

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЧЕРНІГІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ МЕХАНІЧНОЇ ІНЖЕНЕРІЇ,
ТЕХНОЛОГІЙ ТА ТРАНСПОРТУ

ТЕОРІЯ РУХУ АВТОМОБІЛЯ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних занять та виконання розрахунково-графічної роботи для підготовки ЗВО освітньо-кваліфікаційного рівня “бакалавр” спеціальності 274 – автомобільний транспорт освітньої-професійної програми «Автомобільний транспорт»

Обговорено і рекомендовано
на засіданні кафедри
автомобільного транспорту та
галузевого машинобудування
протокол №1 від 30.08.2019р.

Чернігів ЧНТУ 2019

Теорія руху автомобіля. Методичні вказівки до практичних занять та виконання розрахунково-графічної роботи для підготовки ЗВО освітньо-кваліфікаційного 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.

Укладачі:

**КАЛЬЧЕНКО ВОЛОДИМИР
ВІТАЛІЙОВИЧ,**

доктор технічних наук, професор
кафедри автомобільного транспорту та
галузевого машинобудування;

ВЕНЖЕГА ВОЛОДИМИР ІВАНОВИЧ,
кандидат технічних наук, доцент
кафедри автомобільного транспорту та
галузевого машинобудування;

**ПАСОВ ГЕННАДІЙ
ВОЛОДИМИРОВИЧ**

кандидат технічних наук, доцент
кафедри автомобільного транспорту та
галузевого машинобудування

Відповідальний за випуск:

КАЛЬЧЕНКО ВІТАЛІЙ ІВАНОВИЧ,
завідувач кафедри автомобільного
транспорту та галузевого
машинобудування, доктор
технічних наук, професор

Рецензент:

**ЛИТВИН ОЛЕКСАНДР
ОЛЕКСАНДРОВИЧ,**
кандидат технічних наук, доцент
кафедри автомобільного транспорту
та галузевого машинобудування
Чернігівського національного
технологічного університету

ВСТУП

Дисципліна “Теорія руху автомобіля” відноситься до групи нормативних дисциплін і циклу професійної та практичної підготовки.

Метою вивчення цієї дисципліни є формування у студентів системи знань, що описують закономірності механіки руху автомобіля, його взаємодію з дорогою та повітрям, експлуатаційні властивості.

Після вивчення дисципліни студенти повинні знати:

- загальні відомості про теорію автомобіля;
- експлуатаційні властивості автомобілів;
- основи теорії кочення колеса;
- тягово-швидкісні властивості автомобіля;
- тяговий розрахунок автомобіля;
- гальмівні властивості автомобіля;
- керованість і стійкість автомобіля;
- прохідність автомобіля;
- плавність руху автомобіля.

Студенти повинні вміти:

- проводити тягово-швидкісний розрахунок автомобіля;
- визначати паливну економічність автомобіля;
- розраховувати гальмівні властивості автомобіля;
- проводити розрахунки керованості та стійкості автомобіля;
- визначати прохідність автомобіля;
- оцінювати плавність руху.

Методичні вказівки до практичних робіт та виконання розрахунково-графічної роботи формують мету, об’єм та зміст практичних занять з дисципліни «Теорія руху автомобіля».

Практичні роботи є важливою складовою частиною вивчення даної дисципліни. Вони призначені для поглиблення та розширення теоретичних знань на практиці.

Кожна практична робота пов’язана з відповідними розділами теоретичного курсу. При виконанні практичних робіт та обробці їх результатів студентам потрібні знання загальноінженерних і спеціальних дисциплін.

Практична робота №1

Зовнішні швидкісні характеристики двигунів

1.1 Мета роботи

Набуття студентами практичних навичок визначення коефіцієнтів апроксимуючих залежностей крутного моменту і потужності двигуна від частоти обертання колінчатого валу та побудови зовнішніх швидкісних характеристик двигунів

1.2 Теоретичні відомості

Джерелом енергії на автомобілі є двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ): карбюраторний, інжекторний або дизельний. Принципова відмінність у роботі цих двигунів полягає в тому, що у карбюраторному та інжекторному двигунах запалення горючої суміші походить від енергії електричної іскри, а в дизелі – від температури стиснутого повітря.

У загальному випадку ДВЗ характеризуються енергоємністю, динамічністю та економічністю.

Енергоємність визначається залежністю потужності двигуна N_e від кутової швидкості обертання колінчастого вала ω_e .

Динамічність описується залежністю крутного моменту двигуна M_e від кутової швидкості колінчастого вала ω_e .

Економічність визначається залежністю питомої витрати палива q_e від кутової швидкості колінчастого вала двигуна ω_e .

Основною характеристикою двигуна є його зовнішня швидкісна характеристика – графіки залежності потужності N_e , крутного моменту M_e , питомої витрати палива q_e та погодинної витрати палива G_T від кутової швидкості колінчастого вала ω_e (або частоти обертання колінчастого вала) при максимальній подачі палива. Таким чином, ця характеристика двигуна описує його енергоємність, динамічність і паливну економічність.

Зовнішня швидкісна характеристика знову створеного двигуна визначається експериментально на заводах, де виробляють двигуни. Цю характеристику двигунів постійно контролюють у процесі виробництва, визначаючи її експериментально на стендах з партії вироблених двигунів. Загальний вигляд зовнішньої швидкісної характеристика двигуна зображено на рисунку 1.1.

Виділимо наступні характерні точки на цій характеристиці:

N_{max} – максимальна потужність двигуна ($кВт$);

ω_N – кутова швидкість у $рад/с$, що відповідає максимальній потужності двигуна;

M_{max} – максимальний крутний момент двигуна ($Нм$);

ω_m – кутова швидкість у $рад/с$, що відповідає максимальному крутному моменту двигуна;

M_N – крутний момент, при якому двигун розвиває максимальну потужність ($Нм$);

q_N – питома витрата палива в $г/кВт\cdot год$, при якій двигун розвиває

максимальну потужність.

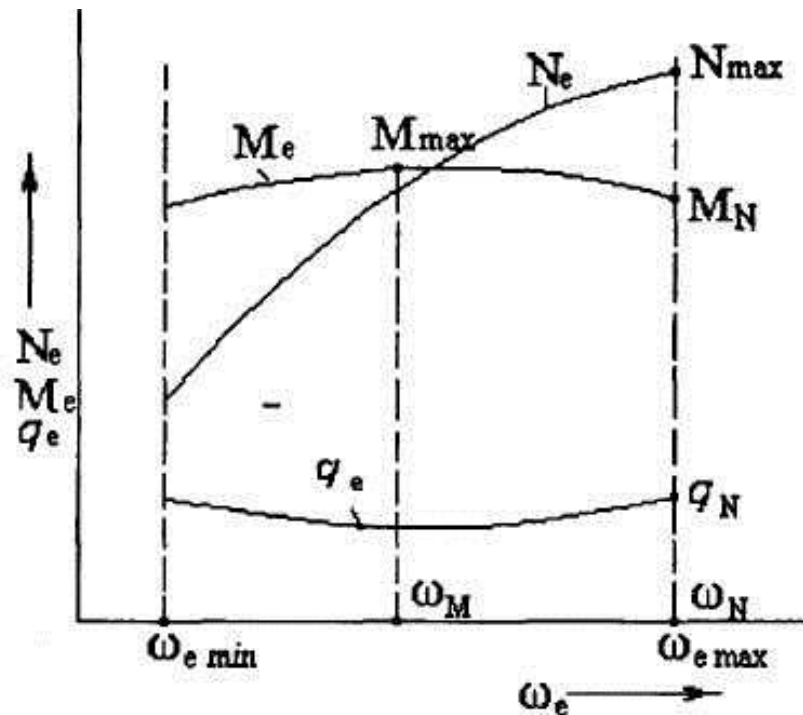


Рисунок 1.1 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

Введемо два експериментальні коефіцієнти, які визначаються із зовнішньої швидкісної характеристики двигуна:

– коефіцієнт пристосованості за крутним моментом;

$$K_M = \frac{M_{\max}}{M_N}$$

– коефіцієнт пристосованості за частотою обертання двигуна

$$K_\omega = \frac{\omega_N}{\omega_M}$$

Для двигунів, що встановлюються на автомобілях, значення цих коефіцієнтів знаходяться в межах $K_M = 1,05 \dots 1,5$ і $K_\omega = 1,5 \dots 2,5$.

Для практичних розрахунків залежності $N_e = f(\omega_e)$ і $M_e = f(\omega_e)$ математично описуються параболою третього і другого порядків:

$$N_e = N_{\max} \left[a \cdot \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right], \quad 1.1$$

$$M_e = M_N \left[a + b \frac{\omega_e}{\omega_N} - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 \right]. \quad 1.2$$

Невідомими величинами у формулах (1.1) і (1.2) є коефіцієнти a , b , c .

Визначимо ці коефіцієнти, розглянувши режими роботи двигуна при $\omega_e = \omega_N$, $\omega_e = \omega_M$, а також провівши дослідження функції $M_e = f(\omega_e)$ на екстремум.

Якщо задамо кутову швидкість двигуна $\omega_e = \omega_N$, тоді потужність, що розвивається двигуном, досягає максимального значення при $N_e = N_{\max}$.

Після підставлення цих умов до рівняння (1.1), маємо:

$$N_{\max} = N_{\max} \left[a \frac{\omega_N}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_N}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_N}{\omega_N} \right)^3 \right].$$

Провівши елементарні скорочення, отримаємо: $a+b-c=1$.

Якщо задамо кутову швидкість двигуна $\omega_e = \omega_M$, тоді крутний момент двигуна досягне максимального значення при $M_e = M_{\max}$. Після підставлення цих умов до рівняння (1.2) маємо:

$$M_{\max} = M_N \left[a + b \frac{\omega_M}{\omega_N} - c \left(\frac{\omega_M}{\omega_N} \right)^2 \right],$$

$$\frac{M_{\max}}{M_N} = a + b \frac{1}{\frac{\omega_N}{\omega_M}} - c \frac{1}{\left(\frac{\omega_N}{\omega_M} \right)^2}.$$

Після перетворень, урахуваючи, що $\frac{\omega_N}{\omega_M} = k_\omega$, маємо

$$k_\omega = a + \frac{b}{k_\omega} - \frac{c}{k_\omega^2}.$$

Для отримання третього рівняння, необхідного для визначення коефіцієнтів a , b , c , дослідимо рівняння (1.2) на екстремум. Для чого прирівняємо:

$$\frac{dM_e}{d\omega_e} = 0.$$

Узявши похідну з рівняння (1.2), отримаємо:

$$\frac{dM_e}{d\omega_e} = M_N \left(\frac{b}{\omega_N} - 2c \frac{\omega_e}{\omega_N} \cdot \frac{1}{\omega_N} \right).$$

Якщо $\frac{dM_e}{d\omega_e} = 0$, тоді $\omega_e = \omega_m$, оскільки при цій кутовій швидкості обертання колінчастого вала крутний момент двигуна досягає максимуму. Після підстановки та елементарних перетворень маємо:

$$0 = \frac{M_N}{\omega_N} \left(b - 2c \frac{\omega_M}{\omega_N} \right).$$

Умова вищенаведеної залежності буде виконуватися, якщо:

$$b - \frac{2c\omega_M}{\omega_N} = 0,$$

$$b - \frac{2c}{k_\omega} = 0.$$

У результаті наведених досліджень отримана система з трьох рівнянь з трьома невідомими a , b , c .

$$\begin{cases} a + b - c = 1 \\ \kappa_M = a + \frac{b}{\kappa_\omega} - \frac{c}{\kappa_\omega^2} \\ b - \frac{2c}{\kappa_\omega} = 0 \end{cases}$$

Розв'язавши цю систему, отримаємо:

$$a = \frac{\kappa_M \cdot \kappa_\omega (\kappa_\omega - 2) + 1}{\kappa_\omega (\kappa_\omega - 2) + 1}; \quad b = \frac{2\kappa_\omega (\kappa_M - 1)}{\kappa_\omega (\kappa_\omega - 2) + 1}; \quad c = \frac{\kappa_\omega^2 (\kappa_M - 1)}{\kappa_\omega (\kappa_\omega - 2) + 1}. \quad 1.3$$

Оскільки коефіцієнти, що входять до складу рівняння (1.3) κ_ω і κ_M , є експериментальними, тому і коефіцієнти a , b , c також експериментальні. На заводах, що виробляють двигуни, експериментально визначають зовнішню швидкісну характеристику, а потім за цією характеристикою визначають коефіцієнти κ_M та κ_ω . З урахуванням залежностей (1.3) розраховують коефіцієнти a , b , c . Очевидно, що кожний тип двигунів має характерні тільки для нього значення коефіцієнтів a , b , c , які подані у довідковій літературі.

Для визначення питомої витрати палива залежно від кутової швидкості колінчастого вала ω_e рекомендується скористатися емпіричною залежністю:

$$q_e = q_N \left[1,26 - 0,85 \frac{\omega_e}{\omega_N} + 0,59 \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 \right], \quad 1.4$$

де q_N – питома витрата палива при максимальній потужності у $г/кВт \cdot год$, яка для дизельних двигунів береться 210+240 $г/кВт \cdot год$, а для карбюраторних двигунів – 310...340 $г/кВт \cdot год$.

Додатково на графіку зовнішньої швидкісної характеристики будують залежність погодинних витрат палива G_T (кг/год) від кутової швидкості або частоти обертання колінчастого вала.

$$G_T = q_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}, \quad 1.5$$

де q_e – питома витрати палива, $г/кВт \cdot год$;

N_e – потужність двигуна, кВт.

У табл. 1.1 наведено значення параметрів, що характеризують двигуни. Наведені вище параметри двигунів визначалися на стендовому устаткуванні. За реальних умов експлуатації на автомобілі двигун працює з іншими системами впуску і випуску, на ньому встановлено додаткове устаткування, для привода якого затрачується додаткова потужність. Тому ефективна потужність, що розвивається двигуном на автомобілі, дещо менша. Проте, як свідчить аналіз літературних джерел, це зменшення не перевищує 15%.

№ вар	Марка автомобіля	V _д , л	Марка двигуна	N _{max} , кВт	ω _N , об/хв	M _{max} , Н·м	ω _M , об/хв	K _M	K _ω
1	М412	1,48	УЗАМ 412	55,2	5800	111,2	3200	1,22	1,8
2	ВАЗ 2108	1,295	ВАЗ 2108	46,6	5600	95,2	3400	1,19	1,6
3	ВАЗ 2109	1,499	ВАЗ 2111-80	53	5600	118	2800	1,16	2
4	ВАЗ 2108	1,295	ВАЗ 2108	46,6	5600	95,2	3400	1,19	1,6
5	ГАЗ 24	2,44	ЗМЗ 24Д	69,9	4500	186,3	2200	1,26	2,05
6	ГАЗ 66-01	4,25	ЗМЗ66	84,6	3300	284,4	2500	1,16	1,32
7	ЗИЛ130	6,0	ЗИЛ130	110,3	3200	402	2000	1,22	1,6
8	ЗИЛ 534330	11,15	ЯМЗ 236А	143	2100	716	1400	1,107	1,5
9	БелАЗ 7540	22,3	ЯМЗ 240ПМ2	265	2100	1275	1600	1,061	1,3
10	ГАЗ3102	2,28	ЗМЗ 406	106,6	5200	200,9	4500	1,18	1,15
11	УАЗ469	2,693	ЗМЗ 4091	112	4250	208	3000	1,14	1,4
12	Mazda626	2,497	2.54WD	147	6500	224	4800	1,35	1,35
13	Audi A6	1,968	2.0TDI ultra	141,7	3800	400	1750	1,28	2,15
14	Skoda Octavia	1,978	1.8TSI	118	5000	250	1500	1,3	3,3
15	Opel Vectra C Hatchback 2.8 i	2,792	Z28NET	206	5500	355	4500	1,24	1,22
16	Opel Vectra B 1.6	1,598	X16XEL	74	6000	150	3600	1,36	1,65
17	КамАЗ 6520	8,9	Cummins ISLe 400	294	2100	1700	1400	1,08	1,5
18	КамАЗ 65226-6010-77	15,0	Cummins ISX15	390	1600	2508	1200	1,12	1,3
19	КамАЗ 4308	6,7	Cummins ISB6.7e4245	136	2500	700	1200	1,1	2,1
20	КамАЗ 5410	10,85	КамАЗ 740	154	2600	667	1700	1,12	1,52
21	Mitsubishi Pajero Sport	2,477	2.5 TD	73	4000	240	2000	1,38	2
24	Iveco 35C13	2,798	Iveco 8140.49S	125	1800	290	1200	1,32	1,5
25	Iveco Daily 35S15	2,798	Iveco 8140.43N	146	1500	320	1100	1,34	1,35
26	Ford Fokus 2010	2,0	XQDA	118	6500	202	4000	1,26	1,62
27	Ford Fokus 2008	1,596	PNDA	92	6000	159	4000	1,24	1,51
28	Toyota Camry	2,798	1MZ-FE	162	5400	261	4400	1,18	1,22
29	Toyota Windom	2,496	2MZ-FE	150	6000	244	4600	1,16	1,3
30	Toyota Harrier	3,31	3MZ-FE	158	5600	298	3600	1,2	1,55
31	BMW X3(F25)	1,995	B47D20	135	4000	380	2750	1,32	1,45
32	BMW 2 Series	2,998	B58B30	326	6500	500	4800	1,28	1,35
33	BMW Z4	2,497	N52B25	150	6400	250	4250	1,3	1,5
34	Scania R440	13,0	Scania DC13102440	324	1900	2400	1000	1,34	1,9
35	Scania G400	13	Scania DC13103	400	1900	2100	1000	1,4	1,9

1.3. Порядок виконання роботи

1. По таблиці 1.1 за варіантом вибирається автомобіль та двигун із зазначеними характеристиками.
2. Розрахунок проводиться при різних значеннях частоти обертання колінчастого вала двигуна в діапазоні від ω_{min} до ω_{max} .
3. Значення ω_{min} для всіх типів двигунів приймаємо 1000 об/хв.
4. Значення ω_{max} для двигунів з обмеженням частоти обертання приймаємо ω_N , для інших – $1,1\omega_N$ об/хв.
5. По залежності 1.3. визначаються коефіцієнти a , b , c апроксимуючих залежностей крутного моменту і потужності двигуна від частоти обертання колінчастого валу.
6. При різних значеннях ω від ω_{min} до ω_{max} (не менше восьми значень і додатково повинні присутні характерні точки ω_M і ω_N) по формулам 1.1, 1.2, 1.4, 1.5 розраховуються значення N_e , M_e , q_e , G_T та будується зовнішня швидкісна характеристика.
7. Провести аналіз отриманої зовнішньої швидкісної характеристики двигуна та зробити висновки щодо енергоємності, динамічності та паливної економічності двигуна.

Практична робота №2

Тяговий (силовий) і потужнісний баланси автомобіля

2.1 Мета роботи

Оволодіння студентами графо-аналітичним методом вирішення задач по оцінюванню тягово-швидкісних властивостей автомобілів за допомогою рівнянь тягового і потужнісного балансів.

2.2 Теоретичні відомості

При прямолінійному русі автомобіля на підйомі колова сила на ведучих колесах автомобіля витрачається на подолання сил опору коченню, підйому, повітря і на його розгін. Виходячи з цього, рівняння тягового балансу записується у вигляді:

$$P_{Ti} = P_{\Pi} + P_K + P_B + P_{\text{ли}} \quad 2.1$$

де P_{Ti} – повна тягова (колова) сила на i -й передачі;

$$P_{Ti} = \frac{M_{Ki}}{r_d} = \frac{M_e U_{Ti} \eta_T k_p}{r_d}; \quad 2.2$$

де M_e – крутний момент двигуна при обертах n_e , який визначається із зовнішньої швидкісної характеристики двигуна;

U_{Ti} – передавальне число трансмісії на i -тій передачі

$$U_{Ti} = U_{ki} \cdot U_2,$$

де U_{ki} – передавальне число коробки передач на i -тій передачі;

U_2 – передавальне число головної передачі;

η_T – ККД трансмісії. Значення η_T приймають рівним 0,9 для вантажних автомобілів і автобусів і 0,95 – для легкових автомобілів;

k_p – коефіцієнт корекції зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.

Значення k_p приймають рівним 0,95.

P_K – сумарна сила опору коченню коліс автомобіля:

$$P_K = \sum R_{zi} f_i = G_a f \cos \alpha; \quad 2.3$$

де G_a – вага автомобіля в H ;

f – коефіцієнт опору кочення;

α – кут нахилу опорної поверхні в *град*.

Коефіцієнт опору коченню f залежить від типу і стану опорної поверхні, типу і конструктивних параметрів шин, швидкості руху. У таблиці 2.1 наведено його значення на деяких дорогах.

Коефіцієнти опору кочення

Таблиця 2.1

Дорожні умови	Коефіцієнт f_0
Асфальтова дорога	0,01...0,02
Гравійна дорога	0,02...0,025
Бруківка	0,025...0,05
Грунтова суха	0,025...0,035
Грунтова після дощу	0,05...0,15
Піщана: • суха	0,1...0,3
• волога	0,06...0,15

P_n – сила опору підйому

$$P_n = G_a \sin \alpha \quad 2.4$$

P_d – сила опору дорозі

$$P_d = P_k + P_n \quad 2.5$$

P_v – сила опору повітря

$$P_v = k_v \cdot F \cdot V^2, \quad 2.6$$

де k_v – коефіцієнт опору повітря;

F – площа лобового опору автомобіля;

V – швидкість автомобіля.

Значення коефіцієнтів опору повітря для деяких типів автомобілів приведені в таблиці 2.2

Коефіцієнти опору повітря

Таблиця 2.2

Тип автомобіля	Коефіцієнт K_n , $\left[\frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4} \right]$
Гоночні	0,13÷0,15
Легкові	0,15÷0,3
Автобуси	0,25÷0,4
Вантажні	0,4÷0,7
Автопотяги	0,85÷0,95

Площа лобового опору автомобіля F :

$F = B_k \cdot H_r$ – для вантажних автомобілів;

$F = 0,8 \cdot B_r \cdot H_r$ – для легкових автомобілів,

де B_k – колія коліс;

B_r – габаритна ширина;

H_r – габаритна висота.

P_i – сила опору розгону:

$$P_i = m_a \cdot \delta_{в.р.} \cdot j \quad 2.7$$

де m_a – маса автомобіля;

$\delta_{в.р.}$ – коефіцієнт врахування мас, що обертаються;

j – сумарний момент інерції.

Графічне зображення залежності всіх сил від швидкості автомобіля називається графіком силового балансу.

Приклад побудови графіка силового балансу наведено на рисунку 2.1.

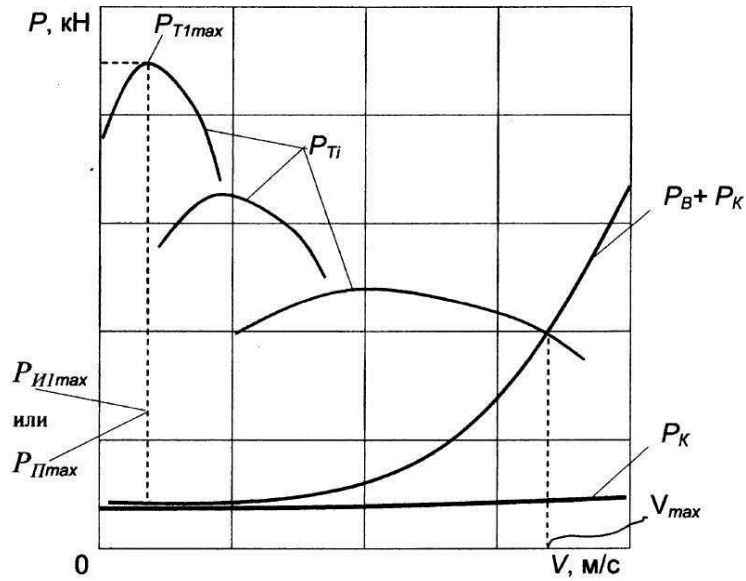


Рисунок 2.1 – Графік силового балансу автомобіля

Якщо помножити почленно обидві частини рівняння (2.1) на V , то кожен член отриманої рівності є потужністю і ми отримуємо рівняння потужнісного балансу:

$$N_{Ti} = N_{П} + N_{К} + N_{В} + N_{Иi}, \quad 2.8$$

або

$$N_{Ti} = N_{Д} + N_{В} + N_{Иi}.$$

де N_{Ti} – тягова потужність;

$N_{Д}$ – потужність, що витрачається на подолання опору дороги;

$N_{В}$ – потужність, що витрачається на подолання опору повітря;

$N_{Иi}$ – потужність, що витрачається на розгін автомобіля.

Графіком потужнісного балансу називається графічне зображення залежностей потужностей, що входять в рівняння потужнісного балансу від швидкості руху (рисунок 2.2).

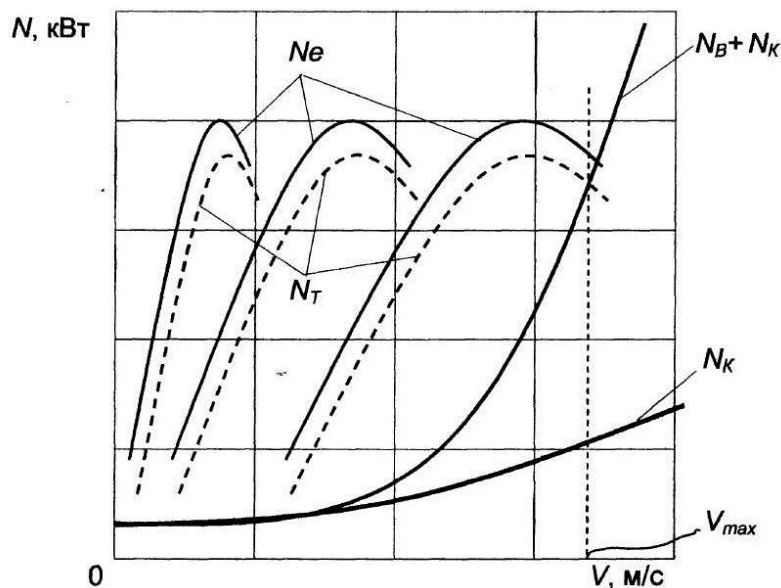


Рисунок 2.2 – Графік потужнісного балансу

Зазвичай графік силового балансу автомобіля доповнюють графіком залежності сили опору дороги від коефіцієнта опору дороги (ліва частина) та графіком залежності сили зчеплення ведучих коліс з дорогою від коефіцієнта зчеплення (права частина) при різному завантаженні автомобіля ($H=0\% \dots 100\%$), як це показано на рис. 2.3

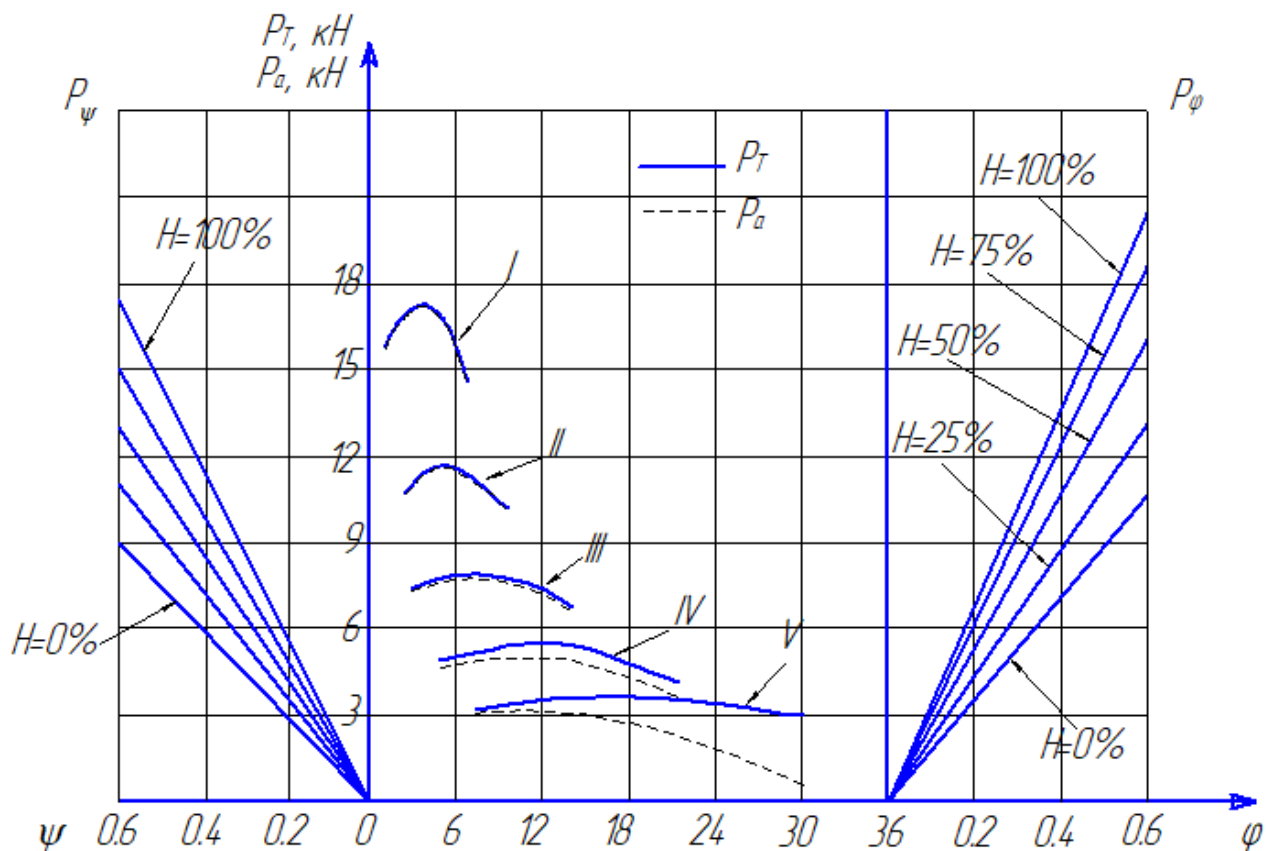


Рисунок 2.3 – Доповнений графік силового балансу автомобіля

Сила опору дороги $P_\psi = G \cdot \Psi$,

де G – вага автомобіля, що приймається в межах від ваги спорядженого автомобіля G_0 до ваги завантаженого автомобіля G_6 з кількома проміжними значеннями (25%, 50%, 75%);

Ψ – коефіцієнт опору дороги.

Сила зчеплення ведучих коліс з дорогою $P_\phi = G_2 \cdot \phi$,

де G_2 – вага, що припадає на ведучі колеса автомобіля. Приймається в межах від ваги спорядженого автомобіля G_{02} до ваги завантаженого автомобіля G_{62} з кількома проміжними значеннями (25%, 50%, 75%);

ϕ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою.

В центральній частині графіка силового балансу поряд з тяговою силою на кожній передачі (суцільна лінія) зображають вільну силу тяги, яку отримують як різницю тягової сили і сили опору повітря (пунктирна лінія).

2.3 Порядок виконання роботи

1. Для розрахунку приймається автомобіль за варіантом, для якого необхідно побудувати графіки силового і потужнісного балансу на всіх передачах. Значення $M_e=f(n)$ і $N_e=f(n)$ приймаються із зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.

2. Для побудови графіка силового балансу:

– розраховується сила опору коченню P_K за формулою 2.3 при значенні коефіцієнта опору кочення $f=0,01$ та сила опору повітря P_B за формулою 2.6 для вищої передачі;

– на кожній передачі визначається швидкість V за формулою

$$V = \frac{\pi \cdot n_i \cdot r_k}{30 \cdot U_{Ti}}, \text{ м/с}$$

де n_i , – оберти двигуна від n_{min} до n_{max} [хв⁻¹];

U_{Ti} – передавальне число трансмісії;

r_k – радіус колеса автомобіля;

– тягова сила P_{Ti} розраховується на кожній передачі при різних значеннях n – від n_{min} до n_{max} , включаючи характерні точки n_M , та n_N (див. зовнішню швидкісну характеристику);

– отримані дані заносяться в таблицю 2.3;

Розрахункові дані для побудови графіку силового балансу Таблиця 2.3

Показники	Передача	n , об/хв							
		n_{min}							n_{max}
V , м/с	1								
	2								
	...								
	вища								
P_T , кН	1								
	2								
	...								
	вища								
P_K									
P_B									

– по отриманим даним будується графік силового балансу;

- графік силового балансу доповнюють лівою та правою частинами;

- розраховують вільну силу тяги автомобіля на кожній передачі і зображують пунктирною лінією в середній частині графіку.

3. Порядок розрахунку потужнісного балансу такий, як і для силового. На графіку зображують як потужність на колесах N_T ($N_T=N_e \cdot \eta_{TP} \cdot K_P$), так і потужність двигуна N_e в залежності від швидкості на кожній передачі, а також потужність, що витрачається на подолання опору коченню і опору повітря. Отримані дані заносяться в таблицю 2.4 і будується графік потужнісного балансу

Розрахункові дані для побудови графіку потужнісного балансу Таблиця 2.4

Показники	Передача	n , об/хв							
		n_{min}							n_{max}
V , м/с	1								
	2								
	...								
	вища								
N_T									
N_e									
N_K									
N_B									

4. Проводиться аналіз побудованих графіків силового і потужнісного балансу автомобіля.

Практична робота №3

Динамічний фактор, динамічні характеристика і паспорт автомобіля

3.1 Мета роботи

Оволодіння студентами графо-аналітичним методом вирішення задач по оцінюванню динамічних властивостей автомобілів

3.2 Теоретичні відомості

Динамічним фактором автомобіля називається відношення вільної сили тяги до ваги автомобіля. В теорії автомобіля різницю колової сили на ведучих колесах автомобіля і сили опору повітря $P_K - P_n$ називають вільною силою тяги. У цьому випадку динамічний фактор визначається за формулою:

$$D = \frac{P_k - P_n}{m_a g}, \quad 3.1$$

де D – динамічний фактор навантаженого автомобіля;

m_a – повна маса автомобіля;

P_K – колова сила на ведучих колесах автомобіля, яка визначається за формулою:

$$P_K = \frac{M_e U_{Ti} \eta_T k_P}{r_K}. \quad 3.2$$

P_n – сила опору повітря визначається так:

$$P_n = K_n F_n V^2. \quad 3.3.$$

№2. Складові, що входять до формул 3.2 і 3.3, наведені в практичній роботі

За формулою (3.1) визначається динамічний фактор навантаженого автомобіля, а для порожнього автомобіля маємо:

$$D_0 = \frac{P_k - P_n}{m_0 g}, \quad 3.4$$

де D_0 – динамічний фактор порожнього автомобіля;

m_0 – маса спорядженого автомобіля.

З аналізу формул (3.1), (3.4) видно, що динамічний фактор найбільшого значення досягає для порожнього автомобіля на першій передачі коробки передач.

Співвідношення між динамічними факторами навантаженого і порожнього автомобілів записується як:

$$D_0 = D \frac{m_a}{m_0}. \quad 3.5$$

Для визначення фізичного змісту динамічного фактора скористаємося рівнянням тягового балансу:

$$P_K = P_f + P_n + P_i + P_j.$$

Перетворимо рівняння тягового балансу таким чином:

$$P_k - P_n = P_f + P_i + \delta \cdot m_a \frac{dv}{dt}$$

Розділивши праву та ліву частини останнього рівняння на $m_a g$, маємо:

$$\frac{P_k - P_n}{m_a g} = \frac{P_f + P_i}{m_a g} + \frac{\delta m_a}{m_a g} \cdot \frac{dV}{dt}$$

Після елементарних перетворень маємо:

$$D = \psi + \frac{\delta}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \quad 3.6$$

Тут має місце:

$$\frac{P_f + P_i}{m_a g} = \frac{f m_a g \cos \alpha + m_a g \sin \alpha}{m_a g} = f \cos \alpha + \sin \alpha = \psi$$

При сталому русі $\frac{dV}{dt} = 0$, а значить $D = \psi$.

З аналізу рівняння (3.6) випливає: динамічний фактор автомобіля чисельно показує, який коефіцієнт дорожнього опору може подолати автомобіль при сталому русі.

Динамічна характеристика автомобіля – графіки залежності динамічного фактора навантаженого автомобіля на всіх передачах від швидкості руху (Рисунок 3.1.)

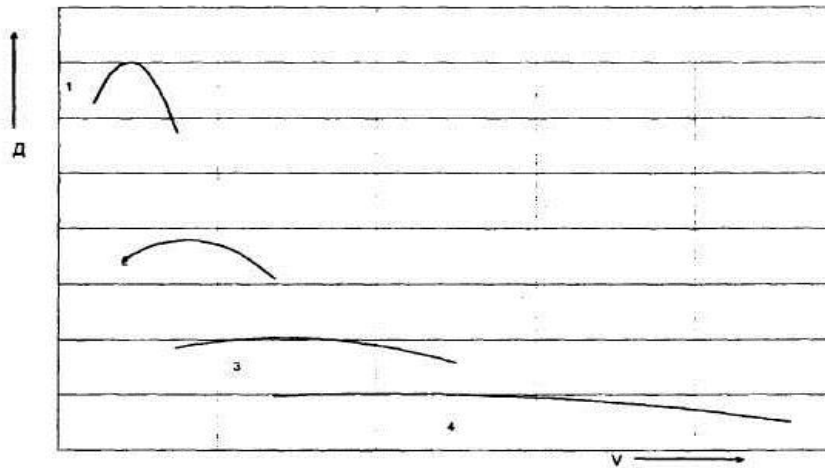


Рисунок 3.1 – Динамічна характеристика автомобіля

З графіка динамічної характеристики за заданим коефіцієнтом дорожнього опору визначається передача і можлива швидкість руху навантаженого автомобіля.

Для визначення динамічного фактора автомобіля при різному ступені його завантаження будується динамічний паспорт.

Динамічний паспорт автомобіля – динамічна характеристика разом з номограмою навантажень (рисунок 3.2).

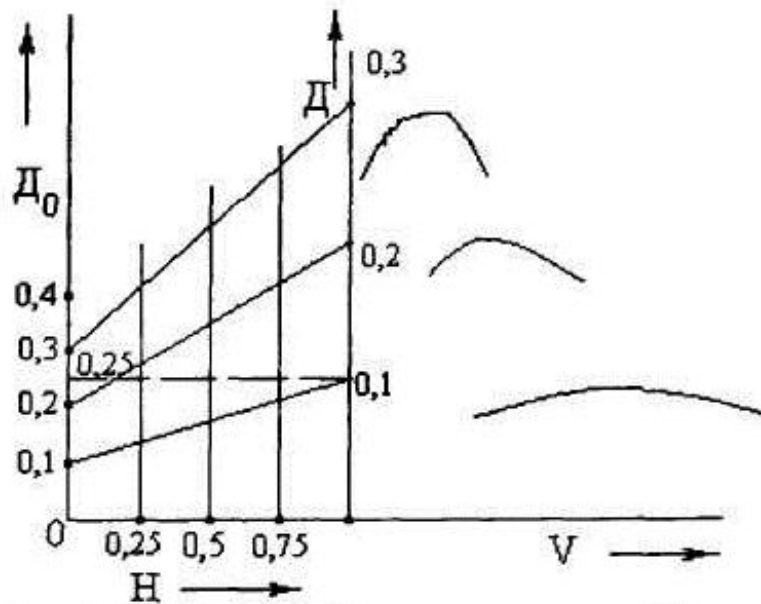


Рисунок 3.2 – Динамічний паспорт автомобіля

Для побудови номограми навантажень вісь абсцис динамічної характеристики автомобіля продовжується вліво (рисунок 3.2). Продовжена таким чином вісь являє собою у відносних величинах навантаження на автомобіль. У її кінцевій точці ставимо 0, що відповідає порожньому автомобілю, і проводимо вертикальну лінію. Це і буде вісь, за якою визначаємо динамічний фактор порожнього автомобіля D_0 .

Для визначення масштабу шкали динамічного фактора порожнього автомобіля скористаємося залежністю (3.5). Задавшись для навантаженого автомобіля динамічним фактором $D = 0,1$, визначимо динамічний фактор порожнього автомобіля. Нехай $m_a = 20000$ кг; $m_0 = 8000$ кг. Тоді динамічний фактор порожнього автомобіля дорівнює:

$$D_0 = 0,1 \frac{20000}{8000} = 0,25.$$

На вісі D_0 проти точки $D = 0,1$ ставимо 0,25. Маючи дві точки 0 і 0,25 на вісі D_0 , розіб'ємо шкалу D_0 відповідним чином на значення 0,1; 0,2; 0,3 і т.д., відповідно до розмітки шкали D . З'єднаємо рівнозначні точки шкал D і D_0

Проведені косі лінії, що сполучають рівнозначні точки на шкалах D_0 і D динамічних факторів порожнього і навантаженого, автомобілів, перетинаючись зі шкалами $D_{0,25}$; $D_{0,5}$; $D_{0,75}$ відповідно завантаженого автомобіля на 25%, 50% і 75%, визначають масштаби цих шкал.

Динамічний паспорт автомобіля дозволяє визначити при заданому дорожньому опорі та при різному ступені завантаження передачу і можливу максимальну швидкість руху автомобіля.

Графік динамічного паспорту в лівій його частині, де номограма навантажень, доповнюють динамічним фактором за зчепленням, як це показано на рис 3.3. Для цього розраховують значення динамічного фактора по зчепленню для спорядженого автомобіля $D_{0\phi}$ та для навантаженого D_ϕ .

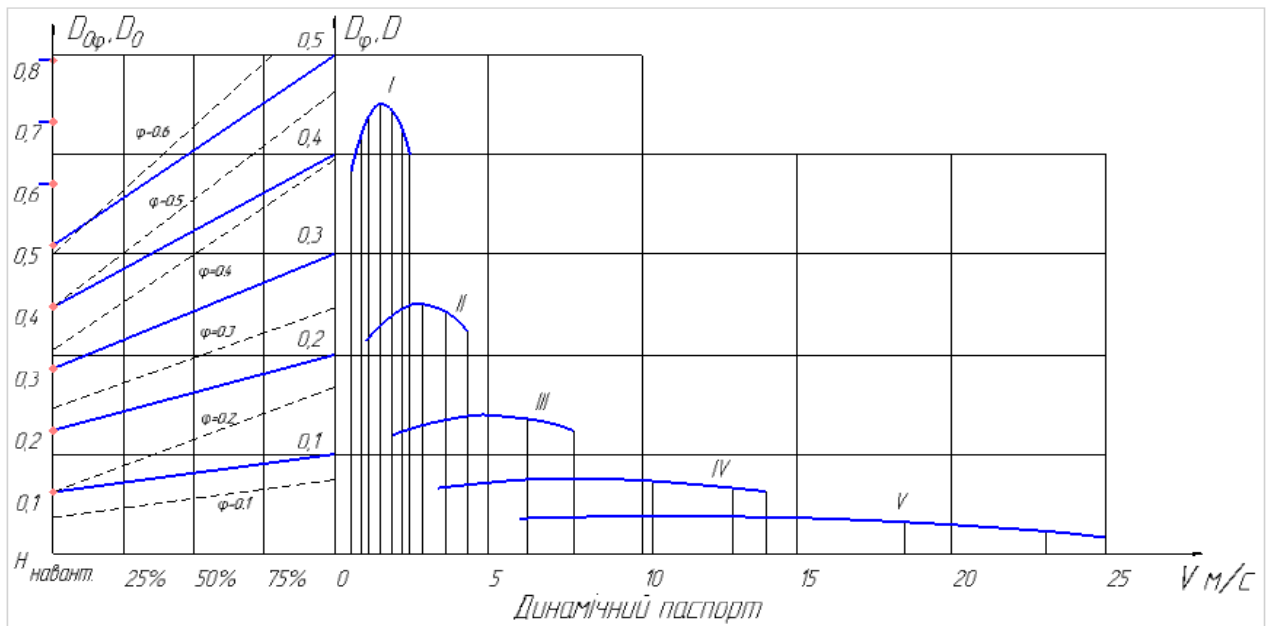


Рисунок 3.2 – Динамічний паспорт автомобіля з контролем буксування

$$D_{0\varphi} = (G_{02} \cdot \varphi_x) / G_0,$$

де G_{02} – вага, що припадає на ведучі колеса спорядженого автомобіля;
 G_0 - вага спорядженого автомобіля;
 φ_x – коефіцієнт зчеплення.

$$D_{\varphi} = (G_2 \cdot \varphi_x) / G,$$

де G_2 – вага, що припадає на ведучі колеса завантаженого автомобіля;
 G_0 - вага завантаженого автомобіля;

На графіку з'єднують відповідні значення $D_{0\varphi}$ і D_{φ} пунктирною лінією та над нею вказують значення коефіцієнта зчеплення.

1.3. Порядок виконання роботи

1. Беруть значення колової (тягової) сила P_K на кожній передачі при різних значеннях n - від n_{min} до n_{max} , включаючи характерні точки n_M , та n_N (див. зовнішню швидкісну характеристику) із графіка силового балансу.

2. На кожній передачі визначається швидкість V для кожного значення P_K .

Швидкість визначають по формулі $V = \frac{\pi \cdot n_i \cdot r_k}{30 \cdot U_{Ti}}, \text{ м/с}.$

Складові у формулі розшифровані у практичній роботі №2.

3. Розраховується сила опору повітря P_n для кожного значення V .

$$P_n = K_n F_n V^2 .$$

Складові у формулі розшифровані у практичній роботі №2.

4. По формулі 3.1 розраховується динамічний фактор D на кожній передачі при різних значеннях n - від n_{min} до n_{max} , включаючи характерні точки n_M , та n_N .

5. Розрахункові дані вносяться до таблиці 3.1

Розрахункові дані для побудови динамічної характеристики Таблиця 3.1

Показники	Передача	n , об/хв							
		n_{min}							n_{max}
V , м/с	1								
	2								
	...								
	вища								
P_K , кН	1								
	2								
	...								
	вища								
P_n , кН	1								
	2								
	...								
	вища								
D	1								
	2								
	...								
	вища								

6. Використовуючи наведену в теоретичних відомостях до практичної роботи методику, побудувати динамічний паспорт автомобіля, включаючи графік буксування.

7. Провести аналіз побудованих динамічної характеристики та динамічного паспорта автомобіля.

Практична робота №4

Розрахунок прискорень, часу і шляху розгону на кожній передачі та динамічного подолання дорожнього опору

4.1 Мета роботи

Оволодіння студентами графо-аналітичним методом вирішення задач по оцінюванню часу і шляху розгону автомобіля на кожній передачі і розрахунок параметрів динамічного подолання дорожнього опору

4.2 Теоретичні відомості

Для визначення часу і шляху розгону роблять наступні припущення:

– розгін починається зі швидкості автомобіля, що відповідає мінімальним обертам колінчастого вала, а процес зрушення з місця і розгін автомобіля до цієї швидкості, яка відповідає нижчій передачі коробки передач і мінімальним обертам колінчастого вала, зважаючи на складність і недостатню вивченість процесу, не розглядаються;

– двигун працює у режимі зовнішньої швидкісної характеристики. Відомо, що прискорення дорівнює:

$$a = \frac{dV}{dt} \text{ або } dt = \frac{dV}{a}.$$

Використовуючи числовий метод, маємо право записати:

$$\Delta t = \frac{\Delta V}{a_{\text{сеп}}}. \quad 4.1$$

Якщо $\Delta V = V_2 - V_1$, що зображує приріст швидкості при розгоні від швидкості V_1 до V_2 , тоді очевидно $\Delta t = \Delta t_{1,2}$ відповідає часу розгону від швидкості V_1 до V_2 .

$a_{\text{сеп}}$ – середнє прискорення в інтервалі швидкостей V_1 і V_2

$$a_{\text{сеп}} = \frac{a_1 + a_2}{2},$$

де a_1 a_2 – прискорення розгону при швидкостях руху відповідно V_1 і V_2 . Враховуючи, що динамічний фактор D розраховується по формулі

$$D = \Psi + \frac{\delta}{g} \frac{dV}{dt}.$$
$$a = \frac{dV}{dt} = (D - \Psi) \cdot \frac{g}{\delta}. \quad 4.2$$

де ψ – коефіцієнт дорожнього опору, розраховується за формулою

$$\psi = f \cos \alpha + \sin \alpha.$$

δ – коефіцієнт обертових мас автомобіля, розраховується за наступною формулою

$$\delta = 1 + 0,03 \dots 0,05 + 0,04 \dots 0,06 \cdot u_K^2,$$

де u_K – передавальне число коробки передач на i -тій передачі.

При швидкості V_1 маємо: $a_1 = \frac{dV}{dt} = (D_1 - \Psi_1) \cdot \frac{g}{\delta}$,

при швидкості V_2 маємо: $a_2 = \frac{dV}{dt} = (D_2 - \Psi_2) \cdot \frac{g}{\delta}$,

де D_1, D_2 – динамічні фактори автомобіля при швидкостях $V_1, i V_2$;

ψ_1, ψ_2 – коефіцієнти дорожнього опору при швидкостях $V_1, i V_2$. Під час руху по горизонтальній дорозі маємо:

$$\psi_1 = f_1 = f_0 \left(1 + \frac{V_1^2}{1500} \right), \quad \psi_2 = f_2 = f_0 \left(1 + \frac{V_2^2}{1500} \right).$$

Після підставлення до рівняння (4.1) вищенаведених залежностей час розгону від швидкості V_1 , до V_2 запишемо:

$$\Delta t_{1,2} = \frac{2(V_2 - V_1)\delta}{g(D_1 + D_2 - \Psi_1 - \Psi_2)}. \quad 4.3$$

Сумарний час розгону на передачі знаходиться підсумуванням часу в інтервалах швидкостей на цій передачі.

Щоб час розгону був мінімальним, перемикання передач повинне здійснюватися при максимальному прискоренні.

Втрату швидкості при перемиканні передач знаходимо, взявши, що при перемиканні передач двигун роз'єднаний від трансмісії. Якщо впливом повітря знехтувати, тоді $D_1 = D_2 = 0$. З достатньою для практичних розрахунків точністю можна вважати, що $\psi_1 = \psi_2$

Щодо часу перемикання передач, то він залежить від типу і конструкції привода перемикання передач, суб'єктивних особливостей водія і знаходиться в межах (0,3... 1,5) с. При розрахунках беруть середнє значення часу перемикання $t_n = 0,8... 1$ с.

Після підставлення значень $D_1 = D_2 = 0$; $\Delta t_{1,2} = t_n$ до формули (4.2), визначимо падіння швидкості при перемиканні передач:

$$\Delta V = \frac{t_n \cdot g(-2\psi_1)}{2\delta_n} = -\frac{t_n \cdot g\psi_1}{\delta_n}. \quad 4.4$$

Вхідний до формули (4.4) коефіцієнт обертових мас δ_n при перемиканні передач визначається за формулою

$$\delta_n = 1 + 0,03...0,05,$$

Знак «мінус» указує, що при перемиканні передач швидкість зменшується.

Зазначимо, що формула (4.3) отримана з допущенням, що впливом опору повітря при перемиканні передач нехтуємо, приймаючи $P_n = 0$.

Ця формула враховує розгін тільки коліс автомобіля і це справедливо певною мірою, оскільки при перемиканні передач двигун від'єднаний від трансмісії. Проте агрегати трансмісії обертаються.

Коефіцієнт дорожнього опору ψ_1 відповідає швидкості руху автомобіля на початку перемикання.

Сумарний час розгону автомобіля дорівнює:

$$\sum t = \sum_{i=1}^n \Delta t_i + \sum_{i=1}^n \Delta t_{n_i},$$

де

$$\sum_{i=1}^n \Delta t_i$$

– сумарний час розгону на всіх передачах;

$$\sum_{i=1}^n \Delta t_{n_i},$$

– сумарний час при перемиканні передач.

За результатами розрахунків будується графік часу розгону. Зазначимо, що графік часу розгону не починається з нульової швидкості, оскільки нами прийнято допущення, що рух автомобіля починається зі швидкості, що відповідає мінімальним обертам двигуна.

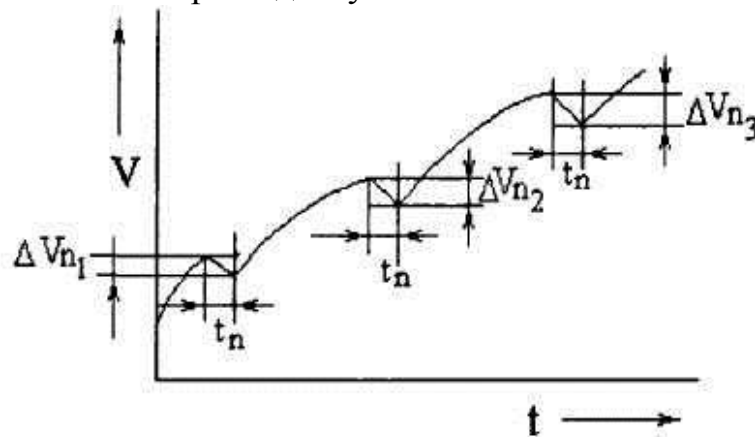


Рисунок 4.1 – Графік часу розгону

Визначення шляху розгону проводимо після визначення часу розгону. Якщо врахувати, що:

$$V = \frac{dS}{dt} \text{ або } dS = V dt,$$

то, використовуючи числовий метод, можемо записати:

$$\Delta S = V_{\text{сеп}} \Delta t. \quad 4.5$$

де ΔS – шлях, який проходить автомобіль при розгоні від швидкості V_1 до V_2 ,

$\Delta t = \Delta t_{1,2}$ – час розгону від швидкості V_1 до V_2 , який визначаємо за формулою (4.1);

$V_{\text{сеп}}$ – середня швидкість руху в інтервалі швидкостей V_1 до V_2 , дорівнює:

$$V_{\text{сеп}} = \frac{V_1 + V_2}{2}.$$

Після підставлення маємо:

$$\Delta S_{1,2} = \frac{V_1 + V_2}{2} \Delta t_{1,2}$$

За час перемикання передач, який беруть однаковим при кожному

перемиканні $t_n = 0,8 \dots 1$ с, автомобіль пройде шлях:

$$\Delta S_n = \frac{V_1 + V_1' - \Delta V_n}{2} \cdot t_n = (V_1 - \frac{\Delta V_n}{2}) t_n, \quad 4.6$$

де V_1 – швидкість на початку перемикання;

ΔV_n – падіння швидкості за час перемикання передачі, яке визначаємо за формулою (5.25) і беремо за абсолютною величиною.

Сумарний шлях розгону автомобіля визначаємо так:

$$\sum S = \sum_{i=1}^n \Delta S_i + \sum_{i=1}^n \Delta S_{n_i},$$

де $\sum_{i=1}^n \Delta S_i$ – сумарний шлях розгону на всіх передачах;

$\sum_{i=1}^n \Delta S_{n_i}$ – сумарний шлях, що проходить автомобіль, при перемиканні передач.

За результатами розрахунків будемо графік шляху розгону.

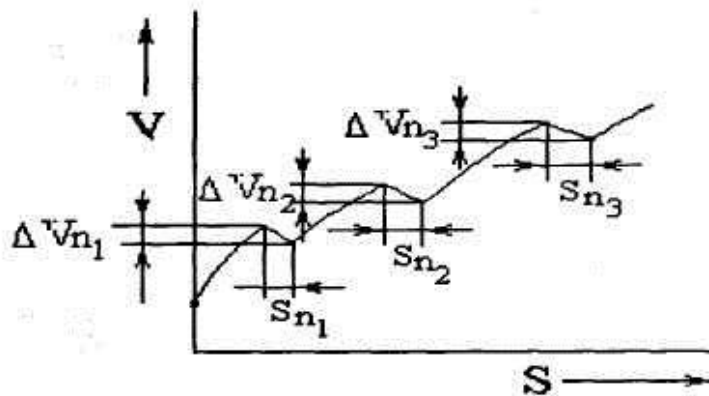


Рисунок 4.2 – Графік шляху розгону

Слід зазначити, що графік шляху розгону аналогічно до графіка часу розгону починається зі швидкості, яку розвиває автомобіль при мінімальних обертах двигуна, оскільки процес зрушення з місця і розгін до швидкості, яка відповідає мінімальним обертам двигуна, згідно зі взятими допущеннями, не враховуються.

Динамічним називають подолання дорожнього опору з використанням кінетичної енергії, запасеної на ділянці дороги, що передує тій, яка не може бути подолана з постійною швидкістю.

З рівняння (4.2) слідує, що при $\psi > D_{max}$ на відповідній передачі автомобіль сповільнюватиметься до V_{min} на цій передачі, після чого двигун затихне.

За час падіння швидкості автомобіль пройде шлях, який визначається не тільки енергією, що підводиться від двигуна, але і кінетичною енергією автомобіля.

4.3 Порядок виконання роботи

1. Для розрахунку доцільно прийняти вихідні дані конкретного автомобіля, для якого проведений розрахунок динамічної характеристики на попередньому занятті. Час перемикання з нижчої передачі на вищу (t_n) – 1,0 с. Для розрахунку розгону прийняти ухил рівним $i=0$, $\psi=0,01$.

2. Розраховуються прискорення на кожній передачі.

2.1 Для цього криві динамічної характеристики із попереднього заняття розбиваються на ділянки (не менше 8 на кожній передачі). З попередньої роботи беруться значення швидкості на кожній передачі в залежності від обертів двигуна та заносяться в таблицю 4.1. За формулою

$$a = \frac{dV}{dt} = (D - \Psi) \cdot \frac{g}{\delta}$$

розраховується значення прискорень на кожній передачі і теж заносяться до таблиці 4.1.

Розрахунок прискорення автомобіля

Таблиця 4.1

Показники	Передача	n, об/хв						
		n_{min}						n_{max}
V, м/с	1							
	...							
	вища							
a, м/с ²	1							
	...							

2.2. Будується графік залежності $a = f(V)$ (рисунок 4.3).

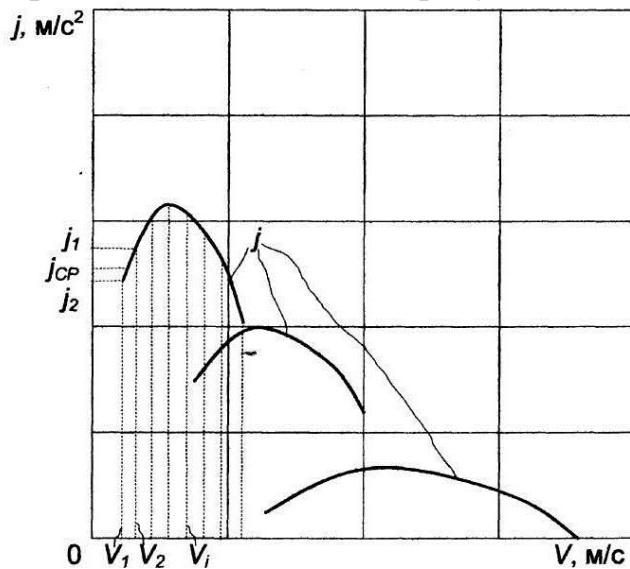


Рисунок 4.3 – Графік прискорень

3. Розрахунок часу розгону на кожній передачі.

3.1. Для цього використовують графо-аналітичний метод. Криві прискорень на кожній передачі вертикальними лініями розбивають на 6...10 інтервалів як це показано на рис. 4.3 для кривої прискорення на першій передачі. В точці перетину кривих, наприклад першої і другої передачі, для кривої другої передачі відкидають ту частину що знаходиться зліва точки перетину, а праву частину теж розбивають на інтервали. Теж саме здійснюють і для решти передач.

3.2. Для кожного інтервалу знаходять час розгону Δt_i в в кожному інтервалі за формулою

$$\Delta t_i = (V_k - V_n) / a_{сep},$$

де V_k і V_n - кінцева і початкова швидкість в кожному інтервалі, що береться з графіка прискорень;

$a_{сep}$ – середнє значення прискорень в цьому інтервалі

$$a_{сep} = (a_1 + a_2) / 2,$$

де a_1 і a_2 – початкове і кінцеве значення прискорення в цьому ж інтервалі, яке береться з графіка прискорень.

3.3. Час розгону t_p на кожній передачі буде сумою часів розгону Δt_i в кожному інтервалі.

3.4. При розрахунку загального часу розгону на всіх передачах потрібно врахувати час, затрачений водієм при перемиканні передач.

3.5. Результати розрахунків зручно подавати у формі таблиці (табл.4.2), наприклад:

Розрахунок часу та шляху розгону та гальмівного шляху Таблиця 4.2

Швидкості при розгоні, м/с			Прискорення при розгоні м/с ²			Час розгону, с		Шлях розгону, м		Гальм. шлях, м
V_n	V_k	$V_{сep}$	a_1	a_2	$a_{сep}$	Δt_i	t_p	ΔS_i	S_p	S_z
1	2	1,5	0,5	0,6	0,55	1,82	1,82	2,73	2,73	
2	3	2,5	0,6	0,7	0,65	1,54	3,36	3,85	6,58	
3	4	3,5	0,7	0,8	0,75	1,33	4,69	4,65	11,23	
.....										
.....										
.....										

4. Розрахунок шляху розгону на кожній передачі

4.1. Знаходять шлях розгону автомобіля в кожному інтервалі за формулою

$$\Delta S_i = V_{сep} \cdot \Delta t_i,$$

де $V_{сep}$ – середня швидкість руху в інтервалі $V_{сep} = (V_n + V_k) / 2$.

4.2. Шлях розгону S_p на кожній передачі буде сумою шляхів розгону ΔS_i в кожному інтервалі.

4.4. Результати розрахунків заносимо до таблиці 4.2 .

4.3. При розрахунку загального шляху розгону на всіх передачах потрібно врахувати шлях, що проходить автомобіль при перемиканні передач. Для цього спершу знаходять падіння швидкості при перемиканні передач за формулою

$$\Delta V = \frac{t_n \cdot g(-2\psi_1)}{2\delta_n} = -\frac{t_n \cdot g\psi_1}{\delta_n}.$$

Після цього знаходять шлях, що проходить автомобіль за час перемикання передач за формулою

$$\Delta S_n = \frac{V_1 + V_1' - \Delta V_n}{2} \cdot t_n = (V_1 - \frac{\Delta V_n}{2}) t_n,$$

5. За даними таблиці 4.2 будується графік розгінної характеристики автомобіля – залежності швидкості від часу та шляху розгону.

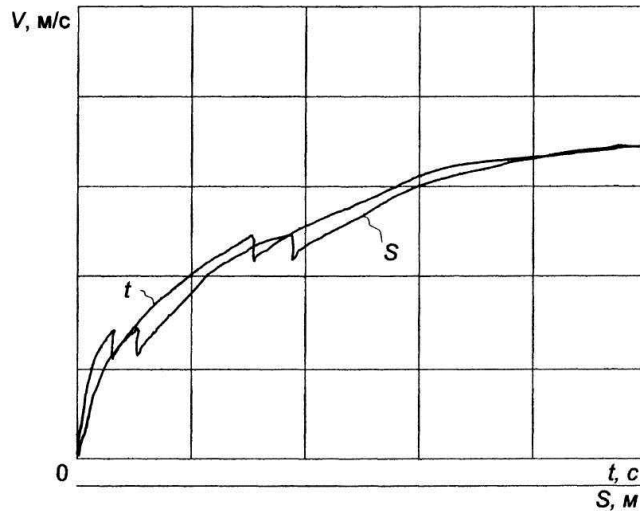


Рисунок 4.4 – Розгінна характеристика

6. Розраховується гальмівний шлях автомобіля за формулою

$$S_2 = V_0 \cdot (t_3 + 0,5t_n) + V_0^2 / 2\phi_x \cdot g,$$

де V_0 - початкова швидкість перед гальмуванням автомобіля;

t_3 - час запізнення спрацювання гальмівної системи автомобіля (береться із характеристик гальмівної системи автомобіля);

t_n - час наростання уповільнення (береться із характеристик гальмівної системи автомобіля);

ϕ_x - коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою.

6. Будується графік залежності часу, шляху розгону та шляху гальмування від швидкості руху автомобіля (рис.4.5).

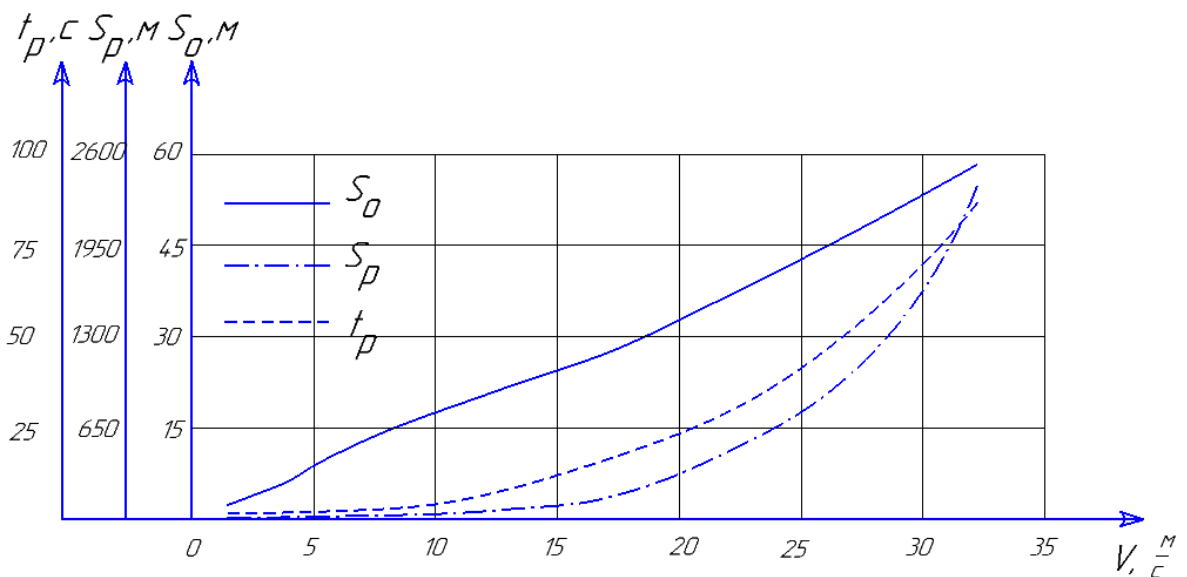


Рисунок 4.5 - Графік залежності часу, шляху розгону та шляху гальмування від швидкості руху

Практична робота №5 Гальмівні властивості автомобіля

5.1 Мета роботи

Оволодіння студентами методами розрахунку гальмівної сили на колесах задньої та передньої вісі автомобіля, побудова залежності між ними, побудова гальмівної діаграми та розрахунок гальмівного шляху

5.2 Теоретичні відомості

Під гальмівними властивостями автомобіля розуміють його властивості, що забезпечують максимальне уповільнення під час гальмування й утримання його на схилі.

Забезпечують ці властивості автомобіля робочою, запасною, стоянковою і допоміжною гальмівними системами.

Робоча і запасна системи автомобіля можуть мати гідравлічний, пневматичний або комбінований привод. Такі приводи забезпечують однаковий тиск у всіх гальмівних циліндрах і одночасність його наростання в них.

Оскільки безпека руху істотно залежить від гальмівних властивостей автомобілів, то гальмівні системи всіх автомобілів, які експлуатують на дорогах загального користування, повинні задовольняти єдиним вимогам. Ці вимоги регламентуються міжнародними Правилами №13 ЄЕК ООН.

Під час гальмування з блокованими колесами кінетична енергія поступальної маси автомобіля, що рухається, перетворюється на роботу сил тертя в контактах коліс з недеформованою дорогою. Якщо колеса не заблоковано, тоді ця енергія перетворюється на теплову енергію частково у гальмівних механізмах і частково – у контактні коліс з дорогою.

Під часом гальмування будемо розуміти час з моменту, коли водій помітив перешкоду, і до повної зупинки автомобіля.

Час гальмування складається з часу реакції водія t_p , часу запізнювання привода t_z , часу наростання уповільнення t_n , часу гальмування з постійним уповільненням t_m .

Час реакції водія t_p – це проміжок часу з моменту, коли водій помітив перешкоду і до моменту торкання ногою педаль гальма. За час реакції водія t_p , який складається з часу психічної та фізичної реакцій, водій оцінює обстановку і переносить ногу на педаль гальма. Залежно від індивідуальних особливостей людини, її стану, пори року і доби він коливається $t_p = 0,3...1,5$ с. Проте у розрахунках беруть середнє значення часу реакції водія $0,8... 1$ с. Вважається, що за цей час швидкість автомобіля не змінилася, а уповільнення дорівнює нулю.

Час запізнювання привода t_z – час, починаючи з передачі зусилля від гальмівної педаль до появи тиску в гальмівних механізмах. За цей час вибираються зазори в приводі, відкривається клапан у гальмівному крані й тиск передається по трубопроводах до гальмівних циліндрів. Величина цього часу залежить від типу привода (гідравлічний, пневматичний), конструкції гальмівних механізмів (дискові, барабанні). Беруть для гідропривода з

дисковими механізмами $t_3 = 0,05 \dots 0,07$ с, а з барабанными – $t_3 = 0,07 \dots 0,15$ с. Якщо привод пневматичний, $t_3 = 0,15 \dots 0,3$ с. За час t_3 швидкість не змінюється, а уповільнення дорівнює нулю.

Час наростання уповільнення t_n – за цей час уповільнення змінюється від нульового значення до максимального, обмеженого зчїпними можливостями коліс з опорною поверхнею. Прийнято, що прискорення за час t_n нарастає за лінійним законом, а тому графіком прискорення буде похила лінія. Графіком швидкості на цій ділянці буде крива, описувана параболою. Величина часу t_n залежить, насамперед, від привода. Якщо привод гідравлічний, тоді $t_n = 0,05 \dots 0,15$ с, якщо привод пневматичний, $t_n = 0,15 \dots 0,4$ с.

Сума $t_n + t_3 = t_c$ називається часом спрацьовування гальмівної системи. Згідно із Правилами № 13 ЄЕК ООН, ця сума повинна бути менш ніж 0,6 с ($t_c < 0,6$ с).

Час гальмування з постійним уповільненням t_m . Графіком уповільнення на цій ділянці буде пряма, паралельна осі абсцис. Якщо уповільнення постійне, тоді швидкість руху автомобіля на цій ділянці буде похила лінія;

Час розгальмування t_0 – час від початку відпускання педалі гальма до появи зазорів між фрикційними елементами.

Графіки залежностей уповільнення і швидкості руху від часу гальмування називаються гальмівною діаграмою автомобіля.

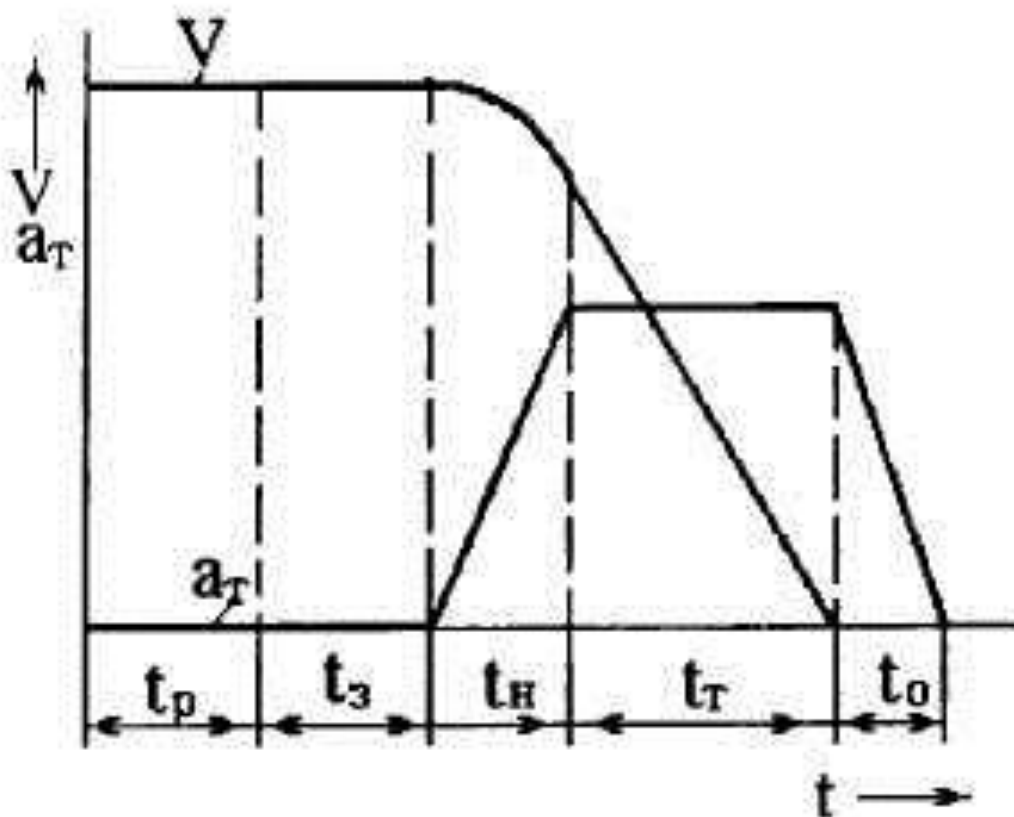


Рисунок 5.1 – Гальмівна діаграма

На рисунку 5.2 представлена розрахункова схема гальмування двовісного автомобіля.

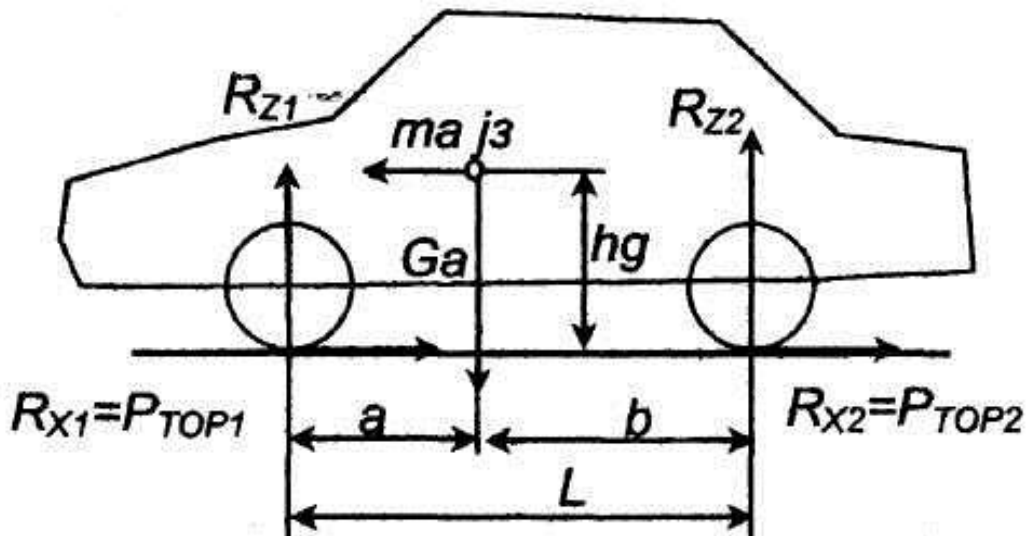


Рисунок 5.2 – Розрахункова схема

При гальмуванні на горизонтальній дорозі на автомобіль діють наступні сили: сила тяжіння G_a нормальні реакції передньої R_{z1} і задньої R_{z2} вісей; сумарні подовжні реакції в контактах коліс з дорогою на передній осі R_{x1} , задній осі R_{x2} , які дорівнюють гальмівним силам P_{top1} і P_{top2} , сила інерції, що дорівнює добутку маси автомобіля на уповільнення.

Гальмівні сили при екстремому гальмуванні:

$$P_{top1} = \varphi_x \cdot R_{z1}; \quad P_{top2} = \varphi_x \cdot R_{z2}.$$

де φ_x – коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею.

Як приклад нижче наведено значення коефіцієнта зчеплення φ_x для деяких опорних поверхонь.

Асфальтобетон:

- сухий 0,6... 0,8;
- мокрий 0,35...0,6.

Грунтова дорога:

- суха 0,4...0,6;
- після дощу 0,2...0,4;
- бездоріжжя 0,25...0,3.

Пісок:

- сухий 0,2...0,4;
- вологий 0,35...0,5.

Щоб знайти R_{z1} і R_{z2} , потрібно розглянути рівняння рівноваги моментів від сил, що діють, відносно точки 2

$$R_{z1}L - m_a j_z h_g - G_a b = 0 \quad 5.1$$

де a і b – відстані відповідно від передньої та задньої вісей до центра мас автомобіля;

L – база автомобіля.

h_g - висота центру мас над поверхнею дороги.

Координати центру мас автомобіля (a , b) можна визначити, розглянувши рівняння рівноваги моментів від дії сил на нерухомий автомобіль відносно точки 2. На нерухомий автомобіль діють тільки G_a , R_{z1} і R_{z2} . Тоді:

$$R_{z1}L - G_a b = 0$$

$$b = R_{z1}L / G_a; \quad a = L - b.$$

З рівняння (3.1):

$$R_{z1} = G_a (b + j_3 h_g / g) / L;$$

$$R_{z2} = G_a (a - j_3 h_g / g) / L.$$

Якщо прийняти $j_3 = \varphi_x \cdot g$ - при гальмуванні з повним використанням гальмівних сил, тоді:

$$R_{z1} = G_a (b + \varphi_x h_g) / L; \quad 5.2$$

$$R_{z2} = G_a (a - \varphi_x h_g) / L.$$

По цих формулах можна розрахувати нормальні реакції при гальмуванні в заданих дорожніх умовах. Відношення

$$P_{TOP1} / P_{TOP2} = R_{z1} / R_{z2} = \frac{(b + \varphi_x \cdot h_g)}{(a - \varphi_x \cdot h_g)},$$

тобто співвідношення гальмівних сил має бути таке ж, як співвідношення нормальних реакцій, а самі сили:

$$P_{TOP1} = G_a (b + \varphi_x h_g) \varphi_x / L; \quad 5.3$$

$$P_{TOP2} = G_a (a - \varphi_x h_g) \varphi_x / L.$$

Користуючись цими формулами, можна розрахувати і побудувати залежність $P_{top2} = f(P_{top1})$. Її вигляд представлений на рисунку 5.3.

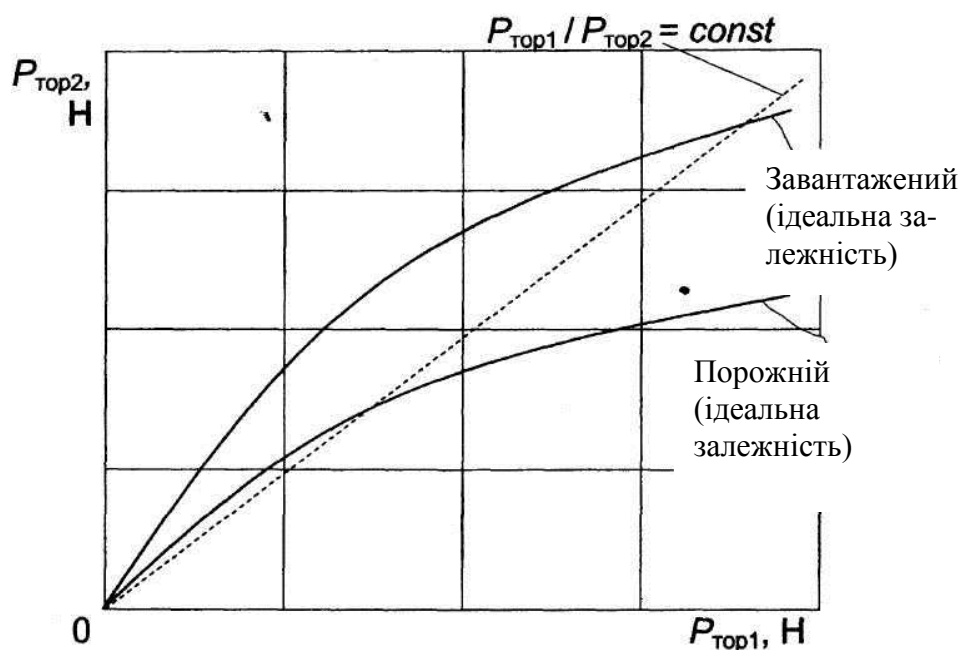


Рисунок 5.3 – Залежність $P_{top2} = f(P_{top1})$.

Аналіз цієї залежності дозволяє встановити, що для кожного коефіцієнта зчеплення в діапазоні його можливої зміни існує певне співвідношення P_{top1}/P_{top2} , причому по величині для кожного φ_x різне. Якщо гальмівна система може забезпечити цю залежність, то це буде ідеально. Найпростіші гальмівні системи без регулятора забезпечують постійне співвідношення P_{top1}/P_{top2} .

Якщо при гальмуванні першими заблокуються задні колеса, а передні ще не дійдуть до межі по φ_x – у автомобіля розпочнеться занесення.

Якщо при гальмуванні заблокуються першими передні колеса, автомобіль втратить керованість.

Із графіка рисунок 5.3 видно, що якщо ординати прямої, відповідні P_{top2} , знаходяться нижче за ідеальну криву, то буде забезпечений другий варіант - першими заблокуються колеса передньої осі. Ясно, що при $\varphi_x = 0,8$ це відповідатиме всьому можливому діапазону зміни φ_x , а якщо узяти, наприклад, $\varphi_x = 0,6$, то при силі P_{top1} більшій, чим відповідна величина при $\varphi_x = 0,6$, на колесах другої осі повинна розвиватися сила більша, ніж при $\varphi_x = \varphi_{x\max}$, а отже, вони заблокуються першими.

Проте вибір лінійної залежності $P_{top1}/P_{top2} = 0,8$ збільшує недовикористання можливого зчеплення колеса з дорогою в цілому. Недовикористання зчеплення можна оцінити по величині питомої гальмівної сили:

$$\gamma_T = (P_{TOP1} + P_{TOP2})/G_a, \quad 5.4$$

розрахувавши значення при звичайній і ідеальній гальмівних системах.

Для зменшення недовикористання зчеплення колеса з дорогою застосовують регулятор гальмівних сил, що змінює співвідношення P_{top1}/P_{top2} залежно від ваги автомобіля і інтенсивності гальмування.

Гальмівний шлях і стале уповільнення при екстремому гальмуванні можна визначити за формулами:

$$S_T = (t_3 + t_H/2) \cdot V_0 + k_e \cdot V_0^2 / 2g\varphi_x \quad 5.5$$

$$j_{уст} = g\varphi_x \quad 5.6$$

де t_3 – час запізнювання спрацьовування приводу;

t_H – час наростання уповільнення;

V_0 – початкова швидкість гальмування автомобіля;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння. $\langle \varphi$

k_e – коефіцієнт ефективності гальмування. При $\varphi_x > 0,4$ значення $k_e = 1,2$ для легкових і $k_e = 1,4$ для вантажних автомобілів. При $\varphi_x < 0,4$ значення $k_e = 1$ для всіх автомобілів.

5.3. Порядок виконання роботи

1. Вихідними даними для розрахунку є висота центра мас автомобіля, яку приймають рівній висоті вантажного майданчика для вантажних автомобілів і діаметру колеса для легкових.

Значення φ_x приймається: для розподілу гальмівних сил – 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; для побудови гальмівної діаграми – 0,6; 0,7; 0,8.

Початкова швидкість гальмування (км/год): для легкових АТС – 80; для вантажних – 60.

Значення t_H вибирається згідно конструкції автомобіля: 0,2 с – для легкових автомобілів; 0,4 с – для вантажних автомобілів з гідроприводом; 1,5 с – для вантажних автомобілів з пневмоприводом; 1,2 с – для автобусів.

Розрахунок проводити для одного автомобіля в різних станах (навантажений і ненавантажений).

2. Провести розрахунки значень R_{z1} та R_{z2} за формулами

$$R_{z1} = G_a (b + \varphi_x h_g) / L ;$$

$$R_{z2} = G_a (a - \varphi_x h_g) / L .$$

3. Розрахувати значення гальмівних сил P_{top1} та P_{top2} на передній та задній осях автомобіля, за формулами

$$P_{TOP1} = \varphi_x \cdot R_{z1}; \quad P_{TOP2} = \varphi_x \cdot R_{z2} .$$

4. Розрахувати питому гальмівну силу γ_T при різних значеннях φ_x для завантаженого і незавантаженого автомобіля за формулою

$$\gamma_T = (P_{TOP1} + P_{TOP2}) / G_a ,$$

5. Результати розрахунків занести до таблиці 5.1

Результати розрахунків

Таблиця 5.1

Показники	φ_x							
	Порожній				Завантажений			
	0,2	0,4	0,6	0,8	0,2	0,4	0,6	0,8
R_{z1}								
R_{z2}								
P_{top1}								
P_{top2}								
P_{top1} / P_{top2}								
γ_T								

6. За отриманими даними (таблиця 5.1) побудувати залежність $P_{top2} = f(P_{top1})$.

7. Розрахувати гальмівний шлях S_T і уповільнення $j_{уст}$ для трьох значень φ_x по формулам за формулами

$$T = (t_3 + t_H / 2) \cdot V_0 + k_e \cdot V_0^2 / 2g\varphi_x$$

$$j_{уст} = g\varphi_x$$

8. Побудувати залежність $S_T = f(\varphi_x)$. Графік залежності має наступний вигляд (рис.5.4)

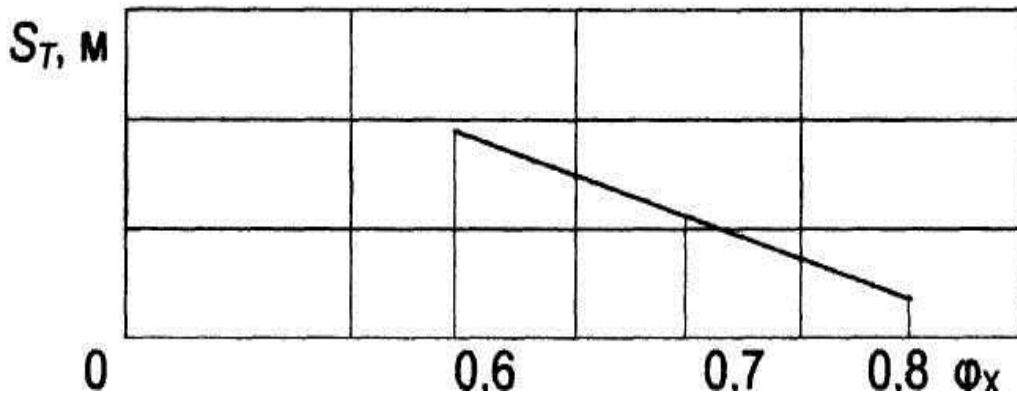


Рисунок 5.4 – Залежність $S_T = f(\varphi_x)$

9. Побудувати гальмівну діаграму автомобіля.

Гальмівна діаграма показана на рис. 6.1. Вона розбивається на кілька частин і для кожної частини потрібно розрахувати уповільнення і швидкість. I частина включає час реакції водія t_p та запізнення спрацювання приводу t_3 . В цій частині

$$j = 0; V_1 = V_0 = \text{const}.$$

II частина (t_H - наростання тиску в гальмівному приводі): j наростає від 0 до $j_{уст}$.

$$j_{уст} = g \varphi_x,$$

Швидкість автомобіля при цьому визначатиметься за формулою

$$V_2 = V_0 - g \varphi_x t_H$$

III частина (t_3 - гальмування із сталим уповільненням):

$$J_{уст} = \text{const}$$

$$t_3 = \frac{V_2}{g \varphi_x}.$$

10. За результатами побудованої гальмівної діаграми провести аналіз гальмівних властивостей автомобіля.

Практична робота №6

Паливна економічність автомобіля

6.1 Мета роботи

Метою роботи є оволодіння студентами практичними методами визначення показників паливної економічності АТС в різних експлуатаційних умовах.

6.2 Теоретичні відомості

Паливна економічність автомобіля має важливе значення в експлуатації, так як паливо - один з основних експлуатаційних матеріалів, що споживає автомобіль в великій кількості. Собівартість перевезень істотно залежить від паливної економічності автомобіля, оскільки витрати на паливо становлять приблизно 10 ... 15% всіх витрат на перевезення. Тому чим вище паливна економічність автомобіля, тим менше витрата палива і нижче собівартість перевезень.

Паливна економічність автомобіля оцінюється двома групами показників. До першої групи належать показники паливної економічності самого автомобіля, до другої – показники паливної економічності двигуна автомобіля.

Показниками першої групи є витрата палива в літрах на одиницю пробігу автомобіля (шляхова витрата палива) q_n , л на 100 км, і витрата палива в грамах на одиницю транспортної роботи i_n , г / (т-км) або пасс.-км.

До показників другої групи відносяться витрата палива в кілограмах за годину роботи двигуна (погодинні витрати палива) G_m , кг / год, і питома ефективна витрата палива в грамах на кіловат-годину q_e , г / (кВт год).

Розглянемо зазначені показники паливної економічності.

Шляхова витрата палива

$$q_n = 100 \frac{Q}{S_a},$$

де Q - загальна витрата палива, л; S_a - пробіг автомобіля, км.

У наведеному виразі одиницею пробігу є 100 км шляху (прийнято для автомобілів в Україні і багатьох європейських країнах).

Шляхова витрата палива – величина, що легко визначається, але не враховує корисної роботи автомобіля. Так, наприклад, 'автомобіль, який перевозить вантаж, витрачає більше палива, ніж автомобіль без вантажу. Тому відповідно до формули він виявляється менш економічним у порівнянні з автомобілем, що здійснює порожній рейс.

Витрата палива на одиницю транспортної роботи

$$q_p = 1000 \frac{Q_{pT}}{m_{гр} S_{гр}},$$

де $m_{гр}$ - маса перевезеного вантажу, кг або число пасажирів, пас.;

S_{ep} - пробіг автомобіля з вантажем, км;

ρ_m - щільність палива, кг / л.

Витрата палива на одиницю транспортної роботи правильніше оцінює паливну економічність автомобіля. Однак практичне використання цієї величини пов'язане з певними труднощами внаслідок того, що обсяг транспортної роботи, виконаної автомобілем, не завжди піддається точному виміру.

Погодинні витрата палива

$$G_T = \frac{Q\rho_T}{T_d},$$

де T_d - час роботи двигуна, год.

Питома ефективна витрата палива

$$g_e = 1000 \frac{G_T}{N_e} = 1000 \frac{Q\rho_T}{N_e T_d},$$

де N_e - ефективна потужність двигуна, кВт.

З урахуванням питомої ефективної витрати палива визначимо шляхові витрати:

$$q_n = \frac{g_e N_e}{36v\rho_T},$$

де величина q_e виражена в г / (кВт год), N_e , - в кВт, а v - в м / с.

У процесі руху автомобіля ефективна потужність двигуна витрачається на подолання сил опору руху. Для її визначення скористаємося рівнянням потужнісного балансу автомобіля:

$$N_e = \frac{N_d + N_v + N_n}{\eta_{tp}} = \frac{(P_d + P_v + P_n)v}{1000\eta_{tp}}.$$

Підставивши знайдену величину N_e в вираз для шляхових витрат палива, отримаємо рівняння витрати палива автомобілем

$$q_n = \frac{g_e}{36v\rho_T\eta_{tp}} (N_d + N_v + N_n),$$

$$q_n = \frac{g_e}{36000\rho_T\eta_{tp}} (P_d + P_v + P_n).$$

В цих виразах потужність представлена в кВт, сила - в Н, а швидкість - в м/с.

З рівняння витрати палива слідує, що шляхова витрата палива залежить від паливної економічності двигуна (g_e), технічного стану шасі (η_{tp}), дорожніх

умов (P_d), швидкості руху і обтічності кузова (P_s), навантаження і режиму руху (P_i).

При використанні рівняння витрати палива для визначення шляхових витрат палива в різних дорожніх умовах повинна бути відома залежність питомої ефективної витрати палива від ступеня використання потужності двигуна при різних значеннях кутової швидкості колінчастого вала. Така залежність для бензинового двигуна наведена на рис. 6.1.

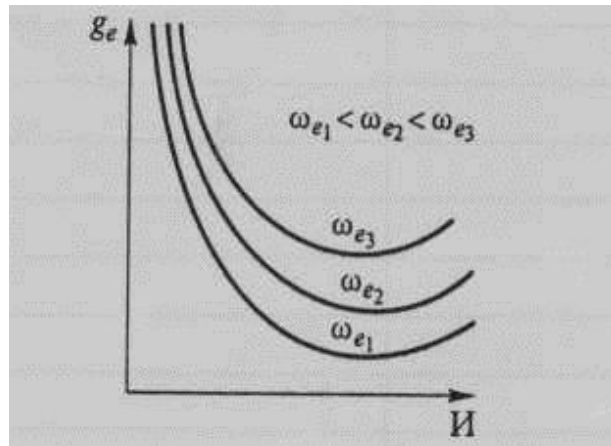


Рис. 6.1. Залежності питомої ефективної витрати палива q_e від ступеня використання I потужності двигуна при різних значеннях кутової швидкості колінчастого вала ω_e :

ω_{e1} - ω_{e3} - значення кутової швидкості колінчастого вала двигуна

З цього малюнка слідує, що питома ефективна витрата палива q_e є істотно залежить від ступеня використання потужності двигуна I і в меншій мірі - від кутової швидкості колінчастого вала ω_e . При збільшенні ступеня використання потужності двигуна і зниження кутової швидкості колінчастого вала q_e зменшується. Зростання питомої ефективної витрати палива при низькому ступені використання потужності двигуна викликано зменшенням механічного коефіцієнта корисної дії двигуна і погіршенням умов для згоряння суміші в циліндрах. Питома ефективна витрата палива також дещо зростає при високій (близькій до повної) ступені використання потужності через збагачення горючої суміші.

На паливну економічність автомобіля значно впливають наступні чинники.

І Конструктивні.

1). Заміна карбюраторного двигуна на дизель зменшує витрати палива вантажних автомобілів на 40% і легкових – на 30%. Таке зменшення зумовлено меншою питомою витратою палива дизельним двигуном (210...240 г/кВт·год) порівняно з карбюраторним (310...340 г/кВт·год), а також меншими витратами при зменшенні ступеня використання потужності. Так при зменшенні потужності дизеля з 100% до 10% питома витрата палива збільшується на 30%, а у карбюраторного за цих самих умов – на 300%.

2. Установка інжекторного вприскування палива замість карбюратора підвищує ефективність двигуна за рахунок більш повного використання енергії палива, що згоряє. Останнє досягається подачею палива за дуже обмежений час, коли випускні клапани закриті, а склад горючої суміші регулюється залежно від обертів двигуна та положення заслінки.

3. Застосування переднього привода на легкових автомобілях з поперечним розташуванням двигуна дозволяє підвищити ККД трансмісії за рахунок упровадження замість гіпоїдної передачі, що має відносно невисокий ККД, циліндричної.

4. Застосування систем відключення вентилятора (гідромуфта, електродвигун привода) дозволяє використовувати енергію на привод вентилятора тільки при підвищенні температури двигуна вище за допустиму. Якщо температура двигуна нижча за номінальну, тоді система за рахунок відключення вентилятора забезпечує економію палива.

5. Покращення аеродинамічних властивостей автомобілів, насамперед за рахунок удосконалення аеродинамічних властивостей кузовів, продувкою їх в аеродинамічній трубі. У результаті зменшується потужність опору повітря, що особливо істотно при підвищених швидкостях руху, а значить, зменшуються і витрати палива.

6. Застосування безкамерних шин з металокордом приводить до зменшення гістерезисних втрат у шині, що позначається на зменшенні коефіцієнта опору коченню.

7. Збільшення передаточних чисел трансмісії застосуванням 5-ступеневих коробок передач на легкових автомобілях. Це дозволило завантажити двигун більшим навантаженням, а значить, зменшити питому витрату палива двигуном.

8. Застосування електронної системи запалювання, мікропроцесорів регулювання складу суміші та запалювання приводить до більш повного використання енергії палива, що згоряє.

9. Підвищення корисного навантаження і зниження власної маси за рахунок застосування пластмас і високоміцних сталей.

II. Технічний стан автомобіля.

1. Технічний стан кривошипно-шатунного механізму двигуна. Перевіряють технічний стан двигуна за компресією компресометром. Знос поршневої групи, недостатня герметичність клапанного механізму приводять до зменшення компресії двигуна, прориву газів через поршневі кільця і клапана, викликаючи природно підвищену витрату палива.

2. Регулювання карбюратора (рівень палива, регулювання холостого ходу). Підвищення рівня палива в карбюраторному двигуні приводить до багатій суміші, а зниження – до бідної. Як результат такого регулювання в тому й іншому випадках – підвищені витрати палива. Неправильно відрегульований холостий хід викликає роботу двигуна на багатій суміші й підвищених обертах.

3. Кут випередження запалювання, стан контактів переривника, кут випередження вприскування палива. Неправильно відрегульований кут випередження запалювання – як раннє запалювання, так і пізнє – викликають

порушення моментів початку згоряння робочої суміші, що у результаті позначається на паливній економічності карбюраторного та інжекторного двигунів. Аналогічно впливає на паливну економічність дизеля порушення кута випередження вприскування палива.

4. Тиск повітря в шинах, балансування коліс, сходження керованих коліс. Пониження тиску повітря в шинах збільшує тертя в шині, підвищує природно коефіцієнт опору коченню f . Неправильно відрегульоване сходження керованих коліс приводить під час руху до їх кочення з відведенням. Це викликає як підвищений знос шин керованих коліс, так і додаткові витрати палива на подолання додаткових опорів руху. Порушення балансування коліс може викликати коливання, а значить, і кочення коліс із змінними кутами відведень, що дорівнюють їх кутам коливань. У результаті це приводить до підвищених витрат палива.

5. Технічний стан трансмісії. Регулювання зачеплення в конічній передачі, маточинах коліс, відсутність шумів і вібрацій під час руху, застосування мастил, згідно із вимогами заводу-виготівника, вільний хід педалі зчеплення – все це і визначають технічний стан трансмісії.

Малий вільний хід педалі зчеплення може привести до пробуксовування зчеплення, а великий викличе ускладнення під час вмикання передачі. Те й інше негативно позначиться, насамперед, на легкості керування автомобілем водієм при перемиканні передач, приведе до витрат додаткової енергії на пробуксовування зчеплення.

Малий зазор у конічній передачі приведе до підвищеного тертя між зубами шестерень конічній передачі через їх нагрівання під час роботи. При великому зазорі виникнуть додаткові удари в трансмісії, що також позначиться негативно на роботі трансмісії та приведе в кінцевому результаті до підвищених витрат палива.

Застосування мастил, що не відповідають вимогам заводу-виготівника, викличе підвищене тертя між поверхнями, що труться, а також гідравлічні втрати. Як малий рівень мастил в агрегатах трансмісії, так і великий викличуть підвищення температури в них. Низький рівень мастил не забезпечить достатнє змащування поверхонь, що труться, викличе природно їх нагрівання, а підвищений рівень мастил приведе до великих гідравлічних втрат і як результат - підвищення температури мастила.

6. Застосування палив з октановим числом згідно із вимогами заводу-виробника. Недотримання вимог заводу-виробника відносно вживаних палив може привести до зменшення потужності двигуна, порушення роботи його систем. Так, застосування палив з більш високим октановим числом приведе до прогоряння випускних клапанів, а з більш низьким числом - до закоксування поршневих кілець, порушення компресії, підвищених витрат палива.

III. Професійне вміння водія, стиль його водіння.

1. Під час руху користуватися вищими передачами в коробці передач, що забезпечить більше завантаження двигуна, а значить, двигун буде працювати в режимі меншої питомої витрати палива.

2. Швидкість руху автомобіля на дорозі з асфальтобетонним покриттям

повинна бути не більш ніж $0,75 V_{max}$, оскільки у цьому випадку різко підвищується потужність опору повітря, пропорційна швидкості руху в третьому ступені.

3. Рух автомобіля здійснювати без різких розгонів і гальмувань. При різкому натисненні на педаль акселератора спрацьовує прискорювальний насос, і горюча суміш стає дуже багатою. Оскільки багата суміш повністю не згоряє, тому це приведе до підвищеної витрати палива.

4. Рух автомобілів здійснювати при обертах двигуна $n_e < (0,6...0,7)n_{emax}$. При таких обертах двигуна питомі витрати палива мінімальні, оскільки при найбільш повно згоряє паливо.

Паливно-економічною характеристикою автомобіля називається залежність шляхових витрат палива від швидкості при рівномірному русі автомобіля по дорогах з різним опором.

Паливно-економічна характеристика дозволяє визначати витрата палива за відомими значеннями швидкості руху і коефіцієнта опору дороги. Вона може бути побудована для будь-якої передачі, проте зазвичай її будують для вищої передачі.

На рис. 6.2 представлена паливно-економічна характеристика автомобіля для трьох різних доріг з різними коефіцієнтами опору, причому $\psi_1 < \psi_2 < \psi_3$.

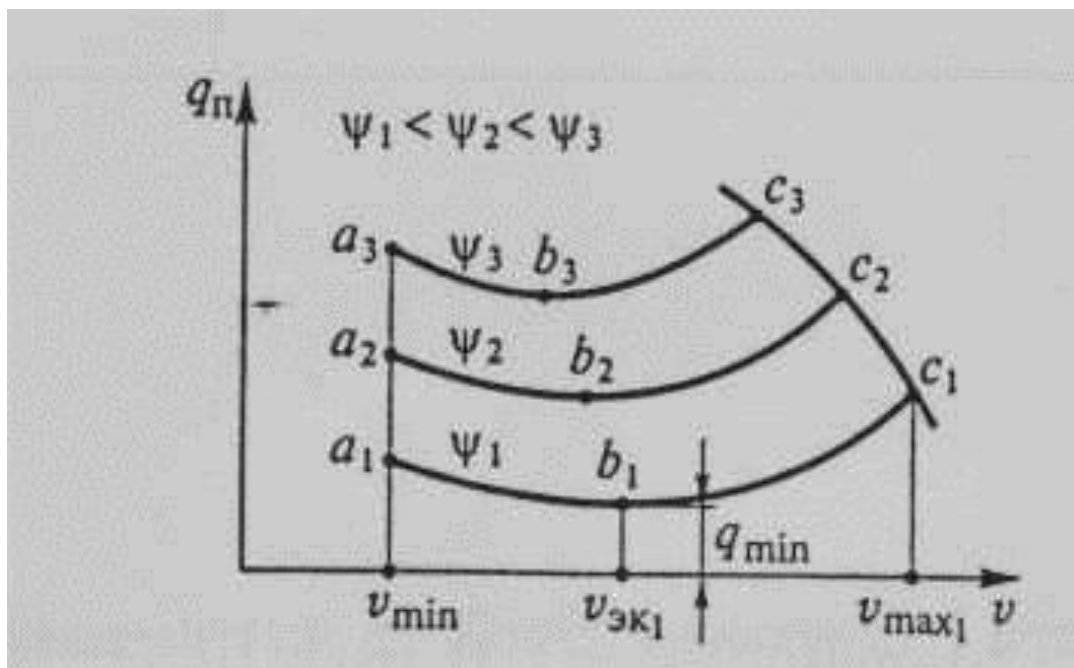


Рис.. 4.2. Паливно-економічна характеристика автомобіля:

$\psi_1 - \psi_3$ - значення коефіцієнта опору дороги, що відповідають трьом кривим шляхових витрати палива;

$a_1 - a_3$ - точки, що відповідають мінімальній стійкій швидкості руху v_{min} ;

$b_1 - b_3$ - точки мінімуму кривих;

$c_1 - c_3$ - точки, що відповідають максимальній швидкості руху по кожній дорозі;

Q_{min} , $v_{ек1}$, v_{max1} , - мінімальна витрата палива, оптимальне і максимальне значення швидкості руху по дорозі, яка характеризується коефіцієнтом ψ_1 .

Кожна крива паливно-економічної характеристики має три характерні точки - a , b і c .

Точка a відповідає мінімальній стійкій швидкості руху автомобіля.

Точка b (точка мінімуму) визначає найменшу витрату палива Q_{min} при русі автомобіля по дорозі з певним коефіцієнтом опору ψ . Швидкість, яка відповідає цій точці, є оптимальною для даної дороги з точки зору паливної економічності.

Точка c характеризує витрати палива при його повній подачі, тобто при повному навантаженні двигуна. Вона відповідає максимально можливій швидкості руху на даній дорозі. Крива, проведена через точки c_1 , c_2 і c_3 , відповідає витраті палива при повному навантаженні двигуна.

З рис. 4.2 видно, що кожному значенню опору дороги відповідають певні мінімальні витрата палива, оптимальна і максимально можлива швидкість руху автомобіля. При зростанні опору дороги збільшується витрата палива, а ці швидкості зменшуються.

Хоча рух автомобіля з оптимальною швидкістю супроводжується найменшою витратою палива, з цього не випливає, що при виконанні транспортної роботи необхідно рухатися з вказаною швидкістю. При виборі швидкості руху потрібно виходити не з умов, що забезпечують паливну економічність, а з часу перевезень, безпеки руху, збереження вантажу і комфортабельності пасажирів. Так, наприклад, збільшення швидкості руху призводить до підвищення продуктивності автомобіля і зменшення собівартості перевезень.

Представлена паливно-економічна характеристика типова для автомобілів з бензиновими двигунами. Аналогічний вигляд має і паливно-економічна характеристика автомобілів з дизелями. Її відмінною рисою є менш крутий підйом кривих в області низьких значень швидкості руху, що можна пояснити більш високою економічністю дизелів при малій кутовій швидкості колінчастого вала.

Існує кілька способів побудови паливно-економічної характеристики автомобіля:

- за результатами дорожніх випробувань;
- за результатами стендових випробувань;
- наближений розрахунковий спосіб.

У першому і другому випадках паливно-економічна характеристика будується на підставі експериментальних даних, тоді як при використанні третього способу вона може бути побудована за відсутності експериментальних даних.

6.3 Порядок виконання роботи

Розглянемо розрахунковий спосіб побудови паливно-економічної характеристики автомобіля.

Спочатку визначається питома ефективна витрата палива за формулою

$$g_e = g_N k_\omega k_{II},$$

де g_N питома ефективна витрата палива при максимальній потужності двигуна, г / (кВт год);

k_ω - коефіцієнт зміни питомої ефективної витрати палива в залежності від кутової швидкості колінчастого вала двигуна;

k_{II} - коефіцієнт зміни питомої ефективної витрати палива в залежності від ступеня використання потужності двигуна.

Питома ефективна витрата палива при максимальній потужності для бензинових двигунів становить 300 ... 340 г / (кВт год), а для дизелів - 220 ... 260 г / (кВт год).

Коефіцієнт k_ω визначається в залежності від відношення ω_e / ω_N кутових швидкостей колінчастого вала двигуна при поточному і максимальному значеннях потужності:

$\frac{\omega_e}{\omega_N}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
k_ω	1,15	1,09	1,04	1,02	1,01	1,00	1,01	1,02	1,04

Коефіцієнт k_{II} определяется в зависимости от степени использования мощности двигателя И:

И, %	20	30	40	50	60	70	80	90	100
k_{II} (бензиновый) ...	2,11	1,67	1,33	1,22	1,11	1,06	1,00	1,06	1,11
k_{II} (дизель)	1,56	1,38	1,25	1,12	1,09	1,06	1,00	1,06	1,25

Коефіцієнти k_ω і k_{II} можуть бути також знайдені за спеціальними графіками, представленими на рис. 6.3.

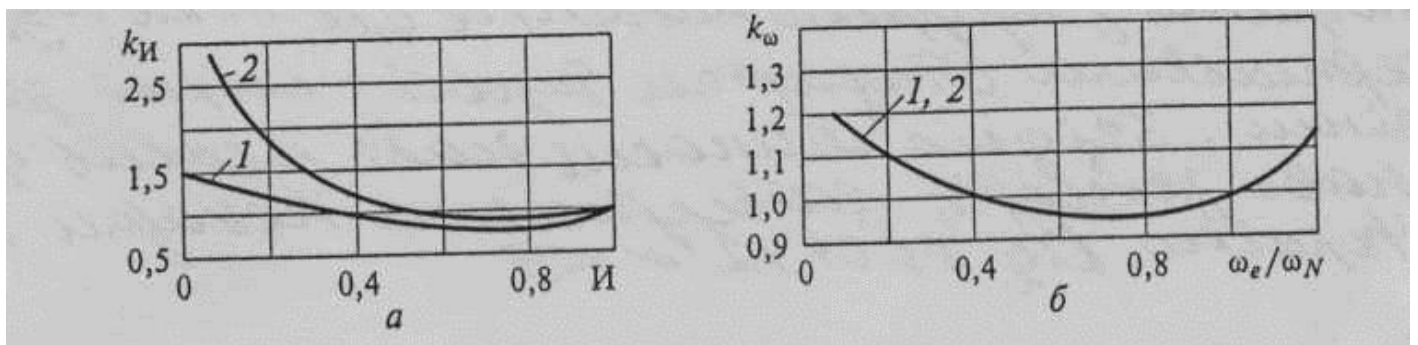


Рис. 6.3. Графіки для визначення коефіцієнтів k_{II} (а) і k_ω (б).
1 - дизелі; 2 - бензинові двигуни

Розрахунок і побудову паливно-економічної характеристики виконують в такій послідовності:

- задають коефіцієнт опору дороги ψ ;
- вибирають п'ять-шість значень кутової швидкості колінчастого вала двигуна ω_e , в діапазоні від ω_{min} до ω_{max} ;
- для обраних значень ω_e , визначають відношення ω_e / ω_N (значення ω_N відомо) і за отриманими відношеннями знаходять значення k_ω ;
- для вибраних значень ω_e , визначають відповідні швидкості руху автомобіля v і для цих швидкостей по заданому коефіцієнту опору дороги ψ знаходять потужності, що витрачаються на подолання опору дороги N_D і повітря N_B ;
- по зовнішній швидкісній характеристиці двигуна для обраних значень ω_e визначають ефективну потужність двигуна N_e або для відповідних швидкостей руху за графіком потужнісного балансу знаходять значення тягової потужності N_T на ведучих колесах
- за відомими значеннями потужностей $N_D + N_B$ і N_e , (чи N_T) для кожного значення ω_e , (або v) визначають ступінь використання потужності двигуна Π і за отриманими значеннями знаходять k_{II} ,
- по знайденим значенням коефіцієнтів k_ω і k_{II} визначають питомі ефективні витрати палива q_e .

Шляхові витрати палива q_n знаходять використовуючи рівняння витрати палива при рівномірному русі автомобіля для дороги з заданим коефіцієнтом опору ψ :

$$q_n = g_e \cdot (N_D + N_B) / 36 \cdot v \cdot \rho_n \cdot \eta_{mp}$$

або

$$q_n = g_e \cdot (G_a \cdot \Psi + P_{II}) / 36000 \cdot \rho_n \cdot \eta_{mp}$$

Повторивши зазначені вище розрахунки для інших коефіцієнтів опору дороги ψ , будують паливно-економічну характеристику автомобіля.

Практична робота №7

Основи теорії кочення колеса

7.1 Мета роботи

Оволодіння студентами методами визначення радіусів еластичного колеса; визначення нормальної реакції на ведучому колесі; побудова залежності поздовжньої реакції від моменту на колесі; проведення аналізу впливу моменту на величину радіуса кочення, коефіцієнт опору кочення і коефіцієнт буксування.

7.2 Теоретичні відомості

При описанні і аналізі процесу кочення колеса використовують параметри, які називають радіусами колеса. Розрізняють чотири радіуси автомобільного колеса:

1) вільний; 2) статичний; 3) динамічний; 4) кінематичний радіус (радіус кочення).

Вільний радіус колеса – характеризує розмір колеса в ненавантаженому стані при номінальному тиску повітря в шині. Цей радіус дорівнює половині зовнішнього діаметра колеса:

$$r_B = 0,5D_3.$$

де r_B – вільний радіус колеса, м;

D_3 – зовнішній діаметр колеса, м, який визначається експериментально за відсутності контакту колеса з дорогою і номінальним тиском повітря в шині.

На практиці цей радіус використовується конструктором для визначення габаритних розмірів автомобіля, зазорів між колесами та кузовом автомобіля при його кінематиці.

Статичний радіус колеса – відстань від опорної поверхні до вісі обертання колеса на місці.

Наближено $r_{ст}$ можна визначити по формулі:

$$r_{ст} = 0,5d + \Delta \lambda_{см} B \quad . \quad 7.1$$

де d – посадковий діаметр обода, мм;

$\Delta = H/B$ – відношення висоти профілю шини до його ширини, мм,

$\lambda_{см}$ – коефіцієнт, що враховує зм'яття шини під навантаженням.

Значення H/B і $\lambda_{см}$ для різних шин наступні:

- шини вантажних автомобілів і шини з регульованим тиском (окрім широкопрофільних) $H/B = 1$; $\lambda_{см} = 0,85 \dots 0,9$;

- широкопрофільні – $H/B = 0,7$; $\lambda_{см} = 0,85$;

- шини легкових автомобілів:

 - діагональні з дюймовим позначенням – $H/B = 0,95$; $\lambda_{см} = 0,85 \dots 0,9$;

 - із змішаним позначенням – $H/B = 0,8 \dots 0,85$; $\lambda_{см} = 0,8 \dots 0,85$;

 - радіальні – $H/B = 0,7$; $\lambda_{см} = 0,8 \dots 0,85$.

У радіальних шин частіше всього H/B входить в позначення шини, наприклад, у шини 205/70R14, 70 – величина H/B в %, 205 – B в мм.

Значення d і B входять в позначення шин. Наприклад, у шини 155-

330(6,15-13) $B=155$ мм; $d=330$ мм. У дужках дані розміри в дюймах. У довідковій літературі для шини вказується значення цього радіуса.

Динамічний радіус колеса r_d – відстань від опорної поверхні до осі обертання колеса під час руху. При русі колеса його значення у кожний момент часу змінюється, оскільки є змінними нормальні реакції опорної поверхні, що діють на відбиток шини. Для практичних розрахунків беруть середнє значення цього радіуса, яке наближається до значення статичного радіуса. Отже,

$$r_{cm} = r_d .$$

Кінематичний радіус (радіус кочення) колеса r_k – шлях, що проходить центр колеса, при його обертанні на один радіан. Визначається за формулою:

$$r_k = S / 2\pi ,$$

де S – шлях, що проходить центр колеса за один оберт, м;

2π – число радіан в одному оберті.

Кінематичний радіус може бути також визначений відношенням поздовжньої складової поступальної швидкості V_k до кутової швидкості ω_k

$$r_k = \frac{V_k}{\omega_k} .$$

Суть цих визначень пояснюється схемою, показаною на рисунку 7.1

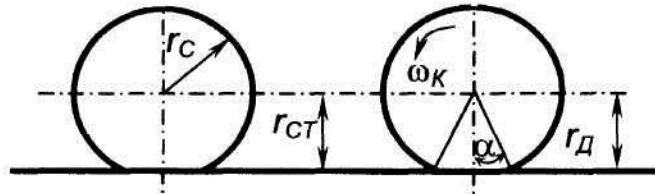


Рис. 7.1. – Радіуси еластичного колеса

Радіуси r_{cm} , r_d , r_k , залежать від навантаження на колесо і тиску повітря в шині. Чим більше навантаження на колесо, тим менше радіуси і, навпаки, чим більше внутрішній тиск в шині тим більше радіуси.

Радіус r_d , крім того, залежить від кутової швидкості колеса. При збільшенні кутової швидкості динамічний радіус дещо збільшується. При збільшенні передаваного моменту r_d зменшується.

Радіус кочення більшою мірою залежить від моменту на колесі: із зростанням крутного моменту він зменшується, а із зростанням гальмівного моменту – збільшується. При повному буксуванні, коли $V_k=0$, то $r_k=0$, а при повному юзі, коли $\omega_k=0$, то $r_k=\infty$.

Залежність r_k від передаваного моменту показана на рисунку 7.2.

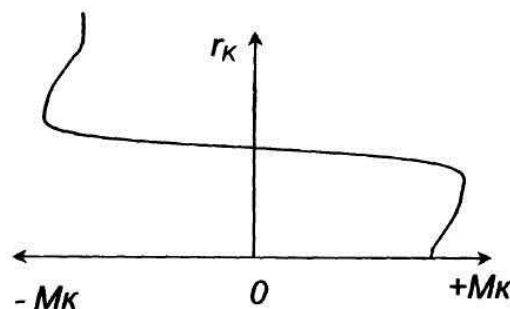


Рисунок 7.2 – Залежність $r_k = f(M_k)$

Якщо момент не перевищує 60 % значення, при якому настає буксування або юз, то залежність $r_k = f(M_k)$ можна вважати за лінійну:

$$r_k = r_{KB} - \lambda M_k \quad 7.2$$

де r_{KB} – радіус кочення у веденому режимі (при $M_k=0$). Наближено значення r_{KB} розраховують по формулі

$$r_{KB} = \frac{r_d \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\alpha},$$

де α (див. Рисунок 5.1) – половина кута, утвореного вільними радіусами, проведеними до кінців площі контакту. Для більшості шин

$$r_{KB} = (1.03 \dots 1.06)r_d, \quad 7.3$$

менші значення відносять до вантажних автомобілів з діагональними шинами, більші – до легкових з радіальними шинами.

Коефіцієнт тангенціальної еластичності шини λ

$$\lambda = \frac{dr_k}{dM_k}$$

До значення $M_k \leq 60\%M_{max}$, $\lambda = \text{const}$.

Для легкових автомобілів λ знаходиться в межах 0,015...0.025 мм/Нм; для вантажних – 0,006...0,01.

При швидкості більше 50...60 км/год значення λ зростає на 30...50 % внаслідок коливального процесу і збільшення проковзування шини в контакт.

Зазвичай в розрахунках приймають $r_{cm} = r_d$, а $r_k = r_{KB}$. Значення r_{KB} можна визначити дослідним шляхом:

$$r_{KB} = \frac{S}{2\pi n},$$

де S – відміряний пройдений шлях;

n – число повних обертів колеса.

Розрізняють ведучий, вільний, ведений, нейтральний і гальмівний режими кочення колеса залежно від значення і напрямку поздовжньої реакції R_x і моменту на колесі M_k .

Момент на колесі визначають, виходячи із значення повної тягової сили:

$$P_{\pi} = \frac{M_e U_{\pi} \eta_{\pi} K_p}{r_d}, \quad 7.4$$

де $U_{Ti} = U_{ki} \cdot U_e$ – передавальне число трансмісії на i -й передачі;

U_{ki} – передавальне число коробки передач на i -й передачі;

U_e – передавальне число головної передачі;

η_{π} – ККД трансмісії;

K_p – коефіцієнт корекції зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.

Крутний момент на колесі M_{ki}

$$M_{ki} = \frac{P_{\pi} r_d}{n_k}, \quad 7.5$$

де n_k – число ведучих коліс.

Для побудови залежності $R_x = f(M_k)$ використовують формулу:

$$R_{xi} = \frac{M_{ki}}{r_d} - f R_{zi}, \quad 7.6$$

де f – коефіцієнт опору коченню;

R_{zi} – нормальна реакція на провідному колесі.

$$R_{zi} = \frac{m_{ai}g}{n_k}, \quad 7.7$$

де m_{ai} – маса, що припадає на ведучі колеса.

Коефіцієнт опору коченню f визначають експериментально. Якщо його величина невідома, то можна прийняти $f=0,01$.

Для оцінки впливу величини моменту на колесі рекомендується розрахувати також залежності $r_k=f(M_k)$; $\delta=f(M_k)$ на різних передачах, змінюючи величину моменту на колесі від мінімального значення на вищій передачі до максимального значення на 1-ій передачі.

Коефіцієнт буксування δ

$$\delta = \left(1 - \frac{r_k}{r_{KB}}\right) 100\% . \quad 7.8$$

Крутний момент на колесі M_{ki} розраховується по формулі

$$M_{ki} = \frac{M_{emax} U_{ki} U_\Gamma \eta_T K_p}{n_k}, \quad 7.9$$

де M_{emax} – максимальний крутний момент двигуна.

Розрахунок проводиться на кожній передачі при M_k , відповідному M_{emax} .

У розрахунках значення M_{emax} , U_{ki} , U_Γ приймаються по технічній характеристиці АТС.

Значення η_T приймають рівним 0,9 для вантажних автомобілів і автобусів, 0,95 – для легкових автомобілів.

Значення K_p приймають рівним 0,95;

Значення r_{cm} беруть із технічної характеристики, або розраховують по формулі (7.1).

7.3. Порядок виконання роботи

1). З технічної характеристики автомобіля вибираються необхідні вихідні дані.

2). По формулі (7.7) визначається R_{zi} на ведучому колесі.

3). По формулі (7.4) визначається P_{Ti} .

4). По формулі (7.9) визначається M_{ki} на кожній передачі.

5). По формулі (7.6) визначається R_x .

6). Будується залежність $R_x=f(M_k)$ (рисунок 7.3).

7). Визначаються радіуси колеса:

– по формулі 7.1) статичний радіус – r_{cm} ;

– по формулі (7.3) радіус кочення у веденому режимі – r_{KB} ;

– по формулі (7.2) радіус кочення r_k .

8). По формулі (7.8) визначаємо коефіцієнт буксування δ .

9). Результати розрахунків режимів кочення колеса звести до таблиці 7.1

10). Побудувати залежності $r_k=f(M_k)$, $\delta=f(M_k)$ (рисунок 7.4).

11). Провести аналіз отриманих результатів та побудованих залежностей.

Результати розрахунків режимів кочення колеса Таблиця 7.1

Показ- ники	Передача трансмісії						
	1	2	3
P_{Ti} , Н							
M_{Ki} , Нм							
R_{xi} , Н							
r_k , мм							
δ , %							

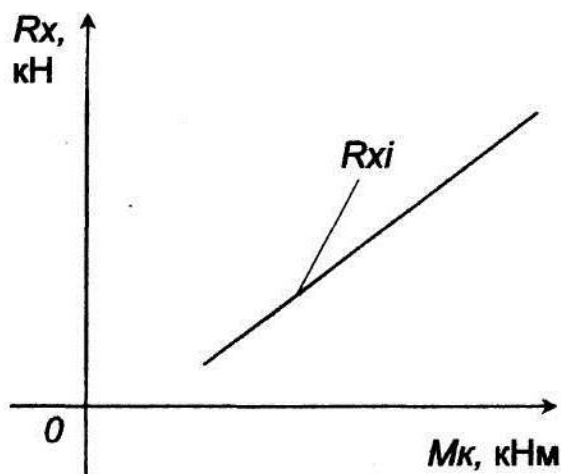


Рисунок 7.3 – Залежність $R_x=f(M_k)$

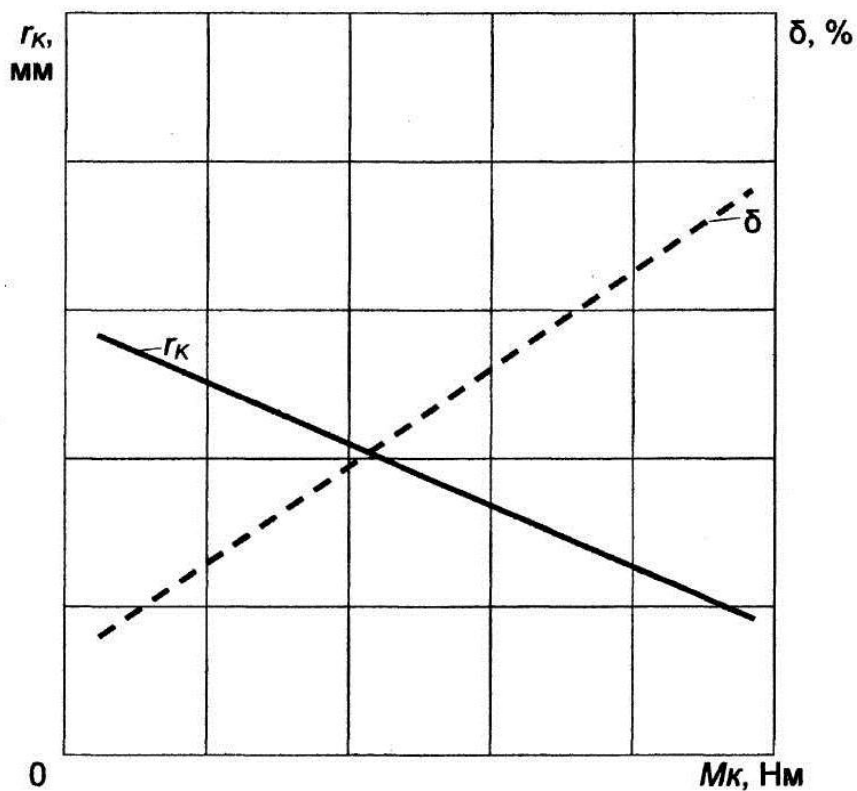


Рисунок 7.4 – Залежності $r_k=f(M_k)$, $\delta=f(M_k)$

Практична робота №8 Керованість автомобіля

8.1 Мета роботи

Метою практичної роботи є поглиблення і закріплення знань студентів, отриманих на лекціях з теми "Керованість автомобіля" шляхом розрахунку кругового повороту автомобіля з урахуванням теорії нелінійного відведення пневматичних шин.

8.2 Теоретичні відомості

Круговий поворот автомобіля є окремим випадком криволінійного руху, оскільки йому в природних умовах руху зазвичай передує етап входження в поворот, а після кругового руху слідує етап виходу з повороту.

Проте вивчення кругового повороту являє цікавість для теорії по двох причинах. По-перше, він достатньо інформативний і в значній мірі дозволяє оцінити деякі властивості і показники керованості автомобіля і, по-друге, найбільш простий в описі і аналізі в порівнянні з процесами несталого криволінійного руху.

Розрахунок кругового повороту дозволяє вирішити наступні задачі стосовно конкретного автомобіля.

1. Визначити кінематичні параметри кругового повороту (радіус повороту, кутову швидкість повороту, чутливість до керування) і залежності цих параметрів від технічних і експлуатаційних параметрів автомобіля.

2. Оцінити властивості повертання і вплив на нього різних конструктивних і експлуатаційних чинників.

Основними виразами при визначенні кінематичних параметрів кругового повороту, необхідних для вирішення поставлених завдань, являються:

– формула радіусу повороту

$$R = \frac{L}{\theta - \delta_1 + \delta_2}, [\text{м}] \quad 8.1$$

де θ [рад] - кут повороту керованих коліс;

δ_1 δ_2 - кути відведення осей:

$$\delta_1 = \frac{m_1 V^2}{R k_{y1}}; \quad \delta_2 = \frac{m_2 V^2}{R k_{y2}}, [\text{рад}] \quad 8.2$$

$$R = \frac{L - V^2 (m_2/k_{y2} - m_1/k_{y1})}{\theta}, [\text{м}]$$

де m_1 , m_2 – маси, що припадають відповідно на передню і задню вісі автомобіля;

$k_{пв}$ – коефіцієнт обертання

$$k_{пв} = \frac{m_2}{k_{y2}} - \frac{m_1}{k_{y1}}$$

У всі розрахункові формули входять коефіцієнти k_{y1} і k_{y2} , залежні від багатьох параметрів. У розрахунку, що проводиться, пропонується врахувати і виявити ступінь впливу на коефіцієнти k_{y1} і k_{y2} , і на кінцеві параметри

(показники) повороту і відповідних властивостей два коефіцієнти корекції відповідно до формули:

$$k_{yi} = k_{y\max} q_{zi} q_{Ti}, \quad 8.3$$

де q_{zi} – коефіцієнт корекції залежно від навантаження;
 q_{Ti} – коефіцієнт корекції залежно від подовжньої сили;
 i – вісь автомобіля.

Коефіцієнт корекції від нормального навантаження q_{zi} підраховується по формулі:

$$q_{zi} = 2,4 a_z - 1,8 a_z^2 + 0,4 a_z^3, \quad 8.4$$

$$a_z = \frac{P_z}{P_{zopt}},$$

де P_z – навантаження на 1 колесо [Н]

$$P_z = \frac{m_i g}{n_k},$$

де n_k – кількість коліс на осі (2 або 4).

P_{zopt} – для легкових автомобілів рівний частці повної маси автомобіля, що припадає на колесо, для вантажних автомобілів рівний 1,4 повної маси, що припадає на колесо.

Коефіцієнт q_T обчислюється за формулою:

$$q_T = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R_x}{R_{x\max}}\right)^2}}{1 + 0,375 \cdot k_u}, \quad 8.5$$

$$R_{x\max} = R_z \cdot \phi_x;$$

$$R_{x\text{ведом}} = R_z f; \quad R_{x\text{ведущ}} = P_T - R_z f; \quad k_u = \frac{R_x}{R_z}.$$

Якщо підставити у формулу (8.5) значення R_x залежно від того, ведучий міст чи ведений, отримаємо наступні формули:

$$q_{T\text{ведений}} \approx 1$$

$$q_{T\text{ведущий}} = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{P_T - f}{R_z \phi_x \phi_x}\right)^2}}{1 + 0,375 \left(\frac{P_T - f}{R_z}\right)}.$$

8.3 Порядок виконання роботи

1. Розрахунок проводиться для двовісного легкового або вантажного автомобіля як спорядженої, так і повної маси, в двох варіантах:

легковий автомобіль – задній привід, передній привід;
 вантажний автомобіль – задній привід, повний привід.

Для розрахунку кругового руху необхідні наступні початкові дані (для двох станів автомобіля):

- споряджена і повна маса автомобіля;
- маси, що припадають на першу (m_{a1}) і другу (m_{a2}) вісі автомобіля.

Окрім цього, частина початкових даних приймається відповідно до рекомендацій теорії або за дослідними даними, а саме:

- коефіцієнт опору коченню f , за відсутності конкретних експериментальних даних приймається $f=0.01$;
- коефіцієнт зчеплення $\varphi_x = 0,8$;
- $k_{y_{max}} = 27$ кН/рад (на два колеса);
- $R_o = 300$ м - початковий радіус повороту автомобіля.

Розрахунок ведеться при $\theta = \text{const}$.

Швидкість автомобіля:

10,15, 20, 25, 30 м/с – для легкових автомобілів;

10,12,14,16,18 м/с – для вантажних автомобілів;

P_m приймається з рівняння силового балансу для відповідної швидкості як сума $P_e + P_k$.

Обмеження для розрахунків:

максимальний кут відведення (δ_{max}) не повинен перевищувати 20 градус (0,35 рад.).

2. Спочатку визначається кут повороту рульового колеса (θ): без урахування кутів відведення ($\delta_1 = \delta_2 = 0$), використовуючи значення R_o , із формули (8.1) він приймається const .

3. Розраховуються коефіцієнти відведення k_{yi} для заданих швидкостей, варіантів приводу автомобіля і двох станів (споряджена маса, повна маса);

- знаходиться q_{zi} для спорядженої маси і повної маси;

- знаходиться q_{Ti} для двох варіантів приводу автомобіля і двох станів (споряджена маса, повна маса);

- розраховується k_{yi} .

4. Знаходиться δ_i для заданих швидкостей.

5. Корегується радіус повороту R з урахуванням k_{yi} і δ_i , знаходиться $k_{ПВ}$ і всі значення заносяться в таблицю 8.1. Таблиця 8.1 заповнюється для двох варіантів приводу автомобіля і двох станів (споряджена маса, повна маса).

5. Будуються графіки залежності $R = f(V)$ і $\delta = f(V)$ для двох варіантів приводу автомобіля і двох станів (споряджена маса, повна маса) (рисунок 8.1, 8.2).

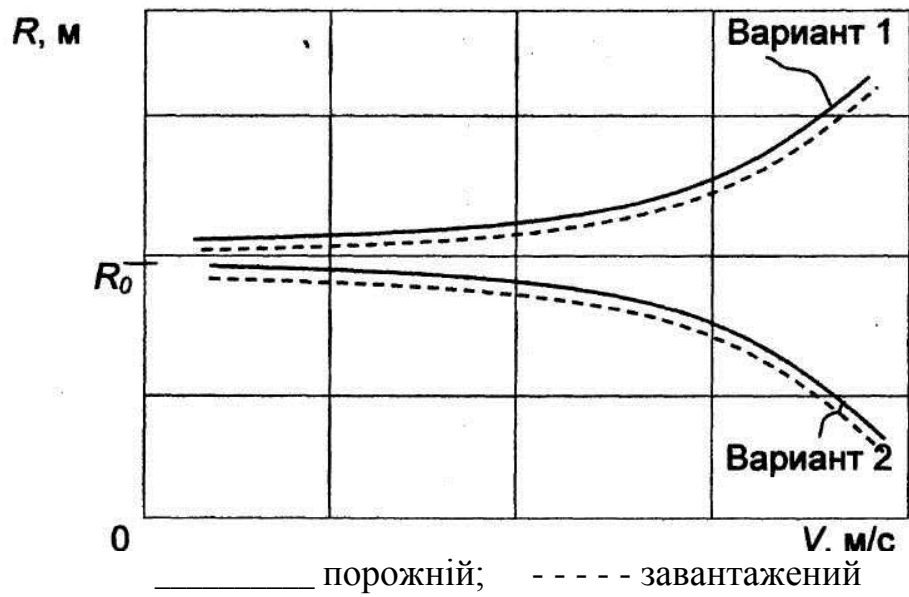


Рисунок 8.1 – Залежність радіуса R від швидкості

Розрахункові дані

Таблиця 8.1

$V, \text{ м/с}$	10 (10)	15 (12)	20 (14)	25 (16)	30 (18)
п.а. (г.а.)					
$\theta \text{ const, рад}$					
q_{z1}					
q_{z2}					
$q_{T1(1)}$					
$q_{T2(1)}$					
$q_{T1(2)}$					
$q_{T2(2)}$					
$k_{y1(1)}$					
$k_{y2(1)}$					
$k_{y1(2)}$					
$k_{y2(2)}$					
$\delta_{1(1)}, \text{ рад}$					
$\delta_{2(1)}, \text{ рад}$					
$\delta_{1(2)}, \text{ рад}$					
$\delta_{2(2)}, \text{ рад}$					
$k_{ГВ(1)}$					
$k_{ГВ(2)}$					
$R_{(1)}, \text{ м}$					
$R_{(2)}, \text{ м}$					

Примітка: (1) – 1-й варіант для легкових і вантажних автомобілів із заднім приводом, (2)– 2-й варіант для легкових автомобілів з переднім приводом і вантажних з повним приводом. Кожна клітинка розбита на дві частини для спорядженої і повної маси автомобіля.

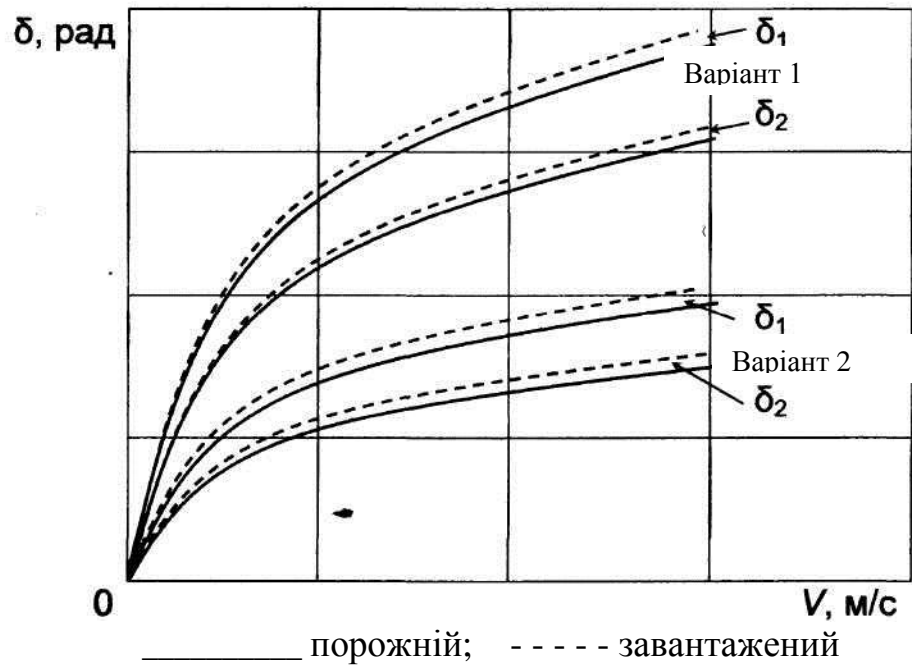


Рисунок 8.2 – Зміна кута відведення від швидкості

Практична робота №9 Стійкість руху автомобіля

9.1 Мета роботи

Метою практичного заняття є закріплення студентами знань, отриманих на лекціях з теми "Стійкість автомобіля", на основі аналізу розрахункового визначення показників поперечної стійкості автомобіля.

9.2. Теоретичні відомості

Значне число ДТП на дорогах загальної мережі, а також обмеження швидкості руху через це пов'язані з втратою поперечної стійкості (перекидання і занесення автомобіля).

На жаль, стандартних методик прямого експериментального визначення критичних швидкостей руху по стійкості немає. Тому розрахунок цих величин дозволяє визначити необхідні обмеження швидкості в заданих умовах руху.

Дороги загальної мережі діляться на п'ять категорій за своїми характерними показниками, тому представляє практичний інтерес оцінити рівень стійкості руху конкретного автомобіля по цих дорогах.

Для цього необхідно вирішити наступні завдання:

1. Розрахувати критичні швидкості по бічному ковзанню на поворотах і віражах $V_{кр\phi}$.
2. Розрахувати критичні швидкості по бічному перекиданню в цих же умовах $V_{кр\theta}$.

Це дозволить оцінити рівень стійкості руху конкретного автомобіля.

Ці показники визначаються для всіх категорій доріг загальної мережі відповідно до СНіП 2.05.02-85, (табл. 9.1)

Параметри доріг загальної мережі

Таблиця 9.1

Категорія доріг	1-а	1-б, 2	3	4	5
Розрахункова максимальна швидкість V , км/год	150	120	100	80	80
Мінімальний радіус повороту на закругленнях R , м	1200-250	800-125	600-100	300-60	150-30
Кут поперечного нахилу дороги на віражі $i_{\Pi} = \text{tg}\beta$	0,02	0,04	0,06	0,06	0,06

Примітка: верхні межі радіусу відповідають дорогам в рівнинній місцевості, нижні межі - гірським дорогам.

Критична швидкість по бічному ковзанню на віражі розраховується по формулі:

$$V_{кр\phi} = 3,13 \sqrt{\frac{\varphi_y + \text{tg}\beta}{1 - \varphi_y \text{tg}\beta}} \cdot R$$

Критична швидкість по бічному ковзанню на закругленнях доріг (без врахування поперечного ухилу):

$$V_{KR\phi} = 3,13 \sqrt{\phi_y \cdot R}$$

Критична швидкість по бічному перекиданню на віражі розраховується за формулою:

$$V_{KPOП} = 3,13 \sqrt{\frac{B + 2 \cdot h_g \cdot \operatorname{tg}\beta}{2 \cdot h_g - B \cdot \operatorname{tg}\beta}} \cdot R,$$

а на горизонтальному закругленні ($\beta=0$) по формулі:

$$V_{KPOП} = 3,13 \sqrt{\frac{B \cdot R}{2 \cdot h_g}},$$

де B – колія автомобіля.

Для повного аналізу поведінки автомобіля на закругленнях доріг загальної мережі розрахунок проводиться при коефіцієнтах зчеплення (ϕ_y), що характеризують різні стани покриття доріг і для кожної категорії дороги при верхньому і нижньому значеннях допустимих на ній радіусів закруглень R .

Додатково розраховуються параметри поперечної стійкості автомобіля, що рухається прямолінійно або що стоїть на ухилі - критичні кути косогіра по бічному ковзанню і перекиданню, по формулах:

$$\beta_{KR\phi} = \operatorname{arctg} \phi_y, \beta_{KPOП} = \operatorname{arctg} \frac{B}{2 h_g}$$

9.3 Порядок виконання роботи

1. Розрахунок показників проводиться для конкретного автомобіля і для трьох значень ϕ_y : 0,4; 0,6; 0,8.

Зазвичай вірогідність перекидання автомобіля в навантаженому стані значно вища, ніж ненавантаженого, тому не проводиться розрахунок для ненавантаженого автомобіля.

Для розрахунку необхідні наступні дані:

висота центру мас h_g визначається або за експериментальними даними, або приймається рівній висоті рівня платформи для вантажних автомобілів, або висоті колеса (D) для легкових автомобілів.

2. Розраховуються значення критичних швидкостей для рівнинних доріг і заносяться в таблицю 9.2

Критичні швидкості для рівнинних доріг

Таблиця 9.2

$R, \text{ м}$	1200	800	600	300	150
$V_{KR\phi} (\phi_y=0,4, \beta>0), \text{ км/ч}$					
$V_{KR\phi} (\phi_y=0,6, \beta>0), \text{ км/ч}$					
$V_{KR\phi} (\phi_y=0,8, \beta>0), \text{ км/ч}$					
$V_{KR\phi} (\phi_y=0,8; \beta=0), \text{ км/ч}$					
$V_{KPOП} (\beta>0), \text{ км/ч}$					
$V_{KPOП} (\beta=0), \text{ км/ч}$					

3. Розраховуються значення критичних швидкостей для гірських доріг і заносяться до табл. 9.3.

Критичні швидкості для гірських доріг

Таблиця 9.3

R, м	250	125	100	60	30
$V_{KR\phi} (\phi_y=0,4, \beta>0)$, км/ч					
$V_{KR\phi} (\phi_y=0,6, \beta>0)$, км/ч					
$V_{KR\phi} (\phi_y=0,8, \beta>0)$, км/ч					
$V_{KR\phi} (\phi_y=0,8; \beta=0)$, км/ч					
$V_{KPOП} (\beta>0)$, км/ч					
$V_{KPOП} (\beta=0)$, км/ч					

4. Розраховуються значення критичних кутів косогору по ковзанню і перекиданню:

$$\beta_{KR\phi} (\phi=0,4) = \dots; \beta_{KR\phi} (\phi=0,6) = \dots; \beta_{KR\phi} (\phi=0,8) = \dots; \beta_{KPOП} = \dots$$

Практична робота №10 Маневреність автомобіля

10.1 Мета роботи

Метою практичного заняття є закріплення знань студентів, отриманих на лекціях з теми "Керованість автомобіля", на прикладі практичного застосування цих знань при виборі рухомого складу для використання в конкретних умовах.

10.2. Теоретичні відомості

При виборі рухомого складу для вирішення конкретного перевізного завдання показники маневреності можуть розглядатися як обмежувальні. Явні переваги одного автомобіля перед іншим, наприклад у вантажопідйомності, можуть не виявитися із-за ускладнень в місцях завантаження-розвантаження по маневреності. Такими ж обмежувальними чинниками можуть виявитися декілька поворотів з великою кривизною і курсовими кутами на маршрутах, що при зіставленні з показниками маневреності порівнюваних автомобілів дозволяє вибрати кращий маршрут, тобто забезпечити найбільшу пристосованість автомобіля до дорожніх умов.

Пропонується розрахувати автомобіль на повороті в двох варіантах: що рухається один і з причепом. Розрахунок проводити без урахування відведення і приводячи всі автомобілі до двовісного виду.

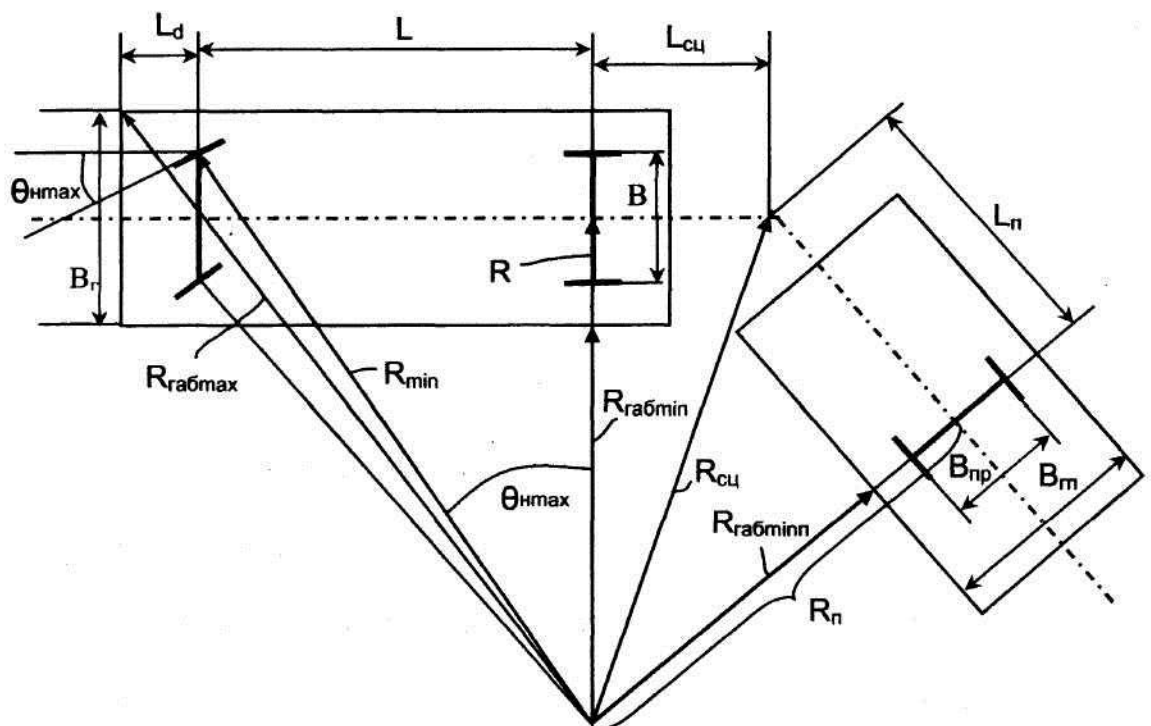


Рисунок 10.1 – Схема повороту автомобіля з причепом

Для порівняльної оцінки автомобіля і автопоїзда по маневреності необхідне розрахункове визначення наступних показників маневреності:

- 1) Мінімальний радіус повороту автомобіля-тягача R_{min} .

- 2) Зовнішній габаритний радіус повороту $R_{габ\ max}$.
- 3) Внутрішній габаритний радіус повороту $R_{габ\ min}$.
- 4) Поворотна ширина по сліду коліс $B_{п}$.
- 5) Габаритна смуга руху (ГСР) $B_{габ}$.

Для двовісного автомобіля ці показники визначаються за наступними формулами:

$$1. R_{min} = \frac{L}{\sin\theta_{Hmax}}, \quad \theta_{Hmax} = \arcsin \frac{L}{R_{min}}$$

$$2. R_{габ\ max} = \sqrt{(R + 0.5B_r)^2 + (L + L_d)^2}$$

$$3. R_{габ\ min} = \frac{L}{\operatorname{tg}\theta_{max}} - 0.5B_r = R - 0.5B_r$$

$$4. B_{п} = R_{min} - (R - 0.5B)$$

де R – кінематичний радіус повороту

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}\theta_{Hmax}} - 0.5B = \sqrt{R_{min}^2 - L^2} - 0.5B$$

Визначаємо габаритну смугу руху

$$B_{габ} = R_{габ\ max} - R_{габ\ min}$$

Для автопоїзда габаритна смуга руху:

$$B_{габ\ AP} = R_{габ\ max} - R_{габ\ min\ П};$$

$$R_{габ\ min\ П} = \sqrt{\sqrt{R^2 + L_{cy}^2} - L_{п}^2} - 0.5B_{П}$$

10.3 Порядок виконання роботи

1. Розрахунок проводиться для двох варіантів: один автомобіль і автопоїзд (рисунк. 10.1).

Тривісний автомобіль приводиться до двовісної схеми (для спрощення розрахунків):

Задній візок замінюється однією віссю, а за базу автомобіля береться відстань від передньої осі до задньої осі візка мінус $0,5 L_{тел}$,

де $L_{тел}$ – відстань між осями візка.

Причіп – одновісний: габаритна ширина причепа приймається рівній ширині автомобіля. $L_{П}$ приймається рівним: перший варіант – L ; другий варіант – $0,8L$; L_{cy} – приймається рівній довжині заднього звішування автомобіля $+0,2m$.

Q_{nmax} прийняти рівним: 45 град – л.а. передньопривідний; 40 град – л.а. задньопривідний; 30 град – в.а. і автобус.

2. Результати розрахунків заносять до табл.10.2

Результати розрахунків

Таблиця 10.2

Варианти:	R_{min}	$R_{габ\ max}$	$R_{габ\ min}$ ($R_{габ\ min\ AP}$)	$B_{п}$	R	$B_{габ}$ ($B_{габ\ AP}$)
Одиночний						
Автопоезд ($L_{п} = L$)						
Автопоезд ($L_{п} = 0,8L$)						

ДОДАТКИ

Таблица 1

Основные параметры некоторых двигателей

Марка двигателя	$N_{e_{max}}$, кВт	n_N , об/мин	$M_{e_{max}}$, Нм	n_M , об/мин
МеМЗ-968	36.8	4400	81.5	3600
ВАЗ-21011	50.7	5600	94.1	3400
Москвич-4123	55.2	5800	111.2	3400
ВАЗ-2108	46.62	5600	94.76	3500
ВАЗ-2106	58.8	5400	121.6	3000
ЗМЗ-24Д	69.9	4500	186.3	2500
ЗИЛ-130	110.3	3200	402	1900
ЗИЛ-375	132.4	3200	465	1900
КамАЗ-740	154.4	2600	637.4	1600
ЯМЗ-236	132.4	2100	666.7	1500
ЯМЗ-238	176.5	2100	882.6	1500
ЯМЗ-240	264.8	2100	1274.8	1500

Таблица 2

Шины, применяемые на отечественных автомобилях

Марка автомобиля	Обозначение шин	$r_{ст}$, мм по ГОСТ
Грузовые автомобили		
ГАЗ-3307	240-508 (8.25-20)	465±5
ЗИЛ-431410	260-508P(10.00R20)	488±5
КамАЗ-5320	260-508P(10.00R20)	488±5
МАЗ-5432	300-508P(11.00R20)	505±5
МАЗ-6422	300-508P(11.00R20)	505±5
КрАЗ-256Б1	320-508P(12.00R20)	525±5
Шины с регулируемым давлением		
ГАЗ-66-01	12.00-18 (320-457)	505±5
ЗИЛ-131	12.00-20(320-508)	530±5
Урал-4320	14.00-20(370-508)	583±5
Широкопрофильные шины		
КрАЗ-260	1300x530-533	585±10
Легковые автомобили		
ВАЗ-21011	155-330(6.15-13)	278±1
ВАЗ-2106	165SR-13	271±1
ВАЗ-2105, 07, 08, 09	165/70R-13	265±1
ЗАЗ-1102	155/70R-13	265±1
ГАЗ-24	7.35-14(185-355)	310±1
ГАЗ-3102, 24-10	205/70R-14	295±1
УАЗ-469Б	215-380(8.40-15)	370±1
РАФ-2203	185/80R-15	310±1

Таблица 3

Значения моментов инерции двигателя и колес некоторых автомобилей

Марка автомобиля	m_a , кг	I_M , кг*м ²	I_K , кг*м ²	ΣI_{KT} , кг*м ²
ЗАЗ-968	1110	0.118	0.52	2.18
ВАЗ-2101	1355	0.130	0.52	2.18
ВАЗ-2106	1445	0.130	0.52	2.18
ВАЗ-2121	1550	0.130	2.30	9.57
Москвич-2140	1480	0.170	0.93	3.91
ГАЗ-24	1825	0.310	1.15	4.83
УАЗ-469	2450	0.360	2.80	11.6
РАФ-2203	2710	0.314	1.244	5.05
ПАЗ-3201	11538	0.510	9.40	59.08
ЛАЗ-695Е	10525	0.991	15.08	95
ЛАЗ-699Н	12640	1.740	15.08	95
ЛиАЗ-677	15500	1.070	15.08	95
ГАЗ-52	5465	0.491	7.0	44.1
ГАЗ-3307	7400	0.510	9.40	59.22
ЗИЛ-431410	9525	0.991	12.25	77.18
ЗИЛ-133	15175	0.991	12.25	128
КамАЗ-5320	15305	2.070	12.25	123.9
Урал-377	15000	1.740	24.4	153.72
КрАЗ-257	23355	4.61	20.3	213.15
МАЗ-5551	16230	2.60	15.08	95
МАЗ-5432	7050	4.61	15.08	95
МАЗ-6422	9050	4.61	15.08	158.34

Рекомендована література

1. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. - М.: Машиностроение, 1981.-232 с.
2. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория. - Минск: Вышэйш. шк., 1986.- 240 с.
3. Иларионов В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля. - М.: Машиностроение, 1966. - 280 с.
4. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. - М.: Машиностроение, 1989. - 237 с.
5. Солтус А.П. Теорія автомобільних властивостей автомобіля: Навчальний посібник.-К.: Арістей, 2006.-176с.
6. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля. - М.: Машиностроение, 1975.- 214 с.

ЗМІСТ

Вступ	3
Практична робота №1. Зовнішні швидкісні характеристики двигунів.....	4
Практична робота №2. Тяговий і потужнісний баланси автомобіля.....	10
Практична робота №3. Динамічний фактор, динамічні характеристика і паспорт автомобіля.....	16
Практична робота №4. Розрахунок прискорень, часу і шляху розгону на кожній передачі та динамічного подолання дорожнього опору.....	21
Практична робота №5. Основи теорії кочення колеса.....	28
Практична робота №6. Гальмівні властивості автомобіля.....	35
Практична робота №7. Паливна економічність автомобіля.....	44
Практична робота №8. Керованість автомобіля.....	49
Практична робота №9. Стійкість руху автомобіля.....	54
Практична робота №10. Маневреність автомобіля.....	57
Додатки.....	59
Рекомендована література.....	61
Зміст.....	62