

Міністерство освіти і науки України  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

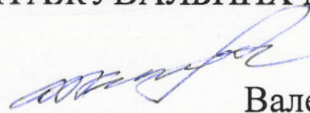
Автомобільний факультет

Кафедра автомобілів ім. А.Б. Гредескула

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
бакалавра  
А.АВТ-АА-41-21.3321.2200.001 ПЗ

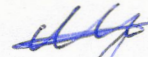
**ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ КАТЕГОРІЇ N<sub>2</sub>. РОЗРОБКА КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ  
ТА АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ**

Завідувач кафедри д-р техн. наук, проф.



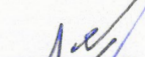
Валерій КЛИМЕНКО

Нормоконтролер канд. техн. наук, доц.



Михайло ХОЛОДОВ

Керівник канд. техн. наук, доц.



Олександр ЯРИТА

Консультант канд. техн. наук, проф.



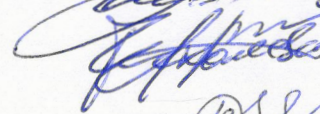
Юрій ДУДУКАЛОВ

Консультант канд. техн. наук, проф.



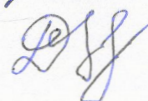
Олег БОГАТОВ

Консультант д-р техн. наук, проф.



Микола МИХАЛЕВИЧ

Здобуваач гр. АА-41-21



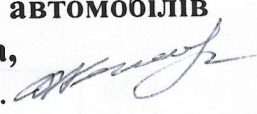
Даниїл КАЛАТУР

# ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ 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. 

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2025 року

## ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ

Калатуру Даниїлу Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. **Тема роботи** Транспортний засіб категорії N<sub>2</sub>. Розробка карданної передачі та аналіз конструкцій розвантажувальних механізмів

керівник Ярита Олександр Олександрович, канд. техн. наук, доцент  
затверджені наказом ректора ХНАДУ від «24» березня 2025 року №53.

Строк подання здобувачем роботи «22» червня 2025 року.

3. Вихідні дані до роботи: вантажність  $m_v=5000$  кг;

– максимальна швидкість  $v_{\max}=100$  км/год;

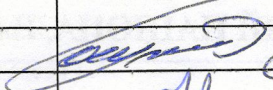
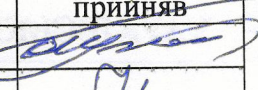
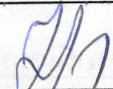

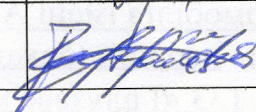
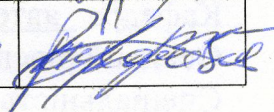
– сумарний коефіцієнт опору дороги, який долається при малій швидкості  
 $\psi_0 = f_0 = 0,015$ ;

– максимальний коефіцієнт опору дороги, який долається  $\psi_{\max}=0,41$ .

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Вступ. 1. Тяговий розрахунок автомобіля. 2. Аналіз тягово-швидкісних властивостей проєктованого автомобіля 3. Проєктування карданної передачі. 4. Аналіз конструкцій розвантажувальних механізмів. 5. Технологія виготовлення вилки шліцьової. 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); Карданна передача (СК, А1); Вилка шліцьова (А2); Хрестовина (А3); Кришка підшипника (ф. А3); Аналіз конструкцій розвантажувальних механізмів (ТК, А1); Технологія виготовлення вилки шліцьової (ТК, А1).

## 6. Консультанти розділів роботи

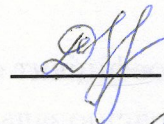
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Богатов О.І., к.т.н, проф.		
Технологічна частина	Дудукалов Ю.В., к.т.н, проф.		
Оцінка вартості розробки	Михалевич М.Г., д.т.н, проф.		

7. Дата видачі завдання 31 березня 2025 р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

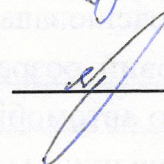
№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ. Тяговий розрахунок транспортного засобу	12.05.2025	
2	Аналіз тягово-швидкісних характеристик транспортного засобу	15.05.2025	
3	Проектування карданної передачі	20.05.2025	
4	Аналіз конструкцій розвантажувальних механізмів	27.05.2025	
5	Технологія виготовлення вилки шліцьової	05.06.2025	
6	Охорона праці	09.06.2025	
7	Оцінка вартості розробки	13.06.2025	
8	Оформлення пояснювальної записки	17.06.2025	
9	Підготовка презентації до захисту	20.06.2025	

Здобувач



Даниїл КАЛАТУР

Керівник роботи



Олександр ЯРИТА

## РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота бакалавра містить: 77 с., 10 рис., 15 табл., 24 джерел та 5 додатків.

Об'єкт роботи – транспортний засіб категорії N<sub>2</sub>.

Мета роботи – розробка головної передачі та аналіз конструкцій розвантажувальних механізмів.

У процесі виконання роботи було здійснено аналіз конструкцій транспортних засобів категорії N<sub>2</sub> вантажопідйомністю не менше 4900 кг. Особлива увага приділялася конструкції карданної передачі та розвантажувальних механізмів. Проаналізувавши переваги та недоліки існуючих конструкцій, було розроблено складальне креслення карданної передачі транспортного засобу категорії N<sub>2</sub>, яка відповідає всім вимогам, має високі технологічні і експлуатаційні показники. Також було проведено аналіз конструкцій розвантажувальних механізмів із визначенням їх основних переваг та недоліків.

Результати кваліфікаційної роботи бакалавра можуть бути використані при проектуванні трансмісій вантажних автомобілів або модернізації вже існуючих.

**ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ, ТРАНСМІСІЯ, КАРДАННА ПЕРЕДАЧА,  
РОЗВАНТАЖУВАЛЬНІ МЕХАНІЗМИ.**

## ЗМІСТ

Вступ.....	5
1 Вибір, обґрунтування і розрахунок параметрів проектного автомобіля .....	6
1.1 Аналіз параметрів автомобілів-аналогів.....	6
1.2 Вибір і обґрунтування габаритно-вагових параметрів автомобіля.....	8
1.3 Опис кінематичної схеми автомобіля.....	9
1.4 Розрахунок максимальної потужності двигуна .....	11
1.5 Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна .....	13
1.6 Визначення передавальних чисел трансмісії.....	15
2 Аналіз тягово-швидкісних характеристик проектного автомобіля.....	19
2.1 Тягова та динамічна характеристики автомобіля.....	19
2.2 Баланс потужностей автомобіля .....	21
2.3 Показники розгону автомобіля .....	22
2.3.1 Прискорення автомобіля під час розгону.....	23
2.3.2 Час та шлях розгону автомобіля.....	24
3 Розрахунок карданної передачі .....	30
3.1 Функціональний розрахунок карданної передачі.....	30
3.2 Розрахунок деталей карданної передачі на міцність та довговічність .....	33
4 Аналіз конструкцій розвантажувальних механізмів .....	36
5 Розробка технологічного процесу виготовлення вилки шліцьової .....	42
5.1 Призначення деталі .....	42
5.2 Розробка технологічного процесу .....	42
5.3 Розрахунок режимів різання операцій.....	45
5.4 Основний час на токарну та свердлильну операцію.....	50
5.5 Загальний час на розраховані операції, хв [14] .....	51
6 Охорона праці .....	52
6.1 Аналіз нормативних документів .....	52
6.2 Охорона праці під час виробництва, експлуатації та ремонту транспортних засобів .....	52
6.2.2 Пожежна безпека.....	53
6.2.3 Мікроклімат у виробничих приміщеннях.....	56
6.2.4 Шум і вібрація .....	57

6.3 Розрахунок повітрообміну.....	58
7 Розрахунок вартості розробки карданної передачі .....	61
7.1 Загальні положення .....	61
7.2 Норми часу.....	62
Висновки.....	65
Список літератури.....	66
Додаток А Кінематична схема трансмісії автомобіля.....	68
Додаток Б Графіки до тягово-швидкісного аналізу автомобіля.....	69
Додаток В Розрахунок норми часу.....	76
Додаток Г Технологічна документація на виготовлення деталі .....	78
Додаток Д Специфікація складальної одиниці .....	84
Додаток Ж Презентаційний матеріал до кваліфікаційної роботи.....	86

## ВСТУП

Карданна передача служить для передачі крутного моменту від коробки передач або від роздавальної коробки до провідного мосту автомобіля при кутах, що змінюються між валами цих агрегатів. Така передача потрібна тому, що кут нахилу карданного валу, що з'єднує провідний міст з коробкою передач або з роздавальною коробкою, під час руху автомобіля змінюється, так як провідний міст прикріплений до рами автомобіля на ресорах і може переміщатися щодо неї.

При конструюванні карданної передачі необхідно забезпечити наступне:

- можливість передачі крутного моменту під великим кутом (до  $45^\circ$ );
- передача моменту, що крутить, не повинна супроводжуватися великими додатковими динамічними навантаженнями в трансмісії;
- за будь-яких умов експлуатації повинен забезпечуватися високий ККД передачі;
- мінімальні вібрації та шум;
- забезпечення мінімальних розмірів та маси;
- відсутність значних осьових зусиль та зносів у компенсуючому з'єднанні;
- висока надійність;
- мінімальне обслуговування

Складається карданна передача з карданів (карданних шарнірів) та валів. Кардан є основним механізмом, який передає крутний момент від одного валу до іншого

# 1 ВИБІР, ОБҐРУНТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО АВТОМОБІЛЯ

## 1.1 Аналіз параметрів автомобілів-аналогів

Для вибору основних параметрів проектного транспортного засобу визнаємо основні параметри автомобілів-аналогів, які були обрані за такими основними характеристиками:

- тип автомобіля – вантажний автомобіль категорії N<sub>2</sub>;
- вантажопідйомність – 5000 кг;
- максимальна швидкість –  $v_{\max} = 100$  км/год;
- сумарний коефіцієнт опору дороги, який долається при малій швидкості –  $\psi_0=f_0=0,015$ ;
- максимальний коефіцієнт опору дороги, який долається –  $\psi_{\max}=0,41$ .

Знайдені параметри автомобілів-аналогів [1,2], а також параметри автомобіля, що проектується, представимо в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Параметри автомобілів-аналогів

Параметри	Познач.	Од.вимір	Найближчі параметри			
			перший	другий	третій	Проектований
1 Вид автомобіля			Hyundai HD78	Mitsubishi Fuso Canter FE	JAC N80	Вантажний
2 Вантажопід'ємність	$m_{\text{гр}}$	кг	4950	4915	5130	5000
3 Особиста маса	$m_0$	кг	3000	2800	3020	3451
- на передню вісь	$m_{01}$	кг	1800	1700	1900	1900
- на задню вісь	$m_{02}$	кг	1200	1100	1120	1551
4 Повна маса	$m_a$	кг	7800	7500	7950	8611
- на передню вісь	$m_1$	кг	2900	2300	3000	2870
- на задню вісь	$m_2$	кг	4900	5200	4950	5741
5 Максимальна швидкість	$v_{\max}$	км/год	110	125	110	100
6 Тип двигуна			дизельний	дизельний	дизельний	дизельний
7 Робочий об'єм		л	3,9	3	3,8	4,6
8 Максимальна потужність двигуна	$N_{\text{емax}}$	кВт	103	110	112	105,35

Закінчення таблиці 1.1

9 Частота обертання при $N_{e\max}$	$n_N$	об/хв	2900	3500	2600	3550
10 Частота обертання при $v_{\max}$	$n_v$	об/хв	2600	2900	2100	3550
11 Максимальний крутний момент	$M_{e\max}$	Н·м	380	370	491	355
12 Частота обертання при $M_{e\max}$	$n_m$	об/хв	1600	2050	2000	1980
13 Передавальні числа						
перша передача	$u_1$	1	5,67	6,67	5,58	8,1
друга передача	$u_2$	2	3,06	4	3,19	4,8
третья передача	$u_3$	3	1,63	2,5	2,29	2,85
четверта передача	$u_4$	4	1	1,56	1,20	1,69
п'ята передача	$u_5$	5	0,767	1	0,83	1
14 Передавальне число головної передачі	$u_0$		5,57	5,29	4,11	4,92
15 Передавальне число дот. коробки	$u_{ркв}$		-	-	-	-
нижча передача *	$u_{ркн}$		-	-	-	-
16 Маркування шин			7.50 R16	215/75 R17.5	215/75R17.5	215/75R17.5
Ширина профілю шини	$B_{ш}$	мм	190	215	215	215
Коефіцієнт профілю шини	$k_h$	%	80	75	75	75
Коефіцієнт деформації шини	$\lambda$		0,11	0,11	0,1	0,1
Посадочний діаметр шини	$d_{ш}$	дюйм	-	-	-	0,4445
Допустима швидкість	$v_{доп}$	км/год	120	120	100	100
Допустиме навантаження	$P_{доп}$	Н	-	2180	2050	
17 Статичний радіус колеса	$r_c$	м	-	-	-	0,367
18 Габаритна висота	$H$	м	2,3	2,25	2,40	2,40
19 База автомобіля	$L$	м	3,7	4,3	3,8	3,8
20 Коля передніх коліс	$B_1$	м	1,8	1,665	1,8	1,69
21 Лобова площа	$F_a$	м <sup>2</sup>	4	3,37	3,8	3,65
22 Коефіцієнт опору повітря	$k_b$	Н·с <sup>2</sup> /м <sup>4</sup>	0,6	0,55	0,65	0,6
23 Коефіцієнт аеродинамічного опору	$c_x$		0,45	0,35	0,5	-
24 Коефіцієнт корисної дії трансмісії	$\eta_{тр}$		0,9	0,9	0,9	0,9
25 Максимальний коефіцієнт опору дороги	$\psi_{\max}$		0,5	0,7	0,6	0,41
26 Коефіцієнт опору коченню при	$f_0$		0,015	0,035	0,025	0,015
	$f_v$		0,025	0,05	0,02	0,0204
27 Коефіцієнт зчеплення шин	$\phi_x$		0,8	0,8	0,8	0,8

## 1.2 Вибір і обґрунтування габаритно-вагових параметрів автомобіля

Споряджену масу вантажного автомобіля визначаємо по статистичним даним аналізу найближчих аналогів, виходячи з коефіцієнту вантажопідйомності [3]

$$k_{\text{гс}} = 1,449 \quad (1.1)$$

Споряджену масу проектованого вантажного автомобіля визначаємо по середньому значенню коефіцієнту вантажопідйомності трьох автомобілів-аналогів за формулою [3]

$$m_0 = \frac{q}{k_{\text{гс}}} = 3451 \quad (1.2)$$

Повну масу автомобіля знаходимо за формулою для вантажних автомобілі [3]

$$m_a = m_0 + m_{\text{гр}} + (m_{\text{ч}} + m_{\text{б}}) \cdot (n_c + 1), \quad (1.3)$$

$$m_a = 3451 + 5000 + (75 + 5) \cdot (1 + 1) = 8611 \text{ кг.}$$

Визначення розподілу маси вантажного автомобіля по його осям виконують із умови повного використання вантажопід'ємності шин, дотримання норм, що обмежують максимальне допустиме навантаження на вісь та статистичним даним. При цьому слід мати на увазі, що по допустимому на одну вісь навантаженню автомобілі поділяються на дві групи А і Б. У автомобілів групи А на одну вісь допускається навантаження до 100 кН, групи Б – до 60 кН.

Приймаємо припущення, що радіус кочення, динамічний радіус і статичний

радіус шини (колеса) рівні, тобто  $r_k=r_d=r_c$ .

Статичний радіус шини (колеса) визначаємо за формулою [3]

$$r_c = 0,5 \cdot d_{\text{ш}} + k_h \cdot b_{\text{ш}} \cdot (1 - \lambda) = 0,367, \quad (1.4)$$

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

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

$k_{\text{ш}}$  – коефіцієнт профілю шини (відношення висоти профілю шини  $h_{\text{ш}}$  до ширини профілю  $b_{\text{ш}}$ );

$\lambda$  – коефіцієнт радіальної деформації шини ( для шин вантажних автомобілів  $\lambda = 0,1 - 0,13$ . Обираємо 0,12).

Параметри шини  $d_{\text{ш}}$ ,  $b_{\text{ш}}$  і  $k_h$  визначено з маркування.

Габаритну висоту проектованого автомобіля та колію його передніх коліс визначаємо за статистичними даними аналізу найближчих аналогів.

Лобову площу автомобіля  $F_a$ , м<sup>2</sup>, обчислюємо за формулою [3]

$$F_a = m_F \cdot B_1 \cdot H = 0,9 \cdot 1,69 \cdot 2,4 = 3,65, \quad (1.5)$$

де  $m_F$  – коефіцієнт заповнення лобової площі автомобіля (приймаємо 0,9) [3];

$B_1$  – колія передніх коліс автомобіля, м;

$H$  – габаритна висота автомобіля, м.

### 1.3 Опис кінематичної схеми автомобіля

Трансмісія – сукупність агрегатів, призначених для передавання крутного моменту від двигуна до ведучих коліс. При цьому момент, який передається, змінюється за величиною і напрямом і розподіляється в певному співвідношенні між ведучими колесами. Крутний момент наведучих колесах автомобіля залежить від передавального числа трансмісії, яке дорівнює відношенню кутової швидкості колінчатого валадвигуна до кутової швидкості ведучих коліс. Передавальне число

трансмисії добирається залежно від призначення автомобіля його двигуна й потрібних динамічних властивостей. Трансмисія автомобіля працює в умовах високих знакозмінних динамічних навантажень. Основні її робочі деталі багато часу перебувають під високими питомими навантаженнями і напруженням, тому конструкторам важко досягти потрібної надійності і довговічності в період експлуатації автомобілів.

В даному описі розглянемо кінематичну схему трансмісії задньопривідного вантажного автомобіля.

Кінематична схема складається з бензинового двигуна внутрішнього згорання, зчеплення, механічної коробки передач, карданної передачі, головної передачі, диференціалу, півосей, коліс.

Зчеплення автомобіля однодискове, сухе, фрикційного типу. Картер зчеплення кріпиться шістьма гвинтами до двигуна. Крутний момент від двигуна передається через маховик і натискний диск зчеплення на ведений диск, а від нього через діафрагмову пружину, маточину веденого диска і шлицьове з'єднання – ведучому валу коробки передач.

При натисненні на педаль, муфта вимкнення, переміщається разом з підшипником в сторону маховика, давить через опорний фланець на пелюстки діафрагмової пружини. При цьому зовнішня кромка пружини, переміщуючись в протилежний бік, відходить від кільцевого виступу на натискному диску і через фіксатори відводить його від веденого диска, звільняючи останній від крутного моменту двигуна.

Ведений диск зчеплення сталевий, містить прорізи, які ділять його на дванадцять секторів, відігнутих в різні боки. До секторів веденого диска зчеплення, незалежно один від одного, прикріплені заклепками фрикційні накладки. Для гасіння крутильних коливань ведений диск скріплений з маточиною за допомогою гасителя крутильних коливань (демпфера). Привід вимикання зчеплення гідравлічний. Він складається з головного циліндра, циліндру вимикання зчеплення (робочий циліндр), вилки і підшипника вимикання зчеплення, резервного бака і педалі зчеплення з сервопружиною.

Коробка передач, п'ятиступенева, трьохвальна з синхронізатором на всіх передачах. Коробка передач має три вали: первинний, вторинний та проміжний. Всі механізми знаходяться в алюмінієвому картері в масляній ванні. Первинний вал встановлений на кульковому підшипнику. Вторинний та проміжний вали також мають по дві опори.

Основною деталлю синхронізатора є маточина, котра внутрішніми шліцами посаджена на вторинний вал.

Крутний момент із вторинного валу КП виходить на карданну передачу, яка пов'язана з ведучим валом головної передачі. Головна передача конічна гіпоїдна. З головної передачі крутний момент передається на корпус диференціала, з диференціала, через півосі – на ведучі колеса.

#### 1.4 Розрахунок максимальної потужності двигуна

Визначення максимальної потужності двигуна виконуємо у два етапи. На першому етапі визначаємо 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.

**Етап 1. 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 [3]

$$\psi_v = f_v = f_0 + 5,4 \cdot 10^{-7} \cdot v_{\max}^2 = 0,0204. \quad (1.6)$$

Потрібну потужність двигуна  $N_v$ , кВт, для руху автомобіля з максимальною швидкістю, визнаємо по залежності [3]

$$N_v = \frac{m_a \cdot g \cdot \psi_v \cdot v_{\max}}{3600 \cdot \eta_{\text{тр}}} + \frac{k_B \cdot F_a \cdot v_{\max}^3}{46656 \cdot \eta_{\text{тр}}}, \quad (1.7)$$

$$N_v = \frac{8611 \cdot 9,81 \cdot 0,0204 \cdot 100}{3600 \cdot 0,9} + \frac{0,6 \cdot 3,65 \cdot 100^3}{46656 \cdot 0,9} = 105,35,$$

де  $g=9,81 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння;

$\psi_v$  – коефіцієнт сумарного опору дороги, який може подолати АТЗ при максимальній швидкості;

$v_{\max}$  – максимальна швидкість автомобіля, км/год;  $k_B$  – коефіцієнт опору повітря;

$F_a$  – лобова площа автомобіля,  $\text{м}^2$ ;

$\eta_{\text{тр}}$  – ККД трансмісії.

## Етап 2. Визначення максимальної ефективної потужності двигуна

Для двигунів бензинових з обмежувачем максимальної частоти обертання. У цьому випадку справедлива рівність [3]

$$n_{\max} = n_v = n_0 = n_N, \quad (1.8)$$

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;

$n_0$  – частота обертання валу двигуна, при якій включається обмежувач, об/хв.

Максимальна ефективна потужність двигуна:

$$N_{\text{emax}} = \frac{N_v}{A_1 \cdot \frac{n_v}{n_N^*} + A_2 \cdot \left(\frac{n_v}{n_N^*}\right)^2 - \left(\frac{n_v}{n_N^*}\right)^3}, \quad (1.9)$$

$$N_{\text{emax}} = \frac{105,35}{1 \cdot \frac{3550}{3900} + 1 \cdot \left(\frac{3550}{3900}\right)^2 - \left(\frac{3550}{3900}\right)^3} = 107,$$

де  $n_N^*$  – теоретична частота обертання валу двигуна, при якій була б досягнута максимальна ефективна потужність  $N_{\text{emax}}$  в разі відсутності обмежувача максимальної частоти обертання. Приймаємо 3900.

Значення емпіричних коефіцієнтів для двигунів з іскровим запалюванням прийняти  $A_1=1$ ;  $A_2=1$ .

### 1.5 Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

Для побудови зовнішньої швидкісної характеристики поршневого двигуна внутрішнього згорання без обмежувача частоти обертання використовуємо теоретичну формулу [3], що дозволяє за відомими координатами однієї точки швидкісної характеристики ( $N_{\text{emax}}$ ;  $n_N$ ) відтворити всю криву потужності

$$N_e = N_{\text{emax}} \cdot \left[ A_1 \cdot \frac{n_e}{n_N^*} + A_2 \cdot \left(\frac{n_e}{n_N^*}\right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_N^*}\right)^3 \right]. \quad (1.10)$$

Для визначення поточного значення  $n_e$  весь діапазон частоти обертання колінчастого валу двигуна розбиваємо на довільну кількість ділянок. Інтервал між значеннями  $n_e$  розраховуємо за формулою [3]

$$\Delta n_e = \frac{n_N - n_{\text{emin}}}{z_\Delta} = \frac{3550 - 1000}{6} = 425, \quad (1.11)$$

де  $n_{\text{emin}}$  – мінімальне стійке число обертів вала двигуна;

$z_\Delta$  – кількість ділянок на які розбивають весь діапазон числа обертів.

Значення мінімального стійкого числа обертів вала двигуна приймаємо з рекомендованого діапазону для двигунів з іскровим запалюванням 900...1100

об/хв. Приймаємо для розрахунку 1000 об/хв. Результати розрахунку оформлюємо у вигляді таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Результати розрахунків зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

Параметри	значення параметрів							
	$n_{\min}$	$n_{\min}+\Delta$ n	$n_{\min}+2\cdot\Delta$ n	$n_{\min}+3\cdot\Delta$ n	$n_{\min}+4\cdot\Delta$ n	$n_{\min}+5\cdot\Delta$ n	$n_{\min}+6\cdot\Delta$ ,n N	$n_N$
$n_e, \text{об/хв}$	1000	1425	1850	2275	2700	3125	3550	3900
$A_1 \cdot n_e/n_N$ (·	0,282	0,401	0,521	0,641	0,761	0,880	1	1,099
$A_2 \cdot (n_e/n_N)^2$ (·	0,079	0,161	0,272	0,411	0,578	0,775	1	1,207
$A_3 \cdot (n_e/n_N)^3$ (·	0,022	0,065	0,142	0,263	0,440	0,682	1	1,326
$A_1 \cdot n_e/n_N + A_2 \cdot (n_e/n_N)^2 - (n_e/n_N)^3$	0,339	0,498	0,651	0,788	0,899	0,973	1	0,980
$N_e, \text{кВт}$	35,669	52,431	68,578	83,024	94,684	102,476	105,35	103,17
$M_e, \text{Н}\cdot\text{м}$	340,63	351,38	354	348,52	334,90	313,17	283,31	252,624

Визначивши  $N_e$  для прийнятих значень  $n_e$  обчислюємо відповідні величини крутного моменту двигуна  $M_e$ , Н·м

$$M_e = 9550 \cdot \frac{N_e}{n_e} \quad (1.12)$$

За даними наведеними в таблиці 1.2 побудовано зовнішню швидкісну характеристику двигуна  $N_e=f(n_e)$  і  $M_e=f(n_e)$ , графік якої наведено в додатку Б.

З отриманої зовнішньої швидкісної характеристики двигуна визначаємо його коефіцієнти пристосованості:

– за моментом

$$k_M = \frac{M_{e\max}}{M_N} = 1,2456; \quad (1.13)$$

– за обертами

$$k_{\omega} = \frac{n_N}{n_M} = 1,7929. \quad (1.14)$$

Таким чином, в даній частині проведено розрахунки та визначено потужність та крутний момент для кожного значення частоти обертання колінчастого валу, за якими побудовано графік зовнішньої швидкісної характеристики двигуна (наведено в додатку Б).

### 1.6 Визначення передавальних чисел трансмісії

Вибір значення вищого розрахункового передавального числа коробки передач виконуємо на основі аналізу аналогів відповідно до рекомендацій  $u_{kv} = 1$ .

Передавальне число головної передачі  $u_0$  визначаємо за формулою [3]

$$u_0 = 0,377 \cdot \frac{n_{e\max} \cdot r_k}{v_{a\max} \cdot u_{kv}}, \quad (1.15)$$

$$u_0 = 0,377 \cdot \frac{3550 \cdot 0,367}{100 \cdot 1} = 4,92,$$

де  $r_k$  – радіус кочення колеса, м.

Передавальне число першої ступені коробки передач (першої передачі) розраховує для забезпечення трьох умов:

- можливості подолання максимального дорожнього опору з заданим коефіцієнтом опору дороги  $\psi_{\max}$ ;
- можливості маневрування із заданою мінімальною стійкою швидкістю  $v_{\min}$ ;

- відсутності буксування ведучих коліс при подоланні максимального дорожнього опору [3].

Визначаємо передавальне число першої передачі  $u_{1\psi}$  за умови забезпечення можливості подолання максимального дорожнього опору

$$u_{1\psi} = \frac{m_a \cdot g \cdot \psi_{max} \cdot r_d}{M_{emax} \cdot u_0 \cdot \eta_{тр}}, \quad (1.16)$$

$$u_{1\psi} = \frac{8611 \cdot 9,81 \cdot 0,41 \cdot 0,367}{355 \cdot 4,92 \cdot 0,9} = 8,1.$$

Передавальне число першої передачі  $u_{1v}$  – за умови забезпечення можливості маневрування із заданою мінімальною стійкою швидкістю  $v_{min}$ .

$$u_{1v} = 0,377 \cdot \frac{n_{min} \cdot r_k}{v_{min} \cdot u_0} = 0,377 \cdot \frac{1000 \cdot 0,367}{3,5 \cdot 4,92} = 7,04. \quad (1.17)$$

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

$$u_{1\phi} = \frac{G_2 \cdot m_{z2} \cdot \phi_x \cdot r_d}{M_{emax} \cdot u_0 \cdot \eta_{тр}} = \frac{56319 \cdot 1,1 \cdot 0,8 \cdot 0,367}{355 \cdot 4,92 \cdot 0,9} = 11,5, \quad (1.18)$$

де  $m_{z2}$  – коефіцієнт перерозподілу навантаження на задні ведучі колеса при розгоні автомобіля. Приймаємо 1,1

$\phi_x = 0,8$  – коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з опорної поверхнею [3].

Користуючись запропонованою методикою [3], для подальших розрахунків обираємо  $u_I = 8,1$ .

### **Визначення кількості ступенів коробки передач**

Від кількості ступенів коробки передач залежить пристосованість автомобіля

до подолання навантажень та зручність керування ним. Зі збільшенням кількості ступенів тягово-швидкісні властивості покращуються, але ускладнюється керування. Зазвичай кількість ступенів в коробці передач визначають за її діапазоном, який обумовлюється тягово-швидкісними властивостями та статистичними даними.

Діапазон коробки передач  $D_k$  визначаємо як відношення [3]

$$D_k = \frac{u_{k1}}{u_{kv}} = \frac{8,1}{1} = 8,1. \quad (1.19)$$

Статистичні дані, що до кількості ступенів в коробки передач від її діапазону наведені у таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Залежність числа ступенів коробки передач від її діапазону

Параметр	Значення						
Діапазон коробки $D_k$	3,1 – 3,7	5,7 – 8,5	7,9 – 9,35	8 – 11	9,2 – 18,5	13 – 19,4	17 – 24,7
Число ступенів, $n_k$	4	5	6	8	10	16	20

Виходячи з таблиці приймаємо  $n_k=5$

Визначення передавальних чисел ступенів проміжних передач коробки (без додаткового редуктора). Передавальні числа КП, що розподіляються за геометричною прогресією [3]

$$u_{ki} = \sqrt[n_k-1]{u_{k1}^{n_k-i}} \quad (1.20)$$

де  $n_k$  – кількість передач в коробки (за винятком передачі що прискорює та

передачі З.Х.);

$i$  – порядковий номер передачі.

Розраховуємо значення для кожної передачі:

$$u_{к2} = 4,80;$$

$$u_{к3} = 2,85;$$

$$u_{к4} = 1,69;$$

$$u_{к5} = 1.$$

Значення передавального числа передачі заднього ходу визначається з конструктивних міркувань при розробки конструкції коробки передач. Звичайно воно визначається формулою [3]

$$u_{зх} = 0,9 \cdot u_{к1} = 0,9 \cdot 8,1 = 7,29 \quad (1.21)$$

## 2 АНАЛІЗ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЕКТОВАНОГО АВТОМОБІЛЯ

### 2.1 Тягова та динамічна характеристики автомобіля

При розрахунку динамічної характеристики проєктованого транспортного засобу для кожної  $i$ -ої передачі та поточних значень частоти обертання колінчастого валу двигуна визначаємо:

- швидкість автомобіля –  $v_a$ , км/год

$$v_{ai} = 0,377 \cdot \frac{n_e \cdot r_k}{u_{ki} \cdot u_0} = 0,377 \cdot \frac{1000 \cdot 0,367}{8,1 \cdot 4,92} = 3,48, \quad (2.1)$$

- силу тяги на колесах –  $P_k$ , Н

$$P_{ki} = \frac{M_e \cdot u_{ki} \cdot u_0 \cdot \eta_{TP}}{r_d} = \frac{340,6 \cdot 8,1 \cdot 4,92 \cdot 0,9}{0,367} = 33234, \quad (2.2)$$

- силу опору повітря –  $P_b$ , Н

$$P_{bi} = \frac{\kappa_6 \cdot F_a \cdot v_{ai}^2}{3,6^2} = \frac{0,6 \cdot 3,65 \cdot 100^2}{3,6^2} = 2,04, \quad (2.3)$$

- динамічний фактор –  $D$

$$D_i = \frac{P_{ki} - P_{bi}}{m_a \cdot g} = \frac{33234 - 2,04}{8611 \cdot 9,81} = 0,393 \quad (2.4)$$

де  $i$  – індекс що визначає номер передачі в КП.

Результати розрахунку для кожної передачі заносимо в таблицю 2.1. За даними таблиці 2.1 будуємо тягову та динамічну характеристики автомобіля (додаток Б). На графіку тягової характеристики також будуємо залежності  $P_\psi = f(v_a)$  та  $P_\psi + P_b = f(v_a)$ , а на графіку динамічної характеристики – залежність  $\psi = f(v_a)$ .

Таблиця 2.1 – Результати розрахунку тягової та динамічної характеристик автомобіля

Параметри		Значення параметрів							
$n_e$ , об/хв		1000	1425	1850	2275	2700	3125	3550	3900
$M_e$ , Н*М		340,6	351,4	354,0	348,5	334,9	313,2	283,3	252,6
$u_{к1}=8,1$	$v_a$ , км/ГОД	3,5	5,0	6,4	7,9	9,4	10,9	12,3	13,6
	$P_K$ , Н	33234	34282	34539	34003	32674	30554	27641	24647
	$P_B$ , Н	2,0	4,2	7,0	10,6	14,9	20,0	25,8	31,1
	$P_K-P_B$ , Н	33231	34278	34532	33992	32659	30534	27615	24616
	$D$	0,393	0,406	0,409	0,402	0,387	0,361	0,327	0,291
$u_{к2}=4,8$	$v_a$ , км/ГОД	5,9	8,4	10,9	13,3	15,8	18,3	20,8	22,9
	$P_K$ , Н	19699,6	20321,2	20473,2	20155,4	19368,1	18111,1	16384,4	14609,8
	$P_B$ , Н	5,8	11,8	19,9	30,1	42,4	56,8	73,3	88,5
	$P_K-P_B$ , Н	19693,8	20309,4	20453,2	20125,3	19325,7	18054,2	16311,1	14521,3
	$D$	0,233	0,240	0,242	0,238	0,229	0,214	0,193	0,172
$u_{к3}=2,85$	$v_a$ , км/ГОД	9,9	14,1	18,3	22,5	26,7	30,9	35,1	38,6
	$P_K$ , Н	11677,2	12045,7	12135,7	11947,4	11480,7	10735,6	9712,1	8660,1
	$P_B$ , Н	16,6	33,6	56,7	85,7	120,7	161,7	208,6	251,8
	$P_K-P_B$ , Н	11660,6	12012,0	12079,1	11861,7	11360,0	10573,9	9503,4	8408,3
	$D$	0,138	0,142	0,143	0,140	0,134	0,125	0,112	0,100
$u_{к4}=1,697$	$v_a$ , км/ГОД	16,7	23,8	30,9	38,0	45,1	52,2	59,3	65,1
	$P_K$ , Н	6921,8	7140,2	7193,6	7082,0	6805,3	6363,6	5756,9	5133,4
	$P_B$ , Н	47,1	95,7	161,3	243,9	343,5	460,1	593,8	716,7
	$P_K-P_B$ , Н	6874,7	7044,5	7032,4	6838,1	6461,8	5903,5	5163,1	4416,7
	$D$	0,081	0,083	0,083	0,081	0,076	0,070	0,061	0,052
$u_{к5}=1$	$v_a$ , км/ГОД	28,2	40,1	52,1	64,1	76,1	88,0	100,0	109,9
	$P_K$ , Н	4103,0	4232,5	4264,1	4197,9	4033,9	3772,1	3412,5	3042,9
	$P_B$ , Н	134,1	272,3	459,0	694,1	977,6	1309,6	1690,0	2039,7
	$P_K-P_B$ , Н	3968,9	3960,2	3805,1	3503,9	3056,4	2462,6	1722,5	1003,2
	$D$	0,047	0,047	0,045	0,041	0,036	0,029	0,020	0,012
$\psi=f(v_a)$		0,015	0,016	0,016	0,017	0,018	0,019	0,020	0,022
$P_\psi$		1303,3	1340,6	1391,0	1454,5	1531,0	1620,6	1723,3	1817,7
$P_\psi+P_B$		1437,4	1612,9	1850,0	2148,5	2508,6	2930,2	3413,3	3857,4

Поточне значення коефіцієнту опору дороги  $\psi$  на горизонтальній дорозі залежно від швидкості руху автомобіля визначають за формулою [3]

$$\psi = f_0 + 5,4 \cdot 10^{-7} \cdot v_a^2 = 0,015 + 5,4 \cdot 10^{-7} \cdot 28,2^2 = 0,01543 \quad (2.5)$$

де  $v_a$  – поточне значення швидкості руху автомобіля на передачі в КП на якій досягається максимальна швидкість руху автомобіля (значення беремо з відповідних комірок таблиці 2.1).

Поточне значення сили опору дороги  $P_\psi$  при русі з відповідної швидкістю розраховують за формулою [3]

$$P_\psi = m_a \cdot g \cdot \psi = 8611 \cdot 9,81 \cdot 0,01543 = 1303,3. \quad (2.6)$$

Суму сил опору руху  $P_\psi + P_B$  визначаємо на передачі в КП для поточних значень швидкості руху автомобіля, на якій досягається максимальна швидкість.

## 2.2 Баланс потужностей автомобіля

Для кожного поточного значення потужності двигуна  $N_e$  розраховуємо потужність, що підведена до ведучих коліс [3]

$$N_\kappa = N_e \cdot \eta_{тр} = 35,7 \cdot 0,9 = 32,1. \quad (2.7)$$

Значення  $N_\psi$  та  $N_B$  розраховуємо з використанням відповідних значень  $P_\psi$  та  $P_B$  (табл. 2,1) для передачі в КП на якій досягається максимальна швидкість руху автомобіля за формулами [3]

$$N_\psi = \frac{P_\psi \cdot v_a}{3600} = \frac{134,1 \cdot 28,2}{3600} = 1,049. \quad (2.8)$$

$$N_{\psi} = \frac{P_{\psi} \cdot v_a}{3600} = \frac{1303,3 \cdot 28,2}{3600} = 10,2. \quad (2.9)$$

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 Б.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку складових балансу потужностей.

Параметри		Числове значення							
$n_e$ , об/хв		$n_{\min}$	$n_{\min} + \Delta n$	$n_{\min} + 2 * \Delta n$	$n_{\min} + 3 * \Delta n$	$n_{\min} + 4 * \Delta n$	$n_{\min} + 5 * \Delta n$	$n_{\min} + 6 * \Delta n$	$n_N^*$
		1000	1425	1850	2275	2700	3125	3550	3900
$N_e$ , кВт		35,7	52,4	68,6	83,0	94,7	102,5	105,3	103,2
$N_k$ , кВт		32,1	47,2	61,7	74,7	85,2	92,2	94,8	92,8
$v_a$ , км/год	$u_{k1}$	3,5	5,0	6,4	7,9	9,4	10,9	12,3	13,6
	$u_{k2}$	5,9	8,4	10,9	13,3	15,8	18,3	20,8	22,9
	$u_{k3}$	9,9	14,1	18,3	22,5	26,7	30,9	35,1	38,6
	$u_{k4}$	16,7	23,8	30,9	38,0	45,1	52,2	59,3	65,1
	$u_{k5}$	28,2	40,1	52,1	64,1	76,1	88,0	100,0	109,9
$N_{\psi}$ ,кВт		10,2	14,9	20,1	25,9	32,3	39,6	47,9	55,5
$N_B$ ,кВт		1,049	3,036	6,644	12,355	20,653	32,022	46,944	62,243
$N_{\psi} + N_B$ ,кВт		11,2	18,0	26,8	38,2	53,0	71,6	94,8	117,7

### 2.3 Показники розгону автомобіля

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

- прискоренням при розгоні  $j_a$ , м/с<sup>2</sup> ;
- часом розгону  $t_p$ , с;
- шляхом розгону  $S_p$ , м

### 2.3.1 Прискорення автомобіля під час розгону

Оцінку прийомистітї тобто його розгону зручно виконуємо за допомогою графіків прискорення, часу та шляху розгону в функції швидкості руху.

Прискорення  $j_a$  в функції часу визнаємо для відповідних значень динамічного фактору  $D$  з таблиці 2.1 за формулою [3]

$$j_a = \frac{D-f}{\delta_{вр}} \cdot g \quad (2.10)$$

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

Коефіцієнт врахування інерції обертових мас визначаємо для кожної передачі

$$\delta_{вр1} = 1,04 + 0,04 \cdot u_{к1}^2 = 1,04 + 0,04 \cdot 8,1^2 = 3,3642; \quad (2.11)$$

$$\delta_{вр2} = 1,04 + 0,04 \cdot 4,8^2 = 1,9620;$$

$$\delta_{вр3} = 1,04 + 0,04 \cdot 2,85^2 = 1,3639;$$

$$\delta_{вр4} = 1,04 + 0,04 \cdot 1,69^2 = 1,1538;$$

$$\delta_{вр5} = 1,04 + 0,04 \cdot 1^2 = 1,08.$$

Результати розрахунку зведені у таблицю 2.3

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку прискорення автомобіля

Параметри		Числове значення							
1		2	3	4	5	6	7	8	9
$n_e, \text{об/хв}$		$n_{\min}$	$n_{\min} + \Delta n$	$n_{\min} + 2 \cdot \Delta n$	$n_{\min} + 3 \cdot \Delta n$	$n_{\min} + 4 \cdot \Delta n$	$n_{\min} + 5 \cdot \Delta n$	$n_{\min} + 6 \cdot \Delta n$	$n_N^*$
		1000	1425	1850	2275	2700	3125	3550	3900
$u_{к1} = 8,1$	$v_a, \text{км/год}$	3,5	5,0	6,4	7,9	9,4	10,9	12,3	13,6
	$D$	0,393	0,406	0,409	0,402	0,387	0,361	0,327	0,291
$\delta_1 = 3,3642$	$D - \psi$	0,378	0,390	0,392	0,385	0,368	0,342	0,306	0,270
	$j_a, \text{м/с}^2$	1,012	1,044	1,050	1,031	0,987	0,916	0,821	0,723

Продовження таблиці 2.3

1		2	3	4	5	6	7	8	9
$u_{к2}=4,8$	$v_a$ , КМ/ГОД	5,9	8,4	10,9	13,3	15,8	18,3	20,8	22,9
	$D$	0,233	0,240	0,242	0,238	0,229	0,214	0,193	0,172
$\delta_2=1,9620$	$D-\psi$	0,218	0,225	0,226	0,221	0,211	0,195	0,173	0,150
	$j_a$ , М/С <sup>2</sup>	1,088	1,123	1,128	1,105	1,053	0,973	0,863	0,752
$u_{к3}=2,85$	$v_a$ , КМ/ГОД	9,9	14,1	18,3	22,5	26,7	30,9	35,1	38,6
	$D$	0,138	0,142	0,143	0,140	0,134	0,125	0,112	0,100
$\delta_3=1,3639$	$D-\psi$	0,123	0,126	0,127	0,123	0,116	0,106	0,092	0,078
	$j_a$ , М/С <sup>2</sup>	0,882	0,909	0,910	0,886	0,837	0,762	0,662	0,561
$u_{к4}=1,69$	$v_a$ , КМ/ГОД	16,7	23,8	30,9	38,0	45,1	52,2	59,3	65,1
	$D$	0,081	0,083	0,083	0,081	0,076	0,070	0,061	0,052
$\delta_4=1,1538$	$D-\psi$	0,066	0,068	0,067	0,064	0,058	0,051	0,041	0,031
	$j_a$ , М/С <sup>2</sup>	0,561	0,574	0,568	0,542	0,496	0,431	0,346	0,262
$u_{к5}=1$	$v_a$ , КМ/ГОД	28,2	40,1	52,1	64,1	76,1	88,0	100,0	109,9
	$D$	0,047	0,047	0,045	0,041	0,036	0,029	0,020	0,012
$\delta_5=1,08$	$D-\psi$	0,032	0,031	0,029	0,024	0,018	0,010	0,000	-0,01
	$j_a$ , М/С <sup>2</sup>	0,287	0,282	0,260	0,220	0,164	0,091	0,000	-0,09

За даними таблиці 2.3 будемо графік прискорень автомобіля як функції швидкості руху (Додаток Б).

### 2.3.2 Час та шлях розгону автомобіля

Час та шлях розгону автомобіля в функції його швидкості визначаємо за графіком прискорень. При цьому весь процес розгону розбиваємо на інтервали та приймаємо 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 [3]

$$j_{cp} = 0,5 \cdot (j_{п} + j_{к}), \quad (2.12)$$

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

Визначаємо середню швидкість руху автомобіля на ділянці [3]

$$v_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (v_{\text{п}} + v_{\text{к}}), \quad (2.13)$$

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

Час проходження автомобілем кожної ділянки дорівнює [3]

$$\Delta t_z = \frac{v_{\text{к}} - v_{\text{п}}}{3,6 \cdot j_{\text{ср}}}, \quad (2.14)$$

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

Час розгону автомобіля на  $i$ -ій передачі розраховуємо як суму

$$t_i = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \Delta t_k. \quad (2.15)$$

Визначаємо шлях  $\Delta S$ , м, який проїхав автомобіль за  $\Delta t$  при розгоні на кожній ділянці від  $v_{\text{п}}$  до  $v_{\text{к}}$ , м

$$\Delta S = v_{\text{ср}} \cdot \frac{\Delta t}{3,6}. \quad (2.16)$$

Визначаємо шлях, пройдений автомобілем при розгоні на  $i$ -ій передачі

$$S_i = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \Delta S_3 + \Delta S_k. \quad (2.17)$$

Під час перемикання передач в КП до ведучих коліс не підводиться крутний момент і автомобіль рухається накатом. За час перемикання передачі швидкість його руху зменшиться на величину [3]

$$v_n = 3,6 \cdot j_{\pi} \cdot t_{\pi}, \quad (2.18)$$

де  $j_{\pi}$  – прискорення автомобіля при перемиканні передач;

$t_{\pi}$  – час перемикання передач в КП.

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

Прискорення автомобіля при його русі накатом під час перемикання передач визначається за формулою [3]

$$j_{\pi} = \frac{D_{\pi} - f}{\delta_{вр}} \cdot g, \quad (2.19)$$

де  $D_{\pi}$  – динамічний фактор автомобіля при русі накатом;

$f$  – коефіцієнт опору коченню при швидкості під час перемикання передачі;

$\delta_{вр0}=1,04$  – коефіцієнт врахування обертових мас при русі автомобіля накатом.

Динамічний фактор автомобіля при русі накатом визначає відношення [3]

$$D_{\pi} = -\frac{P_{в}}{G_{а}}, \quad (2.20)$$

де  $P_{в}$  – сила опору повітря при швидкості під час перемикання передачі;

$G_{а}$  – вага автомобіля.

Швидкість руху автомобіля при розгоні на другій передачі почнеться зі значення [3]

$$v_{\pi\pi} = v_{а} + v_{\pi}, \quad (2.21)$$

де  $v_{\pi}$  і  $v_{а}$  - швидкості автомобіля після перемикання передачі та перед перемиканням відповідно.

Час розгону автомобіля визначається як сума часу розгону на кожній передачі

та часу, який витрачено на перемикання передач

$$t_p = \tau_1 + t_{п(1-2)} + \tau_2 + t_{п(2-3)} + \dots + \tau_{n_k}. \quad (2.22)$$

Шлях розгону автомобіля визначається як сума шляху розгону на кожній передачі та шляху, який він проїде за час перемикання передач [3]

$$S_p = S_1 + S_{п(1-2)} + S_2 + S_{п(2-3)} + \dots + S_{n_k}. \quad (2.23)$$

де  $S_{п1-2}$ ,  $S_{п2-3}$  – шляхи, які проїде автомобіль за час перемикання передач відповідно з першої на другу, з другої на третю.

Під час кожного перемикання передач в КП автомобіль проїде шлях, м

$$S_{п} = \frac{v_a + 0,5 \cdot v_{п}}{3,6} \cdot t_{п}. \quad (2.24)$$

Частота обертання вала двигуна яка відповідає режиму розгону автомобіля на початку розгону після перемикання передачі визначають за формулою [3]

$$n_e = \frac{v_{пi} + u_{ki} \cdot u_0}{0,377 \cdot r_k}. \quad (2.25)$$

Отримані дані в ході розрахунку заносимо у таблиці 2.4 та 2.5. Будуємо графіки прискорення автомобіля при максимально швидкому розгоні і часу та шляху розгону відповідно (Додаток Б)

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку часу та путі розгону

Параметр		Числові значення								
Перша передача	$v_a$	км/ГОД	3,478	4,956	6,434	7,912	9,390	10,868	12,346	13,563
	$j_a$	м/с <sup>2</sup>	1,012	1,044	1,050	1,031	0,987	0,916	0,821	0,723
	$v_{cp}$	км/ГОД	4,217	5,695	7,173	8,651	10,129	11,607	12,955	
	$j_{cp}$	м/с <sup>2</sup>	1,028	1,047	1,041	1,009	0,951	0,868	0,772	
	$\Delta t_1$	с	0,399	0,392	0,394	0,407	0,432	0,473	0,438	
	$\tau_1$	с	0	0,399	0,792	1,186	1,593	2,025	2,497	2,936
	$\Delta S_i$	м	1,684	2,233	2,830	3,521	4,371	5,487	5,677	
	$S_1$	м	0	1,684	3,917	6,747	10,268	14,639	20,126	25,803
$t_{nc}=0,8$										
Друга передача	$v_a$	км/ГОД				13,558	15,841	18,334	20,828	22,881
	$j_a$	м/с <sup>2</sup>				1,105	1,053	0,973	0,863	0,752
	$v_{cp}$	км/ГОД				14,700	17,088	19,581	21,855	
	$j_{cp}$	м/с <sup>2</sup>				1,079	1,013	0,918	0,808	
	$\Delta t_2$	с				0,588	0,684	0,754	0,706	
	$\tau_2$	с				3,736	4,323	5,007	5,761	6,468
	$\Delta S_i$	м				8,636	11,684	14,774	15,435	
	$S_2$	м				36,652	45,288	56,972	71,746	87,181
$t_{nc}$		0,8								
Третя передача	$v_a$	км/ГОД				22,876	26,724	30,930	35,137	38,601
	$j_a$	м/с <sup>2</sup>				0,886	0,837	0,762	0,662	0,561
	$v_{cp}$	км/ГОД				24,800	28,827	33,034	36,869	
	$j_{cp}$	м/с <sup>2</sup>				0,861	0,800	0,712	0,612	
	$\Delta t_3$	с				1,241	1,461	1,640	1,6	
	$\tau_3$	с				7,268	8,508	9,970	11,610	13,183
	$\Delta S_i$	м				30,767	42,129	54,187	57,994	
	$S_3$	м				105,484	136,251	178,380	232,567	290,56
$t_{nc}$		0,8								
Четверта передача	$v_a$	км/ГОД				38,596	45,083	52,180	59,276	65,120
	$j_a$	м/с <sup>2</sup>				0,542	0,496	0,431	0,346	0,262
	$v_{cp}$	км/ГОД				41,840	48,632	55,728	62,198	
	$j_{cp}$	м/с <sup>2</sup>				0,519	0,464	0,389	0,304	
	$\Delta t_4$	с				3,472	4,252	5,072	5,342	
	$\tau_4$	с				13,983	17,455	21,706	26,779	32,121
	$\Delta S_i$	м				145,266	206,758	282,672	332,262	
	$S_4$	м				321,44	466,71	673,46	956,136	1288,4
$t_{nc}$		0,8								
П'ята передача	$v_a$	км/ГОД	65,114	65,114	65,114	65,114	76,056	88,028	100	109,86
	$j_a$	м/с <sup>2</sup>	-0,188	-0,188	-0,188	-0,188	0,164	0,091	-0,0001	-0,088
	$v_{cp}$	км/ГОД	32,557	65,114	65,114	65,114	70,585	82,042	94,014	104,93
	$j_{cp}$	м/с <sup>2</sup>	-0,094	-0,188	-0,188	-0,188	-0,012	0,127	0,045	-0,044
	$\Delta t_5$	с	0	0	0	-16,149	-274,771	26,129	60,560	
	$\tau_5$	с						-	-	-
	$\Delta S_i$	м	32,921	32,921	32,921	32,921	16,772	257,999	231,870	171,31
	$S_5$	м	0	0	0	-1052	-19395	2144	5693	
$t_{nc}$		0,8								

Таблиця 2.5 – Результати розрахунку параметрів при переключенні передач

Параметри	Значення параметрів			
	1_2	2_3	3_4	4_5
Суміжні передачі				
$D_{II}$	-0,0004	-0,001	-0,003	-0,008
$j_{II}$ , М/с <sup>2</sup>	-0,002	-0,002	-0,002	-0,002
$v_{II}$ , КМ/ГОД	-0,005	-0,005	-0,005	-0,006
$S_{II}$ , М	10,85	18,30	30,88	52,09
$v_{III}$ , КМ/ГОД	13,558	22,876	38,596	65,114
$n_e$ , ОБ/ХВ	2312	2312	2312	2312
$A_1 \cdot n_e / n_N$	0,651	0,651	0,651	0,651
$A_2 \cdot (n_e / n_N)^2$	0,424	0,424	0,424	0,424
$(n_e / n_N)^3$	0,276	0,276	0,276	0,276
$S$	0,799	0,799	0,799	0,799
$N_e$ , кВт	0,799	0,799	0,799	0,799
$M_e$ , Н·М	3,301	3,301	3,301	3,301
$P_{ki}$ , Н	190,91	113,17	67,08	39,76
$P_{Bi}$ , Н	31,07	88,44	251,75	716,53
$D_i$	0,002	0,000	-0,002	-0,008
$j_{III}$ , М/с <sup>2</sup>	-0,07	-0,104	-0,139	-0,188

### 3 РОЗРАХУНОК КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ

#### 3.1 Функціональний розрахунок карданної передачі

Основні параметри визначаються в залежності від максимальної величини крутного моменту  $M$  на ведучому валу карданної передачі. Розрахунок необхідно починати з визначення розміру  $H$ , мм, між торцями хрестовини

$$H = 8,1 \cdot \sqrt[3]{M} = 8,1 \cdot \sqrt[3]{2876} = 115, \quad (3.1)$$

де  $M$  – величина максимально можливого крутного моменту, Н·м.

При розрахунку карданних передач автомобілів з колісною формулою 4x2, а також карданних передач, розташованих між коробкою передач і роздавальною коробкою або прохідним мостом візка, у якості розрахункового крутного моменту  $M$ , Н·м, приймаємо максимальний момент двигуна на нижчій передачі:

$$M = M_{e\max} \cdot u = 355 \cdot 8,1 = 2876, \quad (3.2)$$

де  $u$  – максимальне передавальне співвідношення від двигуна до карданної передачі.

Максимальну частоту обертання карданного валу  $n_k$ , об/хв., визначаємо за виразом [4]

$$n_{\max} = 2,65 \cdot v_{\max} \cdot \frac{u_{B-K}}{r_k} = 2,65 \cdot 100 \cdot \frac{4,92}{0,367} = 3553, \quad (3.3)$$

де  $v_{\max}$  – задана максимальна швидкість руху автомобіля, км/год;

$u_{B-K}$  – передавальне число від карданного валу, який розраховується, до ведучих коліс;

$r_k$  – радіус кочення ведучого колеса.

За розрахунковим моментом обираємо розміри зовнішнього  $D$  і внутрішнього  $d$  діаметрів карданного валу. Для цього використовують дані таблиці 3.1, в якій наведені розміри перетинів труб і значення крутних моментів, відповідні, статистичним рівням напруг крутіння в карданних легкових автомобілів та в таблиці 3.2, в якій вказані основні розміри елементів виконаних карданних передач.

Таблиця 3.1 – Основні розміри елементів карданних передач

Вантажний 3-го класу (4x4)	КП-РК	1842	71	2,1	580	IV
	РК-ЗМ	1656	71	2,1	1086	IV
	РК-ПМ	1262	71	2,1	1062	IV
Вантажний 4-го класу (4x2)	КП-ПО	2960	71	3,0	711	V
	ПО-ЗМ	2960	71	3,0	1425	V
Вантажний 5-го класу (4x2)	КП-ЗМ	3740	82	3,5	1704	VI

Таблиця 3.2 – Основні параметри асинхронних карданних передач

Типорозмір шарніра	Розміри між торцями хрестовини		Діаметр шипа		Розмір між опорними поверхнями вилок				Відстань від осі хрестовини до площини фланця		Діаметр отвору під підшипник		Підшипник		
	$H$ , мм		$d_{ш}$ , мм		$H_1$ , мм		$H_2$ , мм		$B$ , мм		$d_{під}$ , мм		Число голок $z_r$	Діаметр голки $d_r$ , мм	Довжина голки $l$ , мм
	Номинальний розмір	Граничне відхилення	Номинальний розмір	Граничне відхилення	Номинальний розмір	Граничне відхилення	Номинальний розмір	Граничне відхилення	Номинальний розмір	Граничне відхилення	Номинальний розмір	Граничне відхилення			
0	40	-0,1	10	+0,01	46	-0,25			16	±0,034	16	+0,034	-	-	-
I	57,2	-0,05	14,7		44,2	-0,05			36	±0,2	23,8	-0,02	22	2,4	10,0
II	74,2	-0,03	15,2	-0,012	45	-0,04			40	±0,2	28	-0,02	22	2,5	12,5
III	80	-0,07	16,3		60				45	±0,25	30	-0,03	29 20	2,0 3,0	13,8 13,5
IV	90	-0,11	22	-0,014			98		50	±0,25	35		26	3,0	18,0
V	108		25				118		65	±0,25	39		29	3,0	18,1
VI	127	-0,04	33,6				135	+0,04	74	±0,25	50	+0,03	38	3,0	18,0

Розрахунок критичної частоти обертання карданного валу  $n_{кр}$ , об/хв,:

$$n_{кр} = \frac{1,185 \cdot 10^7 \cdot \sqrt{D^2 \cdot d^2}}{L_k^2} = \frac{1,185 \cdot 10^7 \cdot \sqrt{0,077^2 \cdot 0,071^2}}{1,383^2} = 33891, \quad (3.4)$$

де  $D$  і  $d$  – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри карданного вала, см;

$L_k$  – довжина карданного вала, см.

Довжина валу і його поперечний переріз вважаються обраними правильно, якщо:

$$n_{кр} \geq k_3 \cdot n_{кmax} , \quad (3.5)$$

де  $k_3 = 2,1$  – коефіцієнт запасу по критичній частоті обертання карданного вала.

$$n_{кр} = k_3 \cdot n_{кmax} = 2,1 * 3553 = 7460$$

Умовно зосереджена нормальна сила  $P_{ш}$ , Н, що діє в середині голки:

$$P_{ш} = \frac{M}{2 \cdot r \cdot \cos(\gamma)} = \frac{959,89}{2 \cdot 0,0576 \cdot \cos(0,054)} = 8346,8, \quad (3.6)$$

де  $M$  – розрахунковий момент, Н·м;

$r$  – відстань від осі обертання до середини голчастого підшипника, м;

$\gamma$  – кут установки карданного шарніра, град.

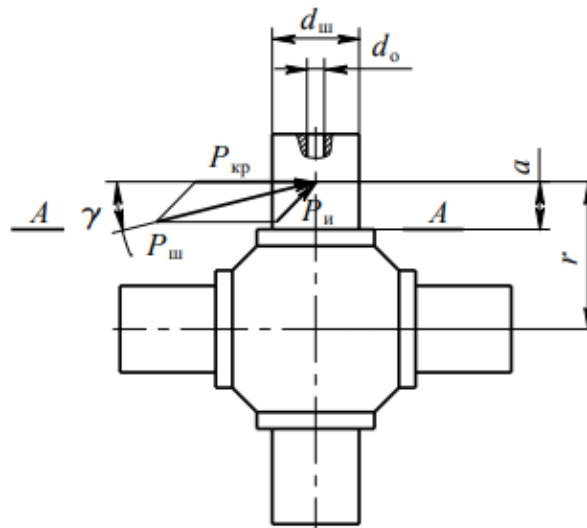


Рисунок 1.4 – Схема сил, що діють на шип хрестовини

### 3.2 Розрахунок деталей карданної передачі на міцність та довговічність

Для того, щоб знайти напругу вигину шипа, треба знайти момент опору вигину  $W_{\sigma}$ , мм<sup>3</sup> [4]

$$W_{\sigma} = \pi \cdot \frac{(d_{ш}^4 - d_o^4)}{32 \cdot d_{ш}} = 3,14 \cdot \frac{(25^4 - 5^4)}{32 \cdot 25} = 1530,75 . \quad (3.7)$$

Напруга вигину шипа  $\sigma_u$ , МПа , в небезпечному перерізі А-А:

$$\sigma_u = \frac{P_{ш} \cdot a}{W_{\sigma}} = \frac{8346,8 \cdot 9,05}{1530,75} = 49,3, \quad (3.8)$$

де  $a$  – плече сили  $P_{ш}$ , мм

Напруга зрізу шипа  $\tau$ , Н/мм<sup>2</sup>, в небезпечному перерізі А-А:

$$\tau = \frac{4 \cdot P_{ш}}{\pi(d_{ш}^2 - d_o^2)} = \frac{4 \cdot 8346,8}{\pi(25^2 - 5^2)} = 17,72, \quad (3.9)$$

де  $d_{ш}$  – діаметр шипа хрестовини, мм;

$d_o$  – діаметр отвору для мащення, мм.

Голчасті підшипники перевіряють за величиною допустимого навантаження  $P$ , Н, [4]

$$P = 7900 \cdot \frac{z_2 \cdot d_2 \cdot l_p}{\sqrt[3]{\frac{n_M}{i_{тр}} \cdot tg(\gamma)}} = 7900 \cdot \frac{29 \cdot 0,3 \cdot 1,63}{\sqrt[3]{\frac{3553}{8,10} \cdot tg(0,054)}} = 39049, \quad (3.10)$$

де  $i_{тр}$  – передавальне число трансмісії від двигуна до розрахункового шарніру;

$n_M$  – частота обертання колінчатого валу при максимальному моменті двигуна, об/хв.

Вилка карданного шарніра розраховується на вигин і на кручення лапи вилки в небезпечному перерізі.

Під дією сили  $P_{ш}$ , прикладеної на плечі  $c$ , напруги вигину, мм,

$$\sigma_u = \frac{P_{ш} \cdot c}{W_{\sigma}} = \frac{8346,8 \cdot 63}{8437,5} = 62,3, \quad (3.11)$$

де  $W_{\sigma}$  – момент опору вигину небезпечного перетину лапи вилки, мм.

Напруга крутіння в небезпечному перерізі Б–Б, що виникає під дією сили  $P_{ш}$ , яка додається на плечі  $b$ , мм:

$$\tau = \frac{P_{ш} \cdot b}{W_{\tau}} = \frac{8346,8 \cdot 14,7}{12099,4} = 10,14, \quad (3.12)$$

Моменти опору  $W_{\sigma}$  і  $W_{\tau}$ , мм<sup>3</sup>, залежать від  $b_{л}$  і  $h_{л}$

$$W_{\sigma} = \frac{b_{л} \cdot h_{л}^2}{6} = \frac{25 \cdot 45^2}{6} = 8437,5 \quad (3.13)$$

$$W_{\tau} = k \cdot b_{л} \cdot h_{л}^2 = 0,239 \cdot 25 \cdot 45^2 = 12099,4 \quad (3.14)$$

Розрахунок шліцьового з'єднання полягає у визначенні напружень в небезпечному перерізі шліцьового накінецьника і шліців на зминання і зносостійкість від розрахункового крутного моменту  $M$ . Напруження кручення визначають за формулою [4]

$$\tau = \frac{1000 \cdot M}{W_{1\tau}} = \frac{1000 \cdot 959,89}{13525,7} = 70,97 \quad (3.15)$$

де  $W_{1\tau} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} = 13525,7$  – момент опору шліцьового накінецьника на кручення в небезпечному перерізі, мм<sup>3</sup>;

$d_1$  – найменший діаметр шліцьового накінецьника, мм.

Розрахунок напружень зминання шліців виконують за формулою [4]

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{M}{S_F \cdot l_{\text{шл}}} = \frac{959,89}{4718 \cdot 80} = 0,002 \quad (3.16)$$

де  $S_F = 0,5 \cdot d_{\text{ср}} \cdot h_{\text{шл}} \cdot z_{\text{шл}} = 0,5 \cdot 59,35 \cdot 5,3 \cdot 30 = 4718$  – питомий сумарний статичний момент площі поверхонь шліцьового з'єднання відносно осі валу, мм<sup>3</sup>/мм;

$d_{\text{ср}}$  – середній діаметр шліцьового з'єднання, мм;

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

$z_{\text{шл}}$  – кількість шліців;

$l_{\text{шл}}$  – робоча довжина шліців, мм.

#### 4 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

Сучасні логістичні вимоги висувають високі стандарти до ефективності перевезення вантажів. Однією з основних проблем вантажних перевезень є оптимізація процесів навантаження та розвантаження. Традиційні методи, що потребують значних фізичних та часових витрат, часто є недосконалими, особливо у випадках перевезення великовагових та великогабаритних вантажів, або таких що мають специфічну форму.

В умовах зростаючої конкуренції у транспортній галузі, автомобілі, оснащені спеціальними конструкціями для полегшення цих процесів, набувають дедалі більшої популярності. Це зумовлено не лише потребою скорочення часу операцій, а й забезпеченням безпеки працівників та вантажу. У цьому контексті особливої актуальності набувають автомобілі, обладнані гідравлічними або відкидними бортами, кранами-маніпуляторами, самоскидними платформами та іншими допоміжними механізмами. Їх використання суттєво знижує витрати на виконання робіт, підвищує продуктивність та дозволяє охопити більш широкий спектр замовлень.

Гідравлічний борт – це спеціальне обладнання (платформа), встановлена на транспортний засіб у задній частинці. Платформа піднімається та опускається за допомогою гідравлічного приводу для можливості завантаження і розвантаження в місцях, де не передбачені рампи або навантажувачі до рівня вантажної платформи [5, 6]. Гідравлічні борти можуть відрізнятися за своєю конструкцією. Так, наприклад, консольний гідроборт може за необхідності перетворюватися на розташований під нахилом трап (рис. 4.1). Подібна конструкція особливо зручна для навантаження худоби та колісної техніки.



Рисунок 4.1 – Транспортний засіб із гідробортом консольного типу [7]

Гідравлічний борт колонного типу оснащується вертикальними кріпленнями до кузова транспортного засобу (рис. 4.2) та має платформу, яка подібно до ліфта піднімається та опускається, а також може фіксуватися на заданій висоті за допомогою стопорів. Перевагами подібної конструкції є висока вантажопідйомність та універсальність. Колонні гідроборти можуть використовуватися для завантаження і розвантаження для будь-яких видів вантажів.



Рисунок 4.2 – Транспортний засіб із гідробортом колонного типу [8]

В свою чергу, касетні гідроборти (рис. 4.3) зазвичай розраховані на навантаження, що не перевищують 300 кг та застосовується переважно у пасажирських та спеціалізованих (автомобілі швидкої допомоги) транспортних засобах для переміщення людей з обмеженими можливостями. Однією з основних переваг касетних гідравлічних бортів є компактність.



Рисунок 4.3 – Приклади встановлення касетного гідроборту [9, 10]

Гідравлічний борт-слайдер поєднує у собі практичність консольного борту та компактність касетного (рис. 4.4). Конструкція являє собою висувну платформу, яка встановлюється під шасі транспортного засобу.



Рисунок 4.4 – Приклади встановлення гідравлічного борта-слайдера [11]

За необхідності транспортування вантажів великих розмірів та специфічної форми, для спрощення процесу навантаження та розвантаження часто застосовуються крани-маніпулятори (рис. 4.5) [12, 13].



Рисунок 4.5 – Транспортний засіб із встановленим краном-маніпулятором [9]

Крани-маніпулятори встановлюється в задній частині рами автомобіля або між кабіною та кузовом. Інколи подібне обладнання не великої вантажопідйомності монтується збоку на кузові. При використанні крана-маніпулятора оператор переміщує вантаж знаходячись безпосередньо біля транспортного засобу або за допомогою дистанційного керування. Для приведення маніпулятора в дію використовуються електричні або гідравлічні приводи. Крани-маніпулятори часто використовуються для роботи з будівельними матеріалами, контейнерами та іншими вантажами значної маси.

Універсальним засобом для спрощення навантажувально-розвантажувальних робіт є відкидні борти вантажної платформи (рис. 4.6). В процесі транспортування борти допомагають утримувати вантаж в межах кузова, а під час здійснення навантажувально-розвантажувальних робіт можуть відкриватися для забезпечення легкого доступу. Вантажні платформи, залежно від

призначення, можуть мати борти, які відкриваються повністю або окремими секціями.



Рисунок 4.6 – Вантажна платформа із відкидними бортами [9]

Для транспортування сипучих вантажів широке розповсюдження отримали самоскидні платформи (рис. 4.7). Вони забезпечують автоматичне вивантаження сипучих вантажів, таких як пісок, гравій або ґрунт. Автомобілі-самоскиди є незамінними для сільського господарства та сфери будівництва. При цьому існують самоскиди із різним типом розвантаження: заднім, бічним та тристороннім.



Рисунок 4.7 – Самоскид із можливістю розвантаження назад [9]

Підбиваючи підсумки ще раз виокремимо переваги вантажних автомобілів з додатковим обладнанням для спрощення навантажувально-розвантажувальних робіт:

- зниження витрат. Використання гідравлічних бортів, кранів-маніпуляторів та інших механізмів зменшує потребу в додаткових працівниках, що виконують завантажувальні чи розвантажувальні роботи;

- економія часу. Процеси виконуються швидше, що дозволяє обслуговувати більше замовлень у коротший проміжок часу;

- безпека працівників. Зменшується ризик травматизму завдяки автоматизації навантажувальних і розвантажувальних робіт;

- універсалізація транспортних засобів. Автомобілі оснащені додатковим обладнанням можуть виконувати завдання в різних умовах і для різних типів вантажів, зокрема великогабаритних, великовагових або нестандартних;

- підвищення точності робіт. Автоматизовані механізми забезпечують більшу точність під час роботи з вантажем, що знижує ризик його пошкоджень.

Отже можемо із впевненістю говорити, що транспортні засоби, обладнані спеціальними засобами для полегшення навантажувальних і розвантажувальних робіт, є важливим елементом сучасної логістики. Їхнє впровадження дозволяє оптимізувати роботу компаній, знижувати витрати та підвищувати продуктивність.

## 5 РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИГОТОВЛЕННЯ ВИЛКИ ШЛІЦЬОВОЇ

### 5.1 Призначення деталі

Шліцьова вилка карданної передачі призначена для забезпечення з'єднання і передачі крутного моменту до валу карданної передачі. Вона дозволяє передавати крутний момент завдяки шліцьовому з'єднанню, яке забезпечує надійне і гнучке з'єднання.

Матеріал: сталь 45Л

Сталь 45Л – лита вуглецева конструкційна сталь підвищеної міцності.

Хімічний склад сталі наведений у таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Хімічний склад сталі, %

	Хімічні елементи							
	C	Mn	Si	S	P	Cr	Ni	Cu
						Окремо не більше		
Вміст	0,4-0,5	0,3-0,9	0,2-0,4	0,045-0,06	0,04-0,08	0,3		

### 5.2 Розробка технологічного процесу

Шліцьова вилка виготовляється зі сталі 45Л методом лиття в кокіль та механічною обробкою:

- Токарно-гвинторізним станком 1К62;
- Вертикально-свердильним станком 2Н150;
- Відрізним станком НЗ122;
- Шліцефрезерним станком 5К328

Технологічний процес виготовлення деталі представлений в табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Технологічний процес виготовлення шліцьової вилки

005	Заготівельна Обрізка литникових систем	Відрізний верстат Н3122	Відрізний круг Ø200x2мм
010	Токарна Торцювання обох торців	Токарно-гвинторізний верстат 1К62	Трикулачковий патрон 3204 d 315 мм DIN 55027, різець підрізний T5K10 DIN 4981, штангенциркуль ШЦ-125 DIN 862
015	Свердлильна Попереднє свердлення Ø45	Вертикально-свердлильний верстат 2Н150	Трикулачковий патрон 3204 d 315 мм DIN 55027, свердло Ø45 мм HSS DIN 338
020	Розточна Розточувати до Ø47	Вертикально-свердлильний верстат 2Н150	Трикулачковий патрон 3204 d 315 мм DIN 55027, розточувальна головка
025	Токарна Чорнове обточування Ø62	Токарно-гвинторізний верстат 1К62	Трикулачковий патрон різець прохідний T15K10 DIN 4972
030	Токарна Чистове обточування Ø62 на 90мм	Токарно-гвинторізний верстат 1К62	Трикулачковий патрон 3204 d 315 мм DIN 55027, різець прохідний T15K10 DIN 4972, штангенциркуль ШЦ-125 DIN 862
035	Токарна Обточувати Ø56	Токарно-гвинторізний верстат 1К62	Трикулачковий патрон різець прохідний відігнутий T15K10 DIN 4972
040	Токарна Обточувати канавку Ø49	Токарно-гвинторізний верстат 1К62	Трикулачковий патрон 3204 d 315 мм DIN 55027, різець прохідний відігнутий T15K10 DIN 4972

## Продовження таблиці 5.2

045	Токарна Точити фаску 5x45°	Токарно-гвинторізний верстат 1К62	Трикулачковий патрон 3204 d 315 мм DIN 55027, різець прохідний T15K10 DIN 4972
050	Фрезерна Обробка радіусів R6,R8,R15,R25	Фрезерний верстат 6P12	Трикулачковий патрон 3204 d 315 мм DIN 55027, різець прохідний T15K10 DIN 4972
055	Свердлильна Нарізання фаски на отворі $\varnothing 47$ 3x45°	Вертикально-свердлильний верстат 2Н150	Трикулачковий патрон 3204 d 315 мм DIN 55027,зенкер $\varnothing 50 \times 90^\circ$
060	Свердлильна Свердління отвору $\varnothing 12$ (2 шт.)	Вертикально-свердлильний верстат 2Н150	Трикулачковий патрон 3204 d 315 мм DIN 55027, свердло $\varnothing 12$ мм HSS DIN 338
065	Свердлильна Свердління отвору $\varnothing 6,8$ (4 шт.)	Вертикально-свердлильний верстат 2Н150	Трикулачковий патрон 3204 d 315 мм DIN 55027, свердло $\varnothing 6,8$ мм HSS DIN 338
070	Свердлильна Нарізання різьби M8x1,25 мігчиком	Вертикально-свердлильний верстат 2Н150	Трикулачковий патрон 3204 d 315 мм DIN 55027,мігчик M8x1,25
075	Розточна Розточувати отвір $\varnothing 39$	Вертикально-свердлильний верстат 2Н150	Трикулачковий патрон 3204 d 315 мм DIN55027,розточувальна головка з різцем $\varnothing 39$
080	Свердлильна Нарізання фасок 0,5x45°	Вертикально-свердлильний верстат 2Н150	Трикулачковий патрон , зенкер $\varnothing 42 \times 90^\circ$
085	Шліцефрезерна Прорізання шліців (30 шліців, $\varnothing 62$ ,модуль 2)	Шліцефрезерний верстат 5К328	Трикулачковий патрон,дискова модульна фреза M2,680 мм,матеріал P6M5
090	Термічна Термічна обробка	Термічна піч СНО-610/12	
095	Контрольна Контрольне вимірювання	Стіл ВТК	Штангенциркуль,калібр-пробка,зразки шорсткості

### 5.3 Розрахунок режимів різання операцій

Токарна операція 030 : точити до діаметра 62 мм на довжині 90 мм.

Токарно-гвинторізний верстат 1К62

$D = 63$  мм – діаметр до обробки;

$L = 90$  мм – довжина обробки;

$t = 0,5$  мм – глибина різання;

$S = 0,25$  мм/об – подача;

$T = 50$  хв – стійкість інструменту;

$C_v = 350$  – поправочний коефіцієнт;

$x = 0,20$  – показник ступеня;

$y = 0,10$  – показник ступеня;

$m = 0,20$  – показник ступеня;

$K_2 = 1$  – коефіцієнт, що враховує матеріал інструменту;

$K_{nv} = 0,8$  – коефіцієнт, що враховує стан поверхні заготовки;

$K_{uv} = 1$  – коефіцієнт, що враховує якість матеріалу інструменту;

$n_v = 1$  – показник ступеня;

$\sigma_s = 560$  МПа – границя міцності;

$e = 3$  мм – величина врізання і перебігу інструменту;

$i = 1$  – кількість проходів.

Швидкість різання, м/хв [14]

$$V = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K_v = \frac{350}{50^{0,2} \cdot 0,5^{0,2} \cdot 0,25^{0,1}} \cdot 1 = 226,3 \quad (5.1)$$

де  $K_v$  – коефіцієнт, що враховує фактичні умови різання.

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv} = 1,34 \cdot 0,8 \cdot 1 = 1,07 \quad (5.2)$$

де  $K_{mv}$  – коефіцієнт, що враховує якість матеріалу, що обробляється.

$$K_{mv} = K_2 \cdot \left(\frac{750}{\sigma_6}\right)^{n_v} = 1 \cdot \left(\frac{750}{560}\right)^1 = 1,34. \quad (5.3)$$

Частота обертання , об/хв. [14]

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 226,3}{3,14 \cdot 63} = 1144 \quad (5.4)$$

Найближчі стандартні оберти станка 1000 об/хв та 1250 об/хв. Для чистового точіння краще обрати  $n_\phi = 1000$  об/хв.

Розрахуємо фактичну швидкість різання, м/хв. [14]

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D \cdot n_\phi}{1000} = \frac{3,14 \cdot 63 \cdot 1000}{1000} = 197,8 \quad (5.5)$$

Розрахуємо головну складову сили різання, Н

$$P_z = t^{x_{P_z}} \cdot S^{y_{P_z}} \cdot V_\phi^{n_{P_z}} \cdot K_p \cdot C_{P_z} \quad (5.6)$$

$$P_z = 0,5^1 \cdot 0,25^{0,75} \cdot 197,8^{-0,15} \cdot 0,91 \cdot 300 = 22$$

де  $K_p$  – загальний поправочний коефіцієнт. [14]

Приймаємо:  $C_{P_z} = 300$ ;  $x_{P_z} = 1$ ;  $y_{P_z} = 0,75$ ;  $n_{P_z} = -0,15$

Загальний поправочний коефіцієнт

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{\phi p} \cdot K_{yp} \cdot K_{\lambda p} = 0,94 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,97 = 0,91 \quad (5.7)$$

Приймаємо:  $K_{\phi p} = 1$ ;  $K_{yp} = 1$ ;  $K_{\lambda p} = 0,94$ ;  $K_{mp} = 0,97$ .

Знаходимо потужність, необхідну для різання  $N_p$ , кВт:

$$N_p = \frac{P_z \cdot V_\phi}{1020 \cdot 60} = \frac{22 \cdot 197,8}{1020 \cdot 60} = 0,071. \quad (5.8)$$

Для виконання операції необхідно, щоб  $N_{ш} \geq N_p$ .

де  $N_{ш}$  – потужність на шпинделі станка.

Потужність на шпинделі станка  $N_{ш}$ , кВт: [14]

$$N_{ш} = \eta \cdot N_\delta = 0,75 \cdot 7,5 = 5,63 \quad (5.9)$$

де  $N_\delta = 7,5$  кВт – потужність двигуна станка;

$\eta = 0,75$  – ККД станка.

Тоді  $5,63 \geq 0,071$  – операція можлива.

Свердлильна операція 060 свердління отвору діаметром 12

Вертикально-свердлильний верстат 2Н135

Приймаємо свердло  $\emptyset 12$  Р6М5

$D = 12$  мм – діаметр свердла;

$S = 0,33$  мм/об – подача;

$T = 45$  хв – стійкість інструменту;

$C_v = 9,8$  – поправочний коефіцієнт;

$q = 0,4$  – показник ступеня;

$y = 0,5$  – показник ступеня;

$m = 0,2$  – показник ступеня;

$K_{nv} = 0,8$  – коефіцієнт, що враховує стан поверхні заготовки;

$K_{uv} = 0,65$  – коефіцієнт, що враховує якість матеріалу інструменту;

$\sigma_s = 560$  МПа – границя міцності;

Швидкість свердління розраховуємо за формулою, м/хв [14]

$$V = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot S_0^y} \cdot K_v = \frac{9,8 \cdot 12^{0,4}}{45^{0,2} \cdot 0,33^{0,5}} \cdot 0,7 \quad (5.10)$$

Загальний поправочний коефіцієнт

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv} = 1,34 \cdot 0,8 \cdot 0,65 = 0,7 \quad (5.11)$$

Приймаємо:  $K_{mv} = 0,8$ ,  $K_{uv} = 0,65$ .

Коефіцієнт, що враховує якість оброблюваного матеріалу [14]

$$K_{mv} = \frac{750}{\sigma_s} = \frac{750}{560} = 1,34 \quad (5.12)$$

Частота обертання шпинделя об/хв.

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D_3} = \frac{1000 \cdot 15}{3,14 \cdot 12} = 398 \quad (5.13)$$

Коригуємо частоту обертання шпинделя за паспортними даними станку 2Н150. Приймаємо:  $n_{ш} = 400$  об/хв

Дійсна швидкість різання м/с [14]

$$V_d = \frac{\pi \cdot D_3 \cdot n_{ш}}{1000} = \frac{3,14 \cdot 12 \cdot 400}{1000} = 15,07 \quad (5.14)$$

Розрахуємо головну складову сили свердління, Н

$$P_o = 10 \cdot C_p \cdot D^q \cdot S_0^y \cdot K_p \quad (5.15)$$

$$P_o = 10 \cdot 68 \cdot 12^1 \cdot 0,33^{0,7} \cdot 0,97 = 3643$$

Приймаємо:  $C_p = 68$ ;  $K_p = 0,97$ ;  $q = 1$ ;  $y = 0,7$ .

Крутний момент, що виникає під час свердління, Нм



$$M = 10 \cdot C_M \cdot D^q \cdot S_0^y \cdot K_p \quad (5.16)$$

$$M = 10 \cdot 0,0345 \cdot 12 \cdot 0,33^{0,8} \cdot 0,97 = 19,85$$

Приймаємо:  $C_M = 0,0345$ ;  $K_p = K_{mp} = 0,97$ ;  $q = 2$ ;  $y = 0,8$ .

Потужність, необхідна для свердління, кВт [14]

$$N_p = \frac{M \cdot n_{ш}}{9750} = \frac{19,85 \cdot 400}{9750} = 0,81 \quad (5.17)$$

Для виконання операції необхідно, щоб  $N_{ш} \geq N_p$ .

де  $N_{ш}$  – потужність на шпинделі станка.

Потужність на шпинделі станка  $N_{ш}$ , кВт:

$$N_{ш} = \eta \cdot N_d = 0,75 \cdot 11 = 8,25 \quad (5.18)$$

де  $N_d = 11$  кВт – потужність двигуна станка;

$\eta = 0,75$  – ККД станка.

Тоді  $8,25 \geq 0,81$  – операція можлива.

5.4 Основний час на токарну та свердлильну операцію.

Основний час на токарну обробку, хв

$$T_0 = \frac{L+e}{s \cdot n_{\phi}} \cdot i = \frac{90+1}{0,25 \cdot 1000} \cdot 1 = 0,372 \quad (5.19)$$

де  $i = 1$  – кількість робочих ходів;

$L$  – загальна довжина різання, мм.

Основний час на свердління, хв [14]

$$T_0 = \frac{L \cdot i}{n_{\text{ш}} \cdot S} = \frac{4 \cdot 2}{400 \cdot 0,33} = 0,061 \quad (5.20)$$

де  $i = 2$  – кількість отворів.

$L = 4$  мм загальна довжина обробки

### 5.5 Загальний час на розраховані операції, хв [14]

$$T_{\text{шт}} = t_0 + t_{\text{в}} + t_{\text{п}} + t_{\text{орг}} = 0,433 + 5,7 + 0,15 + 0,25 = 6,53, \quad (5.21)$$

де  $t_{\text{в}} = 5,7$  хв – допоміжний час;

$t_{\text{п}}$  – час перерв, хв;

$t_{\text{орг}}$  – організаційно-підготовчий час, хв.

$$t_0 = \sum T_0 = 0,433, \quad (5.22)$$

$$t_{\text{п}} = (t_0 + t_{\text{в}}) \cdot 0,025 = (0,433 + 5,7) \cdot 0,025 = 0,15, \quad (5.23)$$

$$t_{\text{орг}} = (t_0 + t_{\text{в}}) \cdot 0,04 = (0,433 + 5,7) \cdot 0,04 = 0,25, \quad (5.24)$$

## 6 ОХОРОНА ПРАЦІ

### 6.1 Аналіз нормативних документів

Охорона праці при виробництві вантажного автомобіля виконується відповідно до основних законодавчих актів про охорону праці. При виконанні даного розділу були застосовані наступні нормативно-правові документи :

1. Конституція України. Основний закон; [22]
2. Закон України «Правил охорони праці на автомобільному транспорті»; [16]
3. Закон України «Основи законодавства України про охорону здоров'я»; [19]
4. Закон України «Правил пожежної безпеки в Україні»; [17]
5. Кодекс Цивільного захисту України; [18]
6. Кодекс законів про працю України; [20]
7. Технічний регламент безпеки машин. [21]

### 6.2 Охорона праці під час виробництва, експлуатації та ремонту транспортних засобів

Виробництво, експлуатація та ремонт вантажних транспортних засобів пов'язані з підвищеним ризиком впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Саме тому дотримання вимог охорони праці на всіх етапах є обов'язковою умовою для будь-якого підприємства, яке здійснює відповідну діяльність.

#### 6.2.1 Основні небезпечні фактори при виробництві

На підприємствах із виробництва вантажних транспортних засобів працівники можуть піддаватися впливу таких факторів:

- рухомі частини обладнання (верстати, конвеєри, підйомники);
- електричний струм під час роботи з електрообладнанням;
- підвищена температура, відкритий вогонь, іскри (зварювальні роботи) ;
- випаровування та пил (від лакофарбових матеріалів, мастильних речовин, металів)
- підвищений рівень шуму та вібрації
- падіння предметів з висоти, робота на висоті

Для запобігання впливу таких факторів на кожній ділянці виробництва повинні бути передбачені заходи: навчання та інструктаж, контроль стану обладнання, правильна організація робочих місць, використання засобів індивідуального захисту.

При зварювальних роботах працівники зобов'язані користуватися захисними масками, рукавицями, спецодягом із вогнестійких матеріалів. Перед початком роботи повинна перевірятись справність електрообладнання.

При фарбувальних роботах персонал забезпечується протигазами або респіраторами. Роботи виконуються у фарбувальних камерах з примусовою витяжною вентиляцією.

Робота з підйомним обладнанням виконується лише працівниками з відповідною підготовкою. Забороняється перебування працівників під піднятим вантажем.

### 6.2.2 Пожежна безпека

Основними нормативними документом у сфері пожежної безпеки є “Правила пожежної безпеки в Україні”[17]. Виконання положень даного документу є обов'язковими для всіх підприємств установ та організацій.

Наказом по підприємству повинен бути встановлений протипожежний режим. Для запобігання пожежі та ефективних дій у разі її виникнення чітко повинні бути визначені:

- місця паління;

- місця застосування відкритого вогню;
- порядок проведення тимчасових пожежонебезпечних робіт
- місця зберігання та допустима кількість сировини;
- порядок прибирання горючого пилю й відходів;
- зберігання промасленого спецодягу та шмаття;
- порядок огляду приміщень після закінчення робочої зміни;
- дії працівників у разі виявлення пожежі;
- порядок оповіщення працівників про пожежу.

Працівники підприємства зобов'язані:

- не уникати вивчення заходів пожежної безпеки та проходити протипожежні інструктажі;

- дотримуватися встановленого протипожежного режиму на підприємстві.

Дії працівників у разі виникнення пожежі:

- негайно повідомити про це телефоном пожежну охорону;
- вжити заходи до евакуації людей, гасіння пожежі;
- повідомити про пожежу керівника чи компетентну посадову особу;
- у разі необхідності викликати аварійно-рятувальну служби.

Пожежна безпека на транспорті є особливо актуальним питанням, якому з кожним роком приділяється все більше уваги. Пожежі на автомобільному транспорті можуть бути спричинені не лише технічною несправністю, а і порушенням правил експлуатації (порушення періодичності технічного обслуговування, перевищення допустимого навантаження).

Головна відмінність пожежі на транспорті, у порівнянні зі звичайною побутовою пожежею, – потік повітря, спричинений рухом транспортного, що сприяє додатковому насиченню киснем місця виникнення вогню та, як наслідок, швидкому його розповсюдженню.

Конструкція сучасного вантажного автомобіля включає велику кількість деталей з пластику та інших матеріалів, які за своїм складом є легкозаймистими. При цьому загасити пожежу за допомогою автомобільного вогнегасника не завжди видається можливим оскільки об'єм діючої речовини вогнегасника

обмежений, а місце виникнення пожежі може знаходитися у важкодоступному місці.

Серед основних причин виникнення пожежі на автомобільному транспорті потрібно відзначити:

- потрапляння пального на поверхні, що мають високі робочі температури (випускні колектори, глушники, опалювачі) в результаті порушення герметизації комунікацій;

- займання палива в результаті виникнення іскри при ударі металевих деталей (при пошкодженні кузова автомобіля в момент аварії);

- займання палива від іскри розряду статичної електрики;

- займання конструктивних матеріалів і палива в результаті несправності електрообладнання (коротке замикання, порушені контакти);

- займання конструктивних матеріалів і палива від дії відкритого вогню (зварювальні роботи, розігрів вузлів автомобіля в зимовий період, куріння);

- використання ламп завищеної потужності.

Водій зобов'язаний знати і дотримуватися правил експлуатації автомобіля. Не допускається куріння в автомобілі. При перевезенні легкозаймистих і вибухових речовин глушник повинен бути виведений на передню частину автомобіля та обладнаний іскрогасником.

У разі виникнення пожежі водій повинен:

- вимкнути запалення та зупинити транспортний засіб;

- у разі виникнення пожежі у підкапотному просторі гасіння необхідно починати одночасно з відкриттям капота, оскільки інтенсивність горіння при його відкриванні посилюється;

- гасити вогонь необхідно з навітряної сторони. Струмінь із вогнегасника потрібно направляти на палаючу поверхню, а не на полум'я. При гасінні витікаючого палива необхідно подавати заряд знизу вгору.

В залежності від призначення транспортного засобу встановлюється кількість, тип та місця розміщення вогнегасників. Вогнегасники, якими

забезпечують транспортні засоби, повинні бути сертифікованими в Україні відповідно до вимог законодавства.

Найбільш поширеними у автомобільній галузі є порошкові та вуглекислотні вогнегасники. Порошкові вогнегасники гасять полум'я за допомогою порошку, який скеровують на місце займання, внаслідок чого перекривається доступ кисню. Дія вуглекислотних полягає в тому, що з них подають під високим тиском вуглекислоту, яка зменшує концентрацію кисню біля осередку вогню.

### 6.2.3 Мікроклімат у виробничих приміщеннях

Сукупність параметрів повітря на робочому місці працівника, що постійно діють на людину у процесі праці називаються мікрокліматом виробничих приміщень.

Робоче місце працівника – зона постійного або тимчасового знаходження людини у процесі праці.

Основними показниками мікроклімату є:

- температура повітря;
- відносна вологість повітря;
- швидкість руху повітря.

Істотні коливання перерахованих параметрів мікроклімату можуть негативно позначитися на стані здоров'я працівника, привести до порушення терморегуляції організму (здатність організму утримувати постійну температуру), що приводить до порушення системи кровообігу, загальної слабкості.

Відповідно до вимог здійснюється нормування параметрів мікроклімату. Стандарт встановлює оптимальні (найбільш сприятливі, комфортні) та допустимі (допускають напругу реакції терморегуляції організму у межах її пристосування без шкоди для здоров'я) параметри мікроклімату.

Нормування мікроклімату залежить від наступних факторів:

- період року;
- вид робочого місця;

– категорія важкості робіт, в залежності від фізичного навантаження.

Приміщення для технічного обслуговування, діагностування, поточного ремонту і збереження автомобілів обладнають примусовою витяжкою, а канали, траншеї – примусовою вентиляцією, вони не повинні захаращуватися сторонніми предметами.

Температура в теплий період року не повинна перевищувати: при легких роботах – 22...25 °С, роботах середньої тяжкості – 20...23 °С, важких – 18...21 °С; у холодний і перехідний періоди року: при легких роботах – 20...23 °С, роботах середньої тяжкості – 17...20 °С, важких – 16...18 °С.

Швидкість руху повітря в теплий період року: при легких роботах не більше 0,2 м/с, роботах середньої тяжкості – 0,3...0,4 м/с, важких роботах – 0,5 м/с; у холодний і перехідний періоди року: при легких роботах не більш 0,2 м/с, роботах середньої тяжкості – 0,2...0,3 м/с, важких – 0,3 м/с.

Відповідно до вимог СНіП II-93-74 розрахункова температура повітря в приміщеннях для збереження автомобілів складає 5 °С, у приміщеннях для технічного обслуговування, діагностування і поточного ремонту автомобілів – 16 °С.

В опалювальних виробничих приміщеннях, а також у приміщеннях зі значними тепловиділенням, де площа підлоги на кожного працюючого складає від 50 до 100 м<sup>2</sup>, у холодний і перехідний періоди року допускається зниження температури повітря поза постійними робочими місцями: до 12 °С – при легких роботах, 10 °С – при роботах середньої ваги і до 8 °С – важких роботах. На робочих місцях при будь-яких умовах необхідно підтримувати нормовані умови праці в холодний і перехідний періоди року.

#### 6.2.4 Шум і вібрація

Шкідливий вплив на організм людини мають шум і вібрація. Шум – комплекс звуків, що викликає неприємне відчуття або хворобливі реакції. Шум

високого і середнього рівня приводить до швидкої стомлюваності працюючого і зниження його працездатності.

У якості приблизної характеристики постійного широкополосного шуму на робочих місцях допускається приймати рівень звуку, вимірюваний на тимчасовій характеристиці "повільно" шумоміра.

Рівень шуму в 20-30 децибел (дБ) є нешкідливим для людини і відповідає природному шумовому фону, без якого неможливе людське життя. Допустимий рівень еквівалентного звуку на постійних робочих місцях у виробничих приміщеннях, на робочому місці водія й обслуговуючого персоналу не повинен перевищувати 60 дБ. Забороняється навіть короточасне перебування людей у зонах з рівнем звукового тиску понад 135 дБ.

Вплив шуму на організм людини залежить від віку, тривалості дії, характеру, слухової чутливості. Шум заважає нормальному відпочинку, викликає захворювання органів слуху, сприяє збільшенню числа інших захворювань, гнітюче діє на психіку і нервову систему людини.

Основними заходами боротьби з шумом є:

- поліпшення якості виготовлення і монтажу обладнання;
- укриття джерел шуму;
- вивід працюючих людей зі сфери шуму;
- застосування індивідуальних захисних засобів.

Вібрація – незначні механічні коливання, що виникають у тілах під впливом змінних сил. Основними характеристиками вібрації є частота коливань, швидкість коливань і амплітуда зсуву. Рівень вібрацій, як і шуму, вимірюється в логарифмічних одиницях – децибелах.

### 6.3 Розрахунок повітрообміну

Визначимо повітрообмін, необхідний для розчинення окислу вуглецю і азоту при виїзді із зони зберігання транспортного засобу категорії N2.

Кількість окислу вуглецю і азоту, що виділяється за 1 годину роботи чотирьохтактного бензинового двигуна визначається по формулі, кг/год:

$$W_{CO} = 15 \cdot B \cdot \frac{P}{100} = 15 \cdot 12 \cdot \frac{0,05}{100} = 0,09, \quad (6.1)$$

$$W_{NO} = 15 \cdot B \cdot \frac{P}{100} = 15 \cdot 12 \cdot \frac{0,01}{100} = 0,018, \quad (6.2)$$

де  $B$  – споживання бензину, кг/год;

$P$  – вміст шкідливих речовин у відпрацьованих газах, %.

Вміст окислу вуглецю  $P_{CO} = 0,05\%$ , окислу азоту  $P_{NO} = 0,01\%$ .

Гранично допустимі норми концентрації шкідливих речовин з  $CH_2$  45 – 71 мг/м<sup>3</sup>, для зон зберігання автомобілів:

– окислу вуглецю 200 мг/м<sup>3</sup>;

– окислу азоту 5 мг/м<sup>3</sup>.

Об'єм повітря для розчинення окислу вуглецю і азоту при виїзді автомобіля із зони зберігання визначається по формулі:

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot K} \cdot W \cdot t \cdot n, \quad (6.3)$$

де  $L$  – об'єм повітря, необхідний для розчинення окислу азоту і вуглецю відповідно  $L_{NO}$  та  $L_{CO}$ , м<sup>3</sup>/год;

$K$  – гранично допустима концентрація  $K_{CO}$  та  $K_{NO}$ , мг/м<sup>3</sup>;

$t = 10$  – середня тривалість роботи автомобіля в зоні зберігання, хв;

$n = 1$  – число працюючих протягом години автомобілів, од.

Підставивши значення у формулу отримаємо, м<sup>3</sup>/год:

$$L_{CO} = \frac{10^6}{60 \cdot 200} \cdot 0,09 \cdot 10 \cdot 1 = 75,$$

$$L_{NO} = \frac{10^6}{60 \cdot 5} \cdot 0,018 \cdot 10 \cdot 1 = 600.$$

Об'єм повітря необхідний для розчинення окислу вуглецю і азоту визначається за формулою:

$$\Sigma L = L_{CO} + L_{NO} = 75 + 600 = 675. \quad (6.4)$$

Розрахунковий об'єм повітря, який необхідний для розчинення окислу вуглецю і азоту у місці зберігання транспортного засобу категорії N2, становить 675 м<sup>3</sup>/год.

## 7 РОЗРАХУНОК ВАРТОСТІ РОЗРОБКИ КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ

### 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 [24].

Тривалість проектування карданної передачі не перевищує 2 місяці.

У розробці приймає участь одна особа з кваліфікацією інженера конструктора і щомісячним окладом 29175 грн ( $29175/24/8=152$  грн/год.) Рівень заробітної плати в Україні для робітника даної кваліфікації взято за даними відкритих джерел [18]. 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. Поправочний коефіцієнт в залежності від фактичного формату  $k_1 = 1$ .

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

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

- коефіцієнт трудомісткості робіт для складального кресленика  $k_3 = 1$ ;
- для тривимірної комп'ютерної моделі деталі і складальної одиниці, дорівнює  $k_4 = 1$ ;
- для креслеників теоретичного, габаритного та монтажного дорівнює  $k_5 = 1$ ;
- для підготовки, проведення та оформлення технічних, техніко-економічних і кошторисних розрахунків, дорівнює  $k_6 = 1$ ;

– для розробки пояснювальної записки на всіх стадіях розробки КД і інших текстових документів, дорівнює  $k_7 = 1$ .

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
Робоча документація	1
Ескізний проект	1,2

## 7.2 Норми часу

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

## 7.3 Вартість розробки ТД

Розрахунок вартості розробки ТД приведено у таблиці 7.2

Таблиця 7.2 – Розрахунок вартості розробки ТД

№	Статті затрат	Сума, грн.	Примітки
1	Розхідні матеріали (прямий розрахунок)	2200	Папір, диски, картриджі и т.п.
2	Основна заробітна платня (сумарна трудомісткість робіт, помножена на годинну ставку)	59100,6	Розробка ТД, нормо. та технічний контроль
3	Додаткова заробітна платня (0,0833 від основної зарплати)	4923,1	Оплата відпустки
4	Знос технічних засобів (вартість засобів, помножена на час роботи і поділена на строк служби)	1700	Персональний комп'ютер із периферійним обладнанням, засоби зв'язку та др.
5	Послуги сторонніх організацій	1350	Оплата Інтернету, телефону
6	Відрядження (прямий розрахунок)	9000	При необхідності
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)	7682,8	
8	Собівартість (сума витрат по п.п.1...7)	85956,6	
9	Прибуток (біля 10 % від собівартості)	8596	
10	Вартість робіт (п. 8 + п. 9)	94552,2	

Календарний план-графік для одного виконавця розраховані і записані в таблицю 7.3

Таблиця 7.3 – Календарний план-графік

Назва роботи	Час виконання робіт, год	Вартість робіт, грн	Початок виконання робіт	Закінчення виконання робіт
Технічне завдання	36	5470,3	01.04.2025	05.04.2025
Функціональний розрахунок зчеплення	43,2	6564,4	08.04.2025	15.04.2025
Розрахунки на міцність	52,8	8023,1	16.04.2025	24.04.2025
Робоча документація	133,9	20348	25.04.2025	17.05.2025
Відрядження	24	9000	20.05.2025	22.05.2025
Нормоконтроль	57,7	8767,7	23.05.2025	30.05.2025
Загальний час виконання проекту	347,61	58173,6	01.04.2025	30.05.2025

## ВИСНОВКИ

В ході виконання кваліфікаційної роботи детально проаналізовано тягово-швидкісні параметри транспортного засобу категорії N<sub>2</sub>.

В результаті розрахунків було визначено всі необхідні параметри і побудовано складальне креслення карданної передачі транспортного засобу категорії N<sub>2</sub> та розроблено технологічний процес виготовлення вилки шліцьової. Також був проведений аналіз конструкцій розвантажувальних механізмів.

У підсумку були проведені розрахунки економічного ефекту від проектування удосконаленої конструкції карданної передачі. Підготовка конструкторської документації, за розрахунками, триватиме близько двох місяців, за умови, що участь у розробці прийматиме одна особа із кваліфікацією інженера-конструктора. За вказаний період заробітна плата виконавця складе 59100,6 грн, а повна вартість розробки становитиме 94552,2 грн.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Електронний ресурс: <https://iat.org.ua/harakteristiki-hd-78/>
2. Електронний ресурс: <https://www.mitsubishi-fuso.com/en/product/fuso-canter/#tab-Overview>
3. 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.
4. Методичні вказівки до виконання курсового проекту «Розрахунок і проектування карданної передачі приводу ведучих мостів» з дисципліни «Теорія, експлуатаційні властивості та проектування автомобіля» / С.М. Шуклінов, О.О. Ярита, М.П. Холодов, М.М. Сильченко – Харків: ХНАДУ, 2021. – 43 с.
5. Електронний ресурс: <https://uts.ua/uk/shho-take-gidrobort/>.
6. Петров В.М. Конструкції обладнання для вантажно-розвантажувальних робіт / В.М. Петров, О.О Жданов, А.Є. Бондаренко // Вісник Одеської державної академії будівництва та архітектури. – 2020 – №78. - С. 41–51.
7. Електронний ресурс: [https://es.linkedin.com/posts/luismi-mart%C3%ADn-0b451851\\_raudovan-no-para-de-crecer-por-ello-estamos-activity-6361240280263376896-zd5j](https://es.linkedin.com/posts/luismi-mart%C3%ADn-0b451851_raudovan-no-para-de-crecer-por-ello-estamos-activity-6361240280263376896-zd5j).
8. Електронний ресурс: <https://www.dhollandia.com/MX/es/8/category/131/product/119>.
9. Електронний ресурс: <https://handycars.com.ua/ua/product/a-series-lift.html>.
10. Електронний ресурс: [https://www.automobilrevue.cz/rubriky/nezarazene/vyznamny-vyrobce-zvedacich-plosin-dhollandia\\_46893.html](https://www.automobilrevue.cz/rubriky/nezarazene/vyznamny-vyrobce-zvedacich-plosin-dhollandia_46893.html).
11. Електронний ресурс: <https://www.lectura-specs.pl/pl/model/zurawie-zaladunkowo-wyladowcze-na-samochodach-ciezarowych/platformy-zaladunkowe-zepro/zts-150-1026137>.

12. Кашканов А.А., Ребедайло В.М. Спеціалізований рухомий склад автомобільного транспорту: конструкція. Навчальний посібник. – Вінниця: ВДТУ, 2002. – 164 с.

13. Електронний ресурс: <https://thk.kiev.ua/ua/>.

14. 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.

15. 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.

16. Електронний ресурс: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1299-12#Text>

17. Електронний ресурс: <https://ips.ligazakon.net/document/RE26697?an=1> “

18. Електронний ресурс: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/5403-17>

19. Електронний ресурс: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2801-12#Text>

20. Електронний ресурс: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/322-08#Text>

21. Електронний ресурс: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/62-2013-п#Text>

22. Електронний ресурс: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/888-09#Text>

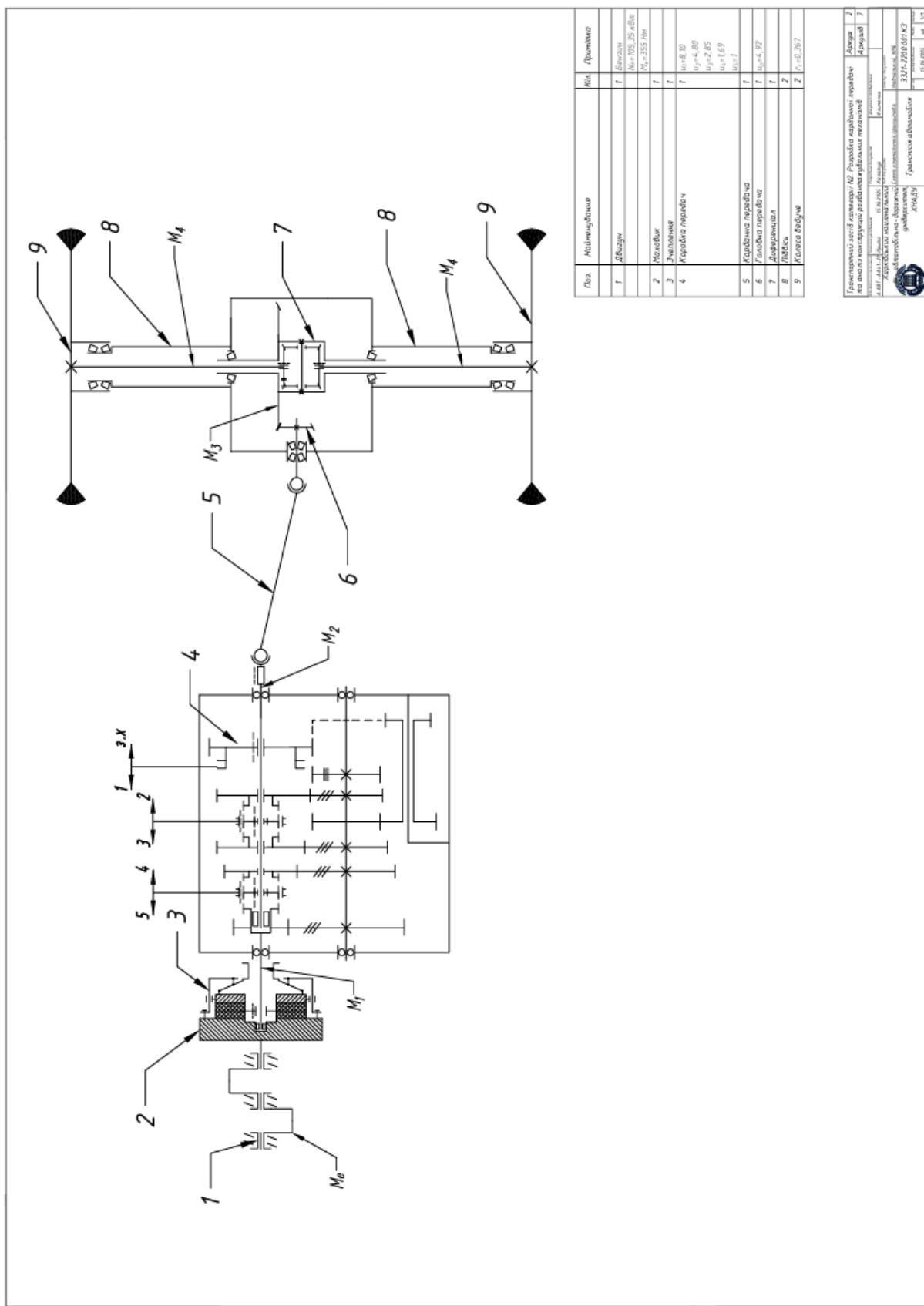
23. Михалевич Н.Г. Методичні вказівки до виконання дипломного проекту бакалавра за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування Освітня програма «Автомобілебудування». Розділ дипломного проекту: «Оцінка вартості розробки». – ХНАДУ, 2019. – 23 с.

24. Електронний ресурс:

<https://ua.indeed.com/career/%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/salaries>.

# ДОДАТОК А

## КІНЕМАТИЧНА СХЕМА ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ



Льв.	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Вхідний вал	1	Матеріал: Ст 45
2	Вал	1	Матеріал: Ст 45
3	Вал	1	Матеріал: Ст 45
4	Вал	1	Матеріал: Ст 45
5	Вал	1	Матеріал: Ст 45
6	Головка парадка	1	Матеріал: Ст 45
7	Головка парадка	1	Матеріал: Ст 45
8	Головка парадка	1	Матеріал: Ст 45
9	Головка парадка	1	Матеріал: Ст 45

Лист № 1 з 1  
 Дата: 2010.07.15  
 Автор: [Ім'я]  
 Підпис: [Підпис]  
 М.П.: [Печатка]

## ДОДАТОК Б

## ГРАФІКИ ДО ТЯГОВО-ШВИДКІСНОГО АНАЛІЗУ АВТОМОБІЛЯ

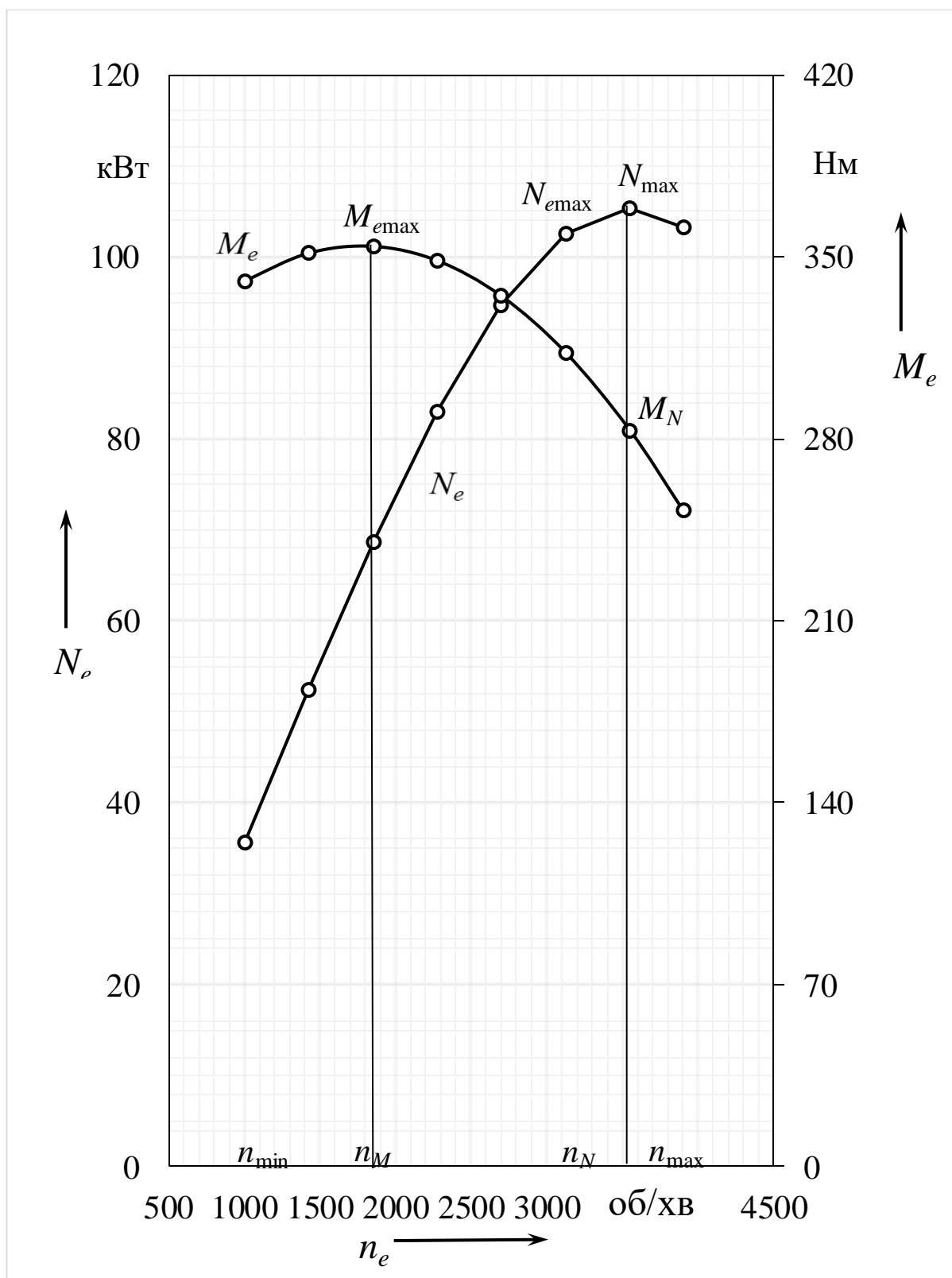


Рисунок Б.1 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

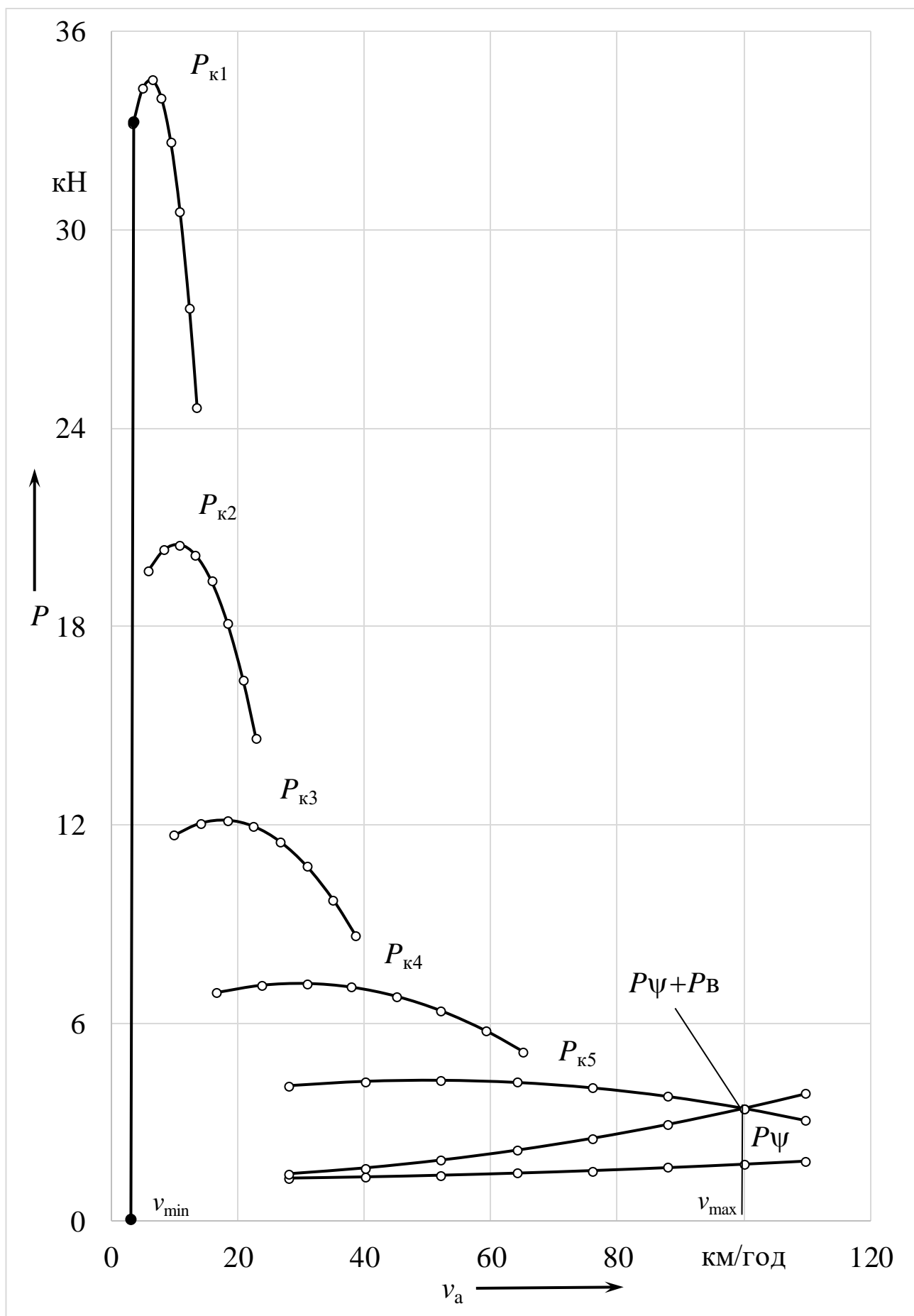


Рисунок Б.2 – Силовий балансавтомобіля

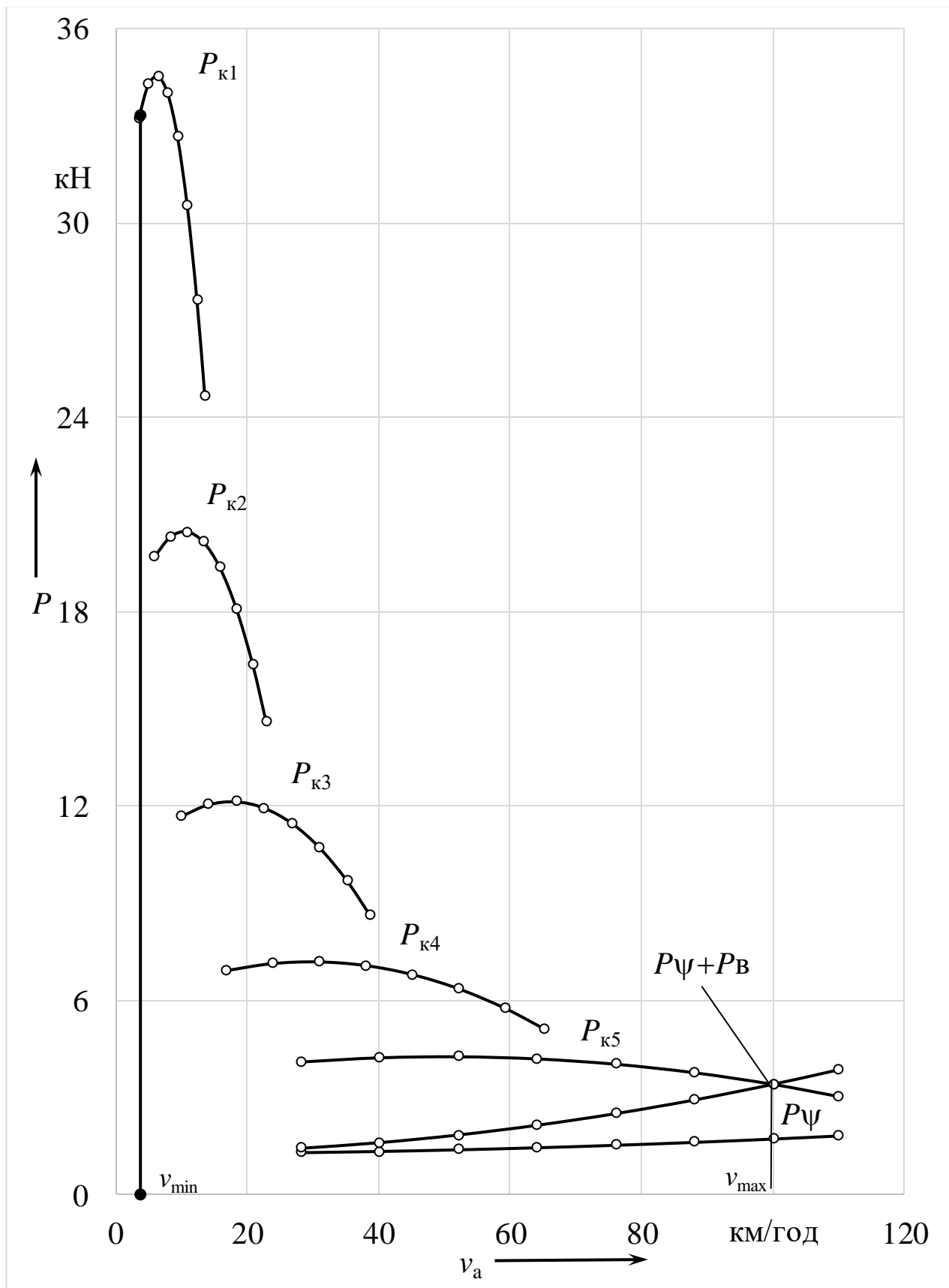


Рисунок Б.3 – Динамічна характеристики автомобіля

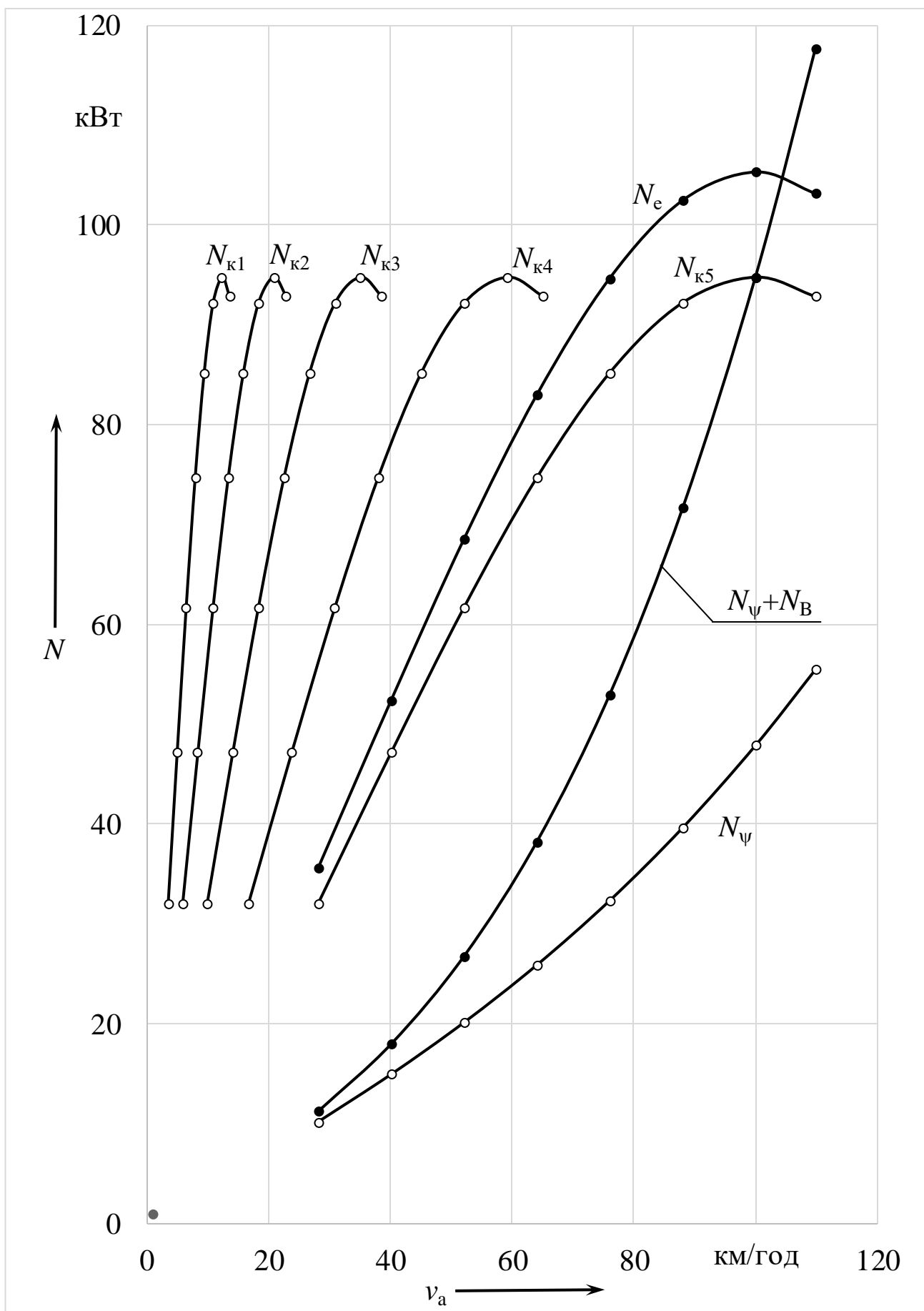


Рисунок Б.4 – Графік балансу потужностей автомобіля

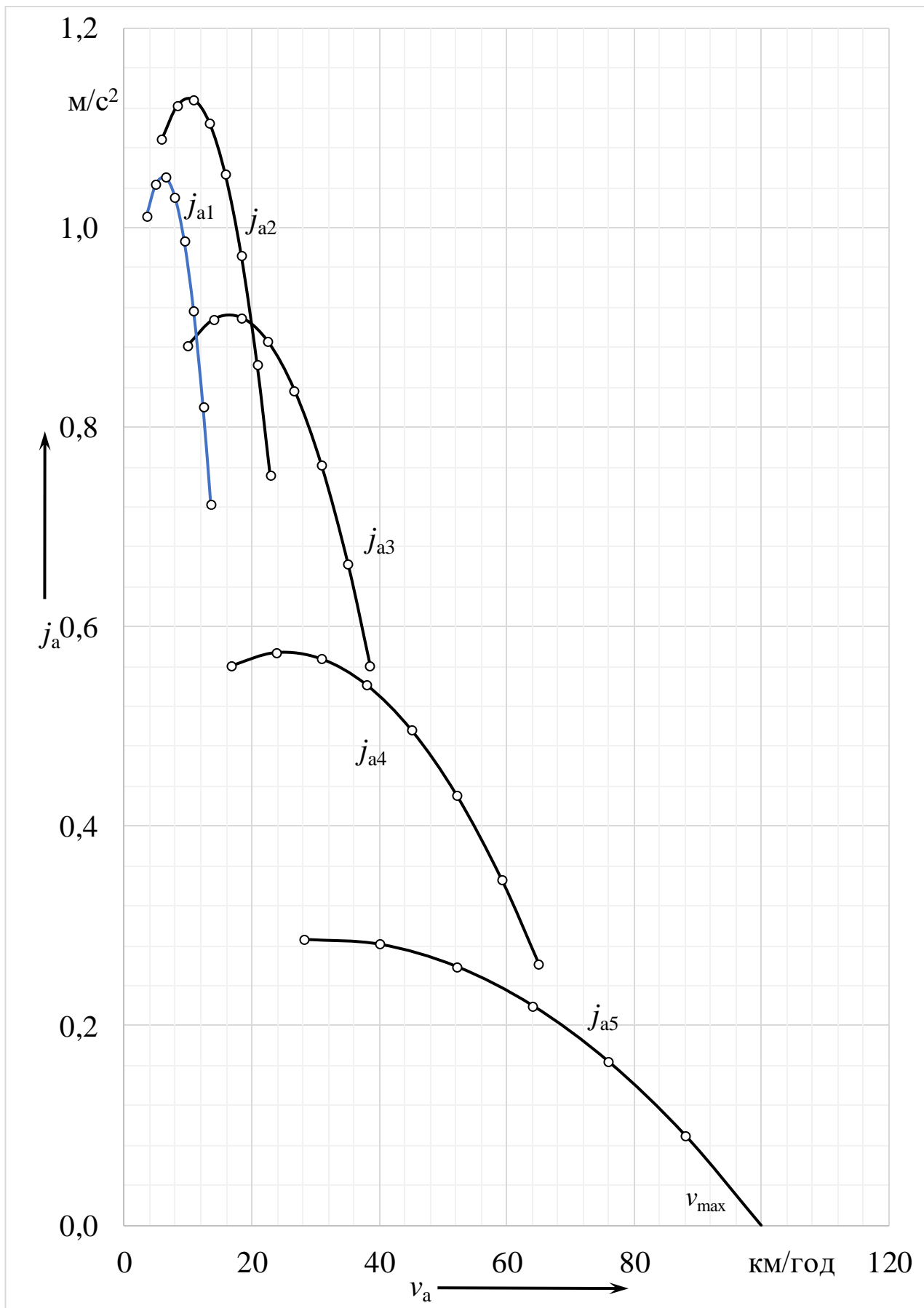


Рисунок Б.5 – Графік прискорень при розгоні автомобіля

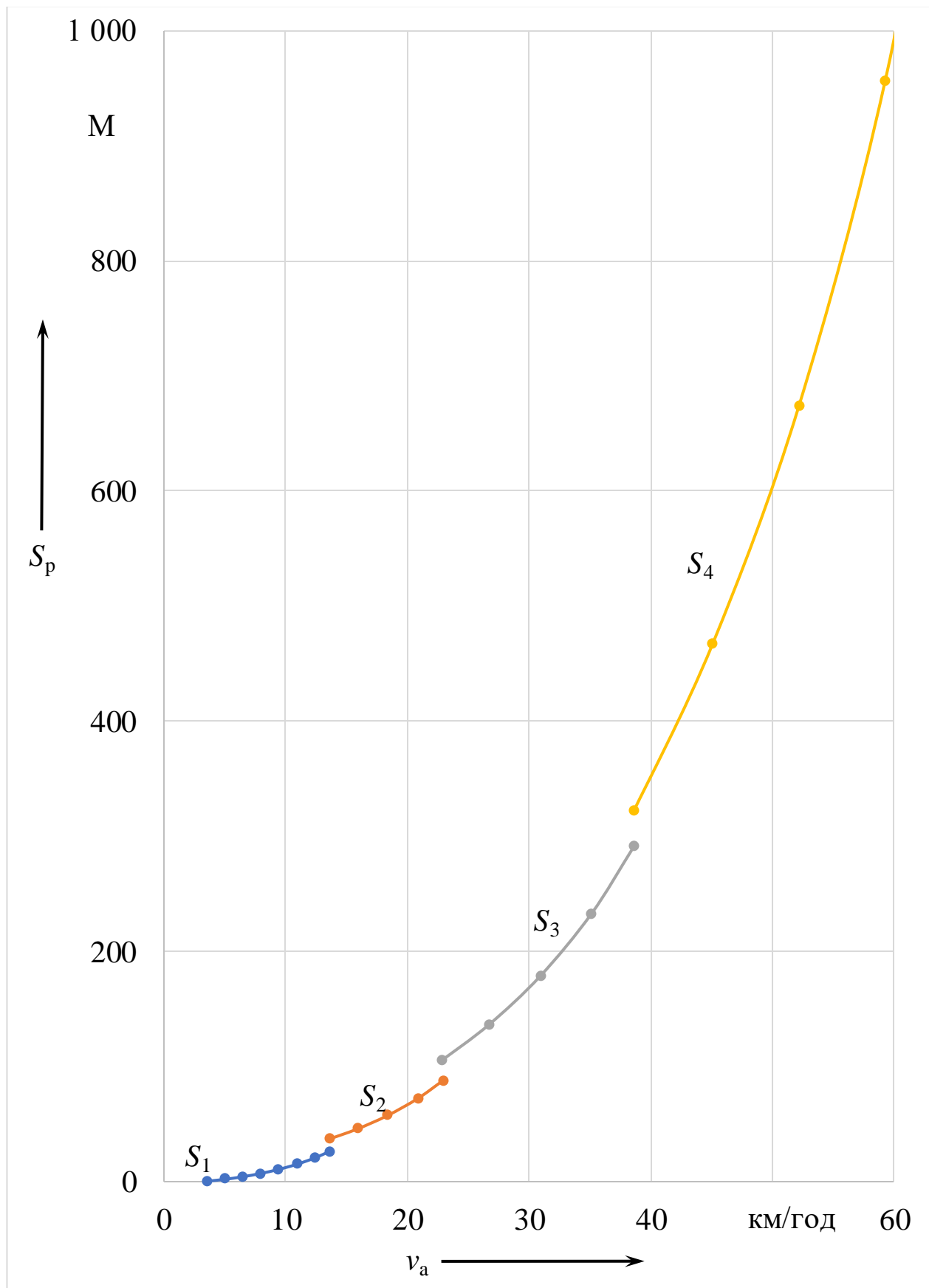


Рисунок Б.6 – Графік шляху розгону

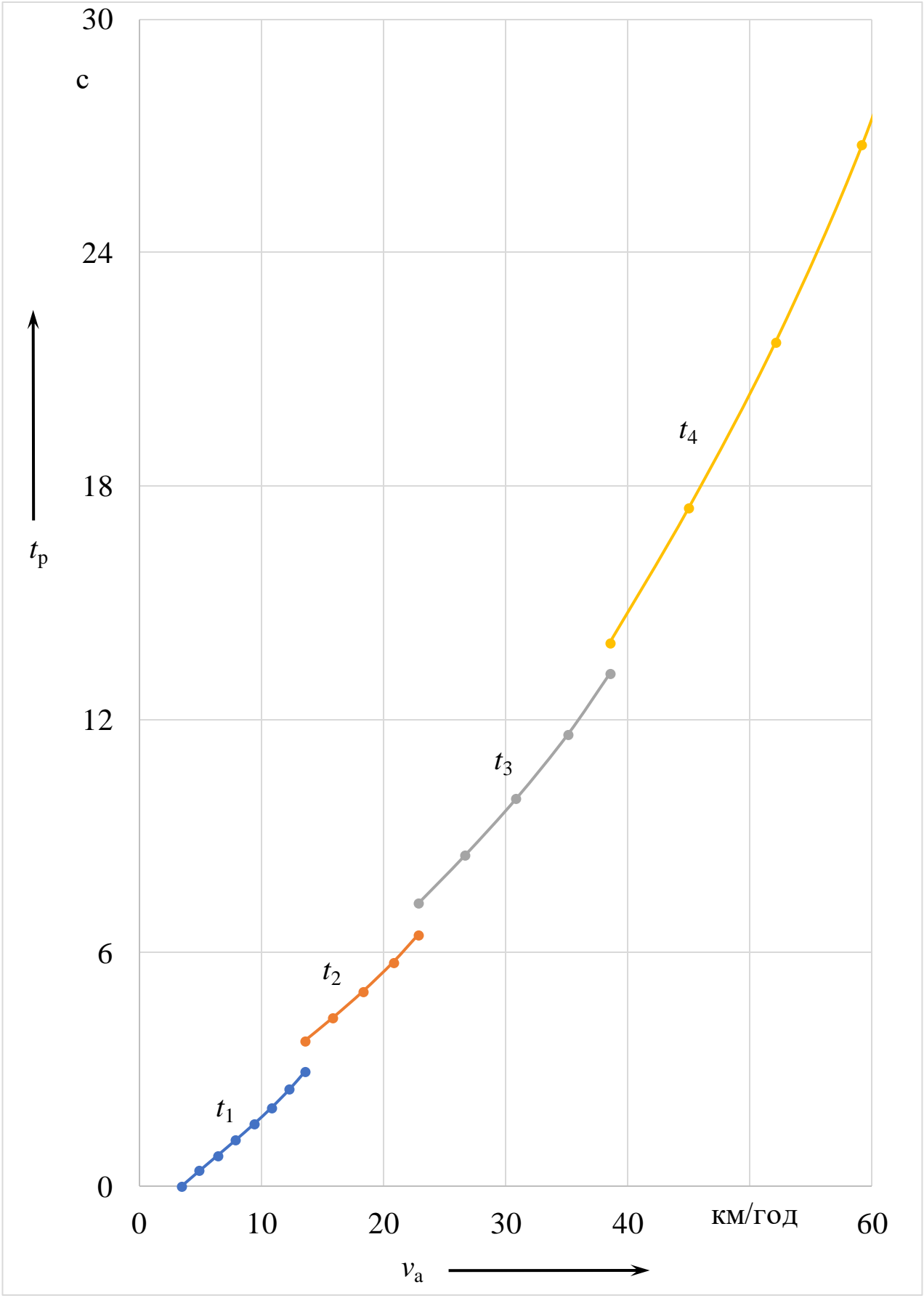


Рисунок Б.7 – Графік часу розгону

## ДОДАТОК В

### РОЗРАХУНОК НОРМИ ЧАСУ

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

Таблиця В.1 – Розрахунок норми часу

Кількість документів за типом	Назва креслення	Тип документу	Формат	Кількість деталей	Кількість розмірів	Норма часу на модель, год.	Норма часу на креслення, год.	Загалом часу, год.	Вартість, грн.
1	Карданна передача	СК	A1	10	11	27,9	20,7	48,6	7384,9
2	Шарнір карданний	СК	A2	7	10	18,1	13,5	31,6	4801,7
3	Підшипник	СК	A4	8	10	5,6	5,2	10,8	1641,1
4	Вилка шліцьова	КДет	A2	1	35	4	3,2	7,2	1094,1
5	Вилка фланцева	КДет	A2	1	37	4	3,2	7,2	1094,1
6	Вилка приварна	КДет	A2	1	35	4	3,2	7,2	1094,1
7	Вал карданний вал	КДет	A2	1	10	2	1,6	3,6	547,0
8	Стакан підшипника	КДет	A4	1	18	1,4	2,1	3,5	531,8
9	Кришка вилки	КДет	A4	1	12	1,1	1,6	2,7	410,3
10	Стопорна пластина	КДет	A4	1	10	0,93	1,6	2,53	384,4
11	Пластина балансирна	КДет	A4	1	6	0,72	1,6	2,32	352,5
12	Ущільнення	КДет	A4	1	5	0,62	1,6	2,22	337,3
13	Хрестовина	КДет	A2	1	10	0,62	1,6	2,22	337,3
			Заг. кіль-ть листів A4			Час на модель, год.	Час на кресл., год	Заг час, год	Заг. варт., грн
			38			70,99	60,7	131,69	20011

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

Таблиця В.2 – Вартість текстової документації

Найменування документу	Загальний об'єм робіт, ф. А4	Норма часу, год.	Загалом часу, год	Вартість, грн
Технічне завдання	12	3	36	5470,3
Ескізний проект	15	4,92	73,8	11214,1
Функціональний розрахунок	9	4,8	43,2	6564,4
Розрахунки на міцність деталей	11	4,8	52,8	8023,1
Специфікація	13	0,15	1,95	296,3
	48		207,75	31568,3

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

Таблиця В.3 – Вартість контролю документації

Найменування робіт	Загальний об'єм робіт, ф. А4	Норма часу, год.	Загалом часу, год	Вартість, грн
Конструкторський контроль	38	0,7	26,6	4042,0
Нормоконтроль текстового документу	48	0,2	9,6	1458,8
Нормоконтроль креслення	38	0,15	5,7	866,1
Технологічний контроль	38	0,2	7,6	1154,8
	162		49,5	7521,7

## Додаток Г

Технологічна документація на виготовлення деталі

Дубл.			
Взам.			
Подл.			


ААВТ. 3321-2200.001

ХНАДУ	А.АВТ-АА41-21	—	ААВТ. 3321-2200.001
<i>Вилка шліцьова</i>			Д П У

Міністерство освіти і науки України  
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

КОМПЛЕКТ ДОКУМЕНТІВ  
технологічного процесу виготовлення  
**вилки шліцьової**

Розробив студент групи АА-41-21      Даниїл КАПАТУР  
Керівник      Олександр ЯРИТА  
Перевірів      Юрій ДУДУКАЛОВ

Формат А4

Додаток Д



Дубл.																				
Взам.																				
Подл.																				

AABT. 3321-2200.001

**A.ABT-AA41-21**

AABT. 3321-2200.001

A	Цех	УЧ	РМ	Опер.	Код, найменування операції	Позначення документа								
						СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	Кум.
Б	Код, найменування обладнання					П	Д або В	Л	t	i	S	n	v	
Р						П	Д або В	Л	t	i	S	n	v	
A 01	025 Токарна													
Б 02	Токарно-гвинторізний верстат 1К62													
03														
A 04	030 Токарна													
Б 05	Токарно-гвинторізний верстат 1К62													
06														
A 07	035 Токарна													
Б 08	Токарно-гвинторізний верстат 1К62													
09														
10	040 Токарна													
11	Токарно-гвинторізний верстат 1К62													
12														
13	045 Токарна													
14	Токарно-гвинторізний верстат 1К62													
15														
16	050 Фрезерна													
17	Фрезерний верстат 6Р12													

МК

Дубл.																			
Взам.																			
Подл.																			

AABT. 3321-2200.001

**A.ABT-AA41-21**

AABT. 3321-2200.001

A	Цех	УЧ	РМ	Опер.	Код, найменування операції	Позначення документа									
						СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	Кум.	Тнз.
Б	Код, найменування обладнання					П	Д або В	Л	t	i	S	n	v		
A 01	055 Свердлильна														
Б 02	Вертикально-свердлильний верстат 2Н150														
03															
A 04	060 Свердлильна														
Б 05	Вертикально-свердлильний верстат 2Н150														
06															
A 07	065 Свердлильна														
Б 08	Вертикально-свердлильний верстат 2Н150														
09															
10	070 Свердлильна														
11	Вертикально-свердлильний верстат 2Н150														
12															
13	075 Розточна														
14	Вертикально-свердлильний верстат 2Н150														
15															
16	080 Свердлильна														
17	Вертикально-свердлильний верстат 2Н150														

МК

Дубл.															
Взам.															
Подл.															

*AABT. 3321-2200.001*

**A.ABT-AA41-21**

*AABT. 3321-2200.001*

A	Цех	УЧ	РМ	Опер.	Код, найменування операції	Позначення документа									
						СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	Кум.	Трз.
Б	Код, найменування обладнання					П	Д	В	Л	t	i	S	n	v	
Р						П	Д	В	Л	t	i	S	n	v	
A 01	<i>085 Шліцефрезерна</i>														
Б 02	<i>Шліцефрезерний верстат 5K328</i>														
03															
A 04	<i>090 Термічна</i>														
Б 05	<i>Термічна піч СНО-610/12</i>														
06															
A 07	<i>095 Контрольна</i>														
Б 08	<i>Стіл ВТК</i>														
09															
10															
11															
12															
13															
14															
15															
16															
17															

МК

## Додаток Д

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
				<u>Документація</u>		
A1			A.ABT-AA-41-21.3321-2200.010 СБ	Складальний кресленник	1	
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	A.ABT-AA-41-21.3321-2200.030	Хрестовина	2	
		2	A.ABT-AA-41-21.3321-2200.050	Вал	1	
				<u>Деталі</u>		
		3	A.ABT-AA-41-21.3321-2200.011	Вилка фланцева	1	
		4	A.ABT-AA-41-21.3321-2200.012	Вилка шліцьова	1	
		5	A.ABT-AA-41-21.3321-2200.013	Кришка вилки	8	
		6	A.ABT-AA-41-21.3321-2200.014	Пластина стопорна	8	
		7	A.ABT-AA-41-21.3321-2200.015	Пластина балансувальна	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		8		BS EN ISO 4018 - M8x16	16	

Транспортний засіб категорії N2. Розробка карданної передачі та аналіз конструкцій розвантажувальних механізмів

Аркуш

Аркушів

Відповідальна організація:	Технічне узгодження:	Розробник документа:	Документ затверджено:
A.ABT-AA41-21	Ярита 12.06.2025	Калатур	Клименко
<p>Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ХНАДУ</p>		Вид документа	Статус документа
		Специфікація	Навчальний, КРБ
		Карданна передача	3321-2200.001
Інд. зм.	Дата видання	Мова	Аркуш
	12.06.2025	ук	1/1

Додаток Ж  
Презентаційний матеріал до кваліфікаційної роботи

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Автомобільний факультет

Кафедра автомобілів імені А.Б. Гредескула

ПРЕЗЕНТАЦІЙНИЙ МАТЕРІАЛ  
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА

ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ КАТЕГОРІЇ N2. РОЗРОБКА КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ ТА  
АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

Зав. кафедри д-р. техн. наук, проф.

Валерій КЛИМЕНКО

Нормоконтролер канд. техн. наук, доцент

Михайло ХОЛОДОВ

Керівник канд. техн. наук, доцент

Олександр ЯРИТА

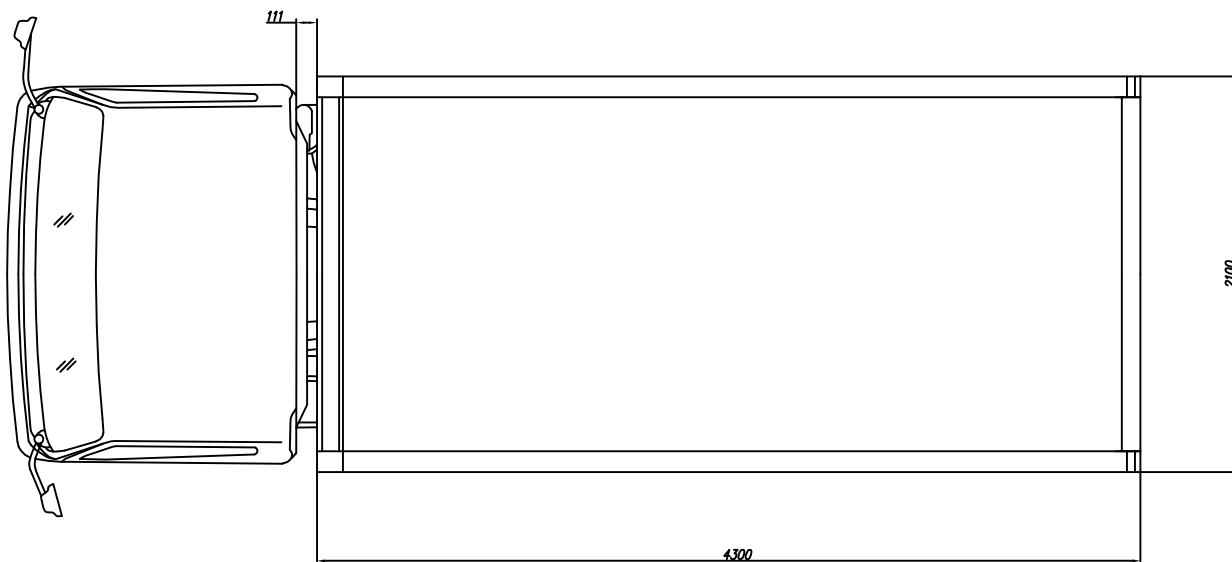
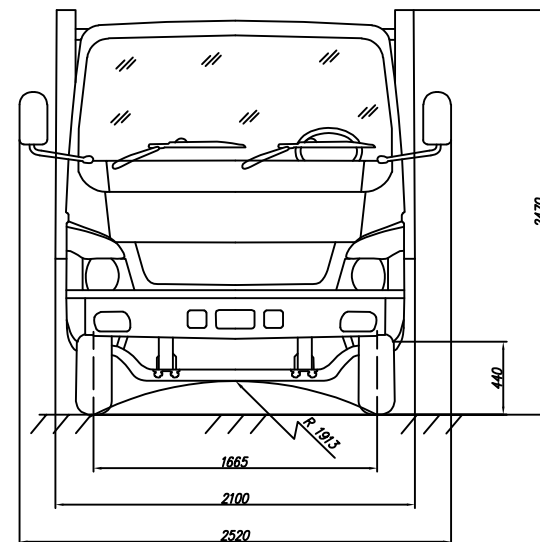
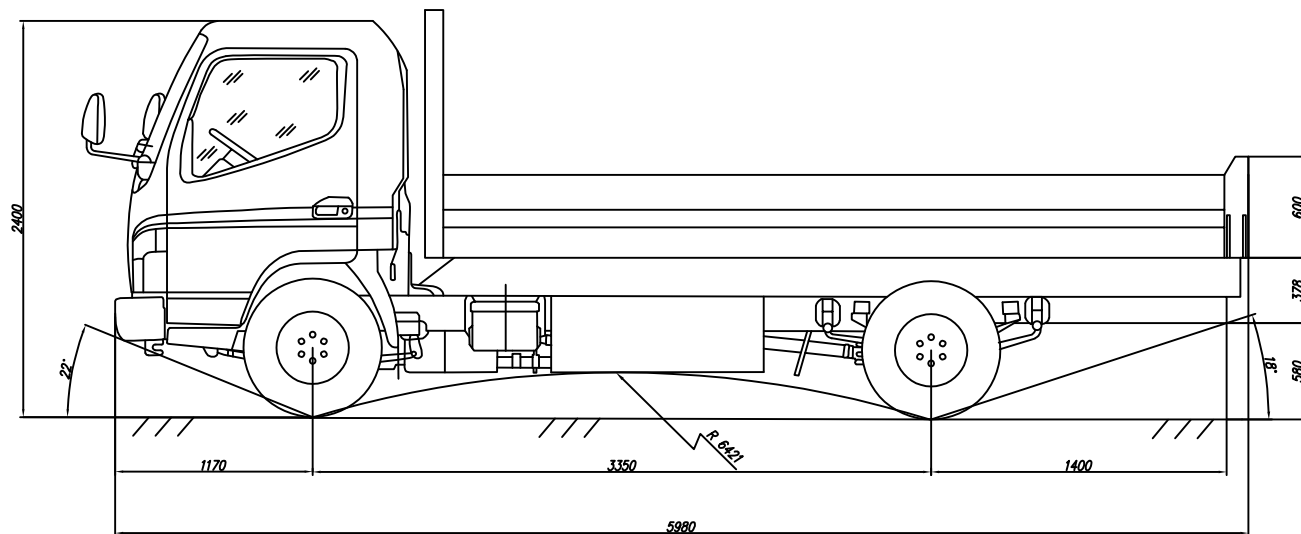
Консультант канд. техн. наук, проф.

Юрій ДУДУКАЛОВ

Студент гр. АА-41-21

Даниїл КАЛАТУР

Харків 2025



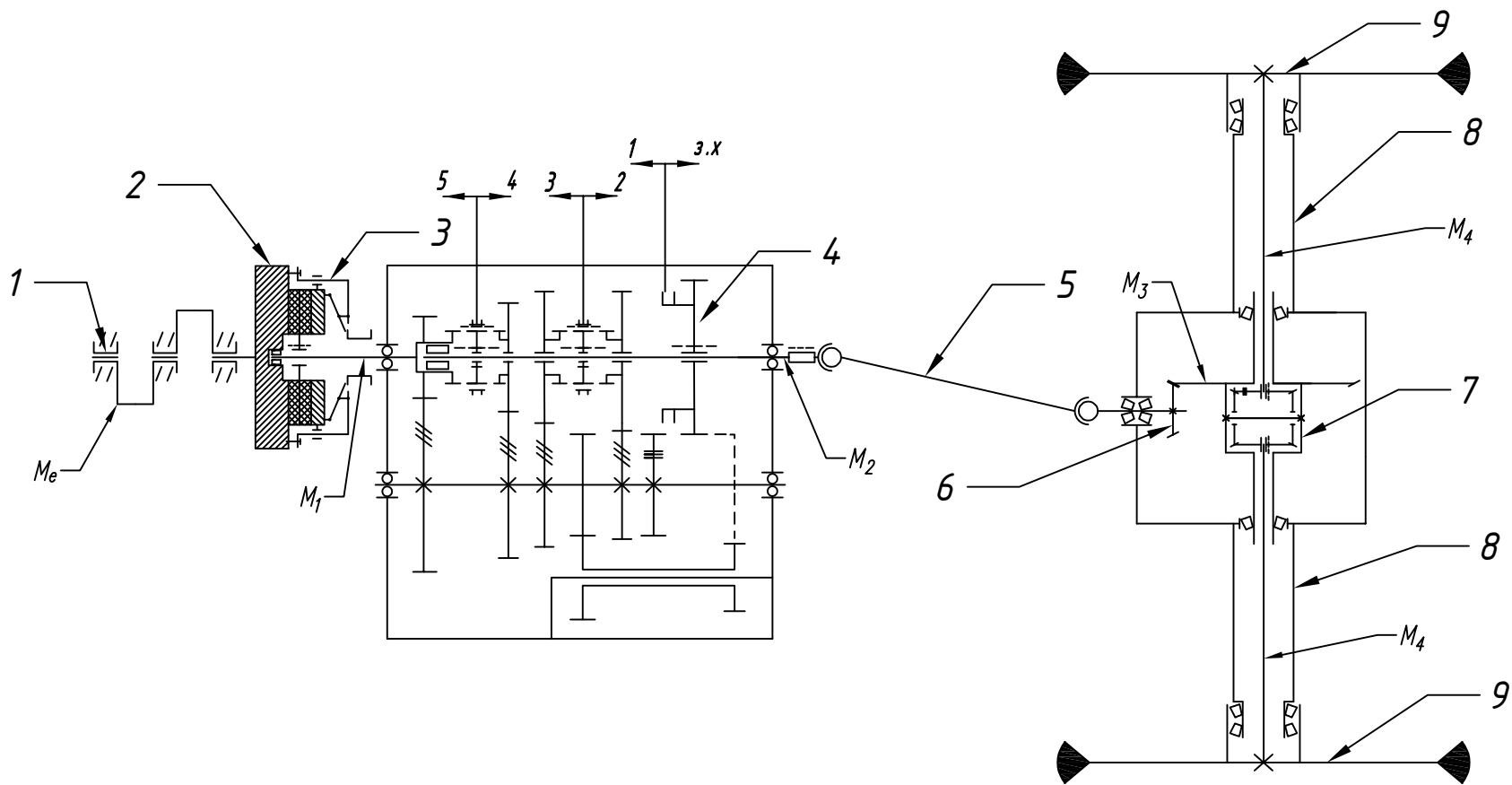
Найменування параметра	Значення
Повна маса автомобіля, кг	8611
Споряджена маса автомобіля, кг	3451
Вантажопід'ємність, кг	5000
Габаритні розміри, мм	
- довжина	5980
- ширина	2100
- висота	2400
Максимальна швидкість, км/год	100
Максимальна потужність двигуна, кВт	105,35
Частота обертання колінчастого валу двигуна при максимальній потужності двигуна, об/хв	3550
Максимальний крутний момент двигуна, Нм	355
Частота обертання колінчастого валу двигуна при максимальному крутному моменті двигуна, об/хв	1980

Транспортний засіб категорії N2. Розробка карданної передачі та аналіз конструкцій розвантажувальних механізмів

Аркуш 1

Аркушів 8

Розроблено зазначено	Утверджено/затверджено	Розробник/розробник	Ділянка/ділянка
А.АВТ-АА.4.1.21	Врота	15.06.2025	Козалуп
Харківський національний автомобільно-дорожній університет ХНАДУ		Головний конструктор	Клименко
Транспортний засіб категорії N2		Навчальний КРБ	3321-2200.001 ГК
15.06.2025		15.06.2025	15.06.2025



Поз.	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Двигун	1	Бензин $N_e=105,35$ кВт $M_e=355$ Нм
2	Маховик	1	
3	Зчеплення	1	
4	Коробка передач	1	$u_1=8,10$ $u_2=4,80$ $u_3=2,85$ $u_4=1,69$ $u_5=1$
5	Карданна передача	1	
6	Головна передача	1	$u_0=4,92$
7	Диференціал	1	
8	Піввісь	2	
9	Колесо ведуче	2	$r_c=0,367$

Транспортний засіб категорії N2. Розробка карданної передачі та аналіз конструкцій розгантжувальних механізмів

Архив	2
Архив	8

Розробник	15.06.2025	Кваліфікація	Кладченко
Харківський національний автомобільно-дорожній університет	Схеми кінематична принципова	Навчальний, КРБ	3321-2200.001 КЗ
ХНАДУ	Трансмісія автомобіля	15.06.2025	1/1

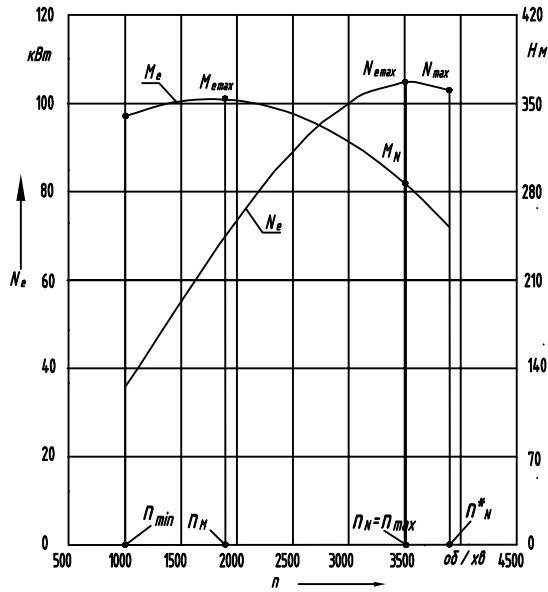


Рисунок 1 - Зовнішня швидкість і сила характеристика двигуна

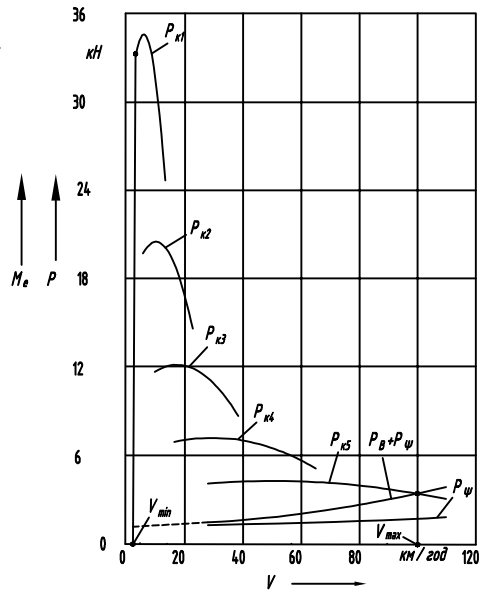


Рисунок 2 - Силловий баланс автомобіля

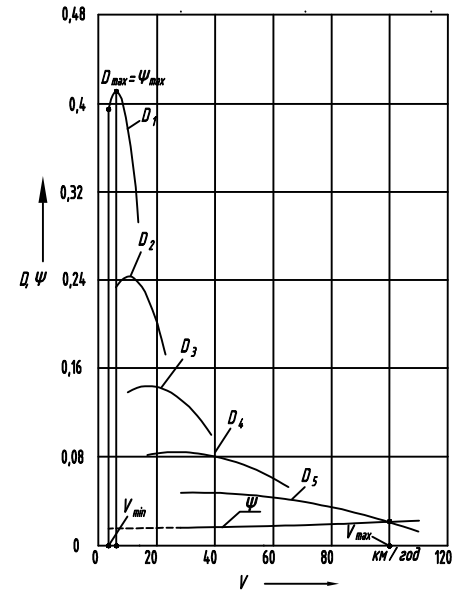


Рисунок 3 - Динамічна характеристика автомобіля

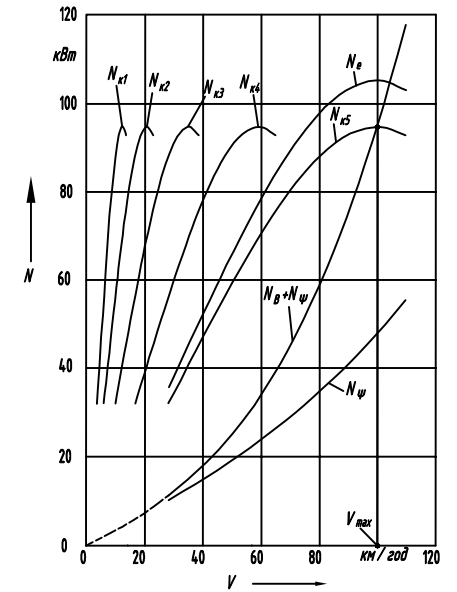


Рисунок 4 - Графік балансу потужностей автомобіля

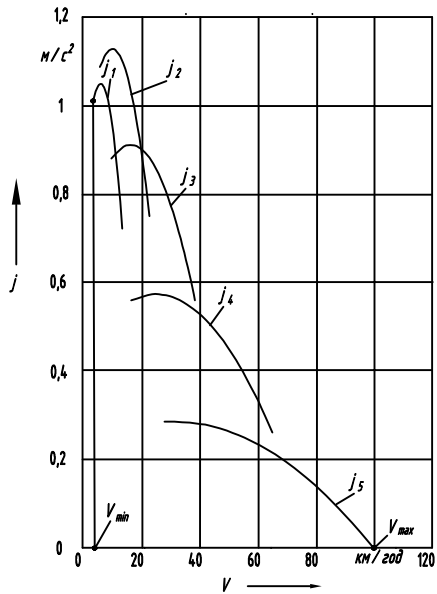


Рисунок 5 - Графік прискорень автомобіля

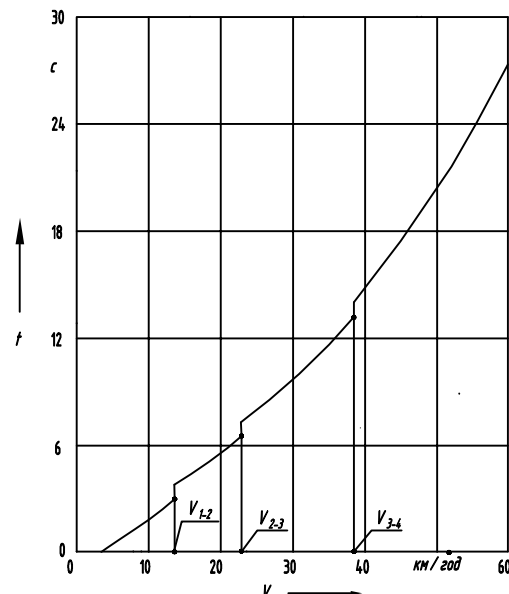


Рисунок 6 - Графік і часу розгону автомобіля

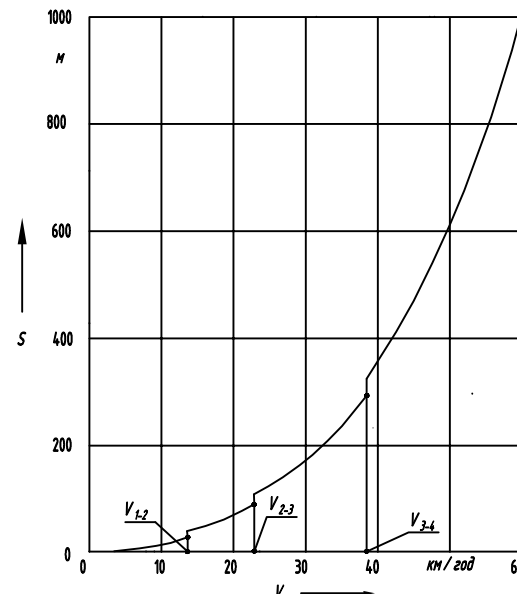


Рисунок 7 - Графік і шляху розгону автомобіля

Вихідні дані для тягового розрахунку

Найменування параметра	Значення
Повна маса автомобіля, кг	8611
Коефіцієнт опору повітря	0,6
Габаритна висота автомобіля, м	2,4
Колія передніх коліс, м	1,7
Максимальна потужність двигуна, кВт	105,35
Частота обертання колінчастого валу двигуна при максимальній потужності двигуна, об/хв	3550
Максимальний крутний момент двигуна, Нм	355
Частота обертання колінчастого валу двигуна при максимальному крутному моменті двигуна, об/хв	1980
Передатні числа	
Головна передача	4,92
Перша передача	8,10
Друга передача	4,80
Третя передача	2,85
Четверта передача	1,69
П'ята передача	1

Транспортний засіб категорії N2. Розробка карданної передачі та аналіз конструкцій розв'язувальних механізмів	Аркуш	3
	Аркушів	8

Розробник: А.В.Т.-А.А.Т.21	Тема: Динаміка	Розробка: Калашир	Класифікація: Класифікація	Діагностика: Класифікація
Харківський національний автомобільно-дорожній університет ХНАДУ	Тяговий розрахунок автомобіля	Творчий проєктинг	Навчальний КРБ	3321-2200.001 ТК
15.06.2025	15.06.2025	15.06.2025	15.06.2025	15.06.2025

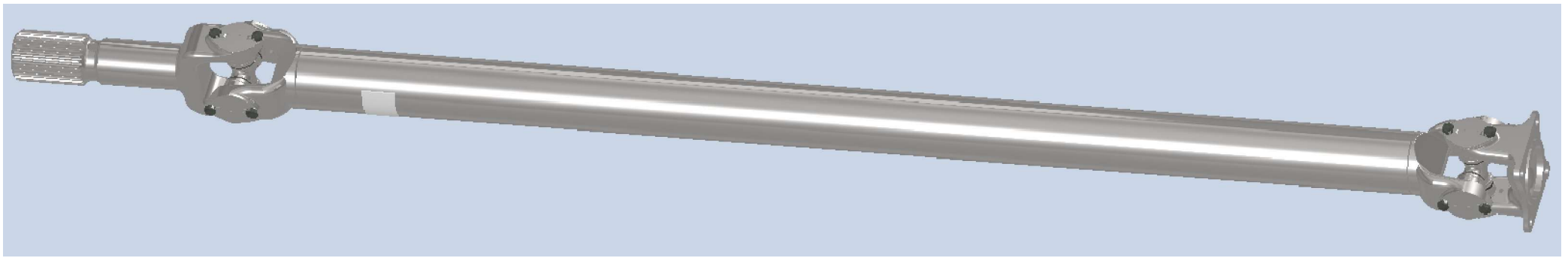


Рисунок 1 – Зібрана карданна передача

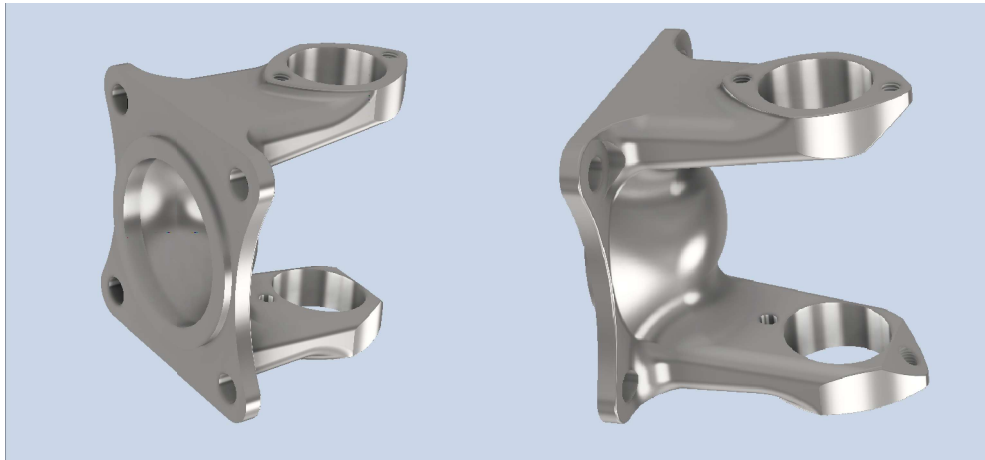


Рисунок 2 – Вилка фланцева

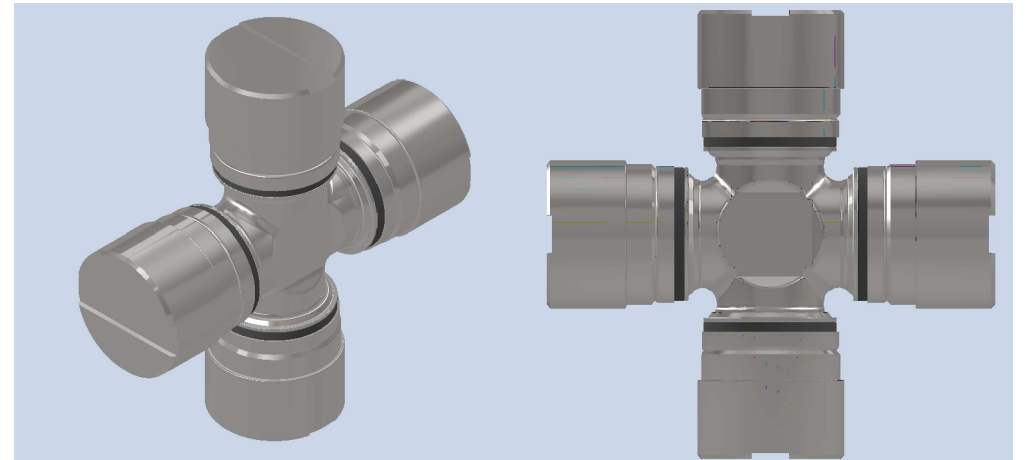


Рисунок 3 – Хрестовина

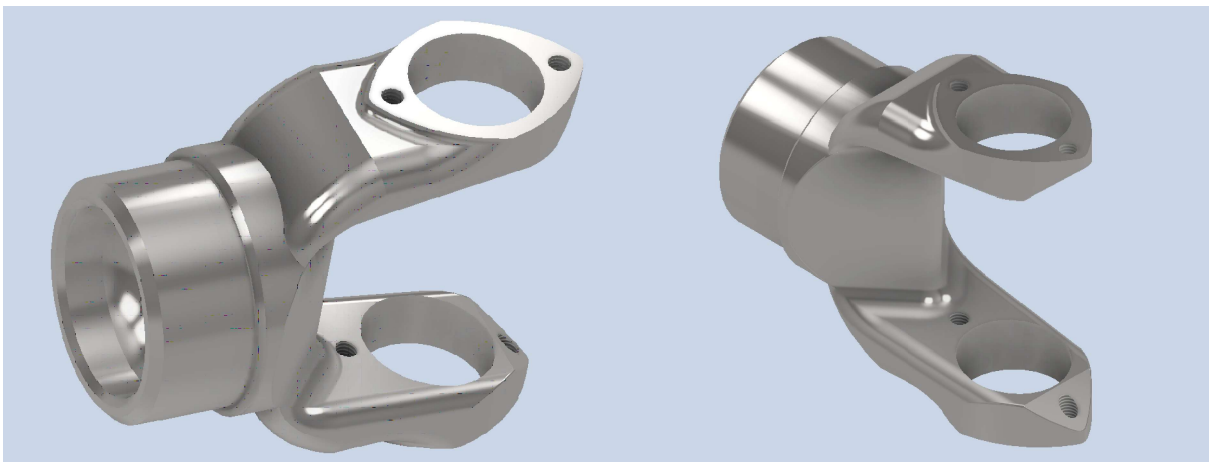


Рисунок 4 – Вилка приварна

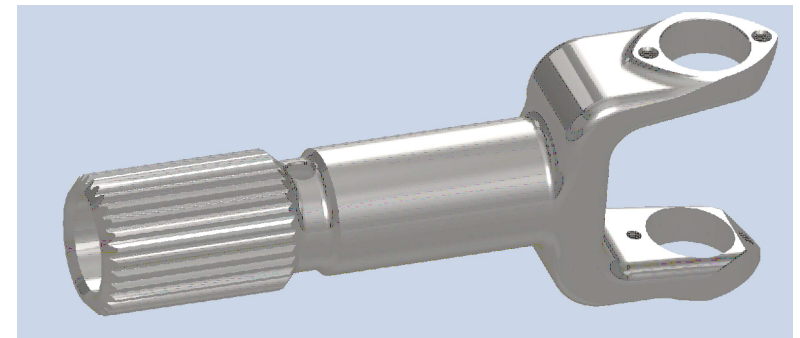
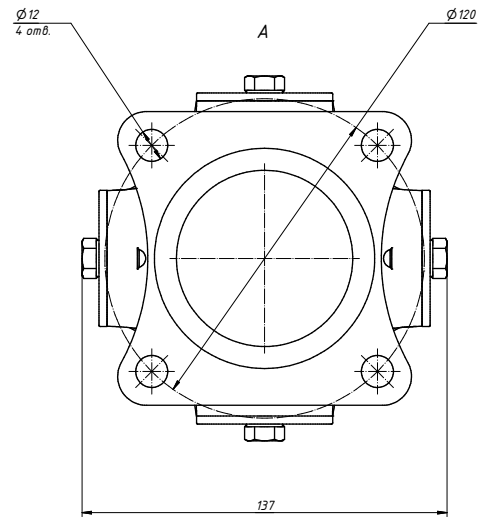
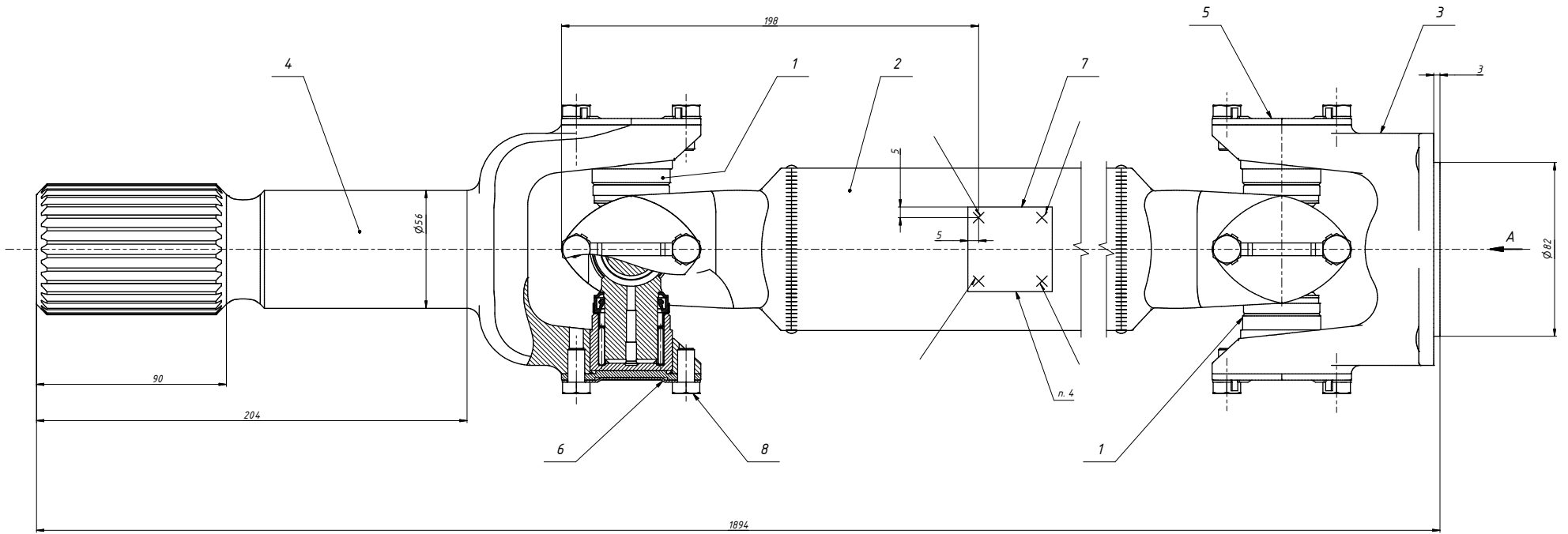


Рисунок 5 – Вилка фланцева

Транспортний засіб категорії N2. Розробка карданної передачі та аналіз конструкцій розвантажувальних механізмів			Аркуш	4
			Аркушів	8
Розроблено за замовленням	Технічне функціонування	Розроблено за замовленням	Кваліфікація	
A.B.T. - A.A.T. 21	Врста	Ка. залузі	Кладченко	
Харківський національний автомобільно-дорожній університет ХНАДУ		Теоретичний курсовий		Навчальний, КРБ
		3D моделі деталей карданної передачі		3321-2200.001
		15.06.2025		15.06.2025
		1/1		1/1



1. Розміри для справок
2. Для мащення карданних шарнірів використати наступні мастила: мастило 158, ЛІТОЛ-24, ФІОЛ-2У.
3. Балансування карданного валу: в динаміці до допустимої амплітуди вібрації (не більше 66.3 за ІСО 1940).
4. Балансуювальні пластини приварити у 4 точках
5. Різьбові з'єднання затягнути на вказаний момент

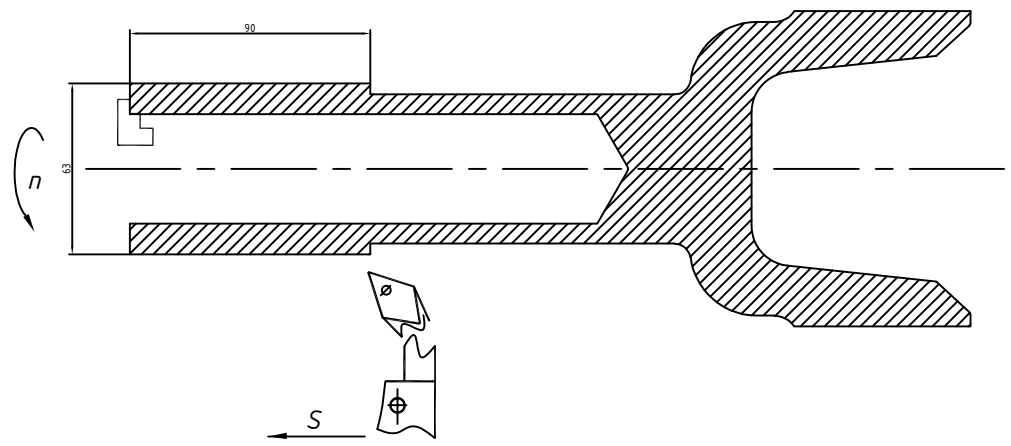
Маса: 20 кг  
Масштаб: 1:1

Транспортний засіб категорії N2. Розробка карданної передачі та аналіз конструкцій розвантажувальних механізмів		Аркш	5
		Аркшів	8
Назва документа А.АВТ-ААА1-24	Тематика розроблення Ярма	Розробник документа Калачир	Дата розроблення 12.06.2025
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ХНАДУ		Клієнтка Складальний креслення	Дата розроблення 12.06.2025
3321-2200.001 СБ		Картонна документа Навчальний НРБ	
Карданна передача		3321-2200.001 СБ	Місце Аркш
		Дата 12.06.2025	Іск 1/1

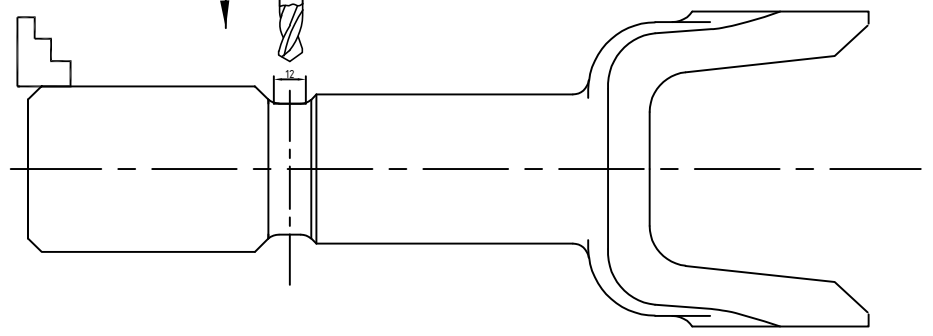
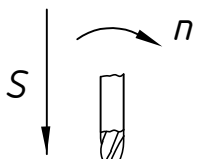


Розробив	Калатур
Перевірив	Дубижколов
Керівник	Ярш
Н. контр.	Холодов

**ХНАДУ** А.АВТ-АА41-21  
Вилка шліцьова  
КРБ 030



**Обладнання:**  
Верстат токарно-гвинторізний 1К62  
**Присосування:**  
Патрон трикулачковий 3204 d315, DIN 55027  
**Інструмент:**  
Різець токарний прохідний Т15К10 DIN 4972  
Штангенциркуль ШЦ-125 DIN 862.  
**Режими різання:**  
Частота обертання  $n, \text{хв}^{-1}$  - 1000  
Подача  $S, \text{мм/об}$  - 0,25  
Глибина різання  $t, \text{мм}$  - 0,5  
Швидкість різання  $V, \text{м/хв}$  - 197,8  
Основний час  $T_0, \text{хв}$  - 0,372



**Обладнання:**  
Верстат вертикально-свердильний 2Н135  
**Присосування:**  
Патрон трикулачковий 3204 d315, DIN 55027  
**Інструмент:**  
Свердло d12 Р6М5  
Штангенциркуль ШЦ-125 DIN 862.  
**Режими різання:**  
Частота обертання  $n, \text{хв}^{-1}$  - 400  
Подача  $S, \text{мм/об}$  - 0,33  
Глибина різання  $t, \text{мм}$  - 4  
Швидкість різання  $V, \text{м/хв}$  - 15,07  
Основний час  $T_0, \text{хв}$  - 0,061

Транспортний засіб категорії N2. Розробка карданної передачі та аналіз конструкцій розвантажувальних механізмів				Аркуш 7			
				Аркушів 8			
Розробив	Калатур	Дата розробки	15.06.2025	Калатур	Дата виконання	15.06.2025	
А.АВТ-АА41-21		Харківський національний автомобільно-дорожній університет		ХНАДУ		Технологічний процес виготовлення вилки шліцьової	
				Керівник	Ярш	Начальник	КРБ
				3321-2200.001.КЕ		Дата виходу	15.06.2025
				1/1		1/1	



Рисунок 1 – Транспортний засіб із гідробортом консольного типу



Рисунок 2 – Транспортний засіб із гідробортом колонного типу



Рисунок 3 – Приклади встановлення касетного гідроборту

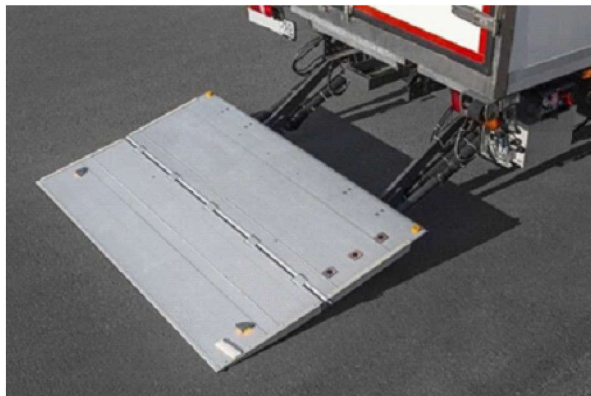


Рисунок 4 – Приклади встановлення гідравлічного борта-слайдера



Рисунок 5 – Транспортний засіб із встановленим краном-маніпулятором



Рисунок 6 – Вантажна платформа із відкидними бортами



Рисунок 7 – Самоскид із можливістю розвантаження назад

Транспортний засіб категорії N2. Розробка карданної передачі та аналіз конструкцій розвантажувальних механізмів				Аркуш	8
				Аркушів	8
Забірщик замовлення	Технічне завдання	Розробник конструктора	Детальний розробник		
А.АВТ.-А.А.І.І.І.	В.Р.І.І.І.	К.А.І.І.І.	К.І.І.І.І.		
Харківський національний автомобільно-дорожній університет		Творчий колектив		Навчальний КРБ	
ХНАДУ		Аналіз конструкцій розвантажувальних механізмів		3321-2200.001	
				15.06.2025	1/1

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Автомобільний факультет

Кафедра автомобілів імені А.Б. Гредескула

ПРЕЗЕНТАЦІЙНИЙ МАТЕРІАЛ  
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА

ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ КАТЕГОРІЇ №2. РОЗРОБКА КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ ТА  
АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

Зав. кафедри д-р. техн. наук, проф.

Нормоконтролер канд. техн. наук, доцент

Керівник канд. техн. наук, доцент

Консультант канд. техн. наук, проф.

Здобувач гр. АА-41-21



Валерій КЛИМЕНКО

Михайла

ХОЛОДОВ

r/;

Олександр ЯРИТА



Юрій ДУДУКАЛОВ

Даниїл КАЛАТУР

Харків 2025