

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Дослідження впливу конструктивних параметрів автомобіля на його динамічні та гальмівні характеристики з урахуванням паливної економичності.

Виконав: студент 6 курсу, групи МАМЗ-61
спеціальності 274

«Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

Владислав ЗЕМБА

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

Віктор ГУДЬ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

Роман ХОРОШУН

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Зав. кафедри

Олег ЦЬОНЬ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра Кафедра автомобілів
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Олег ЦЬОНЬ

(підпис)

(прізвище та ініціали)

«04» листопада 2024 р.

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт»

(шифр і назва спеціальності)

студенту Зембі Владиславу Петровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження впливу конструктивних параметрів автомобіля на його динамічні та гальмівні характеристики з урахуванням паливної економичності.

Керівник роботи Гудь Віктор Зіновійович., д.т.н., проф.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 04 » листопада 2024 року № 4/7-1057

2. Термін подання студентом завершеної роботи 20 грудня 2024

3. Вихідні дані до роботи Динамічні та гальмівні характеристики автомобіля.

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1 Загально-технічний розділ. 2 Технологічний розділ. 3 Конструкторський розділ.

4 Науково-дослідний розділ. 5 Охорона праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

Загальний вигляд автомобіля – 1А1.

Механізм зчеплення – 1А1.

Ведений диск. Механічний привід – 1А1.

Зовнішня швидкісна характеристика та силовий баланс автомобіля – 1А1.

Тягово-динамічні характеристики – 1А1.

Гальмівні властивості і паливно-економічні показники автомобіля – 1А1.

Стенд для перевірки стану гальмівної системи автомобілей – 1А1.

Гальмівний стенд. – 1А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н. доц. Ткаченко І.Г.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	ст. викл. Стручок В.С.		

7. Дата видачі завдання 04.11.2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загально-технічний розділ	22.11.24р	
2	Технологічний розділ	29.11.24р	
3	Конструкторський розділ	04.12.24р	
4	Науково-дослідний розділ	13.12.24р	
5	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	20.12.24р	
6	Оформлення графічної частини	20.12.24р	
7	Захист кваліфікаційної роботи магістра	29.12.24р	

Студент

(підпис)

Земба Владислав Петрович

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Гудь Віктор Зіновійович

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційної роботи магістра на тему: «Дослідження впливу конструктивних параметрів автомобіля на його динамічні та гальмівні характеристики з урахуванням паливної економичності.».

Робота виконана на кафедрі автомобілів ТНТУ ім.. І. Пулюя. Керівник кваліфікаційної роботи магістра д.т.н. професор Гудь Віктор Зіновійович.

Пояснювальна записка складається з п'яти розділів і 62 сторінки формату А4 та 8 аркушів формату А1 графічної частини 5 сторінок додатків.

Ключові слова: аналіз, ефективність, швидкість, швидкість, конструкція.

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	7
1.1 Показники динамічності при рівномірному русі.....	7
1.2 Показники динамічності автомобіля при нерівномірному русі.....	13
1.3 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра.....	16
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	18
2.1 Опис вихідних даних.....	18
2.2 Дорожні умови.....	18
2.3 Визначення спорядженої та повної маси автомобіля та їх розподілу по осях.....	19
2.4 Оптимальний вибір шин.....	22
2.5 Геометричні характеристики транспортного засобу.....	23
2.6 Аеродинамічні властивості автомобіля.....	25
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	29
3.1 Розрахунок параметрів зчеплення автомобіля.....	29
4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ.....	39
4.1 Розрахунок гальмівних властивостей автомобіля.....	39
4.2 Оцінка гальмівних характеристик автомобіля.....	42
4.3 Паливна ефективність автомобіля.....	46
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	52
5.1 Галузеві програми поліпшення стану безпеки, гігієни праці та виробничого середовища.....	52
5.2 Знезараження території, споруд і техніки. Санітарна обробка людей.....	54
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	58
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	60
ДОДАТКИ	

ВСТУП

Це стосується не лише покращення паливної економічності, але й оптимізації динамічних і гальмівних характеристик, які безпосередньо впливають на безпеку та комфорт під час водіння. Розуміння взаємозв'язків між конструктивними параметрами автомобіля та його робочими характеристиками має критичне значення для інженерів і дизайнерів, які прагнуть розробляти більш економічні та ефективні моделі.

Ця магістерська робота спрямована на дослідження того, як конструктивні параметри, такі як маса автомобіля, аеродинамічні властивості, тип і розташування двигуна впливають на динамічні та гальмівні характеристики автомобілів. Особлива увага приділяється паливній економічності, що є важливим аспектом у контексті зростаючих вимог до екологічності автотранспорту.

Актуальність теми обумовлена стрімкими змінами у законодавстві щодо екологічних норм викидів і стандартів споживання палива, що ставить перед виробниками автомобілів нові виклики. Зміна конструктивних параметрів може значно вплинути на ці характеристики, тим самим допомагаючи автовиробникам адаптуватися до нових норм і вимог.

Метою даної роботи є визначення оптимальних конструктивних параметрів, які б сприяли підвищенню динамічності і гальмівної ефективності при одночасному зниженні споживання палива. Для досягнення цієї мети будуть використані методи комп'ютерного моделювання, а також аналіз результатів експериментальних досліджень.

Таким чином, дослідження спрямоване на глибоке розуміння впливу конструктивних параметрів на ефективність автомобілів, що дозволить в майбутньому розробляти більш безпечні, комфортні та екологічно чисті транспортні засоби.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Показники динамічності при рівномірному русі

Під час рівномірного руху автомобіля важливо визначити наступні ключові показники тягової динамічності:

Максимальна швидкість $V_{\max}$, яку автомобіль може розвинути при даному стані дороги;

Коефіцієнти опору дороги $\psi_{\max}$ для руху на нижчій передачі, що відображають силу, необхідну для подолання опору дороги;

ψ_v для руху на вищій передачі, а також відповідні значення динамічного фактора $D_{\max}$ і D_v .

Ці показники дозволяють оцінити здатність автомобіля ефективно пересуватися при різних умовах експлуатації. Розрахунки проводяться за допомогою методів силового балансу та побудови динамічних характеристик, які базуються на графо-аналітичних методах. Ці методи забезпечують візуалізацію зміни динамічних параметрів відповідно до змін у режимах руху автомобіля. [1]

Динамічна характеристика автомобіля розробляється на основі його тягових властивостей і представляє собою графік, що ілюструє залежність динамічного фактора D від швидкості руху V на різних передачах. Цей метод дозволяє візуалізувати, як змінюється ефективність приводу автомобіля при різних режимах руху.

Динамічний фактор D обчислюємо за наступною формулою:

$$D = \frac{P_T - P_w}{M_a \cdot g} = \frac{P_a}{M_a \cdot g}, \quad (1.1)$$

Беручи до уваги рівняння тягового балансу автомобіля та виходячи з припущення, що $\cos \alpha = 1$, а $\sin \alpha = 0$ (що відповідає руху на горизонтальній поверхні без ухилу), формула для обчислення динамічного фактора може бути виражена наступним чином:

$$D = \varphi \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha \pm (\delta / g) \cdot \frac{dV}{dt},$$

$$\cdot D = \psi \pm (\delta / g) \frac{dV}{dt}.$$
(1.2)

При стабільному русі автомобіля динамічний фактор D дорівнює коефіцієнту опору дороги ψ . Цей показник є критичним для оцінки аеродинамічних і тягових властивостей транспортного засобу на різних швидкостях і режимах руху.

Для належного аналізу динаміки автомобіля та побудови його динамічної характеристики, користуючись даними, ми складаємо таблицю 1.1. Ця таблиця міститиме всі необхідні показники, що дозволять відобразити як змінюється динамічний фактор залежно від різних умов руху.

Таблиця 1.1. Показники для побудови динамічної характеристики автомобіля.

Пере- дача	Дані	n, об/хв							
		850	1700	2550	3400	4250	5100	5500	5600
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	V, м/с	2,5	5,0	7,5	10,0	12,5	15,0	16,2	16,5
	Pa, Н	4178,0	4457,1	4576,9	4497,3	4241,7	3783,5	3529,5	3454,1
	D	0,292	0,311	0,32	0,314	0,296	0,264	0,246	0,241
2	V, м/с	3,2	6,3	9,5	12,6	15,8	19,0	20,4	20,8
	Pa, Н	3313,0	3521,6	3605,0	3521,4	3290,2	2888,3	2674,7	2609,7
	D	0,231	0,246	0,252	0,246	0,23	0,201	0,187	0,182
3	V, м/с	4,0	8,0	11,9	15,9	19,9	23,9	25,8	26,2
	Pa, Н	2621,1	2774,8	2814,7	2713,6	2487,0	2118,3	1915,3	1858,9
	D	0,183	0,194	0,197	0,19	0,174	0,148	0,134	0,13
4	V, м/с	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,1	32,4	33,0
	Pa, Н	2077,6	2177,3	2170,5	2037,3	1789,3	1409,6	1206,1	1147,5
	D	0,145	0,152	0,152	0,142	0,125	0,098	0,084	0,08
5	V, м/с	6,3	12,6	19,0	25,3	31,6	37,9	40,9	41,6
	Pa, Н	1633,5	1676,1	1607,7	1416,4	1110,1	678,0	442,2	379,5
	D	0,114	0,117	0,112	0,099	0,078	0,047	0,031	0,027

Для аналізу ефективності роботи ведучих коліс автомобіля при різних передачах коробки передач, ми переносимо значення швидкості V і вільної сили P_a наш аналіз. Це дозволяє нам мати точне уявлення про тягові здібності автомобіля при різних режимах руху.

Для спрощення аналізу змін у динамічному факторі при різних навантаженнях, ми розширюємо динамічну характеристику за допомогою номограми завантажень. Це робиться шляхом продовження осі абсцис динамічної характеристики вліво, де ми наносимо шкалу навантажень $N\%$. Від нульової точки шкали навантажень ми будуємо вісь ординат, на якій розміщуємо шкалу динамічного фактора D_0 для незавантаженого автомобіля.

Масштаб a_0 в міліметрах для шкали D_0 визначаємо за допомогою наступного співвідношення:

$$a_0 = \frac{a \cdot D_0}{D} = a \cdot \frac{G_a}{G_0}, \text{ мм}, \quad (1.3)$$

Для візуального представлення залежності між різними станами завантаження автомобіля, ми створюємо номограму завантажень, з'єднуючи рівнозначні ділення на шкалах D та D_0 прямими лініями. Це дозволяє наочно оцінити, як змінюється динаміка автомобіля при різних рівнях його завантаження.

Для аналізу можливості руху автомобіля без буксування ведучих коліс при різних рівнях завантаження використовуємо порівняння динамічних факторів зчеплення D_ϕ та тяги D . Це порівняння проводимо за допомогою графіка контролю буксування, який відображає значення динамічного фактора зчеплення D_ϕ в залежності від різних рівнів навантаження та коефіцієнта зчеплення.

Значення динамічних факторів зчеплення для завантаженого D_ϕ та незавантаженого автомобіля $D_{0\phi}$ при різних коефіцієнтах зчеплення розраховуємо відповідно до наступних формул:

$$D_\phi = \frac{M_2}{M_a} \cdot \phi; \quad (1.4)$$

$$D_{0\varphi} = \frac{M_{02}}{M_0} \cdot \varphi \quad (1.5)$$

Для побудови номограми, що демонструє залежність динамічного фактора від стану завантаження, ми відкладаємо значення D_0 , які були розраховані для однакових коефіцієнтів зчеплення D_φ , на відповідних осях $D_{0\varphi}$ у тому ж масштабі.

З'єднуємо отримані точки прямими пунктирними лініями, створюючи зрозумілий візуальний зв'язок між величинами динамічних факторів при різних умовах завантаження та коефіцієнтах зчеплення. Над кожною з цих пунктирних ліній на графіку ми вказуємо значення коефіцієнта зчеплення, що дозволяє швидко оцінити, як змінюється динамічна характеристика автомобіля залежно від цього параметра. Ця інформація корисна для аналізу й оптимізації роботи автомобіля в реальних дорожніх умовах, як це ілюструється на рисунку 1.1.

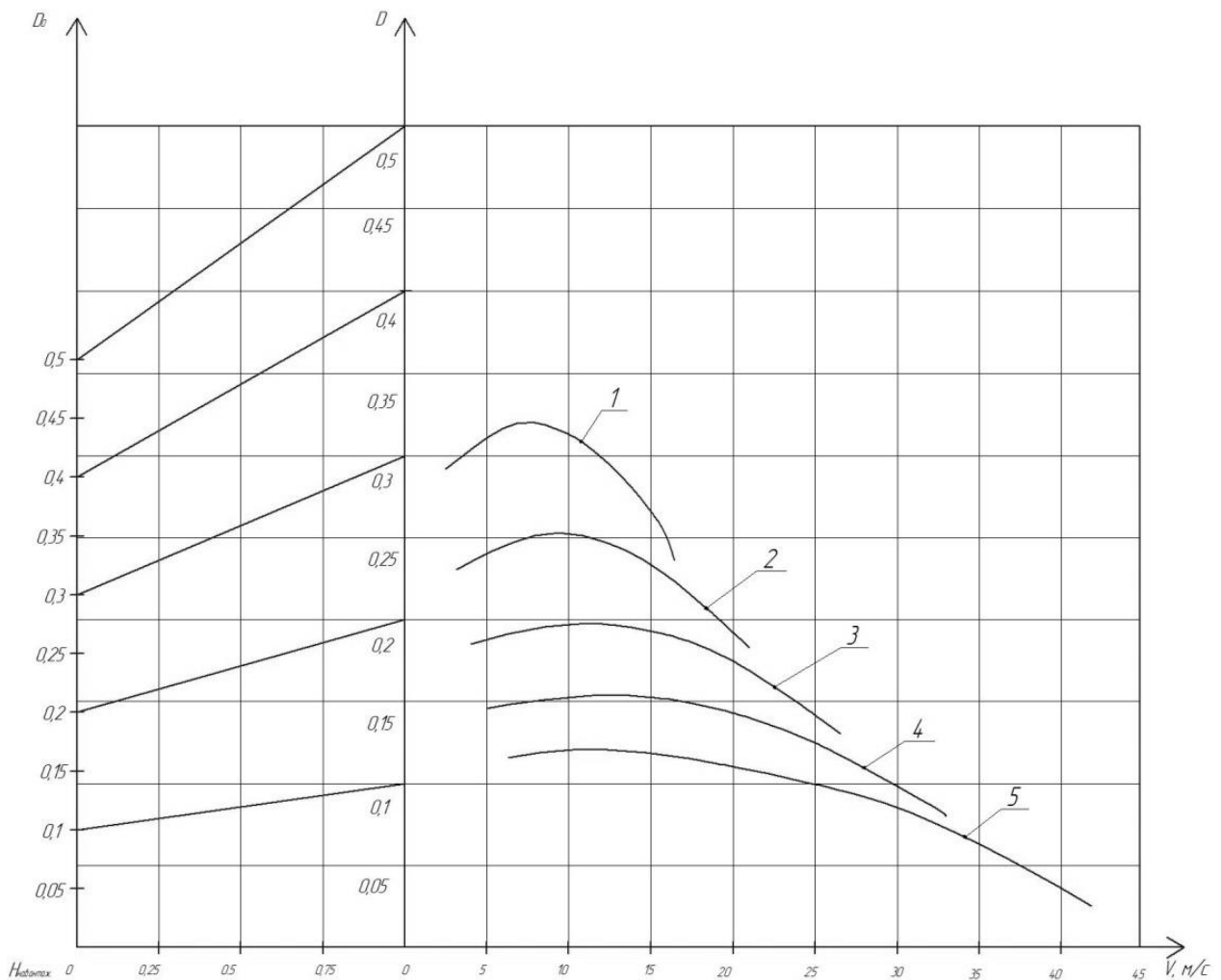


Рис. 1.1. Динамічна характеристика автомобіля, де візуально відображено зміни динамічних факторів при різних передачах коробки передач.

На графіку окремо позначені точки для кожної з п'яти передач КПП, від 1 до 5 відповідно. [7]

Динамічна характеристика автомобіля, розширена номограмою навантажень та графіком контролю буксування, формує динамічний паспорт автомобіля, що відображено на рисунку 1.2. Цей документ є важливим інструментом для аналізу динамічних можливостей автомобіля та його взаємодії з дорожньою поверхнею. Динамічний паспорт дозволяє визначити обмеження, пов'язані з зчепленням коліс автомобіля з дорогою, що є критично важливим для безпеки та ефективності його експлуатації.

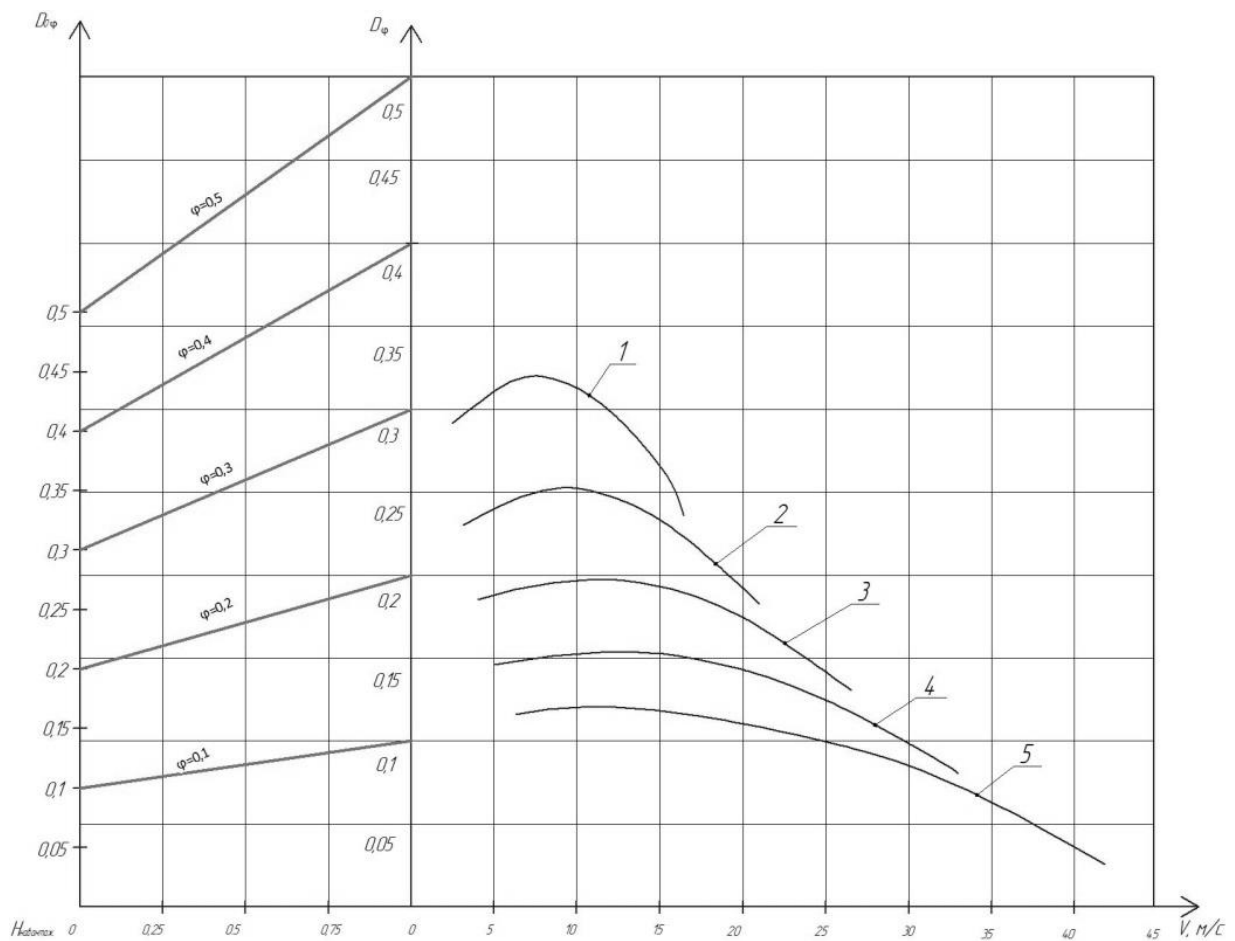


Рис. 1.2. Динамічний паспорт автомобіля, який представляє собою графічне відображення динамічних характеристик на різних передачах коробки передач.

Це дозволяє зрозуміти, як різні передачі (позначені як 1, 2, 3, 4, 5) впливають на поведінку автомобіля в різних динамічних режимах.

На цьому рисунку кожна передача КПП детально аналізується з точки зору її впливу на зчеплення з дорогою, ефективність прискорення та здатність автомобіля до маневрування при різних швидкостях. Використання такого паспорта допомагає водіям і інженерам точно визначити оптимальні умови

використання автомобіля, забезпечуючи максимальну безпеку і продуктивність під час його експлуатації.

Завдяки динамічному паспорту можливо також передбачити поведінку автомобіля в критичних ситуаціях, оцінити потенціал для модифікацій або поліпшень, а також зрозуміти, як зміни в навантаженні впливають на динаміку руху на різних передачах. [12]

Зокрема, за допомогою динамічного паспорта можливо встановити мінімально необхідне значення коефіцієнта зчеплення ϕ для різних рівнів навантаження та швидкостей руху. Це забезпечує інформацію для вибору оптимальних режимів руху, особливо в критичних ситуаціях на дорозі.

Оскільки розглядаємий автомобіль має повний привід, значення динамічних факторів зчеплення D_ϕ та $D_{0\phi}$ прямо пропорційні коефіцієнту зчеплення ϕ і розраховуються за формулами, які забезпечують точне визначення зазначених параметрів у різних умовах експлуатації.

$$D_\phi = \frac{M_a}{M_a} \cdot \phi; \quad (1.6)$$

$$D_{0\phi} = \frac{M_0}{M_0} \cdot \phi \quad (1.7)$$

$$D_\phi = \frac{M_a}{M_a} \cdot \phi_1 = \frac{1460}{1460} \cdot 0,1 = 0,1;$$

$$D_\phi = \frac{M_a}{M_a} \cdot \phi_2 = \frac{1460}{1410} \cdot 0,2 = 0,2;$$

$$D_\phi = \frac{M_{a1}}{M_a} \cdot \phi_3 = \frac{1460}{1460} \cdot 0,3 = 0,3;$$

$$D_\phi = \frac{M_a}{M_a} \cdot \phi_4 = \frac{1460}{1460} \cdot 0,4 = 0,4;$$

$$D_\phi = \frac{M_a}{M_a} \cdot \phi_5 = \frac{1460}{1460} \cdot 0,5 = 0,5$$

$$D_{0\phi} = \frac{M_0}{M_0} \cdot \phi_1 = \frac{1035}{1035} \cdot 0,1 = 0,1;$$

$$D_{0\phi} = \frac{M_0}{M_0} \cdot \phi_2 = \frac{1035}{1035} \cdot 0,2 = 0,2;$$

$$D_{0\phi} = \frac{M_0}{M_0} \cdot \phi_3 = \frac{1035}{1035} \cdot 0,3 = 0,3;$$

$$D_{0\varphi} = \frac{M_0}{M_0} \cdot \varphi_4 = \frac{1035}{1035} \cdot 0,4 = 0,4;$$

$$D_{0\varphi} = \frac{M_0}{M_0} \cdot \varphi_5 = \frac{1035}{1035} \cdot 0,5 = 0,5$$

Таблиця 1.2. Значення D_φ та $D_{0\varphi}$ при різних значеннях φ

φ	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
D_φ	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$D_{0\varphi}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5

1.2 Показники динамічності автомобіля при нерівномірному русі

Основними показниками, що характеризують динамічність автомобіля при нерівномірному русі, є прискорення та сповільнення, а також час і відстань, необхідні для розгону чи гальмування від одного заданого рівня швидкості до іншого. Нерівномірний рух може мати як характеристики прискорення, так і сповільнення в залежності від ситуації на дорозі та вибору режиму водіння. [2]

Для визначення прискорень, які автомобіль може розвинути на різних передачах, застосовуються спеціальні формули. Ці формули враховують різні параметри, такі як маса автомобіля, коефіцієнт тертя шин про дорожнє покриття, аеродинамічний опір, потужність двигуна та ефективність передачі потужності через трансмісію.

Визначення цих динамічних показників дозволяє глибше зрозуміти здатність автомобіля адаптуватися до змін умов руху та ефективно відреагувати на необхідність зміни швидкості, що є критично важливим для безпеки водіння.

$$j = \frac{D - \psi}{\delta} \cdot g, \text{ м/с}^2 \quad (1.8)$$

Коефіцієнт опору дороги є ключовим параметром, що впливає на динаміку автомобіля при русі з певною швидкістю.

$$f_k = f_0 \left(1 + \frac{V_{\max}^2}{2 \cdot 10^4} \right) \quad (1.9)$$

$$f_0 = 0,012 \dots 0,018;$$

$$\psi = f_k + i; \quad (1.10)$$

$$i=0 \quad \psi=f_k \quad \text{та} \quad \psi_0 = f_0;$$

$$\psi = \psi_0 \left(1 + \frac{V_{\max}^2}{2 \cdot 10^4} \right) \quad (1.11)$$

Коефіцієнт, який враховує вплив інерції обертових мас автомобіля, є важливим для розрахунків динаміки руху та ефективності передачі потужності

$$\delta = 1,04 + 0,04 \cdot I_{\kappa}^2 \quad (1.12)$$

$$\text{I-а передача } \delta = 1,04 + 0,04 \cdot I_{\kappa}^2 = 1,04 + 0,04 \cdot 2,32^2 = 1,26$$

$$\text{II-а передача } \delta = 1,04 + 0,04 \cdot I_{\kappa}^2 = 1,04 + 0,04 \cdot 1,84^2 = 1,18$$

$$\text{III-а передача } \delta = 1,04 + 0,04 \cdot I_{\kappa}^2 = 1,04 + 0,04 \cdot 1,46^2 = 1,13$$

$$\text{IV-а передача } \delta = 1,04 + 0,04 \cdot I_{\kappa}^2 = 1,04 + 0,04 \cdot 1,16^2 = 1,09$$

$$\text{V-а передача } \delta = 1,04 + 0,04 \cdot I_{\kappa}^2 = 1,04 + 0,04 \cdot 0,92^2 = 1,07$$

Орієнтовні значення максимальних прискорень під час інтенсивного розгону автомобіля зазвичай варіюються в наступних межах: для легкових автомобілів вони становлять 2,0 до 2,5 м/с² на першій передачі та 0,8 до 1,2 м/с² на вищих передачах. Ці значення показують, наскільки швидко автомобіль може набирати швидкість від старту та на вищих швидкостях відповідно.

Зазвичай прискорення визначають для руху по дорозі з певним коефіцієнтом опору, який може коливатися від 0,02 до 0,04. Для наших розрахунків ми приймемо коефіцієнт опору дороги рівним 0,025.

Враховуючи ці дані, для обчислення прискорень можна використовувати наступну формулу:

$$j = dV / dt = 9,81 \cdot (D - 0,04) / (1 + \sigma_1 \cdot I_{\kappa}^2 + \sigma_2), \text{ м / с}^2 \quad (1.13)$$

У таблиці представлені параметри руху транспортного засобу на першій і другій передачах. Для кожної передачі вказано різні значення швидкості V, декремента демпфірування D, квадрат швидкості V², прискорення j, а також скориговані значення D і j.

Перша передача:

Починаючи зі швидкості 2,5 м/с до 16,5 м/с, демпфіровання D зменшується з 0,292 до 0,241, в той час як прискорення зменшується з 2,08 м/с² до 1,68 м/с².

Зростання квадрата швидкості від 6,25 до 272,25 відображає збільшення швидкості.

Друга передача:

Швидкість зростає від 3,2 м/с до 20,8 м/с, а демпфіровання зменшується з 0,231 до 0,182. Прискорення спадає з 1,71 м/с² до 1,31 м/с².

Третя передача:

Швидкість починається від 4,0 м/с і збільшується до 26,2 м/с. Прискорення міняється мало, коливаючись в межах 1,37 м/с² до 0,91 м/с².

Четверта передача:

Швидкість починається від 5,0 м/с і досягає 33,0 м/с. Коефіцієнт D знижується з 0,145 до 0,08, а прискорення спадає з 1,08 м/с² до 0,5 м/с².

П'ята передача:

Швидкість збільшується від 6,3 м/с до 41,6 м/с, з демпфірованням зменшуючись з 0,114 до 0,027, і прискоренням, яке спадає з 0,82 м/с² до 0,02 м/с².

Ці дані ілюструють, як змінюються характеристики автомобіля при переході між різними передачами, вказуючи на зменшення ефективності демпфування та прискорення зі збільшенням швидкості.

Для створення діаграми, згідно з рисунком 4.3, ми використовуємо дані про швидкість V та коефіцієнт демпфування D , які беремо з таблиці 1.1. У випадках, коли швидкість V не перевищує 30 км/год, можемо ігнорувати вплив втрат на опір дороги на характеристики автомобіля.

Для кожної з передач трансмісії, а при потребі й для допоміжної коробки передач, ми визначаємо значення швидкостей V та демпфіровання. Це робимо на основі аналізу мінімум шести до восьми значень кутових швидкостей, вибраних зі швидкісного спектра двигуна. На основі отриманих результатів розрахунків, ми будуємо графік прискорень автомобіля, що представлено на рисунку 1.1.

Цей підхід дозволяє науково обґрунтовано аналізувати та візуалізувати динамічні характеристики автомобіля при різних режимах руху, забезпечуючи більш точну оптимізацію його експлуатаційних параметрів. [15]

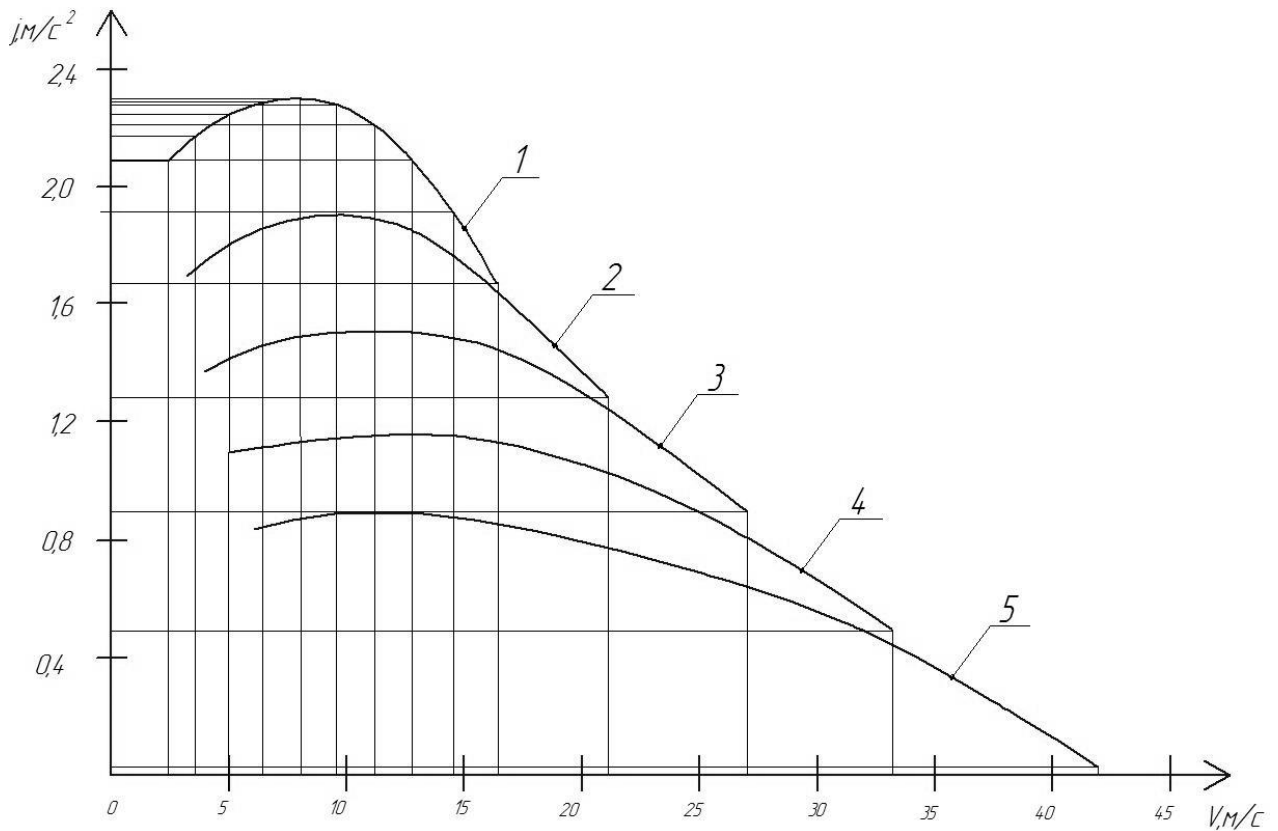


Рис .1.3. графік, який ілюструє прискорення автомобіля на різних передачах коробки передач. Передачі позначені цифрами від 1 до 5, кожна з яких відповідає конкретному передавальному числу в механізмі коробки передач.

1.3 Висновки та постановка завдання на кваліфікаційну роботу магістра

Зібрати та систематизувати всю необхідну інформацію про використовувані матеріали, компоненти та технічні параметри автомобіля, які використовуються у розрахунках та проектуванні. Аналіз типів доріг та їх стану, на яких буде експлуатуватися автомобіль, з метою адаптації технічних характеристик під конкретні умови. Виміряти споряджену та повну масу автомобіля і визначити розподіл цих мас по осях для оптимізації балансу та керованості. Підібрати шини, які найкраще відповідають визначеним дорожнім умовам та характеристикам автомобіля, включаючи їх розмір, тип протектора, і тиск. Визначити габаритні розміри автомобіля, базу, колісну базу та інші

важливі геометричні параметри, що впливають на його прохідність та стабільність. Провести дослідження аеродинамічного опору автомобіля і визначити шляхи його мінімізації за допомогою зміни форми кузова або встановлення аеродинамічних допоміжних пристроїв.

Провести розрахунки щодо оптимального зчеплення шин з дорогою, враховуючи різні умови експлуатації.

Визначити гальмівні відстані при різних швидкостях і умовах дороги для оцінки ефективності гальмівної системи. Оцінити загальну ефективність гальмівної системи, включаючи час реакції гальм, зносостійкість та надійність компонентів. Аналізувати витрату палива при різних режимах руху для визначення оптимальних умов використання двигуна і трансмісії.

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Опис вихідних даних

Вихідні дані охоплюють індикатори та параметри, які можна класифікувати як задані, вибрані та обчислювані. До заданих індикаторів та параметрів належать: призначення та тип транспортного засобу, вантажопідйомність, іноді загальна маса транспортного засобу (для автобусів і легкових машин - пасажирська місткість), максимальна швидкість руху - $V_{\max}$ за заданим коефіцієнтом опору дороги - ψ ; тип двигуна (бензиновий чи дизельний); тип трансмісії (механічна чи гідромеханічна); при потребі - деякі спеціальні індикатори і параметри (наприклад, колісна формула, коефіцієнт запасу за зчепленням у силовій установці та інше). [10]

До вибірових показників та параметрів відносяться: кут нахилу, який забезпечує проходження різноманітних дорожніх перешкод - α , індикатори, що описують дорожні умови, зокрема коефіцієнт опору коченню - f_k при максимальній швидкості, коефіцієнт зчеплення шин з дорогою - ϕ ; вага автомобіля та її розподіл по осях у завантаженому та порожньому станах, лобова площа - F , коефіцієнт аеродинамічної ефективності - k_v , аеродинамічний коефіцієнт - C_x або фактор обтічності - W ; частота обертання колінчастого вала - n_N на максимальній потужності двигуна; тип і показники гідромеханічної трансмісії (при потребі); тип та розміри шин. Вибір цих показників здійснюють на основі аналізу аналогів та використання довідкової та технічної літератури. До обчислюваних показників належать: максимальна потужність двигуна - $N_{\max}$, максимальний крутний момент - $M_{\max}$, об'єм циліндрів двигуна - V_h , передаточні числа основної передачі - i_0 , коробки передач - i_{ki} , а також додаткової коробки передач - i_d .

2.2 Дорожні умови

Дорожні умови описуються за допомогою коефіцієнта сумарного опору дороги, розрахунок якого здійснюється наступним чином:

$$\psi = f_k \pm i, \quad (2.1)$$

Коефіцієнт зчеплення колеса з дорожнім покриттям представлено у таблиці 2.1; i — це показник подовжнього ухилу дороги. Якщо α — кут нахилу дорожнього полотна, то ухил дороги ($i = \tan(\alpha)$) визначається як співвідношення підняття дороги на висоту до довжини її основи, де має місце таке підняття. Його зазвичай позначають символом i .

Таблиця 2.1 – Показники коефіцієнтів тертя кочення та зчеплення коліс з дорогою.

Вид покриття та стан дороги	Коефіцієнти	
	f_k	φ
Цемент та асфальтобетон:		
сухий гладкий	0,012-0,025	0,5-0,6

Припустимо, що легковий автомобіль рухається з максимальною швидкістю по горизонтальній ділянці дороги ($i=0$). В такому разі, коефіцієнт опору дороги буде відповідати коефіцієнту опору кочення, а саме:

$$\Psi = f_k \quad (2.2)$$

Зі збільшенням швидкості до 60...80 км/год коефіцієнт опору кочення збільшується і може бути визначений за допомогою наступної емпіричної формули:

$$f_k = f_0 \cdot (1 + V_{\max}^2 / (2 \cdot 10^4)), \quad (2.3)$$

Коефіцієнт опору коченню для автомобілів при швидкостях нижче 60...80 км/год на дорогах з твердим покриттям коливається в межах від 0,012 до 0,025. Для асфальтованого шосе приймаємо значення $f_0 = 0,022$.

$$f_k = 0,016 \cdot \left(1 + \frac{145^2}{2 \cdot 10^4}\right) = 0,016 \cdot \left(1 + \frac{21025}{20000}\right) = 0,022 \cdot (1 + 1,05) = 0,016 \cdot 2,05 = 0,034$$

$$\Psi = f_k = 0,034$$

Під час руху автомобіля у складних дорожніх умовах, зокрема на ґрунтовій дорозі після дощу з ухилом 120, рекомендуємо вжити наступні заходи: [13]

$$V = 5 \text{ км / год} = \frac{5 \cdot 1000}{3600} = 1,39 \text{ м / с};$$

$$f_{kmax} = 0,05; i = tg(12^0) = 0,213.$$

Максимальний коефіцієнт сумарного опору дороги можна визначити використовуючи наступну формулу:

$$\Psi_{max} = f_{kmax} \pm i \quad (2.4)$$

$$\Psi_{max} = 0,05 + 0,213 = 0,263$$

Максимальне значення коефіцієнта опору руху прийнято для легкових та вантажних автомобілів, а також для автобусів, що використовуються для міжміських перевезень.

2.3 Визначення спорядженої та повної маси автомобіля та їх розподілу по осях

Коефіцієнт використання маси η_G , який є важливим показником конструкції автомобіля, визначаємо за допомогою наступної формули:

$$\eta_G = \frac{M_a - M_0}{M_0} = \frac{M_e}{M_0} \quad (2.5)$$

Повна маса проектованого автомобіля розраховується згідно з наступним виразом:

$$M_a = M_o + M_e + M_n(z + 1) + M_{\bar{o}}, \text{ кг} \quad (2.6)$$

$M_n = 75 \text{ кг}$; $M_{\bar{o}} = 50 \text{ кг}$ $M_o = 50 \text{ кг}$. $z = 4$; $M_0 = 1035 \text{ кг}$, $z = 4$ і $M_e = 0$, за формулою визначаємо повну масу автомобіля:

$$M_a = 1035 + 0 + 75(4 + 1) + 50 = 1460 \text{ кг}$$

У даному випадку, числові значення наступні: [16]

$$\eta_G = \frac{1460 - 1035}{1035} = 0,41$$

Для легкових автомобілів та автобусів коефіцієнт використання маси η_G залежить від класу транспортного засобу і коливається в межах від 0,2 до 0,8. Для легкових автомобілів та автобусів пасажиромісткість конвертується у вантажопідйомність, на основі якої далі визначається повна маса автомобіля за відповідною формулою:

$$M_a = M_o + M_e + (m_p + m_{\bar{o}}) \cdot N_{\text{сум}} \quad (2.7)$$

$$m_p = 75 \text{ кг.}; m_6 = 10 \text{ кг.}$$

$$M_a = 1035 + 0 + (75 + 10) \cdot 5 = 1035 + 425 = 1460 \text{ кг.}$$

Розподіл маси по осях автомобіля обчислюємо з урахуванням конструктивних особливостей транспортного засобу, даних про автомобілі-прототипи, рекомендацій, які надаються в спеціалізованих довідниках та технічній літературі, використовуючи наступні формули:

$$M_{01} = M_0 \cdot \frac{b_0}{L_a}; \quad M_{02} = M_0 \cdot \frac{a_0}{L_a}; \quad (2.8)$$

$$M_{a1} = M_a \cdot \frac{b_a}{L_a}; \quad M_{a2} = M_a \cdot \frac{a_a}{L_a}; \quad (2.9)$$

В аналізі розподілу маси на осі автомобільних прототипів застосовуємо дані про відстані a_0 , b_0 , a_a і b_a . Ці параметри дозволяють здійснити оцінку розподілу маси на передній та задній осі в залежності від їх конструкційних характеристик.

Для автомобілів з наявними конструкціями, маса, що припадає на ведучі осі, зазвичай розподіляється наступним чином (індекси 2 і 3 відносяться до ведучих коліс):

у автомобілях з повним приводом:

$$M_2 = (0,51 \dots 0,56) M_a. \quad (2.10)$$

$$M_1 = M_a - M_2 \quad (2.11)$$

$$M_2 = 0,53 \cdot 1460 = 773,8 \text{ кг.};$$

$$M_1 = 1460 - 773,8 = 686,2 \text{ кг.};$$

Встановлення загальної маси автомобіля (H) відбувається на основі спеціалізованої формули.

$$G_a = M_a \cdot g, H. \quad (2.12)$$

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2.$$

$$G_a = 1460 \cdot 9,81 = 14322,6 \text{ Н.}$$

Для кожної осі легкового автомобіля маса визначається згідно з окремими розрахунковими формулами.

$$G_1 = M_1 \cdot g, H \quad (2.13)$$

$$G_2 = M_2 \cdot g, H \quad (2.14)$$

$$G_1 = 686,2 \cdot 9,81 = 6731,6 \text{ Н};$$

$$G_2 = 773,8 \cdot 9,81 = 7591,0 \text{ Н};$$

При визначенні прототипу автомобіля для порівняння ми орієнтуємося на транспортний засіб, чий маса та розподіл ваги близькі до розрахункових показників, які ми використовуємо.

2.4 Оптимальний вибір шин

Для вибору шин автомобіля враховуємо його функціональне призначення та максимальне навантаження $G_{\text{кmax}}$, яке може припадати на одне колесо, відповідно до загального розподілу навантаження по осям. Також звертаємо увагу на максимально допустимі навантаження, що витримують шини згідно їхніх технічних специфікацій. Окрім того, обираємо шини, які відповідають максимальній швидкості автомобіля, яка вказана в технічних параметрах.

Навантаження, яке припадає на колесо будь-якої осі автомобіля, визначається за наступною формулою:

$$G_{ki} = G_i / n_{ki} \quad (2.15)$$

Іноді для визначення навантаження, яке припадає на одну ширину колеса, використовуємо метод обрахунку середнього значення для всього автомобіля. Цей розрахунок проводиться за наступною формулою:

$$p = \frac{M_a \cdot g}{m} \quad (2.16)$$

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2.$$

Для визначення середнього навантаження на шину використовуємо спеціально розроблену методику розрахунку.

$$p = \frac{1460 \cdot 9,81}{4} = 3581 \text{ Н}.$$

При виборі шин для нашого прототипу встановлюємо модель 175/80R13 98R, яка відповідає потребам експлуатації. Технічні параметри шин для легкових автомобілів, вантажівок та автобусів визначаються згідно з національними стандартами та технічними умовами.

Статичний радіус колеса обчислюється відповідно до наступної формули.

$$r_c = 0,5d + \lambda z \cdot H, \text{ м} \quad (2.17)$$

$$d = 14 \cdot 2,54 = 35,56 \text{ см} = 0,3556 \text{ м};$$

$$\lambda z = 0,88 \dots 0,92.$$

$$H = 175 \cdot 80\% = 175 \cdot 0,8 = 140 \text{ мм} = 0,14 \text{ м}.$$

$$r_c = 0,5 \cdot 0,3556 + 0,9 \cdot 0,14 = 303,8 \text{ мм} = 0,3038$$

При проведенні тягового аналізу, оцінювальне значення радіуса r_k можна розрахувати також використовуючи емпіричний метод, заснований на спеціальній формулі:

$$r_k = 0,5d + B(1 - \lambda) \quad (2.18)$$

Встановлюємо ширину шини $B = 175 \text{ мм} = 0,175 \text{ м}$, що еквівалентно

Для різних типів шин параметр λ визначається наступним чином:

Для стандартних та широкопрофільних шин значення λ коливається від $\lambda = 0,1 \dots 0,16$.

Для арочних шин та пневмокатків цей параметр знаходиться у діапазоні від $\lambda = 0,2 \dots 0,3$. Часто приймають, що кінематичний радіус r_k дорівнює статичному радіусу r_c .

Розрахунок кінематичного радіусу виглядає так:

$$r_k = 0,5 \cdot 0,3556 + 0,175 \cdot (1 - 0,16) = 0,32 \text{ м}.$$

Згідно з використаним прототипом для шин 175/80R14 98R, статичний радіус шини становить $r_c = 0,3038 \text{ м}$, а кінематичний радіус $r_k = 0,32 \text{ м}$. [9]

2.5 Геометричні характеристики транспортного засобу

При проектуванні автомобіля важливо визначити його основні геометричні характеристики, зокрема габаритні розміри: довжину L_a , ширину B_a та висоту H_a ; а також базу L для двовісних транспортних засобів та колію $B1$ та $B2$ для кожного мосту.

Під час визначення габаритних розмірів нового автомобіля необхідно дотримуватись вимог національних стандартів, зокрема ДСТУ Засоби транспортні дорожні. Маса та габарити. Ці вимоги включають максимально

допустимі параметри для габаритних розмірів транспортних засобів, які представлені у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2. Максимальні габаритні розміри автотранспортних засобів

Тип автотранспортного засобу	Максимальні габаритні розміри, м, не більше		
	Довжина	Ширина	Висота
1	2	3	4
Легковий автомобіль	12,00	2.55	4,00
Вантажний автомобіль	12,00		
Автобус, тролейбус	13,50		
Автобус, тролейбус (з числом осей більше двох)	15,00		
Причіп	12,00		
Напівпричіп	14,00		
Автомобіль з напівпричепом	20,00		
Автомобіль з причепом	20,00		
Рефрижератор та ізотермічний кузов-фургон	допускається збільшення габаритної ширини до 2,60м		

База двовісного автомобіля L визначається як відстань між основними осями обертання коліс — переднього та заднього мостів.

Колія автомобіля вказує на проміжок між центральними площинами коліс, що належать до одного мосту.

На схемі 2.1 зображено методику визначення центру маси автомобіля, яка є ключовою для розуміння його динамічних властивостей.

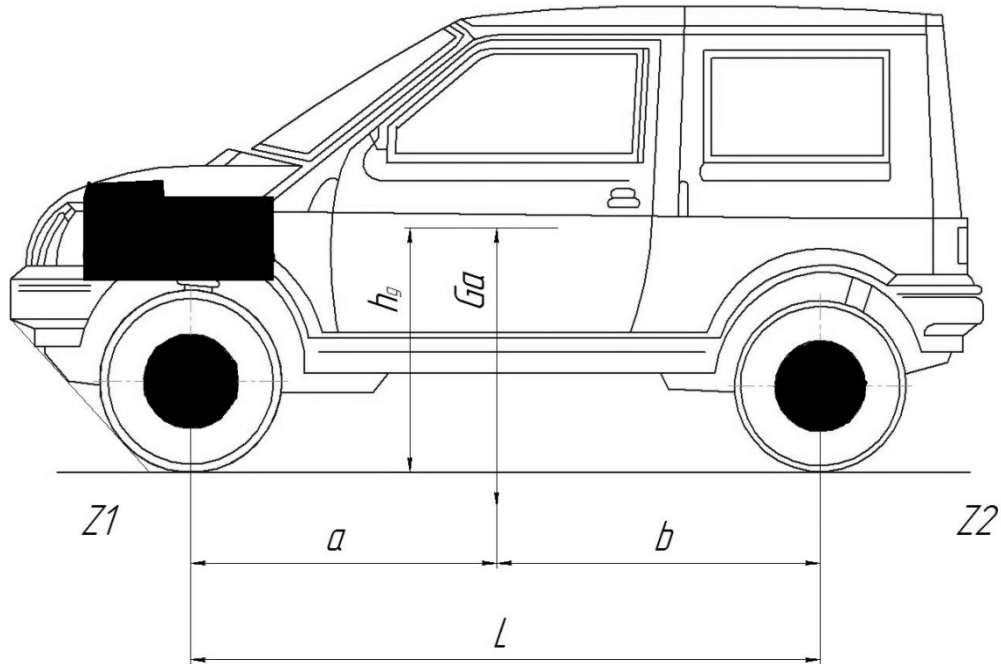


Рис. 2.1. представляє схему, яка використовується для визначення координат центра маси автомобіля.

Координати центра маси вздовж бази автомобіля, позначені як a та b на схемі, відіграють ключову роль у забезпеченні балансу та стабільності транспортного засобу під час руху. [17]

$$a = M_2 L / M a, м \quad (2.19)$$

$$a = 773,8 \cdot 2,19 / 1460 = 1,16 \text{ м.}$$

$$b = L - a, м \quad (2.20)$$

$$b = 2,19 - 1,16 = 1,03 \text{ м.}$$

Висота центра маси h_g для легкових автомобілів зазвичай варіюється в межах від 0,7 до 0,8 метрів, тоді як для вантажних автомобілів та автобусів цей параметр коливається від 0,9 до 1,1 метра. Для наших розрахунків приймаємо $h_g = 0,8 \text{ м.}$

2.6 Аеродинамічні властивості автомобіля

Для розрахунку аеродинамічного опору, який відчуває автомобіль при русі, використовують наступну формулу:

$$P_w = C_w \cdot F \cdot q, Н \quad (2.21)$$

q означає швидкісний напір, вимірюваний у кг/с^2 , який відображає кінетичну енергію кубічного метра повітря, що переміщується зі швидкістю,

чисельно рівною швидкості автомобіля відносно повітряного потоку, виражену у метрах за секунду. [20]

$$q = 1,204 \cdot (145^2 / 2) = 12657 \text{ кг} / \text{с}^2;$$

Приймаємо: $\rho = 1,204 \text{ кг/м}^3$ при $t = 20^\circ \text{C}$.

Для автомобілів площа проекції на площину, що є перпендикулярною до подовжньої осі автомобіля, приймається як мірка для визначення ефективної площі зіткнення з повітрям, виражена у квадратних метрах.

$$C_w = 0,5$$

$$P_w = 0,5 \cdot 2,048 \cdot 12657 = 12961 \text{ Н}$$

Проекцію P_n сили P_w на напрямок руху автомобіля називають лобовою силою опору повітря. Цей параметр відображає силу, яку необхідно подолати автомобілю для подолання повітряного опору під час руху.

$$P_n = C_x \cdot F \cdot \rho \cdot (V^2 / 2), \text{ Н} \quad (2.22)$$

Коефіцієнт обтічності k_b відображає силу опору повітря, яка припадає на один квадратний метр поверхні автомобіля при відносній швидкості один метр за секунду. Цей коефіцієнт зумовлений формою кузова автомобіля та кутом напливу повітря τ , що впливає на аеродинамічні характеристики транспортного засобу.

$$K_g = 0,5 \cdot C_x \cdot \rho, \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2 \quad (2.23)$$

Для проектування легкового автомобіля коефіцієнт лобового опору повітря C_x встановлюємо на рівні 0,5. Значення густини повітря ρ при температурі 20°C становить $1,204 \text{ кг/м}^3$. Відповідно до цих параметрів, можна розрахувати силу аеродинамічного опору, що діє на автомобіль під час руху.

$$K_g = 0,5 \cdot 0,5 \cdot 1,204 = 0,3 \text{ Нс} / \text{м}^2$$

$$P_n = 0,5 \cdot 2,048 \cdot 1,204 \cdot (145^2 / 2) = 12961 \text{ Н}$$

коефіцієнти лобового опору повітря C_x в межах від 0,3 до 0,6. Ці значення вказують на різноманітність дизайну та аеродинамічної ефективності серед цього класу автомобілів. Наприклад, спортивні автомобілі, які часто мають більш аеродинамічні форми, схильні до нижчого кінця цього діапазону, тоді як

великі седани або компактні автомобілі можуть мати вищі значення C_x через меншу обтічність.

Коефіцієнт K_v , що представляє навантаження на повітря в Ньютонах на квадратний метр ($\text{Нс}/\text{м}^2$) при стандартній швидкості, варіюється від 0,20 до 0,35 для легкових автомобілів. Цей коефіцієнт корелює з аеродинамічною формою та загальною ефективністю автомобіля. Нижчі значення K_v зазвичай спостерігаються у автомобілів з більш обтічними формами, які зменшують опір повітря і таким чином знижують енергетичні втрати під час руху, сприяючи кращій паливній економії.

Таким чином, вибір автомобіля з оптимальними аеродинамічними характеристиками може значно вплинути на загальну ефективність і витрати експлуатації, особливо при великих швидкостях на шосе.

Під час руху автомобіля в нерухомому повітряному середовищі відносна швидкість повітря відносно автомобіля, позначена як V_n , дорівнює швидкості автомобіля V . Це означає, що автомобіль, переміщаючись через повітря, створює аеродинамічний опір, який прямо залежить від його швидкості.

$$P_n = K_g \cdot F \cdot V^2, \text{ Н} \quad (2.24)$$

Добуток коефіцієнта обтічності K_v та площі фронтальної проекції F автомобіля визначається як фактор обтічності.

$$P_n = 0,3 \cdot 2,048 \cdot 145^2 = 12918 \text{ Н}.$$

Площа фронтальної проекції F автомобіля є ключовою для розрахунку аеродинамічних характеристик.

$$F = B_z \cdot H_z, \text{ м}^2 \quad (2.25)$$

$$= 0,78 - 0,80; B_z = 1600 \text{ мм} = 1,6 \text{ м}, H_z = 1600 \text{ мм} = 1,6 \text{ м}.$$

Зазвичай, параметри ширини B , максимальної ширини $B_{\max}$ та висоти H автомобіля визначаються на основі характеристик прототипу.

$$F = 0,8 \cdot 1,6 \cdot 1,6 = 2,048 \text{ м}^2$$

При аналізі аеродинамічного опору, який автомобіль відчуває під час руху, важливим показником є фактор обтічності. Ця величина визначається на основі таких чинників, як коефіцієнти лобового опору C_x та обтічності K_v , а також залежить від площі лобової проекції F . Фактор обтічності інтегрує ці

параметри для оцінки загальної ефективності автомобіля у протистоянні з повітряними потоками, що є критичним для розробки економічних та швидких транспортних засобів. [18]

$$W = K_{\epsilon} \cdot F, H \cdot c^2 / m^2 \quad (2.26)$$

$$W = 0,3 \cdot 2,048 = 0,61 H \cdot c^2 / m^2.$$

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Розрахунок параметрів зчеплення автомобіля

Вихідні параметри для розрахунків:

Маса автомобіля (m_a): 1460 кг – це загальна маса транспортного засобу.

Маса причепа (m_n): 0 кг – причеп не використовується.

Максимальний крутний момент (M_{dmax}): 139,6 Н·м – вказує на максимальний момент, який може розвинути колінчастий вал двигуна.

Максимальна частота обертання (ω_{max}): 575,7 рад/с, що відповідає 5500 об/хв – вказує на максимальну швидкість обертання колінчастого вала.

Товщина фрикційної накладки (δ): 3,5 мм – вказує на товщину фрикційного матеріалу муфти зчеплення. [21]

Передавальні числа: $i_k = 2,32$ (коробка передач) та $i_0 = 4,9$ (головна передача) – ці коефіцієнти показують співвідношення передач у механізмах.

Коефіцієнт врахування обертових мас (δ): 1,05 – враховує додаткові обертові маси автомобіля при розрахунках.

$$M_C = \beta \cdot M_{dmax} \cdot H \cdot m, \quad (3.1)$$

Після внесення заданих параметрів у розрахункові формули, обраховуємо

$$M_C = 2,2 \cdot 139,6 = 307,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

зовнішній діаметр веденого диска муфти зчеплення. Цей діаметр визначається наступною формулою:

$$D_3 = 2R = 2,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{\beta \cdot M_{dmax}}{\pi \cdot p_0 \cdot \mu \cdot i}}, \text{ м} \quad (3.2)$$

$[p_0] = 0,2 \dots 0,25 \text{ МПа}$; приймаємо $p_0 = 0,23 \text{ МПа}$;

$\mu = 0,2 \dots 0,3$; приймаємо $\mu = 0,25$; $i = 2$.

Чисельне значення:

$$D_3 = 2R = 2,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,2 \cdot 139,8}{3,14 \cdot 0,23 \cdot 10^6 \cdot 0,25 \cdot 2}} = 23,7 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

Приймаємо $D_3 = 25 \cdot 10^{-2} \text{ м}$.

Для визначення внутрішнього діаметра фрикційної накладки використовуємо спеціальне співвідношення, яке враховує необхідні параметри конструкції зчеплення.

$$d_g = (0,5 \dots 0,6) \cdot D_3, \text{ м} \quad (3.3)$$

Розрахунок проводимо наступним чином:

$$d_g = 0,6 \cdot D_3 = 0,6 \cdot 250 = 150 \text{ мм.}$$

Оцінка навантаження, що впливає на фрикційні накладки зчеплення, та їхньої зносостійкості є критичним аспектом під час проектування системи зчеплення. Задля точності вимірювань аналізують наступні параметри:

Тиск на фрикційній поверхні - вимірюємо, як сила, що прикладається маховиком і натискним диском, розподіляється на поверхню фрикційної накладки. [4]

Питома робота буксування зчеплення - визначаємо енергію, що витрачається на перетирання фрикційних поверхонь одна об одну при зміщенні маховика.

Розрахунок тиску на фрикційні поверхні (Па) проводимо, використовуючи наступну формулу:

$$p_0 = \frac{P_{np}}{F} \leq [p_0]. \quad (3.4)$$

Для того, щоб забезпечити надійність і тривалість служби фрикційних накладок зчеплення, необхідно точно визначити ключові параметри їхньої роботи. Основними з них є площа робочої поверхні накладки та сила нормального тиску, яка на неї діє.

Площа робочої поверхні накладки визначається, виходячи з її геометричних розмірів, за формулою:

$$F = \frac{\pi \cdot (D_3^2 - d_B^2)}{4}, \text{ м}^2 \quad (3.5)$$

$$F = 0,785 \cdot (0,25^2 - 0,15^2) = 0,0314, \text{ м}^2,$$

Сила нормального тиску, що діє на фрикційну накладку, визначається як:

$$P_{np} = \frac{\beta \cdot M_{\partial max}}{\mu \cdot R_{cp} \cdot i}, \text{ Н} \quad (3.6)$$

$$\beta = 2,2. \mu = 0,25.$$

$$R_{cp} = \frac{D_3 + d_B}{4} = \frac{0,25 + 0,15}{4} = 0,1 \text{ м.}$$

Отже:

$$P_{np} = \frac{2,2 \cdot 139,6}{0,25 \cdot 0,1 \cdot 2} = 6142 \text{ Н;}$$

$$p_0 = \frac{6142}{0,0314} = 195605 \leq [p_0] \text{ Па;}$$

$$0,196 < 0,2 \dots 0,25 \text{ МПа.}$$

Для оцінки питомої роботи, яка виконується при буксуванні зчеплення, використовують наступне рівняння:

$$L_{y\partial} = \frac{L_{\delta}}{F_{\text{сум}}} \text{, Дж} \quad (3.7)$$

$$L_{\delta} = \frac{3 \cdot M_{\partial \max} \cdot J_a \cdot \omega^2 \cdot b}{2 \cdot M_{\partial \max} - 3 \cdot M_m} \text{, Дж} \quad (3.8)$$

Момент інерції транспортного засобу, який редукується до вхідного вала трансмісії, вимірюється у кілограм-метрах квадратних і може бути розрахований за допомогою наступного виразу:

$$J_a = \delta \cdot (m_a + m_n) \cdot \frac{r_k^2}{i_k^2 \cdot i_0^2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (3.9)$$

$$m_a = 1460 \text{ кг; } m_n = 0 \text{ кг; } r_k = 0,32 \text{ м; } i_k = 2,32, i_0 = 4,9; \delta = 1,05.$$

Числовий показник моменту інерції автомобіля обраховується, враховуючи наступний параметр:

$$J_a = 1,05 \cdot (1460 + 0) \cdot \frac{0,32^2}{2,32^2 \cdot 4,9^2} = 1,22, \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

Швидкість обертання колінчастого вала двигуна, визначена у секундах на оберт, зокрема для транспортних засобів з бензиновими двигунами:

$$\omega = \frac{\omega_M}{3} + 150 = \frac{266,9}{3} + 150 = 239,96 \text{ с}^{-1},$$

$$\omega_M = 266,9 \text{ с}^{-1}. b = 1,23.$$

$$M_m = g \cdot \frac{(m_a + m_n) \cdot \psi \cdot r_k \cdot \eta_T}{i_k \cdot i_0}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.10)$$

$$\psi = 0,034. \eta_T = 0,93.$$

Отже:

$$M_m = 9,81 \cdot \frac{(1460 + 0) \cdot 0,034 \cdot 0,32 \cdot 0,93}{2,32 \cdot 4,9} = 12,75 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$L_{\sigma} = \frac{3 \cdot 139,6 \cdot 1,22 \cdot 239,96^2 \cdot 1,23}{2 \cdot 139,6 - 3 \cdot 12,75} = 0,15 \text{ МДж}.$$

$$L_{y\partial} = \frac{0,15}{2 \cdot 0,0314} = 2,39 \text{ МДж/м}^2.$$

$$L_{y\partial} = 2,39 \text{ МДж/м}^2 < [L_{y\partial}] = 4 \text{ МДж/м}^2;$$

Отже, необхідність забезпечення достатнього ресурсу накладок виконано.

Температурний режим компонентів зчеплення під час одного активування можна визначити, використовуючи наступне рівняння:

$$\Delta t = \frac{\gamma \cdot L_{\sigma}}{c \cdot m_{\partial}} \leq [\Delta t] \text{ } ^\circ \text{C}, \quad (3.11)$$

$$\gamma = 0,5; \quad c = 482 \text{ Дж / (кг}\cdot\text{K)}; \quad m_{\partial} = 17 \text{ кг}; \quad [\Delta t] = 10 \dots 15 \text{ } ^\circ \text{C}.$$

$$\Delta t = \frac{0,5 \cdot 0,15 \cdot 10^6}{482 \cdot 17} = 9,15 \leq [\Delta t]$$

Отже, теплове навантаження зчеплення залишається в припустимих межах.

Схема для обчислення характеристик діафрагменної пружини представлена на ілюстрації 3.1.

Товщина цієї пружини в зчепленні легкових авто коливається від 2,0 до 2,5 мм. Для розрахунків оберемо значення $h=2$ мм. Силу, яку генерує пружина, можна визначити на основі умови збалансування сил:

$$P_{\text{вимк}}(c - e) = P_{\text{пр}}(b - c), \text{ Н} \quad (3.12)$$

$$P = 770 \text{ Н}.$$

Таким чином, можемо розрахувати силу, що діє з боку пружини:

$$P_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{вимк}} \cdot (c - e)}{b - c} = \frac{770 \cdot (0,065 - 0,015)}{0,1 - 0,065} = 285,2 \text{ Н} \quad (3.13)$$

Максимальне згинальне напруження в пелюстках діафрагми може бути визначено наступним чином:

$$\sigma_p + \sigma_{ze} = \sigma_{\text{max}}, \text{ МПа} \quad (3.14)$$

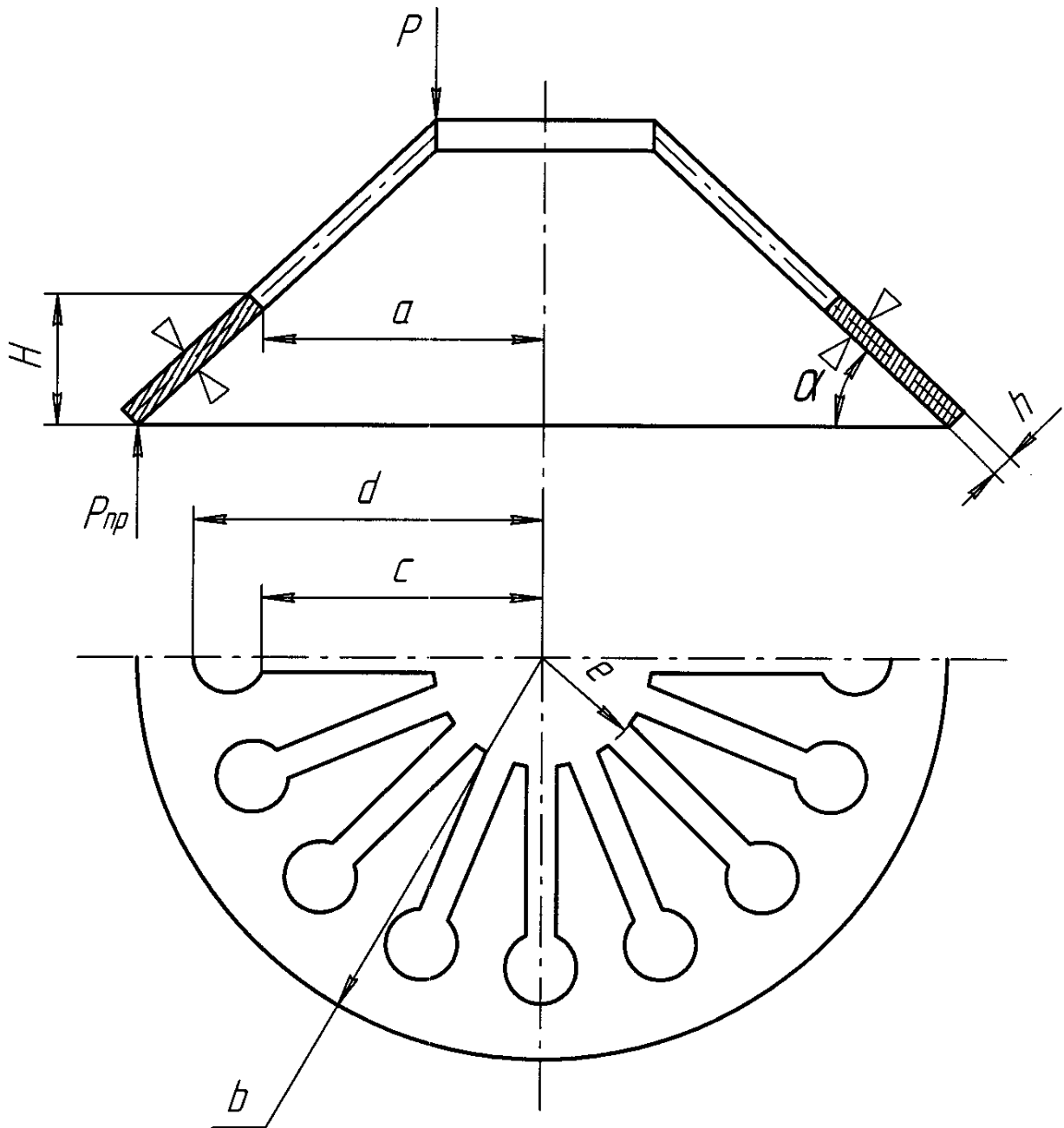


Рис. 3.1. Схема для обчислення параметрів діафрагменної пружини.

Напруження розтягнення можна розрахувати використовуючи наступне рівняння:

$$\sigma_p = \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \frac{(d-a)\alpha^2 - h\alpha}{2a}, \text{ МПа} \quad (3.15)$$

$$\mu = 0,25. \alpha = 10 \dots 12^\circ.$$

$$\sigma_p = \frac{2 \cdot 10^{11}}{1-0,25^2} \cdot \frac{(0,08-0,055)10^2 - 0,002 \cdot 10}{2 \cdot 0,055} = 48090000 \text{ Па} = 48,09 \text{ МПа}$$

Напруження згину можна обчислити за допомогою наступної формули:

$$\sigma_{32} = \frac{P_{\text{взмк}}(a-e)}{n_n - \omega_{32}}, \text{ МПа} \quad (3.16)$$

$n = 12$.

Момент опору при згині можна розрахувати за допомогою наступної формули:

$$\omega_{32} = \frac{b \cdot h^2}{6}, \text{ м}^3 \quad (3.17)$$

$$\omega_{32} = \frac{0,2 \cdot 0,002^2}{6} = 1,3 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3.$$

$$\sigma_{32} = \frac{770(0,055 - 0,015)}{12 \cdot 1,3 \cdot 10^{-7}} = 19743589 \text{ Па} = 19,7 \text{ МПа}$$

Таким чином, можна визначити максимальне напруження згину пелюсток діафрагми:

$$\sigma_{\max} = 48,09 + 19,07 = 67,16 \text{ МПа}.$$

Допустимий рівень максимального напруження для діафрагменних пружин встановлюється наступним чином:

$$[\sigma_{\max}] = 700 \dots 800 \text{ МПа}.$$

Значення максимального напруження відповідає вимогам міцності: $\sigma_{\max} < [\sigma_{\max}]$. 3.2.5 Розрахунок пружин демпфера зчеплення При розрахунку пружин демпфера зчеплення враховують наступні параметри:

$Z = 6$ – кількість пружин;

$D = 4 \text{ мм}$ – діаметр проволочи;

$D_{\text{ср}} = 16 \text{ мм}$ – середній діаметр витка;

$n_{\text{п}} = 5$ – кількість повних витків пружини;

$C = 300 \text{ Н/мм}$ – жорсткість пружини;

$M_{\text{тр}} = 100 \dots 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – момент тертя фрикційних елементів демпфера.

Момент попереднього натягу пружин:

$$M_{\text{нон}} = 0,2 \cdot M_{\text{омакс}} = 0,2 \cdot 139,6 = 27,92 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (3.18)$$

Максимальне напруження пружини демпфера можна обрахувати використовуючи рівняння:

$$M_{\text{омакс}} = \frac{M_{\text{нон}} \cdot \beta}{n} \quad (3.19)$$

Застосуємо у формулі (3.19) задані розрахункові параметри:

$$M_{\text{омакс}} = \frac{27,92 \cdot 2,2}{1} = 61,4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Силу, яка стискає кожну пружину демпфера, розраховуємо згідно з формулою:

$$P'_{np} = \frac{M_{\partial \max}}{R \cdot z}, \text{Н} \quad (3.20)$$

$R=0,08 \text{ м.}$

$$P'_{np} = \frac{61,4}{0,08 \cdot 6} = 127,9 \text{ Н.}$$

Враховуючи значну жорсткість пружин демпфера, розрахунок напруження проводимо за формулою, яка бере до уваги форму перетину, кривизну витка та вплив поперечної сили, а саме:

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot P'_{np} \cdot D_{cp}}{\pi \cdot D^3} \cdot K \leq [\tau], \text{Па} \quad (3.21)$$

$[\tau]=700\dots900 \text{ МПа.}$

$$K = \frac{4 \cdot c - 1}{4 \cdot c - 4} + \frac{0,615}{c} \quad (3.22)$$

$$c = \frac{D_{cp}}{D} = \frac{16}{4} = 4,$$

$$K = \frac{4 \cdot 4 - 1}{4 \cdot 4 - 4} + \frac{0,615}{4} = 1,4,$$

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot 127,9 \cdot 0,016}{3,14 \cdot 0,04^3} \cdot 1,4 = 114051 \leq [\tau]. \text{Па.}$$

Отже, вимоги $\tau_{\max} < [\tau]$ до міцності задовольняються.

Напруження зминання шліців маточини можна визначити, використовуючи наступну формулу:

$$\sigma_{cm} = \frac{P}{F \cdot a} \leq [\sigma], \text{МПа}, \quad (3.23)$$

$$P = \frac{M_{\partial \max} \cdot \beta}{r_{cp}}, \text{Н} \quad (3.24)$$

$$r_{cp} = \frac{d_H + d_B}{4} \text{ мм} \quad (3.25)$$

$d_H = 30 \text{ мм; } d_B = 25 \text{ мм.}$

$$F = \frac{d_H - d_B}{2} \cdot l \cdot z \quad (3.26)$$

$l = 40 \text{ мм}; z=10; \alpha = 0,75; [\sigma_{cm}]=15...30 \text{ МПа.}$

Після введення даних параметрів ми отримуємо наступні результати:

$$r_{cp} = \frac{30 + 25}{4} = 13,75 \text{ мм};$$

$$F = \frac{30 - 25}{2} \cdot 40 \cdot 10 = 1000 \text{ мм}^2;$$

$$P = \frac{139,6 \cdot 2,2}{13,75 \cdot 10^{-3}} = 10153 \text{ Н.}$$

$$\sigma_{cm} = \frac{10153}{1000 \cdot 0,75} = 13,5 \leq [\sigma] \text{ МПа,}$$

Оскільки 13,5 МПа менше за 30 МПа, умова міцності задовольняється $\sigma_{cm} < [\sigma_{cm}]$. Напруження зрізу шліців маточини можна розрахувати використовуючи наступне рівняння:

$$\tau_{zp \max} = \frac{P}{l \cdot b \cdot z \cdot \alpha} \leq [\tau_{zp}] \quad (3.27)$$

$b = 9 \text{ мм}; [\tau_{zp}] = 5...15 \text{ МПа.}$

$$\tau_{zp \max} = \frac{10153}{0,04 \cdot 0,009 \cdot 10 \cdot 0,75 \cdot 10^6} = 3,76 \leq [\tau_{zp}] \text{ МПа,}$$

Оскільки 3,76 МПа менше за 15 МПа, $\tau_{zp \max} < [\tau_{zp}]$ умова міцності дотримується. Матеріал маточини використовується сталь 40Х. Для веденого диска використовується сталь 65Г. [14]

Вал зчеплення проектується на кручення і розрахунок діаметру впадин шліцевої частини проводиться згідно наступної формули:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\partial \max}}{0,2 \cdot [\tau_{kp}]}} \text{ м} \quad (3.28)$$

Взявши до уваги допустиме напруження на кручення $[\tau_{kp}] = 70 \text{ МПа}$, розраховуємо наступне:

$$d = \sqrt[3]{\frac{139,6}{0,2 \cdot 70 \cdot 10^6}} = 0,022 \text{ м.}$$

$d = 0,025 \text{ м.}$

Перевірка шліців на зминання здійснюється відповідно до наступної формули:

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot M_{\partial \max}}{(d + 2 \cdot h) \cdot z \cdot l \cdot h} \leq [\sigma_{cm}], \text{ МПа} \quad (3.29)$$

Чисельне значення при $h = 2,5 \text{ мм}$; $l = 40 \text{ мм}$; $z = 10$:

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 139,6}{(0,025 + 2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}) \cdot 10 \cdot 40 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}} = 7,98 \leq [\sigma_{cm}] \text{ МПа.}$$

Перевірка міцності шліців від зрізу виконується згідно з наступним рівнянням:

$$\tau_{cp} = \frac{2 \cdot M_{\partial \max}}{(d + 2 \cdot h) \cdot z \cdot l \cdot b} \leq [\tau_{cp}], \text{ МПа,} \quad (3.30)$$

$b = 8 \text{ мм}$.

$$\tau_{cp} = \frac{2 \cdot 139,6}{(0,025 + 2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}) \cdot 20 \cdot 40 \cdot 10^{-3} \cdot 4,5 \cdot 10^{-3}} = 2,59 \leq [\tau_{cp}] \text{ МПа.}$$

$$[\sigma_{cm}] = 15 \dots 30 \text{ МПа, } [\tau_{cp}] = 5 \dots 15 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{cm} < [\sigma_{cm}], \tau_{cp} < [\tau_{cp}]$$

Умова міцності дотримана.

Силу, що діє на педаль виключення зчеплення, розраховуємо, враховуючи збільшення сили натискних пружин на 20% під час відключення зчеплення:

$$P_{ned} = \frac{1,2 \cdot P_{np}}{i \cdot \eta_T}, \text{ Н} \quad (3.31)$$

$$P_{np} = 285,2 \text{ Н}; \eta_T = 0,8.$$

$$i = i_1 \cdot i_2. \quad (3.32)$$

Для механічного приводу (див. ілюстрацію 3.7):

$$i_1 = \frac{a \cdot c}{b \cdot d};$$

$$i_2 = \frac{l}{f};$$

$$i = \frac{a \cdot c \cdot l}{b \cdot d \cdot f},$$

$$a = 270; b = 70; c = 65; d = 55; l = 48; f = 21, \text{ мм.}$$

Внаслідок введення відомих параметрів у відповідні формули отримуємо наступне:

$$i_1 = \frac{270 \cdot 65}{70 \cdot 55} = 4,56;$$

$$i_2 = \frac{48}{21} = 2,29;$$

$$i = \frac{270 \cdot 70 \cdot 48}{70 \cdot 55 \cdot 21} = 11,2.$$

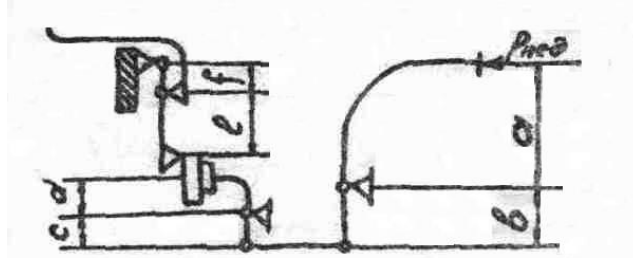


Рис. 3.7. Механічний привід зчеплення.

Отже:

$$P_{пед} = \frac{1,2 \cdot 285,2}{11,2 \cdot 0,8} = 38,1 \text{ Н.}$$

На розроблюваному автомобілі вимоги до сили натискання на педаль обмежені значенням у 200 Н. Для цього приводу зчеплення додатковий підсилювач не використовується. Вільний хід педалі має бути в межах 20 до 30 мм, тоді як повний хід педалі повинен складати не менше 120 мм. [8]

На ілюстрації 3.8 представлено загальний вигляд спроектованої системи зчеплення.

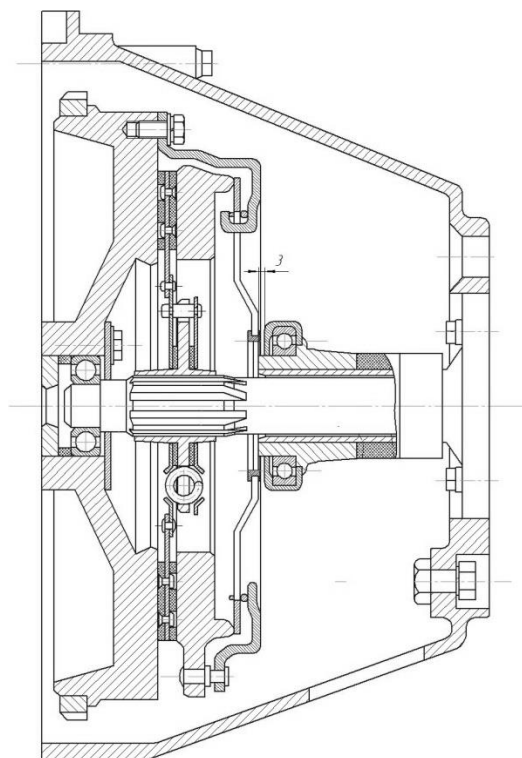


Рис. 3.8. Загальний вигляд конструкції механізму зчеплення.

4 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Розрахунок гальмівних властивостей автомобіля

Для визначення часу t_p та дистанції S_p , необхідних для зупинки автомобіля, використовуємо графоаналітичний метод. Цей підхід передбачає розділення кривої прискорень на сегменти, де протягом кожного з них приймаємо, що зміна швидкості відбувається зі сталою середньою величиною прискорення j_{sp} . Цю середню величину прискорення визначаємо за наступною формулою:

$$J_{cp} = 0,5 (j_n + j_k), \text{ м / с}^2 \quad (4.1)$$

Для забезпечення більшої точності розрахунків інтервали швидкості ΔV обираємо такими: 2–3 км/год для першої передачі, 5–10 км/год для проміжних передач, а 10–15 км/год для вищої передачі.

Після визначення величини середнього прискорення j_{cp} обчислюємо час розгону t_p автомобіля при зміні швидкості його руху з початкової V_n до кінцевої V_k за формулою:

$$\Delta t_i = \frac{V_k - V_n}{j_{cp}} = \frac{\Delta V_i}{j_{cp}}, \text{ с} \quad (4.2)$$

Таким чином, загальний час розгону транспортного засобу з мінімальної стійкої швидкості V_{min} до максимальної швидкості V_{max} можна обчислити за формулою:

$$t_p = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n, \text{ с} \quad (4.3)$$

На основі обчислених значень t_p для різних швидкостей будується крива часу розгону (див. нижче), починаючи з початкової швидкості V_{min} , для якої $t=0$. Для швидкості V_1 відкладається значення Δt_1 , для швидкості V_2 - сума ($\Delta t_1 + \Delta t_2$, і так далі).

Щоб визначити показники динамічності автомобіля під час розгону з максимальною інтенсивністю, у розрахунки вводяться максимально можливі прискорення для кожної швидкості. Якщо на графіку криві прискорень суміжних передач перетинаються, то для розрахунків слід використовувати ті

частини кривих, що знаходяться праворуч від точок їхнього перетину. Якщо криві не перетинаються, то розрахунковими ділянками для всіх передач, за винятком першої, є праві відгалуження, обмежені вертикальними лініями, проведеними через праві кінцеві точки, розташовані вище за інші криві (див. рис. 4.1).

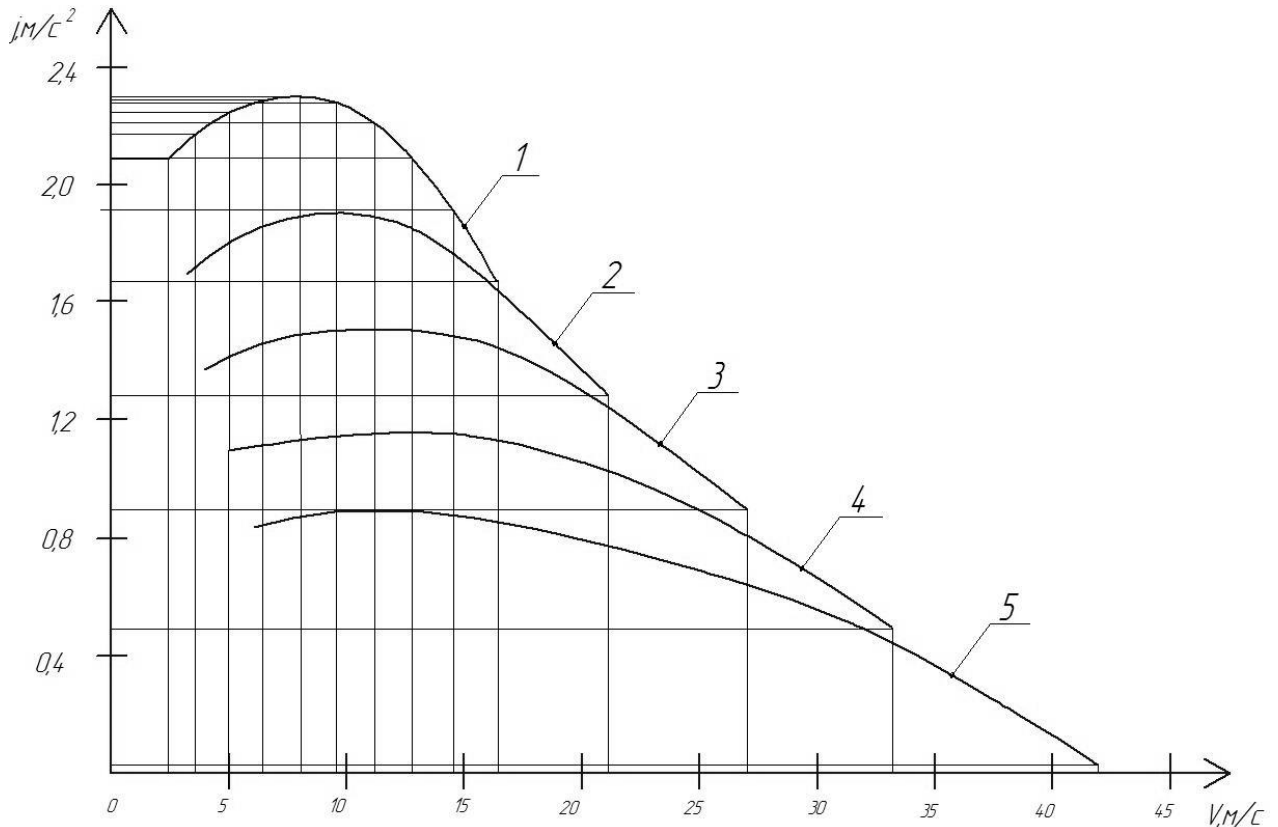


Рис. 4.1. Графік змін прискорень автомобіля:

1, 2, 3, 4, 5 – відповідно передача коробки перемикання передач (КПП).

Під час розрахунків шляху розгону S_p припускаємо, що на кожному інтервалі зміни швидкості автомобіль рухається рівномірно з середньою швидкістю, яка визначається як:

$$V_{cpi} = \frac{V_n + V_k}{2}, \text{ м/с} \quad (4.4)$$

У межах інтервалу швидкостей від V_n до V_k передбачуване збільшення шляху розгону ΔS_i розраховується за наступною формулою:

$$\Delta S_i = V_{cp} \cdot \Delta t_i = \frac{V_{cp} \cdot \Delta V_i}{j_{cp}}, \text{ м} \quad (4.5)$$

Таким чином, загальна довжина шляху розгону S_p , який автомобіль долає, збільшуючи швидкість від мінімально стабільної $V_{\min}$ до максимальної $V_{\max}$, може бути визначена за формулою:

$$S_p = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \dots + \Delta S_n, \text{ м} \quad (4.6)$$

Залежність шляху розгону від швидкості будуємо для тих самих інтервалів зміни швидкості, які використовувалися для побудови кривої часу розгону, дотримуючись аналогічної послідовності. Для точності розрахунків і подальшої побудови зазначених графіків складаємо таблицю 4.1. [11]

Таблиця 4.1. Розрахунок часу і шляху розгону автомобіля.

Швидкості при розгоні, км/год		Прискорення при розгоні, м/с ²		V _k -V _п	j _{ср} , м/с ²	Δt _i , с	t _p , с	V _{ср} , м/с	ΔS _i , м	S _p , м	S ₀ , м
V _п	V _k	J _п	j _k								
2,5	3,7	2,08	2,17	1,2	2,125	0,57	0,57	3,1	1,767	1,767	5,64
3,7	4,99	2,17	2,24	1,29	2,205	0,59	1,16	4,345	2,564	4,331	8,17
4,99	6,78	2,24	2,26	1,79	2,25	0,8	1,96	5,885	4,708	9,039	12,16
6,78	8,09	2,26	2,3	1,31	2,28	0,58	2,54	7,435	4,312	13,351	15,43
8,09	9,64	2,3	2,25	1,55	2,275	0,68	3,22	8,865	5,762	19,113	19,7
9,64	11,43	2,25	2,2	1,79	2,225	0,81	4,03	10,535	8,533	27,646	25,14
11,43	12,87	2,2	2,1	1,44	2,15	0,67	4,7	12,15	8,141	35,787	29,93
12,87	14,38	2,1	1,88	1,51	1,99	0,76	5,46	13,625	10,355	46,142	35,34
14,38	16,5	1,88	1,68	2,12	1,78	1,19	6,65	15,44	18,374	64,516	43,61
16,5	20,8	1,68	1,31	4,3	1,495	2,88	9,53	18,65	53,712	118,228	62,8
20,8	26,2	1,31	0,91	5,4	1,11	4,87	14,4	23,5	114,445	232,673	91,48
26,2	33,0	0,91	0,5	6,8	0,705	9,65	24,05	29,6	285,64	518,313	134,25
33,0	41,6	0,5	0,02	8,6	0,26	33,08	57,13	37,3	1233,88	1752,19	201,29

Динамічні характеристики автомобіля під час гальмування визначаються шляхом розв'язання рівняння його руху. За умови різних значень коефіцієнтів зчеплення передніх і задніх коліс із дорожнім покриттям, довжина зупиночного шляху S₀ (у метрах) розраховується з урахуванням коефіцієнта ефективності гальмування за допомогою наступної формули:

$$S_0 = V_0 \cdot t_{cp} + \kappa_0 \frac{V_0^2}{2 \cdot g \cdot \varphi}, \text{ м} \quad (4.7)$$

Для визначення залежності зупинного шляху S₀ від початкової швидкості гальмування V₀, задаємо не менше шести значень швидкості в діапазоні від V₀ = 0 до V₀ = V_{max}. На основі отриманих результатів будуємо графік залежності S₀ = f(V₀). У розрахунках використовується коефіцієнт зчеплення $\varphi = 0,7$.

Час спрацьовування гальмівного приводу і час реакції водія визначаються переважно конструкцією гальмівної системи та рівнем підготовки водія. У даному випадку для автомобіля з гідравлічним приводом приймаємо сумарний час реакції $t_{\text{сум}} = 1,2\text{с}$.

Коефіцієнт ефективності гальмування характеризує відношення дійсного уповільнення автомобіля до максимально можливого на заданій дорозі. У розрахунках цей коефіцієнт дорівнює $\kappa_3 = 1,2$ для легкових автомобілів.

На основі виконаних розрахунків будуюмо графіки залежності часу, шляху розгону і зупинного шляху автомобіля від швидкості. Усі ці залежності представлені на єдиному графіку, що наведено на рисунку 4.1.

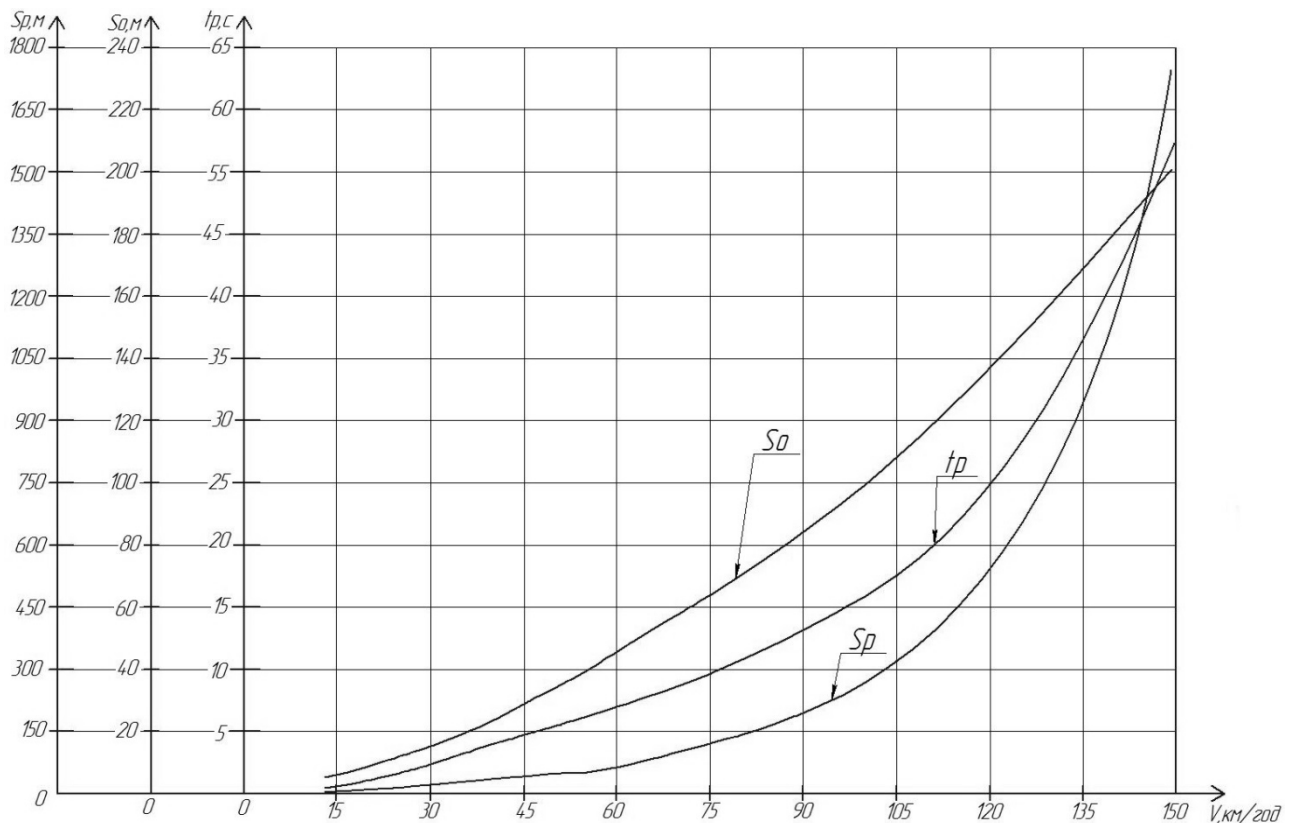


Рис. 4.2. Графік залежності часу, шляху розгону та зупинного шляху автомобіля від швидкості руху.

4.2 Оцінка гальмівних характеристик автомобіля

Гальмівні властивості автомобіля оцінюються за такими ключовими показниками:

Гальмівне сповільнення (або прискорення) — величина, яка характеризує інтенсивність зменшення швидкості автомобіля під час гальмування.

Гальмівний шлях – відстань, яку автомобіль долає з моменту початку гальмування до повної зупинки.

Похідна прискорень – зміна сповільнення автомобіля в часі, яка визначає плавність або різкість гальмування. [5]

Гальмівний шлях та рівень сповільнення зумовлені швидкістю руху, масою транспортного засобу, якістю дорожнього покриття, профілем дороги та станом бігової частини шин. Забезпечення гальмових властивостей автомобілів здійснюється за допомогою робочої, стоянкової і допоміжної гальмових систем.

Безпека дорожнього руху тісно пов'язана з ефективністю гальмових систем автомобілів, які мають відповідати єдиним міжнародним нормам, зокрема, вимогам правил № 13 ЄЕК ООН, що регламентують гальмові системи для усіх автомобілів, які експлуатуються на дорогах загального користування.

Під час гальмування з блокованими колесами кінетична енергія рухомого автомобіля поступово перетворюється на роботу тертьових сил у контактах коліс із твердою дорожньою поверхнею. У випадку, коли колеса не блокуються, ця енергія трансформується частково у теплову енергію в гальмівних механізмах, частково віддаючи тепло через контакт коліс з дорожнім покриттям. Діаграма, що ілюструє залежності між сповільненням і швидкістю руху в часі гальмування, представляється у вигляді графіка гальмування (див. рисунок 4.3).

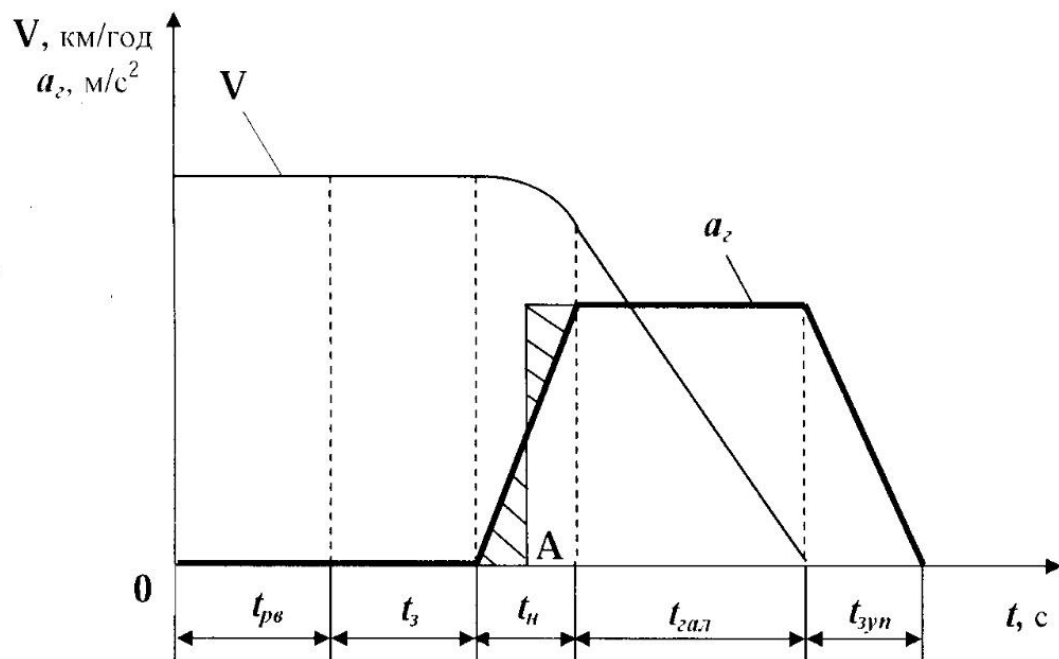


Рис. 4.3. Елементи гальмівної діаграми

Час гальмування включає період від моменту, коли водій виявляє перешкоду, до моменту повної зупинки автомобіля.

Час гальмування автомобіля (T_r) визначається за наступною формулою:

$$T_r = t_p + t_z + t_n + t_{гал} + t_{зуп}, \text{ с.} \quad (4.8)$$

де t_p - час реакції водія, який охоплює період від моменту виявлення водієм перешкоди до моменту активації гальмівної педалі. Час реакції може варіюватися в залежності від індивідуальних характеристик водія, його фізичного стану, часу року та доби, коливаючись від 0,3 до 1,5 секунди. Для розрахунків використовуємо середнє значення $t_p=0,6$ секунди.

t_z - час затримки приводу, який описує період від моменту передачі зусилля з гальмівної педалі до моменту, коли в гальмових механізмах починає діяти тиск. Тривалість цього часу залежить від типу гальмівного приводу (гідравлічний чи пневматичний) та конструкції гальмівних механізмів (дискові чи барабанні). Для гідравлічного приводу з дисковими гальмами час затримки становить від 0,05 до 0,07 секунд, тоді як для барабанних гальм - від 0,07 до 0,15 секунд. У випадку пневматичного приводу цей час може досягати від 0,15 до 0,3 секунди. У наших розрахунках ми використовуємо значення $t_z = 0,07$ секунди. [3]

t_n - час наростання сповільнення, протягом якого сповільнення автомобіля зростає від нуля до максимального значення, обмеженого зчепленням коліс із дорожнім покриттям. Припускається, що прискорення наростає за лінійним законом, тому графік прискорення представляє собою схил, а графік зміни швидкості в цей період описується параболічною кривою. Час t_n визначається, перш за все, типом приводу: при гідравлічному приводі він коливається від 0,05 до 0,15 секунди, тоді як при пневматичному - від 0,15 до 0,4 секунди. Для наших розрахунків беремо значення $t_n=0,1$ секунди.

Сума $t_n + t_z = t_c$ визначається як час спрацьовування гальмівної системи. Відповідно до Правил № 13 СЕК ООН, цей час повинен бути меншим за 0,6 секунди ($t_c < 0,6$ с).

$t_{гал}$ - час гальмування за умови сталого сповільнення. На графіку цей період відображається як пряма лінія, паралельна осі абсцис. При сталому

сповільненні швидкість автомобіля на цьому етапі зменшується лінійно, що представляється на графіку у вигляді схилої лінії.

$t_{зуп}$ - час розгальмовування гальмівного приводу, який обраховується від моменту початку відпускання педалі гальма до моменту виникнення зазорів між фрикційними елементами. Для розрахунків використовуємо значення $t_{зуп} = 0,1$ секунди.

Час гальмування при сталому сповільненні визначається за наступною формулою:

$$t_{гал} = V_0 \cdot g \cdot \varphi_x \cdot \frac{t_n}{2}, \text{ с.} \quad (4.9)$$

Гальмівну діаграму конструюємо з урахуванням того, що автомобіль розганяється до максимальної швидкості. Таким чином,

$$V_0 = V_{max} = 145 \text{ км / год} = 40,27 \text{ м / с};$$

$$g = 9,81$$

Для сухої дорожньої поверхні коефіцієнт зчеплення φ_x варіюється від 0,6 до 0,8. Для наших розрахунків вибираємо середнє значення $\varphi_x = 0,7$.

Отже:

$$t_{гал} = 40,27 \cdot 9,81 \cdot 0,7 \cdot \frac{0,1}{2} = 13,82 \text{ с}$$

Загальний час, необхідний для повної зупинки автомобіля, визначається як:

$$T_z = 0,6 + 0,07 + 0,1 + 13,82 + 0,1 = 14,69 \text{ с.}$$

Гальмове сповільнення автомобіля розраховується за формулою:

$$a_z = \frac{V_0}{T_z}, \text{ м / с}^2 \quad (4.10)$$

Під звичайними умовами гальмове сповільнення коливається від 0,9 до 3,0 м/с². Під час екстреного гальмування сповільнення може досягати 5,0 м/с² або більше, проте таке гальмування збільшує ризик травмування.

$$a_z = \frac{40,27}{14,69} = 2,74, \text{ м / с}^2$$

З отриманими даними ми побудуємо гальмівну діаграму, яка представлена на рисунку 4.4.

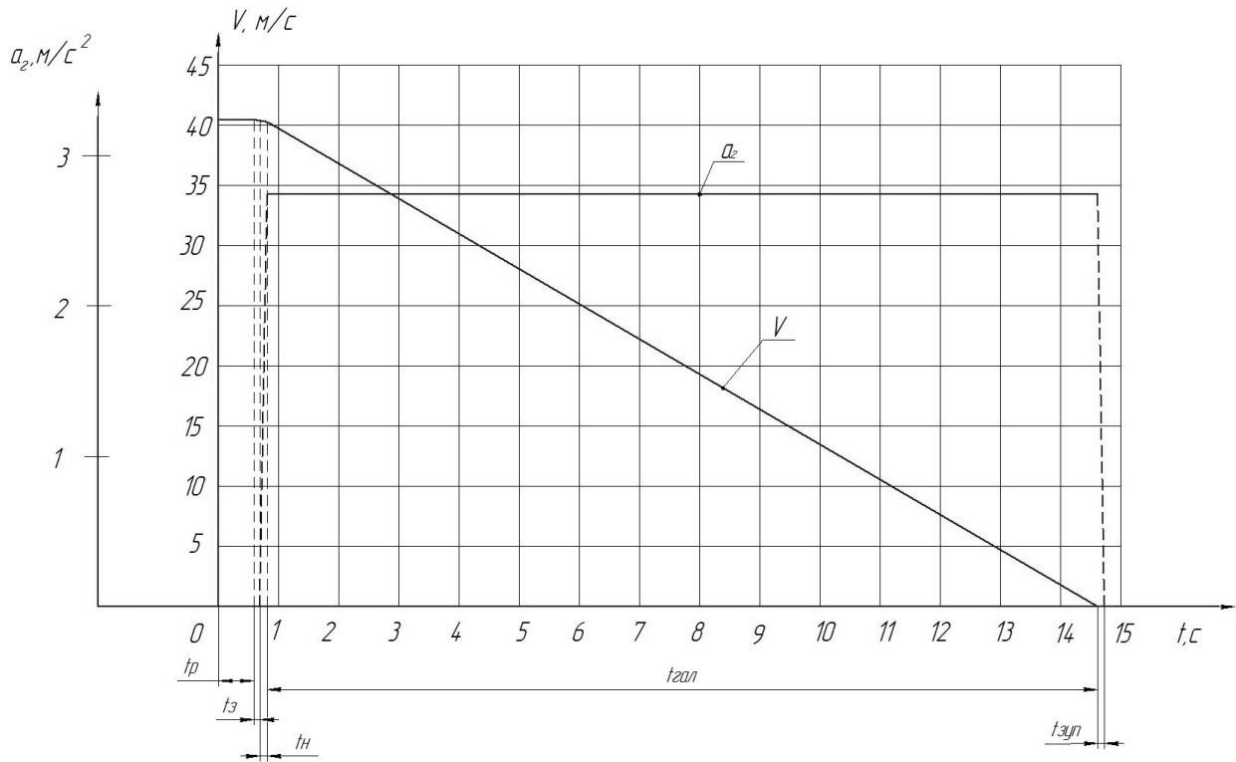


Рис. 4.4. Гальмівна діаграма автомобіля.

4.3 Паливна ефективність автомобіля

Одним із важливих економічних критеріїв, що оцінює ефективність автомобіля у контексті його експлуатації, є паливна ефективність. Цей показник відображає витрату палива автомобілем під час виконання перевезень в різноманітних умовах дорожнього руху. [19]

Щогодинну витрату палива автомобіля визначаємо за наступною формулою:

$$Q_{\text{год}} = g_e N / 1000 \cdot \rho_T, \text{ л / год}, \quad (4.11)$$

У практичній експлуатації автотранспортних засобів однією з ключових характеристик є паливна економічність, яка зазвичай вимірюється як витрати палива на сто кілометрів пробігу при певній руховій швидкості. Для точного обрахунку паливної ефективності на заданому дистанційному відрізку використовується наступна формула:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot N}{10 \cdot V \cdot \rho_T}, \text{ л/100 км}. \quad (4.12)$$

Розглядаючи, що потужність двигуна обчислюється відповідно до конкретної формули,

$$N = \frac{P_{\psi} + P_w \pm P_j}{1000 \cdot \eta_T} \cdot V, \text{кВт} \quad (4.13)$$

і базуючись на раніше наведених розрахунках, ми можемо сформулювати наступне вираження:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot (P_{\psi} + P_w \pm P_j)}{3,6 \cdot 10^4 \cdot \rho_T \cdot \eta_T}, \text{л/100км.} \quad (4.14)$$

При умові рівномірного руху автомобіля (прискорення $P_j = 0$) і русі по прямій ділянці дороги $P_{\psi} = G_a \cdot \psi$, формула для обчислення зазначеного параметра може бути значно спрощена. Отже, враховуючи ці обмеження, формула приймає наступний вид:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot (G_a \cdot \psi + P_w)}{3,6 \cdot 10^4 \cdot \rho_T \cdot \eta_T}, \text{л/100км.} \quad (4.15)$$

Під час стабільного руху автомобіля його паливну ефективність оцінюють за допомогою характеристики паливної економичності, яка базується на даних стендових або дорожніх випробувань. Ця характеристика була розроблена академіком Є.Чудаковим та ілюструє залежність питомої витрати g_e палива (л/100 км) від швидкості автомобіля, враховуючи різні передачі коробки передач та умови дороги, що оцінюються через коефіцієнт опору дороги ψ . Рівняння, яке дозволяє визначити шляхову витрату палива автомобіля, враховуючи його масу, коефіцієнт опору дороги, передачу, на якій відбувається рух, і швидкість, називається рівнянням паливної економичності:

$$Q_s = \frac{g_{eN} \cdot k_{\omega}^G \cdot k_{\psi} (P_{\psi} + P_w)}{3,6 \cdot 10^4 \cdot \rho_T \cdot \eta_T}, \text{л/100 км.} \quad (4.16)$$

$$\rho_{\bar{o}} = 0,75 \text{ г/м}^3;$$

Коефіцієнт k_{ω}^G опору, залежний від відносної кутової швидкості колінчастого вала двигуна, визначається на основі даних, представлених на графіку рисунку 4.5.

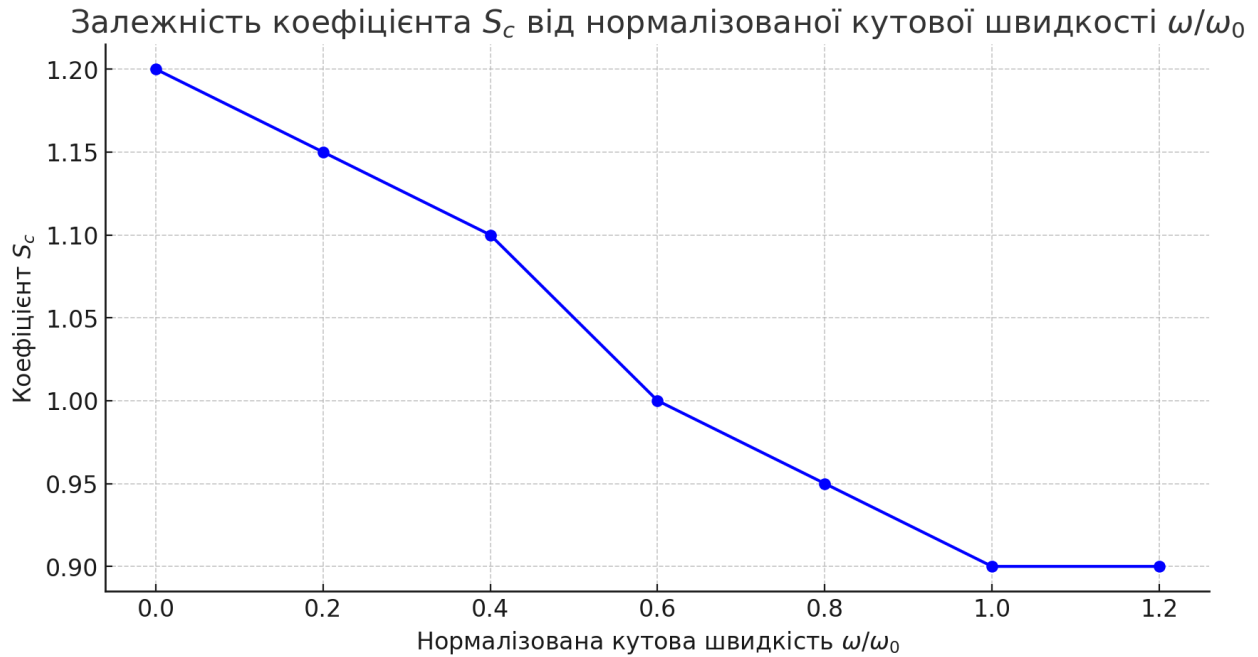


Рис. 4.5. Вплив відносної кутової швидкості на коефіцієнт k_ω^G

Залежність коефіцієнта k визначається за відношенням ω_1 / ω_N кутової швидкості колінчастого вала до її номінальної величини, що ілюстровано на рис. 4.6. Значення коефіцієнта k_β визначаються також залежно від коефіцієнта використання потужності B , який показує, як ефективно використовується робочий об'єм двигуна.

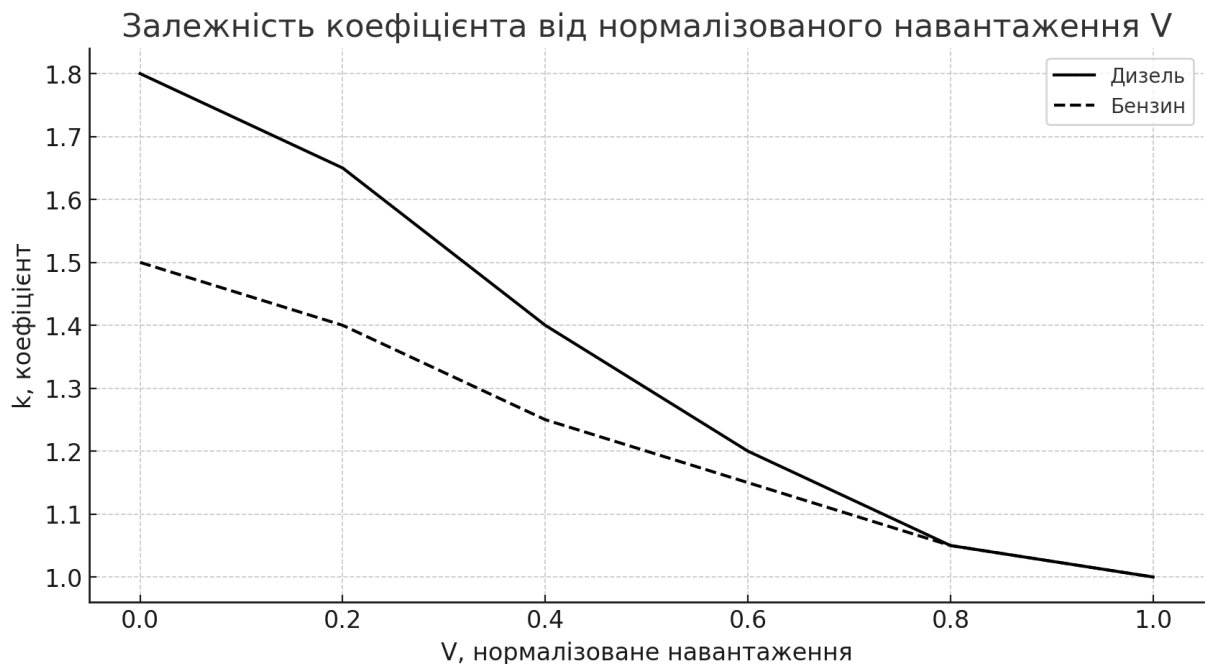


Рис. 4.6. Кореляція між коефіцієнтом K_β та показником B .

Міра коефіцієнта B обчислюється відповідно до наступної формули:

$$B = \frac{N_{номр}}{N} \quad (4.17)$$

Потужність двигуна, необхідна для підтримки швидкості V автомобіля на дорозі із коефіцієнтом опору ψ на найвищій передачі, визначається як:

$$N_{номр} = \frac{\psi \cdot G_a \cdot V + P_w \cdot V}{1000 \cdot \eta_T} \quad (4.18)$$

Коефіцієнти k_ω^G та k_ϵ можна розрахувати за наступними формулами, які застосовуються до всіх типів двигунів:

$$k_\omega^G = 1,25 - 0,99 \cdot \frac{\omega}{\omega_N} + 0,98 \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N}\right)^2 - 0,24 \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_N}\right)^3 \quad (4.19)$$

Для інжекторних двигунів важливо налагодити параметри, що формують паливну ефективність транспортного засобу.

$$k_\epsilon = 3,27 - 8,22 \cdot B + 9,13 \cdot B^2 - 3,18 \cdot B^3 \quad (4.20)$$

Ці параметри визначаються з урахуванням умов руху на вищій доступній передачі, з опором дороги $\psi = 0,025$. Розрахунки проводимо в наступній послідовності:

Встановимо діапазон швидкостей автомобіля V_i на обраній передачі, включаючи мінімальні та максимальні можливі значення швидкості;

Для кожного заданого значення швидкості V_i обчислюємо кутову швидкість колінчастого валу двигуна, використовуючи наступну формулу:

$$\omega = \frac{V_{ai} \cdot I_k \cdot I_{pk} \cdot I_0}{r_k}, \text{ рад/с} \quad (4.21)$$

Визначимо потужність двигуна N , згідно з його зовнішньою швидкісною характеристикою, та необхідну потужність $N_{номр}$ для забезпечення руху транспортного засобу. Також обчислимо коефіцієнт ефективного використання потужності B та відносну кутову швидкість колінчастого валу двигуна $\frac{\omega}{\omega_N}$.

Користуючись вторинними діаграмами (рисунки 4.5 та 4.6), розрахуємо коефіцієнти k_ω^G і k_ϵ для кожного обраного інтервалу швидкості. Далі обчислимо паливну витрату Q_s для кожної швидкості. На основі отриманих даних створюємо графік паливної ефективності $Q_{s\min}$ стабільного руху автомобіля (рисунок 5.6). За допомогою цієї характеристики встановлюємо

контрольну паливну витрату та економічно оптимальну швидкість $V_{ек}$ для руху по дорозі з коефіцієнтом опору $\psi=0,02$.

Таблиця 4.2. Дані вимірювань.

Показник		Числове значення							
ω_i , рад/с		99,0	177,9	266,9	355,9	444,8	533,8	575,7	586,1
ω_i / ω_N		0,17	0,31	0,46	0,62	0,77	0,93	1	1,02
N_i , кВт		11,27	24,11	37,27	49,12	58,41	63,67	64,31	64,29
V_{a5} ,	м/с	6,3	12,6	19,0	25,3	31,6	37,9	40,9	41,6
	км/ГОД	22,7	45,4	68,4	91,1	113,8	136,4	147,2	149,8
P_{w5} , Н		24,2	96,8	220,2	390,5	609,1	876,2	1020,4	1055,6
$k_{\omega i}^G$		1,11	1,03	0,98	0,96	0,96	0,98	1	1,01
N_{nompi} , кВт	0,02	2,1	5,2	10,4	18,4	30,4	47,4	57,5	60,0
	0,025	2,6	6,2	11,8	20,4	32,9	50,3	60,6	63,2
	0,034	3,5	7,9	14,5	23,9	37,2	55,6	66,3	69,0
B_5	0,02	0,19	0,22	0,28	0,38	0,52	0,75	0,89	0,93
	0,025	0,23	0,26	0,32	0,42	0,56	0,79	0,94	0,98
	0,034	0,31	0,33	0,39	0,49	0,64	0,87	1,03	1,07
K_{B5}	0,02	2,02	1,87	1,61	1,41	1,02	0,9	0,94	0,96
	0,025	1,82	1,69	1,47	1,19	0,99	0,91	0,97	0,99
	0,034	1,51	1,44	1,26	1,06	0,92	0,94	1,02	1,03
Q_{si}	0,02	8,61	8,51	8,47	9,02	9,75	11,75	14,37	15,32
	0,025	9,55	9,34	9,25	9,44	10,22	12,61	15,65	16,65
	0,034	10,6	10,1	9,8	9,86	10,76	14,37	17,99	18,89

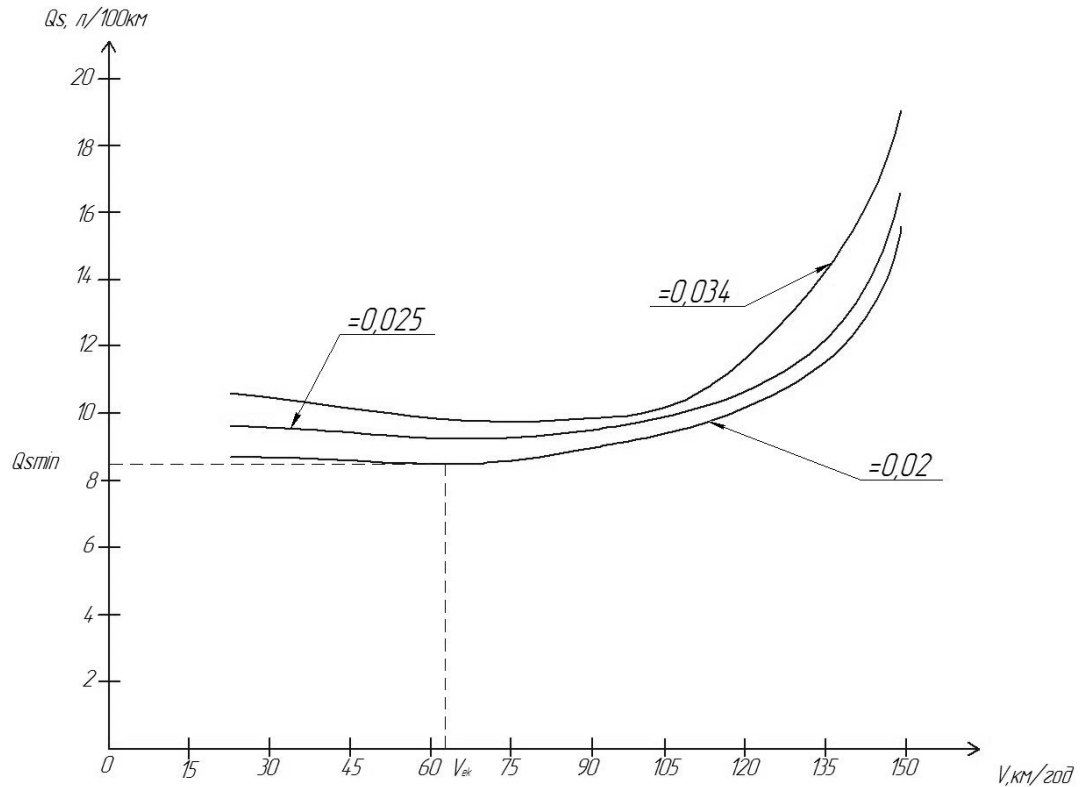


Рис. 4.7. Характеристика паливної ефективності

Аналіз показав, що найоптимальніші умови для економного режиму спостерігаються при коефіцієнті опору дороги $\psi = 0,02$ і швидкості 63 км/год. Регіони, де споживання палива збільшується, корелюють із вищими показниками ψ та швидкостями понад 75 км/год.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Галузеві програми поліпшення стану безпеки, гігієни праці та виробничого середовища

Галузеві програми поліпшення стану безпеки, гігієни праці та виробничого середовища розробляються з метою реалізації комплексу заходів щодо зниження рівня виробничого травматизму та професійної захворюваності працівників, створення належних, безпечних і здорових умов праці на підприємствах, в установах та організаціях усіх форм власності певної галузі.

Виконання конкретних завдань організаційного, матеріально-технічного, наукового та нормативно-правового характеру у сфері охорони праці, подальшого вдосконалення системи управління охороною праці на підприємстві, що визначені у галузевій програмі, передусім покладається на суб'єкти господарювання.

В галузевих угодах визначають, що з метою створення на підприємствах галузі безпечних умов праці необхідно передбачити наступні заходи.

1) Для профілактики та запобігання нещасних випадків, професійних захворювань, аварій і пожеж роботодавці та виборні органи первинних профспілкових організацій підприємств проводять: щотижневі виробничі наради щодо аналізу стану охорони праці в кожному виробничому підрозділі з визначенням конкретних заходів щодо усунення виявлених недоліків; щоквартальну оцінку ефективності роботи з охорони праці та здоров'я, медичного забезпечення працівників. Посадові особи, які не вживають необхідних заходів для забезпечення належних умов праці і виробничого побуту, будуть притягнуті до відповідальності згідно з чинним законодавством.

2) Підприємства галузі повинні: щороку розробляти і здійснювати заходи, спрямовані на приведення умов праці на робочих місцях у відповідність з вимогами санітарно-гігієнічних норм; передбачити встановлення колективними договорами особливості регулювання робочого часу і часу відпочинку окремих категорій працівників, робота яких безпосередньо пов'язана з обслуговуванням населення та об'єктів підвищеної небезпеки;

визначити у колективному договорі перелік робіт, на яких за умовами виробництва працівник не має права відлучатися з робочого місця та використовувати час обідньої перерви на свій розсуд; систематично підвищувати безпосередньо на виробництві рівень обізнаності працівників з проблемами, пов'язаними з ВІЛСНІДом, його впливом на здоров'я та економіку, проведення профілактичних заходів; вживати заходів для поліпшення умов доступу осіб з обмеженими фізичними і розумовими можливостями до послуг, що надаються установами та організаціями соціальної інфраструктури; вживати заходів щодо створення на підприємствах з важкими та шкідливими умовами праці та кількістю працюючих більше 1000 осіб медичної служби.

3) Роботодавці передбачають у колективних договорах порядок та періодичність виділення коштів (у розмірі не менше 0,5 відсотка від фонду заробітної плати за минулий рік) та спрямовують їх на заходи з охорони праці і забезпечують цільове їх використання у відповідності до законодавства.

4) Залучення представників виборних профспілкових органів, уповноважених найманими працівниками осіб з питань охорони праці, до профілактичної роботи з охорони праці (в тому числі комплексних, цільових перевірок) спільно з посадовими особами та спеціалістами підприємства, членами комісії з охорони праці із збереженням за ними середнього заробітку під час зазначеної роботи.

5) Забезпечення страхування працівників відповідно до Закону України “Про загальнообов’язкове державне соціальне страхування від нещасного випадку на виробництві та професійного захворювання, які спричинили втрату працездатності” та надання допомоги потерпілим на виробництві в оформленні та отриманні документів, які підтверджують право на відшкодування шкоди за нещасний випадок, профзахворювання.

6) Підприємства забезпечують своєчасне проведення атестації робочих місць працівників, зайнятих у шкідливих і важких умовах праці, для встановлення їх прав на пільгове пенсійне забезпечення та інші пільги і компенсації, а також для розроблення заходів щодо поліпшення умов праці та

оздоровлення працівників, про що інформують їх не пізніше, як за два місяці до дня запровадження.

7) При групових нещасних випадках та нещасних випадках із смертельним наслідком, аваріях, випадках професійних захворювань забезпечують роботу комісій спеціального розслідування відповідно до “Порядку розслідування та ведення обліку нещасних випадків, професійних захворювань і аварій на виробництві”, затвердженого постановою Кабінету Міністрів України від 30.11.2011 р. № 1232.

8) Підприємства, за рахунок власних коштів та в порядку визначеному колективним договором, можуть здійснювати виплату одноразової допомоги та інших додаткових виплат потерпілим від нещасних випадків на виробництві, з тимчасовою втратою працездатності, а при виявленні порушень зі сторони потерпілого, керуючись додатком № 8 цієї Угоди.

9) Підприємства сприяють ліквідації заборгованості з виплати сум відшкодування шкоди потерпілим на виробництві, а також сім'ям і утриманцям загинув.

Підприємства відповідно до Закону України “Про охорону праці” [19] забезпечують проведення попереднього (при прийнятті на роботу) і періодичних (протягом трудової діяльності) медичних оглядів працівників, зайнятих на важких роботах, із шкідливими чи небезпечними умовами праці, або таких, де є потреба у професійному доборі, а також щорічного огляду осіб віком до 21 року згідно з Порядком проведення медичних оглядів працівників певних категорій, затвердженим наказом Міністерства охорони здоров'я від 21.05.2007 р. № 246.

5.2 Знезараження території, споруд і техніки. Санітарна обробка людей

Для знезараження і запобігання ураженню людей і тварин, виникненню епідемії провадять – дезактивацію – видалення радіоактивних речовин із заражених поверхонь до допустимих норм зараження; дегазацію – знешкодження отруйних речовин або вилучення їх із заражених об'єктів;

дезінфекцію – знищення або вилучення хвороботворних мікробів і руйнування токсинів; дезінсекцію – знищення переносників інфекційних захворювань (комах і кліщів); дератизацію – знищення гризунів.

Речовини і розчини, які застосовують для знезараження Для дезактивації застосовують 3 %-й розчини мийного порошку СФ-2У (СФ-2) у воді (влітку) або в аміаковій воді, що містить 20–25 % аміаку (взимку); розчини мила, різноманітних препаратів, що містять мийні засоби, а також звичайну воду і розчинники (бензин, керосин, дизельне паливо. [22]

Для дегазації отруйних речовин застосовують дегазаційні речовини № 1 (2 %-й розчин дихлорамина ДТ-2 у дихлоретані) і № 2 (аміачно-лужний) – 2 % їдкого натрію, 5 % моноетаноламіна і 20–25 % аміатиду води; можна застосовувати різноманітні розчинники (бензин, керосин), а також промислові відходи лужної реакції: розчин аміаку, їдкий калій або натрій, водні суспензії вапна (гашеного і негашеного), вапняні відходи (шлаки) целюлозно-паперового, карбідового виробництва та ін. Для дезінфекції застосовують спеціальні дезінфікаційні речовини: фенол, крезол, лізол, нафталізол, а також розчини, що дегазують, суспензії і кашіці хлорного вапна. Для знищення токсинів можна використовувати 10 %-ві розчини у воді їдкого натрію і сірчастого натрію.

Технічні засоби знезараження. Для знезараження території, споруд і промислового обладнання використовують спеціальні машини і прилади, а також різноманітну техніку комунального господарства: поливально-мийні і підметально-збиральні машини, піскорозкидувачі, снігоприбиральні та інші машини; сільськогосподарську техніку: оприскувачі, розкидувачі добрив тощо; шляхобудівельні машини: ульдозери, грейдери тощо.

Способи знезараження. Дезактивація промислового обладнання, техніки, будинків і споруд полягає у змиванні з них радіоактивних речовин водою або розчинами, що дезактивують, з одночасним протиранням поверхонь щітками, пензлями, сухим ганчір'ям або паклею. Великі агрегати, а також будинки і споруди дезактивують, змиваючи з них радіоактивний пил струменем води під тиском.

Для дезактивації ділянок території з твердим покриттям знімають радіоактивний пил підметально-збиральними машинами, віниками, змивають

водою з водопостачальної мережі, поливально-мийними машинами, мотопомпами і насосами з річок, озер або інших незаражених водосховищ.

Дільниці місцевості без твердого покриття дезактивують, зрізуючи і видаляючи заражений шар землі на глибину 5–10 см, а снігу – 20–25 см, перекопуванням і переорюванням на глибину до 20 см. Дегазацію можна виконувати хімічним, фізичним і механічним способами.

Хімічний спосіб ґрунтується на взаємодії хімічних речовин з отруйними, внаслідок чого утворюються нетоксичні речовини.

Фізичний спосіб оснований на випаровуванні отруйних речовин із зараженої поверхні і частковим їх розкладанням під дією високої температури. Застосовують за допомогою спеціальних теплових машин ТМС-65, ТМ-59Д.

Механічний спосіб полягає в зрізанні та видаленні верхнього шару ґрунту за допомогою бульдозерів, грейдерів на глибину 7–8 см, а снігу – до 20 см.

Дезінфекцію можна виконувати хімічним, фізичним, механічним та комбінованим способами.

Хімічний спосіб – знищення хвороботворних мікробів і руйнування токсинів дезінфікуючими речовинами. Є основним способом дезінфекції.

Фізичний спосіб – кип'ятіння білизни, посуду та інших речей. Застосовують переважно в разі кишкових інфекцій.

Механічний спосіб застосовують так само, що й дегазацію. Дезінфекцію в осередках інфекційних захворювань здійснюють у певній послідовності: спочатку знезаражують проходи і проїзди, після цього – приміщення, де виявлені інфекційні хворі і предмети, якими вони користувались, потім дороги і проходи до житлових будинків і підприємств, території дворів і вулиць, транспорт, обладнання тощо.

Дезінсекцію та дератизацію на місцевості виконують пропалюючи поверхню ґрунту і випалюючи рослинність; інсектицидами, які розпорошують за допомогою літаків і гелікоптерів, аерозольних машин, ранцевих дегазаційних приладів й аерозольних балонів.

Для знищення гризунів застосовують отруєні принади, запилення лігвищ гризунів дератизаційною отрутою, або виловлюють їх за допомогою пасток і знищують. Санітарну обробку людей і знезараження одягу, взуття і засобів

захисту виконують частково або в повному обсязі і відповідно поділяють на часткову і повну. Часткову санітарну обробку проводять зазвичай особисто в ОУ (зараження) або відразу після виходу з них.

У разі зараження радіоактивним пилом часткову санітарну обробку проводять таким чином: верхній одяг обтрушують, чистять, взуття миють водою або протирають вологою ганчіркою. Взимку для цього можна використати незаражений сніг.

Знезараження одягу і взуття виконують у протигазі або респіраторі і рукавицях. Потім очищають від пилу торбу протигазу, а фільтропоглинальну коробку і маску обтирають вологою ганчіркою.

Лице, шию і руки змивають незараженою водою з милом або розчином з індивідуального протихімічного пакета. У разі зараження крапельно-рідкими отруйними речовинами часткову санітарну обробку проводять негайно після їх попадання на одяг або шкірні покриви. Для цього використовують дегазатор з індивідуального протихімічного пакета. Сильно змоченим тампоном ретельно протирають відкриті ділянки шиї, рук і ніг, край коміра і манжета, а також лицьову частину протигазу.

Обробку виконують в одному напрямку згори вниз, щоразу перевертаючи тампон або замінюючи його на новий. За першої можливості оброблені місця потрібно змити водою з милом і протерти чистим рушником (шматком тканини). Повна санітарна обробка полягає в ретельному обмиванні всього тіла водою з милом і мочалкою на пунктах спеціальної обробки (ПуСО), розгорнутих підрозділами частин ЦЗ; на стаціонарних обмивальних пунктах (СОП), що створюються на базі лазні, санпропускників, душових павільйонів; на обмивальних майданчиках, розміщених у польових умовах, за допомогою дезінфекційно-душових апаратів (ДДА). Одночасно із санітарною обробкою людей виконують і знезараження білизни, одягу, взуття, індивідуальних засобів захисту. Сильно заражені радіоактивними або отруйними речовинами предмети одягу і взуття замінюють на чисті.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Кожен розділ має чітку спеціалізацію та відповідає за окремий аспект дослідження, що дозволяє всебічно підійти до аналізу ефективності, безпеки та екологічності транспортних засобів.

Загально-технічний розділ зосереджується на визначенні та аналізі показників динамічності автомобіля, як при рівномірному, так і при нерівномірному русі. Важливість цього розділу полягає у встановленні критеріїв для подальшого дослідження, що є фундаментальною основою для наступних розділів роботи.

Технологічний розділ включає детальний опис вихідних даних, дорожніх умов, маси автомобіля та її розподілу по осях, вибір шин, а також геометричні та аеродинамічні характеристики транспортного засобу. Цей розділ демонструє технічну компетентність автора у забезпеченні оптимальних умов експлуатації автомобіля.

Конструкторський розділ зосереджується на розрахунках параметрів зчеплення автомобіля, що є ключовим аспектом для забезпечення надійної та ефективної роботи транспортного засобу, особливо в умовах різних дорожніх покриттів.

Науково-дослідний розділ включає важливі дослідження гальмівних властивостей та ефективності, оцінку гальмівних характеристик та паливної ефективності автомобіля. Ці аспекти відіграють критичну роль у забезпеченні безпеки та економічності автомобіля, вказуючи на високий рівень технічного аналізу та дослідження.

Розділ охорони праці та безпеки охоплює галузеві програми для поліпшення стану безпеки, гігієни праці та виробничого середовища, а також знезараження територій, споруд, техніки та санітарну обробку людей. Цей розділ показує інтегрований підхід до забезпечення безпеки на всіх рівнях виробничого процесу, що є особливо актуальним у сучасних умовах.

Висока організація та комплексний підхід до дослідження у цій кваліфікаційній роботі магістра є прикладом глибокого розуміння інженерних проблем у сфері автомобільного транспорту. Робота відповідає академічним

стандартам і має значний потенціал для практичної реалізації рекомендацій, що буде сприяти підвищенню безпеки, ефективності та екологічності транспортних засобів.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. О.Л. Ляшук, М.Г. Левкович, Д.В. Міронов, В.О. Тесля. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи магістра за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт» галузі знань 27 «Транспорт». – Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2023. – 60 с.
2. Коробочка О.М. Основи розрахунків, проектування і експлуатації технологічного обладнання для автомобільного транспорту: Навч. посібник / Коробочка О.М., Скорняков Е.С., Сасов О.О. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2007 – 252 с.
3. Кукурудзяк, Ю. Ю. Технічна експлуатація автомобілів. Організація технологічних процесів ТО і ПР навчальний посібник / Ю. Ю. Кукурудзяк, В. В. Біліченко. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 198 с.
4. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. – К.: Мінтранс України, 1998. – 16 с. – (Нормативний документ Мінтрансу України).
5. Андрусенко С. І. Технологічне проектування автотранспортних підприємств: навч. посіб. / Андрусенко С. І., Білецький В. О., Бортницький П. І.; за ред. проф. С. І. Андрусенка. – К. : Каравела, 2009. – 368 с.
6. Автомобілі. Теорія : навч. посіб. / В.П. Сахно, В.І. Сирота, В.М. Поляков, В. Г. Головань, О.В. Лисий; Військ. акад. - Одеса: Військ. акад., 2017. - 412 с.
7. Кисликов В.Ф., Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів: Підручник. -. 8-те вид. - К.: Либідь, 2018. - 400 с.
8. Кисликов В.Ф. Лущик В.В. Будова й експлуатація автомобілів. – К.: Либідь, 2016. – 400 с. 5. Ю.А.
9. Methodology of Force Parameters Justification of the Controlled Steering Wheel Suspension. B. Sokil, O. Lyashuk, M. Sokil, Y. Vovk, I. Lebid, I. Hevko, M. Levkovych, R. Khoroshun, A. Matviyishyn. - COMMUNICATIONS, 2022. - Vol. 24, № 3, P. 247-258. (Scopus).
10. Sakhno, V.P., Yashchenko, D.M., Marchuk, R.M., Marchuk, N.M., Lyashuk, O.L.. Research of a truck train movement when driving semi-trailer by slow downing

wheels of one axis pin on the mode. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering Open Access Volume 17, Issue 1, 1 January 2020, Pages 7749-7757 <https://www.scopus>.

11. Information Technologies Use in the Study of Functional Properties of Wheeled Vehicles. Lyashuk O., Stashkiv M., Lytvynenko Iaroslav, Sakhno V., Khoroshun R. CEUR Workshop Proceedings. 3rd International Workshop on Information Technologies: Theoretical and Applied Problems, ITTAP 2023. Ternopil 22 November 2023 до 24 November 2023. 3628, с. 370-381. <https://www.scopus>.

12. Міронов Д.В., Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Гупка А.Б., Слободян Л.М., Гевко Б.Р., Хорошун Р.В. Розробка моделі узагальненого діагностичного показника технічного стану ходової частини автомобіля з використанням математичних методів теорії планування експерименту. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – № 2 (21). Луцьк: 2023. - С. 135 – 144.

13. Техніко-економічне обґрунтування інженерних рішень на СТО та АТП : Навчальний посібник / укладачі : Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Луциків І.В., Плекан У.М., Клендій В.М. – Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2021. – 276 с.

14. Comprehensive Assessment Of Technical Condition Of Vehicles During Operation Based On Harrington's Desirability Function. Aulin V., Rogovskii I., Lyashuk O., Titova L., Hryniv A., Mironov D., Volianskyi M., Rogatynskyi R., Solomka O., Lysenko S. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Technology Center. Ukraine. Том 1. Випуск 3(127), 2024. с. 37-46.

15. Rogatynskyi, R., Lyashuk, O., NevkoI., Horoshyn, R., & Shevchuk, V. (2023). Модель руху автомобіля по криволінійній трасі. Вісник Львівського державного університету безпеки життєдіяльності, 28, 115-122. <https://doi.org/https://doi.org/10.32447/20784643.28.2023.11>

16. Ляшук О. Л., Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Хорошун Р. В., Кашканова Г. Г., Антонюк О. П. Модель проходження повороту автомобілем . Вісник машинобудування та транспорту, ВНТУ.- No2(18) 2023.- С. 91-97.

17. Синтез підвіски автотранспортних засобів/ І.Б. Гевко, О.Л. Ляшук, Р.М. Рогатинський, А.Й. Матвіїшин, Р.В. Хорошун/ Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки. -№ 8(39)_I, 2023.-С. 153-164.

18. Liashuk O., Hevko I., Hud V., Khoroshun R., Hevko B., Matviishyn A., Sipravska M. Stands for car suspension research. Bulletin of Lviv National Environmental University. Agroengineering Research, No. 26 (2022). С 93-103.

19. Lyashuk, O., Levkovych, M., Vovk, Y., Gevko, I., Stashkiv, M., Slobodian, L., Pyndus, Y. The study of stress-strain state elements of the truck semi-trailer body bottom. Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport. 2023, 118, 161-172. ISSN: 0209-3324. DOI: <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2023.118.11>. (Scopus).

20. Ляшук О. Л., Клендій В. М., Хорошун Р. В. Конспект лекцій з дисципліни «Технічна експлуатація автомобілів» для студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт». Тернопіль: Вид. ТНТУ, 2018. 302 с.

21. В.В. Аулін, О.Л. Ляшук, А.В. Гриньків, С.В. Лисенко, Д.В. Міронов, Л.М. Слободян, Р.М. Рогатинський Оптимальний комплекс операцій технічного обслуговування і ремонту для підвищення надійності вузлів, систем та агрегатів мобільних машин Збірник наукових праць. Центральнoукраїнський науковий вісник. Технічні науки. Випуск № 8(39)_II. - Кропивницький. - 2023. - С. 175-189.

22. Безпека в надзвичайних ситуаціях. Методичний посібник для здобувачів освітнього ступеня «магістр» всіх спеціальностей денної та заочної (дистанційної) форм навчання / укл.: Стручок В. С. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. 156 с.