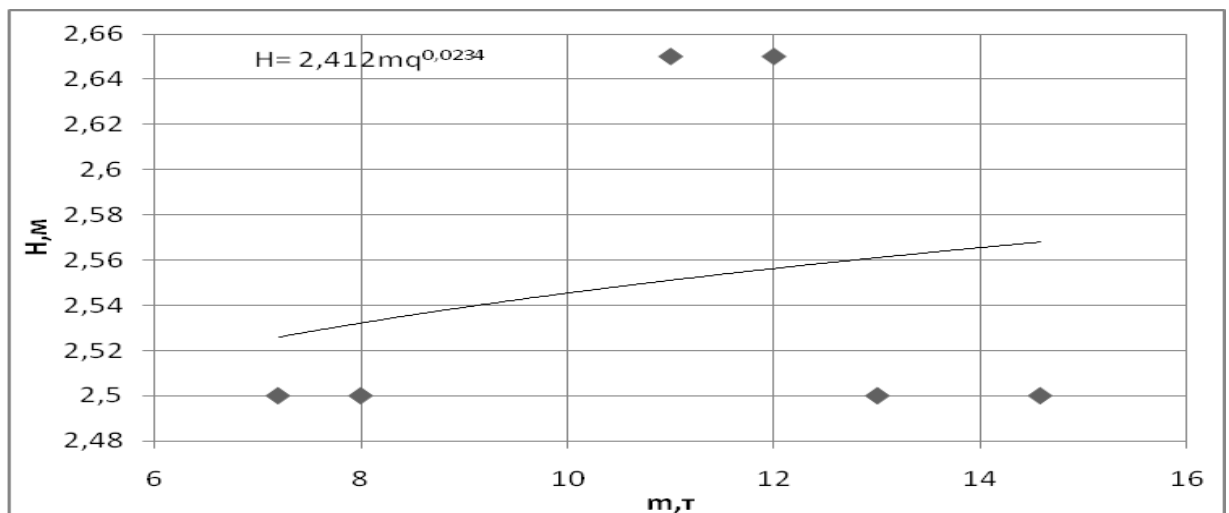


Рисунок 2.5. Залежність висоти від власної маси автомобіля

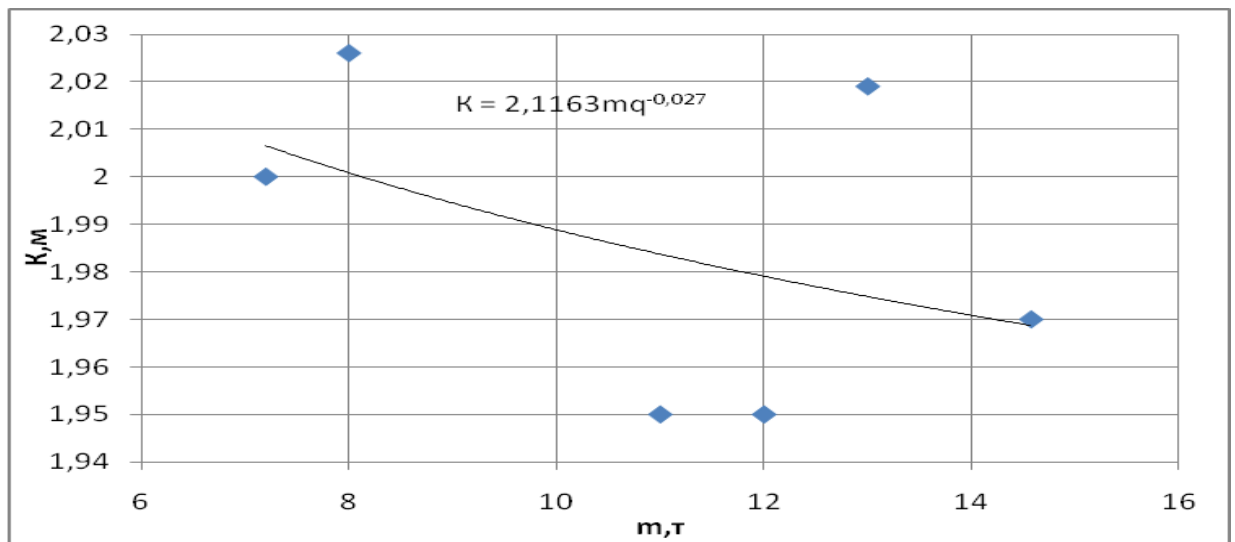


Рисунок 2.6. Залежність колії від власної маси автомобіля

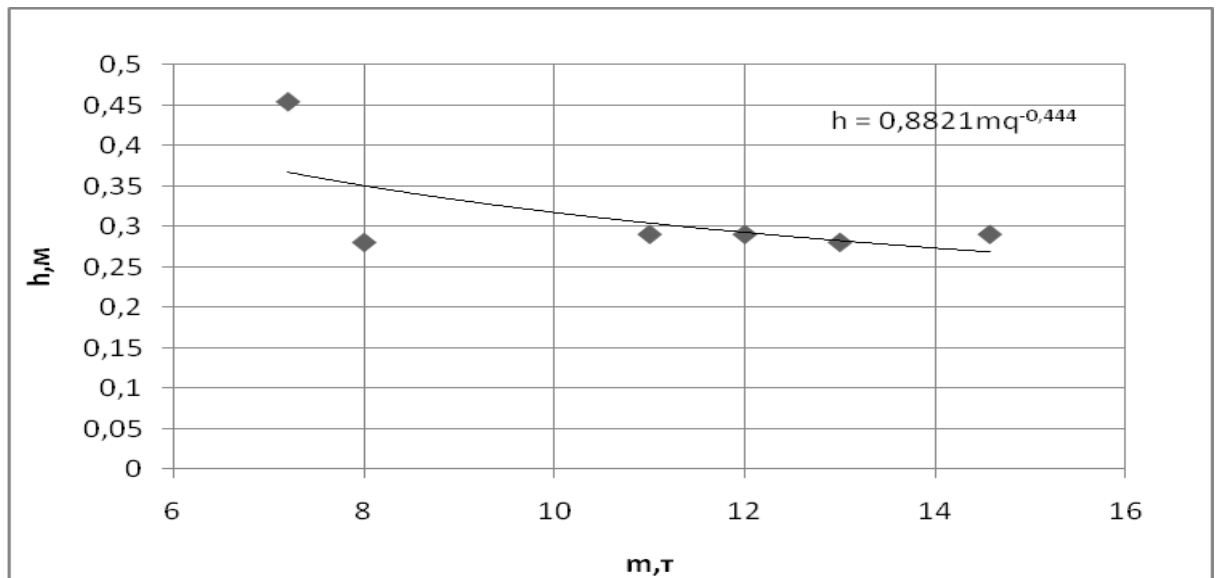


Рисунок 2.7. Залежність прояснення від власної маси автомобіля

Побудовані графічні залежності доцільно апроксимувати логарифмічними функціями. Ці вирази дозволяють з достатньою точністю визначити масу і розміри проектного автомобіля.

З оптимальних залежностей визначимо власну масу автомобіля:

$$m = 2,6489 \cdot m_0^{0,5225} = 2,6489 \cdot 8,2^{0,5225} = 7.95 \text{ т.}$$

Визначаємо повну масу автомобіля:

$$m_i = m + m_o = 7,95 + 8,2 = 16,15 \text{ т.}$$

Інші геометричні параметри визначаємо аналогічно: Б=4080 мм; Ш=2500 мм; Д=8150 мм; Н=2600 мм; К=2000 мм; h_д=340 мм.

2.2 Ваговий аналіз проектованого автомобіля і вибір шин

Визначаємо навантаження, що припадає на одне колесо при повністю навантаженому автомобілі. Щоб визначити найбільше навантаження на шини треба виконати ваговий аналіз проектованого автомобіля. Апроксимуючи далі і знаючи, що схема компоновання безкапотна задаємося величиною розподілу власної маси між осями автомобіля:

$$\frac{m_1}{m} + \frac{m_2}{m} = 1.$$

$$m = 7,99 \text{ т;}$$

$$m_1 = 0,45 \cdot 7,99 = 3,55 \text{ т;}$$

$$m_2 + m_3 = 0,55 \cdot 7,99 = 4,4 \text{ т.}$$

2.3 Визначення навантаження на осі автомобіля

Визначаємо власну вагу, що припадає на передню вісь:

$$G_1 = 9,81 \cdot m_1 = 9,81 \cdot 3,55 = 35,3 \text{ кН.}$$

Визначаємо власну вагу, що припадає на середню та задню осі:

$$G_2 + G_3 = 9,81 \cdot m_2 = 9,81 \cdot 4,4 = 43,2 \text{ кН;}$$

$$G_1 + G_2 + G_3 = 35,3 + 43,2 = 78,5 \text{ кН;}$$

Нарисувавши відповідну розрахункову схему, треба скласти рівняння суми моментів сил відносно точки контакту коліс однієї з осей автомобіля з поверхнею дороги. Розв'язавши рівняння суми моментів отримаємо вирази для визначення поздовжніх координат центра власної ваги.

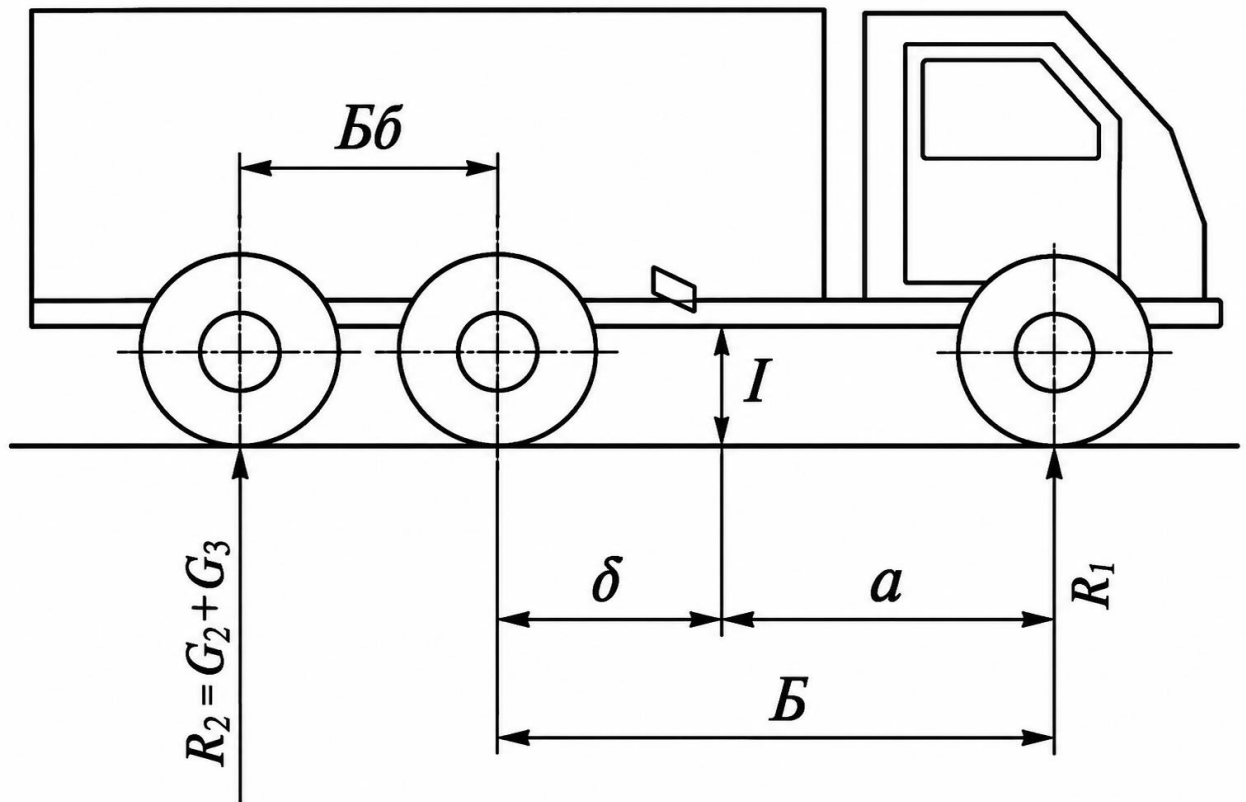


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема для визначення навантажень на осі двох осьового автомобіля без вантажу

Склавши суму моментів сил відносно точки контакту коліс однієї з осей з поверхнею дороги, слід визначити повне навантаження, яке діє на осі трьохосьового вантажного автомобіля. При цьому беремо до уваги, що нормальні реакції дороги R_1 і R_2 дорівнює навантаженням на відповідні осі.

Розв'язавши рівняння суми моментів отримаємо вирази для визначення поздовжніх координат центра власної ваги.

Обчислюємо координати a і b центра ваги автомобіля без вантажу [6]:

$$a = \frac{G_2 + G_3}{G} \cdot \left(B + \frac{B_e}{2} \right) = \frac{43,2}{78,5} \cdot \left(4,08 + \frac{1,4}{2} \right) = 3,124 \text{ м};$$

$$b = B - a = 4,08 - 3,124 = 1,8 \text{ м};$$

$$R_{23} = G_2 + G_3 = 43,2 \text{ кН};$$

$$R_1 = G - R_{23} = 78,5 - 43,2 = 35,3 \text{ кН}.$$

Щоб визначити навантаження на осі повністю навантаженого вантажного автомобіля слід на розрахунковій схемі прикласти вагу вантажу. Припустивши, що вантаж розподіляється в кузові рівномірно, знаходимо геометричний центр кузова де і прикладаємо силу. Зміщення точки прикладення сили відносно задньої осі автомобіля, треба визначити з креслення попереднього компонування проектованого автомобіля.

Приймаємо $d=0,3 \text{ м}$.

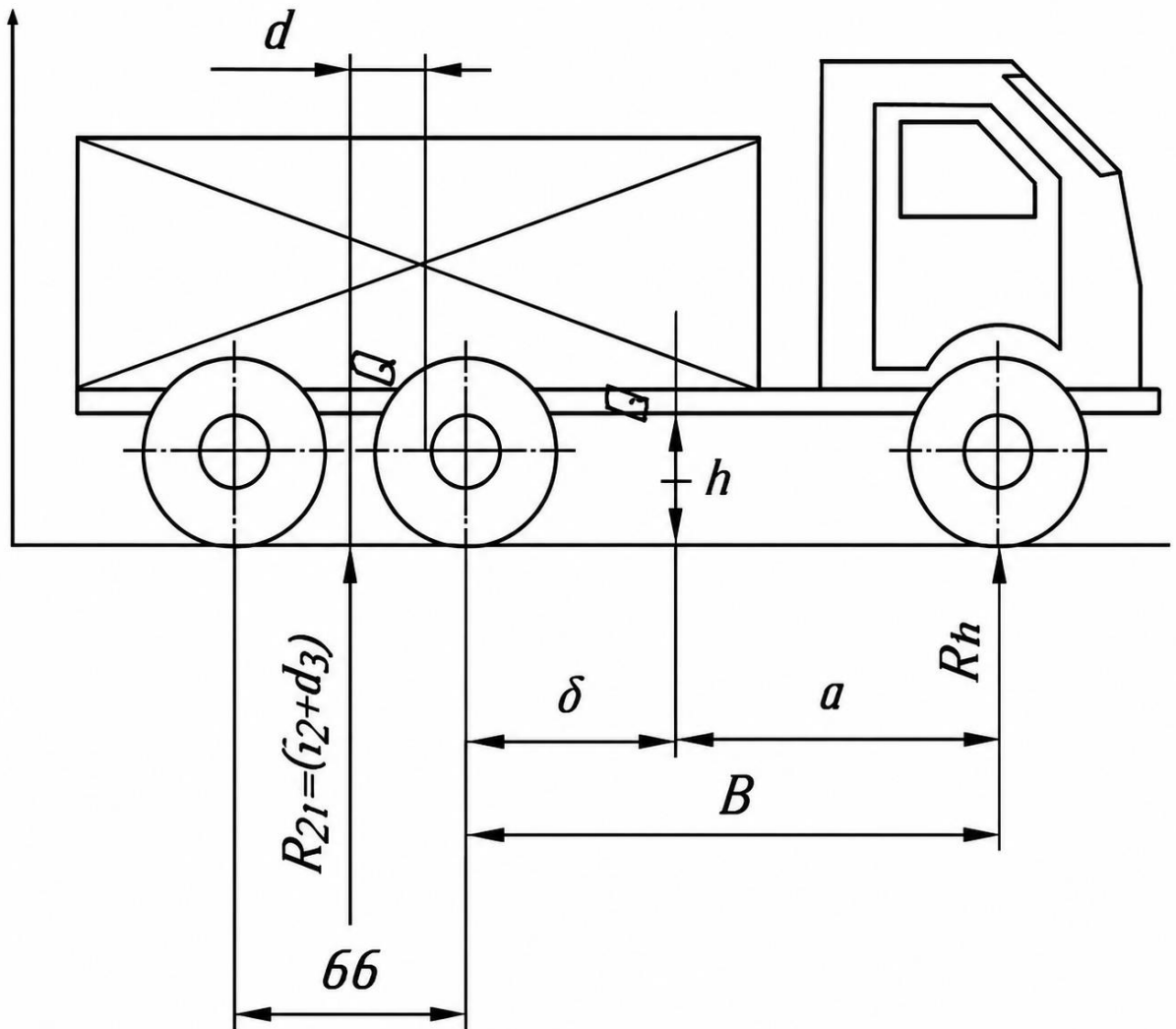


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема для визначення навантажень на осі автомобіля з вантажем

Склавши суму моментів сил відносно точки контакту коліс однієї з осей з поверхнею дороги, слід визначити повне навантаження, яке діє на осі трьохосового вантажного автомобіля. При цьому беремо до уваги, що нормальні реакції дороги:

$$R_{1n} = G_{1n} = \frac{G \cdot \left(b + \frac{B_e}{2}\right) + Q \cdot d}{B + \frac{B_e}{2}} = \frac{78,5 \cdot \left(1,8 + \frac{1,4}{2}\right) + 91,23 \cdot 0,3}{4,08 + \frac{1,4}{2}} = 39,4 \text{ кН};$$

$$R_{23r} = G_{2r} + G_{3r} = G + Q - G_{1r} = 78,5 + 91,23 - 39,4 = 130,33 \text{ кН}.$$

Навантаження, що діє на одну шину заднього колеса [6]:

$$G_{\theta 2} = \frac{G_{r2} + G_{r3}}{z_{\theta d}} = \frac{130,33}{4} = 32,6 \text{ кН},$$

де $z_{\theta b}$ - сумарна кількість шин візка автомобіля, шт.;

Навантаження, що діє на одну шину переднього колеса [6]:

$$G_{\theta 1} = \frac{G_{r1}}{z_{\theta}} = \frac{39,4}{2} = 19,7 \text{ кН}.$$

Розміри і марку шин вибираємо за значенням найбільш навантаженої шини автомобіля і за значенням номінальної вантажопідйомності шини та прийнятого тиску повітря у ній за даними її технічної характеристики:

Таблиця 2.2. Розміри і вантажопідйомність шин

Позначення шин	Маса шини, кг	Статичний радіус, мм	Макс. навантаження, кН	Тиск повітря в шині, МПа	Зовнішній діаметр, мм	Ширина профіля, мм
1200x5000-508	100	540	33	0,40	1177	481

3 РОЗРАХУНОК ПОТРІБНОЇ ПОТУЖНІСТЬ ТА ВИБІР ДВИГУНА

3.1 Розрахунок потрібної максимальної потужності двигуна

Потрібну максимальну потужність двигуна автомобіля визначають із умови його руху з максимальною швидкістю та повним з номінальним навантаженням по асфальтовому шосе на ділянці з незначним підйомом:

$$N_{\max} = \frac{P_{\kappa} \cdot V_{\max} \cdot k_N}{3,6 \cdot \eta_{\text{mp}}},$$

де $N_{\max}$ - потужність, яка необхідна для забезпечення руху автомобіля в заданих умовах з максимальною швидкістю, кВт;

P_{κ} - тягова сила на ведучих колесах, що потрібна для подолання опору руху в розрахункових умовах (визначається з рівняння тягового балансу автомобіля), кН;

$V_{\max}$ - задана максимальна швидкість руху автомобіля, км/год;

k_N - коефіцієнт, що враховує експлуатаційні втрати потужності (втрати в глушнику та на привід допоміжних механізмів двигуна (приймаємо $k_N=1,1$));

η_{mp} - коефіцієнт корисної дії трансмісії (приймаємо $\eta_{\text{mp}}=0,9$).

Тягова сила (кН), яка потрібна для забезпечення руху автомобіля з максимальною швидкістю, визначається з рівняння тягового балансу як сума сил опору коченню, підйому та опору повітря:

$$P_{\kappa} = G_n \cdot (f + i_v) + \frac{k \cdot F \cdot V_{\max}^2}{13},$$

де f - коефіцієнт опору коченню для асфальтового шосе у доброму стані (приймаємо $f=0,014$);

i_v - підйом дороги, який повинен подолати автомобіль рухаючись з максимальною швидкістю (приймаємо $i_v=0,005$);

F - лобова площа автомобіля, м²;

k - коефіцієнт обтічності, кН*с²/м⁴ (приймаємо $k=0,0006$).

Лобова площа автомобіля обчислюється за формулою:

$$F = \alpha_F \cdot \dot{I} \cdot \emptyset = 0,76 \cdot 8,1 = 6,15 \text{ м}^2,$$

де α_F - коефіцієнт заповнення площі, для вантажних автомобілів - 0,76;

H, Ш - габаритні висота та ширина автомобіля.

Повна вага автомобіля:

$$G_n = 9,81 \cdot m_n = 9,81 \cdot 16,15 = 158,43 \text{ кН};$$

$$P_e = 158,43 \cdot (0,014 + 0,005) + \frac{0,0006 \cdot 6,15 \cdot 100^2}{13} = 5,8 \text{ кН};$$

$$N_{\max} = \frac{5,8 \cdot 100}{3,6 \cdot 0,9} = 179 \text{ кВт}.$$

3.2 Вибір двигуна

Вибираємо дизельний двигун з турбонадувом марки КамАЗ-740.11-240, 8-циліндровий з максимальною потужністю $N_{e\max}=176$ кВт, при частоті 2200об/хв., максимальний крутний момент $M_{e\max}=834$ Н*м при частоті обертання 1300 об/хв.

Вибравши серійний двигун оцінимо питому потужність проектованого автомобіля, кВт/т:

$$N_{\text{ит}} = \frac{N_{e\max}}{m_n} = \frac{176}{16,15} = 10,9 \text{ кВт/т}.$$

Порівнявши отриману питому потужність проектованого автомобіля із вибраними автомобілями-аналогами, можна зробити висновок, що вона цілком задовольняє наш автомобіль.

4 РОЗРАХУНОК ТА ВИБІР ПЕРЕДАТНИХ ЧИСЕЛ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ КІНЕМАТИЧНОЇ СХЕМИ ТРАНСМІСІЇ

Загальне передатне число трансмісії існуючого автомобіля являє собою добуток передатних чисел усіх агрегатів трансмісії з урахуванням включених передач у коробці передач і роздавальній коробці. Максимальне значення загального передатного числа відповідає включеній першій передачі коробки і нижчій (першій) передачі роздавальної коробки. Мінімальне загальне передатне число відповідає вищій передачі коробки (найменше значення) і вищій (другій) передачі роздавальної коробки.

Розрахунок потрібних передатних чисел механічної трансмісії проєктованого автомобіля треба проводити у такій послідовності:

а) розрахувати потрібне максимальне та мінімальне загальні передатні числа $u_{mp.max}$ і $u_{mp.min}$;

б) розрахувати і вибрати потрібну кількість ступенів m_k та передатні числа коробки передач u_{ki} на усіх передачах і вибрати її кінематичну схему;

в) визначити потрібні передатні числа інших агрегатів трансмісії.

Максимальне значення загального передатного числа трансмісії повинно бути таким, щоб задовольнялися наступні умови:

- повністю навантажений автомобіль повинен долати сумарний максимальний опір дороги, який може виникнути у найважчих умовах, що відповідають його призначенню;

- максимальне загальне передатне число не повинно перевищувати значення, що забезпечується повним використанням зчіпних можливостей машини на сухій поверхні.

Сумарний максимальний опір дороги - це сума коефіцієнта опору коченню і підйому. Умова подолання найбільшого сумарного опору дороги буде задовольнятися, якщо максимальна тягова сила, яку може розвинути автомобіль на першій передачі завдяки роботі двигуна, дорівнюватиме сумарній силі опору руху автомобіля, тобто якщо задовольняється рівність:

$$G_n \psi_{\max} = \frac{M_{e\max} \cdot u'_{mp.\max}}{1000 \cdot r} \eta_{mp},$$

де G_n - повна вага автомобіля кН;

$\psi_{\max}$ - максимальний сумарний опір дороги, який повинен подолати проєктований автомобіль у нормальних умовах руху ([2] ст.38), (приймаємо $\psi_{\max}=0,35$);

r - радіус ведучих коліс, м;

$M_{e\max}$ - максимальний крутний момент двигуна, Н·м;

Із наведеної вище залежності отримуємо вираз для обчислення потрібного максимального загального передатного числа трансмісії за умовою забезпечення руху автомобіля у середніх умовах:

$$u'_{mp.\max} = \frac{1000 \cdot G_n \cdot \psi_{\max} \cdot r}{M_{e\max} \cdot \eta_{mp}} = \frac{1000 \cdot 158,43 \cdot 0,37 \cdot 0,54}{834 \cdot 0,9} = 41,97.$$

Максимальне передатне число трансмісії, за умовою повного використання зчіпних можливостей автомобіля, визначається із виразу:

$$u''_{mp.\max} = \frac{1000 \cdot G_{\varphi} \cdot \varphi \cdot r}{M_{e\max} \cdot \eta_{mp}} = \frac{1000 \cdot 158,43 \cdot 0,7 \cdot 0,54}{834 \cdot 0,9} = 79,4,$$

де G_{φ} - зчіпна вага автомобіля (сумарна вага, яка діє на ведучі колеса), кН;

φ - коефіцієнт зчеплення тягових коліс для дороги із сухим покриттям, (приймаємо $\varphi=0,7$).

Максимальне передатне число трансмісії треба прийняти таким, щоб воно дорівнювало, або було більшим але не перевищувало значення отриманого за умовою повного використання зчіпних можливостей проєктованого автомобіля.

Згідно рекомендації ([2] ст.38) максимальне передатне число трансмісії повинно знаходитися в межах.

$$u'_{mp.max} < u_{mp.max} < u''_{mp.max} ,$$

Потрібне мінімальне загальне передатне число трансмісії обчислюється за умовою забезпечення заданої в проекті максимальної швидкості руху автомобіля:

$$u_{mp.min} = 0,377 \cdot \frac{n_N \cdot r}{V_{max}} = 0,377 \cdot \frac{2200 \cdot 0,54}{100} = 6,5 ,$$

де n_N - частота обертання вала двигуна, що відповідає максимальній потужності двигуна, об/хв.

Потрібну мінімальну кількість ступенів передач в трансмісії розраховують за умовою перекриття кривих тягової характеристики автомобіля, що відповідають різним передачам, тобто з урахуванням швидкісних діапазонів роботи двигуна та швидкості руху автомобіля на різних передачах. За цією умовою мінімальна кількість ступенів трансмісії визначається із виразу:

$$m_{min} = \frac{\lg\left(\frac{u_{mp.max}}{u_{mp.min}}\right)}{\lg\left(\frac{n_N}{n_M}\right)} + 1 = \frac{\lg\left(\frac{41,97}{6,5}\right)}{\lg\left(\frac{2200}{1300}\right)} + 1 = 5 ,$$

де n_M - частота обертання вала двигуна, що відповідає максимальному крутному моменту $M_{e.max}$ об/хв.

Отже, приймаємо 5-ступінчасту коробку передач.

Передатні числа агрегатів трансмісії вибираємо керуючись значеннями передатних чисел, які реалізовано в серійних конструкціях. Тоді попередньо приймаємо наступні передатні числа:

Максимальне значення загального передатного числа трансмісії реалізується на першій передачі коробки передач обчислюється за формулою:

$$u_{mp.max} = u_{\kappa 1} \cdot u_o = 6,5 \cdot 6,46 = 42,9.$$

Мінімальне значення загального передатного числа трансмісії отримується, коли включається вища передача коробки передач, тобто:

$$u_{mp.min} = u_{\kappa m} \cdot u_o = 6,5 \cdot 1 = 6,5.$$

4.2. Передатне число головної передачі

Потрібне передатне число головної передачі доцільно розрахувати задавшись передатними числами коробки передач на $u_{\kappa m}$ і роздавальної коробки $u_{\rho \kappa 2}$ на вищих передачах за залежністю:

$$u_o = \frac{u_{mp.min}}{u_{\kappa m}} = \frac{6,5}{1} = 6,5.$$

Оскільки $u_o = 4,94$, то приймаємо згідно рекомендацій ([2] ст.31) подвійну головну передачу.

4.3 Передатні числа коробок передач

Тоді передатне число коробки передач на вищій передачі буде рівне:
 $u_{\kappa m} = 1.$

Необхідне передаточне число коробки передач на 1 передачі:

$$u_{\kappa 1} = \frac{u_{mp.max}}{u_o} = \frac{42,97}{6,5} = 6,46, .$$

Передатні числа коробки найбільш часто вибирають за законом геометричної прогресії:

$$u_{ki} = u_{k1} \cdot q_k^{i-1},$$

де q_k - знаменник геометричної прогресії;

i - номер передачі коробки передач, $i = 2, 3 \dots m_k$.

Знаменник геометричної прогресії визначається за формулою:

$$q_k = \sqrt[m_k-1]{\frac{u_{km}}{u_{k1}}} = \sqrt[5-1]{\frac{1}{6,46}} = 0,64.$$

Отже, передатні числа коробки передач будуть наступні:

$$u_{k2} = 6,46 \cdot 0,64^{2-1} = 4,15;$$

$$u_{k3} = 6,46 \cdot 0,64^{3-1} = 2,65;$$

$$u_{k4} = 6,46 \cdot 0,64^{4-1} = 1,7.$$

$$u_{k5} = 6,46 \cdot 0,64^{5-1} = 1.$$

5 КОМПОНУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ВЕДУЧИХ МОСТІВ АВТОТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

5.1 Аналіз будови ведучих мостів

Ведучий міст призначений для передавання на раму (кузов) автомобіля тягової сили (а під час гальмування-гальмової). Під час руху міст сприймає не тільки ці дотичні сили, але й вертикальні навантаження та динамічні удари від нерівностей шляху та бокові сили. В балці ведучого моста розміщені такі механізми трансмісії, як головна передача, диференціал та привід до ведучих коліс.

Балка ведучого моста складається з трьох основних елементів - двох напівосьових рукавів і середньої частини - картера, в якому розміщується головна передача з диференціалом. У порожнисті рукава запресовані трубчасті кожухи напівосей, які служать для встановлення маточних коліс. Матеріалом балки служить чавун або сталь.

Головна передача служить для збільшення крутного моменту, що передається через диференціал на півосі, які розміщені під прямим кутом до подовжньої осі автомобіля. Конструктивно головні передачі представляють собою зубчасті редуктори, які поділяються на одинарні і подвійні. Диференціал. Для забезпечення різної частоти обертання ведучих коліс їх кріплять не на одному загальному валу, а двох на півосях, з'єднаних між собою міжколісним диференціалом, що підводить до напівосей крутний момент від головної передачі. Таким чином, диференціал служить для розподілу крутного моменту між ведучими колесами і дозволяє правому і лівому колесам обертатися з різною частотою. Це необхідно під час руху автомобіля на поворотах, по нерівній дорозі, при різному зносі протекторів шин ведучих коліс чи різному тиску повітря в них. Між колісний диференціал буває симетричним або несиметричним, відповідно таким, що розподіляє крутний момент між напівосьями порівну або непорівну. На автомобілях-тягачах

автопоїздів найчастіше застосовуються міжколісні міжосьові конічні симетричні диференціали.

Конічний симетричний диференціал є шестерінчастим механізмом, змонтованим у головній передачі. Він складається з двох напівосьових конічних зубчастих коліс, шестірень-сателітів і хрестовини.

При русі автомобіля на повороті його внутрішнє колесо проходить менший шлях, ніж зовнішнє, внаслідок чого напіввісь і напівосьове зубчасте колесо 8, що зв'язані з внутрішнім колесом автомобіля, обертаються повільніше. При цьому шестірні-сателіти, обертаючись на осях, перекочуються по напівосьовому зубчастому колесу, що сповільнює обертання. Внаслідок цього підвищується частота обертання другого напівосьового зубчастого колеса і відповідно напівосі. Таким чином, ведучі колеса автомобіля при повороті дістають можливість проходити за однаковий час різні шляхи без юза і пробуксовування.

Передатне число головної передачі становить 6,5, а тому приймаємо подвійну головну передачу, яка складається із двох пар шестерень – конічної та циліндричної.

До переваг подвійної передачі у порівнянні з одинарною належать: вона дозволяє при великих передатних числах дещо зменшити зовнішні розміри середньої частини картера ведучих мостів, а цим підвищити дорожній просвіт автомобіля.

Для забезпечення ведучих коліс моста з різною кутовою швидкістю на поворотах, коли вони проходять шлях різної довжини, встановлюємо диференціал. Диференціал буде складатися із коробки, в якій встановлена хрестовина. На хрестовину встановлено чотири сателіти, сателіти входять в зачеплення із зубами шестерень.. Під час рух автомобіля по прямій і рівній дорозі задні колеса зустрічають однаковий опір і обертаються з однаковою частотою. Сателіти навколо своєї осі не обертаються, й на обидва колеса передаються однакові крутні моменти. Як тільки умови руху змінюються, наприклад на повороті ліва піввісь починає обертатися повільніше, оскільки

колесо, з яким вона зв'язана, зустрічає великий опір. Сателіти починають обертатися навколо своєї осі, обкочуючись по півосьовій шестірні (лівій), що сповільнюється, й збільшуючи частоту обертання правої півосі. В результаті праве колесо прискорює своє обертання й проходить більший шлях по дузі зовнішнього радіуса.

Водночас зі зміною швидкостей півосьових шестерень змінюється крутний момент на колесах – на колесі, яке прискорюється, момент зменшується. Оскільки диференціал розподіляє моменти на колеса порівну, то в цьому разі на колесі, що сповільнюється, також зменшується момент. У результаті сумарний момент на колесах зменшується й тягові властивості автомобіля погіршуються. Це негативно впливає на прохідність автомобіля під час руху по бездоріжжю й на слизьких дорогах. Проте на дорогах із добрим зчепленням шестеренчастий конічний диференціал забезпечує кращі стійкість і керованість.

Для підвищення прохідності автомобіля під час руху по бездоріжжю застосовують диференціали з примусовим блокуванням або самоблокуванням. Примусове блокування полягає в тому, що ведучий елемент (корпус) диференціала в момент умикання блокування жорстко з'єднується з півосьовою шестірнею. Для цього передбачено спеціальний дистанційний привод до ведучих коліс. У ведучих мостах автомобілів крутний момент передається від диференціала до ведучих коліс за допомогою піввісей.

Залежно від способу встановлення півосей у картері моста вони можуть бути повністю або частково розвантаженими від згинальних моментів, що діють на піввісь. Повністю розвантажені півосі застосовують на автомобілях середньої й великої вантажопідйомності, а також на автобусах. Такі піввісі встановлюються вільно всередині моста, а маточина колеса спирається на балку моста через два підшипники.

Напіврозвантажені півосі спираються на підшипник, що розміщений усередині балки моста, а маточина колеса жорстко з'єднується з фланцем піввісі. Тому така піввісь виявляється навантаженою крутним моментом і

частково згинальним. Напіврозвантажені півосі застосовують у механізмах задніх ведучих мостів легкових автомобілів і вантажних автомобілів на їхній базі.

Для даного автомобіля обираємо балку суцільного штамповано-зварювального ведучого моста, який складається суцільного картера і двох штампованих сталевих кожухів півосей. Матеріалом може слугувати ковкий чавун або сталь. Після цього обираємо піввісі. Найкраще встановити повністю розвантажені, тому що вони ідеально підходять до балки і в свою чергу, сприймають тільки крутний момент, що передається від диференціала до коліс.

Оскільки, передатне число головної передачі становить 6,5, тому приймаємо подвійну головну передачу ([4] ст.11), яка найчастіше застосовується на вантажних автомобілях і складається із двох пар шестерень – конічної та циліндричної.

Для забезпечення ведучих коліс моста з різною кутовою швидкістю на поворотах, коли вони проходять шлях різної довжини, встановлюємо диференціал. Диференціал буде складатися із коробки, в якій встановлена хрестовина. На хрестовину встановлено чотири сателіти, сателіти входять в зачеплення із зубами шестерень.

6 ОЦІНКА ПРОХІДНОСТІ ТА МАНЕВРНОСТІ ПРОЕКТОВАНОГО АВТОМОБІЛЯ

Під прохідністю автомобіля розуміють його здатність рухатися у важких дорожніх умовах, тобто долати значні нерівності та різноманітні перешкоди - рівчаки, стрімкі підйоми та горби. Автомобілі, що використовуються для лісопромислового комплексу України іноді працюють в особливо важких експлуатаційних умовах - на ґрунтових лісових дорогах зі значними нерівностями, а і в умовах бездоріжжя. Тому прохідність - це одна з важливих експлуатаційних властивостей.

Єдиного критерію повної оцінки прохідності транспортних засобів немає, оскільки прохідність залежить як від багатьох параметрів автомобіля, так і від стану поверхні дороги та досвіду водія і техніки водіння. Тому застосовують різноманітні показники прохідності автомобіля. Основні із них можна поділити на три групи: 1- тягово-зчіпні; 2 - геометричні; 3 - конструктивні.

6.1 Тягово-зчіпні показники прохідності

Погані дороги й бездоріжжя характеризуються, в першу чергу, підвищеним опором руху. Тому автомобіль повинен мати достатню тягову силу та динамічні й зчіпні властивості, які забезпечують потрібну прохідність.

До основних тягово-зчіпних показників прохідності відносять:

- максимальний динамічний фактор:

$$D_{\max} = \frac{P_{\epsilon \max}}{G_{\Gamma}} = \frac{49,7}{77,99} = 0,63,$$

де G_n - повна вага автомобіля, кН;

$P_{\kappa \max}$ - максимальна тягова сила, яка забезпечується можливостями двигуна і трансмісії, кН.

- зчіпний фактор автомобіля:

$$D_{\varphi} = \frac{P_{\varphi}}{G_{зч}},$$

де P_{φ} - сила зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею, кН;

$G_{зч}$ - зчіпна вага автомобіля, тобто повна вага, що припадає на його ведучі колеса, кН.

$$P_{\varphi} = G_{зч} \cdot \varphi = 130,33 \cdot 0,7 = 91,23 \text{ кН};$$

$$D_{\varphi} = \frac{49,7}{70,94} = 0,7.$$

- питома потужність, кВт/т:

$$N_{\text{ит}} = \frac{N_{e\text{max}}}{\frac{G_n}{9,81}} = \frac{191}{\frac{158,43}{9,81}} = 24 \text{ кВт/т},$$

де $N_{e\text{max}}$ - максимальна потужність двигуна, кВт/т.

Аналізуючи прохідність проектованого автомобіля треба мати на увазі, що коефіцієнт зчеплення залежить не тільки від типу і стану дорожньої поверхні, але визначається типом шин, тиском повітря в них та рисунком протектора.

6.2. Геометричні показники прохідності

Основними геометричними показниками прохідності автомобілів є:

- дорожній просвіт h_d , тобто відстань від опорної поверхні до найнижчої точки шасі машини;
- поздовжній та поперечний радіуси прохідності;
- передній та задній кути прохідності (кути звису).

Дорожній просвіт визначає глибину колії і можливість руху автомобіля на м'яких ґрунтах та здатність долати поодинокі перешкоди, що різко виступають.

В технічних умовах для кожної категорії транспортних засобів передбачені мінімальні значення дорожніх просвітів. Аналізуючи попередні дані, дорожній просвіт становитиме:

$$h_{\bar{A}} = 0,8821 \cdot m^{0,444} = 0,35 \text{ м.}$$

Поздовжній R_B та поперечний R_K радіуси прохідності визначають обриси перешкоди на опорній поверхні, яку, не зачіпаючи, може подолати транспортний засіб. Поздовжній радіус - це радіус дуги, яку проведено дотичну до найнижчої точки шасі на ділянці між передніми і задніми для двовісних автомобілів.

Цей параметр характеризує здатність машини долати короткі випуклі перешкоди, насипи, горби тощо. Радіус поздовжньої прохідності можна визначити на виконаному в масштабі ескізі машини, провівши коло, дотичне до шин відповідних коліс машини.

Щоб наближено обчислити поздовжній радіус прохідності автомобіля можна використати такі залежності:

$$R_B = \frac{4 \cdot h_B + l_B^2}{8 \cdot h_B},$$

де l_B - довжина хорди дуги, проведеної радіусом що з'єднує точки контакту дуги з поверхнею коліс;

h_B - віддаль від опорної поверхні до найнижчої точки шасі на ділянці між передніми і задніми колесами.

$$l_A = 0,8 \cdot \bar{A} = 0,8 \cdot 4,08 = 3,264,$$

де B - поздовжня база автомобіля.

$$R_A = \frac{4 \cdot h_A + l_A^2}{8 \cdot h_A} = \frac{4 \cdot 0,48 + 3,264^2}{8 \cdot 0,48} = 2,69, \text{ м.}$$

Обчислення радіуса поперечної прохідності:

$$R_e = \frac{4 \cdot h_E^2 + (\hat{E} - 2 \cdot \hat{A}_0)^2}{8 \cdot h_E} = \frac{4 \cdot 0,35^2 + (2 - 2 \cdot 0,481)^2}{8 \cdot 0,35} = 0,57,$$

де h_K - вертикальна віддаль від опорної поверхні до найнижчої точки;

K - колія машини, м;

B_u - ширина профілюючих коліс відповідної осі.

6.3 Конструктивні фактори, що впливають на прохідність автомобіля

Проектуючи автомобіль та оцінюючи його прохідність, потрібно брати до уваги такі конструктивні особливості:

- тип і параметри шин;
- тип трансмісії;
- тип і конструкція диференціалів.

Опір коченню і зчеплення коліс з дорогою в значній мірі залежить не лише від типу і стану дорожнього покриття, але велике значення має тип шин коліс і тиск повітря у них. Зокрема, широкопрофільні шини низького тиску збільшують прохідність, оскільки забезпечують більші значення коефіцієнта зчеплення і зменшують глибину колії та руйнування поверхні ґрунтової дороги. Але на дорозі з твердим покриттям вони підвищують силу опору коченню. Певний вплив на коефіцієнта зчеплення та прохідність автомобіля має також тип рисунку і глибина протектора шини.

Для підвищення прохідності має значення також тип і блокування встановлених у трансмісії диференціалів. На автомобілях підвищеної прохідності можна застосувати той чи інший тип самоблокувальних

диференціалів або примусове блокування міжколісних чи міжосьових диференціалів (переважно електрогідравлічне).

6.4 Оцінка маневреності автомобіля

Основними показниками, якими оцінюють маневреність автомобіля, є мінімальний радіус повороту по сліді зовнішнього переднього колеса R_{306} зовнішній $R_{Г1}$, і внутрішній $R_{Г2}$ габаритні радіуси повороту (радіуси повороту передніх і задніх габаритних точок машини) та габаритна ширина смуги руху автомобіля на повороті $\Lambda = R_{Г1} - R_{Г2}$. Вказані показники характеризують можливість руху автомобіля на звивистих ділянках шляху і здатність маневрування на площадках обмежених розмірів.

Показники маневреності залежать від геометричних параметрів автомобіля, в першу чергу від його бази, а також від максимального кута повороту керованих коліс. Для трьохосьового автомобіля, якщо не враховувати явище відведення коліс, вказані радіуси можна обчислити за формулами:

$$R_{306} = \frac{B + 0,5 \cdot B_e}{\sin \Theta_{306}};$$
$$R_{Г1} = \sqrt{(B + 0,5B_e + l_1)^2 + \left(\frac{B + 0,5B_e}{\operatorname{tg} \Theta_{306}} + \frac{III - K}{2} \right)^2};$$
$$R_{Г2} = \frac{B + 0,5B_e}{\operatorname{tg} \Theta_{306}} - \frac{III + K}{2};$$
$$\Lambda = R_{Г1} - R_{Г2},$$

де Θ_{306} - максимальний кут повороту зовнішнього переднього колеса (на повороті воно котиться по дузі більшого радіуса);

K - шкворнева колія автомобіля (можна наближено прийняти рівною колії передніх коліс), м.

III - габаритна ширина автомобіля, м;

l_1 - передній звис, тобто віддаль від передньої осі до крайньої передньої точки автомобіля.

$$\Theta_{\text{зоб}} = \arctg \left(\frac{1}{\frac{K}{B + 0,5B_g} + \frac{1}{tg\Theta_{\text{гн}}}} \right) = \arctg \left(\frac{1}{\frac{2}{4,08 + 0,5 \cdot 1,4} + \frac{1}{tg31^\circ}} \right) = 26^\circ;$$

$$R_{\text{гд}} = \frac{4,08 + 0,5 \cdot 1,4}{\sin 26^\circ} = 10,9, \text{ м};$$

$$R_{\hat{A}1} = \sqrt{(4,08 + 0,5 \cdot 1,4 + 1,375)^2 + \left(\frac{4,08 + 0,5 \cdot 1,4}{tg26^\circ} + \frac{2,5 - 2}{2} \right)^2} = 11,81, \text{ м};$$

$$R_{\hat{A}2} = \frac{4,08 + 0,5 \cdot 1,4}{tg26^\circ} - \frac{2,5 + 2}{2} = 7,5, \text{ м};$$

$$\Lambda = 11,81 - 7,5 = 4,31, \text{ м}.$$

Отже, спроектований нами автомобіль характеризується великим дорожнім просвітом та великою габаритною шириною смуги руху на повороті, що забезпечують високу прохідність і маневреність, порівняно високу швидкість, можливість доставки вантажів без перевантаження, простоту керування і догляду.

ВИСНОВКИ

На підставах проведеного огляду аналізу конструкції і параметрів автомобілів-аналогів з проєктованим визначено залежності між їхніми ваговими та геометричними параметрами. За допомогою комп'ютера в середовищі Excel побудовано графічні залежності і проведено їх апроксимацію. За отриманими аналогічними виразами в залежності від заданої вантажопідйомності проєктованого автомобіля визначено його власну масу, а також базу, довжину, ширину та висоту. Обґрунтовано капотну компоновальну схему, яка є кращою для автомобіля підвищеної прохідності. Проведено ваговий аналіз, де визначено навантаження на осі без вантажу та з вантажем, за яким вибрано швидкість.

Виконано розрахунок потрібної потужності двигуна та прийнято двигун. Питома потужність проєктованого автомобіля знаходиться в межах питомих потужностей автомобілів-аналогів.

Розраховано та прийнято максимальне і мінімальне передатні числа трансмісій, які відповідають заданим умовам руху. Мінімальне передатне число забезпечує максимальну швидкість руху, а максимальне не перевищує значення розрахованих за умовою зчеплення коліс із дорогою. Визначено та прийнято передатні числа коробки передач та роздавальної коробки.

Обґрунтовано кінематичну схему трансмісії та прийнято роздавальну коробку.

Проведений розрахунок роздавальної коробки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Білик Б. В. Обґрунтування вагових та геометричних параметрів і тяговий розрахунок автотранспортного засобу: Методичні вказівки до курсового та дипломного проектування з дисципліни „Автомобілі та трактори" для студентів напряму базової вищої освіти 0902 "Інженерна механіка" та спеціальності 090219 "Обладнання лісового комплексу". - Львів: 2006.
2. Сирота В.І., Сахно В.П. Автомобілі. Основи конструкції, теорія : навчальний посібник. – 2-ге вид., перероб. і доп. – Київ : Арістей, 2008. – 288 с.
3. Кисликов В.Ф., Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів : підручник. – Київ : Либідь, 1999. – 400 с.
4. Методичні вказівки по виконанню курсового проекту з дисципліни "Автомобілі та трактори ". Розрахунок і компонування транспортного засобу. Частина 1. Б. В. Білик. 2003.
5. Білик Б.В. , Шевченко Н.В. Компанування і розрахунок ведучих мостів автотранспортного засобу: Методичні вказівки до курсового та дипломного проектування з дисципліни „Автомобілі та трактори" для студентів напряму базової вищої освіти 0902 "Інженерна механіка" та спеціальності 090219 "Обладнання лісового комплексу". - Львів: 2006.
6. Кисликов, В. Ф. Будова й експлуатація автомобілів. В. Ф. Кисликов, В. В. Лущик; Підручник. – К.: Либідь, 1999. – 400 с.
7. Інтернет-пошукова система Google.
8. Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів. Технологія: Підручник / О.А. Лудченко. – Київ: Вища школа, 2008. – 527 с.
9. Сандомирський М.Г. Трактори і автомобілі. І частина. Автотракторні двигуни: навчальний посібник / М.Г. Сандомирський, М.Ф. Бойко, А.Т. Лебедев та ін. – К.: Вища школа, 2000. – 357 с.

10. Сирота В.І. Основи конструкції автомобілів: навчальний посібник / В.І. Сирота. – Київ : Арістей, 2006. – 280 с.

11. Лебедєв А.Т. Трактори та автомобілі. Частина 3. Шасі: навчальний посібник / А.Т. Лебедєв, В.М. Антощенков, М.Ф. Бойко та ін. – Київ: Вища освіта, 2004. – 336 с.: іл.

12. Боровських, Ю. І. Будова автомобілів. [Текст] / Ю. І. Боровських, Ю. В., Морозов; – К.: Вища школа, 1991. – 304 с.

ДОДАТКИ