

Міністерство освіти і науки України
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

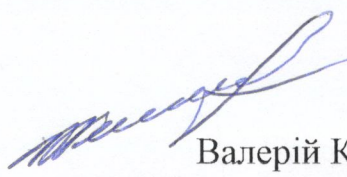
Автомобільний факультет

Кафедра автомобілів ім. А.Б. Гредескула

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
бакалавра
А.АВТ-АА-41-22.3188.1600.000 ПЗ

ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ КАТЕГОРІЇ М₁. РОЗРОБКА ЗЧЕПЛЕННЯ ТА АНАЛІЗ
КОНСТРУКЦІЙ ПІДСИЛЮВАЧІВ РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ

Завідувач кафедри д-р техн. наук, проф.

 Валерій КЛИМЕНКО

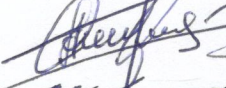
Нормоконтролер канд. техн. наук, доц.

 Михайло ХОЛОДОВ

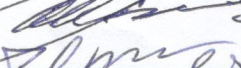
Керівник канд. техн. наук, доц.

 Олександр ЯРИТА

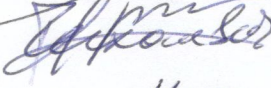
Консультант д-р техн. наук, проф.

 Олександр ПОЛЯНСЬКИЙ

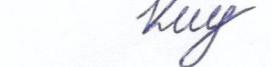
Консультант канд. техн. наук, проф.

 Олег БОГАТОВ

Консультант д-р техн. наук, проф.

 Микола МИХАЛЕВИЧ

Здобувач гр. АА-41-22

 Дмитро КОПТЄВ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет автомобільний

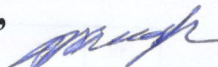
Кафедра автомобілів імені А.Б. Гредескула

Освітній рівень перший (бакалаврський)

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Освітня програма Автомобілебудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри автомобілів
ім. А.Б. Гредескула,
проф. Клименко В.І. 

«30» 03 2026 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ

Коптєву Дмитру Миколайовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Транспортний засіб категорії М₁. Розробка зчеплення та аналіз конструкцій підсилювачів рульового керування

керівник Ярита Олександр Олександрович, канд. техн. наук, доцент

затверджені наказом ректора ХНАДУ від «30» березня 2026 року №56.

Строк подання здобувачем роботи «15» червня 2026 року.

3. Вихідні дані до роботи: кількість пасажирів – 5 чоловік;

– максимальна швидкість $v_{\max}=195$ км/год;

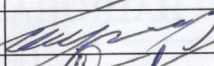
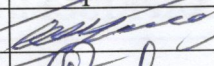
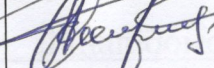
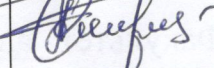
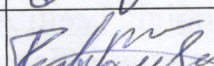
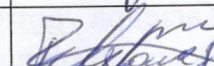
– сумарний коефіцієнт опору дороги, який долається при малій швидкості
 $\psi_0 = f_0 = 0,012$;

– максимальний коефіцієнт опору дороги, який долається $\psi_{\max}=0,45$.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Вступ. 1. Тяговий розрахунок автомобіля. 2. Аналіз тягово-швидкісних властивостей проєктованого автомобіля 3. Проєктування зчеплення. 4. Аналіз конструкцій підсилювачів рульового керування. 5. Технологія виготовлення маточини веденого диска. 6. Охорона праці. 7. Оцінка вартості розробки. Висновки. Список літератури. Додатки.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслеників): Транспортний засіб (ВО, А1); Трансмсія транспортного засобу (КЗ, А1); Аналіз тягово-швидкісних властивостей транспортного засобу (ТК, А1); Зчеплення (СК, А1); Накладка (А2); Пружина діафрагмова (А3); Маточина (ф. А3); Аналіз конструкцій підсилювачів рульового керування; (ТК, А1); Технологія виготовлення маточини веденого диска (ТК, А1).

6. Консультанти розділів роботи

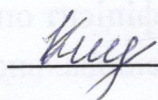
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Богатов О.І., к.т.н, проф.		
Технологічна частина	Полянський О.С., д.т.н, проф.		
Оцінка вартості розробки	Михалевич М.Г., д.т.н, проф.		

7. Дата видачі завдання 06 квітня 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

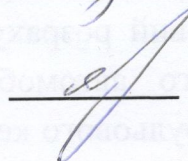
№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ. Тяговий розрахунок транспортного засобу	25.04.2026	
2	Аналіз тягово-швидкісних характеристик транспортного засобу	05.05.2026	
3	Проектування зчеплення	12.05.2026	
4	Аналіз конструкцій підсилювачів рульового керування	18.05.2026	
5	Технологія виготовлення маточини	25.05.2026	
6	Охорона праці	01.06.2026	
7	Оцінка вартості розробки	04.06.2026	
8	Оформлення пояснювальної записки	11.06.2026	
9	Підготовка презентації до захисту	14.06.2026	

Здобувач



Дмитро КОПТЄВ

Керівник роботи



Олександр ЯРИТА

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота бакалавра містить: 68 с., 9 рис., 11 табл., 19 джерел та 5 додатків.

Об'єкт роботи – транспортний засіб категорії M_1 .

Мета роботи – зчеплення та аналіз конструкцій підсилювачів рульового керування.

У процесі виконання кваліфікаційної роботи було проведено аналіз конструкцій транспортних засобів категорії M_1 передньоприводного компонування. Основну увагу приділено дослідженню конструкцій зчеплень та підсилювачів рульового керування, їх конструктивних особливостей, принципів роботи та експлуатаційних характеристик.

У ході аналізу було розглянуто існуючі типи зчеплень, визначено їх переваги та недоліки з точки зору надійності, технологічності виготовлення та зручності експлуатації. На основі проведених досліджень і розрахунків розроблено складальне креслення зчеплення транспортного засобу категорії M_1 , конструкція якого відповідає сучасним вимогам щодо міцності, ефективності роботи та експлуатаційної надійності.

Крім того, було проведено аналіз конструкцій підсилювачів рульового керування легкових автомобілів, визначено їх основні конструктивні особливості, переваги та недоліки. У результаті дослідження встановлено найбільш доцільні конструктивні рішення для застосування на транспортних засобах категорії M_1 з урахуванням сучасних вимог до комфорту та активної безпеки.

Результати кваліфікаційної роботи можуть бути використані під час проєктування нових трансмісій та систем керування легкових автомобілів, модернізації існуючих транспортних засобів, а також у навчальному процесі підготовки фахівців автомобільного транспорту.

ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ, ТРАНСМІСІЯ, ЗЧЕПЛЕННЯ, РУЛЬОВЕ КЕРУВАННЯ, ПІДСИЛЮВАЧ.

ЗМІСТ

Вступ.....	7
1 Тяговий розрахунок автомобіля	8
1.1 Аналіз найближчих аналогів, вибір і обґрунтування параметрів проектованого автомобіля	8
1.1.1 Вибір і обґрунтування габаритно-вагових параметрів автомобіля.....	10
1.2 Розрахунок параметрів проектного автомобіля	11
1.2.1 Визначення максимальної потужності двигуна.....	11
1.2.2 Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна	13
1.2.3 Визначення передавальних чисел трансмісії	15
1.2.3.1 Визначення передавального числа головної передачі	15
1.2.3.2 Визначення передавального числа першої передачі	15
2 Аналіз тягово-швидкісних властивостей проектного автомобіля	18
2.1 Тягова та динамічна характеристики автомобіля	18
2.2 Баланс потужностей автомобіля.....	20
2.3 Показники розгону автомобіля.....	21
2.3.1 Прискорення автомобіля під час розгону	21
2.3.2 Час та шлях розгону автомобіля	22
2.4 Опис кінематичної схеми автомобіля	27
3 Розрахунок зчеплення.....	29
3.1 Розрахунок діафрагмової пружини	30
3.2 Розрахунок ведучих та відомих деталей зчеплення	33
3.3 Розрахунок показників зносостійкості зчеплення	38
3.4 Визначення параметрів привода зчеплення	41
4 Аналіз конструкцій підсилювачів рульового керування	44
4.1 Доцільність використання підсилювачів рульового керування	44
4.2 Гідравлічні підсилювачі	45
4.3 Електрогідравлічні підсилювачі	46
4.4 Електромеханічні підсилювачі	48
4.5 Інтеграція підсилювачів рульового керування до систем активної безпеки ..	51
5 Розробка технологічного процесу	55
5.1 Маршрут технологічних операцій виготовлення деталі	55

6 Охорона праці	58
6.1 Аналіз небезпечних факторів при експлуатації автомобіля категорії М ₁	58
6.2 Вимоги безпеки перед початком експлуатації транспортного засобу	59
6.3 Дії водія в аварійних та надзвичайних ситуаціях	61
6.4 Розрахунок безпечної швидкості руху проектного автомобіля.....	63
6.5 Визначення рівня шуму у приміщенні.....	64
7 Розрахунок вартості розробки зчеплення	66
7.1 Загальні положення.....	66
7.2 Норми часу.....	67
Висновки	68
Список літератури	69
Додаток А Розрахунок режимів різання та норм часу	71
Додаток Б Розрахунок норми часу	77
Додаток В Технологічна документація на виготовлення деталі	80
Додаток Г Специфікація складальної одиниці.....	88
Додаток Д Презентаційний матеріал до кваліфікаційної роботи.....	90

ВСТУП

Сучасний автомобільний транспорт відіграє важливу роль у забезпеченні ефективного функціонування економіки, мобільності населення та розвитку транспортної інфраструктури. Значну частину транспортного потоку становлять автомобілі категорії M_1 , які використовуються для перевезення пасажирів і повинні відповідати сучасним вимогам щодо надійності, економічності, комфорту та безпеки руху. У зв'язку зі зростанням інтенсивності дорожнього руху та підвищенням експлуатаційних навантажень особливого значення набуває вдосконалення конструкцій основних систем і агрегатів автомобіля.

Одним із ключових елементів трансмісії автомобіля є зчеплення. Ефективність роботи зчеплення безпосередньо впливає на плавність руху транспортного засобу, ресурс елементів трансмісії, комфорт керування та паливну економічність автомобіля. Тому вдосконалення конструкції зчеплення є одним із важливих напрямів розвитку сучасного автомобілебудування.

Водночас важливу роль у забезпеченні безпеки та зручності керування транспортним засобом відіграє рульове керування. Застосування підсилювачів дозволяє підвищити точність керування, покращити маневреність автомобіля та знизити втому водія під час експлуатації. На сучасних автомобілях використовуються гідравлічні, електрогідравлічні та електричні підсилювачі рульового керування, які відрізняються принципом роботи, конструктивними особливостями та технічними характеристиками.

Практична цінність роботи полягає у можливості використання отриманих результатів під час проєктування нових і модернізації існуючих транспортних засобів категорії M_1 . Запропоновані конструктивні рішення можуть бути застосовані для вдосконалення трансмісії та системи рульового керування з метою підвищення надійності, ефективності та експлуатаційних характеристик транспортних засобів.

1 ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЯ

1.1 Аналіз найближчих аналогів, вибір і обґрунтування параметрів проєктованого автомобіля

Для вибору основних параметрів проєктованого транспортного засобу необхідно визначити основні параметри автомобілів-аналогів, які обиралися за такими наступними характеристиками:

- тип транспортного засобу – пасажирський категорії M₁;
- кількість пасажирів – 5 чоловік;
- максимальна швидкість – $v_{\max} = 195$ км/год;
- сумарний коефіцієнт опору дороги, який долається при малій швидкості – $\psi_0 = f_0 = 0,012$;
- максимальний коефіцієнт опору дороги, який долається – $\psi_{\max} = 0,45$.

Знайдені параметри автомобілів-аналогів, а також параметри автомобіля, що проектується, наведені в таблиці 1.1 [1-3].

Таблиця 1.1 – Параметри автомобілів-аналогів

Параметри	Позна ч.	Од. вимір.	Найближчі аналоги			
			Перший	Другий	Третій	Проектований
1	2	3	4	5	6	7
1. Вид автомобіля			Volkswagen Passat B8 1.8 TSI MT	Toyota Camry XV70	Audi A4 B8 2.0 TDI	пасажирський
2. Пасажиromісткість	n	чол.	5	5	5	5
3. Особиста маса	m_0	кг	1480	1540	1490	1500
- на передню вісь	m_{01}	кг	880	910	890	896
- на задню вісь	m_{02}	кг	600	630	600	604
4. Повна маса	m_a	кг	2080	2100	2040	1925
- на передню вісь	m_1	кг	1080	1120	1080	1027
- на задню вісь	m_2	кг	1000	980	960	898
5. Максимальна швидкість	$v_{\max}$	км/год	220	210	225	195
6. Тип двигуна			бензиновий	бензиновий	дизельний	бензиновий
7. Об'єм двигуна		л	1,8	2,5	2	2,5
8. Максимальна потужність двигуна	$N_{e \max}$	кВт	132	133	105	116,8

Закінчення таблиці 1.1

1	2	3	4	5	6	7
9. Частота обертання при $N_{e \max}$	n_N	об/хв	6200	6000	4200	6200
10. Частота обертання при $v_{\max}$	n_v	об/хв	6200	6000	4200	6200
11. Максимальний крутний момент	$M_{e \max}$	Н·м	95	95	95	193,6
12. Частота обертання при $M_{e \max}$	n_M	об/хв	4300	3500	3500	3600
13. Передавальні числа КП						
	u_1	1	3,55	3,64	3,73	3,58
	u_2	2	1,91	1,96	2,05	2,04
	u_3	3	1,31	1,28	1,37	1,43
	u_4	4	0,97	0,97	1,03	1,10
	u_5	5	0,82	0,8	0,89	0,89
14. Передавальне число головної передачі	u_0		4,29	4,06	4,19	4,2
15. Передавальне число дод. коробки: вища передача	$u_{рк \text{ в}}$		-	-	-	-
нижча передача	$u_{рк \text{ н}}$		-	-	-	-
16. Маркування шин			215/55 R17	215/55 R17	225/50 R17	225/50 R17
Ширина профілю шини	$B_{ш}$	мм	215	215	225	225
Коефіцієнт профілю шини	k_h	%	55	55	50	50
Коефіцієнт деформації шини	λ		0,15	0,15	0,15	0,15
Посадочний діаметр шини	$d_{ш}$	дюйм	17	17	17	17
Допустима швидкість	$v_{доп}$	км/год	210	210	210	210
Допустиме навантаження	$P_{доп}$	Н	425	475	560	425
17. Статичний радіус колеса	$r_{ст}$	м	0,316	0,316	0,312	0,312
18. Габаритна висота	H	м	1,48	1,45	1,43	1,45
19. База автомобіля	L	м	2,79	2,83	2,81	2,81
20. Колія передніх коліс	B_1	м	1,58	1,58	1,56	1,58
21. Лобова площа	F_a	м ²	2,34	2,28	2,23	2,30
22. Коефіцієнт опору повітря	K_v	Н·с ² /м ⁴	0,21	0,21	0,2	0,2
23. Коефіцієнт аеродинамічного опору	c_x		-	-	-	-
24. Коефіцієнт корисної дії трансмісії	$\eta_{тр}$		0,91	0,91	0,91	0,91
25. Максимальний коефіцієнт опору дорого	$\psi_{\max}$		0,45	0,45	0,45	0,45
26. Коефіцієнт опору коченню при	f_0		0,012	0,012	0,012	0,012
	f_v		0,0325	0,0325	0,0325	0,0325
27. Коефіцієнт зчеплення шин	φ_x		0,8	0,8	0,8	0,8

1.1.1 Вибір і обґрунтування габаритно-вагових параметрів автомобіля

В результаті аналізу експлуатаційних і технічних властивостей найближчих аналогів встановлюємо і обґрунтовуємо необхідні для тягового розрахунку параметри автомобіля.

Повну масу проєктованого автомобіля розраховуємо за формулою [4, 5]

$$m_a = m_o + (m_{\text{ч}} + m_{\text{б}}) \cdot (n_c + 1) = 1500 + (75 + 10) \cdot (4 + 1) = 1925 \text{ кг}, \quad (1.1)$$

де m_o – споряджена маса автомобіля (обираємо близькою до аналога), кг;

$m_{\text{ч}} = 75 \text{ кг}$ – маса водія або пасажирів [4, 5];

n_c – кількість пасажирів;

$m_{\text{б}} = 10 \text{ кг}$ – маса багажу [4, 5].

За даними аналізу найближчих аналогів визначаємо геометричні параметри проєктованого автомобіля:

$L = 2,81 \text{ м}$ – база автомобіля;

$H = 1,45 \text{ м}$ – габаритна висота;

$B = 1,58 \text{ м}$ – колія передніх коліс.

Визначаємо площу лобової поверхні АТЗ

$$F_a = m_f \cdot B \cdot H = 1 \cdot 1,45 \cdot 1,58 = 2,30 \text{ м}^2, \quad (1.2)$$

де m_f – коефіцієнт, який враховує заповнення лобової площі АТЗ [4, 5].

Приймаємо припущення, що радіус кочення r_k , динамічний радіус r_d і статичний радіус r_c шини (колеса) рівні, тобто $r_k = r_d = r_c$.

Статичний радіус колеса r_c , м, визначаємо за формулою [4, 5]

$$r_c = 0,5 \cdot d_{\text{ш}} + k_h \cdot b_{\text{ш}} \cdot (1 - \lambda) = 0,5 \cdot 17 \cdot 0,254 + 0,5 \cdot 0,225 \cdot (1 - 0,15) = 0,312, \quad (1.3)$$

де $d_{\text{ш}}$ – посадочний діаметр обода колеса, м;

$b_{\text{ш}}$ – ширина профілю шини, м;

k_h – коефіцієнт профілю шини;

λ – коефіцієнт радіальної деформації шини [4, 5].

1.2 Розрахунок параметрів проєктованого автомобіля

1.2.1 Визначення максимальної потужності двигуна

Визначення максимальної потужності двигуна виконується в два етапи. На першому етапі визначається потужність, яка потрібна для забезпечення автомобілю можливості рухатись з заданою максимальною швидкістю v_{max} . На другому етапі визначається максимальна потужність двигуна в залежності від його конструкції.

Визначення потужності двигуна, яка потрібна для забезпечення можливості рухатись з заданою максимальною швидкістю v_{max} . Значення цієї потужності залежить від сумарного опору дороги та опору повітря. З урахуванням того, що максимальна швидкість досягається на горизонтальній поверхні сумарний коефіцієнт опору дороги дорівнює коефіцієнту опору коченню. Його значення при максимальній швидкості визначається за емпіричною формулою [4, 5]

$$\psi_v = f_v = f_0 + 5,4 \cdot 10^{-7} \cdot v_{\text{max}}^2 = 0,012 + 0,00000054 \cdot 195 = 0,0325, \quad (1.4)$$

Визначаємо необхідну потужність двигуна N_v , кВт, для руху з максимальною швидкістю [4, 5], кВт

$$N_v = \frac{m_a \cdot g \cdot \psi_v \cdot v_{\text{max}}}{3600 \cdot \eta_{\text{тр}}} + \frac{k_b \cdot F_a \cdot v_{\text{max}}^3}{46656 \cdot \eta_{\text{тр}}}, \quad (1.5)$$

$$= \frac{1925 \cdot 9,81 \cdot 0,0325 \cdot 195}{3600 \cdot 0,91} + \frac{0,2 \cdot 2,30 \cdot 195^3}{46656 \cdot 0,91} = 116,8$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с²;

ψ_v – коефіцієнт сумарного дорожнього опору, який може подолати АТЗ при максимальній швидкості;

$v_{\max}$ – максимальна швидкість АТЗ, км/год;

κ_v – коефіцієнт опору повітря, Н · с²/м⁴ ;

$\eta_{\text{тр}}$ – ККД трансмісії [4, 5].

Визначення максимальної ефективної потужності двигуна. Для бензинового двигуна з обмежувачем частоти обертання колінчастого вала приймаємо $n_{\max}$, об/хв [4, 5]

$$n_{\max} = n_v = n_0 = n_N = 6200 \text{ об/хв}, \quad (1.6)$$

де $n_{\max}$ – максимальна частота обертання колінчастого вала двигуна, об/хв;

n_N – частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальній потужності, об/хв;

n_v – частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальній швидкості руху, об/хв;

n_0 – максимальна частота обертання колінчастого вала двигуна, яка допускається регулятором, об/хв.

Потужність двигуна при русі з максимальною швидкістю є максимальною потужністю двигуна, так як обмежувач максимальної частоти обертання перешкоджає збільшенню ефективної потужності, кВт

$$N_{\max} = N_v = 116,8. \quad (1.7)$$

Максимальна ефективна потужність двигуна $N_{e \max}$ була б досягнута при частоті обертання валу n_N^* , якби не було обмежувача частоти обертання. Її значення можна визначити по розрахованій потужності $N_v = N_{\max}$

$$N_{e\max} = \frac{N_v}{A_1 \cdot \frac{n_v}{n_N^*} + A_2 \cdot \left(\frac{n_v}{n_N^*}\right)^2 - \left(\frac{n_v}{n_N^*}\right)^3}, \quad (1.8)$$

$$N_{e\max} = \frac{116,8}{1 \cdot \frac{6200}{7750} + 1 \cdot \left(\frac{6200}{7750}\right)^2 - \left(\frac{6200}{7750}\right)^3} = 125,8,$$

де n_N^* – теоретична частота обертання колінчастого вала двигуна, при якій була б досягнута максимальна ефективна потужність $N_{e\max}$ в разі відсутності обмежувача максимальної частоти обертання, об/хв. За рекомендацією приймаємо $n_N^* = 1,25 \cdot n_N$;

A_1, A_2 – коефіцієнти, які характеризують тип двигуна внутрішнього згорання. Значення A_1 і A_2 для бензинових двигунів приймаємо рівним 1 [3, 4].

1.2.2 Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

Для побудови зовнішньої швидкісної характеристики поршневого двигуна внутрішнього згорання використовуємо емпіричну формулу, яка дозволяє за відомими координатами однієї точки швидкісної характеристики відтворити всю криву потужності N_e , кВт [4, 5]

$$N_e = N_{e\max} \cdot \left[A_1 \cdot \frac{n_e}{n_N^*} + A_2 \cdot \left(\frac{n_e}{n_N^*}\right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_N^*}\right)^3 \right], \quad (1.9)$$

$$N_e = 125,8 \cdot \left[1 \cdot \frac{1000}{6200} + 1 \cdot \left(\frac{1000}{6200}\right)^2 - \left(\frac{1000}{6200}\right)^3 \right] = 18,1,$$

де N_e – поточне значення потужності двигуна, кВт;

n_e – поточне значення частоти обертання колінчастого вала, об/хв.

Для визначення поточного значення n_e весь діапазон частоти обертання

колінчастого валу двигуна розбивають на довільну кількість ділянок. Інтервал між значеннями n_e розраховується за формулою [4, 5]

$$\Delta n_e = \frac{n_N - n_{\min}}{z_\Delta} = \frac{6200 - 1000}{8} = 650 \text{ об/хв}, \quad (1.10)$$

де $n_{\min} = 1000$ об/хв – мінімальна частота обертання колінчастого валу.

Визначивши величини N_e визначаємо відповідні величини крутного моменту M_e , Н·м, для прийнятих значень n_e

$$M_e = 9550 \cdot \frac{N_e}{n_e} = 9550 \cdot \frac{18,1}{1000} = 172,5. \quad (1.11)$$

Результати розрахунків N_e та M_e зводимо в таблицю 1.2, і будуємо зовнішню швидкісну характеристику двигуна (ЗШХД), графік якої наведений в додатку Д.

Таблиця 1.2 – Результати розрахунку зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

Параметри	Значення параметрів									
n_e , об/хв	1000	1650	2300	2950	3600	4250	4900	5550	6200	7750
$A_1 \cdot n_e / n_N^*$	0,129	0,213	0,297	0,381	0,465	0,548	0,632	0,716	0,800	1
$A_2 \cdot (n_e / n_N^*)^2$	0,017	0,045	0,088	0,145	0,216	0,301	0,400	0,513	0,640	1
$(n_e / n_N^*)^3$	0,002	0,010	0,026	0,055	0,100	0,165	0,253	0,367	0,512	1
$A_1 \cdot n_e / n_N^* + A_2 \cdot (n_e / n_N^*)^2 - (n_e / n_N^*)^3$	0,144	0,249	0,359	0,470	0,580	0,684	0,779	0,862	0,928	1
N_e , кВт	18,1	31,3	45,1	59,2	73,0	86,1	98,0	108,4	116,8	125,8
M_e , Н·м	172,5	181,0	187,4	191,6	193,6	193,4	191,1	186,6	179,8	155,0

З отриманої зовнішньої швидкісної характеристики двигуна визначаємо його коефіцієнти:

– пристосованості за моментом

$$k_M = \frac{M_{e \max}}{M_N} = \frac{193,6}{155} = 1,248, \quad (1.12)$$

– пристосованості за обертами

$$k_\omega = \frac{n_N}{n_M} = \frac{6200}{3600} = 1,72. \quad (1.13)$$

1.2.3 Визначення передавальних чисел трансмісії

1.2.3.1 Визначення передавального числа головної передачі

Передавальне число головної передачі визначаємо за формулою [4, 5]:

$$u_0 = 0,377 \cdot \frac{n_{\max} \cdot r_k}{v_{\max} \cdot u_5} = 0,377 \cdot \frac{6200 \cdot 0,312}{195 \cdot 0,89} = 4,2, \quad (1.14)$$

де $u_5 = 0,89$ – передавальне число коробки передач на вищій передачі (приймаємо відповідно до аналога);

r_k – радіус кочення колеса, м.

1.2.3.2 Визначення передавального числа першої передачі

Передавальне число першої ступені коробки передач (першої передачі) u_{k1} розраховуємо для забезпечення трьох умов [4, 5]:

а) можливості подолання максимального дорожнього опору з заданим коефіцієнтом опору дороги $\psi_{\max}$;

б) можливості маневрування із заданою мінімальною стійкою швидкістю $v_{\min}$;

в) відсутності буксування ведучих коліс при подоланні максимального дорожнього опору.

Визначаємо передавальне число першої передачі $u_{1\psi}$ з умови подолання максимального сумарного дорожнього опору $\psi_{\max} = 0,45$ [4, 5]

$$u_{1\psi} = \frac{m_a \cdot g \cdot \psi_{\max} \cdot r_d}{M_{e\max} \cdot u_0 \cdot \eta_{\text{тр}}} = \frac{1925 \cdot 9,81 \cdot 0,45 \cdot 0,312}{193,6 \cdot 4,2 \cdot 0,91} = 3,58, \quad (1.15)$$

де $M_{e\max}$ – максимальний крутний момент двигуна, Н·м.

Визначимо передавальне число першої передачі u_{1v} за умови забезпечення можливості маневрування із заданою мінімальною стійкою швидкістю $v_{\min}$ [4, 5]

$$u_{1v} = 0,377 \cdot \frac{n_{\min} \cdot r_k}{v_{\min} \cdot u_0 \cdot u_{\text{рн}}} = 0,377 \cdot \frac{1000 \cdot 0,312}{8 \cdot 4,2 \cdot 1} = 3,5. \quad (1.16)$$

Визначаємо передавальне число першої передачі $u_{1\phi}$ – за умовою відсутності буксування ведучих коліс при подоланні максимального дорожнього опору для автомобілів з передніми ведучими колесами

$$u_{1\phi} = \frac{G_1 \cdot m_{p1} \cdot \phi_x \cdot r_d}{M_{e\max} \cdot u_0 \cdot \eta_{\text{тр}}} = \frac{10072 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,312}{193,6 \cdot 4,2 \cdot 0,91} = 3,74, \quad (1.17)$$

де $m_{p1} = 0,8 \dots 0,9$ – коефіцієнт перерозподілу навантаження на задні ведучі колеса при розгоні автомобіля [4, 5];

ϕ_x – коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею.

Порядок вибору значення передавального числа першої передачі коробки передач:

І) Порівнюємо значення $u_{1\psi}$ та u_{1v} і вибираємо більше значення;

II) Порівнюємо значення передавального числа, обране за пунктом I, із значенням $u_{1\varphi}$ і обираємо менше значення;

III) Значенню передавального числа коробки передач, обраному за пунктом II, привласнюємо позначення $u_{к1}$. У підсумку підрахунків отримуємо $u_{к1} = 3,58$.

Визначення передавальних чисел ступенів проміжних передач коробки зазвичай виконується так щоб їх значення розподілялись за геометричної прогресію або гармонійним рядом.

Передавальні числа коробки передач визначаємо за геометричною прогресією, що дозволяє забезпечити можливість роботи двигуна при розгоні автомобіля в однаковому режимі на всіх передачах [4, 5]

$$u_{ки} = \frac{u_{к1}}{\frac{i-1}{m_v-1} \cdot \left(\frac{u_{к1}}{u_{кv}} - 1 \right) + 1} = \frac{3,58}{\frac{2-1}{5-1} \cdot \left(\frac{3,58}{0,89} - 1 \right) + 1} = 2,04, \quad (1.18)$$

де i – порядковий номер передачі;

m_v – номер передачі, на якій досягається максимальна швидкість (номер передачі, якій відповідає передавальне число $u_{кv}$).

Підставивши числові значення в формулу (1.18) отримаємо передавальні числа коробки передач:

– друга передача $u_{к2} = 2,04$;

– третя передача $u_{к3} = 1,43$;

– четверта передача $u_{к4} = 1,10$;

– п'ята передача $u_{к5} = 0,89$.

2 АНАЛІЗ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПРОЄКТОВАНОГО АВТОМОБІЛЯ

2.1 Тягова та динамічна характеристики автомобіля

При розрахунку динамічної характеристики автомобіля для кожної i – ї передачі і поточних значень частоти обертання вала двигуна визначаємо [4, 5]:

– швидкість автомобіля на i –й передачі при n обертах

$$v_{ai} = 0,377 \cdot \frac{n_e \cdot r_k}{u_{ki} \cdot u_0} = 0,377 \cdot \frac{1000 \cdot 0,312}{3,58 \cdot 4,2} = 7,82 \text{ км/год}; \quad (2.1)$$

– силу тяги на колесах

$$P_{ki} = \frac{M_e \cdot u_{ki} \cdot u_0 \cdot \eta_{тр}}{r_d} = \frac{193,6 \cdot 3,58 \cdot 4,2 \cdot 0,91}{0,312} = 7570 \text{ Н}; \quad (2.2)$$

– силу опору повітря

$$P_{vi} = \frac{\kappa_v \cdot F_a \cdot v_{ai}^2}{3,6^2} = \frac{0,2 \cdot 2,3 \cdot 7,82^2}{3,6^2} = 2,2 \text{ Н}; \quad (2.3)$$

– динамічний фактор

$$D_i = \frac{P_{ki} - P_{vi}}{m_a \cdot g} = \frac{7570 - 2,2}{1925 \cdot 9,81} = 0,401. \quad (2.4)$$

Результати розрахунків силового балансу та динамічної характеристики автомобіля наведені в таблиці 2.1. За результатами обчислень за формулами (2.1) – (2.4) для кожної передачі будемо графіки силового балансу та динамічної характеристики, які наведено у додатку Д.

В таблицю 3 вносимо три додаткових рядки, в яких відображаємо поточне значення коефіцієнту опору дороги ψ , сили опору дороги P_{ψ} та суми сил опору руху $P_{\psi} + P_{\text{в}}$.

Таблиця 2.1 – Зведені дані для побудови динамічної характеристики та силового балансу автомобіля

Параметри		Значення параметрів								
n_e , об/хв		1000	1650	2300	2950	3600	4250	4900	5550	6200
M_e , Н·м		172,5	181,0	187,4	191,6	193,6	193,4	191,1	186,6	179,8
$u_{k1}=3,58$	v_a , км/ГОД	7,82	12,90	17,98	23,06	28,14	33,22	38,30	43,38	48,46
	P_{κ} , Н	7570,0	7945,6	8225,4	8409,5	8497,9	8490,5	8387,4	8188,6	7894,0
	P_{B_1} , Н	2,2	5,9	11,4	18,8	28,0	39,1	52,0	66,7	83,2
	$P_{\kappa}-P_{B_1}$, Н	7567,8	7939,7	8214,0	8390,7	8469,9	8451,5	8335,5	8121,9	7810,8
	D	0,401	0,420	0,435	0,444	0,449	0,448	0,441	0,430	0,414
$u_{k2}=2,04$	v_a , км/ГОД	13,72	22,65	31,57	40,49	49,41	58,33	67,25	76,17	85,09
	P_{κ} , Н	4310,9	4524,8	4684,2	4789,0	4839,3	4835,1	4776,4	4663,2	4495,4
	P_{B_1} , Н	6,7	18,2	35,3	58,1	86,5	120,5	160,2	205,6	256,5
	$P_{\kappa}-P_{B_1}$, Н	4304,2	4506,6	4648,9	4730,9	4752,8	4714,6	4616,2	4457,6	4238,9
	D	0,228	0,239	0,246	0,251	0,252	0,250	0,244	0,236	0,224
$u_{k3}=1,43$	v_a , км/ГОД	19,63	32,40	45,16	57,92	70,68	83,44	96,21	108,97	121,73
	P_{κ} , Н	3013,5	3163,0	3274,4	3347,7	3382,9	3380,0	3338,9	3259,8	3142,5
	P_{B_1} , Н	13,7	37,2	72,2	118,9	177,0	246,7	327,9	420,7	525,0
	$P_{\kappa}-P_{B_1}$, Н	2999,8	3125,8	3202,2	3228,9	3205,9	3133,3	3011,0	2839,1	2617,5
	D	0,159	0,166	0,170	0,171	0,170	0,166	0,159	0,150	0,139
$u_{k4}=1,10$	v_a , км/ГОД	25,54	42,15	58,75	75,35	91,95	108,56	125,16	141,76	158,36
	P_{κ} , Н	2316,4	2431,3	2516,9	2573,3	2600,3	2598,1	2566,5	2505,7	2415,5
	P_{B_1} , Н	23,1	62,9	122,3	201,2	299,6	417,5	555,0	712,0	888,5
	$P_{\kappa}-P_{B_1}$, Н	2293,3	2368,4	2394,7	2372,1	2300,8	2180,6	2011,5	1793,7	1527,0
	D	0,121	0,125	0,127	0,126	0,122	0,115	0,107	0,095	0,081
$u_{k5}=0,89$	v_a , км/ГОД	31,5	51,9	72,3	92,8	113,2	133,7	154,1	174,6	195
	P_{κ} , Н	1881,2	1974,5	2044,1	2089,8	2111,8	2110,0	2084,3	2034,9	1961,7
	P_{B_1} , Н	35,0	95,4	185,4	305,0	454,2	633,0	841,4	1079,5	1347,2
	$P_{\kappa}-P_{B_1}$, Н	1846,1	1879,1	1858,7	1784,8	1657,6	1476,9	1242,9	955,4	614,6
	D	0,098	0,100	0,098	0,095	0,088	0,078	0,066	0,051	0,033
$\psi=f=f(v_a)$		0,0125	0,0135	0,0148	0,0166	0,0189	0,0216	0,0248	0,0285	0,0325
P_{ψ} , Н		236,7	254,1	280,0	314,4	357,3	408,8	468,8	537,3	614,4
$P_{\psi}+P_{B_1}$, Н		271,7	349,5	465,4	619,4	811,5	1041,8	1310,3	1616,8	1961,5

2.2 Баланс потужностей автомобіля

Для кожного поточного значення потужності двигуна N_e розраховуємо потужність, що підведена до ведучих коліс [4, 5]

$$N_k = N_e \cdot \eta_{\text{тр}} = 18,1 \cdot 0,91 = 16,4 . \quad (2.5)$$

Значення потужностей N_ψ , кВт, і N_b , кВт, розраховуємо із застосуванням величин P_ψ і P_b , взятих з таблиці 2.1 для передачі, на якій досягається максимальна швидкість руху автомобіля за формулами

$$N_b = \frac{P_b \cdot v_a}{3600} = \frac{35 \cdot 31,45}{3600} = 0,31 , \quad (2.6)$$

$$N_\psi = \frac{P_\psi \cdot v_a}{3600} = \frac{236,7 \cdot 31,45}{3600} = 2,1 . \quad (2.7)$$

З таблиці 2.1 також беремо значення швидкостей руху автомобіля на всіх передачах. Результати розрахунків наводимо в таблиці 2.2, графіки потужнісного балансу автомобіля наведено в додатку Д.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків потужнісного балансу

Параметри		Значення параметрів								
n_e , об/хв		1000	1650	2300	2950	3600	4250	4900	5550	6200
N_e , кВт		18,1	31,3	45,1	59,2	73,0	86,1	98,0	108,4	116,8
N_{κ} , кВт		16,4	28,5	41,1	53,9	66,4	78,3	89,2	98,7	106,2
v_a , км/год	$u_{\kappa 1}= 3,58$	7,82	12,90	17,98	23,06	28,14	33,22	38,30	43,38	48,46
	$u_{\kappa 2}= 2,04$	13,72	22,65	31,57	40,49	49,41	58,33	67,25	76,17	85,09
	$u_{\kappa 3}= 1,43$	19,63	32,40	45,16	57,92	70,68	83,44	96,21	108,97	121,73
	$u_{\kappa 4}= 1,10$	25,54	42,15	58,75	75,35	91,95	108,56	125,16	141,76	158,36
	$u_{\kappa 5}= 0,89$	31,45	51,90	72,34	92,78	113,23	133,67	154,11	174,56	195
N_{ψ} , кВт		2,1	3,7	5,6	8,1	11,2	15,2	20,1	26,1	33,3
N_w , кВт		0,31	1,38	3,73	7,86	14,29	23,50	36,02	52,34	72,97
$N_{\psi}+N_w$, кВт		2,4	5,0	9,4	16,0	25,5	38,7	56,1	78,4	106,2

2.3 Показники розгону автомобіля

Розгін автомобіля визначається його прийомистістю. Прийомистість автомобіля це його здатність швидко збільшувати швидкість руху, вона характеризується наступними показниками:

– прискоренням при розгоні j_a , м/с²;

– час розгону t_p , с;

– шлях розгону S_p , м.

2.3.1 Прискорення автомобіля під час розгону

Оцінку прийомистості тобто його розгону зручно виконувати за допомогою графіків прискорення, часу та путі розгону в функції швидкості руху.

Прискорення j_a як функцію часу визначаємо для відповідних значень динамічного фактору D з таблиці 3 за формулою [4, 5]

$$j_a = \frac{D - f}{\delta_{вр}} \cdot g = \frac{0,401 - 0,0325}{1,5531} \cdot 9,81 = 2,326 , \quad (2.8)$$

де $\delta_{вр}$ – коефіцієнт урахування інерції обертових мас.

Коефіцієнт урахування інерції обертових мас визначаємо для кожної передачі

$$\delta_{вр1} = 1,04 + 0,04 \cdot u_{к1}^2 = 1,04 + 0,04 \cdot 3,58^2 = 2,326 ; \quad (2.9)$$

$$\delta_{вр2} = 1,04 + 0,04 \cdot 2,04^2 = 1,2064 ;$$

$$\delta_{вр3} = 1,04 + 0,04 \cdot 1,43^2 = 1,1213 ;$$

$$\delta_{вр4} = 1,04 + 0,04 \cdot 1,10^2 = 1,0880 ;$$

$$\delta_{вр5} = 1,04 + 0,04 \cdot 0,89^2 = 1,0717 .$$

Результати розрахунку зведені у таблицю 2.3, за результатами розрахунку будуємо графік прискорень, який наведено у додатку Д.

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку прискорень автомобіля

Параметри			Значення параметрів								
n_e , об/хв			1000	1650	2300	2950	3600	4250	4900	5550	6200
$u_{k1} = 3,58$	$\delta_1 = 1,5531$	v_a , км/ГОД	7,8	12,9	18,0	23,1	28,1	33,2	38,3	43,4	48,5
		D	0,401	0,420	0,435	0,444	0,449	0,448	0,441	0,430	0,414
		$D-\psi$	0,368	0,388	0,402	0,412	0,416	0,415	0,409	0,398	0,381
		j_a , м/с ²	2,326	2,450	2,542	2,601	2,628	2,621	2,583	2,511	2,407
$u_{k2} = 2,04$	$\delta_2 = 1,2064$	v_a , км/ГОД	13,7	22,6	31,6	40,5	49,4	58,3	67,3	76,2	85,1
		D	0,228	0,239	0,246	0,251	0,252	0,250	0,244	0,236	0,224
		$D-\psi$	0,195	0,206	0,214	0,218	0,219	0,217	0,212	0,204	0,192
		j_a , м/с ²	1,589	1,676	1,737	1,773	1,782	1,766	1,723	1,655	1,561
$u_{k3} = 1,43$	$\delta_3 = 1,1213$	v_a , км/ГОД	19,6	32,4	45,2	57,9	70,7	83,4	96,2	109,0	121,7
		D	0,159	0,166	0,170	0,171	0,170	0,166	0,159	0,150	0,139
		$D-\psi$	0,126	0,133	0,137	0,138	0,137	0,133	0,127	0,118	0,106
		j_a , м/с ²	1,105	1,164	1,199	1,211	1,201	1,167	1,110	1,031	0,928
$u_{k4} = 1,10$	$\delta_4 = 1,0880$	v_a , км/ГОД	25,5	42,1	58,7	75,4	92,0	108,6	125,2	141,8	158,4
		D	0,121	0,125	0,127	0,126	0,122	0,115	0,107	0,095	0,081
		$D-\psi$	0,089	0,093	0,094	0,093	0,089	0,083	0,074	0,062	0,048
		j_a , м/с ²	0,802	0,837	0,850	0,839	0,805	0,748	0,667	0,563	0,436
$u_{k5} = 0,89$	$\delta_5 = 1,0717$	v_a , км/ГОД	31,5	51,9	72,3	92,8	113,2	133,7	154,1	174,6	195,0
		D	0,098	0,100	0,098	0,095	0,088	0,078	0,066	0,051	0,033
		$D-\psi$	0,065	0,067	0,066	0,062	0,055	0,046	0,033	0,018	0
		j_a , м/с ²	0,597	0,613	0,603	0,567	0,506	0,418	0,305	0,165	0

2.3.2 Час та шлях розгону автомобіля

Час та шлях розгону автомобіля в функції його швидкості визначається за графіком прискорень. При цьому весь процес розгону розбито на інтервали та прийнято припущення, що на кожному інтервалі розгону автомобіль рухається з постійним прискоренням, яке має середнє значення. Доцільно прийняти, що інтервал розгону автомобіля з постійним прискоренням відбувається на ділянках, для яких визначені значення на початку та в кінці.

Середнє прискорення на кожній ділянці розраховується за формулою [4, 5]

$$j_{\text{cp}} = 0,5 \cdot (j_{\text{п}} + j_{\text{к}}), \quad (2.10)$$

де $j_{\text{п}}, j_{\text{к}}$ – прискорення на початку і в кінці ділянки.

Середня швидкість руху автомобіля на ділянці

$$v_{\text{cp}} = 0,5 \cdot (v_{\text{п}} + v_{\text{к}}), \quad (2.11)$$

де $v_{\text{п}}, v_{\text{к}}$ – швидкість на початку і в кінці ділянки.

Час проходження автомобілем кожної ділянки дорівнює [4]

$$\Delta t_z = \frac{v_{\text{к}} - v_{\text{п}}}{3,6 \cdot j_{\text{cp}}} \quad (2.12)$$

де $z = 1, 2, \dots k$ – ділянки розгону на i -ій передачі в КП.

Час розгону автомобіля на i -ій передачі розраховується як сума

$$t_i = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \Delta t_k. \quad (2.13)$$

Шлях ΔS , м, який проїхав автомобіль за Δt при розгоні на кожній ділянці від $v_{\text{п}}$ до $v_{\text{к}}$

$$\Delta S = v_{\text{cp}} \cdot \frac{\Delta t}{3,6} \quad (2.14)$$

Шлях, пройдений автомобілем при розгоні на i -ій передачі [4, 5]

$$S_i = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \Delta S_3 + \Delta S_k. \quad (2.15)$$

Під час перемикання передач в КП до ведучих коліс не підводиться крутний

момент і автомобіль рухається накатом. За час перемикавання передач швидкість його руху зменшиться на величину

$$v_n = 3,6 \cdot j_n \cdot t_n \quad (2.16)$$

де j_n – прискорення автомобіля при перемиканні передач;

t_n – час перемикавання передач в КП.

Час перемикавання передач: $t_n = t_{n(1-2)} = t_{n(2-3)} = 0,8 \text{ с}$.

Прискорення автомобіля при його русі накатом під час перемикавання передач визначається за формулою [4, 5]

$$j_n = \frac{D_n - f}{\delta_{вр}} \cdot g, \quad (2.17)$$

де D_n – динамічний фактор автомобіля при русі накатом;

f – коефіцієнт опору коченню при швидкості під час перемикавання передач;

$\delta_{вр}$ – коефіцієнт врахування обертових мас при русі автомобіля накатом.

Динамічний фактор автомобіля при русі накатом визначається відношенням

$$D_n = - \frac{P_b}{G_a}. \quad (2.18)$$

де P_b – сила опору повітря при швидкості під час перемикавання передач;

G_a – вага автомобіля.

Час та шлях розгону автомобіля на другій передачі розраховується за формулами (2.13) та (2.15). Але треба врахувати, що швидкість руху автомобіля при розгоні на другій передачі почнеться зі значення [4, 5]

$$v_{nn} = v_a + v_n, \quad (2.19)$$

де v_a, v_n – швидкості автомобіля після та перемикавання передач та перед перемиканням.

Час розгону автомобіля визначається як сума часу розгону на кожній передачі та часу, який витрачено на перемикавання передач

$$t_p = \tau_1 + t_{n(1-2)} + \tau_2 + t_{n(2-3)} + \dots + \tau_{n_k} \quad (2.20)$$

Шлях розгону автомобіля визначається як сума шляху розгону на кожній передачі та шляху, який він проїде за час перемикавання передач [4, 5]

$$S_p = S_1 + S_{n(1-2)} + S_2 + S_{n(2-3)} + \dots + S_{n_k} \quad (2.21)$$

де $S_{n(1-2)}, S_{n(2-3)}$ – шлях, який проїде автомобіль за час перемикавання передач відповідно з першої на другу, з другої на третю.

Під час кожного перемикавання передач в КП автомобіль проїде шлях

$$S_n = \frac{v_a + 0,5 \cdot v_n}{3,6} \cdot t_n \quad (2.22)$$

Частота обертання вала двигуна яка відповідає режиму розгону автомобіля на початку розгону після перемикавання передач визначають за формулою

$$n_e = \frac{v_{ni} + u_{ki} \cdot u_0}{0,377 \cdot r_k} \quad (2.23)$$

Результати розрахунків проведених за залежностями 2.10-2.15 приведено в таблиці 2.4. На основі розрахунків побудовано графіки залежності $t = f(v)$ та $S = f(v)$, які наведено у додатку Д.

Таблиця 2.4 – Результати розрахунків часу та шляху розгону

Параметри			Значення параметрів								
Перша передача	v_a	км/ГОД	7,8	12,9	18,0	23,1	28,1	33,2	38,3	43,4	48,5
	j_a	м/с ²	2,326	2,450	2,542	2,601	2,628	2,621	2,583	2,511	2,407
	v_{cp}	км/ГОД	10,4	15,4	20,5	25,6	30,7	35,8	40,8	45,9	
	j_{cp}	м/с ²	2,388	2,496	2,572	2,614	2,625	2,602	2,547	2,459	
	Δt_z	с	0,59	0,57	0,55	0,54	0,54	0,54	0,55	0,57	
	t_1	с	0	0,59	1,16	1,71	2,24	2,78	3,32	3,88	4,45
	ΔS_i	м	1,70	2,42	3,13	3,84	4,58	5,39	6,29	7,32	
	S_1	м	0	1,70	4,12	7,25	11,09	15,67	21,06	27,34	34,66
	$t_{п}$	с	0,8	$D_{п}$	-0,00441	$i_{п}$	-0,1667	$v_{п}$	-0,48012	$S_{п}$	10,72
Друга передача	v_a	км/ГОД				48,0	49,4	58,3	67,3	76,2	85,1
	j_a	м/с ²				2,547	1,782	1,766	1,723	1,655	1,561
	v_{cp}	км/ГОД				48,7	53,9	62,8	71,7	80,6	
	j_{cp}	м/с ²				2,165	1,774	1,744	1,689	1,608	
	Δt_z	с				0,18	1,40	1,42	1,47	1,54	
	t_2	с				5,25	5,44	6,83	8,25	9,72	11,26
	ΔS_i	м				2,48	20,91	24,78	29,23	34,52	
	S_2	м				45,38	47,86	68,77	93,55	122,77	157,29
	$t_{п}$	с	0,8	$D_{п}$	-0,01358	$i_{п}$	-0,2782	$v_{п}$	-0,80126	$S_{п}$	18,82
Третя передача	v_a	км/ГОД						84,3	96,2	109,0	121,7
	j_a	м/с ²						1,571	1,110	1,031	0,928
	v_{cp}	км/ГОД						90,2	102,6	115,3	
	j_{cp}	м/с ²						1,341	1,071	0,979	
	Δt_z	с						2,47	3,31	3,62	
	t_3	с						12,06	14,53	17,84	21,46
	ΔS_i	м						61,88	94,37	115,98	
	S_3	м						176,11	238,00	332,36	448,34
	$t_{п}$	с	0,8	$D_{п}$	-0,0278	$i_{п}$	-0,4509	$v_{п}$	-1,29858	$S_{п}$	26,91
Четверта передача	v_a	км/ГОД						120,4	125,2	141,8	158,4
	j_a	м/с ²						0,938	0,667	0,563	0,436
	v_{cp}	км/ГОД						122,8	133,5	150,1	
	j_{cp}	м/с ²						0,803	0,615	0,499	
	Δt_z	с						1,637	7,498	9,235	
	t_4	с						22,26	23,90	31,40	40,63
	ΔS_i	м						55,82	277,97	384,95	
	S_4	м						475,25	531,08	809,05	1194,00
	$t_{п}$	с	0,8	$D_{п}$	-	$i_{п}$	-0,6848	$v_{п}$	-1,97209	$S_{п}$	34,97
П'ята передача	v_a	км/ГОД							156,4	174,6	195,0
	j_a	м/с ²							0,427	0,165	0
	v_{cp}	км/ГОД							165,5	184,8	
	j_{cp}	м/с ²							0,296	0,083	
	Δt_z	с							17,02	68,66	
	t_5	с							41,43	58,46	127,12
	ΔS_i	м							782,49	3524,18	
	S_5	м							1228,97	2011,46	5535,64

Таблиця 2.5 – Результати розрахунку параметрів при перемиканні передач

Параметри перемикання передач	Значення параметрів			
Суміжі передач	1-2	2-3	3-4	4-5
D_{pi}	-0,00441	-0,01358	-0,02780	-0,04705
$j_{pi}, \text{м/с}^2$	-0,16671	-0,27822	-0,45090	-0,68475
$v_{pi}, \text{км/год}$	-0,48012	-0,80126	-1,29858	-1,97209
$S_{pi}, \text{м}$	10,72	18,82	26,91	34,97
$v_{ai}, \text{км/год}$	48,46	85,09	121,73	158,36
$v_{pii}, \text{км/год}$	47,98	84,29	120,43	156,39
$n_e, \text{об/хв}$	3495,8	4293,3	4714,9	4972,5
$A1 \cdot n_e/n_N$	0,5638	0,6925	0,7605	0,8020
$A2 \cdot (n_e/n_N)^2$	0,3179	0,4795	0,5783	0,6432
$(n_e/n_N)^3$	0,1792	0,3320	0,4398	0,5159
Σ	0,7025	0,8399	0,8990	0,9294
$N_e, \text{кВт}$	88,4	105,7	113,1	116,9
$M_e, \text{Н} \cdot \text{м}$	217,3	211,6	206,2	202,1
$P_{ki}, \text{Н}$	5432,0	3696,7	2769,4	2204,6
$P_{vi}, \text{Н}$	81,6	251,7	513,8	866,5
D_i	0,2833	0,1824	0,1194	0,0709
$j_{pii}, \text{м/с}^2$	2,5474	1,5707	0,9380	0,4274

2.4 Опис кінематичної схеми автомобіля

На проєктованому автомобілі встановлено бензиновий двигун, обладнаний обмежувачем частоти обертання колінчастого вала. Силовий агрегат забезпечує необхідні тягово-швидкісні характеристики автомобіля та відповідає сучасним вимогам щодо економічності й надійності.

Зчеплення. На транспортному засобі застосовано сухе однодискове фрикційне зчеплення замкнутого типу. Вибір такої конструкції обумовлений величиною крутного моменту двигуна, а також необхідністю забезпечення надійної та плавної передачі потужності від двигуна до трансмісії.

Кожух зчеплення закріплений на маховику двигуна за допомогою восьми болтів, що забезпечує надійне з'єднання та точне центрування елементів механізму. Натискне зусилля створюється діафрагменною пружиною, яка

одночасно виконує функцію віджимних важелів під час вимикання зчеплення. Така конструкція характеризується компактністю, рівномірним розподілом натискного зусилля та зменшеними зусиллями на педалі керування.

Передача крутного моменту від кожуха зчеплення до веденого диска здійснюється через натискний диск. Для забезпечення спрямованого переміщення натискного диска використовуються три тангенціальні пластини. Вони створюють жорсткий зв'язок натискного диска з кожухом у радіальному та окружному напрямках, одночасно забезпечуючи можливість його осевого переміщення.

Діафрагменна пружина має форму усіченого конуса, а в її центральній частині виконані спеціальні пелюстки, які під час натискання на них виконують роль віджимних важелів. Маточина веденого диска разом із дисками гасителя крутильних коливань, прикріпленими до неї з обох сторін, може повертатися відносно веденого диска. Привід вимикання зчеплення – гідравлічний.

Коробка передач. На автомобілі встановлена механічна п'ятиступенева двохвальна коробка передач із синхронізаторами на всіх передачах.

Первинний вал коробки передач встановлений на двох опорах: з одного боку використовується роликовий підшипник, а з іншого – кульковий. Вторинний вал також спирається на два підшипники: передній роликовий і задній кульковий. Така схема забезпечує надійну фіксацію валів та сприйняття як радіальних, так і осевих навантажень.

Шестерні первинного вала виконані як єдине ціле з валом, тоді як шестерні вторинного вала вільно обертаються на ньому та з'єднуються з валом за допомогою синхронізаторів.

Крутний момент від вторинного вала коробки передач передається через циліндричну прямозубу головну передачу на коробку диференціала, а далі через шарніри рівних кутових швидкостей – до маточин ведучих коліс. Застосування шарнірів рівних кутових швидкостей забезпечує передавання крутного моменту без зміни кутової швидкості ведучих коліс при повороті та роботі підвіски.

Кінематична схема трансмісії автомобіля наведена в додатку Д.

3 РОЗРАХУНОК ЗЧЕПЛЕННЯ

На основі значення максимального крутного моменту двигуна, отриманого в результаті попередніх розрахунків, для проєктованого транспортного засобу категорії М₁ було обрано сухе однодискове фрикційне зчеплення [6]. Такий тип зчеплення забезпечує надійну передачу крутного моменту від двигуна до трансмісії, характеризується простотою конструкції, високою надійністю та достатньою довговічністю в експлуатації.

Конструктивні особливості та габаритні розміри зчеплення визначаються сукупністю його основних параметрів. До найважливіших з них належать зовнішній і внутрішній діаметри фрикційних накладок, кількість пар поверхонь тертя, коефіцієнт запасу зчеплення, а також розрахункове значення сили притискання, що створюється натискними пружинами. Саме ці параметри визначають здатність зчеплення передавати необхідний крутний момент без пробуксовування та забезпечувати стабільну роботу трансмісії в різних режимах руху автомобіля.

Розрахунок зчеплення починаємо з визначення його основних параметрів [6]:

$P_{\text{ном } \Sigma}$ – сумарна сила притискання накладок;

$\beta_c = 1,5$ – коефіцієнт запасу зчеплення;

$\mu = 0,3$ – коефіцієнт тертя фрикційних накладок;

$i_\mu = 2$ – число поверхонь тертя для одно дискового зчеплення;

$D_n = 0,24$ м – зовнішній діаметр накладок;

$d_n = 0,18$ м – внутрішній діаметр накладок.

Середній радіус тертя r_μ , м, визначаємо за формулою [6]

$$r_\mu = \frac{1}{4} \cdot (D_n + d_n) = \frac{1}{4} \cdot (0,24 + 0,18) = 0,105 \text{ .} \quad (3.1)$$

Визначимо сумарне зусилля $P_{\text{ном } \Sigma}$ натискних пружин [6]

$$P_{\text{ном } \Sigma} = \frac{\beta_c \cdot M_{e \max}}{\mu \cdot r_\mu \cdot i_\mu} = \frac{1,5 \cdot 193,6}{0,3 \cdot 0,105 \cdot 2} = 4609,6 \text{ Н.} \quad (3.2)$$

Тиск на поверхні тертя q визначаємо за формулою [6]

$$q = \frac{4 \cdot P_{\text{ном } \Sigma}}{\pi \cdot (D_n^2 - d_n^2)} = \frac{4 \cdot 4609,6}{3,14 \cdot (0,24^2 - 0,18^2)} = 0,233 \text{ МПа.} \quad (3.3)$$

Величина q повинна бути в межах 0,14-0,30 МПа. Умова виконується.

3.1 Розрахунок діафрагмової пружини

Діафрагмова пружина (рис. 3.1) має нелінійну залежність між силою та деформацією.

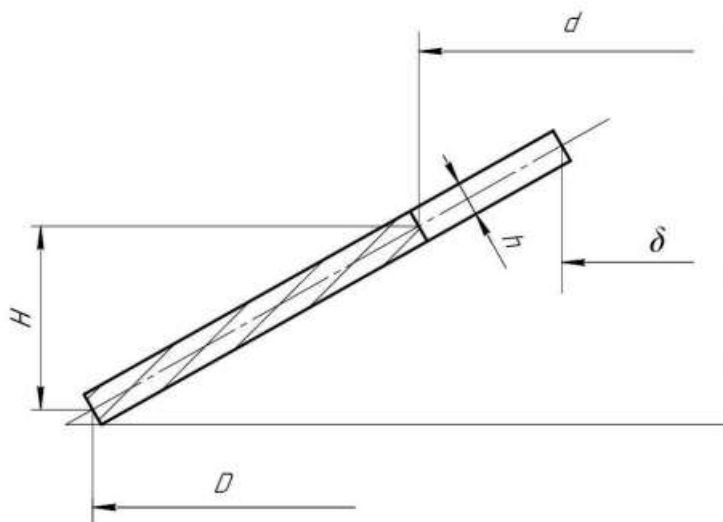


Рисунок 3.1 – Розрахункові параметри діафрагменної пружини

Пружні властивості діафрагмової пружини реалізуються її кільцевою частиною, укладеною між зовнішнім та внутрішнім діаметрами.

В зчепленні зазвичай застосовується одна діафрагмова пружина тому номінальна сила пружини $P_{\text{ном}}$ дорівнює $P_{\text{ном } \Sigma}$. При цьому $P_{\text{ном}}$ повинна відповідати прогину рівному висоті пружини $H_{\text{дп}}$, тобто діафрагмова пружина при включеному зчепленні та незношених накладках повинна перебувати в плоскому стані. З метою зниження зусилля на педалі зміну відношення $D_{\text{дп}}/d_{\text{дп}}$ рекомендується обмежити діапазоном $1,20 \leq D_{\text{дп}}/d_{\text{дп}} \leq 1,30$. Це дозволяє спростити основні розрахункові залежності.

Товщину кільцевої частини пружини визначаємо за формулою [6]

$$h_{\text{дп}} = 1,525 \cdot \sqrt{P_{\text{ном}} / [\sigma]} = 1,525 \cdot \sqrt{4609,6 / 1600} = 2,59, \quad (3.4)$$

де $P_{\text{ном}} = P_{\text{ном } \Sigma}$ – номінальне натискне зусилля пружини, Н;

$[\sigma]$ – допустимі напруги, МПа.

Допустимі напруги приймаємо близькими або рівними межі текучості для сталей: 60С2Н2А, 60С2ХА, 70С3А – $[\sigma]=1600$ МПа.

Вибираємо значення $D_{\text{дп}}/d_{\text{дп}} = 1,25$ і $H_{\text{дп}}/h_{\text{дп}} = 1,785$ із рекомендованих вище діапазонів значень.

Визначаємо зовнішній діаметр вільної пружини D , мм по залежностям [6]

$$\begin{aligned} D_{\text{дп}} &= \sqrt{\frac{2\pi}{3} \cdot \frac{E}{N}} \cdot \sqrt{\frac{H_{\text{дп}}}{h_{\text{дп}}} \cdot \ln \frac{D_{\text{дп}}}{d_{\text{дп}}} \cdot \frac{h_{\text{дп}}^2}{1 - d_{\text{дп}}/D_{\text{дп}}}} = \\ &= \sqrt{\frac{2 \cdot 3,14}{3} \cdot \frac{2,2 \cdot 10^5}{4609,6}} \cdot \sqrt{1,785 \cdot \ln 1,25 \cdot \frac{2,59^2}{1 - 0,8}} = 211,3 \end{aligned} \quad (3.5)$$

$$D_{\text{дп}} = \sqrt{\frac{E}{[\sigma]}} \cdot \sqrt{\frac{D_{\text{дп}}/d_{\text{дп}}}{1 - d_{\text{дп}}/D_{\text{дп}}}} \cdot \left(\frac{H_{\text{дп}}}{h_{\text{дп}}} + 1 \right) \cdot h_{\text{дп}} = \sqrt{\frac{2,2 \cdot 10^5}{1600}} \cdot \sqrt{\frac{1,25}{1 - 0,8}} \cdot (1,785 + 1) \cdot 2,59 = 211,3. \quad (3.6)$$

де $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності першого роду для пружинної сталі [6].

За підсумками розрахунку отримуємо значення $D_{\text{дп}} = 211,3$ мм.

Значення $H_{\text{дп}}$ та $d_{\text{дп}}$ визначаємо з відношень $H_{\text{дп}}/h_{\text{дп}}$ та $D_{\text{дп}}/d_{\text{дп}}$

$$H_{\text{дп}} = h_{\text{дп}} \cdot \frac{H_{\text{дп}}}{h_{\text{дп}}} = 2,59 \cdot 1,785 = 4,62 \text{ мм}; \quad (3.7)$$

$$d_{\text{дп}} = D_{\text{дп}} / \frac{D_{\text{дп}}}{d_{\text{дп}}} = 211,3 / 1,25 = 169 \text{ мм}; \quad (3.8)$$

Отримані значення округлюємо у більшу сторону та приймаємо $H_{\text{дп}} = 4,62$ мм, $d_{\text{дп}} = 169$ мм.

Внутрішній діаметр пелюсткової частини пружини $\delta_{\text{дп}}$ визначається за формулою [6]

$$\delta_{\text{дп}} = 0,4 \cdot D_{\text{дп}} = 0,4 \cdot 211,3 = 84,5 \text{ мм}; \quad (3.9)$$

Будуємо характеристики пружини $P = f(\lambda)$ і $\sigma = f(\lambda)$ за залежностями (3.10) і (3.11), задаючись значенням пружини λ від 0 до λ_{max} р інтервалом 0,5 мм. Максимальна деформація пружини $\lambda_{\text{max}} = H_{\text{дп}} + h_{\text{дп}}$.

Залежність напружень від відносної деформації також представляється в безрозмірній формі в координатах $\frac{P}{N}$ і $\frac{\lambda}{H_{\text{дп}}}$

$$P = N_{\text{ном}} = \left(\frac{H_{\text{дп}}}{h_{\text{дп}}} \right)^2 \cdot \frac{\lambda}{H_{\text{дп}}} \cdot \left[\left(1 - \frac{0,5 \cdot \lambda}{H_{\text{дп}}} \right) \cdot \left(1 - \frac{\lambda}{H_{\text{дп}}} \right) + \left(\frac{h_{\text{дп}}}{H_{\text{дп}}} \right)^2 \right]. \quad (3.10)$$

$$\sigma = \frac{2}{\left(1 + h_{\text{дп}}/H_{\text{дп}} \right)^2} \cdot \frac{\lambda}{H_{\text{дп}}} \cdot \left(1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda}{H_{\text{дп}}} + \frac{h_{\text{дп}}}{H_{\text{дп}}} \right) \cdot [\sigma]. \quad (3.11)$$

По залежностям будемо характеристику пружини (рис 3.2):

де λ – функція деформації;

N – натискна сила, Н.

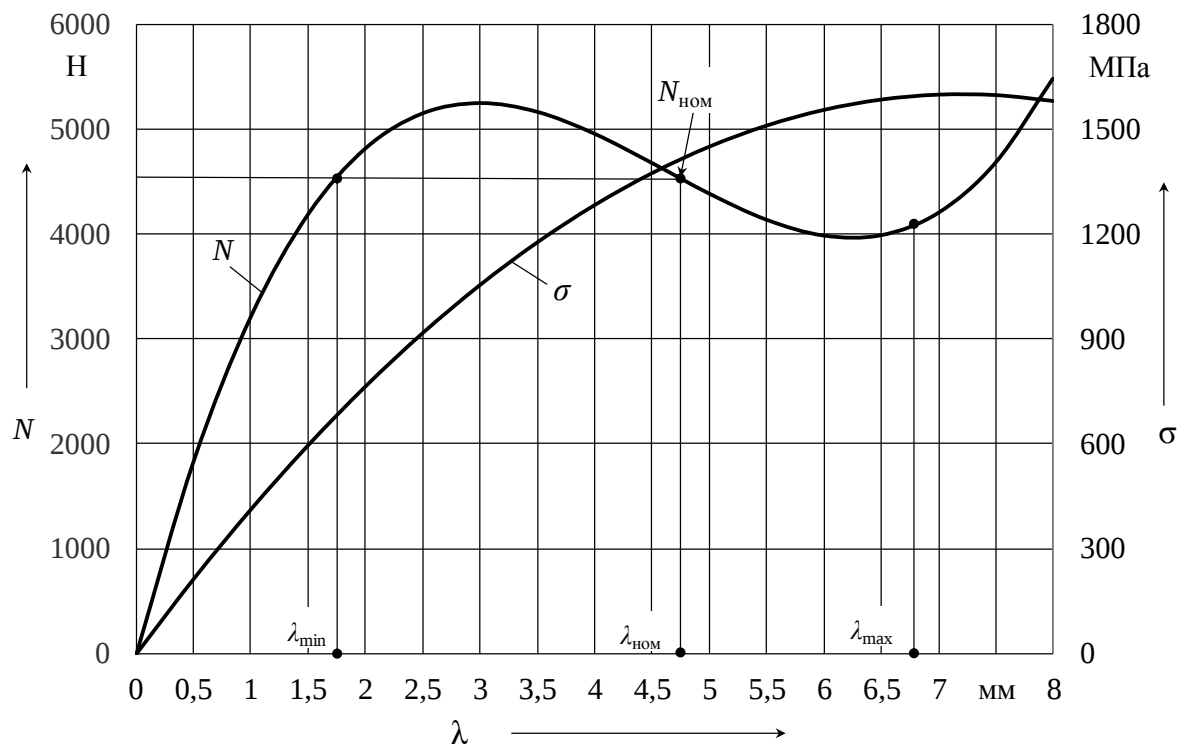


Рисунок 3.2 – Характеристика пружини

Передатне число пелюсток $u_{\text{лп}}$ діафрагмової пружини, за умови що вона тисне на натискний диск своїм зовнішнім діаметром $D_{\text{дп}}$, визначається за формулою [6]

$$u_{\text{лп}} = \frac{d_{\text{дп}} / D_{\text{дп}} - \delta_{\text{лп}} / D_{\text{дп}}}{1 - d_{\text{дп}} / D_{\text{дп}}} = \frac{169 / 211,3 - 84,5 / 211,3}{1 - 169 / 211,3} = 2,75, \quad (3.12)$$

3.2 Розрахунок ведучих та відомих деталей зчеплення

Напрямний пристрій осьового переміщення диска, виконане у вигляді тангенціальних пружних пластин, розраховується при передачі моменту тертя зчеплення $M_{\text{с}}$ та в стані поставки. Параметри тангенціальних пружних пластин,

що розраховуються: $b_{\text{п}}$, $\delta_{\text{п}}$, $l_{\text{п}}$ – відповідно ширина, товщина та довжина пакета пластин та діаметр отвору $d_{\text{зак}}$ під заклепку.

Діаметр отвору під заклепку визначається з умови міцності заклепки, що застосовується, на зріз $\tau_{\text{сп}}$ [6]

$$d_{\text{зак}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{1000 \cdot M_{\text{с}} \cdot \gamma}{r_{\text{сп}} \cdot z_{\text{п}} \cdot i_{\text{п}} \cdot \pi \cdot [\tau_{\text{сп}}]}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{1000 \cdot 193,6 \cdot 1,5 \cdot 0,5}{130 \cdot 3 \cdot 1 \cdot 3,14 \cdot 20}} = 4,87, \quad (3.13)$$

де $r_{\text{сп}} = 130$ – середній радіус розташування контакту, мм;

$\gamma = 0,5$ – коефіцієнт, що враховує число та розташування дисків;

$z_{\text{п}} = 3$ – число пакетів тангенціальних пластин;

$i_{\text{п}} = 1$ – число тангенціальних пластин у пакеті;

$[\tau_{\text{сп}}] = 10 \dots 20$ – допустиме напруження зрізу заклепок, МПа [6].

Товщина тангенціальної пружини $\delta_{\text{п}}$, мм, визначається умовою міцності заклепки на зминання $\sigma_{\text{см}}$ [6]

$$\delta_{\text{п}} = \frac{1000 \cdot M_{\text{с}} \cdot \gamma}{r_{\text{сп}} \cdot z_{\text{п}} \cdot i_{\text{п}} \cdot d_{\text{зак}} \cdot [\sigma_{\text{см}}]} = \frac{1000 \cdot 193,6 \cdot 1,5 \cdot 0,5}{130 \cdot 3 \cdot 1 \cdot 4,87 \cdot 20} = 3,82, \quad (3.14)$$

де $[\sigma_{\text{см}}] = 20$ – допустима напруга зминання заклепок, МПа.

Ширина тангенціальної пружини $b_{\text{п}}$, мм, визначається умовою міцності на розрив у місці розташування отвору під заклепку [6]

$$b_{\text{п}} = \frac{1000 \cdot M_{\text{с}} \cdot \gamma}{r_{\text{сп}} \cdot z_{\text{п}} \cdot i_{\text{п}} \cdot \delta_{\text{п}} \cdot [\sigma_{\text{р}}]} \cdot d_{\text{зак}} = \frac{1000 \cdot 193,6 \cdot 1,5 \cdot 0,5}{130 \cdot 3 \cdot 1 \cdot 3,82 \cdot 25} \cdot 4,87 = 9,75, \quad (3.15)$$

де $[\sigma_{\text{р}}] = 20 \dots 30$ – допустима напруга розтягування пластини, МПа.

Робоча довжина тангенціальної пружини l_{π} , мм, визначається напругою вигину пластини при максимальному осьовому переміщенні натискного диска [6]

$$l_{\pi} = \sqrt{\frac{3 E \cdot \delta_{\pi} \cdot s_{\text{ип}}}{[\sigma_{\pi}]}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 2,2 \cdot 10^5 \cdot 3,82 \cdot 4,62}{900}} = 113,8 \text{ мм}, \quad (3.16)$$

де $[\sigma_{\pi}] = 850 \dots 900$ – допустима напруга зминання заклепок, МПа [6];

$s_{\text{ип}}$ – максимальне осьове переміщення натискного диска, мм.

$$s_{\text{ип}} = \lambda_{\text{ном}} = 4,62 \text{ мм}. \quad (3.17)$$

Розраховуємо заклепки кріплення фрикційних накладок та шліці маточини.

Орієнтовне значення діаметра заклепки $d_{\text{зак}} = 3 \dots 3,75$ мм за товщини накладки $\delta = 4$. Припущення при розрахунку:

1. Навантаження на заклепку пропорційне радіусу її розташування на веденому диску.

2. Заклепки, які розташовані на одній окружності (тобто на одному радіусі), навантажені рівномірно.

Відповідно до прийнятих припущень, розрахунковий радіус прикладання навантаження до заклепок $r_{\text{зак п}}$, мм, у разі розташування їх у два ряди визначає вираз [6]

$$r_{\text{зак п}} = \frac{r_{\text{зак1}}^2 \cdot z_{\text{зак1}} + r_{\text{зак2}}^2 \cdot z_{\text{зак2}}}{r_{\text{зак1}} \cdot (z_{\text{зак1}} + z_{\text{зак2}})} = \frac{113^2 \cdot 18 + 97 \cdot 18}{113 \cdot (18 + 18)} = 98,1 \text{ мм}, \quad (3.18)$$

де $z_{\text{зак1}} = 18$ – число заклепок у 1 ряду;

$z_{\text{зак2}} = 18$ – число заклепок у 2 ряду;

$r_{\text{зак1}} = 113$ – радіус розташування заклепок першого ряду, мм;

$r_{\text{зак}2} = 97$ – радіус розташування заклепок другого ряду, мм.

Напруга зрізу заклепки визначається залежністю [6]

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4000 \cdot M_{\text{с}} \cdot \gamma}{r_{\text{зак п}} \cdot \pi \cdot d_{\text{зак}}^2} = \frac{4000 \cdot 193,6 \cdot 1,5 \cdot 0,5}{98,1 \cdot 3,14 \cdot 3,5^2} = 15,4 \text{ МПа.} \quad (3.19)$$

Напруга зминання заклепки визначається залежністю [6]

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{1000 \cdot M_{\text{с}} \cdot \gamma}{r_{\text{зак п}} \cdot s_{\text{вд}} \cdot d_{\text{зак}}} = \frac{1000 \cdot 193,6 \cdot 1,5 \cdot 0,5}{98,1 \cdot 2 \cdot 3,5^2} = 21,1 \text{ МПа.} \quad (3.20)$$

де $s_{\text{вд}} = 2$ – товщина веденого диска, мм [6].

Отримані значення задовольняють існуючим вимогам по допустимим напругам для алюмінієвих заклепок: $[\tau_{\text{ср}}] = 15 \dots 20$ МПа, $[\sigma_{\text{см}}] = 20 \dots 30$ МПа [6].

Для застосовуваних співвідношень елементів шліцьових з'єднань вирішальне значення має розрахунок на зминання. Розрахунок шліцьового з'єднання веденого диска зчеплення з первинним валом коробки передач полягає у визначенні напруги зминання $\sigma_{\text{смш}}$, МПа, шліців маточини веденого диска від моменту тертя зчеплення $M_{\text{с}}$, Н·м [6]

$$\sigma_{\text{смш}} = \frac{1000 \cdot \gamma \cdot M_{\text{с}}}{F_{\text{шл}} \cdot r_{\text{ср}}} = \frac{1000 \cdot 1 \cdot 193,6 \cdot 1,5}{1814,4 \cdot 16} = 10 \text{ МПа.} \quad (3.21)$$

де $F_{\text{шл}}$ – робоча площа поверхонь шліцьового з'єднання, мм²;

$r_{\text{ср}}$ – середній радіус шліцьового з'єднання, мм;

$\gamma = 1$ – обираємо за рекомендаціями для однодискового зчеплення [6].

Визначаємо середній радіус прямобічного шліцьового з'єднання

$$r_{\text{ср}} = 0,25 \cdot (D_{\text{шл}} + d_{\text{шл}}) = 0,25 \cdot (36 + 28) = 16 \text{ мм}, \quad (3.22)$$

де $D_{\text{шл}} = 36$ – зовнішній діаметр шліцьового з'єднання, мм;

$d_{\text{шл}} = 28$ – внутрішній діаметр шліцьового з'єднання, мм.

Робоча площа поверхонь шліцьового з'єднання $F_{\text{шл}}$, мм, розраховується за формулою [6]

$$F_{\text{шл}} = h_{\text{шл}} \cdot l_{\text{шл}} \cdot z_{\text{шл}} = 3,5 \cdot 43,2 \cdot 12 = 1814,4 \text{ мм}^2, \quad (3.23)$$

де $h_{\text{шл}}$ – робоча висота шліців, мм;

$l_{\text{шл}}$ – робоча довжина шліців, мм. Робочу довжину шліців приймають рівною $1 \dots 1,2$ зовнішнього діаметру шліцьового вала [6].

Робоча висота прямобічних шліців визначається за формулою

$$h_{\text{шл}} \cong 0,5 \cdot (D_{\text{шл}} - d_{\text{шл}}) - (f_{\text{шл}} + r_{\text{шл}}) = 0,5 \cdot (36 - 28) - (0,25 + 0,25) = 3,5 \text{ мм}, \quad (3.24)$$

де $f_{\text{шл}} = 0,25$ – фаска шліців, мм;

$r_{\text{шл}} = 0,25$ – закруглення шліців, мм.

Допустимі значення напруги зминання визначається за формулою [6]

$$[\sigma_{\text{смш}}] = \frac{\sigma_{\text{т}}}{n_3 \cdot K_{\text{кр}} \cdot K_{\text{п}}} = \frac{800}{3 \cdot 1,49 \cdot 1,3} = 137,7 \text{ МПа}, \quad (3.25)$$

де $\sigma_{\text{т}} = 800$ – межа текучості матеріалу шліців, МПа;

$n_3 = 1 \dots 3$ – коефіцієнт запасу міцності при розрахунку на зминання;

$K_{\text{кр}}$ – коефіцієнт концентрації навантаження від закручування валу;

$K_{\text{н}} = 1,3$ – коефіцієнт, що враховує концентрацію навантаження у зв'язку з похибками виготовлення [6].

$$K_{\text{кр}} = 1 + 2 \cdot \left(0,004 \cdot l_{\text{шл}} + 0,05 \cdot \left(\frac{l_{\text{шл}}}{D_{\text{шл}}} \right)^2 \right) =$$

$$= 1 + 2 \cdot \left(0,004 \cdot 43,2 + 0,05 \cdot \left(\frac{43,2}{36} \right)^2 \right) = 1,49 \quad (3.26)$$

Умова міцності робочої поверхні шліців виконується $\sigma_{\text{смш}} \leq [\sigma_{\text{смш}}]$.

Вижимний підшипник вибирається виходячи із статичної вантажопідйомності Q , Н

$$Q = \frac{1,2 \cdot P_{\text{ном}} \Sigma}{u_{\text{лп}}} \leq [Q] , \quad (3.27)$$

$$Q = 2,75 = 2011 ,5$$

де $u_{\text{лп}} = 2,75$ – передатне число пелюсток діафрагмової пружини;

$[Q]$ – допустиме статичне навантаження підшипника.

За рекомендацією літературних джерел [6] обираємо підшипник типу 260708.

3.3 Розрахунок показників зносостійкості зчеплення

До показників зносостійкості або навантаженості зчеплення відносяться тиск на фрикційні накладки q , питома робота буксування $a_{\text{б}}$ та підвищення середньої температури ΔT найбільш енергонавантаженого ведучого диска (натискного або проміжного) при русанні автомобіля з місця.

Визначаємо величину питомої роботи буксування $a_{\text{б}}$ [6]

$$a_6 = \frac{W_\mu}{i_\mu \cdot F_\mu} = \frac{56443}{2 \cdot 19782} = 1,43 \text{ Дж/мм}^2, \quad (3.28)$$

де W_μ – робота буксування зчеплення при рушанні автомобіля з місця, Дж;

F_μ – площа однієї поверхні тертя, мм²;

$i_\mu = 2$ – число поверхонь тертя для однодискового зчеплення.

Визначаємо площу F фрикційної накладки відомого диска зчеплення [6]

$$F_\mu = \frac{\pi \cdot (D_n^2 - d_n^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (240^2 - 180^2)}{4} = 19782 \text{ мм}^2. \quad (3.29)$$

Для практичних розрахунків застосуємо спрощену залежність визначення роботи буксування зчеплення [6]

$$W_\mu = \frac{0,5 \cdot I_a \cdot \omega_0^2}{1 - M_\psi / M_{e \max}} = \frac{0,5 \cdot 0,83 \cdot 303,8^2}{1 - 62,6 / 193,6} = 56443 \text{ Дж}, \quad (3.30)$$

де M_ψ – момент опору руху автомобіля, приведений до колінчастого валу двигуна, Н · м ;

I_a – момент інерції умовного маховика на первинному валу коробки передач, еквівалентного поступальній масі автомобіля, що рухається, кг/м²;

ω_0 – кутова швидкість колінчастого вала при рушанні автомобіля з місця, с⁻¹.

Величину кутової швидкості колінчастого вала ω_0 , с⁻¹ для бензинових двигунів визначаємо за формулою [6]

$$\omega_0 = 0,33 \cdot \omega_M + 50 \cdot \pi = 0,33 \cdot \frac{3,14}{30} \cdot 4250 + 50 \cdot 3,14 = 303,8 \text{ с}^{-1}, \quad (3.31)$$

де $\omega_M = 4250$ — частота обертання колінчастого валу двигуна при максимальному крутному моменті, с^{-1} .

Визначаємо момент опору руху автомобіля, приведений до первинного валу коробки передач [6]

$$M_{\psi} = \frac{G_a \cdot \psi \cdot r_d}{u_0 \cdot u_{k1}} = \frac{18884,3 \cdot 0,16 \cdot 0,312}{4,2 \cdot 3,58} = 62,6 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.32)$$

де $G_a = 18884,3$ — сила тяжіння автомобіля повної маси, Н;

$r_d = 0,312$ — динамічний радіус провідного колеса, м;

$u_0 = 4,2$ — передавальне число головної передачі;

$u_{k1} = 3,58$ — передавальне число першої передачі;

$\psi = 0,16$ — сумарний коефіцієнт опору дороги.

Момент інерції умовного маховика на первинному валу коробки передач, еквівалентного масі автомобіля, що поступово рухається, розраховується за формулою [6]

$$I_a = \frac{G_a}{g} \cdot \left(\frac{r_k}{u_0 \cdot u_{k1}} \right)^2 = \frac{18884,3}{9,81} \cdot \left(\frac{0,312}{4,2 \cdot 3,58} \right)^2 = 0,83 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (3.33)$$

Визначаємо збільшення середньої температури ΔT , К, [6]

$$\Delta T = \frac{\gamma \cdot W_{\mu}}{c_T \cdot m_d} = \frac{0,5 \cdot 56443}{481,5 \cdot 6,25} = 9,38. \quad (3.34)$$

де $\gamma = 0,5$ — частка тепла, що йде на нагрівання диска;

$c_T = 481,5$ — питома масова теплоємність чавуну, Дж/кг·К;

m_d — маса натискного диска, кг.

Визначаємо масу натискного диску [6]

$$m = \frac{\pi \cdot (D_n^2 - d_n^2) \cdot b_{Dn} \cdot \rho_{\text{ч}} \cdot k_{\text{тд}}}{4} = \text{кг.} \quad (3.35)$$

$$= \frac{3,14 \cdot (240^2 - 180^2) \cdot 30 \cdot 7,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1,35}{4} = 6,25$$

де $\rho_{\text{ч}} = 7,8 \cdot 10^{-6}$ – густина матеріалу натискного диска (чавуну), кг/мм³;

$b_{Dn} = 30$ – товщина натискного диску, мм;

$k_{\text{тд}} = 1,35$ – емпіричний коефіцієнт врахування конструкції диску.

Величина ΔT за вимогами [6] не повинна перевищувати 10 К для автомобілів без причепа.

3.4 Визначення параметрів привода зчеплення

Мета розрахунку приводу є визначення параметрів приводу, які забезпечують значення зусилля на педалі $P_{\text{педтах}}$ та її ходу $l_{\text{педтах}}$ при вимкненому зчепленні, що відповідають ергономічним вимогам (рис. 3.3) [6]. Для зниження зусилля на педалі або скорочення її ходу у привод можуть вбудовуватися пневматичні, вакуумні або електричні підсилювачі.

При вимиканні зчеплення водій відводить натискний диск від веденого і при цьому здійснює роботу $w_{\text{в}}$, яка визначається за наближеною залежністю [6]

$$W_{\text{в}} \cong \frac{W_{\text{уп}}}{\eta_{\text{п}}} = \frac{(P_{\text{ном}} + P_{\text{вим}}) \cdot z_{\text{пр}} \cdot s_{\text{д}}}{2\eta_{\text{п}}} = \frac{(4609,6 + 3992) \cdot 1 \cdot 0,002}{2 \cdot 0,85} = 10,1 \text{ Дж,} \quad (3.36)$$

де $w_{\text{уп}}$ – робота, необхідна для відведення натискного диска при вимкненні зчеплення, Дж;

$z_{\text{пр}}$ – число пружин;

$\eta_{\text{п}} = 0,85$ – ККД гідравлічного привода зчеплення;

$P_{\text{ном}}$ і $P_{\text{вим}}$ – зусилля натискної пружини відповідно при включеному та вимкненому зчепленні, Н;

$s_{\text{д}}$ – хід натискного диска, м.

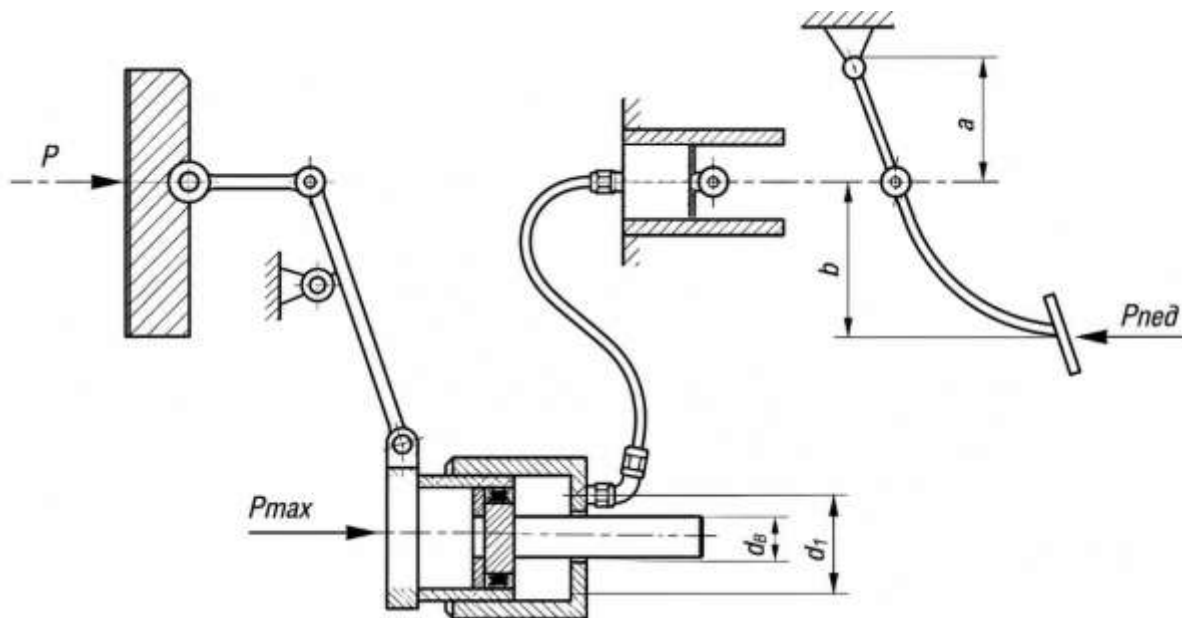


Рисунок 3.3 – Схема гідравлічного привода зчеплення

Отримане значення роботи, що здійснює водій при вимиканні зчеплення не перевищує допустимих значень для легкових автомобілів $[w_{\text{в}}] = 23$ Дж [6]. Умова виконується, необхідності у застосуванні підсилювача немає.

Передавальне число $u_{\text{п}}$ гідравлічного привода визначається формулою [6]

$$u_{\text{п}} = \frac{b}{a} \cdot \frac{d}{c} \cdot u_{\text{лп}} \cdot u_{\text{г}} = \frac{260}{55} \cdot \frac{120}{35} \cdot 2,75 \cdot 1 = 44,6, \quad (3.37)$$

де $u_{\text{лп}} = 2,75$ – передавальне відношення діафрагмової пружини;

$u_{\text{г}}$ – передавальне відношення гідравлічної частини привода;

a, b, c, d – плечі педалі зчеплення, приводної вилки, мм (рис. 3.3).

Визначимо співвідношення гідравлічної частини приводу [6]

$$u_r = \left(\frac{d_{\text{пц}}}{d_{\text{гц}}} \right)^2 = \left(\frac{25}{25} \right)^2 = 1, \quad (3.38)$$

де $d_{\text{пц}}$ – діаметр робочого циліндру зчеплення, мм ;

$d_{\text{гц}}$ – діаметр головного циліндру зчеплення, мм .

Максимальне зусилля на педалі зчеплення $P_{\text{пед max}}$ різних схем приводу визначається залежністю [6]

$$P_{\text{пед max}} = \frac{P_{\text{вим}} \cdot z_{\text{пр}}}{\eta_{\text{п}} \cdot k_y \cdot u_{\text{п}}} = \frac{3992 \cdot 1}{0,85 \cdot 1 \cdot 44,6} = 105,3 \text{ Н}, \quad (3.39)$$

де k_y – передавальне співвідношення підсилювача (для приводу без підсилювача $k_y = 1$).

Максимальний хід педалі зчеплення $l_{\text{пед max}}$ обчислюється за формулою [6]

$$l_{\text{пед max}} = s_{\text{д}} \cdot u_{\text{п}} \cdot \left(1 + \frac{\Delta}{s_{\text{д}}} \cdot \frac{1}{u_{\text{лп}}} \right) = 0,002 \cdot 44,6 \cdot \left(1 + \frac{0,0015}{0,002} \cdot \frac{1}{2,75} \right) = 0,113 \text{ м}, \quad (3.40)$$

де $\Delta = 0,0015$ – зазор між підшипником та пелюстками пружини, м.

Отримані зусилля на педалі $P_{\text{пед max}}$ та її ходу $l_{\text{пед max}}$ при вимкненому зчепленні менші за регламентовані ергономічні значення для легкових автомобілів $[P_{\text{пед}}] = 150 \text{ Н}$; $[l_{\text{пед}}] = 150 \text{ мм}$ [6].

4 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ПІДСИЛЮВАЧІВ РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ

4.1 Доцільність використання підсилювачів рульового керування

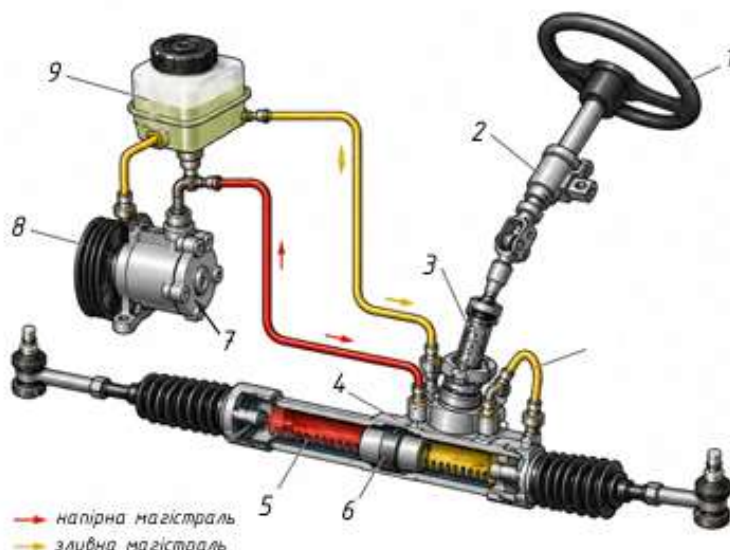
Рульове керування автомобіля є однією з основних систем, що забезпечують безпечну та ефективну експлуатацію транспортного засобу. Воно призначене для зміни напрямку руху автомобіля відповідно до дій водія шляхом повороту керованих коліс на необхідний кут. Від технічного стану та конструктивної досконалості рульового керування залежать маневреність, стійкість, керованість і безпека автомобіля. У процесі розвитку автомобільної техніки відбувалося постійне вдосконалення рулевих механізмів, що було пов'язано зі збільшенням маси автомобілів, зростанням швидкостей руху та підвищенням вимог до комфорту водія. Одним із найважливіших етапів розвитку стало впровадження підсилювачів рульового керування, які значно зменшують фізичне навантаження на водія та підвищують точність керування транспортним засобом [7-12].

Сучасне рульове керування складається з рульового колеса, рульового вала, рульового механізму, рульового приводу та підсилювача. Рульове колесо служить для передачі зусиль від водія до рульового механізму. Рульовий вал забезпечує передачу обертового руху від керма до механізму перетворення руху. Рульовий механізм перетворює обертання рульового колеса в поступальний рух рульової рейки або інші види руху, необхідні для повороту коліс. Рульовий привід передає зусилля до поворотних кулаків керованих коліс. Підсилювач рульового керування створює додаткове зусилля, яке значно полегшує процес керування автомобілем.

Необхідність використання підсилювачів виникла через збільшення навантаження на передню вісь автомобіля. У важких транспортних засобах без підсилювача водієві довелося б прикладати значні фізичні зусилля для виконання навіть простих маневрів. Особливо це помітно під час паркування або руху на низьких швидкостях, коли сили тертя між шинами та дорожнім покриттям є найбільшими. Підсилювачі дозволяють значно знизити навантаження на водія, підвищити комфорт керування та зменшити втому під час тривалих поїздок [7-12].

4.2 Гідравлічні підсилювачі

Першими широкого поширення набули гідравлічні підсилювачі рульового керування. Їх принцип роботи базується на використанні енергії рідини, що перебуває під високим тиском. До складу гідравлічного підсилювача входять насос, бачок для робочої рідини, золотниковий розподільник, гідроциліндр, трубопроводи та рульова рейка (рис. 4.1). Насос приводиться в дію від двигуна автомобіля за допомогою ремінної передачі та постійно підтримує необхідний тиск у системі. Робочою рідиною зазвичай є спеціальна гідравлічна олива, яка циркулює замкненим контуром [7-12].



1 – рульове колесо; 2 – рульовий вал; 3 – золотник (розподільний пристрій); 4 – рейковий рульовий механізм (корпус підсилювача); 5 – рейка; 6 – поршень; 7 – насос; 8 – шків; 9 – бачок

Рисунок 4.1 – Принципова схема гідравлічного підсилювача

Під час прямолінійного руху автомобіля золотниковий механізм перебуває у нейтральному положенні, а рідина циркулює між насосом і бачком без створення додаткового зусилля. Коли водій починає повертати рульове колесо, золотник зміщується та відкриває канали для подачі рідини під тиском до відповідної порожнини гідроциліндра. Під дією тиску поршень переміщується та допомагає

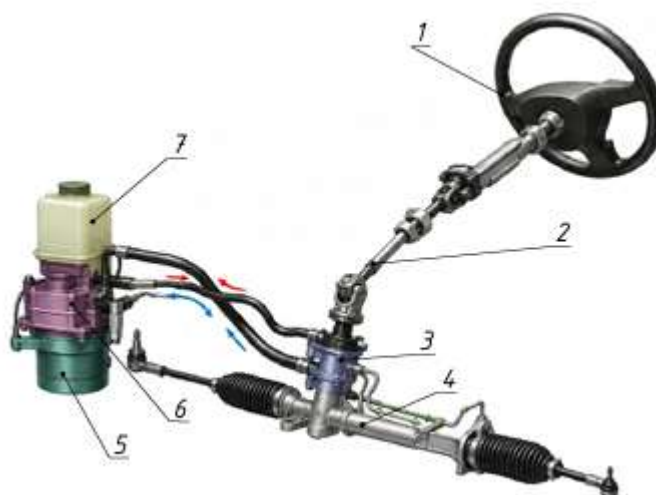
переміщувати рульову рейку. У результаті водій прикладає значно менше фізичних зусиль для повороту коліс. Після завершення маневру система автоматично повертається до початкового стану.

Гідравлічні підсилювачі мають низку суттєвих переваг. Вони забезпечують плавну роботу, високу надійність та достатню потужність підсилення навіть для великовантажних транспортних засобів. Крім того, такі системи мають гарний зворотній зв'язок, для водія зберігається необхідне зусилля на рульовому колесі. Однак із розвитком автомобільної техніки стали очевидними й певні недоліки. Постійна робота насоса призводить до додаткового споживання потужності двигуна та збільшення витрати палива. Також система потребує регулярного обслуговування, контролю рівня рідини та перевірки герметичності трубопроводів. У разі витоку рідини ефективність роботи підсилювача різко знижується.

4.3 Електрогідравлічні підсилювачі

Наступним етапом розвитку стали електрогідравлічні підсилювачі рульового керування. У таких системах насос приводиться в дію окремим електродвигуном (рис. 4.2). Це дозволило усунути постійний механічний зв'язок із двигуном внутрішнього згоряння та забезпечити роботу насоса лише тоді, коли необхідно задіювати підсилювач. Електронний блок керування аналізує інформацію про швидкість руху автомобіля, кут повороту керма та інші параметри й регулює продуктивність насоса відповідно до умов експлуатації (рис. 4.3). Завдяки цьому вдалося зменшити енергоспоживання та підвищити паливну економічність транспортного засобу [7-12].

Використання окремого електродвигуна дозволило нівелювати основний недолік гідравлічних підсилювачів перших поколінь: пряма залежність ефективності підсилювача від частоти обертання колінчастого валу (коли на низьких швидкостях ефект підсилення був мінімальним, а з підвищенням обертів зростав).



1 – рульове колесо; 2 – рульовий вал; 3 – золотник (розподільний пристрій);
4 – рейковий рульовий механізм (корпус підсилювача); 5 – електродвигун;
6 – насос; 7 – бачок

Рисунок 4.2 – Принципова схема електрогідравлічного підсилювача

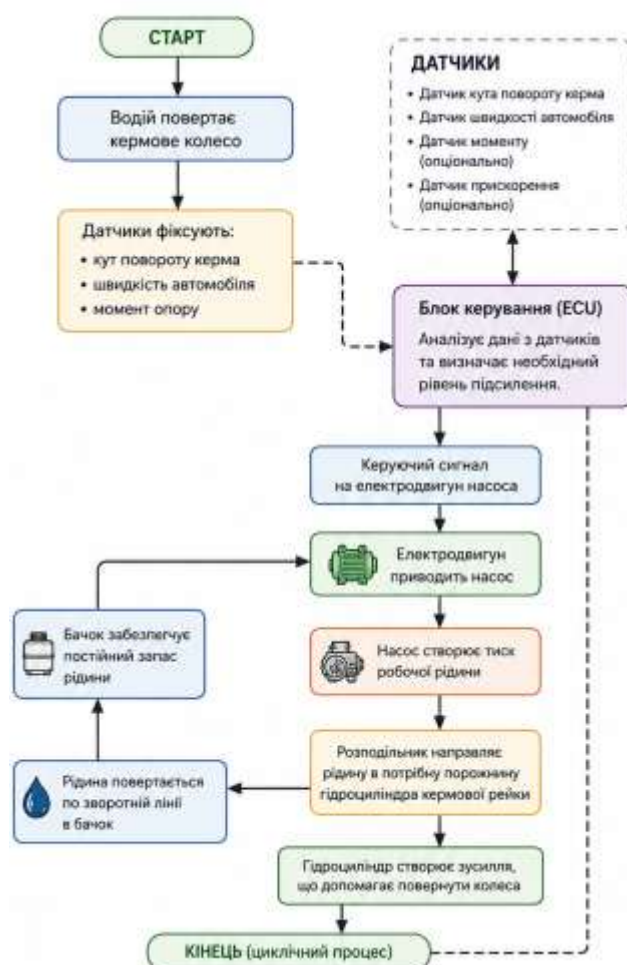


Рисунок 4.3 – Алгоритм роботи електрогідравлічного підсилювача

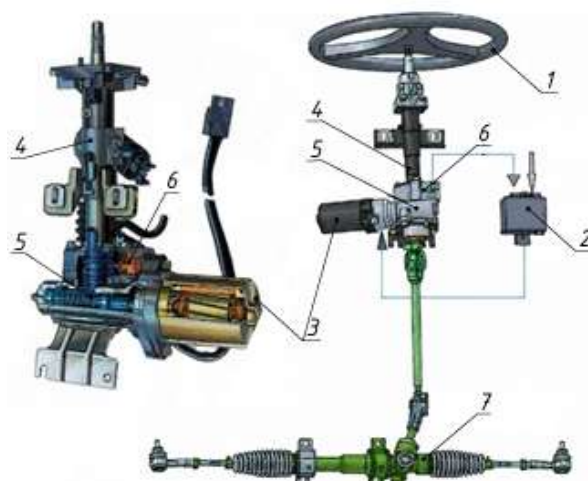
4.4 Електроmekанічні підсилювачі

Одним із найбільш поширених варіантів, особливо серед легкових автомобілів, є електроmekанічні підсилювачі рульового керування. У таких системах гідравлічні елементи повністю відсутні, а додаткове зусилля створюється за допомогою електродвигуна. Основними елементами електроmekанічного підсилювача є рульове колесо, рульовий вал, датчик крутного моменту, датчик кута повороту, електронний блок керування, електродвигун та редуктор. Робота системи повністю контролюється електронікою [7-12].

Коли водій прикладає зусилля до рульового колеса, датчик крутного моменту фіксує величину навантаження та передає відповідний сигнал до електронного блока керування. Блок аналізує отримані дані, враховує швидкість руху автомобіля та інші параметри, після чого визначає необхідний рівень допоміжного зусилля. Далі формується сигнал на електродвигун, який через редуктор створює додатковий момент і допомагає водієві повертати керовані колеса. У результаті досягається висока точність керування та мінімальне фізичне навантаження.

Однією з головних переваг електроmekанічного підсилювача є його висока енергоефективність. На відміну від гідравлічних систем електродвигун працює лише тоді, коли виникає потреба у підсиленні. Це дозволяє зменшити витрати палива та скоротити викиди шкідливих речовин в атмосферу. Крім того, відсутність гідравлічної рідини усуває ризик витоків і спрощує технічне обслуговування автомобіля.

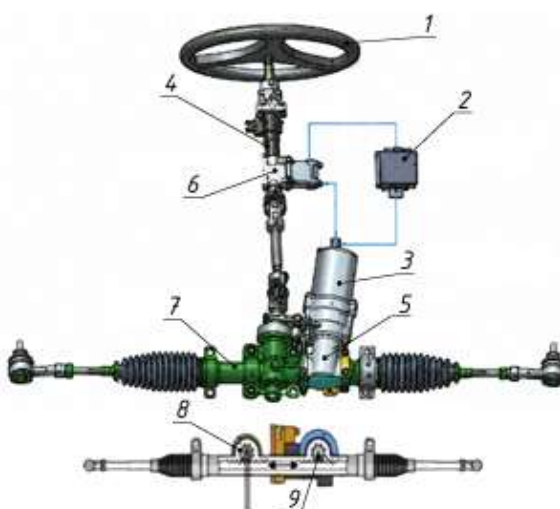
Залежно від конструкції розрізняють кілька типів електроmekанічних підсилювачів. Найпростішим є варіант із розташуванням електродвигуна на рульовій колонці (рис. 4.4). Така конструкція характеризується компактністю, невеликою масою та відносно низькою вартістю. Вона широко використовується на легкових автомобілях малого та середнього класу. Однак через обмежену потужність цей тип підсилювача не завжди підходить для важких транспортних засобів.



1 – рульове колесо; 2 – ЕБК; 3 – електродвигун; 4 – рульовий вал; 5 – редуктор;
6 – датчик крутного моменту; 7 – рейковий рульовий механізм

Рисунок 4.4 – Встановлення підсилювача на рульовій колонці

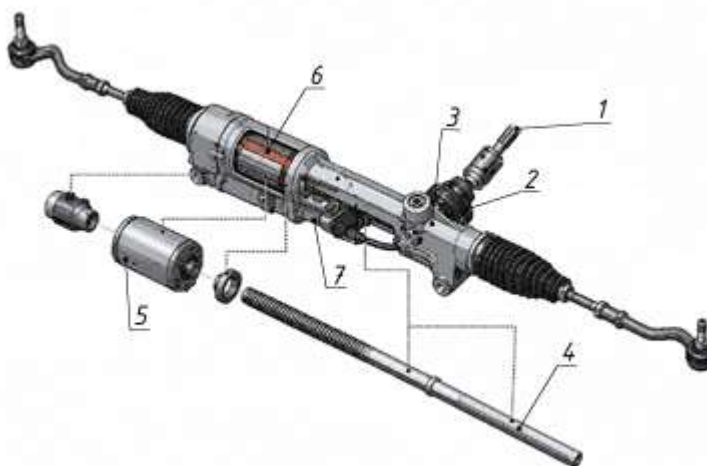
Іншим варіантом є встановлення електродвигуна безпосередньо на корпусі рульового механізму. У цьому випадку крутний момент передається через зубчасту передачу до шестерні рульового механізму (рис. 4.5). Таке рішення забезпечує вищу точність роботи та більшу потужність підсилення. Воно використовується на автомобілях середнього та бізнес-класу.



1 – рульове колесо; 2 – ЕБК; 3 – електродвигун; 4 – рульовий вал; 5 – редуктор;
6 – датчик крутного моменту; 7 – рейковий рульовий механізм; 8 – шестерня рульового валу; 9 – шестерня підсилювача

Рисунок 4.5 – Встановлення підсилювача на рульовому механізмі

Найбільш ефективною вважається конструкція з приводом безпосередньо на рульову рейку. Електродвигун взаємодіє із рейкою через кульково-гвинтову передачу або інший механізм перетворення руху (рис. 4.6). Завдяки цьому забезпечується висока швидкодія, мінімальні втрати енергії та максимальна точність керування. Подібні системи широко застосовуються на сучасних автомобілях преміум-класу та транспортних засобах із розвиненими системами допомоги водієві.



1 – рульовий вал; 2 – датчик крутного моменту; 3 – шестерня рульового валу;
4 – рейка рульового механізму; 5 – кулькова гайка; 6 – електродвигун; 7 – ЕБК

Рисунок 4.6 – Встановлення підсилювача безпосередньо на рульову рейку

Важливу роль у роботі електромеханічного підсилювача відіграє система датчиків. Датчик крутного моменту визначає силу, яку прикладає водій до рульового колеса. Датчик кута повороту фіксує положення керма та швидкість його обертання. Датчик швидкості руху автомобіля дозволяє адаптувати рівень підсилення залежно від режиму руху. Усі сигнали надходять до електронного блока керування, який здійснює їх обробку та формує команди для виконавчих механізмів.

Особливістю сучасних систем є змінна характеристика підсилення. Під час паркування або руху на малих швидкостях підсилення є максимальним, що забезпечує легкість маневрування. Із підвищенням швидкості рівень підсилення

поступово зменшується. Це дозволяє водієві краще відчувати дорогу та підвищує курсову стійкість автомобіля. Такий принцип роботи є важливим фактором забезпечення безпеки руху.

4.5 Інтеграція підсилювачів рульового керування до систем активної безпеки

Сучасні електромеханічні підсилювачі інтегруються з іншими електронними системами автомобіля. Зокрема, вони взаємодіють із системою курсової стійкості ESP, антиблокувальною системою ABS, адаптивним круїз-контролем, системами автоматичного паркування та утримання автомобіля в смузі руху. Під час роботи цих систем підсилювач може автоматично створювати коригувальні зусилля на керованих колесах, допомагаючи водієві уникнути небезпечних ситуацій [7-12].

Значну роль електромеханічний підсилювач відіграє у функціонуванні систем автоматичного паркування. Після активації такої системи електронний блок самостійно розраховує траєкторію руху та керує поворотом коліс. Водієві залишається лише контролювати швидкість руху або взагалі спостерігати за процесом. Це значно підвищує комфорт експлуатації автомобіля та зменшує ризик пошкодження під час маневрування в обмеженому просторі.

Системи утримання автомобіля в смузі руху є одним із найважливіших елементів сучасних комплексів активної безпеки та допомоги водієві. Їх поява стала можливою завдяки розвитку електромеханічних підсилювачів рульового керування, які забезпечують швидке та точне коригування положення керованих коліс без значного втручання водія. Основним завданням таких систем є контроль траєкторії руху автомобіля та попередження його ненавмисного виїзду за межі смуги руху. Для цього використовуються відеокамери, встановлені у верхній частині лобового скла, а також додаткові датчики, що контролюють положення транспортного засобу на проїзній частині. Електронний блок керування постійно

аналізує отриману інформацію та визначає відстань до дорожньої розмітки з обох боків автомобіля.

У разі наближення транспортного засобу до межі смуги без увімкненого показника повороту система розцінює це як ненавмисне відхилення від заданої траєкторії. На початковому етапі водій отримує попереджувальний сигнал у вигляді звукового повідомлення, вібрації рульового колеса або відповідної індикації на панелі приладів. Якщо реакція водія відсутня, система активує підсилювач рульового керування та створює невеликий коригувальний момент, який допомагає повернути автомобіль у центр смуги руху. Завдяки високій точності роботи електромеханічного підсилювача такі коригувальні дії відбуваються плавно та практично непомітно для водія, не викликаючи дискомфорту чи різких змін траєкторії.

Сучасні системи утримання смуги руху постійно вдосконалюються. Новітні алгоритми обробки зображення дозволяють розпізнавати дорожню розмітку навіть за несприятливих погодних умов, у темний час доби або на дорогах зі складною конфігурацією. Крім того, електронні системи можуть враховувати дані навігаційних карт, інформацію від радарів та інших сенсорів, що забезпечує ще вищу точність роботи. У результаті підсилювач рульового керування перетворюється не лише на пристрій для зменшення фізичних зусиль водія, а й на важливий компонент інтелектуальних систем керування автомобілем.

Подальший розвиток рульового керування нерозривно пов'язаний із впровадженням технології Steer-by-Wire, яка вважається одним із найбільш перспективних напрямів удосконалення автомобільної техніки. Традиційні системи рульового керування використовують механічний зв'язок між рульовим колесом та керованими колесами автомобіля через рульовий вал, карданні шарніри та рульовий механізм. У системах Steer-by-Wire цей механічний зв'язок повністю або частково відсутній. Усі дії водія реєструються датчиками та передаються у вигляді електронних сигналів до електронного блока керування, який формує команди для виконавчих електромеханічних приводів.

Принцип роботи системи Steer-by-Wire полягає в тому, що під час повороту рульового колеса спеціальні датчики визначають кут повороту, швидкість обертання та величину прикладеного зусилля. Отримані сигнали миттєво передаються до центрального електронного блока керування. Після обробки інформації блок розраховує необхідний кут повороту керованих коліс та подає команди на електричні виконавчі механізми, встановлені безпосередньо на рульовому механізмі або колесах автомобіля. Таким чином забезпечується високоточне керування транспортним засобом без використання традиційних механічних передач.

Однією з головних переваг систем Steer-by-Wire є можливість програмного налаштування характеристик рульового керування. Наприклад, на низьких швидкостях система може забезпечувати більший кут повороту коліс при незначному повороті керма, що значно полегшує паркування та маневрування у вузьких місцях. На високих швидкостях передаточне число автоматично змінюється таким чином, щоб підвищити стійкість автомобіля та зменшити ймовірність різких змін напрямку руху. У результаті забезпечується оптимальне поєднання маневреності та безпеки.

Технологія Steer-by-Wire також створює необхідну технічну основу для функціонування автономних транспортних засобів. Безпілотні автомобілі потребують високоточного електронного керування всіма основними системами, включаючи рульове керування. Завдяки використанню електронних приводів система може отримувати команди від центрального комп'ютера автомобіля, який аналізує інформацію від камер, радарів, лідарів та навігаційного обладнання. Це дозволяє транспортному засобу самостійно підтримувати задану траєкторію руху, виконувати маневри та реагувати на зміну дорожньої обстановки без участі людини.

Отже, розвиток підсилювачів рульового керування є одним із найважливіших напрямів удосконалення сучасних автомобілів. Від традиційних гідравлічних систем автомобілебудування поступово перейшло до високотехнологічних електромеханічних рішень, які забезпечують високу

точність керування, економічність та інтеграцію з інтелектуальними системами безпеки. Подальше впровадження електронних технологій та систем автономного керування сприятиме створенню ще більш досконалих рульових механізмів, здатних забезпечити максимальний рівень комфорту та безпеки для водія і пасажирів.

5 РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ

Для виконання технологічного розрахунку було обрано маточину веденого диска зчеплення. Ця деталь є одним із ключових елементів веденого диска, оскільки встановлюється на первинному валу трансмісії та забезпечує передачу крутного моменту. Конструкція маточини передбачає наявність шліцьового з'єднання, а також отворів для встановлення пружин демпфера, призначених для гасіння вібрацій і коливань, що виникають під час роботи механізму.

Маточина виготовляється зі сталі 45 відповідно до вимог ДСТУ 7809:2015. В умовах експлуатації деталь зазнає значних механічних навантажень, тому повинна характеризуватися високою зносостійкістю, міцністю та стійкістю до деформацій. Водночас під час її виготовлення важливо забезпечити раціональність технологічного процесу та економічну ефективність виробництва.

Заготовкою для виготовлення маточини є поковка у вигляді ступінчастого циліндра з максимальним діаметром 155 мм і загальною висотою 43 мм.

5.1 Маршрут технологічних операцій виготовлення деталі

Для виготовлення деталі розроблений технологічний процес, операції якого наведені в таблиці 5.1 [13].

005 Заготівельна

Отримати поковку з максимальним діаметром 155 мм.

010 Токарна

Точити до діаметра 152,5 мм на довжині 6 мм.

015 Токарна

Точити до діаметра 44,5 мм на довжині 17 мм.

020 Токарна

Точити до діаметра 44,5 мм на довжині 15 мм.

025 Фрезерувальна

Фрезерувати 6 отворів прямокутної форми.

030 Свердлильна

Свердлити наскрізний отвір по центру деталі діаметром 28 мм.

035 Свердлильна

Свердлити 3 наскрізні отвори діаметром 16 мм на діаметрі 152 мм через кожні 120°.

040 Протяжна

Протягнути шліці із зовнішнім діаметром 36 мм в центральному отворі.

045 Шліфувальна

Шліфувати торець на довжині 17 мм до діаметра 44 мм.

050 Шліфувальна

Шліфувати торець на довжині 15 мм до діаметра 44 мм.

055 Шліфувальна

Шліфувати на довжині 6 мм до діаметру 152 мм.

060 Промивка

Промити деталь від абразивних часток та мастила.

065 Контрольна

Контролювати виконавчі розміри, шорсткість і твердість поверхонь згідно креслення.

Таблиця 5.1 – Технологічний процес виготовлення маточини веденого диска

№	Назва операції	Верстат та оснащення	Інструменти та прилади
1	2	3	4
005	Заготівельна		
010	Токарна Точити до діаметра 152,5 мм на довжині 6 мм	Токарно-гвинторізний верстат 1Б290-4К	Трьохкулачковий патрон ДСТУ 2675-2006, люнет ДСТУ 21189-2008, різець прохідний ДСТУ 26611-2008, штангенциркуль ШЦ-50
015	Токарна Точити до діаметра 44,5 мм на довжині 17 мм	Токарно-гвинторізний верстат 1Б290-4К	Трьохкулачковий патрон ДСТУ 2675-2006, люнет ДСТУ 21189-2008, різець прохідний ДСТУ 26611-2008, штангенциркуль ШЦ-50

Продовження таблиці 5.1

1	2	3	4
020	Токарна Точити до діаметра 44,5 мм на довжині 15 мм	Токарно-гвинторізний верстат 1Б290-4К	Трьохкулачковий патрон ДСТУ 2675-2006, люнет ДСТУ 21189-2008, різець прохідний ДСТУ 26611-2008, штангенциркуль ШЦ-50
025	Фрезерувальна Зробити 6 отворів прямокутної форми	Широкоуніверсальний консольно-фрезерний верстат Х6436	Трьохкулачковий патрон ДСТУ 2675-2006, фреза для станка, штангенциркуль ШЦ-50
030	Свердлильна Свердлити наскрізний отвір по центру деталі діаметром 28 мм	Токарно-гвинторізний верстат 1Б290-4К	Трьохкулачковий патрон ДСТУ 2675-2006, Патрон свердлильний самозатискний ДСТУ 2675-2006, свердло діаметром 28 мм
035	Свердлильна Свердлити 3 отвори діаметром 16 мм на діаметрі 152 мм через кожні 120°	Свердлильний верстат Bosch PBD 40	Трьохкулачковий патрон ДСТУ 2675-2006, Патрон свердлильний самозатискний ДСТУ 2675-2006, свердло діаметром 16 мм
040	Протяжна Протягнути шліці із зовнішнім діаметром 36 мм в центральному отворі	Горизонтально- протяжний верстат 7Б57	Трьохкулачковий патрон ДСТУ 2675-2006, протяжка діаметром 36 мм
045	Шліфувальна Шліфувати торець на довжині 17 мм до діаметра 44 мм	Верстат круглошліфувальний ДСТУ 2752-94	Коло шліфувальне ДСТУ ISO 603-4:2019, зразки шорсткості, мікрометр МК-75-100 ДСТУ 6507-2009
050	Шліфувальна Шліфувати торець на довжині 15 мм до діаметра 44 мм	Верстат круглошліфувальний ДСТУ 2752-94	Коло шліфувальне ДСТУ ISO 603-4:2019, зразки шорсткості, мікрометр МК-75-100 ДСТУ 6507-2009
055	Шліфувальна Шліфувати на довжині 6 мм до діаметру 152 мм	Верстат круглошліфувальний ДСТУ 2752-94	Коло шліфувальне ДСТУ ISO 603-4:2019, зразки шорсткості, мікрометр МК-75-100 ДСТУ 6507-2009
060	Промивка Промити деталь від абразивних часток та мастила	Мийна машина	
065	Контрольна Контролювати виконавчі розміри, шорсткість і твердість поверхонь згідно креслення	Стіл ТК	Зразки шорсткості, мікрометр МК-75-100 ДСТУ 6507-2009, штангенциркуль ШЦ-50

Розрахунок режимів різання та норм часу наведено в додатку А.

6 ОХОРОНА ПРАЦІ

Розділ охорони праці має на меті визначення вимог до експлуатації проектного транспортного засобу, включаючи безпеку при його використанні, пожежну безпеку, а також вимоги щодо екологічно шкідливих викидів у навколишнє середовище.

6.1 Аналіз небезпечних факторів при експлуатації автомобіля категорії M₁

Під час експлуатації транспортного засобу категорії M₁ на водія, пасажирів та інших учасників дорожнього руху впливає низка небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що можуть призвести до дорожньо-транспортних пригод, травмування людей або виникнення аварійних ситуацій.

Основним небезпечним фактором є дорожньо-транспортна пригода, яка може виникнути внаслідок технічної несправності автомобіля, помилки водія, несприятливих дорожніх або погодних умов. Найбільший вплив на безпеку руху мають справність гальмівної системи, рульового керування, шин, зовнішніх світлових приладів та систем активної безпеки. Погіршення технічного стану будь-якого з цих елементів збільшує гальмівний шлях автомобіля, погіршує його керованість та підвищує ризик втрати стійкості під час руху [14, 15].

Важливим фактором ризику є людський чинник. Втома водія, зниження концентрації уваги, перевищення швидкості, порушення правил дорожнього руху, використання мобільних пристроїв під час керування та керування транспортним засобом у стані алкогольного чи наркотичного сп'яніння значно збільшують імовірність виникнення аварійної ситуації. За даними міжнародних досліджень, саме людський фактор є причиною переважної більшості дорожньо-транспортних пригод.

Під час експлуатації автомобіля на водія також діють фізичні фактори виробничого середовища. До них належать шум, вібрація, несприятливий мікроклімат салону, недостатня або надмірна освітленість, а також підвищені

статичні навантаження, пов'язані з тривалим перебуванням у сидячому положенні. Тривалий вплив цих факторів викликає швидку втому, знижує працездатність водія та негативно впливає на швидкість його реакції.

Додатковим джерелом небезпеки є можливість виникнення пожежі. Причинами можуть бути пошкодження паливної системи, коротке замикання електрообладнання, витік пально-мастильних матеріалів або перегрів окремих вузлів автомобіля. З метою запобігання таким ситуаціям необхідно своєчасно проводити технічне обслуговування транспортного засобу, контролювати герметичність паливної системи та справність електропроводки.

Таким чином, безпечна експлуатація транспортного засобу категорії M_1 забезпечується комплексом організаційних і технічних заходів, що включають підтримання автомобіля у справному технічному стані, дотримання вимог Правил дорожнього руху, використання засобів пасивної безпеки та своєчасне проведення технічного обслуговування. Комплексний підхід до управління ризиками дозволяє значно знизити ймовірність виникнення небезпечних ситуацій під час експлуатації автомобіля.

6.2 Вимоги безпеки перед початком експлуатації транспортного засобу

Безпечна експлуатація транспортного засобу категорії M_1 починається ще до початку руху автомобіля. Проведення попереднього контролю технічного стану транспортного засобу дозволяє своєчасно виявити несправності, що можуть призвести до дорожньо-транспортних пригод, травмування водія або пасажирів, а також передчасного виходу з ладу окремих вузлів і агрегатів. Саме тому виконання вимог безпеки перед виїздом є одним із найважливіших елементів забезпечення безпечної експлуатації автомобіля.

Перед початком експлуатації водій повинен переконатися, що транспортний засіб є технічно справним та відповідає вимогам Правил дорожнього руху України [16]. Особливу увагу необхідно приділити перевірці ефективності робочої та стоянкової гальмових систем, справності рульового керування,

світлових приладів, покажчиків повороту, склоочисників і звукового сигналу. Несправності цих систем безпосередньо впливають на можливість безпечного керування автомобілем та можуть створити аварійну ситуацію під час руху.

Не менш важливим є зовнішній огляд автомобіля. Перед виїздом необхідно перевірити відсутність підтікання моторної оливи, охолоджувальної або гальмівної рідини, а також пального. Витік експлуатаційних рідин не лише погіршує технічний стан транспортного засобу, але й становить небезпеку виникнення пожежі та забруднення навколишнього середовища. Також рекомендується перевірити стан шин, відсутність механічних пошкоджень, достатню глибину протектора та відповідність тиску в шинах установленим виробником значенням. Недостатній або надмірний тиск призводить до погіршення керуваності автомобіля, збільшення гальмівного шляху та нерівномірного зношування шин.

Перед початком руху водій повинен забезпечити належну оглядовість із місця керування. Для цього необхідно очистити лобове, бокові та заднє скло від забруднень, льоду чи снігу, а також правильно відрегулювати дзеркала заднього виду та сидіння. Правильна посадка дозволяє зменшити втому під час керування, забезпечує швидке реагування на дорожню обстановку та підвищує ефективність використання органів керування автомобілем.

Важливою умовою безпечної експлуатації є використання засобів пасивної безпеки. Перед початком руху водій і всі пасажир повинні пристебнути ремені безпеки. Якщо в автомобілі перевозяться діти, вони мають бути розміщені у спеціальних дитячих утримувальних системах відповідно до їхнього віку, маси та зросту. Використання ременів безпеки значно знижує ризик тяжких травм у разі дорожньо-транспортної пригоди.

До початку експлуатації необхідно також перевірити наявність обов'язкового комплекту засобів безпеки, до якого належать аптечка, вогнегасник і знак аварійної зупинки. Вогнегасник повинен бути справним, мати чинний термін технічного обслуговування та бути легкодоступним для використання.

Аптечка комплектується відповідно до чинних нормативних вимог і використовується для надання домедичної допомоги потерпілим.

Особлива увага приділяється стану самого водія. Керування транспортним засобом допускається лише за умови відсутності ознак втоми, захворювання, алкогольного, наркотичного чи медикаментозного сп'яніння, які можуть негативно вплинути на швидкість реакції та здатність адекватно оцінювати дорожню ситуацію. Психофізіологічний стан водія є одним із визначальних факторів безпеки дорожнього руху.

Таким чином, дотримання вимог безпеки перед початком експлуатації транспортного засобу дозволяє значно знизити ймовірність виникнення аварійних ситуацій, забезпечити надійну роботу основних систем автомобіля та створити безпечні умови для водія, пасажирів і інших учасників дорожнього руху.

6.3 Дії водія в аварійних та надзвичайних ситуаціях

Під час експлуатації транспортного засобу категорії M_1 можуть виникати аварійні або надзвичайні ситуації, що потребують від водія швидких, виважених і правильних дій. Від своєчасності прийнятих рішень залежить безпека водія, пасажирів та інших учасників дорожнього руху, а також можливість мінімізувати матеріальні збитки й запобігти тяжким наслідкам дорожньо-транспортної пригоди.

У разі виникнення технічної несправності під час руху водій повинен насамперед зберігати спокій та уникати різких маневрів. Якщо автомобіль залишається керованим, необхідно поступово знизити швидкість, увімкнути аварійну світлову сигналізацію та перемістити транспортний засіб на узбіччя або в інше безпечне місце, де він не створюватиме перешкод для дорожнього руху. Після зупинки слід увімкнути стоянкове гальмо, встановити знак аварійної зупинки на нормативній відстані та оцінити характер несправності. Якщо поломку неможливо усунути власними силами або її подальша експлуатація може

призвести до аварії, автомобіль необхідно евакуювати за допомогою спеціалізованого транспорту.

У випадку дорожньо-транспортної пригоди водій зобов'язаний негайно зупинити транспортний засіб, залишатися на місці події та забезпечити безпеку інших учасників руху. Першочерговими діями є увімкнення аварійної сигналізації, встановлення знака аварійної зупинки та перевірка наявності потерпілих. За необхідності слід викликати екстрені служби та надати постраждалим домедичну допомогу в межах власних знань і навичок до прибуття медичних працівників [16]. При цьому переміщення потерпілих допускається лише тоді, коли існує безпосередня загроза їхньому життю, наприклад у разі пожежі або ризику вибуху.

Особливу небезпеку становить займання транспортного засобу. Якщо водій виявив ознаки пожежі, такі як запах горілого, задимлення або полум'я, необхідно негайно припинити рух, вимкнути двигун і, за можливості, від'єднати джерело живлення шляхом вимкнення запалювання. Пасажири повинні залишити автомобіль і відійти на безпечну відстань. Для ліквідації займання необхідно використовувати штатний вогнегасник, спрямовуючи струмінь вогнегасної речовини безпосередньо в осередок горіння. Якщо пожежу неможливо загасити власними силами, потрібно негайно викликати пожежно-рятувальну службу та не наближатися до автомобіля через можливість вибуху паливної системи або елементів акумуляторної батареї.

Під час експлуатації сучасних транспортних засобів можливими є також надзвичайні ситуації, пов'язані з несприятливими погодними умовами. У разі сильного туману, ожеледиці, інтенсивних опадів або шквального вітру водій повинен знизити швидкість руху, збільшити дистанцію до інших транспортних засобів та уникати різких прискорень, гальмувань і поворотів керма. Якщо подальший рух стає небезпечним, доцільно зупинити автомобіль у безпечному місці та дочекатися покращення дорожньої обстановки.

Важливим елементом безпеки є психологічна готовність водія до дій у критичних ситуаціях. Паніка або поспішні рішення часто стають причиною

збільшення тяжкості наслідків аварії. Знання алгоритму дій, справність засобів безпеки та своєчасне повідомлення екстрених служб дозволяють значно зменшити ризики для життя і здоров'я людей.

Таким чином, правильні дії водія в аварійних та надзвичайних ситуаціях повинні бути спрямовані насамперед на збереження життя і здоров'я людей, запобігання розвитку небезпечної ситуації та забезпечення безпеки дорожнього руху. Дотримання вимог нормативних документів, справний технічний стан транспортного засобу та готовність водія діяти відповідно до встановлених правил є основними чинниками ефективного реагування на надзвичайні обставини.

6.4 Розрахунок безпечної швидкості руху проектного автомобіля

Розраховуємо критичну швидкість руху автомобіля по перекиданню та по бічному ковзанню для випадку рівномірного повороту на ухилі. Радіус повороту ділянки дороги 50 м, кут поперечного ухилу 7 градусів. Початкові розрахункові дані наведено в таблиці 6.1.

Таблиця 7.1 – Початкові дані

Колія автомобіля В, м	Висота центру мас Н, м	Коефіцієнт зчеплення в бічному напрямку
1,58	0,87	0,9

Визначимо статичну стійкість транспортного засобу на ухилі (поперечну стійкість) по ковзанню та перекиданню. Поперечна стійкість автомобіля характеризується граничним кутом β при русі транспортного засобу уперек ухилу [17]

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{B}{2 \cdot H} = \frac{1,58}{2 \cdot 0,87} = 0,9080 \quad , \quad (6.1)$$

$$\beta \approx 42,2^{\circ} .$$

За умови, що поперечний ухил рівний $\beta = 7^\circ$, що значно менше граничного розрахункового кута $\beta = 42,2^\circ$, значить стійкість даного автомобіля достатня.

Визначаємо критичну швидкість руху $v_{крп}$, м/с по перекиданню

$$v_{крп} = \sqrt{\frac{B \cdot g \cdot R}{2 \cdot H}} = \sqrt{\frac{1,58 \cdot 9,8 \cdot 50}{2 \cdot 0,87}} = 21,1. \quad (6.2)$$

Визначаємо критичну швидкість руху $v_{крк}$, м/с по ковзанню

$$v_{крк} = \sqrt{\varphi_{зч} \cdot g \cdot R} = \sqrt{0,9 \cdot 9,8 \cdot 50} \approx 21. \quad (6.3)$$

Визначимо граничну висоту розташування центру мас при рівній вірогідності ковзання та перекидання. При рівній вірогідності ковзання та перекидання критичні швидкості рівні, а значить: $\sqrt{\frac{B \cdot g \cdot R}{2 \cdot H}} = \sqrt{\varphi_{зч} \cdot g \cdot R}$.

Зводимо обидві частини рівняння та отримуємо

$$H = \frac{B}{2 \cdot \varphi_{зч}} = \frac{1,58}{2 \cdot 0,9} = 0,88 \text{ м}. \quad (6.4)$$

Гранична висота розташування центру мас за даних умов складає $H=0,88$ м, що перевищує значення, яке було прийнято в розрахунках ($H=0,87$ м).

Рух транспортного засобу з швидкостями до критичного рівня за даних умов розташування центру мас не є небезпечним в даних дорожніх умовах.

6.5 Визначення рівня шуму у приміщенні

Визначимо сумарний рівень звукової потужності шумового випромінювання в приміщенні випробувальної станції машинобудівного підприємства при одночасній роботі трьох двигунів (табл. 6.2) [17].

Технологічно необхідна площа на кожний двигун $F=2,5 \text{ м}^2$, приведений коефіцієнт звукопоглинання для цієї категорії $\alpha_{np}=0,12$.

Таблиця 6.2 – Вихідних даних для розрахунків

Рівень звукової потужності, дБ		
1 джерело	2 джерело	3 джерело
65	55	45

Направлену дію шумового випромінювання при розрахунках не враховувати. Сумарний рівень потужності від різних джерел визначаємо по формулі

$$L_{1+2} = L_{1 \max} + \Delta L. \quad (6.5)$$

Виберемо $\Delta L = 0,45 \text{ дБ}$ для 1 – го та 2 – го джерел вони однакові, для 3 – го – $0,05 \text{ дБ}$.

Тоді:

$$L_{\text{сум}} = L_1 + \Delta L = 65 + 0,45 \approx 65,45, \quad (6.6)$$

$$L_{\text{сум}} = L_1 + \Delta L = 65,45 + 0,05 \approx 65,5. \quad (6.7)$$

Розрахований загальний рівень майже відповідає нормативним вимогам та не потребує організації додаткового захисту від шкідливого впливу даного фактору на працюючому місці.

7 РОЗРАХУНОК ВАРТОСТІ РОЗРОБКИ ЗЧЕПЛЕННЯ

7.1 Загальні положення

Розрахунок вартості ведеться з урахуванням трудомісткості згідно відомої методики і відповідної годинної тарифної ставки. Тарифну ставку орієнтовно визначають виходячи з медіанної місячної зарплати інженера-конструктора [18].

Тривалість проектування зчеплення не перевищує 2,5 місяців.

У розробці приймає участь одна особа, яка працює дистанційно, з кваліфікацією провідного інженера-конструктора з щомісячним окладом 45000 грн (відповідно до інформації, яка міститься у відкритих джерелах [19], $45000/24/8=234,4$ грн/год). Рівень складності креслеників А (простий механічний виріб), група новизни 1 (виріб, який не має значних конструктивних змін в порівнянні з аналогом).

Всі кресленики і конструкторська документація виконуються на форматах приведених у існуючих нормах [18]. Поправочний коефіцієнт в залежності від фактичного формату $k_1 = 1$.

Розробка конструкторської документації (КД) відбувається без використання запозичених моделей, тому поправочний коефіцієнт $k_2 = 1$.

Група новизни – перша, відповідно поправочний коефіцієнт в залежності від групи новизни рівний $k_3 = 1$.

Розробка КД відбувається в нормальних умовах, тому поправочний коефіцієнт до норм часу $k_4 = 1$.

Коефіцієнти працемісткості робіт обираємо в залежності від групи новизни і групи складності:

- коефіцієнт трудомісткості робіт для складального кресленика $k_5 = 1$;
- коефіцієнт трудомісткості робіт для кресленика загального вигляду та деталі $k_6 = 1$;
- коефіцієнт трудомісткості робіт для схем електричних $k_7 = 1$;

- коефіцієнт трудомісткості робіт для схем гідравлічних, пневматичних і кінематичних $k_8 = 1$;
- для тривимірної комп'ютерної моделі деталі і складальної одиниці, дорівнює $k_9 = 1$;
- для креслеників теоретичного, габаритного та монтажного дорівнює $k_{10} = 1$;
- для підготовки, проведення та оформлення технічних, техніко-економічних і кошторисних розрахунків, дорівнює $k_{11} = 1$;
- для розробки пояснювальної записки на всіх стадіях розробки КД і інших текстових документів, дорівнює $k_{12} = 1$.

На підставі розрахунку трудомісткості визначається вартість виконання робіт і час, що витрачається на виконання проекту. На підставі отриманої трудомісткості був зроблений календарний план виконання робіт з урахуванням вихідних і святкових днів.

Таблиця 7.1 – Коефіцієнти стадійності

Стадії розробки КД	Коефіцієнт стадійності
Технічний проект	1,5
Робоча документація	1

7.2 Норми часу

Розрахунок норми часу на розробку комп'ютерної моделі складальної одиниці проводиться відповідно до параметрів відповідного складального кресленика. Розрахунок норми часу приведено в додатку Б.

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі виконано комплексне проєктування транспортного засобу категорії М₁. Проведено тяговий розрахунок автомобіля, визначено основні параметри силового агрегату і трансмісії, побудовано зовнішню швидкісну характеристику двигуна та виконано аналіз тягово-швидкісних показників. Отримані результати підтвердили відповідність проєктованого автомобіля заданим технічним вимогам і забезпечення необхідних динамічних характеристик.

У роботі виконано інженерний розрахунок конструкції зчеплення, визначено параметри діафрагмової пружини, ведучих і ведених деталей, оцінено показники зносостійкості та параметри привода. Крім того, проаналізовано сучасні конструкції підсилювачів рульового керування та розроблено технологічний процес виготовлення маточини веденого диску зчеплення, що дозволило оцінити технологічність запропонованої конструкції.

Було проведено розрахунок економічного ефекту від проєктування удосконаленої конструкції зчеплення. При проведенні розрахунку було прийнято припущення, що розробкою технічної документації займається одна особа з кваліфікацією інженера-конструктора, яка працює віддалено. Розрахунки показали, що вартість розробки пакету технічної документації коштуватиме замовнику 165753,4 грн., при цьому заробітна плата виконавця складе 105902,3 грн.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи для здобувачів вищої освіти освітнього рівня бакалавр спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» освітньої програми Автомобілебудування / С.М. Шуклінов, М.Г. Михалевич, О.О. Ярита, Н.Н. Новіна. – Харків: ХНАДУ, 2025. – 73 с.
2. Технічні характеристики Volkswagen Passat 2020 року. Відновлено з <https://www.ultimatespecs.com/car-specs/Volkswagen/M10460/Passat-2020> (дата звернення 03.06.2026).
3. Технічні характеристики. Toyota Camry XV70 (2018–2024) Відновлено з https://www.automobile-catalog.com/?utm_source=chatgpt.com (дата звернення 30.05.2026).
4. Методичні вказівки до виконання курсової роботи «Проектування автомобіля. Тяговий розрахунок та аналіз тягово-швидкісних властивостей» з дисципліни «Теорія, експлуатаційні властивості та проектування автомобілів» для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» за освітньою програмою «Автомобілебудування» / С. М.Шуклінов, М. М. Альокса, А. В. Ужва, О. О. Ярита – Харків: ХНАДУ, 2021. – 50 с.
5. Шуклінов С.М. Автомобіль. Теорія та експлуатаційні властивості: навч. посіб. / С.М. Шуклінов, М.М. Альокса. – Харків : ФОП Бровін О.В., 2022. – 280 с.
6. Методичні вказівки до виконання курсового проекту «Розрахунок та проектування зчеплення автомобіля» з дисципліни «Теорія, експлуатаційні властивості та проектування автомобіля» / С.М. Шуклінов, М.Г. Михалевич, А.В. Ужва. – Харків: ХНАДУ, 2022. – 37 с.
7. Волков В. П., Матейчик В. П. Автомобілі. Конструкція та експлуатаційні властивості. – Київ: Каравела, 2019. – 680 с.
8. Кузнецов Ю. М., Бондаренко О. І. Рульове керування автомобілів: конструкція, діагностика та технічне обслуговування. – Харків: ХНАДУ, 2020. – 312 с.
9. Bosch. Automotive Handbook. 10th Edition. – Stuttgart: Robert Bosch GmbH, 2018. – 1160 p.

10. Reif K. Steering Systems and Steering Assist Systems. – Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015. – 284 p.
11. Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J., Novak W. Automotive Transmissions, Fundamentals, Selection, Design and Application. – Berlin: Springer, 2011. – 715 p.
12. Gillespie T. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. – Warrendale: SAE International, 1992. – 495 p.
13. Методичні вказівки до курсової роботи з дисципліни «Проектування технологічних процесів виготовлення та ремонту деталей машин» для студентів спеціальності 7.090214 / укладачі Ю.В. Дудукалов, А.О. Молодан. – Харків: ХНАДУ, 2010. – 43 с.
14. World Health Organization. (2023). Global status report on road safety 2023. World Health Organization.
15. ДСТУ 3649:2010. (2011). *Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання*. Київ: ДП «УкрНДНЦ».
16. Міністерство внутрішніх справ України. (2023). *Правила дорожнього руху України*. Київ: МВС України.
17. Методичні вказівки щодо розробки розділу «Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях» в дипломних проектах, роботах та магістерських дисертаціях студентів за освітньо-кваліфікаційними рівнями «бакалавр» та «магістр» для студентів спеціальності механічного факультету ХНАДУ. / Укладачі: О.І. Богатов, О.В. Крайнюк – Харків: ХНАДУ, 2023 – 41 с.
18. Методичні вказівки до виконання дипломного проекту бакалавра за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування Освітня програма «Автомобілебудування». Розділ дипломного проекту: «Оцінка вартості розробки». / Укладач: Михалевич Н.Г – ХНАДУ, 2019. – 23 с.
19. Зарплата на посаді «Інженер-конструктор: середня зарплата на дистанційній роботі». Відновлено з <https://www.work.ua/salary-remote-%D1%96%D0%BD%D0%B6%D0%B5%D0%BD%D0%B5%D1%80-%D0%BA%D0%BE%D0%BD%D1%81%D1%82%D1%80%D1%83%D0%BA%D1%82%D0%BE%D1%80/> (дата звернення 04.06.2026).

Додаток А

Розрахунок режимів різання та норм часу

А.1 Розрахунок режимів різання та технічне нормування для технологічних операцій

А.1.1 Операція 015 токарна

Необхідну поверхню проточуватимемо на токарно-гвинторізному верстаті 1Б290-4К, потужністю 8,5 кВт. Обробка ведеться прохідним різцем.

Визначаємо припуск на обробку, мм

$$h = \frac{D - d}{2} = \frac{47 - 44,5}{2} = 1,25, \quad (\text{A.1})$$

де $D = 47$ – діаметр заготовки, мм;

$d = 44,5$ – діаметр деталі після обробки, мм.

Для того, щоб розрахувати швидкість різання спочатку знаходимо K_{mv} – коефіцієнт, що враховує якість оброблюваного матеріалу

$$K_{mv} = K_r \cdot \left(\frac{750}{\sigma_B} \right)^n = 0,8 \cdot \left(\frac{750}{600} \right)^{1,5} = 1,12, \quad (\text{A.2})$$

де $K_r = 0,8$ – коефіцієнт для матеріалу інструмента;

$n_v = 1,5$ – показник ступеня при обробці.

Комплексний коефіцієнт розраховують за формулою

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv} = 1,12 \cdot 0,9 \cdot 1 = 1,01, \quad (\text{A.3})$$

де $K_{nv} = 0,9$ – коефіцієнт, який характеризує стан поверхні;

$K_{uv} = 1$ – коефіцієнт, який залежить від матеріалу інструмента.

Швидкість різання, при зовнішньому, поперечному і поздовжньому точінні і розточуванні розраховується за формулою, м/хв

$$v = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot s^y} \cdot K_v = \frac{350}{60^{0,2} \cdot 0,8^{0,15} \cdot 0,45^{0,45}} \cdot 1,01 = 221,35, \quad (\text{A.4})$$

де $T = 60$ – період стійкості різця, хв;

$C_v = 350$ – поправочний коефіцієнт на швидкість різання, мм/об;

$t = 0,8$ – глибина різання, мм;

$s = 0,45$ – подача при точінні, мм/об;

$x = 0,15, y = 0,45, m = 0,20$ – показники степені.

Розраховуємо частоту обертання шпинделя, об/хв

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 221,35}{3,14 \cdot 47} = 1499,8, \quad (\text{A.5})$$

де D – діаметр поверхні, яка обробляється, мм.

Відповідно до отриманого результату (A.5) за паспортними даними верстата обираємо частоту обертання шпинделя $n_d = 1500 \text{ хв}^{-1}$. Визначаємо дійсну швидкість різання, м/хв

$$v_d = \frac{\pi \cdot D \cdot n_d}{1000} = \frac{3,14 \cdot 47 \cdot 1500}{1000} = 221,37. \quad (\text{A.6})$$

Розрахуємо коефіцієнт, що враховує матеріал деталі

$$K_{Mp} = \left(\frac{\sigma_B}{750} \right)^n = \left(\frac{600}{750} \right)^{0,15} = 0,967, \quad (\text{A.7})$$

Визначаємо коефіцієнт, що враховує умови різання

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{\varphi p} \cdot K_{\gamma p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{rp} = 0,967 \cdot 0,98 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 0,95, \quad (\text{A.8})$$

де $K_{\varphi p} = 0,98$; $K_{\gamma p} = 1$; $K_{\lambda p} = 1$; $K_{rp} = 1$ – коефіцієнти, значення яких приймаємо з довідника за рекомендаціями.

Розраховуємо головну (тангенційну) складову силу різання

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot s^y \cdot v^n \cdot K_p = 10 \cdot 300 \cdot 1,5^1 \cdot 0,45^{0,75} \cdot 221,37^{-0,15} \cdot 0,95 = 740,8, \quad (\text{A.9})$$

де $C_p=300$ – поправочний коефіцієнт;

$x=1$; $y=0,75$; $n=-0,15$ – показники степені.

Потужність різання розраховують за формулою, кВт

$$N_p = \frac{P_z \cdot v_d}{1020 \cdot 60} = \frac{740,8 \cdot 221,37}{1020 \cdot 60} = 2,68. \quad (\text{A.10})$$

Визначаємо потужність на шпинделі верстата, кВт

$$N_{\text{шп}} = N_p \cdot \eta = 8,5 \cdot 0,8 = 6,8, \quad (\text{A.11})$$

де $\eta=0,8$ – ККД станка.

Так як потужність на шпинделі верстата більша потужності різання, то процес різання можливий.

Крутний момент на шпинделі верстата визначаються за формулою, Нм

$$M_{\text{кр}} = \frac{P_z \cdot d}{2 \cdot 1000} = \frac{740,8 \cdot 47}{2 \cdot 1000} = 17,4. \quad (\text{A.12})$$

$$17,4 \leq [M_{\text{кр}}] = 9750 \cdot \frac{N_{\text{в}}}{n_{\text{д}}} = 9750 \cdot \frac{8,5 \cdot 0,8}{1500} = 44,2. \quad (\text{A.13})$$

Умова виконується, отже режим підходить.

Основний технологічний час розраховується за формулою, хв

$$T_o = \frac{(L + e) \cdot i}{s \cdot n_{\text{д}}} = \frac{(17 + 2) \cdot 2}{0,45 \cdot 1500} = 0,052, \quad (\text{A.14})$$

де $L = 17$ — довжина робочого ходу, мм;

$i = 2$ — число проходів;

$e = 2$ — величина врізання різця, мм.

А.1.2 Операція 030 свердлильна

Операцію свердління будемо виконувати на токарно-гвинторізному верстаті 1Б290-4К, потужністю 8,5 кВт. Обробка ведеться свердлом діаметром 28 мм.

Визначаємо глибину свердління, мм

$$t = 0,5 \cdot D = 0,5 \cdot 28 = 14, \quad (\text{A.15})$$

де $D = 28$ — діаметр свердла, мм.

Загальний поправочний коефіцієнт на швидкість різання розраховується за формулою

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{iv} \cdot K_{lv} = 0,8 \cdot 1 \cdot 0,7 = 0,56, \quad (\text{A.16})$$

де $K_{mv} = 0,8$ — коефіцієнт на оброблюваний матеріал;

$K_{iv} = 1$ — коефіцієнт, який залежить від матеріалу інструмента;

$K_{lv} = 0,7$ – коефіцієнт, що враховує глибину свердління.

Швидкість різання при свердлінні розраховуємо по формулі, м/хв

$$v = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot s^y} \cdot K_v = \frac{9,8 \cdot 28^{0,4}}{25^{0,2} \cdot 0,2^{0,5}} \cdot 0,56 = 26,2, \quad (\text{A.17})$$

де $C_v = 9,8$ – поправочний коефіцієнт на швидкість різання, мм/об;

$T = 25$ – період стійкості свердла, хв;

$s = 0,2$ – подача під час свердління сталі, мм/об;

$y = 0,5$, $m = 0,20$, $q = 0,4$ – показники степені.

Розраховуємо частоту обертання верстата, об/хв

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 26,2}{3,14 \cdot 28} = 297,9. \quad (\text{A.18})$$

Скоригуємо розраховану частоту обертання за паспортними даними верстата, у разі $n_d=350$ об/хв. Після визначаємо дійсну швидкість різання

$$v_d = \frac{\pi \cdot d \cdot n_d}{1000} = \frac{3,14 \cdot 28 \cdot 350}{1000} = 30,8. \quad (\text{A.19})$$

Розрахуємо коефіцієнт, що враховує фактичні умови оброблення

$$K_p = K_{Mp} = 0,8, \quad (\text{A.20})$$

Розраховуємо крутний момент, Нм

$$M_{кр} = 10 \cdot C_M \cdot D^q \cdot s^y \cdot K_p = 10 \cdot 0,0345 \cdot 28^2 \cdot 0,2^{0,8} \cdot 0,8 = 59,7, \quad (\text{A.21})$$

де $C_M = 0,0345$ – коефіцієнт для визначення крутного моменту;

$y = 0,8, q = 2$ – показники степені.

Розраховуємо осьову силу, Н

$$P_0 = 10 \cdot C_p \cdot D^q \cdot s^y \cdot K_p = 10 \cdot 68 \cdot 28^1 \cdot 0,2^{0,7} \cdot 0,8 = 4937,2, \quad (\text{A.22})$$

де $C_p = 68$ – поправочний коефіцієнт;

$y = 0,7, q = 1$ – показники степені.

Потужність визначають по формулі, кВт

$$N_e = \frac{M_{\text{кр}} \cdot 1000}{9750} = \frac{59,7 \cdot 1000}{9750} = 6,12. \quad (\text{A.23})$$

Визначаємо потужність на шпинделі станка, кВт

$$N_{\text{шп}} = N_{\text{в}} \cdot \eta = 8,5 \cdot 0,8 = 6,8, \quad (\text{A.24})$$

де $\eta=0,8$ – ККД станка.

Так як потужність на шпинделі верстата більша потужності свердління, то процес свердління можливий.

Основний технологічний час розраховується за формулою, хв

$$T_o = \frac{l_1 + l_2 + l_3}{s \cdot n_d} = \frac{3 + 40 + 3}{0,2 \cdot 350} = 0,657, \quad (\text{A.25})$$

де $l_1 = 3$ – величина врізання, мм;

$l_2 = 40$ – довжина оброблювальної поверхні, мм;

$l_3 = 3$ – величина перебігу свердла, мм.

Додаток Б

Розрахунок норми часу

Розрахунок норми часу на розробку комп'ютерної моделі деталей проводиться відповідно до параметрів кресленика для цієї деталі, виконаного за вимогами стандартів СКД. Розрахунки приведені в таблиці Б.1.

Таблиця Б.1 – Розрахунок норми часу

Деталі та складальні одиниці	Вид кресл.	Формат	Кількість розмірів	Кількість деталей	Норма часу на модель	Норма часу на кресл.	Заг. час, год.	Варт, грн.
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Зчеплення	СК	A1	10	8	27,9	18	45,9	10757,8
Диск ведений	СК	A1	15	7	32,1	15,6	47,7	11179,7
Вилка	СК	A3	6	3	24,2	11,9	36,1	8460,9
Кожух	СК	A1	12	6	27,9	15,6	43,5	10195,3
Підшипник вимикання	СК	A2	9	3	27,9	11,9	39,8	9328,1
Картер	КДет	A1	47	1	7	5,5	12,5	2929,7
Направляюча	КДет	A3	25	1	3,1	1,6	4,7	1101,6
Пружина	КДет	A4	14	1	1,3	1	2,3	539,1
Опора	КДет	A3	18	1	2,7	1,4	4,1	960,9
		Заг. кін-ть листів A4			Час на модель, год.	Час на кресл., год	Заг час, год	Заг. варт., грн
		43			154,1	82,5	236,6	55453,1

Норми часу на виготовлення текстової документації та вартість розраховані і записані в таблицю Б.2.

Таблиця Б.2 – Вартість текстової документації

Текстова частина і контроль	Формат	Кількість листів	Норма часу, год	Всього часу, год	Вартість, грн
1	2	3	4	5	6
Технічне завдання	A4	8	3	24	5625,0
Пояснювальна записка до ескізного проєкту	A4	15	4,1	61,5	14414,1
Функціональний розрахунок	A4	10	4,8	48	11250,0
Розрахунок на міцність	A4	6	4,8	28,8	6750,0
		39		162,3	38039,1

Норми часу на контроль документації та вартість розраховані і записані в таблицю Б.3.

Таблиця Б.3 – Вартість контролю документації

Текстова частина і контроль	Формат	Кількість листів	Норма часу	Всього часу	Вартість
1	2	3	4	5	6
Конструкторський контроль	A4	43	0,7	30,1	7054,7
Нормоконтроль текстового документа	A4	39	0,2	7,8	1828,1
Нормоконтроль креслення	A4	43	0,15	6,45	1511,7
Технологічний контроль	A4	43	0,2	8,6	2015,6
		168		52,95	12410,2

Вартість розробки ТД розраховані і записані в таблицю Б.4.

Таблиця Б.4 – Вартість розробки ТД

№	Статті затрат	Сума, грн	Примітки
1	Розхідні матеріали (прямий розрахунок)	1900	Папір, диски, картриджі и т.п.
2	Основна заробітна платня (сумарна трудомісткість робіт, помножена на годинну ставку)	105902,3	Розробка ТД, нормо- та технічний контроль
3	Додаткова заробітна платня (0,0833 від основної зарплати)	8821,7	Оплата відпустки
4	Знос технічних засобів (вартість засобів, помножена на час роботи і поділена на строк служби)	4000	Персональний комп'ютер із обладнанням, зас. зв'язку та ін.
5	Послуги сторонніх організацій	1500	Оплата Інтернету, телефону
6	Відрядження	7000	-
7	Накладні розходи (12 процентів для фізичної особи чи розрахунковий процент накладних витрат, помножений на суму по п.п. 2 и 3 для юридичної особи)	13766,9	-
8	Собівартість (сума витрат по п.п. 1...7)	142890,9	-
9	Прибуток	22862,5	16%
10	Вартість робіт	165753,4	-

Календарний план-графік для одного виконавця розраховані і записані в таблицю Б.5.

Таблиця Б.5 – Календарний план-графік

Назва етапу	Час роботи, год	Вартість робіт, грн	Початок виконання робіт	Кінець виконання робіт
Технічне завдання	24	5625,0	05.01.2026	07.01.2026
Функціональний розрахунок	48	11250,0	08.01.2026	15.01.2026
Розрахунок на міцність	28,8	6750,0	16.01.2026	21.01.2026
Робоча документація	236,6	55453,1	22.01.2026	04.03.2026
Відрядження	16	7000	05.03.2026	06.03.2026
Нормоконтроль	53,0	12410,2	09.03.2026	17.03.2026
Загальний час виконання проекту	406,4	98488,3	05.01.2026	17.03.2026

Додаток В

Технологічна документація на виготовлення деталі

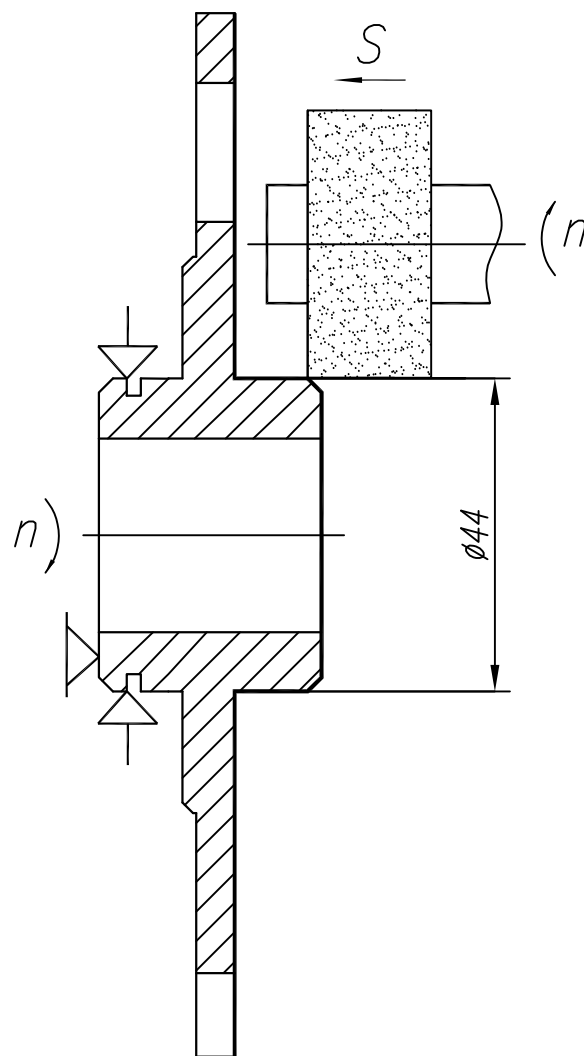
[illegible]

MK

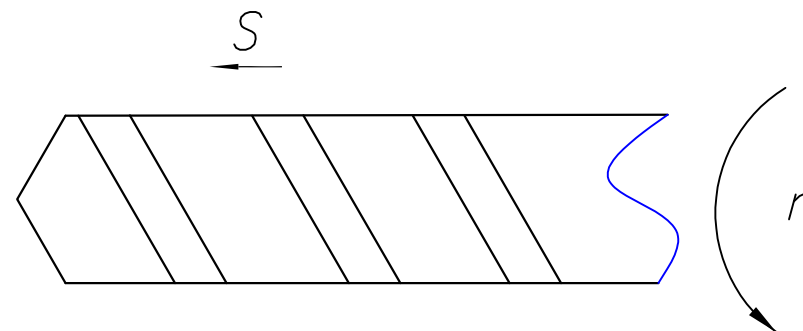
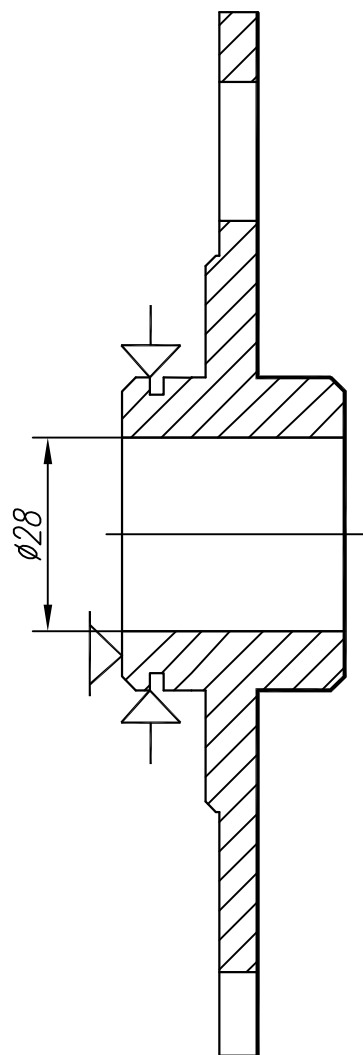
[illegible]

[illegible]

Дубл.															
Взам.															
Подл.															
										ААВТ. 10100.51009					
Розроб.	Коптєв					ХНАДУ	А.АВТ-АА41-223188.1600.412	—			ААВТ. 10100.51009				
Перев.	Полянський														
						Маточина						К	Р	Б	045
Н.контр.															



Дубл.															
Взам.															
Подл.															
										ААВТ. 10100.51009					
Розроб.	Коптєв				ХНАДУ	А.АВТ-АА41-223188.1600.412	—		ААВТ. 10100.51009						
Перев.	Полянський														
					Маточина							К	Р	Б	030
Н.контр.															

 KE

Свердлильна

Додаток Г
Специфікація складальної одиниці

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка		
				<u>Документація</u>				
A1			A.ABT-AA41-22.3188.1600.400	Складальний кресленик	1			
				<u>Складальні одиниці</u>				
A1	1		A.ABT-AA41-22.3188.1600.410	Диск ведений	1			
A1	2		A.ABT-AA41-22.3188.1600.420	Кожух	1			
A3	3		A.ABT-AA41-22.3188.1600.430	Вилка	1			
A2	4		A.ABT-AA41-22.3188.1600.440	Підшипник вимикання	1			
				<u>Деталі</u>				
A1	5		A.ABT-AA41-22.3188.1600.451	Картер	1			
A3	6		A.ABT-AA41-22.3188.1600.452	Направляюча	1			
A4	7		A.ABT-AA41-22.3188.1600.453	Пружина	1			
A3	8		A.ABT-AA41-22.3188.1600.454	Опора	1			
				<u>Стандартні вироби</u>				
		12		Болт M12x40 DIN 933 ISO 4017	1			
		13		Гайка M12 DIN 970 ISO 4032	6			
		14		Шайба 12 DIN 127	6			
		15		Шпилька M12 DIN 835	4			
Транспортний засіб категорії M1 Розробка зчеплення та аналіз конструкції підсилювачів рульового керування					Аркуш			
					Аркушів			
Відповідальна організація:		Технічне узгодження:		Розробник документа:		Документ затверджено:		
A.ABT-AA41-22		Ярита		Коптєв 12.06.2026		Клименко		
 Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ХНАДУ				Вид документа		Статус документа		
				Специфікація		Навчальний, КРБ		
				Зчеплення		3188-1600.400		
						Інд. зм. Дата видання Мова Аркуш 19.06.2026 uk 1/1		

Додаток Д

Презентаційний матеріал до кваліфікаційної роботи

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Автомобільний факультет

Кафедра автомобілів ім. А.Б. Гредескула

**ПРЕЗЕНТАЦІЙНИЙ МАТЕРІАЛ ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
бакалавра**

**ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ КАТЕГОРІЇ M₁. РОЗРОБКА ЗЧЕПЛЕННЯ ТА АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ПІДСИЛЮВАЧІВ
РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ**

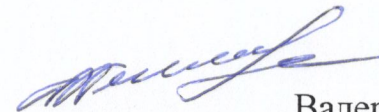
Завідувач кафедри д-р техн. наук, проф.

Нормоконтролер канд. техн. наук, доц.

Керівник канд. техн. наук, доц.

Консультант д-р техн. наук, проф.

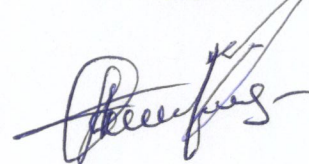
Здобувач гр. АА-41-22



Валерій КЛИМЕНКО



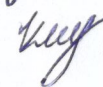
Михайло ХОЛОДОВ



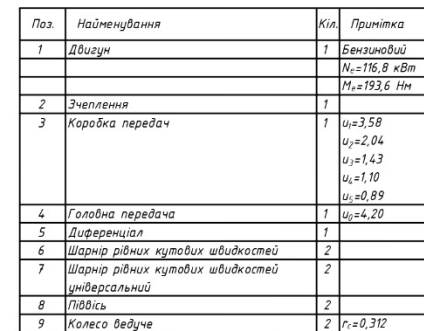
Олександр ЯРИТА



Олександр ПОЛЯНСЬКИЙ



Дмитро КОПТЄВ

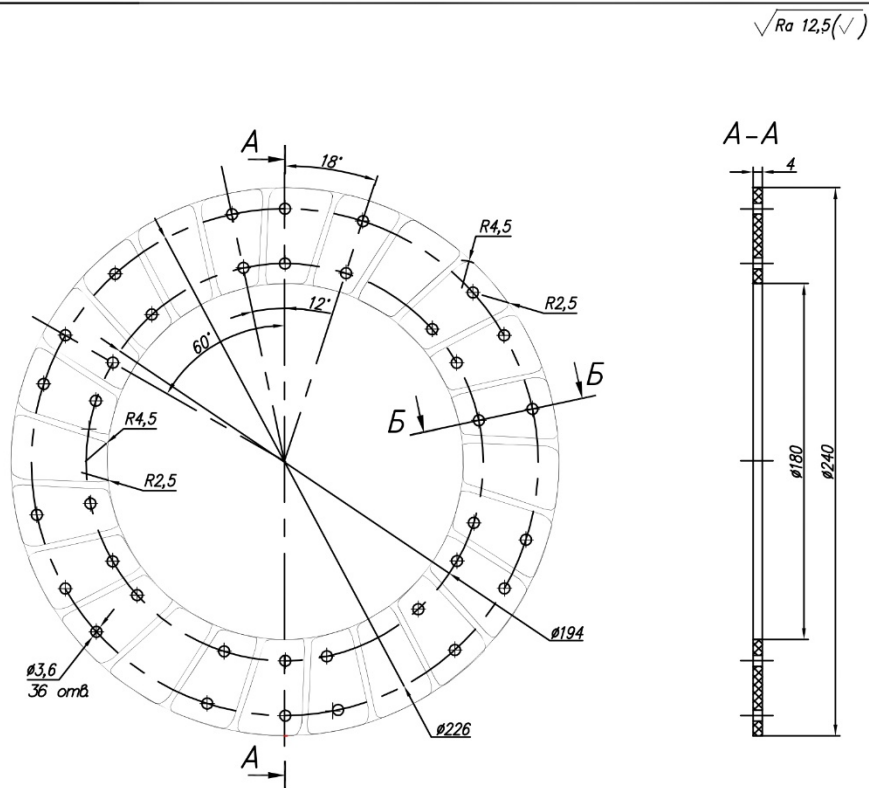


Поз.	Величина
M_e	193,6 Н·м
M_1	193,6 Н·м
M_2	693 Н·м
M_3	2910 Н·м
M_4	1673,8 Н·м

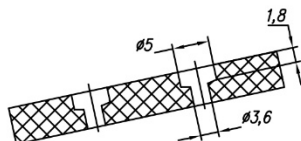
[illegible]



Транспортний застід категорії М1 Розробка зчеплення та аналіз конструкцій підсилювача рульового керування				Аркуші	3
				Аркушів	7
Код документа	Місце складання	Місцеве виконання	Термін складання		
АБП-А41-12	Київ	Київ	12.06.2025	Київ	
Харківський національний автомобільно-дорожній університет		Територіальний представник		Місце виконання	
ХНАДУ		Навчальний КРБ		3198-1600 003 ТК	
		Тяговий розрахунок автомобіля		2024 рік 18.04.2024	



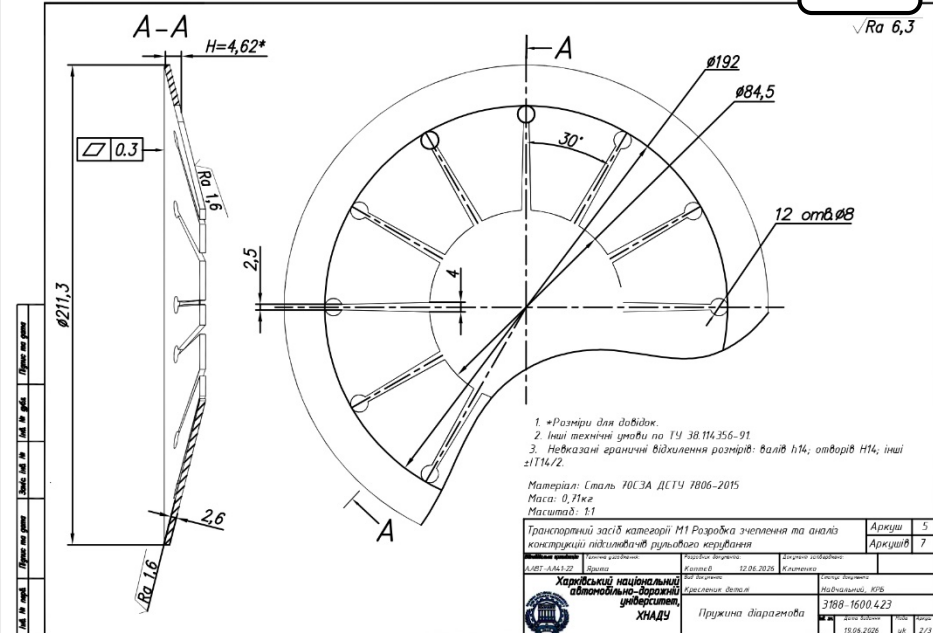
Б-Б (4:1)



1. Гострі кромки притупити.

Матеріал: ВН-03
Маса: 0,35 кг
Масштаб: 1:1

Транспортний засіб категорії М1 Розробка з'єднання та аналіз конструкції підсилювачів рухового керування		Аркуш 5
ЛАНТ-АА1.3.20		Аркуш 7
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ХНАДУ	Накладка	



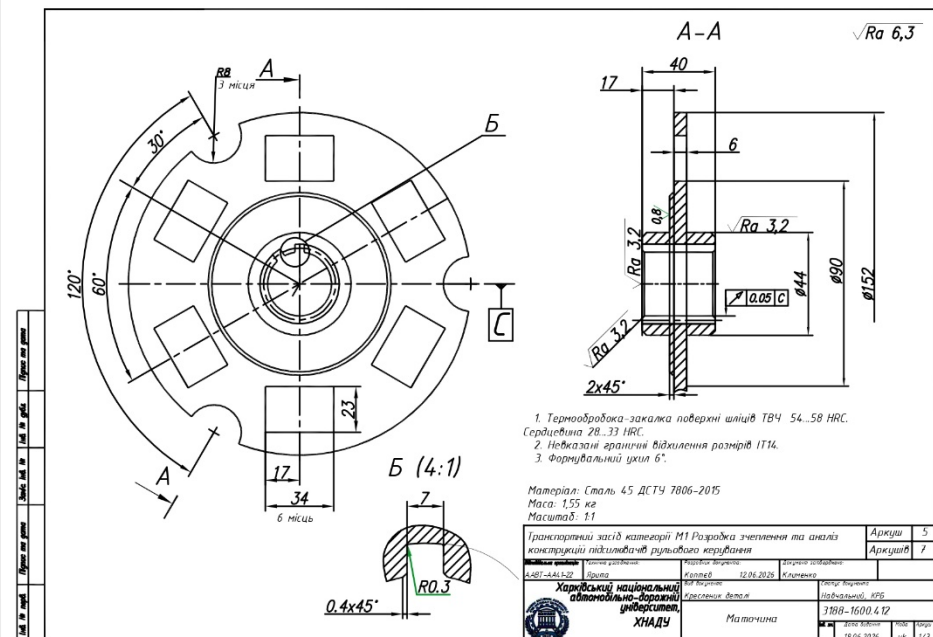
- *Розміри для довідки.
- Інші технічні умови по ТУ 38.104.356-91
- Невказані граничні відхилення розмірів: валів h14; отворів H14; інші згідно IT14/12.

Матеріал: Сталь 10Г3А ДСТУ 7806-2015

Маса: 0,71 кг

Масштаб: 1:1

Транспортний засіб категорії М1 Розробка з'єднання та аналіз конструкції підсилювачів рухового керування		Аркуш 5
ЛАНТ-АА1.3.20		Аркуш 7
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ХНАДУ	Накладка	



- Термообробка заготовки поверхні шліфів ТВЧ 54...58 НRC. Сердечника 28...33 НRC.
- Невказані граничні відхилення розмірів IT14.
- Формувальний ухил 6°.

Матеріал: Сталь 45 ДСТУ 7806-2015

Маса: 1,55 кг

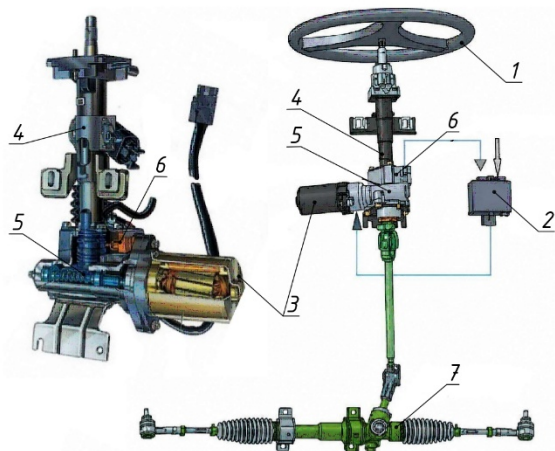
Масштаб: 1:1

Транспортний засіб категорії М1 Розробка з'єднання та аналіз конструкції підсилювачів рухового керування		Аркуш 5
ЛАНТ-АА1.3.20		Аркуш 7
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ХНАДУ	Накладка	

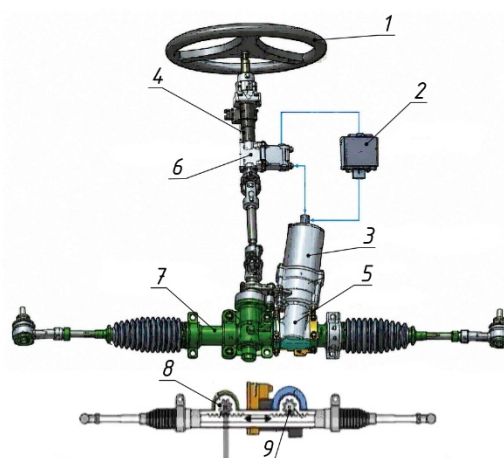
[illegible][illegible]

			1	3
2	—			
			К	Р
			Б	045

Транспортний заїзд категорії М1 Розробка зчеплення та аналіз конструкцій підвіскової рулиової керування		Аркуш 6
		Аркуш 7
Автомобіль	Типова устаткування	Інструмент
4-007-441-2-2	Вантаж	Календар
Харківський національний автомобільно-дорожній університет		Галузь Випуску
ХНАДУ		Наданий, КРД
Технологічний процес виготовлення напівшаси		1388-1600 006
№	Дата випуску	Курс
18.05.2026	18.05.2026	18.05.2026



1 - рульове колесо; 2 - електронний блок керування; 3 - електродвигун;
4 - рульовий вал; 5 - редуктор; 6 - датчик крутного моменту;
7 - рейковий рульовий механізм

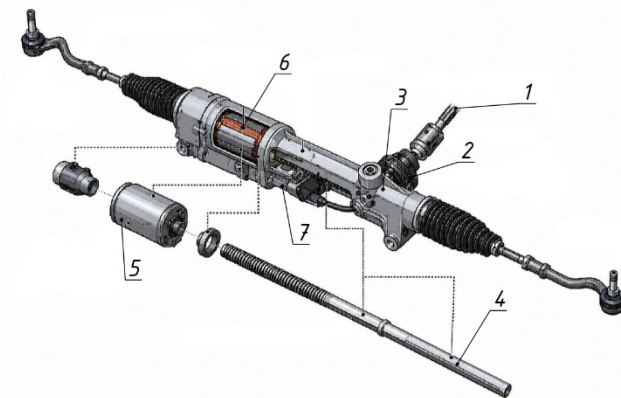


1 - рульове колесо; 2 - електронний блок керування;
3 - електродвигун; 4 - рульовий вал; 5 - редуктор; 6 - датчик крутного моменту;
7 - рейковий рульовий механізм; 8 - шестерня рульового валу; 9 - шестерня підсилювача

а) Підсилювач приведений через черв'ячний редуктор до рульового валу

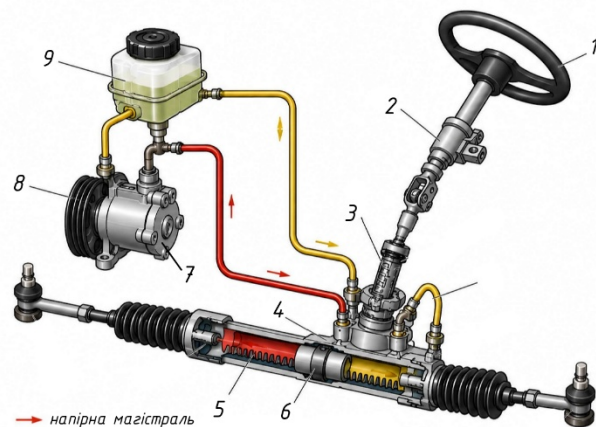
б) Підсилювач приведений до рульової рейки (рейка на двох опорах)

Рисунок 1 - Варіанти виконання електромеханічних підсилювачів рульового керування



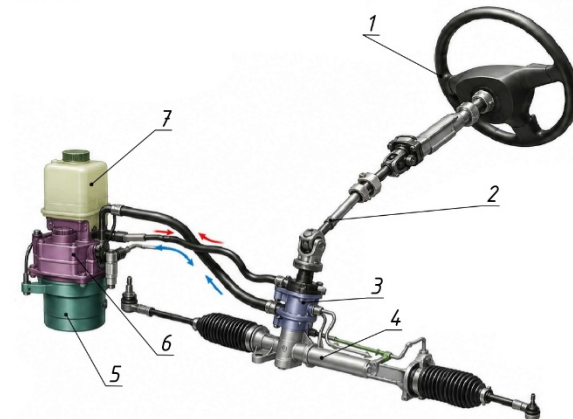
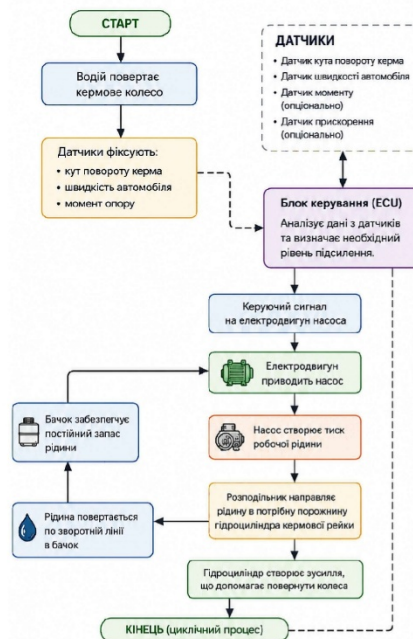
1 - рульовий вал; 2 - датчик крутного моменту; 3 - шестерня рульового валу;
4 - рейка рульового механізму; 5 - кулькова гайка; 6 - електродвигун;
7 - електронний блок керування

в) Підсилювач приведений до рульової рейки через кульково-гвинтову передачу



1 - рульове колесо; 2 - рульовий вал; 3 - золотник (розподільний пристрій);
4 - рейковий рульовий механізм (корпус підсилювача); 5 - рейка; 6 - поршень;
7 - насос; 8 - шків; 9 - бачок

Рисунок 2 - Принципова схема гідралічного підсилювача рульового керування



1 - рульове колесо; 2 - рульовий вал; 3 - золотник (розподільний пристрій);
4 - рейковий рульовий механізм (корпус підсилювача); 5 - електродвигун;
6 - насос; 7 - бачок

Рисунок 3 - Принципова схема електрогідралічного підсилювача рульового керування

Транспортний засіб категорії М1 Розробка з'ясування та аналіз конструкції підсилювачів рульового керування		Аркуш 7
Аналіз конструкції підсилювачів рульового керування		Аркуш 7
А.487-А.487-20	Київ	12.01.2025
Харківський національний автомобільно-дорожній університет		Київ
ХНАДУ		Київ
Аналіз конструкції підсилювачів рульового керування		Київ
18.06.2025		Київ