МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЧЕРНІГІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Навчально-науковий інститут інженерії, виробництва та будівництва

Кафедра автомобільного транспорту та галузевого машинобудування

Допущено до захисту

Завідувач кафедри АТ та ГМ

В.І. Вишнева

(прізвище, ім'я, по батькові)

«12» 06 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Проєкт легкового автомобіля Renault Logan з модернізацією гальмівної системи

спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

освітньо-професійна програма «Автомобільний транспорт»

першого (бакалаврського) рівня

галузь знань 27 «Транспорт»

Виконавець:

ЗВО групи АТт-231

Старосельцев О.В.

(підпис)

Керівник:

д.т.н., професор

Грицук І.В.

(підпис)

Чернігів 2025

Я, Старосельцев Олександр Володимирович, підтверджую, що дана робота є моєю власною письмовою роботою, оформленою з дотриманням цінностей та принципів етики і академічної доброчесності відповідно до Кодексу академічної доброчесності Національного університету «Чернігівська політехніка». Я не використовував жодних джерел, крім процитованих, на які надано посилання в роботі.

12.06.2025

(Дата)

Підпис

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЧЕРНІГІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Навчально-науковий інститут інженерії, виробництва та будівництва

Кафедра автомобільного транспорту та галузевого машинобудування

«Затверджую»

Завідувач кафедри АТ та ГМ

В.Ф. Воинега

(прізвище, ім'я, по батькові)

«05» 05 2025 р

Завдання

на виконання кваліфікаційної роботи

здобувача вищої освіти Старосельцева Олександра Володимировича

групи АТт-231

Тема кваліфікаційної роботи:

Проєкт легкового автомобіля Renault Logan з модернізацією гальмівної системи

Тему затверджено наказом ректора

від «21» 03 2025 р. №175-с/ВС

Термін представлення роботи до захисту «19» 06 2025 року.

Вихідні дані для виконання роботи:

1. Тип автомобіля: легковий; 2. Вантажопідйомність: 568 кг; 3. Максимальна швидкість руху автомобіля Vmax= 167 км/год; 4. Радіус колеса rk = 0.36 м; 5. Коефіцієнт корисної дії трансмісії ηт = 0.95; 6. Коефіцієнт опору дороги ψ = 0.031

Зміст (перелік розділів) розрахунково-пояснювальної записки і графічної частини роботи: дивись календарний план.

Дата видачі завдання: «05» 05 2025 року

Керівник: Грицук І.В.

Завдання прийняв до виконання: «05» 05 2025 року

Здобувач вищої освіти: Старосельцев О. В.

Підпис здобувача вищої освіти:

Календарний план виконання КР

№	Назва етапів роботи	Термін виконання	Примітка
	Пояснювальна записка		
	Вступ.	09.05.2025	Розділ ПЗ
1	Аналітичний огляд. Постановка задач	09.05.2025	-//-
2	Визначення масових показників і параметрів автомобіля	14.05.2025	
3	Розрахунок показників динамічності автомобіля	26.05.2025	-//-
4	Паливна економічність автомобіля	28.05.2025	-//-
5	Розробка гальмівної системи	02.06.2025	
6	Модернізація гальмівної системи	06.06.2025	
	Оформлення пояснювальної записки	09.06.2025	ПЗ

	Графічна частина		Ватман
1	Зовнішній вигляд автомобіля	12.05.2025	Формат А-1
2	Зовнішня швидкісна характеристика двигуна та силовий баланс автомобіля	23.05.2025	-//-
3	Динамічні показники автомобіля	29.05.2025	-//-
4	Гальмівні властивості та паливо-економічні харатеристики автомобіля	03.06.2025	-//-
5	Барабанний гальмівний механізм	07.06.2025	-//-
6	Дисковий гальмівний механізм	08.06.2025	-//-
7	Оформлення КР і представлення керівнику	10.06.2025	-//-

ЗВО: _____ Старосельцев О. В.

Керівник: _____ Грицук І.В.

АНОТАЦІЯ

Старосельцев О. В. «Проєкт легкового автомобіля Renault Logan з модернізацією гальмівної системи»

Кваліфікаційна робота містить 74 сторінок, 44 рисунка., 17 джерел літератури.

У даній роботі розглянуто конструктивні особливості гальмівної системи легкового автомобіля Renault Logan, проведено аналіз її ефективності та обґрунтовано доцільність модернізації. Основну увагу приділено вдосконаленню елементів підсилювача гальм, зокрема впровадженню гідровакуумного або пневматичного підсилювача з підвищеними експлуатаційними характеристиками.

Розроблено розрахункову модель гальмівного приводу з урахуванням впливу модернізованого підсилювача на зусилля, яке прикладає водій до педалі, тиск у магістралях та загальну ефективність гальмування. Наведено порівняльний аналіз традиційної та вдосконаленої гальмівної системи. Запропоновані технічні рішення дозволяють знизити навантаження на водія, підвищити надійність гальмування та безпеку руху.

Проєкт має практичне значення для вдосконалення експлуатаційних характеристик серійного автомобіля та може бути використаний у навчальному процесі і ремонтних підприємствах.

Ключові слова: Renault Logan, гальмівна система, модернізація, гідровакуумний підсилювач, зусилля на педалі, ефективність гальмування.

SUMMARY

Staroseltsev O. V. «Design Project of a Passenger Car Renault Logan with Modernization of the Braking System»

The bachelor's qualification project contains 74 pages, 44 figures, and 17 literature sources.

This work examines the structural features of the braking system of the Renault Logan passenger car, analyzes its efficiency, and substantiates the feasibility of its modernization. The main focus is placed on improving the brake booster components, particularly the implementation of a hydro-vacuum or pneumatic booster with enhanced operational characteristics.

A computational model of the brake drive has been developed, taking into account the influence of the modernized booster on the force applied by the driver to the pedal, pressure in the hydraulic lines, and the overall braking efficiency. A comparative analysis of the traditional and improved braking systems is provided. The proposed technical solutions help reduce the driver's workload, improve braking reliability, and enhance traffic safety.

The project is of practical importance for improving the performance characteristics of a production vehicle and can be used in educational settings and repair facilities.

Keywords: Renault Logan, braking system, modernization, hydro-vacuum booster, pedal force, braking efficiency.

ЗМІСТ

	ВСТУП……..	8
1	АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ……	10
1.1	Аналітичний огляд……...	10
1.2	Постановка задач……..	11
2	ВИЗНАЧЕННЯ МАСОВИХ ПОКАЗНИКІВ І ПАРАМЕТРІВ АВТОМОБІЛЯ …….....	12
2.1	Вихідні дані для розрахунків……...	12
2.2	Дорожні умови……	12
2.3	Визначення спорядженої і повної мас автомобіля і їх розподілу по осях	14
2.4	Вибір шин……	15
2.5	Геометричні параметри автомобіля……	17
2.6	Визначення аеродинамічних характеристик……	18
2.7	Визначення параметрів автомобільного двигуна……..	20
2.8	Розрахунок і побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна	22
2.9	Визначення робочого об’єму циліндрів двигуна……...	24
2.10	Визначення параметрів трансмісії автомобіля……..	25
3	РОЗРАХУНОК ПОКАЗНИКІВ ДИНАМІЧНОСТІ АВТОМОБІЛЯ…...	29
3.1	Метод силового балансу……..	29
3.2	Показники динамічності при рівномірному русі……...	32
3.3	Метод динамічної характеристики……	33
3.4	Показники динамічності автомобіля при нерівномірному русі……..	36
3.5	Розрахунок гальмівної діаграми……	44
4	ПАЛИВНА ЕКОНОМІЧНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ ……..	47
5	РОЗРОБКА ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ…….....	54
5.1	Гідравлічний гальмівний привід……	54
5.2	Передній дисковий гальмівний механізм……...	58
5.3	Барабанний гальмівний механізм..……	
6	МОДЕРНІЗАЦІЯ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ……	62
6.1	Задній дисковий гальмівний механізм ……	62
6.2	Розрахунок заднього дискового гальма ……	64
	ВИСНОВКИ……	66
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ……	68
	ДОДАТКИ……	70

ВСТУП

У сучасних умовах розвитку автомобільної промисловості особливу увагу приділяють безпеці дорожнього руху, ефективності експлуатації транспортних засобів та зниженню витрат на їх обслуговування. Одним із ключових елементів, що забезпечує безпечне керування автомобілем, є гальмівна система. Надійна та ефективна гальмівна система дозволяє зменшити гальмівний шлях, підвищити керованість автомобіля в аварійних ситуаціях, а також покращити загальну динаміку руху.

Renault Logan – один із найпопулярніших легкових автомобілів у бюджетному сегменті, що зарекомендував себе як надійний, економічний та простий у експлуатації. Проте, з урахуванням сучасних вимог до безпеки та зростаючих швидкісних характеристик дорожнього руху, виникає необхідність модернізації його гальмівної системи.

Дана робота присвячена аналізу, обґрунтуванню та впровадженню технічних рішень щодо модернізації гальмівної системи автомобіля Renault Logan.

Актуальність теми. Покращення ефективності гальмівної системи є ключовим фактором безпеки руху. Удосконалення гальмівної системи автомобіля Renault Logan дозволяє знизити гальмівний шлях, підвищити надійність та відповідати сучасним вимогам безпеки та комфорту.

Основна мета – підвищення ефективності гальмування, зменшення зносу елементів системи та інтеграція сучасних компонентів, таких як вакуумні або електровакуумні підсилювачі, вентильовані диски, а також сучасні гальмівні рідини типу DOT 4 або DOT 5.1.

Кваліфікаційна робота включає в себе аналіз існуючої гальмівної системи, порівняльну оцінку аналогічних рішень, вибір оптимальних методів модернізації, а також розрахункову частину з підтвердженням ефективності запропонованих змін.

Об'єктом дослідження в даній роботі є гальмівна система, зокрема її конструктивні особливості, функціональні характеристики, принцип дії та

можливості для модернізації з метою підвищення ефективності та надійності гальмування.

Предметом дослідження є конструкція, технічний стан та методи удосконалення елементів гальмівної системи, а саме: вакуумного підсилювача, головного гальмівного циліндра, гальмівних механізмів коліс і гальмівної рідини, а також вплив модернізації на гальмівну ефективність та безпеку автомобіля.

1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ

1.1 Аналітичний огляд

Розрахунок легкового автомобіля включає аналіз та визначення широкого спектру показників і параметрів, які можна розділити на кілька основних категорій: технічні, економічні, експлуатаційні, екологічні та ергономічні.

Нижче наведено ключові параметри для кожної категорії.

1 Основні технічні показники

-Габаритно-масові параметри (довжина, ширина, висота автомобіля)

-Колісна база (відстань між передньою та задньою осями)

-Ширина колії (відстань між колесами однієї осі)

-Маса автомобіля

-Споряджена маса (без пасажирів і вантажу)

-Повна маса (з максимальним завантаженням).

2. Експлуатаційні показники

-Максимальна швидкість (км/год)

-Час розгону до 100 км/год (с)

-Рух на підйомах (максимальний кут підйому)

-Витрата палива в міському, заміському циклі та у змішаному режимі (л/100 км)

-Запас ходу на одному баку (км)

-Кліренс (дорожній просвіт, мм)

-Кут в'їзд та з'їзд

Для аналітичного огляду беремо декілька автомобілі схожими за параметрами. Наприклад, автомобіль Chevrolet Aveo, автомобіль Kia Rio та автомобіль Renault Logan.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики автомобілів

Характеристика	Chevrolet Aveo	Kia Rio	Renault Logan
Довжина (мм)	4235	4240	4300
Ширина (мм)	1670	1695	1740
Висота (мм)	1495	1470	1534
Максимальна швидкість (км/год)	170	177	167
Колісна база (мм)	~2480	~2500	~2630
Об'єм багажника (л)	~375	~390	~510
Тип приводу	Передній	Передній	Передній
Двигун	1.4 л бензин	1.4 л бензин	1.4 л бензин
Трансмісія	Механічна	Механічна	Механічна
Середня витрата пального (л/100 км)	~7	~6.2	~6.8

Рисунок 1.1 – Chevrolet Aveo

Рисунок 1.2 – Kia Rio

Рисунок 1.3 – Renault Logan

Згідно із аналітичним оглядом та завданням за прототип обираємо автомобіль Renault Logan.

1.2 Постановка задач

У даному підрозділі і далі методи розрахунку подаються у супроводі чисельного розрахунку для наступних заданих вихідних даних:

– тип автомобіля: легковий;

–маса перевозимого вантажу автомобілем $M_в$ = 568 кг;

– максимальна швидкість автомобіля V_{max}= 167 км/год.;

– 5 – ступінчаста механічна коробка передач;

– колісна формула 4х2 (передній привід);

– двигун чотиритактний, бензиновий.

2 ВИЗНАЧЕННЯ МАСОВИХ ПОКАЗНИКІВ І ПАРАМЕТРІВ АВТОМОБІЛЯ

2.1 Вихідні дані для розрахунків

У даному підрозділі і далі методи розрахунку подаються у супроводі чисельного розрахунку для наступних заданих вихідних даних:

– тип автомобіля: легковий;

–маса перевозимого вантажу автомобілем $M_в$ = 568 кг;

– максимальна швидкість автомобіля V_{max}= 167 км/год.;

2.2 Дорожні умови

Дорожні умови характеризуються величиною коефіцієнта сумарного опору дороги, який визначають за формулою:

$$\psi = f_к \pm i, \quad (1)$$

де $f_к$ – коэфіцієнт опору коченню автомобіля; Значення коефіцієнта тертя кочення $f_к$, а також коефіцієнта зчеплення колеса з дорожнім полотном φ наведено в таблиці 1.1[6].

i – подовжній уклін дороги. Якщо α– кут подовжнього нахилу полотна дороги, то ухил дороги ($i = tg_\alpha$) – це підвищення її по висоті до довжини основи, на якій відбулося вказане підвищення. Позначають його символом i. Наприклад, i = 0,02; i = 2%; i = 20‰ (проміле).

Припускаючи, що легкові автомобілі і автобуси можуть розвивати максимальну швидкість по горизонтальній дорозі (i =0), коефіцієнт опору дороги у цьому випадку дорівнює коефіцієнту опору кочення, тобто :

$$\Psi = f_к . \quad (2)$$

При зростанні швидкості більше 60…80 км/год коефіцієнт опору коченню зростає і визначається за емпіричною формулою :

$$f_к = f_0 \cdot (1 + V^2 max / (2 \cdot 10^4), \quad (3)$$

де Vmax – максимальна швидкість руху автомобіля, км/год.;

f_0 – коефіцієнт опору коченню автомобіля;

Для доріг з твердим покриттям f_0 = 0.015….0.03. Приймемо для чисельних розрахунків (асфальтове шосе) f_0 =0.02.

Тоді

$$f_к = 0.02(1+ 167^2 /(2*10^4)) = 0.052;$$

Таблиця 2.1 – Значення коефіцієнтів тертя кочення і зчеплення

Вид покриття та стан дороги	Коефіцієнти	
	$f_к$	φ
Цементо та асфальтобетон:		
сухий гладкий	0,012-0,025	0,5-0,6
сухий шорсткий	0,020-0,025	0,7-0,9
вологий	0,020-0,025	0,4-0,5
вогкий	0,022-0,025	0,3-0,4
брудний	0,025-0,028	0,2-0,3
засніжений	0,028-0,035	0,2-0,3
обледенілий	0,020-0,025	0,05-0,1
Щебінь або гравій:		
Оброблений в'яжучим матеріалом, сухий	0,020-0,025	0,6-0,7
не оброблений в'яжучим матеріалом, сухий	0,025-0,030	0,5-0,6
брудний	0,030-0,040	0,4-0,5
засніжений	0,030-0,050	0,3-0,4
обледенілий	0,030-0,040	0,1-0,2

За умови руху автомобіля в найгірших дорожніх умовах (грунтова дорога після дощу, підйом $\alpha=12^0$) приймаємо згідно з рекомендаціями [5]:

$$V= 5 \text{ км/год.} = 1.38 \text{ м/с};$$

$$i = tg(12^0) = 0.213;$$

$$f_{кmax}= 0.05.$$

Максимальний коефіцієнт сумарного опору дороги визначається за формулою:

$$\Psi_{max} = f_{кmax} \pm i, \quad (4)$$

Чисельно:

$$\Psi_{max} = 0.05 + 0.213 =0.263.$$

Максимальне значення коефіцієнта опору Ψ max приймають :

– для легкових автомобілів, а також вантажних автомобілів та автобусів, призначених для міжміських сполучень:

$$\Psi \max = 0.25\ldots0.30.$$

2.3 Визначення спорядженої і повної мас автомобіля і їх розподілу по осях

Оціночним показником конструкції автомобіля є коефіцієнт використання маси η_G, який визначається за формулою:

$$\eta_G = \frac{M_a - M_0}{M_0} = \frac{M_в}{M_0}, \quad (5)$$

де M_a – повна маса автомобіля;

M_0 –споряджена маса автомобіля, складається з сухої маси автомобіля та маси палива, охолоджувальної рідини, запасного колеса, інструмента, обов'язкового обладнання;

Мв – вантажопідйомність автомобіля.

Для легкових автомобілів і автобусів пасажиромісткість перераховують у вантажопідйомність і далі визначають повну масу за формулою:

$$M_a = M_0 + M_в + (m_р + m_б)\cdot N_{сум}, \quad (6)$$

де $m_р$ – розрахункова маса пасажира. Приймають у розрахунках $m_р = 75$ кг.;

$m_б$ – розрахункова маса ручного багажу. Приймають $m_б = 10$ кг.;

$N_{сум}$ – сумарна кількість пасажирів включно з водієм.

$$M_a = 967 + 568 + (75 + 10)\cdot 5 = 1960 \text{ кг}$$

Розподіл мас по осях автомобіля визначають, враховуючи конструкцію автомобіля, дані автомобілів прототипів, рекомендації, які наведено в відповідних довідниках і технічній літературі, а також за наступними формулами:

$$M_{01} = M_0 \frac{b_0}{L_a}; \; M_{a1} = M_a \frac{b_a}{L_a};$$
$$M_{02} = M_0 \frac{a_0}{L_a}; \; M_{a2} = M_a \frac{a_a}{L_a}; \quad (7)$$

де a_0, b_0 –відстані від центра мас до передньої і задньої осей автомобіля в

спорядженому стані;

a_a, b_a – відповідні відстані при повному завантаженні автомобіля.

При наявності значень відстаней a_0, b_0, a_a і b_a для автомобіля-прототипу розподіл мас по осях приймають за аналізом розподілу мас по відповідних осях прототипу.

Розподіл мас по осях автомобілів визначають, виходячи з того, що в існуючих конструкціях значення мас, які приходяться на ведучі осі, становить (індекси 2,3 відносяться до ведучих коліс) [6]:

– у передньоприводних легкових автомобілів та автобусів на їх базі :

$$M_1 = (0.51 \ldots 0.56) \cdot Ma \quad (8)$$

$$M_1 = 0.51 \cdot 1960 = 1000 \text{ кг}$$

$$M_2 = 1960 - 1000 = 960 \text{ кг}$$

2.4 Вибір шин

Шини для автомобіля вибирають, виходячи з його призначення, найбільшого навантаження $G_{кmax}$, що припадає на одне колесо автомобіля відповідно до визначених навантажень на його осі, та допустимих згідно з технічними характеристиками шин навантажень на них. При цьому враховують відповідність швидкісних характеристик шин максимальній швидкості автомобіля, вказаній у завданні.

Навантаження на одне колесо будь-якої осі становить:

$$Gкі = Gі / nкі, \quad (9)$$

де $Gкі = M_{кі} \cdot g$, $Gі = M_і \cdot g$ – відповідно навантаження на к – те колесо і – тої осі;

і – номер осі;

nкі – кількість коліс, встановлених на осі.

Навантаження на колесо передньої осі:

$$G_{k1} = (1000*9.8)/2 = 4900 \text{ Н}$$

Навантаження на колесо задньої осі:

$$G_{k2} = (693*9.8)/2 = 4704 \text{ Н}$$

Інколи навантаження, що доводиться на одну шину, знаходять як середнє

значення по автомобілю за формулою:

$$p = \frac{M_a \cdot g}{m}, \quad (10)$$

де: M_a - повна маса автомобіля, кг;

m - кількість шин на автомобілі.

Знаходимо значення середнього навантаження на шину:

$$P = (1960 * 9.8)/4 = 4802 \text{ Н}$$

Згідно з прототипом вибираємо шини 165/80 R15.

Характеристики шин для легкових, вантажних автомобілів та автобусів наведено і відповідних державних стандартах або технічних умовах на шини.

Умовні позначки на бічній поверхні шини вказують на її параметри:

B – ширина;

H – висота її профілю;

d – посадковий діаметр покришки;

D – зовнішній діаметр покришки.

Індекси швидкості вказують на максимальні швидкості руху автомобіля з даними шинами. Вони позначаються латинськими буквами :

L – до 120 км/год;

P – до 150 км/год;

Q – до 160 км/год;

S – до 180 км/год.

Індекси вантажопідйомності вказують на максимальне навантаження на шину:

75→3870Н;

85→5750 Н;

103→8750Н.

Важливим показником автомобільної шини є її радіус. Розрізняють наступні радіуси :

номінальний $r_н$ (вказано у маркуванні шини);

– вільний ro – радіус шини з номінальним внутрішнім тиском повітря і за

відсутності навантаження на колесо;

– статичний rc – відстань від геометричної осі колеса до його опорної поверхні при дії лише вертикального навантаження;

– динамічний rд – відстань від геометричної осі колеса до його опорної поверхні при його коченні;

– кінематичний rк – відстань від геометричної осі колеса до миттєвого центра його обертання.

Статичний радіус визначається за формулою :

$$rc = 0.5\ d + \lambda z \cdot H\ ,\ м\ (11)$$

де d - внутрішній діаметр шини;

λz = 0.88…0.92 (менші значення беруть для легкових автомобілів, більші – для вантажних і автобусів).

При виконанні тягового розрахунку орієнтовне значення радіуса $r_к$ колеса можна визначити також по емпіричній формулі:

$$r_к = 0.5\ d + B\ (1 - \lambda),\ (12)$$

де d - внутрішній діаметр шини;

λ – коефіцієнт, що враховує вертикальну деформацію шини.

Для стандартних і широкопрофільних шин: λ = 0,1…0,16, для арочних шин і пневмокатків: λ = 0.2…0.3. Також часто приймають $r_к = r_c$.

Згідно з завданням для шин 165/80 R15 статичний радіус шини становить:

$$r_к = r_c = 0.36\ м.$$

2.5 Геометричні параметри автомобіля

Орієнтуючись на існуючі конструкції, вибирають основні геометричні параметри автомобіля:

– габаритні розміри (довжина L_a, ширина B_a, висоту H_a);

– базу L (для двовісного автомобіля);

– колію B1 та B2 кожного з мостів.

При виборі габаритних розмірів автомобіля, що проектується, слід враховувати вимоги ДСТУ «Засоби транспортні дорожні. Маси та габарити».

Таблиця 2.2 – Максимальні габаритні розміри автотранспортних засобів

Тип автотранспортного засобу	Максимальні габаритні розміри, м, не більше					
	Довжина				Ширина	Висота
Легковий автомобіль	12.00	-	-	-	2.55	4.00

База – двовісного автомобіля L – відстань між його осями, тобто між геометричними осями обертання коліс відповідно переднього і заднього мостів.

Колія – відстань між центральними площинами обертання коліс одного мосту.

Координати центра мас по базі a та b двовісного автомобіля (рисунок 2.1).

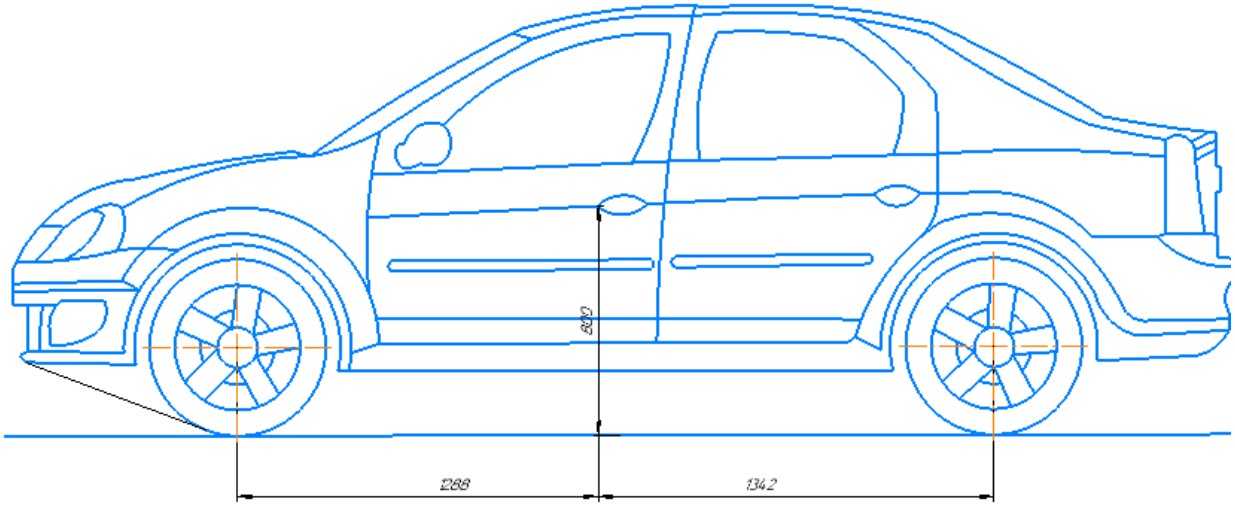


Рисунок 2.1 – Схеми до визначення центра мас автомобілів

$$a = M2 \cdot L / Ma, \text{ м } (13)$$

$$a = (960*2.630)/1540 = 1.288 \text{ м}$$

$$b = L – a, \text{ м } (14)$$

$$b = 2.630 – 1.288 = 1,342 \text{ м}$$

Висоту центра мас hg приймають у межах (0.7 – 0.8) м для легкових автомобілів, приймаємо hg=0.8 м.

2.6 Визначення аеродинамічних характеристик

Для визначення величини сили опору повітря використовують формулу:

$$P_w = C_w \cdot F \cdot q, \ (15)$$

де $q = \rho \cdot (V^2 /2)$ - швидкісний напор, кг/с^2;

ρ – густина повітря, кг/м^3, на рівні моря ρ = 1.225 кг/м^3;

F - лобова площа автомобіля (площа Міделя), $м^2$;

C_w- безрозмірний коефіцієнт повної аеродинамічної сили.

Проекцію $P_п$ сили P_w на напрямок руху автомобіля називають лобовою силою опору повітря,

тобто

$$P_п = C_x \cdot F \cdot \rho \cdot (V^2 /2), \quad (16)$$

де C_x – безрозмірний коефіцієнт лобового опору повітря;

V – відносна швидкість повітря, км/год.;

F – площа лобового контуру;

$0.5 \cdot C_x \cdot \rho = к_в$ – коефіцієнт обтічності.

Коефіцієнт обтічності $к_в$ є еквівалентним силі опору повітря, що діє на 1 $м^2$ площі автомобіля при відносній швидкості 1 м/с. Він залежить від форми кузова та кута напливу повітря τ.

Між коефіцієнтами C_x та $К_в$ існує чисельна залежність $К_в = 0.61\ C_x$.

Для сучасних автомобілів коефіцієнт $к_в$ знаходиться в наступних межах: легкові автомобілі 0.195 – 0.345.

Наближені значення $К_в$ та C_x для легкового автомобіля при τ =0 також наведено в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Коефіцієнти лобового опору повітря та обтічності для автомобілів

Тип автотранспортного засобу	Коефіцієнти	
	C_x	$К_в$, $Нс/м^2$
Легкові автомобілі	0.3-0.6	0.20-0.35

При русі автомобіля в нерухомому повітряному середовищі відносна швидкість повітря $V_п = V$.

$$\text{Тоді } P_п = К_в \cdot F \cdot V^2, \quad (17)$$

$$P_п = 0.35 \cdot 2.13 \cdot 167^2 = 20790 \text{ Н}$$

Добуток $К_в \cdot F$ називають фактором обтічності.

Площа F може бути визначена із технічної документації на автомобілі, а при її відсутності – наближено з наступних виразів:

– для легкових автомобілів

$$F = \alpha \cdot B_г \cdot H_г, \quad (18)$$

де α – коефіцієнт заповнення площі, для легкових автомобілів α = 0.78-0.80, приймаємо α = 0.8;

$B_г$,$H_г$ – найбільші висота та ширина автомобіля, за прототипом $B_г$= 1.53 м ; $H_г$=1.74 м.

$$F = 0.8 \cdot 1.53 \cdot 1.74 = 2.13 \text{ м}^2$$

При визначенні опору повітря руху автомобіля використовується також фактор обтічності.

Величина фактора обтічності автомобіля визначається тими ж чинниками, що й коефіцієнти C_x та $K_в$, а також площею лобового опору F:

$$W = K_в \cdot F, \quad \text{Н·с}^2/\text{м}^2 \quad (19)$$

Коефіцієнти $K_в$ згідно таблиці 2.3 приймаємо 0.35, тоді:

$$W = 0.35 \cdot 2.13 = 0.745 \text{ Н·с}^2/\text{м}^2$$

2.7 Визначення параметрів автомобільного двигуна

При виборі швидкохідності двигуна автомобіля, що проектується, слід враховувати досвід вітчизняного і зарубіжного двигунобудування і тенденції його розвитку.

Найчастіше в тягових розрахунках частоту обертання колінчастого вала n_N двигуна при максимальній потужності N_{max} вибирають на підставі прототипу проектованого автомобіля. Орієнтирні значення n_N (хв$^{-1}$) змінюються в наступних межах:

Бензинові двигуни:

– легкові автомобілі..... 4500…6000;

Приймаємо для чисельних розрахунків n_N = 5000 хв$^{-1}$.

Потужність автомобільного двигуна витрачається на подолання сил опору: дороги, повітря, тертя в трансмісії, на розгін автомобіля і подолання сили тяги на крюку.

Для одиночного автомобіля потужність двигуна (кВт) визначають з умови забезпечення руху із заданою максимальною швидкістю за формулою:

$$N_v = \frac{\psi \cdot M_a \cdot g \cdot V_{max}}{3600 \cdot \eta_т \cdot \eta_{гп}} + \frac{к_в \cdot F \cdot V_{max}^3}{4{,}66 \cdot 10^4 \eta_т \cdot \eta_{гп}}, \quad (2)$$

де V_{max} - максимальна швидкість автомобіля, із завдання 167 км/год;

M_a - повна маса автомобіля,1960 кг;

$\eta_т$ - коефіцієнт корисної дії трансмісії, із завдання 0.95;

$\eta_{гп}$ – коефіцієнт корисної дії гідропередачі, гідротрансформатор відсутній $\eta_{гп}$ =1.

$$N_v = ((0.01*1960*9.8*167)/(3600*0{,}95*1))+((0{,}35*2.13*167^3)/(4.66*10^4*0.95*1)) = 54.81 \text{ (кВт)};$$

Використовуючи потужність двигуна Nv, обчислену за формулою, визначають його максимальну потужність за формулою:

$$N_{max} = \frac{N_v}{a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3}, \quad (21)$$

де $\lambda = (n_{vmax} / n_N)$ – відношення частоти обертання колінчастого вала двигуна при максимальній швидкості до частоти обертання при максимальній потужності (коефіцієнт швидкохідності). Значення коефіцієнта швидкохідності приймають рівними:

– для бензинових двигунів – λ =1.0;

Коефіцієнти a, b і c характеризують тип двигуна і спосіб сумішоутворення і становлять:

– для бензинових двигунів – a = b =c = 1;

Чисельний розрахунок N_{max} при λ = 5600/5600:

$$N_{max} = 54{,}81(1*1+1*1^2-1*1^3) = 54{,}81 \text{ кВт}$$

Обчислену за рівнянням максимальну потужність, округлюємо у бік збільшення до найближчого цілого значення.

$$N_{max} = 55 \text{ кВт}.$$

2.8 Розрахунок і побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

Зовнішня швидкісна характеристика є залежністю ефективної потужності Ne, моменту Me, питомої g_e і погодинної $G_т$ витрат палива від числа обертів n_e колінчастого вала двигуна при повному навантаженні.

Залежність ефективної потужності Ne у функції числа обертів n_e колінчастого вала двигуна можна побудувати, використовуючи формулу С.Р.Лейдермана:

$$N_e = N_{e\,max}\left[a + b\left(\frac{n_e}{n_N}\right) - c\left(\frac{n_e}{n_N}\right)^2\right]\cdot\frac{n_e}{n_N}, \quad (22)$$

де n_N - частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальній потужності; N_e і n_e – поточне значення потужності і частоти обертання колінчастого вала.

При побудові графіків, слід задатися 6-8-мома значеннями частоти обертання n_e в діапазоні від n_{min} до n_{vmax}.

Мінімальну стійку частоту обертання колінчастого вала приймають рівною: для бензинових двигунів – n_{min} = 600хв$^{-1}$.

Частоту обертання колінчастого вала при максимальній швидкості (n_{vmax}) знаходять залежно від вибраного значення коефіцієнта швидкохідності за формулою:

$$n_{Vmax} = \lambda \cdot n_N. \quad (23)$$

Значення ефективного моменту Me двигуна (Н·м) визначається за формулою:

$$M_e = 9550\ (N_e / n_e). \quad (24)$$

Поточні значення питомого g_e (г/кВт·год) і погодинного $G_т$ (кг/год) витрат палива можна визначити за формулами:

$$g_e = g_N\left[0{,}97 + 0{,}48\left(\frac{n_e}{n_N} - 0{,}65\right)^2\right], \quad (25)$$

де g_N - ефективна витрата палива при N_{emax} (г/кВт·год), для бензинових двигунів g_N = (215…285), г/кВт·год;

$$G_т = N_e\, g_e\, 10^{-3}. \quad (26)$$

Прийнявши для чисельних розрахунків мінімальні оберти колінчастого вала n_{min} = 800хв$^{-1}$, номінальні (при максимальній потужності) – n_N = 5000 хв$^{-1}$ і максимальні для не завантаженого автомобіля – n_{max} = 5000 хв$^{-1}$, g_N = 240 г/кВт·год проводимо розрахунки, результати яких заносимо в таблицю 2.4.

Таблиця 2.4 – Параметри зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

n_e, хв.$^{-1}$	n_e / n_N	$(n_e / n_N)^2$	N_e, кВт	M_e, Нм	g_e, г/кВт·г	$G_т$, кг/год
n_1 = 800	0,16	0,03	9,98	119,17	260,46	2,60
n_2 = 1000	0,20	0,04	12,76	121,86	256,13	3,27
n_3 = 2000	0,40	0,16	27,28	130,26	240,00	6,55
n_4 = 3000	0,60	0,36	40,92	130,26	233,09	9,54
n_5 = 4000	0,80	0,64	51,04	121,86	235,39	12,01
n_6 = 5000	1,00	1,00	55,00	105,05	246,91	13,58

За даними таблиці 2.4 будується зовнішня швидкісна характеристика двигуна графіки:

$$N_e = f(n_e); \quad (28)$$

$$M_e = f(n_e); \quad (29)$$

$$g_e = f(n_e); \quad (30)$$

$$G_т = f(n_e). \quad (31)$$

Загальний вигляд типової зовнішньої швидкісної характеристики наведено на рисунку 2.2.

Із швидкісної характеристики визначається також коефіцієнт пристосованості двигуна за відношенням:

$$K = \frac{M_{\max}}{M_{N_e}}. \quad (32)$$

Розрахункові значення *К* для бензинових двигунів знаходяться в межах К = 1.25…1.35.

$$K = 130.26/105.05 = 1.25$$

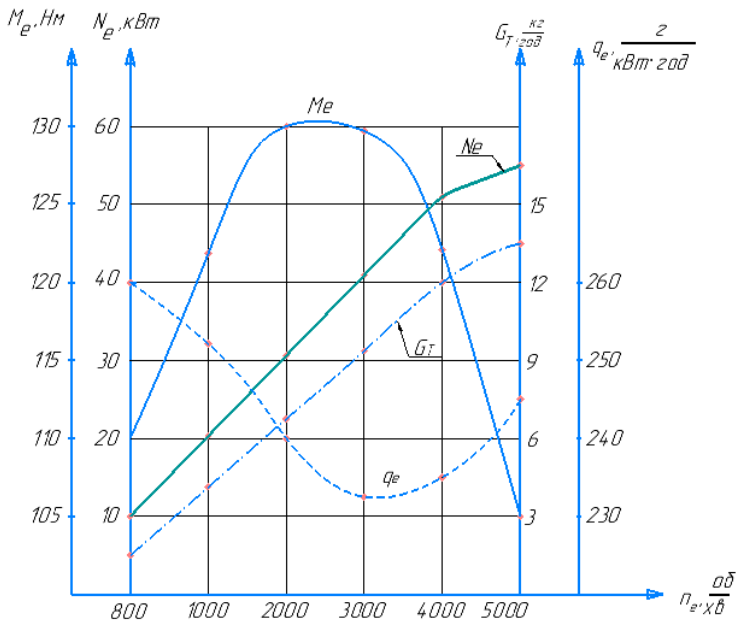


Рисунок 2.2 – Зовнішня швидкісна характеристика бензинового двигуна

2.9 Визначення робочого об’єму циліндрів двигуна

Приймемо за прототипом діаметр поршня D = 79.5 мм, хід поршня S = 70 мм, кількість циліндрів двигуна i = 4.

Тоді робочий об'єм (літраж) V_h циліндрів двигуна визначаємо за формулою:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{\tau \cdot 10^6}, \text{ л (33)}$$

де τ - число тактів робочого процессу, τ =4.

$$V_h = (3.14*79.5^2*70*4)/(4*10^6)=1.390 \text{ л};$$

Приймаємо за прототипом 1.4 л.

2.10 Визначення параметрів трансмісії автомобіля

Передавальне число головної передачі визначають за умови забезпечення заданої максимальної швидкості автомобіля V_{max} (в м/с) при прийнятому значенні n_{max} за формулою:

$$i_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{max} \cdot r_к}{60 \cdot i_s \, i_{кв} \, i_д V_{max}}, \text{ (34)}$$

де i_0 – передавальне число головної передачі;

$r_к$ – радіус колеса, із завдання $r_к$ = 0.36 м;

$i_{кв}$ - передавальне число КП на вищій ступені, приймаємо $i_{кв}$ =1;

$i_д$ - передавальне число вищої ступені додаткової передачі, $i_д$ =1(відсутні);

i_s - ковзання гідротрансформатора, гідротрансформатор відсутній i_s = 1.

Чисельний розрахунок:

$$i_0 = (2*3.14*5000*0.36)/(60*1*1*1*46.4) = 4.06;$$

Приймаємо 4.

Передавальне число КП на першій передачі визначається з умови можливості подолання автомобілем при рівномірному русі заданого максимального дорожнього опору ψ_{max}.

Передавальне число КП на першій передачі визначають за формулою:

$$i_{к1} = \frac{\psi_{max} M_a g r_к}{M_{e\,max} i_0 i_д \eta_т}, \quad (35)$$

де M_{emax} – максимальний крутний момент двигуна, Н·м;

$\eta_т$ – ККД трансмісії, із завдання $\eta_т$= 0.95.

Чисельне значення:

$$I_{к1} = (0.263*1960*9.8*0.36)/(130.26*4*1*0.95) = 3.7;$$

Отримане передавальне число $i_{кі}$, необхідно перевірити по умові забезпечення зчеплення провідних коліс з дорогою.

Максимально можливе передавальне число коробки на першій передачі по умові зчеплення провідних коліс визначають за формулою:

$$i_\varphi = \frac{\varphi \cdot m_{p1} M_1 g r_к}{M_{e\,max} i_0 i_д \eta_m}, \quad (36)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення, приймаємо φ = 0.8;

m_{p1} – коефіцієнт зміни нормальних реакцій на ведучих (передніх) колесах автомобіля при розгоні, приймаємо m_{p1max} = 1.2;

$M_1 = (M_a \cdot a)/l_a$ – маса, що приходиться на передні ведучі колеса автомобіля в статичному положенні;

$$M_1 \cdot g = 9800 \text{ Н} \quad (37)$$

L = (a + b) - колісна база автомобіля;

a, b - відстані від центра мас автомобіля до переднього або заднього мостів відповідно.

Можливість руху автомобіля на дорогах з прийнятим коефіцієнтом зчеплення буде забезпечена за умови дотриманні нерівності $i_{\varphi} \geq i_{к1}$.

Чисельний розрахунок:

$$I_{ф} = (0.8*1.2*9800*0.63)/(130.26*4*1*0.95) = 4.3;$$

Умова виконується.

Визначення передавальних чисел проміжних ступеней коробки передач. Передавальні числа проміжних передач вибирають з умови забезпечення оптимальних показників тягово-швидкісних і паливно-економічних властивостей.

Перш за все доцільно визначати передавальне число на вищій передачі, яке визначають за формулою:

$$i_{в} = \frac{0.104 \cdot (0.9 - 1) \cdot n_{e\max} \cdot r_k}{V_{\max}} \quad (38)$$

Чисельний розрахунок при $V_{\max}$ = 46.4 м/с:

$$I_{в} = (0.104*1*5000*0.36)/46.4 = 4;$$

Визначають максимальну тягову силу при найтяжчих умовах руху автомобіля (грунтова дорога, підйом $\alpha=12^0$; V= 5 км/год = 1.38 м/с; $f_{кmax}$= 0.05) за формулою:

$$P_{k\max} = M_a \cdot g \cdot \left(f_{k\max} \cdot \cos\alpha + \sin\alpha\right). \quad (39)$$

Чисельне значення:

$$P_{kmax} = 1960*9.8*(0.05*0.978+0.207) = 4933 \text{ Н}$$

Сила зчеплення ведучих коліс з дорогою:

$$P_{\varphi} = M_1 \cdot g \cdot \varphi \quad (40)$$

Чисельне значення:

$$P_{ф} = 1000*9.8*0.8 = 7840 \text{ Н}$$

Тобто необхідна для руху автомобіля без буксування умова ($P_{k\max} \leq P_{\varphi}$) виконується.

Визначають передавальне число трансмісії за формулою:

$$i_T = \frac{P_{k\max} \cdot r_k}{M_{eN} \cdot \eta_T} \quad (41)$$

Чисельне значення:

$i_т$ = (4933*0.36)/(105.05*0.95) = 17.8;

Мінімальна кількість ступеней в коробці передач визначається за формулою:

$$k = 1 + \frac{\lg(i_T / i_в)}{\lg(n_{eN} / n_M)}. \quad (42)$$

Чисельне значення при n_M = 3000 хв$^{-1}$ (оберти колінчастого вала при максимальному крутному моменті, взято з таблиці 2.1):

k = 1+ (lg(17.8/4)/(lg(5000/3000) = 3.9

Звичайно застосовується наступна кількість передач переднього ходу:
– легкові автомобілі середнього класу і малолітражні – 4–5;

В цілях уніфікації , а також за автомобілем-прототипом приймаємо k =5

При вирішенні питання про вибір кількості передач необхідно також враховувати досвід автомобілебудування і тенденції його розвитку.

Остаточно за прототипом приймаємо п`ятиступеневу коробку передач.

Дослідним шляхом встановлено, що найкраща динамічність автомобіля досягається в тому випадку, коли передавальні числа КП змінюються відповідно до закону геометричної прогресії.

Визначимо знаменник геометричної прогресії:

$$q = \sqrt[k-1]{i_T / i_в} \quad (43)$$

Чисельне значення:

q = $\sqrt[5-1]{17.8/4}$ = 1.45;

Передавальне число на першій передачі:

$$i_1 = \frac{i_T}{i_0} \quad (44)$$

Чисельне значення:

i_1 = 17.8/4 = 4.45;

Передавальні числа на наступних передачах визначають за формулою:

$$i_k = \frac{i_{k-1}}{q} \quad (45)$$

Чисельні значення:

$$i_2 = 4.45/1.45 = 3$$

$$i_3 = 3/1.45 = 2$$

$$i_4 = 2/1.45 = 1.4$$

$$i_5 = 1.4/1.45 = 1;$$

Передавальне число передачі заднього ходу визначають із залежності:

$$i_{зх} = (0.85...0.9) \cdot i_1 \quad (46)$$

Чисельне значення знайдемо:

$$i_{зх} = 0.9*4.45 = 4$$

3 РОЗРАХУНОК ПОКАЗНИКІВ ДИНАМІЧНОСТІ АВТОМОБІЛЯ

3.1 Метод силового балансу

При русі автомобіля рушійні сили зрівноважуються дією сил опору руху. При цьому рівняння тягового балансу в загальному випадку має вигляд:

$$P_T = M_{кол} / r_к = P_{fк} \pm P_h + P_w \pm P_j = P_\psi + P_w \pm P_j. \quad (47)$$

де $M_{кол}$ – крутний момент, що підводиться до коліс;

$P_\psi = P_{fk} \pm P_h$ – спільний опір руху автомобіля від втрат на кочення коліс і підйом автомобіля:

$$P_\psi = P_{fk} \pm P_h = M_a \cdot g\,(f_к \cdot \cos\alpha \pm \sin\alpha) = M_a \cdot g \cdot \psi \quad (48)$$

При малих α (i = 0) і $\psi = f_к + i = f_к$.

У разі рівномірного руху автомобіля сила інерції P_j дорівнює нулю, а рівняння набуває вигляду:

$$P_T = P_\psi + P_w \quad (49)$$

При вирішенні задач, пов'язаних з визначенням динамічних властивостей автомобіля користуються його тяговою характеристикою. При цьому використовується зовнішня швидкісна характеристика двигуна.

Будують тягову характеристику, в основному, за методом А.Н. Островцева.

Вона представляє собою графіки залежностей $P_т = f(V)$ і $P_a = P_T - P_w = f(V)$, де P_a –вільна сила, яка представляє собою різницю між силою тяги и силою опору повітря.

Крім того, в тяговій характеристиці представлені залежності

$P_\psi = f(\psi)$ – сили опору дороги від коефіцієнта дорожнього опору при різному завантаженні автомобіля;

$P_{зч} = f(\varphi)$ – максимальної сили зчеплення за умовами зчеплення ведучих коліс з дорогою, а також – сили тяги від коефіцієнта зчеплення при різному завантаженні автомобіля.

Таблиця 3.1– Показники тягової характеристики автомобіля

Передача	V, м/сек	ne, хв-1	Me, Н·м	Pт, Н	Pw, Н	Pa, Н
1	1,69	800	119,17	5597,68	1,22	5596,46
	2,12	1000	121,86	5724,04	1,91	5722,13
	4,23	2000	130,26	6118,60	7,64	6110,97
	6,35	3000	130,26	6118,60	17,18	6101,42
	8,47	4000	121,86	5724,04	30,54	5693,49
	10,58	5000	105,05	4934,43	47,72	4886,71
2	2,51	800	119,17	3773,72	2,69	3771,03
	3,14	1000	121,86	3858,90	4,20	3854,70
	6,28	2000	130,26	4124,90	16,80	4108,10
	9,42	3000	130,26	4124,90	37,80	4087,10
	12,56	4000	121,86	3858,90	67,20	3791,70
	15,70	5000	105,05	3326,58	105,00	3221,58
3	3,77	800	119,17	2515,81	6,05	2509,76
	4,71	1000	121,86	2572,60	9,45	2563,15
	9,42	2000	130,26	2749,93	37,80	2712,13
	14,13	3000	130,26	2749,93	85,05	2664,88
	18,84	4000	121,86	2572,60	151,21	2421,39
	23,55	5000	105,05	2217,72	236,26	1981,46
4	5,38	800	119,17	1761,07	12,34	1748,72
	6,73	1000	121,86	1800,82	19,29	1781,53
	13,46	2000	130,26	1924,95	77,15	1847,81
	20,19	3000	130,26	1924,95	173,58	1751,37
	26,91	4000	121,86	1800,82	308,59	1492,23
	33,64	5000	105,05	1552,41	482,16	1070,24
5	7,54	800	119,17	1257,91	24,19	1233,71
	9,42	1000	121,86	1286,30	37,80	1248,50
	18,84	2000	130,26	1374,97	151,21	1223,76
	28,26	3000	130,26	1374,97	340,22	1034,75
	37,68	4000	121,86	1286,30	604,83	681,47
	46,40	5000	105,05	1108,86	917,16	191,70

Значення n_e і M_e заповнюються з таблиці 2.4.

Швидкості руху автомобіля на різних передачах залежно від частот обертання колінчастого вала n_e визначаються за формулою:

$$V = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_к \cdot n_e}{60 \cdot i_0 \cdot i_{кі} \cdot i_Д}, \text{ м/с. (50)}$$

Силу тяги $P_т$ на ведучих колесах автомобіля визначають за формулою:

$$P_т = \frac{M_e i_0 i_{кі} i_д \eta_т}{r_к}, \text{ Н (51)}$$

Силу P_w опору повітря руху автомобіля знаходять за формулою:

$$P_w = K_в \cdot F \cdot V^2, \text{ Н (52)}$$

Вільна сила P_a, яка представляє собою різницю між силою тяги и силою опору повітря визначається за формулою:

$$P_a = P_T - P_w \text{ (53)}$$

За даними таблиці 3.1 будують середню частину графіка силового балансу, яки1 наведено на рисунку 3.1.

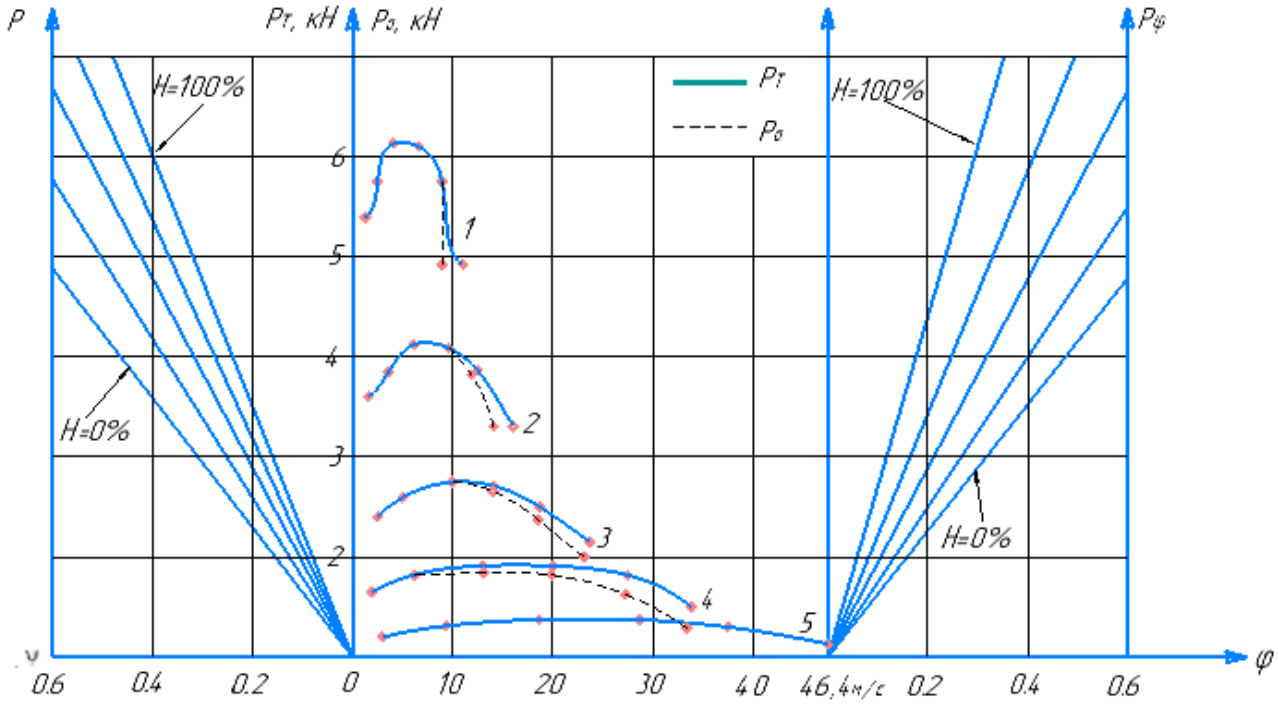


Рисунок 3.1 – Силовий баланс автомобіля

Ліву и праву частини графіка будують на основі наступних залежностей:

$$P_\psi = \psi\,(M_0 + M_x)g, \text{ Н; (54)}$$

де M_0 – споряджена маса автомобіля, кг;

M_x – маса завантаженого автомобіля, кг;

Таблиця 3.2- Сила опору кочення

ψ	P_ψ 0%	P_ψ 25%	P_ψ 50%	P_ψ 75%	P_ψ 100%
0.2	1891	2173.1	2454.9	2736.6	3018.4
0.4	3782.8	4346.3	4909.8	5473.3	6036.8
0.6	5674	6519.4	7364.7	8209.9	9055.2

$$P_{зч}=\varphi \cdot M_{зч} \cdot g, \text{ Н}, (55)$$

$M_{зч}$ – маса автомобіля, яка припадає на ведучі колеса, при відповідному стані завантаження, кг;

φ – коефіцієнт зчеплення.

$M_{зч}$ визначають при нульовому і повному завантаженнях. Для інших станів завантаження приблизно приймають, що зчіпна маса пропорційна загальній масі автомобіля, тобто:

$$M_{зч} = M_{10} + к_G \cdot M_x, (56)$$

$$M_{зч} = 530.75+0*568 = 530.75;$$

$$M_{зч} = 530.75+0.25*568 = 674.5;$$

$$M_{зч} = 530.75+0.5*568 = 818.25;$$

$$M_{зч} = 530.75+0.75*568 = 962;$$

$$M_{зч} = 530.75+1*568 = 1105.75;$$

де M_{10} – частина спорядженої маси автомобіля, яка приходиться на ведучі колеса;

$к_G$ -коефіцієнт завантаження;

$$к_G = 0; 0.25; 0.5; 0.75; 1$$

Таблиця 3.3 – Сила зчеплення коліс з дорогою

φ	$P_{зч}$ 0%	$P_{зч}$ 25%	$P_{зч}$ 50%	$P_{зч}$ 75%	$P_{зч}$ 100%
0.2	1040.2	1322	1603.7	1885.5	2167.2
0.4	2080.5	2644	3207.5	3771	4334.5
0.6	3120.8	3966	4811.3	5656.5	6501.8

3.2 Показники динамічності при рівномірному русі

При рівномірному русі автомобіля визначають наступні показниками його тягової динамічності: максимальну швидкість V_{max} руху при заданих дорожніх умовах; значення коефіцієнтів опору дороги ψ_{max} при русі автомобіля на нижчій передачі і ψ_v – на вищій передачі, а також відповідні їм величини динамічного фактора D_{max} і D_v.

При вказаних розрахунках використовують методи силового балансу і побудови динамічної характеристики, які в своїй основі є графо-аналітичними методами.

3.3 Метод динамічної характеристики

Динамічна характеристика будується на основі тягової характеристики автомобіля. Вона є графіком залежності динамічного фактора D від швидкості руху автомобіля V на всіх передачах.

Величину динамічного фактора визначають за формулою:

$$D = \frac{P_T - P_w}{M_a \cdot g} = \frac{P_a}{M_a \cdot g}, \quad (57)$$

де $P_a = P_T - P_w$ – залишкова (вільна) сила тяги, котра може бути використана на подолання сил опору дороги та розгону автомобіля.

Беручи до уваги рівняння тягового балансу автомобіля і припускаючи $\cos\alpha = 1$, а $\sin\alpha = 0$, вираз для динамічного фактора можна записати так:

$$D = \varphi \cdot \cos\alpha \pm \sin\alpha \pm (\delta / g) \cdot \frac{dV}{dt}, \quad (58)$$

$$\text{або} \quad D = \psi \pm (\delta / g) \cdot \frac{dV}{dt}. \quad (59)$$

При усталеному русі автомобіля $D = \psi$.

Для побудови динамічної характеристики автомобіля, використовуючи дані таблиці 3.1, складають таблицю 3.2.

Значення швидкості V і вільної сили P_a на ведучих колесах і на різних передачах КП переносять з таблиці 3.1.

Щоб не перераховувати при кожній зміні навантаження величину динамічного фактора, динамічну характеристику доповнюють номограмою завантажень. З цією метою вісь абсцис динамічної характеристики продовжують вліво і наносять на ній шкалу навантажень Н %.

Таблица 3.2 – Показники для побудови динамічної характеристики автомобіля

Передача	V, м/сек	Pa, H	D	Передача	V, м/сек	Pa, H	D
	1,69	5596,46	0,291		5,38	1748,72	0,091
	2,12	5722,13	0,298		6,73	1781,53	0,093
	4,23	6110,97	0,318		13,46	1847,81	0,096
	6,35	6101,42	0,318	4	20,19	1751,37	0,091
	8,47	5693,49	0,296		26,91	1492,23	0,078
1	10,58	4886,71	0,254		33,64	1070,24	0,056
	2,51	3771,03	0,196		7,54	1233,71	0,064
	3,14	3854,70	0,201		9,42	1248,50	0,065
	6,28	4108,10	0,214		18,84	1223,76	0,064
	9,42	4087,10	0,213		28,26	1034,75	0,054
	12,56	3791,70	0,197		37,68	681,47	0,035
2	15,70	3221,58	0,168	5	46,40	191,70	0,010
	3,77	2509,76	0,131				
	4,71	2563,15	0,133				
	9,42	2712,13	0,141				
	14,13	2664,88	0,139				
	18,84	2421,39	0,126				
3	23,55	1981,46	0,103				

З нульової точки шкали завантажень будують вісь ординат і наносять на ній шкалу динамічного фактора D_0 для не завантаженого автомобіля. Величину масштабу «a_0» в мм для шкали «D_0» знаходять із співвідношення:

$$a_0 = \frac{a \cdot D_0}{D} = a \cdot \frac{G_a}{G_0}, \text{ мм, (60)}$$

де a - масштаб шкали динамічного фактора D для повністю завантаженого автомобіля, мм.

Рівнозначні ділення шкал D і D_o сполучають між собою прямими лініями і отримують номограму завантажень.

Значення динамічних факторів по зчепленню завантаженого D_φ, і не завантаженого автомобіля $D_{o\varphi}$ при різних значеннях коефіцієнта зчеплення визначають за формулами:

$$D_{\varphi} = \frac{M_2}{M_a} \cdot \varphi;\ D_{0\varphi} = \frac{M_{02}}{M_0} \cdot \varphi \quad (61)$$

і відкладають, відповідно, по осях D і D_0 у тому ж масштабі.

Значення D_{φ} і $D_{0\varphi}$, обчислені для однакових коефіцієнтів зчеплення φ сполучають між собою прямими пунктирними лініями. Над кожною пунктирною лінією вказують значення коефіцієнта зчеплення.

Таблиця 3.3 - Значення динамічних факторів

φ	D_{φ}	$D_{0\varphi}$
0.1	0.04	0.05
0.2	0.09	0.11
0.3	0.13	0.16
0.4	0.18	0.22
0.5	0.22	0.27

Динамічна характеристика, доповнена номограмою навантажень і графіком контролю буксування, називається динамічним паспортом автомобіля. Зразок динамічного паспорту показано на рисунку 3.2.

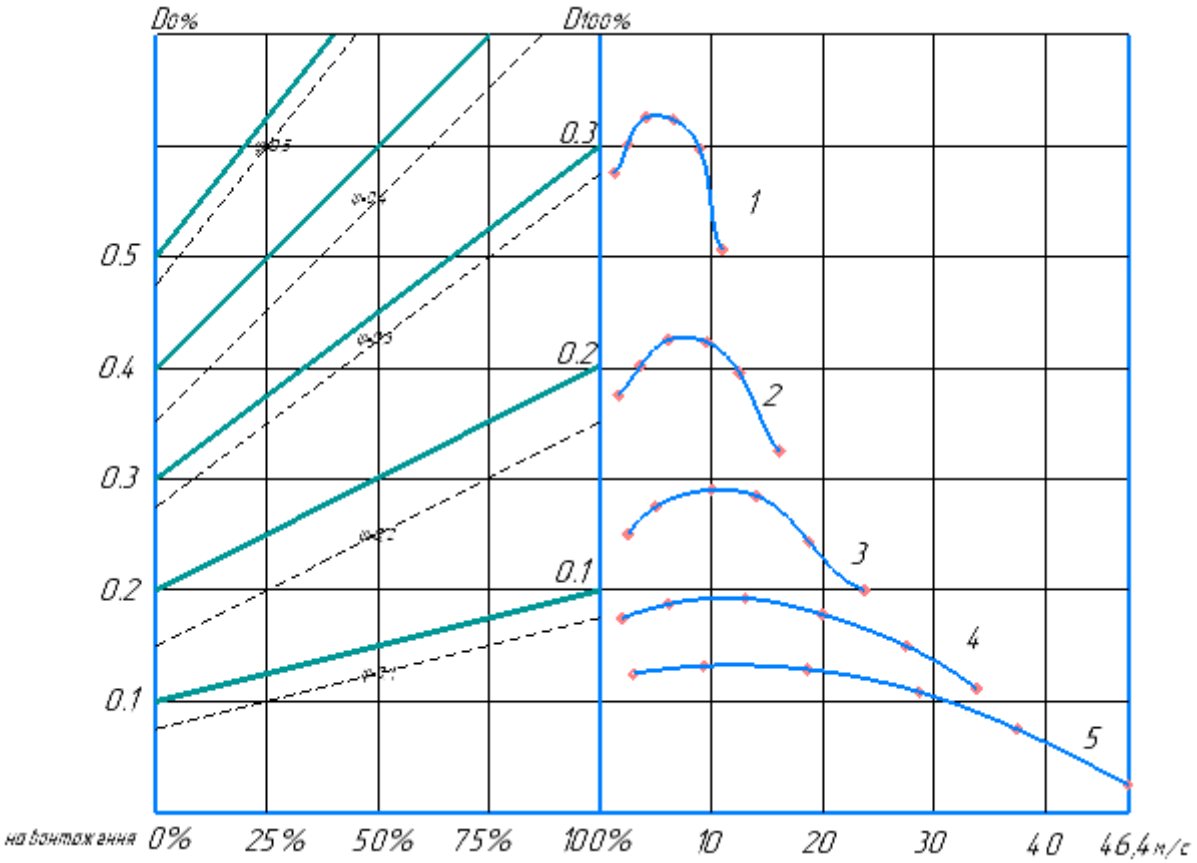


Рисунок 3.2 – Динамічний паспорт автомобіля

Динамічний паспорт автомобіля, як було показано, дозволяє визначати тягово-швидкісні якості автомобіля в конкретних умовах його експлуатації.

3.4 Показники динамічності автомобіля при нерівномірному русі

Показниками динамічності автомобіля при нерівномірному русі є прискорення (сповільнення), час і шлях розгону (гальмування) автомобіля в певному інтервалі зміни швидкості. Нерівномірний рух може бути прискореним або сповільненим. Величини прискорень, що розвиваються автомобілем на різних передачах, визначають за формулою:

$$j = \frac{D - \psi}{\delta} \cdot g, \quad \text{м/с}^2 \ (62)$$

де ψ – коефіцієнт опору дороги для даної швидкості автомобіля, який для заданої швидкості можна визначати за формулою:

$f_k = f_0\left(1 + \frac{V_{max}^2}{2 \cdot 10^4}\right)$; $f_0 = 0{,}012 \ldots 0{,}018$; $\psi = f_k + i$; при $i = 0$ $\psi = f_k$ і $\psi_0 = f_0$;

$$\psi = \psi_0\left(1 + \frac{V_{max}^2}{2 \cdot 10^4}\right), \ (63)$$

δ – коефіцієнт, що враховує інерцію обертових мас, який визначають за емпіричною формулою:

$$\delta = 1{,}04 + 0{,}04 I_к^2. \ (64)$$

$б_1 = 1{,}04 + 0{,}04 * 2{,}5^2 = 1{,}29;$

$б_2 = 1{,}04 + 0{,}04 * 2^2 = 1{,}2;$

$б_3 = 1{,}04 + 0{,}04 * 1{,}6^2 = 1{,}14;$

$б_4 = 1{,}04 + 0{,}04 * 1{,}25^2 = 1{,}10;$

$б_5 = 1{,}04 + 0{,}04 * 1^2 = 1{,}08;$

Орієнтовні значення максимальних прискорень (у м/с^2) при розгоні автомобіля з максимальною інтенсивністю складають: для легкових автомобілів – 2,0 ...2,5 на першій і 0,8 … 1,2 – на вищій передачах; для вантажних автомобілів відповідно – 1,7 … 2,0 і 0,25 … 0,5; для автобусів – 1,8 … 2,3 і 0,4 … 0,8.

Найчастіше прискорення визначають для руху автомобіля по дорозі з коефіцієнтом опору ψ = 0,02…0,04.

У зв'язку з останнім зауваженням для визначення прискорень можна користуватися формулою:

$$j = dV/dt = 9{,}81\cdot(D - 0{,}04) / (1 + \sigma_1\cdot I^2_к + \sigma_2),\ м/с^2. \quad (65)$$

За результатами розрахунків будують таблицю за зразком, який наведено нижче (таблиця 3.4) .

При побудові графіків, представлених на рисунку 3.3 значення V і D переносять з таблиці 3.1. Для швидкостей V < 30 км/год залежність втрат на опір дороги від швидкості автомобіля можна не враховувати.

Значення величин V і D обчислюють для кожної з передач коробки передач (у разі необхідності – і додаткової коробки) як мінімум при 6…8 значеннях кутової швидкості із швидкісного діапазону двигуна. За результатами розрахунків будують графік прискорень (рисунок 3.3) автомобіля.

Таблиця 3.4 – Параметри руху автомобіля при розгоні

	V, км/год.	D	V^2	ψ	D – ψ	j, м/с^2
1 передача	1,69	0,291	2,86	0,014	0,277	1,48
	2,12	0,298	4,49		0,284	1,52
	4,23	0,318	17,89		0,304	1,63
	6,35	0,318	40,32		0,304	1,63
	8,47	0,296	71,74		0,282	1,51
	10,58	0,254	111,94		0,240	1,29
2 передача	2,51	0,195	6,30		0,181	1,27
	3,14	0,201	9,86		0,187	1,31
	6,28	0,214	39,44		0,200	1,40
	9,42	0,213	88,74		0,199	1,39
	12,56	0,197	157,75		0,183	1,28
	15,7	0,168	246,49		0,154	1,08
3 передача	3,77	0,131	14,21		0,117	0,96
	4,71	0,133	22,184		0,119	0,97
	9,42	0,141	88,74		0,127	1,04
	14,13	0,139	199,66		0,125	1,02
	18,84	0,126	354,95		0,112	0,92
	23,55	0,103	554,60		0,089	0,73
4 передача	5,38	0,091	28,94		0,077	0,68
	6,73	0,093	45,29		0,69	0,69
	13,46	0,096	181,17		0,72	0,72
	20,19	0,091	407,64		0,68	0,68
	26,91	0,078	724,15		0,56	0,56
	33,64	0,056	1131,65		0,37	0,37
5 передача	7,54	0,064	56,85		0,050	0,44
	9,42	0,065	88,74		0,051	0,45
	18,84	0,064	354,95		0,050	0,44
	28,26	0,054	798,63		0,040	0,35
	37,68	0,035	1419,78		0,021	0,18
	46,4	0,01	2152,96		-0,004	-0,04

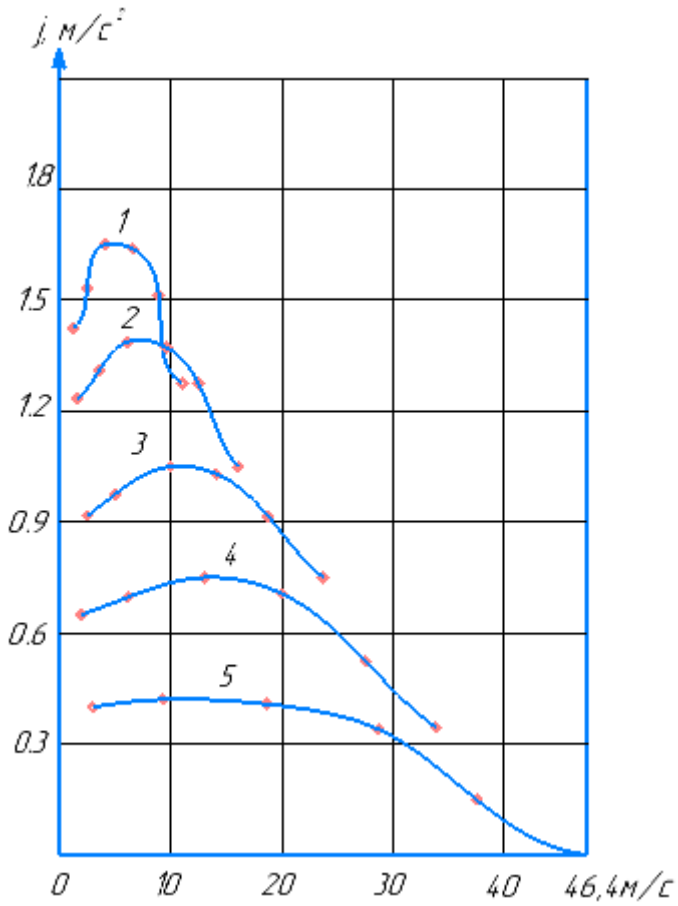


Рисунок 3.3 – Графік прискорень автомобіля

Час t_p і шлях S_p розгону автомобіля визначають графоаналітичним способом. З цією метою криві прискорень розбивають на інтервали і вважають, що в кожному інтервалі зміни швидкості автомобіля відбувається з постійним прискоренням $j_{ср}$, величину якого визначають за формулою:

$$J_{ср} = 0,5\ (j_п + j_к),\ (66)$$

де $j_п$ і $j_к$ – прискорення на початку і в кінці інтервалу зміни швидкостей.

Для більшої точності розрахунку інтервали швидкості ΔV беруть рівними 2 … 3 км/год. на 1-ой передачі, 5 … 10 км/год. на проміжних передачах і 10…15 км/год. – на вищій передачі.

Визначивши величину середнього прискорення $j_{ср}$ знаходять час розгону t_p автомобіля при зміні швидкості його руху від $V_п$ до $V_к$:

$$\Delta t_i = \frac{V_к - V_n}{3,6\, j_{cp}} = \frac{\Delta V_i}{3,6\, j_{cp}} \quad (67)$$

де $V_п$ і $V_к$ – швидкості на початку і в кінці інтервалів зміни швидкості.

Тоді, загальний час розгону від мінімально стійкої V_{min} до кінцевої V_{max} швидкості буде дорівнювати:

$$t_p = \Delta t_1 + \Delta t_2 + ... + \Delta t_п. \quad (68)$$

По значеннях t_p, що обчислюються для різних швидкостей, будують криву часу розгону (наведено нижче), починаючи з V_{min}, для якої t = 0.

Для швидкості V_1 відкладають значення Δt_1, для швидкості V_2 –значення ($\Delta t_1 + \Delta t_2$) і так далі.

Для визначення показників динамічності автомобіля при розгоні з максимальною інтенсивністю в розрахунки вводять максимально можливі при даній швидкості прискорення. Якщо на графіку криві прискорень сусідніх передач перетинаються, то для розрахунку слід брати прискорення ділянок кривих, що знаходяться праворуч від точок перетину. Якщо ж криві прискорень не перетинаються, то їх розрахунковими ділянками для всіх передач (окрім першої) є праві гілки, що відсікаються вертикалями, проведеними через праві кінці, розташованих вище кривих.

При розрахунку шляху розгону S_p приблизно вважають, що в кожному інтервалі зміни швидкості автомобіль рухається рівномірно з середньою швидкістю:

$$V_{cpi} = \frac{V_n + V_к}{2} \quad (69)$$

При цьому припущенні приріст ΔS_i шляху розгону в інтервалі швидкостей від $V_п$ до $V_к$ визначають за формулою:

$$\Delta S_i = \frac{V_{cp} \cdot \Delta t_i}{3{,}6} = \frac{V_{cp} \cdot \Delta V_i}{13 j_{cp}}, м \quad (70)$$

Тоді, загальний шлях розгону S_p від мінімально стійкої V_{min} до кінцевої V_{max} швидкості буде дорівнювати:

$$S_p = \Delta S_1 + \Delta S_2 + ... + \Delta S_n. \quad (71)$$

Залежність шляху розгону від швидкості будують для тих же інтервалів зміни швидкості, що і криву часу розгону і в тій же послідовності. Для побудови вказаних вище графіків складають таблицю 3.5.

Таблиця 3.5 – Визначення часу і шляху розгону автомобіля

Передача	Швидкості при розгоні, км/г		Прискорення при розгоні, м/с^2		$\frac{V_к - V_п}{3,6}$	$j_{ср}$, м/с^2	Δt_i, с	$t_р$, с	$V_{ср}$, м/с	ΔS_i, м	$S_р$, м
	$V_п$	$V_к$	$J_п$	$J_к$							
1	1,69	2,12	1,48	1,52	0,24	1,49	0,16	0,16	1,70	0,27	0,27
	2,12	4,23	1,52	1,63	0,59	1,58	0,37	0,53	3,18	1,18	1,45
	4,23	6,35	1,63	1,63	0,59	1,63	0,36	0,89	5,29	1,91	3,36
	6,35	8,47	1,63	1,51	0,59	1,57	0,38	1,27	7,41	2,78	6,14
	8,47	10,58	1,51	1,29	0,59	1,40	0,42	1,69	9,53	3,99	10,13
2	2,51	3,14	1,27	1,31	0,35	1,28	0,27	0,27	2,51	0,69	0,69
	3,14	6,28	1,31	1,4	0,87	1,36	0,64	0,92	4,71	3,03	3,72
	6,28	9,42	1,4	1,39	0,87	1,40	0,63	1,54	7,85	4,91	8,63
	9,42	12,56	1,39	1,28	0,87	1,34	0,65	2,20	10,99	7,18	15,81
	12,56	15,7	1,28	1,08	0,87	1,18	0,74	2,94	14,13	10,44	26,25
3	3,77	4,71	0,96	0,97	0,52	0,95	0,55	0,55	3,77	2,08	2,08
	4,71	9,42	0,97	1,04	1,31	1,01	1,30	1,85	7,07	9,20	11,28
	9,42	14,13	1,04	1,02	1,31	1,03	1,27	3,12	11,78	14,96	26,24
	14,13	18,84	1,02	0,92	1,31	0,97	1,35	4,47	16,49	22,23	48,47
	18,84	23,55	0,92	0,73	1,31	0,83	1,59	6,06	21,20	33,61	82,08
4	5,38	6,73	0,68	0,69	0,75	0,68	1,11	1,11	5,39	5,96	5,96
	6,73	13,46	0,69	0,72	1,87	0,71	2,65	3,76	10,10	26,77	32,73
	13,46	20,19	0,72	0,68	1,87	0,70	2,67	6,43	16,83	44,93	77,66
	20,19	26,91	0,68	0,56	1,87	0,62	3,01	9,44	23,55	70,90	148,57
	26,91	33,64	0,56	0,37	1,87	0,47	4,02	13,46	30,28	121,71	270,28
5	7,54	9,42	0,44	0,45	1,05	0,44	2,38	2,38	7,54	17,93	17,93
	9,42	18,84	0,45	0,44	2,62	0,45	5,88	8,26	14,13	83,09	101,02
	18,84	28,26	0,44	0,35	2,62	0,40	6,62	14,88	23,55	156,01	257,03
	28,26	37,68	0,35	0,18	2,62	0,27	9,87	24,76	32,97	325,55	582,58
	37,68	46,4	0,18	-0,04	2,42	0,07	34,60	59,36	42,04	1454,7	2037,3

У графи 8 і 11 заносять сумарні значення часу і шляху, рахуючи від початкової швидкості. При початковій швидкості V_{min} час і шлях розгону дорівнюють нулю, тому криві $t_р$ і $S_р$ беруть початок не з початку координат.

Показники динамічності автомобіля при гальмуванні розраховують, розв'язуючи рівняння руху автомобіля. При різних значеннях зчеплення з дорогою передніх і задніх коліс автомобіля, зупиночний шлях $S_о$ в м визначають з врахуванням коефіцієнта ефективності гальмування за формулою:

$$S_0 = \frac{V_0}{3,6} t_{сум} + \kappa_э \frac{V_0^2}{254 \cdot \varphi}, \quad (72)$$

де V_o – початкова швидкість гальмування, км/год;

$t_{сум} = (t_р + t_{пр})$ – сумарний час реакції водія $t_р$ і спрацьовування гальмівного приводу $t_{пр}$, с;

$к_э$ - коефіцієнт ефективності гальмування;

φ – коефіцієнт зчеплення.

Для побудови залежності шляху до зупинки S_o від початкової швидкості гальмування V_o задаються декількома (не менше ніж шістьма) значеннями швидкості в діапазоні від $V_0 = 0$ до $V_0 = V_{max}$ і по отриманих результатах будують графік $S_0 = f(V_0)$. Розрахунок ведуть при $\varphi = 0{,}8$.

Час спрацьовування гальмівного приводу і час реакції водія залежать, головним чином, від конструкції гальмівного приводу і кваліфікації водія. У розрахунках приймають: для автомобіля з гідравлічним приводом – $t_{сум} = 1{,}2$с; для автомобіля з пневматичним приводом – $t_{сум} = 1{,}6$ с.

Коефіцієнт ефективності гальмування показує, у скільки разів дійсне уповільнення автомобіля нижче максимально можливого на даній дорозі. У розрахунках приймають: $к_э = 1{,}2$ для легкових автомобілів і $к_э = 1{,}3…1{,}4$ – для вантажних автомобілів і автобусів.

При визначенні гальмівних властивостей автомобіля можна оцінювати сповільнення $J_{сп}$ і шлях гальмування $S_г$ за більш точними формулами.

Сповільнення визначають за формулою:

$$J_{сп} = (\varphi \cdot \cos\alpha + f \pm \sin\alpha) \cdot g \text{, м/с}^2, \quad (73)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення; для розрахунків приймають φ = 0,8;

α – кут подовжнього нахилу полотна дороги; при розрахунках сповільнення приймають α = 0;

f – коефіцієнт опору коченню коліс автомобіля; при визначенні сповільнення приймають $f = 0{,}02$.

Шлях ефективного гальмування визначається за формулою:

$$S_r = \frac{V_0^2}{2 \cdot g \cdot (\varphi \cdot \cos\alpha + f \pm \sin\alpha)}, \quad (74)$$

Sr = (46.4 ^(2))/(2*9.8*(0.8*cos0+0.02+sin0)) = 40,55 м

де V_0 – швидкість, від якої починається гальмування; $V_0 = 46{,}4$ м/с – для легкових автомобілів.

Шлях зупинення при цьому визначається за формулою:

$$S_{зуп} = \left(t_p + t_{пр} + 0{,}5t_{зр}\right)\cdot V_0 + \kappa_э \cdot S_r \text{ , (75)}$$

Sзуп = (0.8+0.2+0.5*0.5)* 46.4 +1.2*40,95 = 76,4 м

де $t_p = 0{,}8$ с – час реакції водія;

$t_{пр}$ – час спрацьовування гальмівного приводу. При гідравлічному приводі $t_{пр} = 0{,}2$ с; при пневматичному – $t_{пр} = 0{,}6$ с;

$t_{зр} = 0{,}5$ с – час зростання гальмівного зусилля;

$\kappa_э$ – коефіцієнт ефективності гальмівної системи. Для легкових автомобілів $\kappa_э$ = 1,2, для вантажних $\kappa_э$ = 1,4.

Якщо у формулах прийняти f = 0, α = 0 і V_0 взяти в км/год, то отримаємо формулу.

Залежності часу, шляху розгону і гальмового шляху автомобіля від швидкості будують на одному графіку, зразок якого наведено на рисунку 3.4.

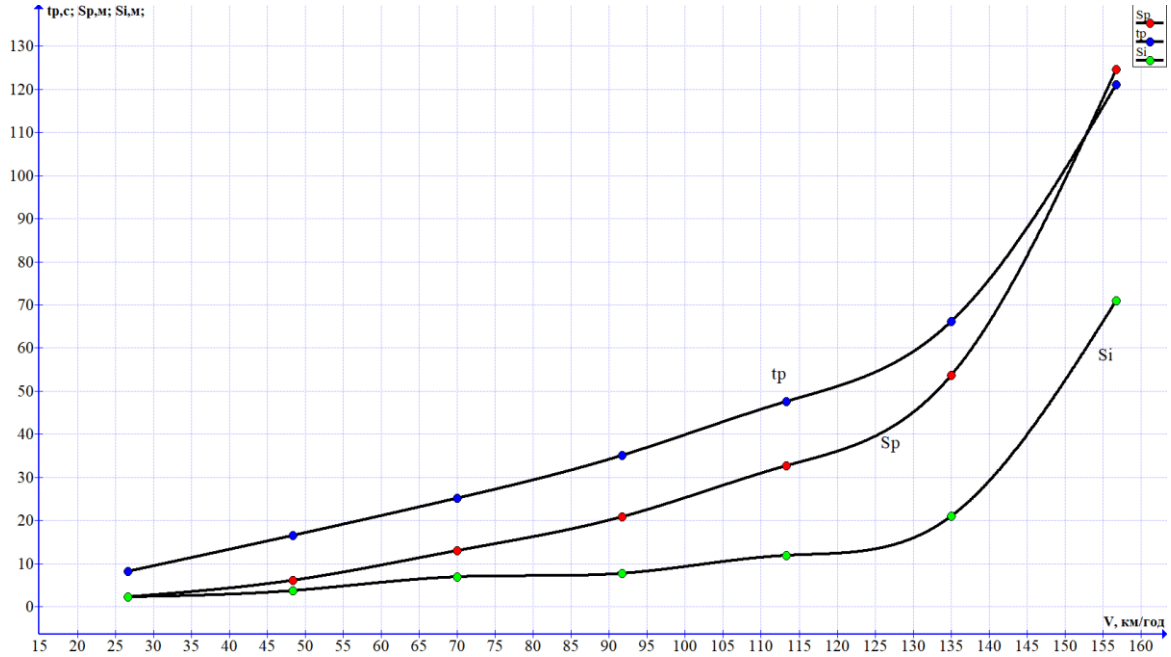


Рисунок 3.4 – Залежність від швидкості руху автомобіля часу, шляху разгону і шляху гальмуванняґ

3.5 Розрахунок гальмівної діаграми

Будуємо гальмову діаграму автомобіля в яку входить графіки залежностей сповільнення і швидкості руху від часу гальмування.

До часу гальмування відносять час, який пройшов із моменту, коли водій помітив перешкоду і до моменту повної зупинки автомобіля.

Час гальмування автомобіля ($T_г$) визначається за формулою:

$$T_г = t_р + t_з + t_н + t_п \quad (76)$$

де $t_р$ – час реакції водія – це проміжок часу з моменту, коли водій помітив перешкоду, і до моменту натискання ногою педалі гальма. Залежно від індивідуальних особливостей людини, її стану, пори року і доби він коливається від 0,3 до 1,5 с.

Для розрахунку приймаємо $t_р$ = 1,5 с;

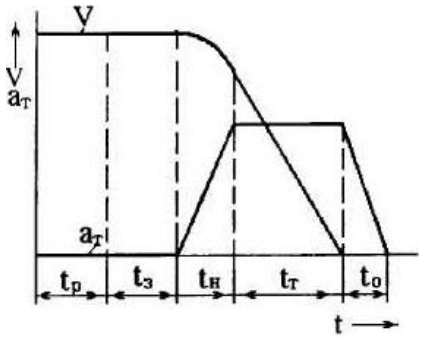


Рисунок 3.5 – Складові гальмової діаграми

$t_з$ – час запізнювання гальмівного приводу – це час, починаючи з передачі зусилля від гальмівної педалі до появи тиску в гальмівних механізмах. Величина цього часу залежить від типу привода (гідравлічний, пневматичний), конструкції гальмівних механізмів (дискові, барабанні). Для гідропривода з дисковими механізмами

$t_з$ = 0,05...0,07 с

Для розрахунку приймаємо $t_з$ = 0,06 с;

$t_н$ – час наростання сповільнення автомобіля – за цей час уповільнення змінюється від нульового значення до максимального. Графіком швидкості на цій ділянці буде крива, описувана параболою. Величина часу $t_н$ залежить, насамперед, від привода. Якщо привод гідравлічний, тоді $t_н$ = 0,05...0,15 с.

Для розрахунку приймаємо $t_н$ = 0,1 с.

Сума $t_н + t_з = t_c$ називається часом спрацьовування гальмової системи. Згідно з Правилами № 13 ЄЕК ООН ця сума повинна бути менше 0,6 с.

t_n – час гальмування з постійним сповільненням автомобіля. Графіком на цій ділянці буде пряма, паралельна осі абсцис. Якщо сповільнення постійне, то швидкістю руху автомобіля на цій ділянці буде похила лінія.

t_0 – час розгальмовування гальмівного приводу – це час від початку відпускання педалі гальма до появи зазорів між фрикційними елементами.

Для розрахунку приймаємо t_0=0,15 с.

Час гальмування з постійним сповільненням знаходимо за формулою:

$$t_n = V_0 \cdot g \cdot \phi_x \cdot \frac{t_H}{2} \quad (77)$$

де V_0 – початкова швидкість руху. Гальмову діаграму побудуємо з врахуванням що автомобіль рухається з максимальною швидкістю.

Тому $V_0 = V_{a\,max}$ = 46.4 м/с;

g = 9,8 м/с^2 – прискорення вільного падіння;

φ_x – коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею. Для сухого асфальтобетонного покриття φ_x становить 0,5…0,8.

Для розрахунку приймемо φ_x=0.8.

$$t_n = 46.4 \cdot 9{,}8 \cdot 0{,}8 \cdot \frac{0{,}1}{2} = 18{,}2 \quad c$$

Загальний час гальмування автомобіля до повної зупинку буде складати:

$$T_г = 1{,}5 + 0{,}6 + 0{,}1 + 18{,}2 = 20{,}4 \text{ с}$$

Гальмове сповільнення – це середній темп зміни швидкості від початку гальмування до повної зупинки. Визначаємо за формулою:

$$a_г = \frac{V_0}{T_г} \quad (78)$$

В нормальних умовах гальмове сповільнення становить 0,9 … 3,0 м/с². При екстреному гальмуванні допускають $aг \geq 5{,}0$ м/с², хоча при цьому можливі травми пасажирів.

$$a_г = \frac{46.4}{20{,}4} = 2{,}3 \ \frac{м}{с^2}$$

По отриманим значенням побудуємо гальмову діаграму (рисунок 3.6).

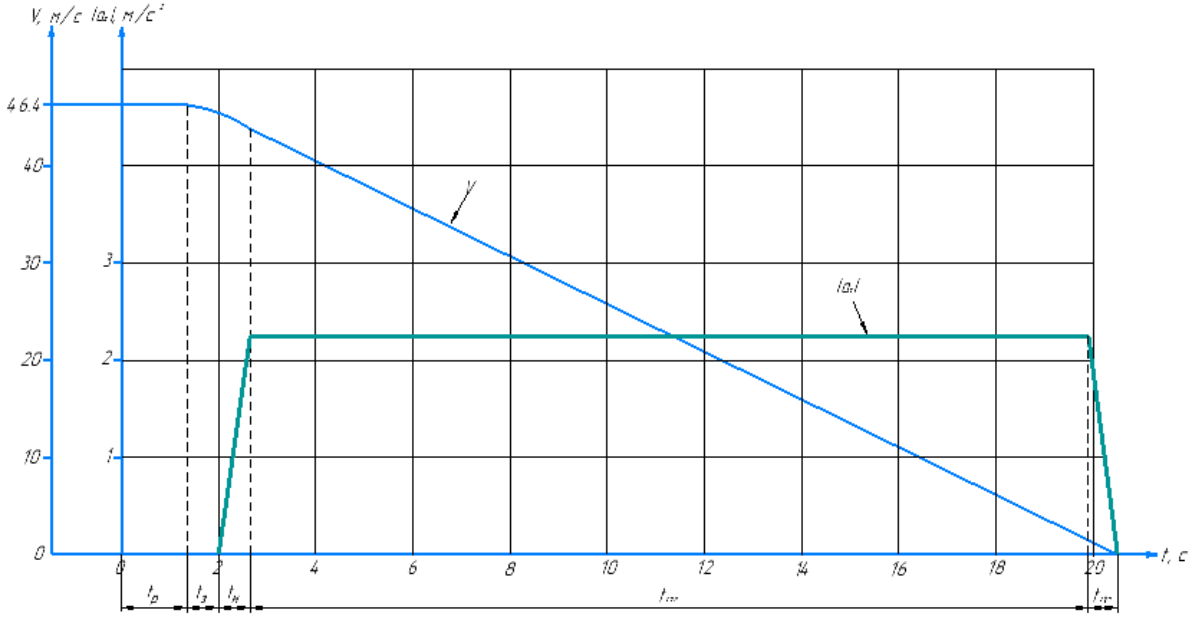


Рисунок 3.6 – Гальмівна діаграма автомобіля

4 ПАЛИВНА ЕКОНОМІЧНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

Одним з основних економічних показників автомобіля являється витрата палива при автоперевезеннях у різних експлуатаційних умовах – так звана паливна економічність автомобіля.

Погодинна витрата палива автомобілем визначається за формулою:

$$Q_{год} = g_e \cdot N/1000 \cdot \rho_T), \text{ л/год}, \quad (79)$$

де g_e – питома витрата ним палива , г/кВт·тод;

N – ефективна потужність двигуна, кВт;

ρ_T – 0,75 густина палива, кг/м^3.

n_e, хв. $^{-1}$	N_e, кВт	g_e, г/кВт*год	$Q_{год}$, л/год
n_1 = 800	9,98	260,46	2,60
n_2 = 1000	12,76	256,13	3,27
n_3 = 2000	27,28	240,00	6,55
n_4 = 3000	40,92	233,09	9,54
n_5 = 4000	51,04	235,39	12,01
n_6 = 5000	55,00	246,91	13,58

У практиці прийнято відносити витрату палива на 100 км пробігу автомобіля при заданій швидкості. Витрата палива автомобілем на указаній відстані пробігу визначається за формулою:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot N}{10 \cdot V \cdot \rho_T}, \text{ л/100 км.}; \quad (80)$$

Якщо врахувати, що потужність двигуна визначається за формулою:

$$N = \frac{P_\psi + P_w \pm P_j}{1000 \cdot \eta_T} \cdot V, \quad (81)$$

де P_ψ, P_w, P_j – відповідно сили опору дороги, повітря і інерції при русі автомобіля;

η_T – трансмісії;

V – швидкість руху автомобіля.

З урахуванням формул отримаємо:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot (P_\psi + P_w \pm P_j)}{3{,}6 \cdot 10^4 \cdot \rho_T \cdot \eta_T}, \text{ л/100 км.} \quad (82)$$

При рівномірному русі автомобіля (P_j = 0) і по прямій дорозі ($P_\psi = G_a \cdot \psi$) формула спрощується, а саме:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot (G_a \cdot \varphi + P_w)}{3{,}6 \cdot 10^4 \cdot \rho_T \cdot \eta_T}, \text{ л/100 км. (83)}$$

При усталеному русі автомобіля паливну економічність автомобіля оцінюють за допомогою паливно-економічної характеристики, яку отримують під час стендових або дорожніх випробуваннях. Вона була запропонована академіком Є. Чудаковим і представляє собою залежність питомої витрати g_e палива (л / 100 км) , від швидкості руху автомобіля на різних передачах КП і при різних дорожніх умовах, які характеризуються величиною коефіцієнта опору дороги ψ.

Рівняння, за допомогою якого визначають шляхову витрату палива автомобілем залежно від його маси, коефіцієнта опору дороги, передачі КП, на якій відбувається рух, та швидкості руху, називається рівнянням витрати палива [6]:

$$Q_s = \frac{g_{eN} \cdot k_\omega^G \cdot k_в (P_\psi + P_w)}{3{,}6 \cdot 10^4 \cdot \rho_T \cdot \eta_T}, \text{ (84)}$$

ψ = 0,006

Q_s (600 об./хв) = (260,46*1,14*1,82(115,2+24,19))/(3,6*10^4*0,75*0,95) = 2,76

Q_s (1000 об./хв) = (256,13*1,09*1,65(115,2+37,8))/(3,6*10^4*0,75*0,95) = 2,75

Q_s (2000 об./хв) = (240*0,99*1,5(115,2+151,21))/(3,6*10^4*0,75*0,95) = 3,62

Q_s (3000 об./хв) = (233,09*0,96*1,15(115,2+340,22))/(3,6*10^4*0,75*0,95) = 4,57

Q_s (4000 об./хв) = (235,39*0,96*0,9(115,2+604,83))/(3,6*10^4*0,75*0,95) = 5,71

Q_s (5000 об./хв) = (246,91*1*1,02(115,2+917,16))/(3,6*10^4*0,75*0,95) = 10,13

ψ = 0,011

Q_s (600 об./хв) = (260,46*1,14*1,82(211,2+24,19))/(3,6*10^4*0,75*0,95) = 4,82

Q_s (1000 об./хв) = (256,13*1,09*1,65(211,2+37,8))/(3,6*10^4*0,75*0,95) = 4,47

Q_s (2000 об./хв) = (240*0,99*1,5(211,2+151,21))/(3,6*10^4*0,75*0,95) = 4,93

Q_s (3000 об./хв) = (233,09*0,96*1,15(211,2+340,22))/(3,6*10^4*0,75*0,95) = 5,53

Q_s (4000 об./хв) = (235,39*0,96*0,9(211,2+604,83))/(3,6*10^4*0,75*0,95) = 6,47

Q_s 5000 об./хв) = (246,91*1*1,02(211,2+917,16))/(3,6*10^4*0,75*0,95) = 11,08

ψ = 0,016

Q_s (600 об./хв) = (260,46*1,14*1,82(307,3+24,19))/(3,6*10^4*0,75*0,95) = 6,88

Q_s (1000 об./хв) = (256,13*1,09*1,65(307,3+37,8))/(3,6*10^4*0,75*0,95) = 6,2

Q_s (2000 об./хв) = (240*0,99*1,5(307,3+151,21))/(3,6*10^4*0,75*0,95) = 6,24

Q_s (3000 об./хв) = (233,09*0,96*1,15(307,3+340,22))/(3,6*10^4*0,75*0,95) = 6,5

Q_s (4000 об./хв) = (235,39*0,96*0,9(307,3+604,83))/(3,6*10^4*0,75*0,95) = 7,23

Q_s (5000 об./хв) = (246,91*1*1,02(307,3+917,16))/(3,6*10^4*0,75*0,95) = 12,02

де g_{eN} – питома витрата палива при максимальній потужності двигуна, г/(кВт·тод) (береться за швидкісною зовнішньою характеристикою двигуна);

k_ω^G – коефіцієнт, який враховує зміну питомої витрати палива залежно від кутової швидкості колінчастого вала двигуна;

$k_в$ – коефіцієнт, який враховує зміну g_e залежно від ступеня використання потужності двигуна;

ρ_T – густина палива, г/см3, для дизельного палива для бензину $\rho_б$ = 0,75 кг/м^3,

$\rho_д$ = 0,83 кг/м^3;

P_ψ – сила опору дороги руху автомобіля.

Коефіцієнт k_ω^G в залежності від відносної кутової швидкості колінчастого вала двигуна ω_1/ω_N можна знайти за графіком, наведеним на рисунку4.1.

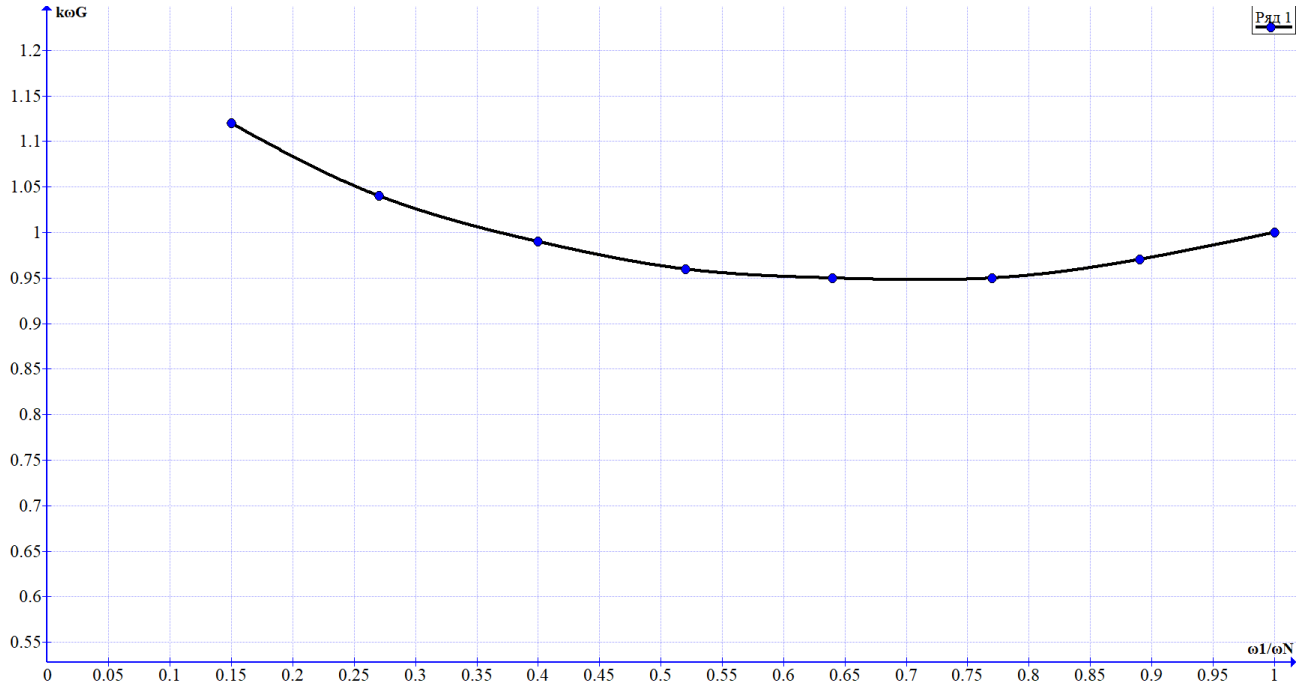


Рисунок 4.1 – Залежність коефіцієнта k_{ω}^{G} від відношення ω_1 / ω_N

Значення коефіцієнта $k_в$ залежить від коефіцієнта використання потужності В (рисунок 4.2):

Рисунок 4.2 – Залежність коефіцієнта $K_в$ від В

Величина коефіцієнта B визначається за формулою:

$$B = \frac{N_{потр}}{N}, \quad (85)$$

В (800 об./хв) = 1,68/9,98 = 0,23

В(1000 об./хв) = 3,05/12,76 = 0,27

В (2000 об./хв) = 8,33/27,28 = 0,31

В (3000 об./хв) = 18,12/40,92 = 0,44

В(4000 об./хв) = 34,65/51,04 = 0,68

В (5000 об./хв) = 57,93/55 = 1,05

де $N_{потр}$ – потужність, яку повинен розвивати двигун для руху автомобіля зі швидкістю V по дорозі з коефіцієнтом опору ψ на вищій передачі;

$$N_{потр} = \frac{\psi \cdot G_a \cdot V \ + P_w \cdot V}{1000 \cdot \eta_T} \quad (86)$$

$N_{потр}$ (800 об./хв) = (0,014*19210*5,65+24,19*7,54)/1000*0,95) = 1,68 кВт ;

$N_{потр}$ (1000 об./хв) = (0,014*19210*9,42+37,8*9,42)/1000*0,95) = 3,05 кВт;

$N_{потр}$ (2000 об./хв) = (0,014*19210*18,84+151,21*18,84)/1000*0,95) = 8,33 кВт;

$N_{потр}$ (3000 об./хв) = (0,014*19210*28,26+340,22*28,26)/1000*0,95) = 18,12кВт;

$N_{потр}$ (4000 об./хв) = (0,014*19210*37,68+604,83*37,68)/1000*0,95) = 34,65 кВт;

$N_{потр}$ (5000 об./хв) = (0,014*19210*46,40+917,16*46,40)/1000*0,95) = 57,93 кВт;

V – величина швидкості руху автомобіля для заданих ψ і передачі;

N – потужність двигуна згідно з швидкісною характеристикою при кутовій швидкості, яка відповідає швидкості автомобіля V.

Коефіцієнти k_ω^G і $k_в$ можна також визначати за формулами:

– для всіх двигунів

$$k_\omega^G = 1{,}25 - 0{,}99 \cdot \frac{\omega}{\omega_N} + 0{,}98 \cdot (\frac{\omega}{\omega_N})^2 - 0{,}24 \cdot (\frac{\omega}{\omega_N})^3 \quad (87)$$

k^G_w (800 об./хв)= 1,25-0,99*(800/5000)+0,98*$(800/5000)^2$-0,24*$(800/5000)^3$=1.14;

k^G_w (1000об./хв)= 1,25-0,99*(1000/5000)+0,98*$(1000/5000)^2$-0,24*$(1000/5000)^3$=1.09;

k^G_w (2000об./хв)= 1,25-0,99*(2000/5000)+0,98*$(2000/5000)^2$-0,24*$(2000/5000)^3$=0,99;

k^G_w (3000об./хв)= 1,25-0,99*(3000/5000)+0,98*$(3000/5000)^2$-0,24*$(3000/5000)^3$=0,96;

k^G_w (4000об./хв)= 1,25-0,99*(4000/5000)+0,98*$(4000/5000)^2$-0,24*$(4000/5000)^3$=0,96;

k^G_w (5000об./хв)= 1,25-0,99*(5000/5000)+0,98*$(5000/5000)^2$-0,24*$(5000/5000)^3$=1;

– для дизелів

$$k_в = 1{,}2 + 0{,}14 \cdot B - 1{,}8 \cdot B^2 + 1{,}46 \cdot B^3; \quad (88)$$

– для карбюраторних двигунів

$$k_в = 3{,}27 - 8{,}22 \cdot B + 9{,}13 \cdot B^2 - 3{,}18 \cdot B^3. \quad (89)$$

$k_в$ (800 об./хв) = 3,27 – 8,22 * 0,23 + 9,13 * 0, 23^2 – 3,18 * 0, 23^3 = 1,82;

$k_в$ (1000 об./хв) = 3,27 – 8,22 * 0,27 + 9,13 * 0, 27^2 – 3,18 * 0, 27^3 = 1,65;

$k_в$ (2000 об./хв) = 3,27 – 8,22 * 0,31 + 9,13 * 0, 31^2 – 3,18 * 0, 31^3 = 1,5;

$k_в$ (3000 об./хв) = 3,27 – 8,22 * 0,44 + 9,13 * 0, 44^2 – 3,18 * 0, 44^3 = 1,15;

$k_в$ (4000 об./хв) = 3,27 – 8,22 * 0,68 + 9,13 * 0, 68^2 – 3,18 * 0, 68^3 = 0,9;

$k_в$ (5000 об./хв) = 3,27 – 8,22 * 1,05 + 9,13 * $1{,}05^2$ – 3,18 * $1{,}05^3$ = 1,02;

Параметри для побудови паливно-економічної характеристики автомобіля доцільно визначати з умов руху при ψ = 0,03 на вищій з передач, (або на передачі, можливій в конкретних умовах опору дороги).

Розрахунок доцільно вести у такій послідовності:

– задатися кількома значеннями швидкості автомобіля V_i на визначеній передачі (обов'язково використовуючи мінімальне та максимальне значення швидкості на цій передачі);

– для кожного із значень швидкості V_i розрахувати кутову швидкість колінчастого вала за формулою:

$$\omega = \frac{V_{ai} \cdot I_k \cdot I_{pk} \cdot I_0}{r_k}; \quad (90)$$

– визначити потужність двигуна N (за зовнішньою швидкісною характеристикою) та потужність $N_{потр}$, яку повинен розвивати двигун для руху, а також коефіцієнт використання потужності B та відносну кутову швидкість колінчастого вала двигуна $\frac{\omega}{\omega_N}$;

– за допомогою допоміжних графіків (рисунки 4.1 та 4.2), визначити коефіцієнти k_ω^G і $k_в$ для кожного значення швидкості;

– знайти витрату палива Q_s для кожного значення швидкості автомобіля.

На підставі результатів обчислень будують паливну характеристику усталеного руху автомобіля (рисунок 4.3) і за її допомогою визначають контрольну витрату палива $Q_{s\min}$ та економічну швидкість $V_{ек}$ руху автомобіля по дорозі з $\psi = 0{,}014$. Розрахунки проводять для трьох значень коефіцієнта ψ.

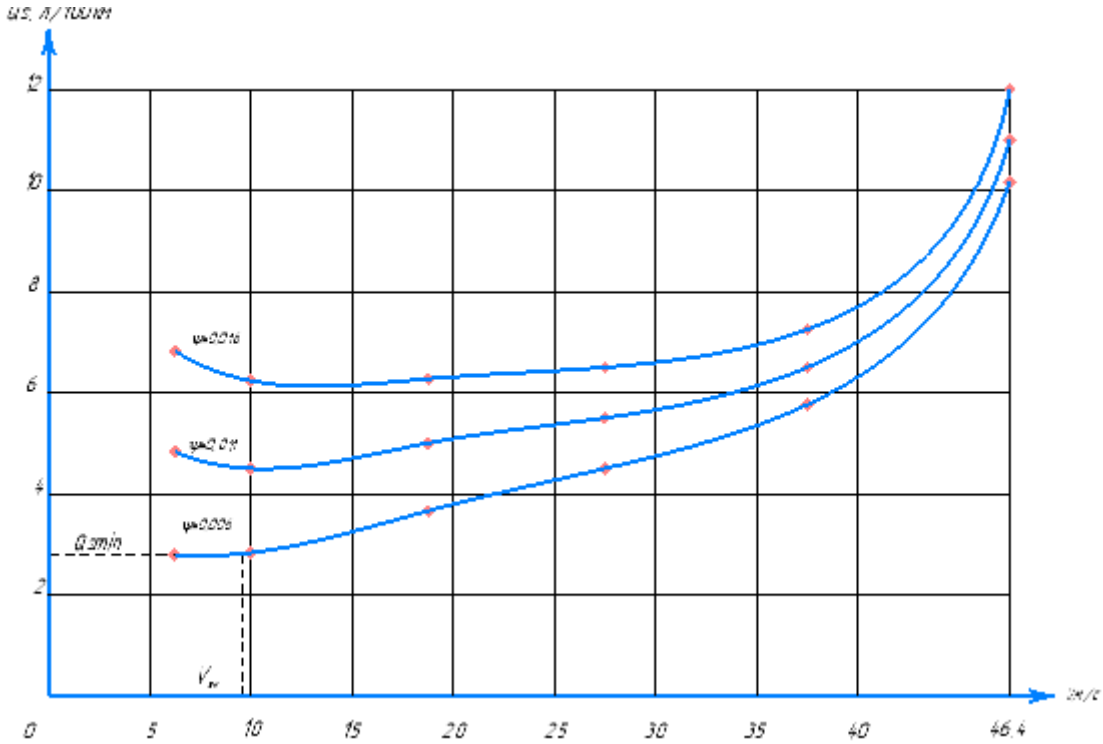


Рисунок 4.3 – Паливна характеристика усталеного руху автомобіля

5 РОЗРОБКА ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ

5.1 Гідравлічний гальмівний привід

До гідравлічного гальмівного приводу автомобіля входять:

– головний гальмівний циліндр з вакуумним підсилювачем або без нього;

– регулятор тиску в задніх гальмівних механізмах;

– робочий контур (трубопровід діаметром 4…8 мм).

Гальмівний циліндр — це силовий механізм, що бере участь у перетворенні гальмівного зусилля на механічну енергію. Забезпечує притискання гальмівних колодок до барабанів або гальмівних дисків, що необхідно для гальмування машини.

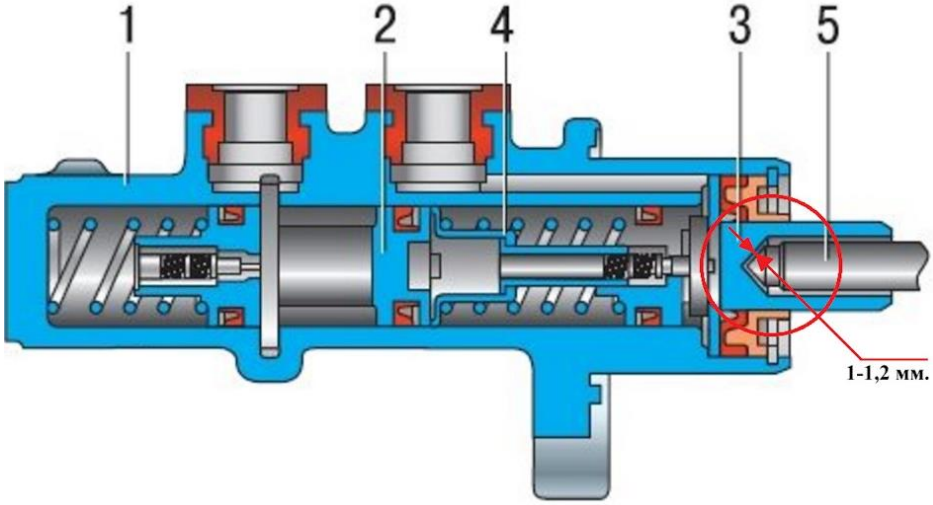


Рисунок 5.1 – Головний гальмівний циліндр

Головний гальмівний циліндр складається з корпусу (номер 1 на схемі): виготовлений з чавуну або зносостійкого сплаву сталі, двох поршнів (2, 3), штовхача (5), втулки (4).

Робочий контур сполучає між собою пристрої гідроприводу і гальмівні механізми.

Допустиме зусилля на гальмівний педалі [Рпед] = 200 ... 300 Н. Хід гальмівної педалі гідроприводу залежить від кількості гальмівних механізмів і передавального числа приводу. Розрахункову схему гідравлічного гідроприводу наведено на рисунку 5.2.

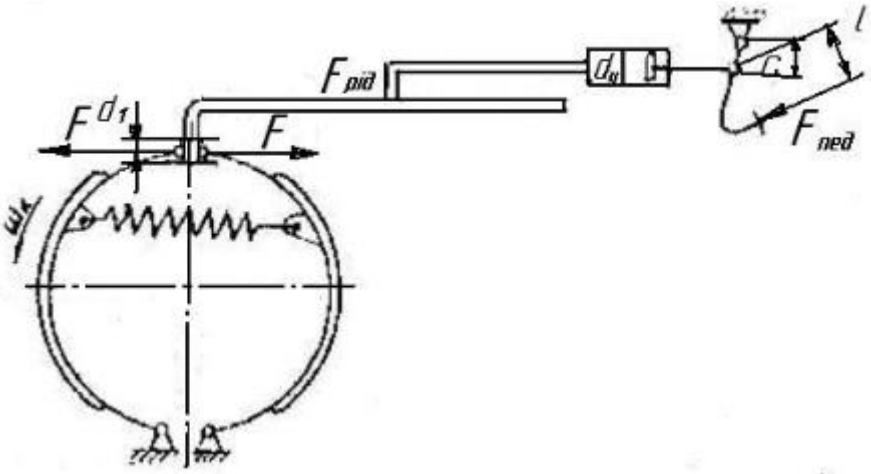


Рисунок 5.2 – Схема для розрахунку гідравлічного гальмівного приводу:

Оптимальний тиск в контурі гідроприводу визначається за формулами:

– для приводу передніх коліс

$$p_1 = \frac{M_{T1\max}}{\frac{\pi \cdot d_{p1}^2}{4} \cdot r_{cp} \cdot \mu}, \quad (91)$$

p_1 = 1080 / ((3,14*0,054^2)/4*0,11*0,3) = 1,35 Мпа

де $M_{T1\max} = r_k \cdot \varphi \cdot \frac{G_a}{2 \cdot L}(B + \varphi \cdot H)$ – максимальний гальмівний момент на передніх колесах;

де – кінематичний радіус колеса, м;

– коефіцієнт зчеплення; при розрахунках приймають = 0,5…0,8;

– повна вага автомобіля, Н;

– відповідно відстань від заднього колеса до центра мас автомобіля, висота центра мас, база автомобіля.

$M_{T1\max}$ = 0,36*0,8*(19368/(2*2,617))*(1,387+0,8*0,8)=1080 Н*м

r_k – кінематичний радіус колеса;

φ – коефіцієнт зчеплення; для розрахунку приймаємо φ=0,8;

G_a – повна вага автомобіля, Н;

d_{p1} – діаметр поршня, з'єднаного зі скобою дискового гальма для легкового автомобіля $d_{p1} = 0{,}054$ м ;

r_{cp} – середній радіус гальмівного диска; $r_{cp} = 0{,}11$;

μ – коефіцієнт тертя; для матеріалу поверхонь тертя, що використовують у дисковому гальмівному механізмі автомобіля, можна приймати μ = 0,35;

B, H, L – відповідно відстань від заднього колеса до центра мас автомобіля, висота центра мас, база автомобіля;

– для задніх коліс

$$p_2 = \frac{M_{T2max}}{\frac{\pi \cdot d_{p2}^2}{4} \cdot r_{cp} \cdot \mu} \quad (92)$$

$$p_2 = \frac{890}{\frac{3.14 \cdot 0.038^2}{4} \cdot 0.11 \cdot 0.35} = 2.05 \text{ МПа}$$

де $M_{T2\max} = r_k \cdot \varphi \cdot \frac{G_a}{2 \cdot L}(A - \varphi \cdot H)$ – максимальний гальмівний момент на колесах;

$$М_{т2\ max} = 0,41*0,8*(19368/(2*2,617))*(1,23-0,8*0,8)=890 \text{ Н*м}$$

d_{p2} – діаметр поршня для легкового автомобіля $d_{p2} = 0,038$ м;

$r_б$ – радіус колодки гальма; $r_б = 0,11$ м;

a, h – відстані від шарнірів до осей і поршнів гідроциліндра відповідно, для легкового автомобіля а– 0,078 м, h–0,145м.

μ – коефіцієнт тертя; для матеріалу поверхонь тертя, що використовують у гальмівному механізмі автомобіля, можна приймати μ = 0,3;

k_0 – коефіцієнт, що враховує кут охоплення колодки заднього механізму; при розрахунках приймають k_0 = 0,84;

A, H, L – відповідно відстань від переднього колеса до центра мас автомобіля, висота центра мас, база автомобіля;

p_2 – тиск рідини в гідравлічній системі.

Приведені до поршнів робочих гідроциліндрів сили визначають за формулою:

-для передньої вісі:

$$P' = P'' = \frac{\pi \cdot d_{P1}^2}{4} \cdot p_1, \quad (93)$$

$$p` = (3,14 * 0,054^2) / 4 * 1420000 = 2940 \text{ Н}$$

-для задньої вісі:

$$P' = P'' = \frac{\pi \cdot d_{P2}^2}{4} \cdot p_2, \text{ (94)}$$

$$p` = (3{,}14 * 0{,}038^2) / 4 * 2050000 = 2324 \text{ Н}$$

де $P' = P''$ – приведені до поршнів робочих гідроциліндрів в колесі сили.

Площа поршня головного гальмівного циліндра:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \text{м}^2 \text{ (95)}$$

$$S = \frac{\pi \cdot 0.054^2}{4} = 2.289 \cdot 10^{-3}, \text{м}^2$$

Необхідна сила поршня в системі:

$$F_{ГГЦ} = S \cdot P, \text{Н (96)}$$

де р- оптимальний тиск в контурі гідроприводу;

$$F_{ГГЦ} = 2.289 \cdot 10^{-3} \cdot 1.35 \cdot 10^6 = 2940 \text{ Н}$$

Зусилля на педалі з гідропідсилювачем:

$$\text{F}_{\text{пед}} = \frac{\text{F}}{\text{i}_{\text{пед}} \cdot \text{i}_{\text{гідр}} \cdot \eta}, \text{Н (97)}$$

де

-$i_{\text{пед}}$- передаточне число педалі, 4

-$i_{\text{гідр}}$ - силове передаточне число гідропідсилювача, 2,5

-η — ККД всієї системи, 0,9

$$\text{F}_{\text{пед}} = \frac{2940}{4 \cdot 2.5 \cdot 0.9} = 327 \text{ Н}$$

Потужність приводу гідропідсилювача:

$$N = \frac{F_{ГГЦ} \cdot v}{\eta}, \text{Вт (98)}$$

де

v — швидкість переміщення поршня, приймаємо 0.1 м/с;

$$N = \frac{2940 \cdot 0.1}{0.9} = 326 \text{ Вт}$$

5.2 Передній дисковий гальмівний механізм

На переважній більшості легкових автомобілів використовують дискові гальма, переважно на передніх колесах. Проте, зустрічаються вони також і на задніх колесах автомобілів.

Дискові гальмівні механізми характеризуються малою металоємністю, підвищеною енергоємністю на одиницю маси. Вони забезпечують плавне, рівномірне гальмування всіх коліс за будь-якої початкової швидкості автомобіля, мають хороший тепловідвід від поверхонь тертя, більш компактні, простоті в обслуговуванні.

Стримуючим факторами широкого застосуванню дискових гальмівних механізмів на автомобілях є їх підвищена забруднюваність під час роботи, а також складнощі при використанні їх як стоянкового гальма.

На рисунку 5.3 наведено схему дискового гальмівного механізму легкового автомобіля.

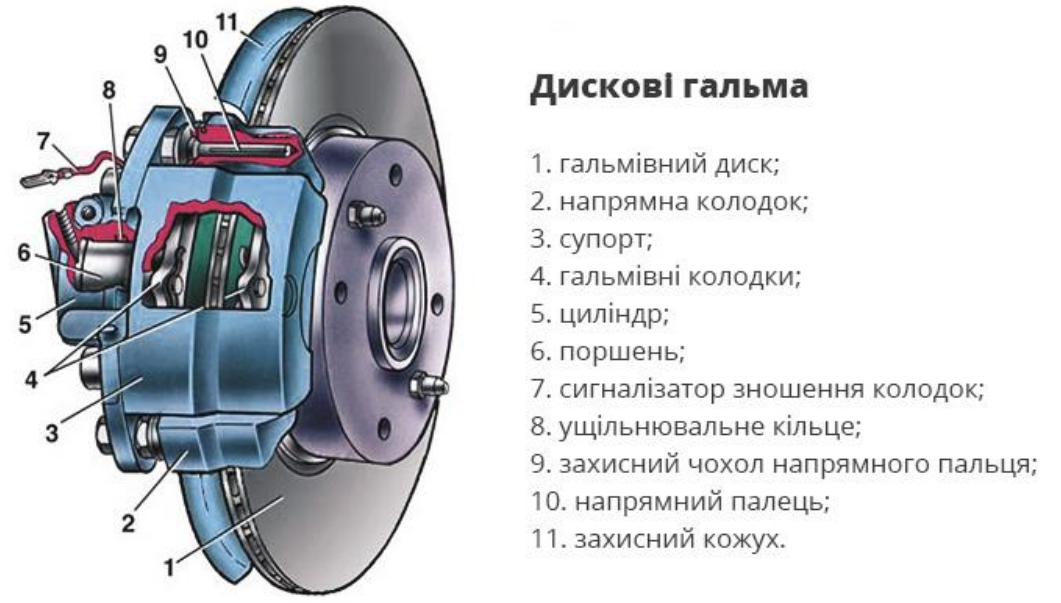


Рисунок 5.3 – Дисковий гальмівний механізм легкового автомобіля

Дискові гальмівні механізми бувають з нерухомою скобою і опозитними циліндрами, а також з плаваючою (ковзкою) скобою і одностороннім розташуванням поршнів.

Для гальм з гідроприводом максимальний гальмівний момент, який необхідно створити на передніх колесах автомобіля, визначають за формулою:

$$M_{T1\max} = r_k \cdot \varphi \cdot \frac{G_a}{2 \cdot L}(B + \varphi \cdot h)\ , \quad (99)$$

M_{T1max}=0,36*0,8*(1960*9.8/(2*2,630))*(1,342+0,8*0,22)=1596 Н/м

де r_k – кінематичний радіус колеса, м;

φ – коефіцієнт зчеплення; при розрахунках приймають φ = 0,8

G_a – повна вага автомобіля, Н;

B, h, L – відповідно відстань від заднього колеса до центра мас автомобіля, висота центра мас, база автомобіля.

Граничне значення гальмівного моменту за умови зчеплення колеса з дорогою визначають за формулою:

$$M_{тзч} = \varphi \cdot R_Z \cdot r_д, \quad (100)$$

$M_{тзч}$=0,8*4900*0,36=1410 Н/м

де R_Z – реакція дороги на колесо (дорівнює силі тиску автомобіля на переднє колесо), Н;

$r_д$ – динамічний радіус колеса, м.

Розрахункову схему дискового гальмівного механізму наведено на рисунку 5.4.

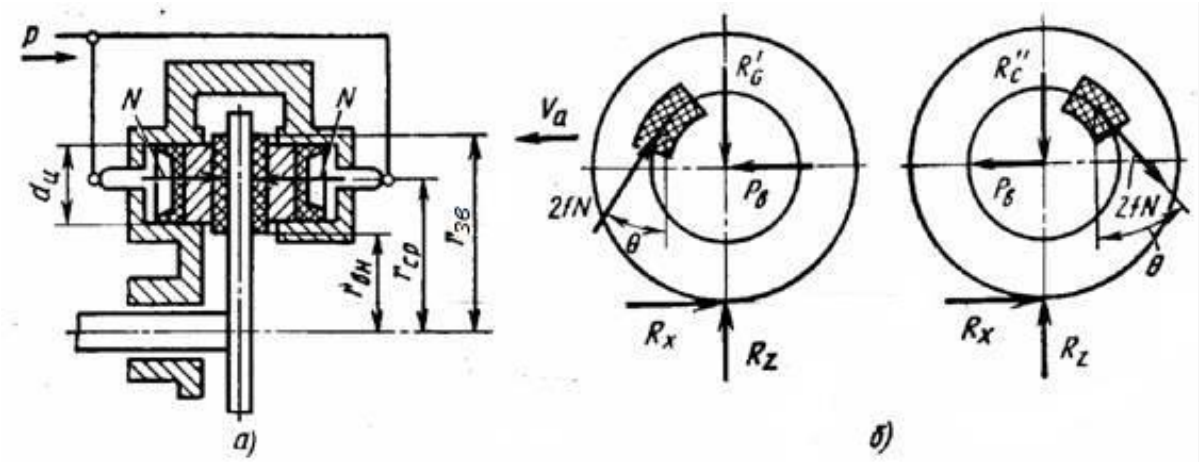


Рисунок 5.4 – Схеми для розрахунку дискового гальмового механізму: а - розрахункова схема; б - схема радіальних сил, що діють на підшипники колеса при гальмуванні

Гальмівний момент, створюваний гальмівним механізмом, визначають за формулою:

$$M_r = 2 \cdot f \cdot z_f \quad N \cdot r_{cp}, \ (101)$$

$$M_r = 2*0,35*2*16610*0.107 = 2488 \text{ Н/м}$$

де f – коефіцієнт тертя гальмівних накладок по диску;

N – сумарна сила притиснення накладки до диска;

rср – радіус прикладання рівнодіючої сил тертя;

z_f – кількість поверхонь тертя.

Силу притиснення накладки необхідно визначати, беручи до уваги тиск рідини p, число поверхонь тертя i і діаметр dц гальмівних циліндрів на одній стороні скоби.

Таким чином,

$$N = 0,25 \cdot \pi \cdot p \cdot \sum_{i=1}^{n} d_{цi}^2 \ .(102)$$

$$N = 0,25*3,14*10*1*0,0462 = 16610 \text{ Н}$$

Оскільки тиск розподіляється по площі накладки рівномірно, можна з достатньою для технічних розрахунків точністю вважати, що сила тертя f·N прикладена на середньому радіусі:

$$r_{ср} = (r_з + r_{вн}) / 2, \ (103)$$

$$r_{ср} = (130+84) / 2 = 107$$

де rз і rвн – радіуси накладки відповідно зовнішній і внутрішній.

Лінійна залежність гальмівного моменту від f і приводний сили дозволяє дисковим гальмівним механізмам, на відміну від барабанних, забезпечити високу стабільність гальмування.

Під час розрахунку дискового гальмівного механізму вихідною величиною є гальмівний момент, який має забезпечити дискове гальмо.

Розрахунковими є: площа активної поверхні гальмівної колодки, співвідношення зовнішнього і внутрішнього радіусів, еквівалентний радіус диска

$r_{ср}$, співвідношення активної площі диска і колодок (коефіцієнт перекриття), товщина диска, осьове зусилля притиснення колодки N.

Площа активної поверхні гальмівної колодки визначається з урахуванням допустимого тиску для застосовуваного фрикційного матеріалу. Так, відповідно до ДСТ 1786-80 тиск формованих накладок (для дискового гальма) складає 0,06…0,33 МПа, пресованих – 0,02 МПа. Кут охоплення α колодки у виді кільцевого сектора звичайно не перевищує $20...30^0$.

Еквівалентний радіус $r_{ср}$, що визначає гальмівний момент, залежить від форми поперечного перерізу колодок.

Для дискових автомобільних гальм рекомендуються наступні характеристики фрикційних пар: коефіцієнт взаємного перекриття 0,1...0,15; гранична швидкість ковзання 10…25 м/с; питома робота тертя 1,5—2 кДж/см^2; найбільша температура нагрівання 500...600 °С.

5.3 Барабанний гальмівний механізм

Колодкові барабанні гальмівні механізми використовуються як у якості колісних так і стоянкових гальмівних механізмів. Барабанні гальмівні механізми незважаючи на зовнішню схожість, відрізняються один від іншого конструкцією і розташування опор колодок, привідними силами притискання колодок до барабанів.

Барабанне гальмо складається із гальмівного барабана, який обертається разом із колесом. (рисунок 5.5),

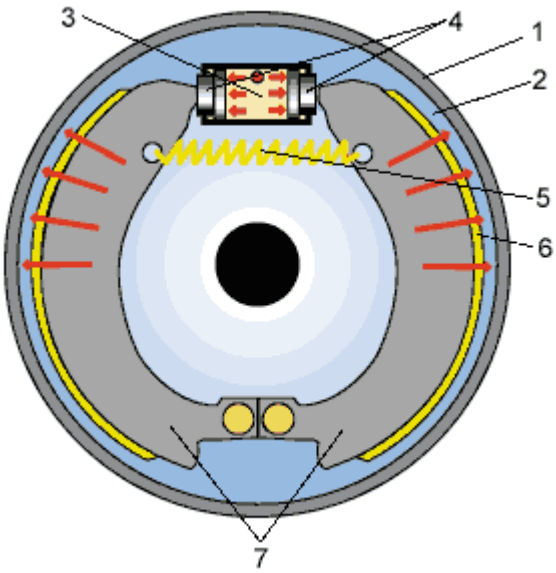


Рисунок 5.5 - Схема роботи барабанного гальмівного механізму з гідравлічним приводом:

1 – гальмівний барабан; 2 - гальмівний щит; 3 - робочий гальмівний циліндр; 4 - поршні робочого гальмівного циліндра; 5 - стяжна пружина; 6 - фрикційні накладки; 7 - гальмівні колодки

Всередині барабана знаходяться дві колодки (рисунок 5.3) із фрикційними накладками, встановлені на диску, який жорстко закріплено на картері мосту. При натисканні на педаль гальма під тиском гальмівної рідини поршні розходяться і розсовують верхні кінці колодок2 і притискують їх до внутрішньої поверхні гальмівного барабану. Сили тертя, що виникають при цьому, перешкоджають обертанню барабана і колеса, зменшуючи швидкість руху автомобіля. При відпусканні педалі стягуючі пружини відводять колодки від гальмівного барабана і гальмування припиняється.

Для гальм з гідроприводом для задніх коліс автомобіля максимальний гальмівний момент на задніх колесах визначають за формулою:

$$M_{T2\max} = r_k \cdot \varphi \cdot \frac{G_a}{2 \cdot L}(a - \varphi \cdot h) \quad , (104)$$

$M_{T2\ max}$ = 0.36 * 0.8 *(1960*9.8/2*2.630) (1.288– 0.8 * 0.8) = 682 Нм

де r_k – кінематичний радіус колеса, м;

φ – коефіцієнт зчеплення;

G_a – повна вага автомобіля, Н;

a, h, L – відповідно відстань від переднього колеса до центра мас автомобіля, висота центра мас, база автомобіля,м ;

Оптимальний тиск в контурі гідроприводу визначається за формулою:

$$p_2 = \frac{M_{T2\max}}{\frac{\pi \cdot d_{p2}^2}{4} \cdot r_б \left(\frac{\mu \cdot h}{k_0 \cdot a - \mu \cdot r_б} \right)}, \quad (105)$$

P2 = 682/((3.14*0.025^2)/4)*0.24((0.3*0.145)/(0.84*0.078-0.3*0.24)) =7,5 (МПа);

де d_{p2} – діаметр поршня, з'єднаного з колодкою барабанного гальма, м;

$r_б$ – радіус колодки барабанного гальма, м;

μ – коефіцієнт тертя; для матеріалу поверхонь тертя, що використовують у барабанному гальмівному механізмі автомобіля, можна приймати μ = 0,3;

k_0 – коефіцієнт, що враховує кут охоплення колодки заднього механізму; $k_0 = 0{,}84$.

a, h – відстані від шарнірів до осей барабану і поршнів гідроциліндра відповідно; а– 0,078 м, h–0,145м.

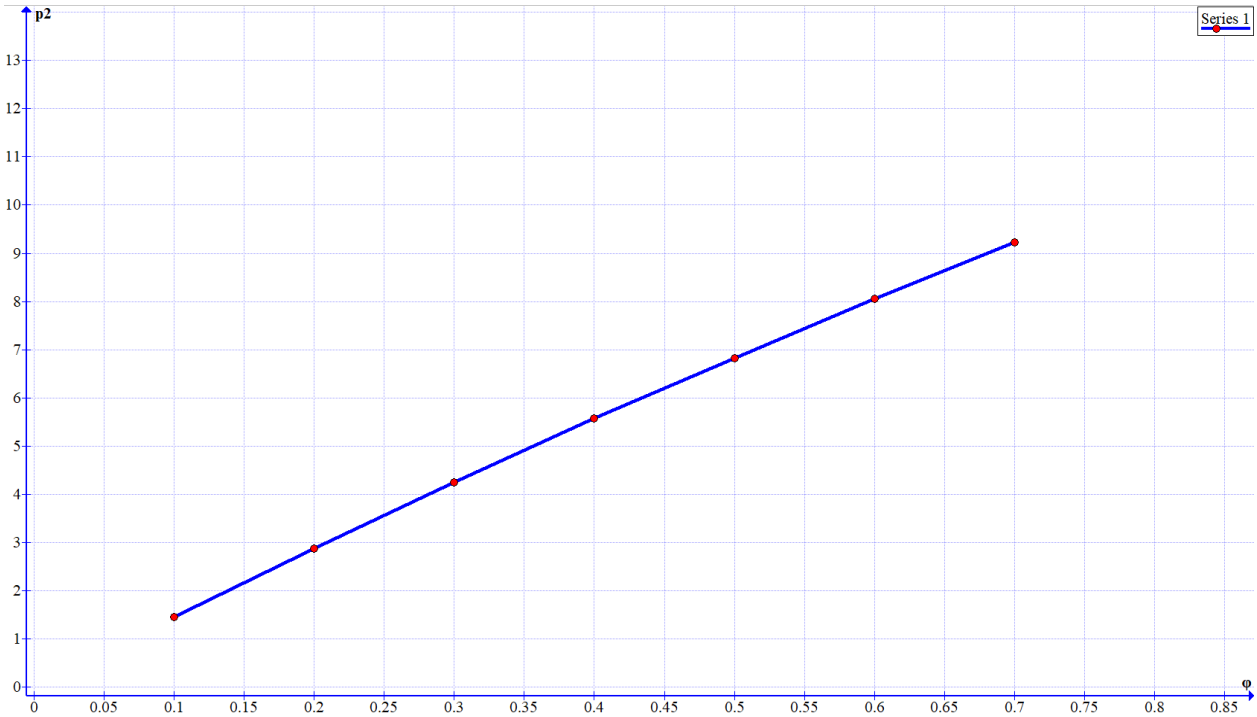


Рисунок 5.6 - Графік залежності $p_2 = f(\varphi)$.

Радіальна сила, що діє на опору колеса при гальмуванні визначається за формулою:

$$P_p = P \cdot \left(\frac{h}{k_0 \cdot a - \mu \cdot r_б} - \frac{h}{k_0 \cdot a - \mu \cdot r_б} \right), \quad (106)$$

Pp = 3630*(0.22/(0.84*1.31-0.3*0.24)-0.22/(0.84*1.31+0.3*0.24)) = 716 Н

де $P = \frac{\pi \cdot d_{p2}^2}{4} \cdot p_2$

P = ((3.14*0.25^2)/4)*7,4 = 3630 Н

Момент тертя між колодками і барабаном:

$$M_\tau = \mu \cdot r \cdot (N_1 + N_2) = P \cdot \mu \cdot r \cdot (a + c) \cdot \left(\frac{1}{c - \mu \cdot e} + \frac{1}{c + \mu \cdot e} \right) \quad (107)$$

M_τ= 3630*0,3*0,1*(0.07+0.08)*(1/(0,08-0,3*0,1)+1(0,08+0,3*0,1)=438 Н

де a, c та e – плечі сил, що діють на колодки, м;

r – радіус барабана, м;

μ – коефіцієнт тертя (μ = 0,3);

P – сила, що притискає колодки до барабана, Н.

Для симетричних колодок:

$$M_\tau = 2 \cdot P \cdot \mu \cdot r \cdot \left(\frac{a + c}{c - \mu \cdot e} \right) \quad (108)$$

M_r = 2*3630*0.3*0.1*((0.07+0.08)/0.08-0.3*0.1) = 612 Нм

Максимальний тиск колодки на барабан гальма qmax, МПа при відомій силі тиску N_1 (при розрахунку приймаємо $N_1 = P$) визначається за формулою:

$$q_{\max} = \frac{N_1}{r \cdot \alpha \cdot B} \quad (109)$$

q_{max} =3630/(0.1*2,2*0,04)=0,4 МПа

де B – ширина накладки, м;

α – кут обхвату барабана накладкою, рад; α =2,2 рад.

Максимальне значення тиску qmax = 1,0…2,0 МПа;

Теплонапруженість барабанного гальмівного механізму:

$$\Delta T = \frac{Q}{m_б \cdot c} \quad , \text{C} \ (110)$$

де $m_б$- маса барабана, кг;

Q-теплова енергія, Дж

с-теплоємність матеріалу, Дж/кг·К

$$\Delta T = \frac{65000}{6 \cdot 500} = 22^0$$

6 МОДЕРНІЗАЦІЯ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ

6.1 Задній дисковий гальмівний механізм

У якості модернізації гальмівної системи запропонуємо замінити задній барабанний гальмівний механізм на дисковий.

Що саме дасть перехід на диски:

- стабільніша робота при багаторазових гальмуваннях (менше фейдінгу);
- краща робота під дощем/після бродів (диск швидко «просушується»);
- простіше обслуговування/контроль зносу.

Єдиною перспективною альтернативою барабанних механізмів для легкових автомобілів стали дискові гальмівні механізми. Утаких механізмах гальмівний диск кріпиться до маточини колеса і обертається разом із колесом. Щоб зупинити автомобіль, необхідно підвести під тиском гальмівну рідину до поршня в гальмівному супорті. Поршень, впливаючи на гальмівні колодки, передасть на них зусилля від гальмівної рідини, притисне до диска і почне уповільнювати колесо. Чимось принцип дії дискового гальма схожий на велосипедне гальмо, де роль диска відіграє поверхня обода колеса, а зупинка здійснюється притисканням колодок гальма до обода. Будову дискового гальмівного механізму можна побачити на рисунку 6.1.

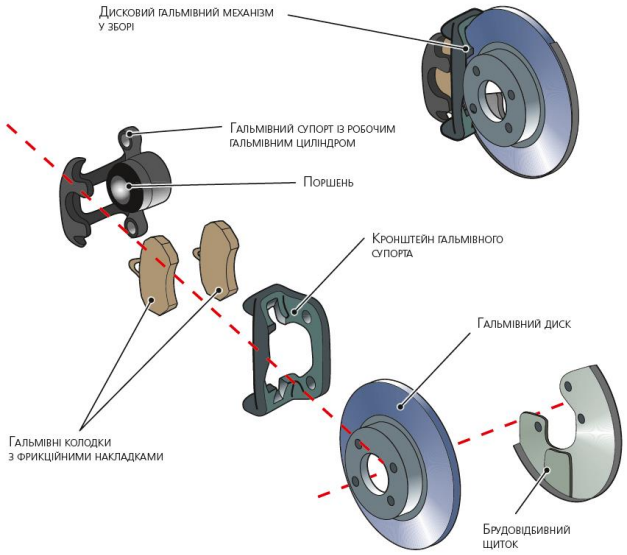


Рисунок - 6.1 Приклад дискового гальмівного механізму

Існує два типи гальмівних супортів: фіксований і плаваючий. У першому випадку в гальмівному супорті є два поршні, розташовані по обидва боки від гальмівного диска. Сам супорт жорстко закріплений на поворотному кулаку. Поршні впливають на внутрішню і зовнішню гальмівні колодки. До кожного з них підводиться гальмівна рідина.

У другому випадку гальмівний супорт має поршень або поршні тільки з одного боку, при цьому він має змогу переміщатися уздовж осі обертання диска. Так, при гальмуванні поршень переміщується і тисне на внутрішню колодку, після того як колодка упреться в диск, а тиск в гідроприводі продовжить зростати, вже супорт почне переміщатися і притискати зовнішню колодку до диска.

Перший варіант міцніший, але дорожчий. Другий варіант дешевший, але не такий надійний.

Ефективність дискових гальм набагато вища за ефективність барабанних. Вони простіші в обслуговуванні та ліпше відводять тепло, що виділяється при гальмуванні.

6.2 Розрахунок заднього дискового гальма

Для гальм з гідроприводом для задніх коліс автомобіля максимальний гальмівний момент на задніх колесах визначають за формулою:

$$M_{T2\max} = r_k \cdot \varphi \cdot \frac{G_a}{2 \cdot L}(a - \varphi \cdot h) \text{, (111)}$$

$M_{T2\max}$ = 0.36 * 0.8 *(1960*9.8/2*2.630) (1.288– 0.8 * 0.8) = 682 Нм

де r_k – кінематичний радіус колеса, м;

φ – коефіцієнт зчеплення;

G_a – повна вага автомобіля, Н;

a, h, L – відповідно відстань від переднього колеса до центра мас автомобіля, висота центра мас, база автомобіля,м ;

Граничне значення гальмівного моменту за умови зчеплення колеса з дорогою визначають за формулою:

$$M_{тзч} = \varphi \cdot R_Z \cdot r_{\partial}, \quad (112)$$

$$M_{тзч}=0,8*4900*0,36=1410 \text{ Нм}$$

де R_Z – реакція дороги на колесо (дорівнює силі тиску автомобіля на колесо), Н;

r_{∂} – динамічний радіус колеса, м.

Гальмівний момент, створюваний гальмівним механізмом, визначають за формулою:

$$M_r = 2 \cdot f \cdot z_f \quad N \cdot r_{cp}, \quad (113)$$

$$M_r=2*0,35*2*16610*0.107=2488 \text{ Нм}$$

де f – коефіцієнт тертя гальмівних накладок по диску;

N – сумарна сила притиснення накладки до диска;

rср – радіус прикладання рівнодіючої сил тертя;

z_f – кількість поверхонь тертя.

Силу притиснення накладки необхідно визначати, беручи до уваги тиск рідини p, число поверхонь тертя i і діаметр dц гальмівних циліндрів на одній стороні скоби.

Таким чином,

$$N = 0,25 \cdot \pi \cdot p \cdot \sum_{i=1}^{n} d_{цi}^2 \quad .(114)$$

$$N=0,25*3,14*10*1*0,0462= 16610 \text{ Н}$$

Оскільки тиск розподіляється по площі накладки рівномірно, можна з достатньою для технічних розрахунків точністю вважати, що сила тертя f·N прикладена на середньому радіусі:

$$r_{ср} = (r_з + r_{вн}) / 2, \quad (115)$$

$$r_{ср}=(130+84) / 2=107$$

де rз і rвн – радіуси накладки відповідно зовнішній і внутрішній.

Лінійна залежність гальмівного моменту від f і приводний сили дозволяє дисковим гальмівним механізмам, на відміну від барабанних, забезпечити високу стабільність гальмування.

Під час розрахунку дискового гальмівного механізму вихідною величиною є гальмівний момент, який має забезпечити дискове гальмо.

Розрахунковими є: площа активної поверхні гальмівної колодки, співвідношення зовнішнього і внутрішнього радіусів, еквівалентний радіус диска $r_{ср}$, співвідношення активної площі диска і колодок (коефіцієнт перекриття), товщина диска, осьове зусилля притиснення колодки N.

Для дискових автомобільних гальм рекомендуються наступні характеристики фрикційних пар: коефіцієнт взаємного перекриття 0,1...0,15; гранична швидкість ковзання 10…25 м/с; питома робота тертя 1,5—2 кДж/см^2; найбільша температура нагрівання 500...600 °С.

6.2.1 Оцінка зносостійкості заднього дискового механізму гальмування

Для оцінки ступеня навантаження і зносостійкісті накладок гальмівного диску попередньо оцінюємо параметри:

–тиск на фрикційній поверхні;

– питому роботу буксування.

Розрахунок тиску на фрикційні поверхні (Па) проводять за формулою:

$$p_0 = \frac{P_{np}}{F} \leq [p_0], \ (116)$$

де Рпр - сила нормального стиснення дисків, Н;

F - площа робочої поверхні однієї фрикційної накладки, яка визначається за формулою:

$$F = \frac{\pi \cdot (D_З^2 - d_B^2)}{4} \ (117)$$

Чисельне значення:

$$F = 0{,}785 \cdot (0{,}488^2 - 0{,}244^2) = 0.14 \text{ м}^2,$$

Силу нормального тиску (Н) визначаємо за формулою:

$$p_{пр} = \frac{M_{дmax}}{\mu \cdot R_{ср} \cdot i}, \ (118)$$

μ = 0,2 – коефіцієнт тертя;

Rср - середній радіус фрикційної накладки,

$$R_{ср} = \frac{D_з + d_B}{4} = \frac{0{,}488 + 0{,}244}{4} = 0.18 \text{ м } (119)$$

Отже,

$$p_{пр} = \frac{130.26}{0{,}2 \cdot 0{,}18 \cdot 2} = 2504 \text{ Н};$$

$$p_0 = \frac{2504}{0.14} = 17890 \leq [p_0] \text{ Па};$$

$$0{,}18 < 0{,}2 \text{МПа}.$$

Таким чином, необхідний ресурс накладок забезпечено.

Розрахунок питомої роботи буксування здійснюють за формулою:

$$L_{уд} = \frac{L_б}{F_{сум}}, \ (120)$$

де Lуд - питома робота буксування;

Lб - робота буксування при зрушуванні автомобіля з місця, Дж;

Fсум - сумарна площа робочих поверхонь накладок, м2;

$$L_б = \frac{3 \cdot Ma^2{}_{дmax}}{2 \cdot Mm_{дmax}}, \text{ Дж}, \ (121)$$

де Ja - момент інерції автомобіля, приведений до вхідного вала коробки переміни передач, кг· м2, який визначають за формулою:

$$J_a = \delta \cdot (m_a + m_n) \cdot \frac{r_k^2}{i_k^2 \cdot i_0^2}, \text{ кг·м2}, \ (122)$$

Чисельне значення моменту інерції автомобіля:

$$J_a = 1{,}05 \cdot (1960 + 0) \cdot \frac{0{,}36^2 45}{4{,}45^2 \cdot 4^2} = 2.2, \text{ кг·м2};$$

ω - частота обертання колінчастого вала двигуна, с-1: для автомобіля бензиновим двигуном:

$$\omega = \frac{\omega_M}{3} + 150 = \frac{303}{3} + 150 = 251 \text{с}^{-1}, \ (123)$$

де ωM = 303 $с^{-1}$ – кутова частота обертання колінчастого вала двигуна при максимальному крутному моменті;

b -коефіцієнт, що дорівнює 1,23;

Mm - момент опору руху при зрушуванні з місця, Н·м:

$$M_m = g \cdot \frac{(m_a+m_n)\cdot\psi\cdot r_k\cdot\eta_T}{i_k\cdot i_0}, \quad (124)$$

де ψ = 0,06 – коефіцієнт опору коченню ;

η т = 0,96 - к.к.д. трансмісії.

Отже:

$$M_m = 9{,}8 \cdot \frac{(1960+0)\cdot 0{,}06\cdot 0{,}36\cdot 0{,}96}{4{,}45\cdot 4} = 37.3 \text{ Н·м.}$$

$$L_б = \frac{3\cdot 130{,}26\cdot 2\cdot 251^2\cdot 1{,}23}{2\cdot 130.26-3\cdot 37.3} = 3{,}34 \text{ МДж.}$$

$$L_{уд} = \frac{3{,}34}{2\cdot 0{,}14} = 11{,}9 \text{ МДж/м}^2.$$

Потрібний ресурс накладок забезпечено.

6.2.2 Оцінка теплонапруженості заднього дискового механізму гальмування

Нагрівання деталей гальмівного механізму за одне включення визначаємо за формулою:

$$\Delta t = \frac{\gamma\cdot L_б}{c\cdot m_д} \leq [\Delta t] \text{ ° C}, \quad (125)$$

де γ = 0,5 - частина теплоти, що витрачається на нагрівання деталі;

c = 482 Дж (кг·К) - теплоємність деталі;

mд = 10 кг - маса деталей дискового гальма; [Δ t] = 10…15 ° С.

$$\Delta t = \frac{0{,}5\cdot 3{,}34\cdot 10^6}{482\cdot 10} = 13{,}8 \leq [\Delta t].$$

Таким чином, теплонапруженість зчеплення прийнятна.

Таблиця 6.1 – Порівняння основних параметрів до модернізації та після

Параметр	До модернізації	Після модернізації
Сила, що притискає колодки (накладки), кН	3.6	16.6
Нагрівання деталей, С°	22	13.8
Тиск колодки(накладки) гальма, МПа	0.4	0.18

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі було спроектовано легковий автомобіль який має такі характеристики:

- максимальна потужність двигуна складає N_{max} = 55 кВт при частоті обертання колінчастого вала двигуна ne max = 5000 хв$^{-1}$;

- максимальний крутний момент M_e = 130.26 Нм при частоті обертання колінчастого вала двигуна ne Me = 2000 хв$^{-1}$;

- повна маса автомобіля складає 1960 кг;

- передавальні числа ступенів коробки передач і головної передачі складають: $i_o = 4$, $i_1 = 4.45$, $i_2 = 3$, $i_3 = 2$, $i_4 = 1.4$, $i_5 = 1$

У 1-му розділі провели аналітичний огляд модельного ряду автомобілів, обрали прототип для розробки.

У 2-му розділі роботи розрахували коефіцієнт опору кочення, коефіцієнт використання маси, навантаження на колесо задньої та передньої осі. Визначили параметри автомобільного двигуна та побудували зовнішню швидкісну характеристику двигуна. Було розраховано параметри трансмісії автомобіля.

У 3-му розділі розрахували показники тягової характеристики автомобіля та побудували графік силового балансу. Розрахували величину динамічного фактору та побудували графік динамічної характеристики з номограмою навантажень та динамічний паспорт автомобіля. Розрахували показники динамічності автомобіля при нерівномірному русі. Визначили шлях та час розгону та шлях гальмування автомобіля.

У 4-му розділі визначили паливну економічність автомобіля

У 5-му та 6-му розділі було розраховано максимальний гальмівний момент барабанного гальма залежно від коефіцієнта зчеплення, а також тиск у гідроприводі та момент тертя. Підтверджено працездатність гальмівного механізму з урахуванням технічних характеристик і допустимих навантажень, проведено розрахунок гальмівного моменту дискового механізму, сили притиснення колодок, ефективного радіуса, та перевірку умов зчеплення.

У якості модернізації було запропоновано встановлення на задні колеса дисковий гальмівний механізм на заміну заводським барабанним.

Перехід на дисковий гальмівний механізм забезпечить стабільнішу роботу при багаторазових гальмуваннях, кращу роботу під дощем, простіше обслуговування, контроль зносу.

Встановлено, що дискові гальма забезпечують стабільне та ефективне гальмування, визначено тиск у контурі гідроприводу. Розрахунки підтверджують здатність системи створювати необхідні гальмівні зусилля при нормальних і аварійних умовах.

Серед основних параметрів дискового та барабанного гальмівного механізму було розраховано та порівняно такі характеристики: сила притиснення колодки (накладки) 3.6 кН проти 16.6 кН, тиск колодки(накладки) 0.4 МПа проти 0.18 МПа, нагрівання деталей гальмівного механізму 22 С° проти 13.8 С°.

Аналізуючи основні параметри гальмівних механізмів до модернізації та після, робимо висновок, що даний вид модернізації є досить доцільним.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Тяговий розрахунок автомобіля. Методичні вказівки для курсового проекту з дисципліни «Автомобілі» для підготовки здобувачів вищої освіти за спеціальністю 274 – “Автомобільний транспорт” / Укл.: Литвин О.О., Кужельний Я.В., Скляр В.М.–Чернігів: ЧНТУ, 2019. – 48с.

2. Дубровін В. В. Теорія автомобілів: навчальний посібник для підготовки здобувачів вищої освіти за спеціальністю 274 – “Автомобільний транспорт” / Укл.: Дубровін В.В. – Київ: Вища школа, 2018. – 320 с.

3. Кузьменко І. І. Динаміка автомобілів: навчальний посібник для підготовки здобувачів вищої освіти за спеціальністю 274 – “Автомобільний транспорт” / Укл.: Кузьменко І.І. – Харків: ХНАДУ, 2017. – 250 с.

4. Петров С. М. Основи конструкції автомобілів: навчальний посібник для підготовки здобувачів вищої освіти за спеціальністю 274 – “Автомобільний транспорт” / Укл.: Петров С.М. – Львів: ЛП, 2019. – 280 с.

5. Смирнов А. В. Автомобільні двигуни: навчальний посібник для підготовки здобувачів вищої освіти за спеціальністю 274 – “Автомобільний транспорт” / Укл.: Смирнов А.В. – Одеса: ОНАХТ, 2020. – 310 с.

6. Черненко О. П. Трансмісії автомобілів: навчальний посібник для підготовки здобувачів вищої освіти за спеціальністю 274 – “Автомобільний транспорт” / Укл.: Черненко О.П. – Дніпро: ДНУ, 2021. – 290 с.

7. Іваненко М. С. Паливна економічність автомобілів: навчальний посібник для підготовки здобувачів вищої освіти за спеціальністю 274 – “Автомобільний транспорт” / Укл.: Іваненко М.С. – Запоріжжя: ЗНУ, 2019. – 270 с.

8. Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. напрямку "Інженерна механіка" / В. П. Волков. – Х.: ХНАДУ, 2003. – 292с.

9. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи здобувачами вищої освіти освітньо-кваліфікаційного рівня “бакалавр” спеціальності 274 – «Автомобільний транспорт» освітньої-професійної програми «Автомобільний

транспорт» / Укл.: Кальченко В.В., Венжега В.І., Пасов Г.В. — Чернігів: 2021. — 38 с.

10. Теорія руху автомобіля. Методичні вказівки до практичних занять та виконання розрахунково-графічної роботи для підготовки ЗВО освітньокваліфікаційного рівня “бакалавр” спеціальності 274 – автомобільний транспорт освітньої-професійної програми «Автомобільний транспорт» / Укл.: Кальченко В.В., Венжега В.І., Пасов Г.В. — Чернігів: ЧНТУ, 2019. — 62 с.

11. Тепловий розрахунок автомобільного двигуна. Методичні вказівки до виконання практичних робіт та розрахунково-графічної роботи з дисципліни «Автомобільні двигуни» для підготовки здобувачів вищої освіти за спеціальністю 274 – «Автомобільний транспорт» / Укл.: Кужельний Я.В., Скляр В.М., Литвин О.О. – Чернігів: ЧНТУ, 2020. – 36 с.

12. https://ua.wikipedia.org/wiki/Chevrolet_Aveo

13. https://ua.wikipedia.org/wiki/Kia_Rio

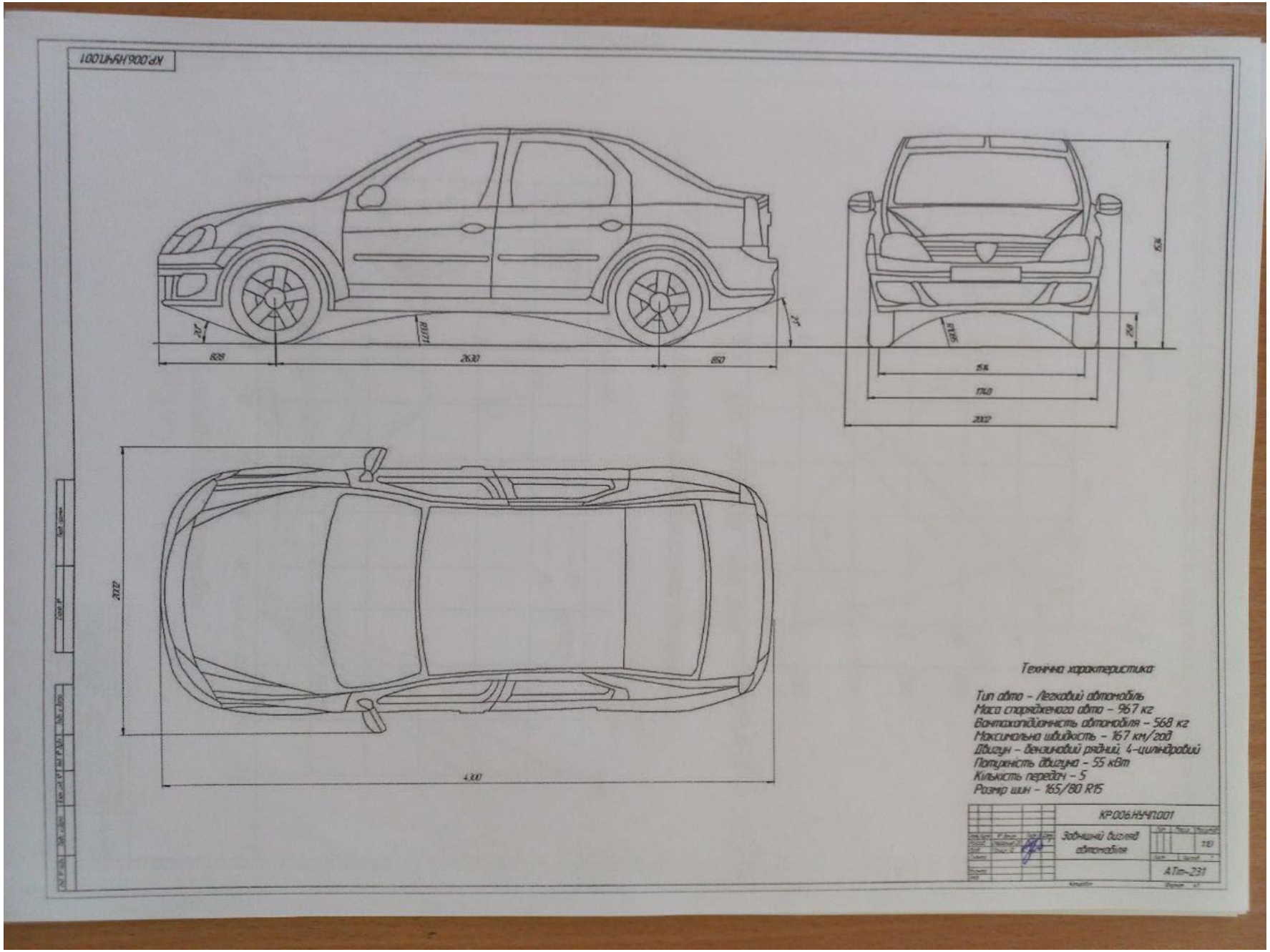
14. https://ua.wikipedia.org/wiki/Logan

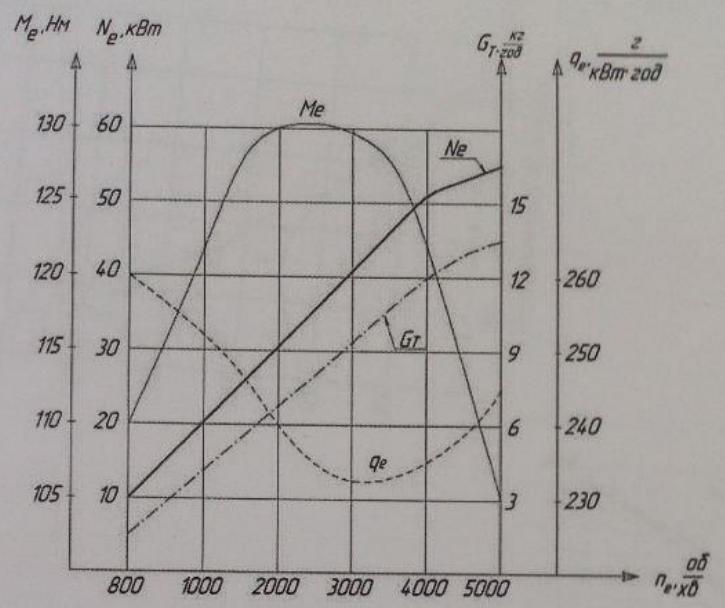
15. https://www.renault.ua/passenger/logan/features.html

16. https://renault-logan.infocar.ua/.html

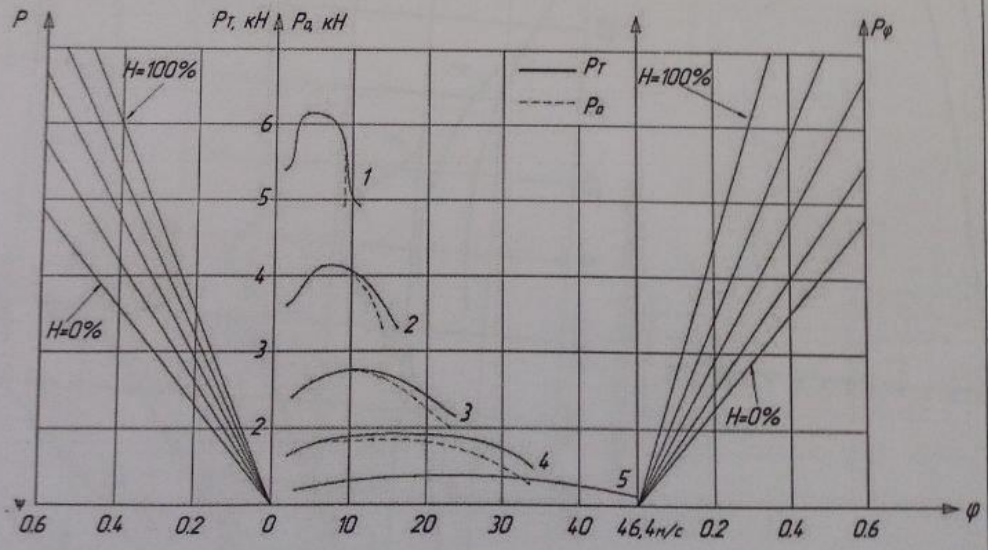
17. https://tech.carta.ua/renault/logan/14901/17190/spec/126609/

ДОДАТКИ


КР.006.НУЧП.001
828
2630
850
20°
11°
1510
1500
1740
2002
2102
4300
Технічна характеристика:
Тип авто – Легковий автомобіль
Маса спорядженого авто – 967 кг
Вантажопідйомність автомобіля – 568 кг
Максимальна швидкість – 167 км/год
Двигун – бензиновий рядний, 4-циліндровий
Потужність двигуна – 55 кВт
Кількість передач – 5
Розмір шин – 165/80 R15
КР.006.НУЧП.001
Зовнішній вигляд автомобіля
1:10
АТт-231



Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

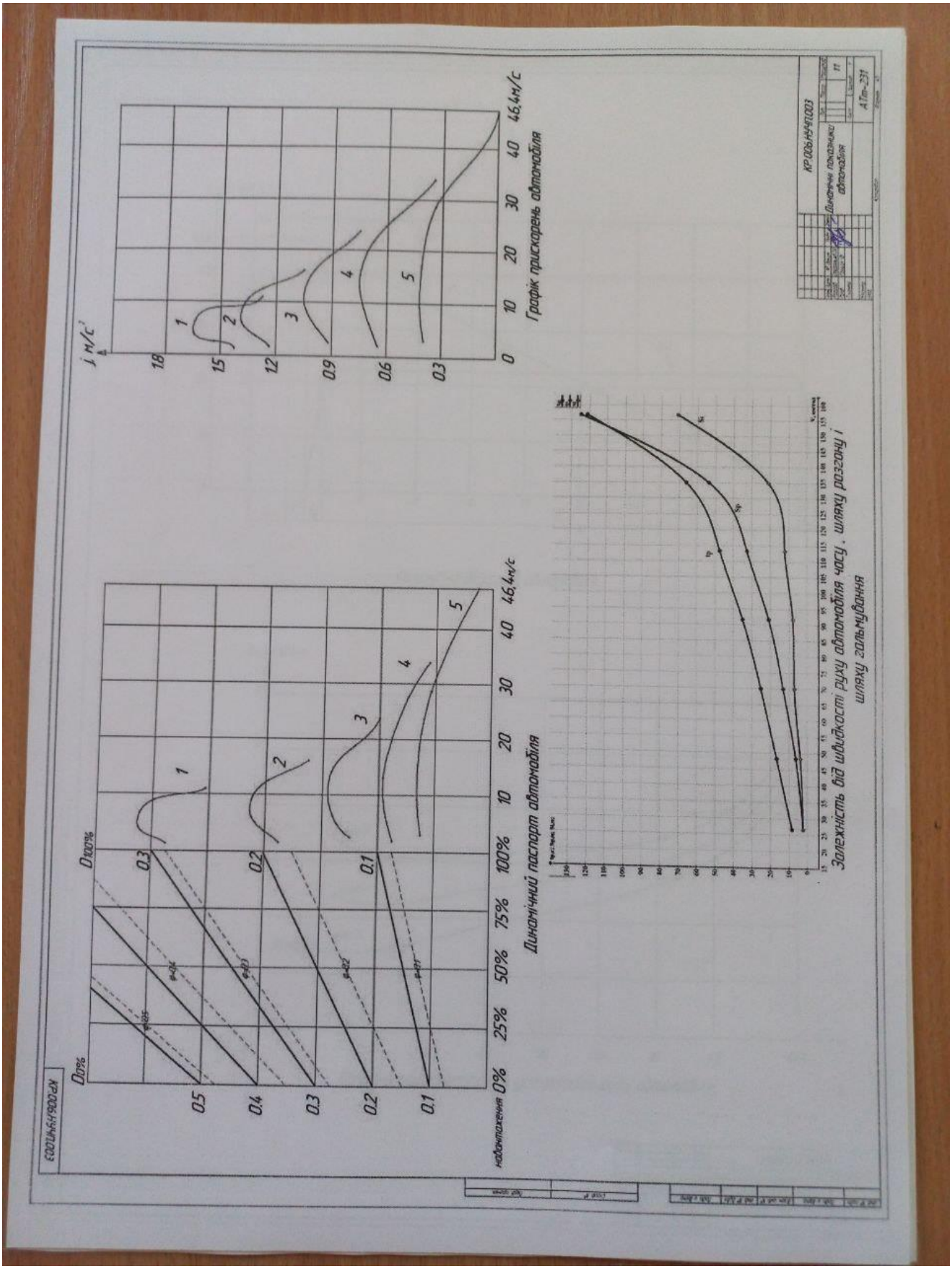


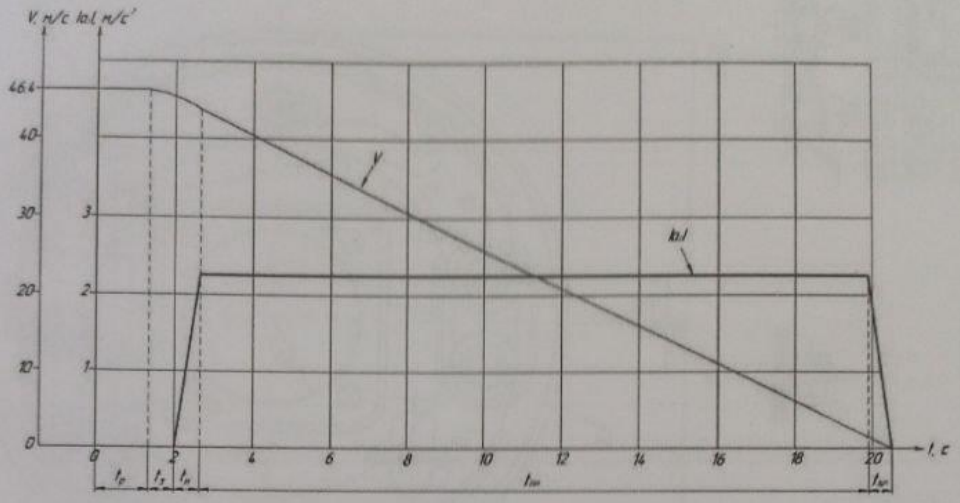
Силовий баланс автомобіля

КР.006.НУЧП002

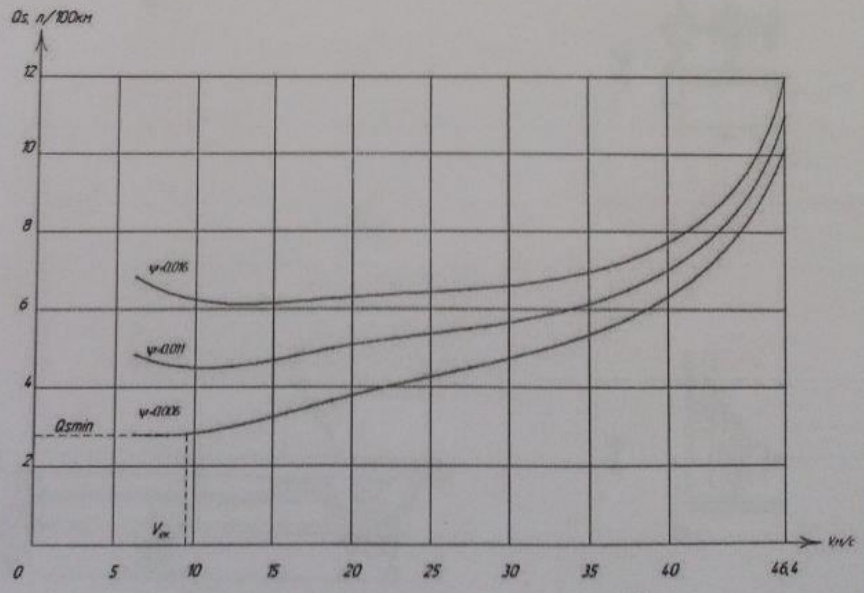
Зовнішня швидкісна характеристика двигуна та силовий баланс автомобіля

АТт-231


Динамічний паспорт автомобіля
Графік прискорень автомобіля
Залежність від швидкості руху автомобіля часу, шляху розгону і шляху гальмування
КР.006.НЗ41.003
АТп-231



Гальмівна діаграма автомобіля

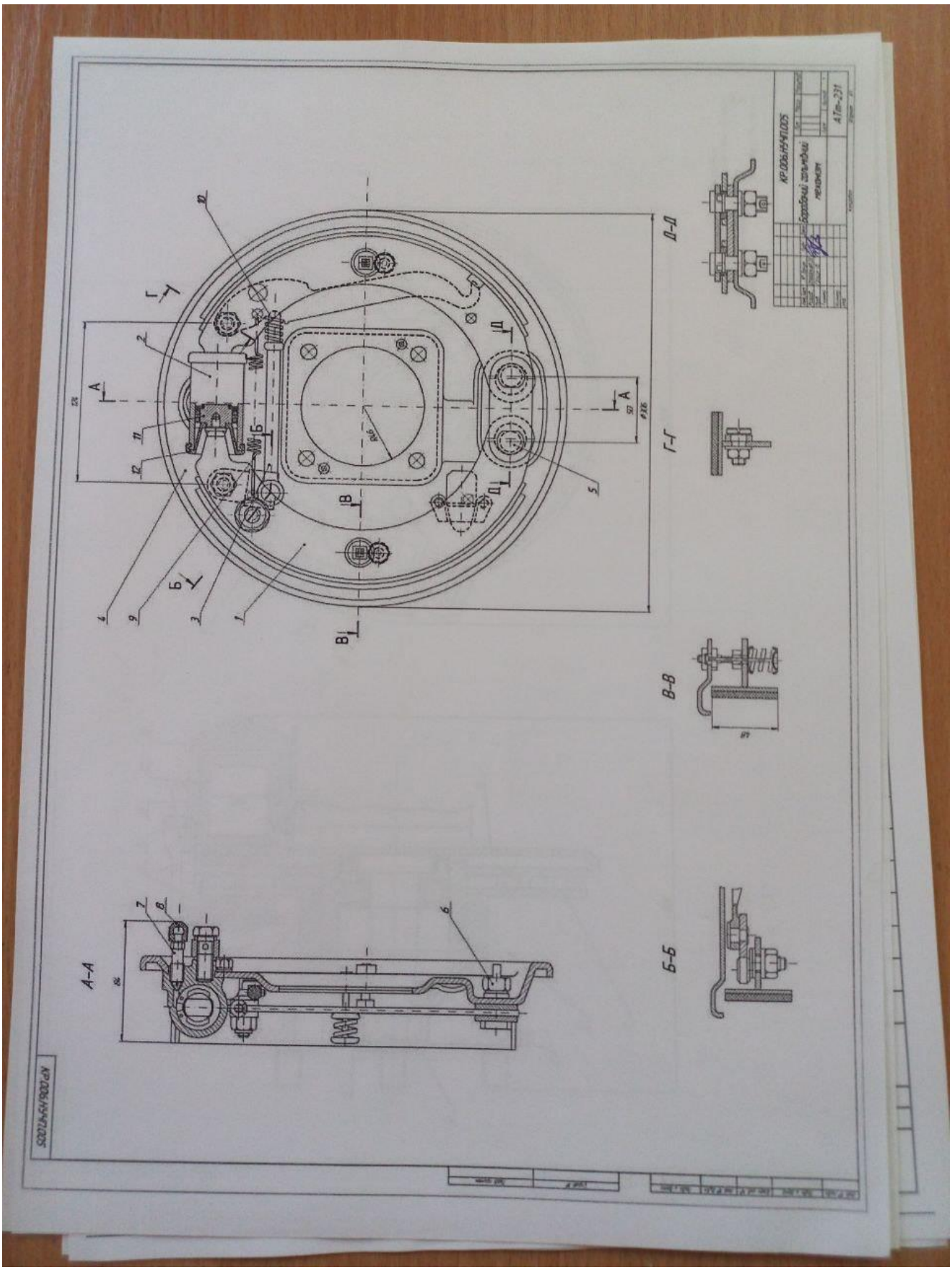


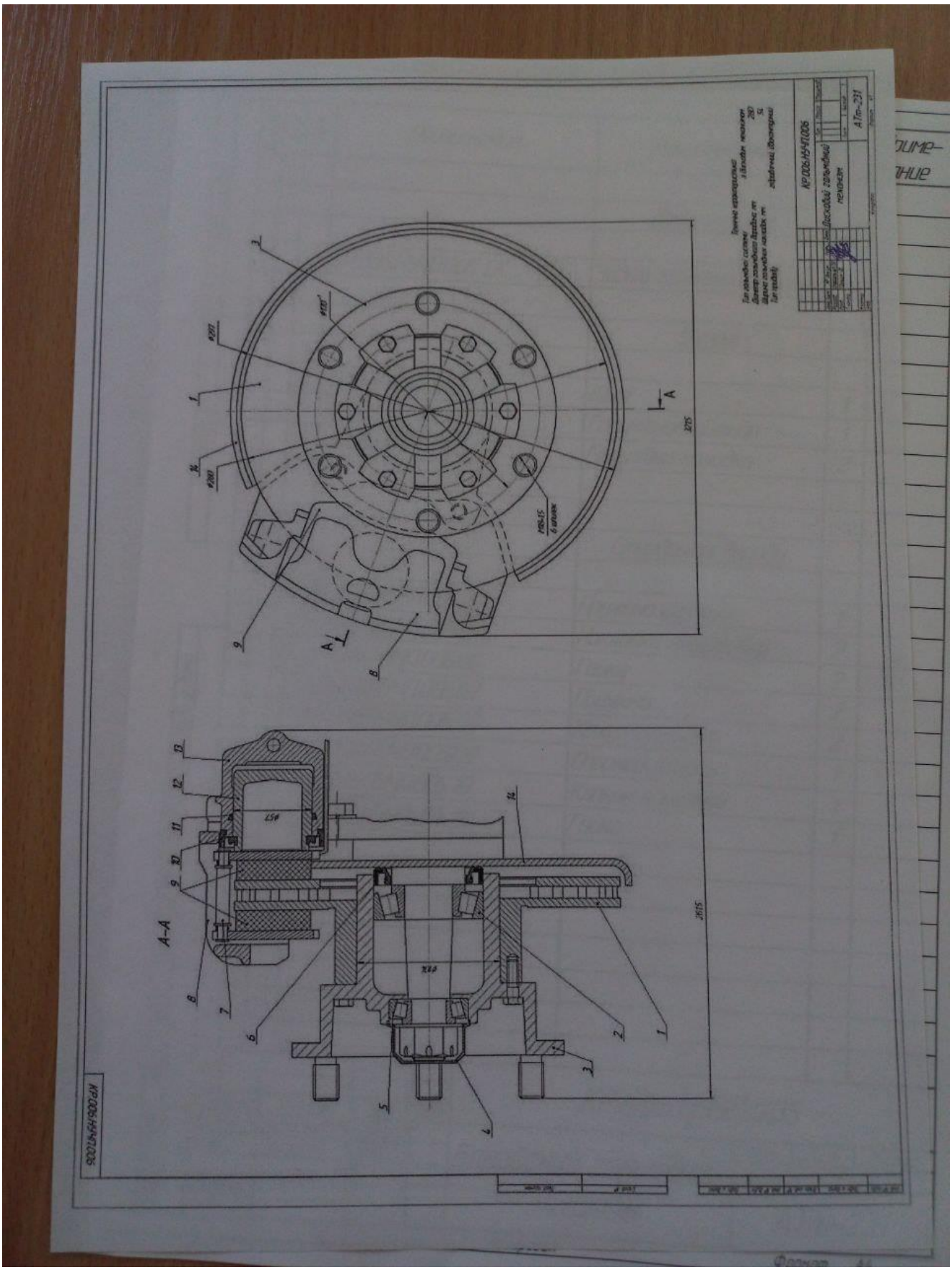
Паливна характеристика усталеного руху автомобіля

КР.006.НУЧП.004

Гальмівна динаміка та паливно-економічна характеристики автомобіля

АТтр-231


А-А
Б-Б
В-В
Г-Г
Д-Д
КР.006.НЧ1005
Ведомый шкив ременной передачи
АТм-231


КР.006.НЕ-ПЛ.006
Поковка
АТп-231
А-А
А
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
Ф157
Ф187
Ф201
Ф187
Ф201
Ф184,15
6 отверст.
Ф157
Ф184
2615
2615

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
A1			КР.006.НУЧП.005 СК	Задній галмівний механізм		
				Деталі		
		1	КР.006.НУЧП.005.01	Щит	1	
		2	КР.006.НУЧП.005.02	Гальмівний циліндр	1	
		3	КР.006.НУЧП.005.03	Гальмівна колодка	2	
				Стандартні вироби		
		4	КР.006.НУЧП.005.04	Пружина стяжна	1	
		5	КР.006.НУЧП.005.05	Накладка на колодку	2	
		6	КР.006.НУЧП.005.06	Гайка	2	
		7	КР.006.НУЧП.005.07	Пружина	2	
		8	КР.006.НУЧП.005.08	Кожух циліндра	2	
		9	КР.006.НУЧП.005.09	Опорний палець	1	
		10	КР.006.НУЧП.005.10	Клапан прокачки	1	
		11	КР.006.НУЧП.005.11	Гайка	1	

Перв. примен. | Справ. № | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	КР.006.НУЧП.005		
Разраб.		Спросельцев О.В.			Барабаний гальмівний механізм	Лит.	Лист	Листов
Пров.		Грицук І.В.						
Н.контр.						АТт-231		
Утв.								

Копировал Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документація		
A1			КР.006.НУЧП.006 СК	Дисковий галмівний механізм		
				Деталі		
		1	КР.006.НУЧП.006.01	Гальмівний диск	1	С425
		2	КР.006.НУЧП.006.02	Внутрішній підшипник	1	
		3	КР.006.НУЧП.006.03	Маточина	1	
		4	КР.006.НУЧП.006.04	Ковпак маточини	1	
		5	КР.006.НУЧП.006.05	Зовнішній підшипник	1	
		6	КР.006.НУЧП.006.06	Сальник	1	гума
		7	КР.006.НУЧП.006.07	Направляючий палець	2	
		8	КР.006.НУЧП.006.08	Основа гальмівної скоби	1	
		9	КР.006.НУЧП.006.09	Колодки	2	
		10	КР.006.НУЧП.006.10	Захисний чехол	1	
		11	КР.006.НУЧП.006.11	Ущільнююче кільце	1	
		12	КР.006.НУЧП.006.12	Поршень	1	
		13	КР.006.НУЧП.006.13	Корпус гальмівної скоби	1	
		14	КР.006.НУЧП.006.14	Захисний кожух	1	

Перв. примен. | Справ. № | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	КР.006.НУЧП.006		
Розроб.		Старосельцев ОВ			Дисковий гальмівний механізм	Лит.	Лист	Листов
Пров.		Грицук І.В.						
Н.контр.						АТт-231		
Утв.								

Копировал

Формат А4

Додаток Г

АКТ

контролю оригінальності кваліфікаційної роботи (індивідуального завдання)

За результатами перевірки кваліфікаційної роботи (індивідуального завдання) здобувача вищої освіти Тарабільцева О.В.

(прізвище, ім'я, по батькові)

науковий керівник Грицук Г.В.

(прізвище, ім'я, по батькові)

☑ **кваліфікаційна робота** ☐ **курсова робота** ☐ **курсовий проект**

на тему: Проект легкового автомобіля Renault Logan з модернізацією паливної системи

у програмному забезпеченні встановлено наступні критерії унікальності тексту:

☐ **Turnitin** Identific

Схожість 24%

Модифікації ☐

☐ **StrikePlagiarism.com**

КП1 _____

КП2 _____

КЦ _____

Маніпуляції з текстом ☐

Звіт перевірки на плагіат надсилається на електронну пошту та (або) додається.

Коментар адміністратора ІЦЗВП про виявлені запозичення:

_____

_____

_____

_____

Адміністратор ІЦЗВП

16 09 2025 р.

(підпис)

Быстрова Г.Ф.

(ПІБ)

Національний університет "Чернігівська політехніка"
НАУКОВА БІБЛІОТЕКА

Коментар керівника кваліфікаційної/курсової роботи/проєкту (може заповнюватися у разі необхідності пояснення причин відхилення показників оригінальності (унікальності) тексту від коректних величин та/або у разі низького рівня оригінальності тексту)

Загальний відсоток унікальності становить: 100-24=76%

Засіданням кафедри затверджено наступні показники унікальності тексту:

100-70%	висока унікальність, робота допускається до захисту або (та) опублікування;
69-51 %	середня унікальність, робота потребує доопрацювання в частині коректності та повноти цитувань, та буде направлена на повторну перевірку без санкцій;
50-41%	низька унікальність, робота потребує суттєвого доопрацювання та буде направлена на повторну перевірку без санкцій;
40 % і нижче	низька унікальність, робота відхиляється без права подальшого розгляду.

Висновок:

☑ Робота може бути допущена до захисту;

☐ Необхідно провести розгляд повного звіту подібності із залученням фахівців із тематики кваліфікаційної роботи (індивідуального завдання).

Керівник роботи _____ (підпис) І.В. Грищук (ПІБ)

(Додаток Г у новій редакції згідно із рішенням Вченої ради від 25.11.2024, протокол №12, та наказом ректора № 235/ВС від 25.11.2024)

Рецензія

на кваліфікаційну роботу:

Старосельцева Олександра Володимировича

Тема роботи: «Проєкт легкового автомобіля Renault Logan з модернізацією гальмівної системи»

Пояснювальна записка містить в собі 74 сторінки формату А4, 44 рисунка, 17 джерел літератури, додатки.

Графічна частина роботи виконана на 6 аркушах формату А1.

Кваліфікаційна робота виконана в повному обсязі і відповідає вимогам, які ставляться до виконання цієї роботи.

В кваліфікаційній роботі присутні такі розділи:

В першому розділі було проведено аналітичний огляд легкових автомобілів і вибрано прототип автомобіля.

В другому розділі було проведено розрахунок масових показників та параметрів автомобіля і двигуна, побудовано зовнішню швидкісну характеристику двигуна, визначено параметри трансмісії.

В третьому розділі розраховано показники динамічності автомобіля.

В четвертому розділі було розраховано паливну економічність автомобіля.

П’ятий розділ присвячений розробці гальмівної системи.

У шостому розділі роботи проведено модернізацію гальмівної системи.

У рецензованій роботі присутні наступні недоліки:

1) наявність граматичних та орфографічних помилок;

2) деякі рисунки мають низьку якість.

На підставі вищесказаного, вважаю, що робота заслуговує оцінку «Задовільно», а здобувач вищої освіти Старосельцев Олександр Володимирович заслуговує на присвоєння звання бакалавр.

Директор ПрАТ «УКРАВТО ЧЕРНІГІВ» Тарасенко А.С.