

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Чернігівський державний технологічний університет

Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля

Методичні вказівки до практичних робіт
для підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня “бакалавр”
галузі знань 0701 – Транспорт і транспортна інфраструктура
за напрямом 6.070106 – Автомобільний транспорт

Чернігів ЧДТУ 2010

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Чернігівський державний технологічний університет

Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля

Методичні вказівки до практичних робіт
для підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня “бакалавр”
галузі знань 0701 – Транспорт і транспортна інфраструктура
за напрямом 6.070106 – Автомобільний транспорт

Затверджено
на засіданні кафедри
інтегрованих технологій
машинобудування і автомобілів
протокол №3 від 13.09.2010р.

Чернігів ЧДТУ 2010

Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Методичні вказівки до практичних робіт для підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня “бакалавр” галузі знань 0701 – Транспорт і транспортна інфраструктура за напрямом 6.070106 – Автомобільний транспорт / Укл.: Кальченко В.В., Венжега В.І., Рудик А.В. — Чернігів: ЧДТУ, 2010. — 55 с.

Укладачі:

Кальченко Володимир Віталійович,
доктор технічних наук, професор;
Венжега Володимир Іванович,
кандидат технічних наук, доцент;
Рудик Андрій Васильович,
кандидат технічних наук, доцент

Відповідальний за випуск:

Кальченко В.І., завідувач кафедри
інтегрованих технологій
машинобудування і автомобілів,
доктор технічних наук, професор

Рецензент:

Пасов Г.В., кандидат технічних наук,
доцент кафедри інтегрованих технологій
машинобудування і автомобілів
Чернігівського державного
технологічного університету

ВСТУП

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

Метою вивчення цієї дисципліни є формування у студентів системи знань по проектуванню та експлуатації автомобілів, 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 формують мету, об’єм та зміст практичних занять з дисципліни «Теорія експлуатаційних властивостей 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 валу ω_e .

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

Економічність визначається залежністю питомої витрати палива q_e від кутової швидкості колінчастого валу 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 від кутової швидкості колінчастого валу ω_e 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. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна зображена на рисунку 1.1.

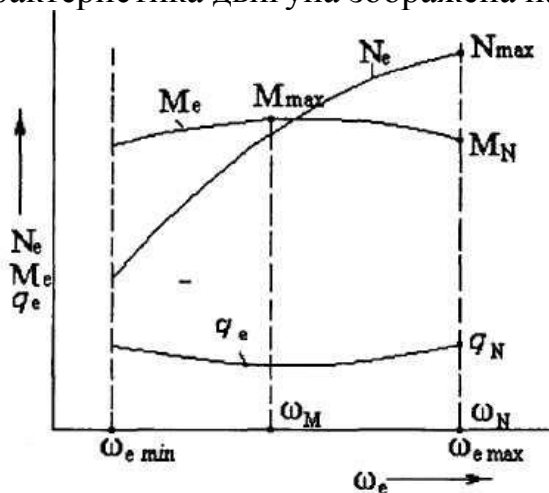


Рисунок 1.1 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

Виділимо наступні характерні точки на цій характеристиці:

N_{max} – максимальна потужність двигуна (κBm);

ω_N – кутова швидкість у rad/c , що відповідає максимальній потужності двигуна;

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

ω_M – кутова швидкість у rad/c , що відповідає максимальному крутному моменту двигуна;

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

q_N – питома витрата палива в $g/\kappa Bm \cdot год$, при якій двигун розвиває максимальну потужність.

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: $1 = a + b - c$.

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, урахувавши, що $\frac{\omega_N}{\omega_M} = k_\omega$, маємо

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

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 .

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

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·год, яка для дизельних двигунів береться 210+240 г/кВт·год, а для карбюраторних двигунів – 310...340 г/кВт·год.

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%.

Таблиця 1.1 – Параметри карбюраторних і дизельних двигунів

Марка	Вл,л	Тип	Ne _{max} , кВт	ω_N , рад/с	Me _{max} , Н.м	κ_m	κ_ω
ВАЗ-2103	1,45	К4Р	56,6	586,4	105,1	1,088	1,6
ВАЗ-2106	1,57	К4Р	58,8	565,5	121,6	1,16	1,8
ВАЗ-2108	1,3	К4Р	48,8	586	95,2	1,19	1,19
М-412	1,48	К4Р	55,2	607,4	111,2	1,22	1,8
ЗМЗ-24Д	2,445	К4Р	69,9	471,2	186,3	1,26	1,87
ЗМЗ-66	4,25	К8V	84,6	345,4	284,4	1,16	1,47
ЗИЛ-130	6,00	К8V	110,3	335,1	402,0	1,22	1,68
ЗИЛ-375	7,00	К8V	132,4	335,1	465,0	1,18	1,68
КамАЗ-740	10,85	Д8V	154,6	272,2	637,6	1,12	1,6
ЯМЗ-236	11,15	Д6V	132,4	219,9	666,7	1,107	1,4
ЯМЗ-238	14,86	Д8V	176,5	219,9	882,6	1,099	1,4
ЯМЗ-238Н	14,86	Д8V	220,6	219,9	1078,7	1,075	1,4
ЯМЗ-240	22,30	Д12V	264,8	219,9	1274,8	1,061	1,4

1.3. Порядок виконання роботи

1. Для розрахункової частини за об'єкт розрахунків приймається конкретний тип двигуна автомобіля по таблиці 1.1.

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 вала.

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 розраховуються значення N_e , M_e , q_e та будується зовнішня швидкісна характеристика. Значення ω брати не в rad/c , а в об/хв.

7. Провести аналіз отриманої зовнішньої швидкісної характеристики двигуна та зробити висновки.

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:

$$P_{Ti} = P_{II} + P_K + P_B + P_{III} \quad 2.1$$

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

$$U_{Ti} = U_{ki} \cdot U_z$$

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

U_z – 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.

Таблиця 2.1 – Коефіцієнти опору кочення

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_e – сила опору повітря

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

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

Таблиця 2.2 – Коефіцієнти опору повітря

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 :

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

$F = 0,8 \cdot B_g \cdot H_g$ – для легкових автомобілів,

де B_k – колія коліс;

B_g – габаритна ширина;

H_g – 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.

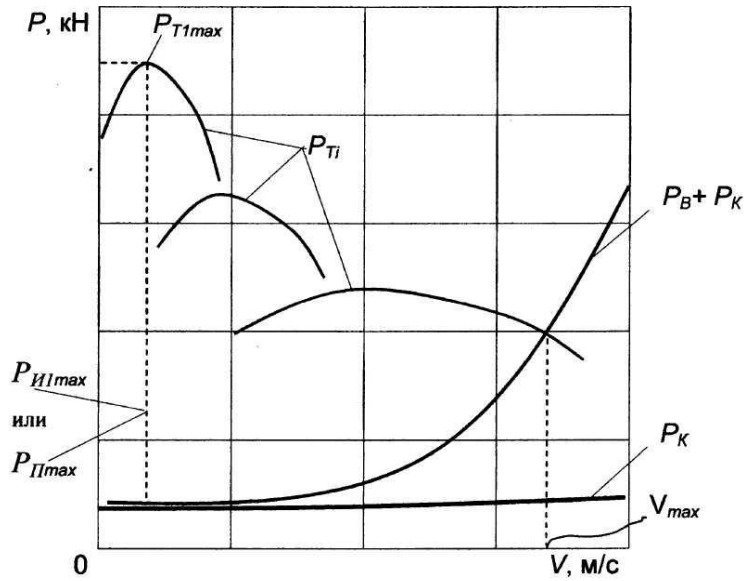


Рисунок 2.1 – Графік силового балансу автомобіля

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

$$N_{Ti} = N_{\Pi} + N_K + N_B + N_{Иi}, \quad 2.8$$

або

$$N_{Ti} = N_D + N_B + N_{Иi}.$$

де N_{Ti} – тягова потужність;

N_D – потужність, що витрачається на подолання опору дороги;

N_B – 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).

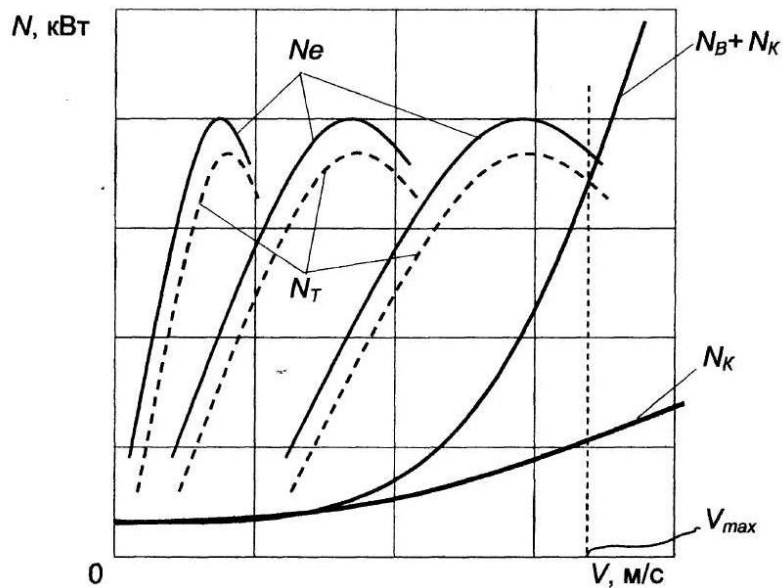


Рисунок 2.2 – Графік потужнісного балансу

2.3 Порядок виконання роботи

1. Для розрахунку приймається конкретний автомобіль, для якого необхідно побудувати графіки силового і потужнісного балансів для всіх передач, і додатково знайти значення: V_{max} для заданих дорожніх умов; максимальне прискорення автомобіля j_{max} ; максимальний долаємий підйом i_{max} – за допомогою графічних залежностей. Значення $Me=f(n)$ і $Ne=f(n)$ приймаються із зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.

2. Для побудови графіка силового балансу:

– по наведених формулах розраховуються сили, що входять в рівняння (2.1);

– для розрахунку сили P_B беруться значення швидкості: перше значення на першій передачі, решта на вищій передачі;

– сила P_{Ti} не розраховується, так як отримується після відкладання решти сил на графік;

– 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);

– на кожній передачі визначається швидкість V для кожного значення P_{Ti} .

Швидкість визначають по формулі

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

де n_i , – оберти двигуна [об/хв];

– отримані дані заносяться в таблицю 2.3

Таблиця 2.3 – Розрахункові дані для побудови графіку силового балансу

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.

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 всі складові правої частини рівняння 2.8. Отримані дані заносяться в таблицю 2.4 і будується графік потужнісного балансу

Таблиця 2.4 – Розрахункові дані для побудови графіку потужнісного балансу

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:

$$P_K = P_f + P_{\sigma} + P_i + P_j.$$

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.)

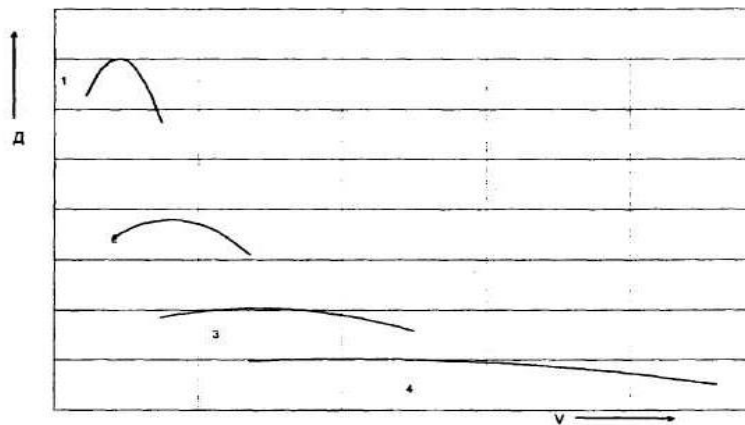


Рисунок 3.1 – Динамічна характеристика автомобіля

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).

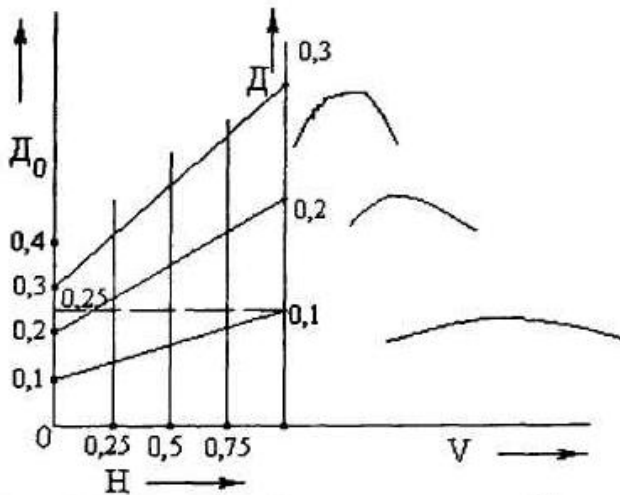


Рисунок 3.2 – Динамічний паспорт автомобіля

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.

1.3. Порядок виконання роботи

1. Розраховується колова 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).

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

Таблиця 3.1 – Розрахункові дані для побудови динамічної характеристики

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

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

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:

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

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.

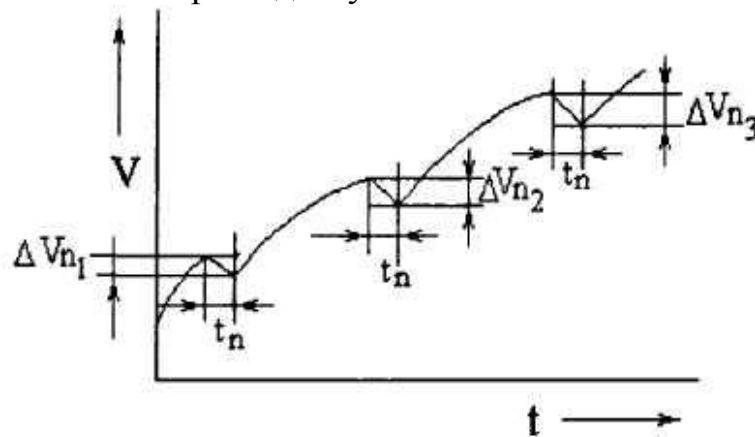


Рисунок 4.1 – Графік часу розгону

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:

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

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);

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

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

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 будуємо графік шляху розгону.

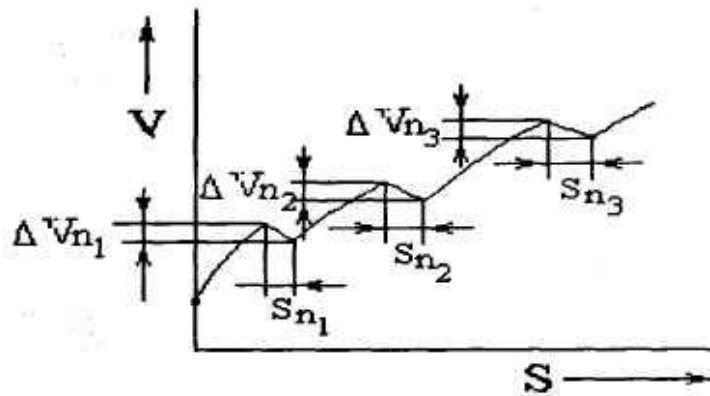


Рисунок 4.2 – Графік шляху розгону

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 передують 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 $i=0$, $\psi=0,01$; для розрахунку динамічного подолання підйому прийняти $\psi=1,2D_{\max}$ на вищій передачі.

2. Розраховуються прискорення на кожній передачі.

Для цього криві динамічної характеристики із попереднього заняття розбиваються на ділянки (не менше 8 на кожній передачі – таблиця значень n_i з попереднього заняття). По формулі (4.2) знаходяться значення прискорень і заносяться до таблиці. 4.1.

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

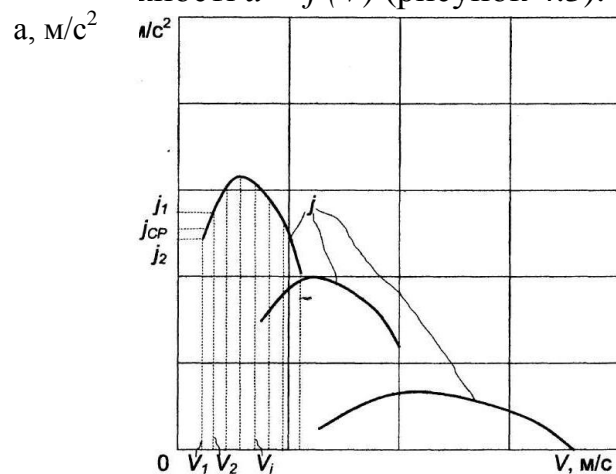


Рисунок 4.3 – Графік прискорень

3. Проводиться розрахунок часу і шляху розгону на кожній передачі

3.1. Знаходяться значення $a_{сep}$ і розраховуються інтервали часу на i -й передачі по формулі 4.1.

3.2. Знаходяться значення $V_{сep}$ і розраховуються інтервали шляху по формулі (4.5) на i -й передачі.

3.3. Розраховуються параметри перемикання з поточної передачі на вищу.

Уповільнення (a) – по формулі (4.2), падіння швидкості по формулі (4.4) і шлях, пройдений автомобілем при перемиканні по формулі (4.6).

3.4. Знайдені значення заносяться в таблиці 4.1 і по ним будується графік розгінної характеристики (рисунок 4.4).

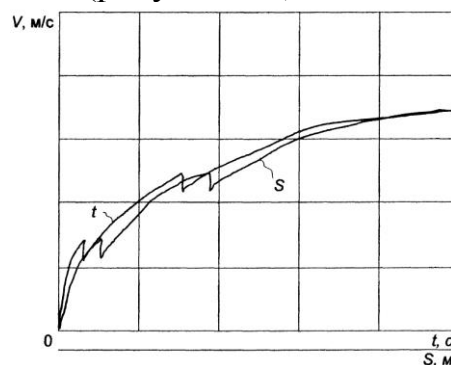


Рисунок 4.4 – Розгінна характеристика

4. Динамічне подолання підйому

Для розрахунку використовують криву динамічної характеристики на вищій передачі із заняття № 3, а коефіцієнт дорожнього опору – $\psi = 1,2D_{max}$. Розбивши криву динамічної характеристики на ділянки (не менше 8) в інтервалі швидкостей від V_{max} до V_{min} , по формулі (4.2) можна визначити прискорення на початку і кінці кожної ділянки. Потім визначають середнє значення уповільнення на кожній ділянці. Час проходження ділянки визначають по формулі (4.1), а шлях по формулі (4.5). При цьому загальний шлях $S = \sum \Delta S$. Знайдені значення заносяться в таблиці. 4.2.

Таблиця 4.1 – Результати розрахунків графіків прискорень і розгінної характеристики

Показники	Передача	n, об/хв						
		n_{min}						n_{max}
V, м/с	1							
	...							
	вища							
a, м/с ²	1							
	...							
	вища							
Переключення передач	1-2	$a=..., \Delta V=..., t_{II}=I, \Delta S_{II}= ...$						
	2-3	$a=..., \Delta V=..., t_{II}=I, \Delta S_{II}= ...$						
	...	$a=..., \Delta V=..., t_{II}=I, \Delta S_{II}= ...$						
$a_{сер}$, м/с ²	1							
	...							
	вища							
$V_{сер}$, м/с	1							
	2							
	вища							
Δt , с	1							
	2							
	вища							
ΔS , м	1							
	2							
	вища							

Таблиця 4.2 – Результати розрахунків динамічного подолання підйому

Показники	Значення V із таблиці 4.1					
	V_{max} , м/с	V_i , м/с				V_{min} , м/с
a , м/с ²						
$a_{сер}$, м/с ²						
$V_{сер}$, м/с						
Δt , с						
ΔS , м						
S						

Практична робота №5

Основи теорії кочення колеса

5.1 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.

5.2 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_{cm} можна визначити по формулі:

$$r_{CT} = 0,5d + \Delta \lambda_{CM} B \quad 5.1$$

де d – посадковий діаметр обода, мм;

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

λ_{CM} – коефіцієнт, що враховує зім'яття шини під навантаженням.

Значення H/B і λ_{CM} для різних шин наступні:

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

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

- шини легкових автомобілів:

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

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

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

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 5.1

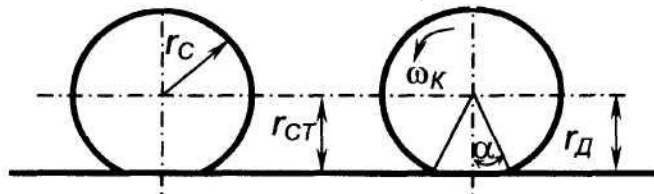


Рисунок 5.1. – Радіуси еластичного колеса

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 5.2.

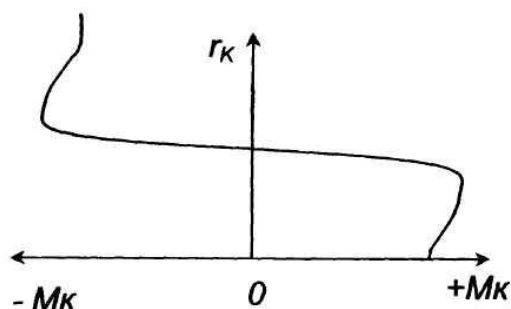


Рисунок 5.2 – Залежність $r_k = f(M_k)$

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

$$r_k = r_{кв} - \lambda M_k \quad . \quad 5.2$$

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

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

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

$$r_{кв} = (1.03 \dots 1.06)r_d, \quad 5.3$$

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 контакті.

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

$$r_{кв} = \frac{S}{2\pi n},$$

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:

$$P_{\pi} = \frac{M_e U_{\pi} \eta_{\pi} K_p}{r_d}, \quad 5.4$$

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}

$$M_{Ki} = \frac{P_{\pi} r_d}{n_k}, \quad 5.5$$

де n_k – число ведучих коліс.

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

$$R_{xi} = \frac{M_{ki}}{r_d} - f R_{zi}, \quad 5.6$$

де f – коефіцієнт опору коченню;

R_{zi} – нормальна реакція на провідному колесі.

$$R_{zi} = \frac{m_{ai}g}{n_k}, \quad 5.7$$

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

$$\delta = \left(1 - \frac{r_k}{r_{KB}}\right) 100\% . \quad 5.8$$

З урахуванням формули 2.3 крутний момент на колесі M_{ki} розраховується по формулі

$$M_{ki} = \frac{M_{e_{max}} U_{ki} U_T \eta_T K_p}{n_k}, \quad 5.9$$

де $M_{e_{max}}$ – максимальний крутний момент двигуна.

Розрахунок проводиться на кожній передачі при M_k , відповідному $M_{e_{max}}$.

У розрахунках значення $M_{e_{max}}$, U_{ki} , U_2 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 (4.2).

5.3. Порядок виконання роботи

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

2). По формулі (5.7) визначається R_{zi} на ведучому колесі.

3). По формулі (5.4) визначається P_{Ti} .

4). По формулі (5.9) визначається M_{ki} на кожній передачі.

5). По формулі (5.6) визначається R_x .

6). Будується залежність $R_x=f(M_k)$ (рисунок 5.3).

7). Визначаються радіуси колеса:

– по формулі (5.1) статичний радіус – r_{cm} ;

– по формулі (5.3) радіус кочення у веденому режимі – r_{KB} ;

– по формулі (5.2) радіус кочення r_k .

8). По формулі (5.8) визначаємо коефіцієнт буксування δ .

9). Результати розрахунків режимів кочення колеса звести до таблиці 5.1

- 10). Побудувати залежності $r_k=f(M_k)$, $\delta=f(M_k)$ (рисунок 5.4).
 11). Провести аналіз отриманих результатів та побудованих залежностей.

Таблиця 5.1 – Результати розрахунків режимів кочення колеса

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

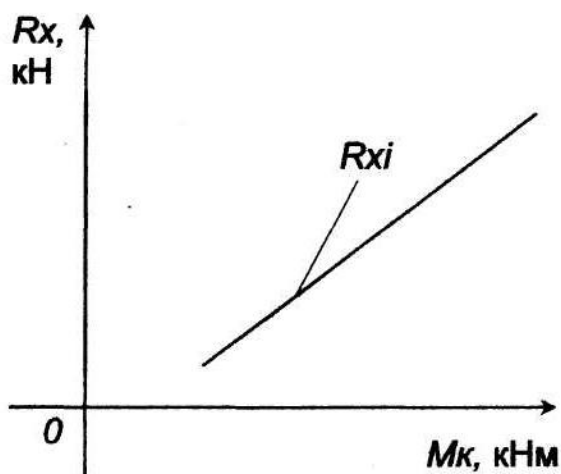


Рисунок 5.3 – Залежність $R_x=f(M_k)$

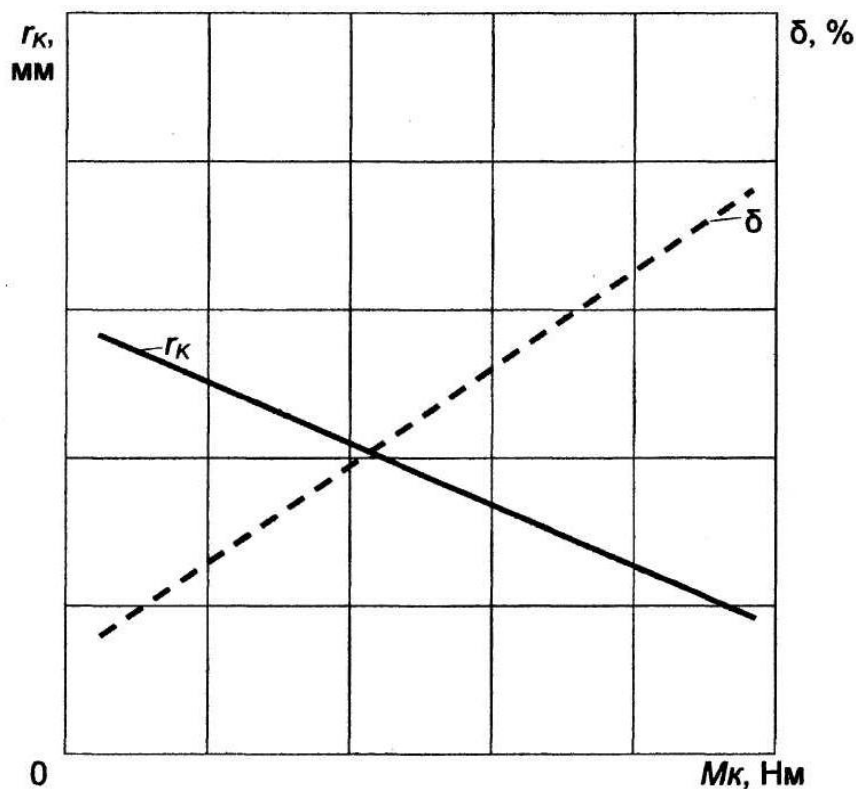


Рисунок 5.4 – Залежності $r_k=f(M_k)$, $\delta=f(M_k)$

Практична робота №6 Гальмівні властивості автомобіля

6.1 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

6.2 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_3 , 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 педалі 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_3 - час, починаючи з передачі зусилля від гальмівної педалі 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 $t_3 = 0,05...0,07$ с, а з барабанными – $t_3 = 0,07...0,15$ с. Якщо привод пневматичний, $t_3 = 0,15...0,3$ 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 зчіпними можливостями коліс з опорною поверхнею. Прийнято, що прискорення за час t_n наростає 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 $t_n = 0,05...0,15$ с, якщо привод пневматичний, $t_n = 0,15...0,4$ 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.

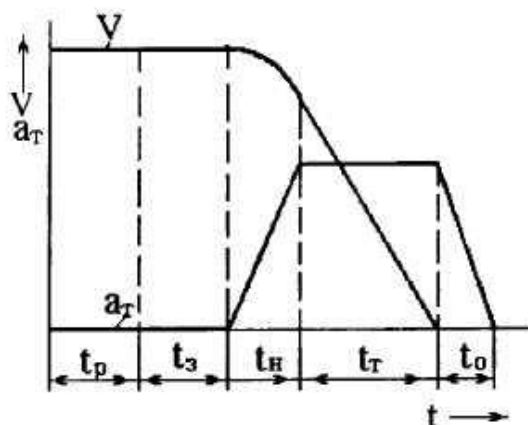


Рисунок 6.1 – Гальмівна діаграма

На рисунку 6.2 представлена розрахункова схема гальмування двовісного автомобіля.

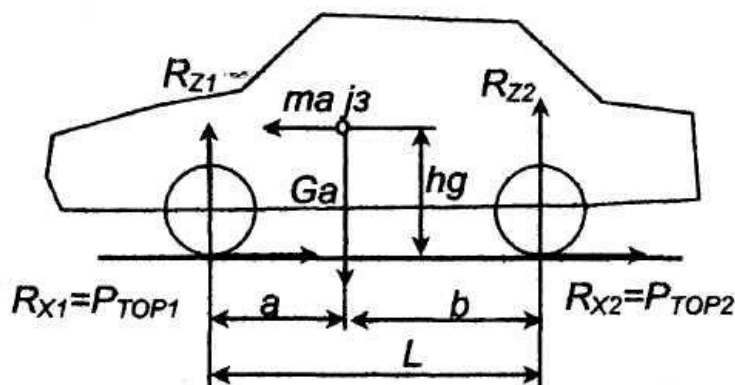


Рисунок 6.2 – Розрахункова схема

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:

$$P_{TOP1} = \varphi_x \cdot R_{Z1}; \quad P_{TOP2} = \varphi_x \cdot R_{Z2} \quad ,$$

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

$$R_{Z1}L - m_a j_3 h_g - G_a b = 0 \quad 6.1$$

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:

$$R_{Z1}L - G_a b = 0$$

$$b = R_{Z1}L / G_a; \quad a = L - b \quad .$$

З рівняння (3.1):

$$R_{Z1} = G_a (b + j_3 h_g / g) / L ;$$

$$R_{Z2} = G_a (a - j_3 h_g / g) / L \quad .$$

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

$$R_{Z1} = G_a (b + \varphi_x h_g) / L ;$$

$$R_{Z2} = G_a (a - \varphi_x h_g) / L \quad .$$

6.2

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:

$$\begin{aligned} P_{TOP1} &= G_a (b + \varphi_x h_g) \varphi_x / L ; \\ P_{TOP2} &= G_a (a - \varphi_x h_g) \varphi_x / L . \end{aligned} \quad 6.3$$

Користуючись цими формулами, можна розрахувати і побудувати залежність $P_{top2} = f(P_{top1})$. Її вигляд представлений на рисунку 6.3.

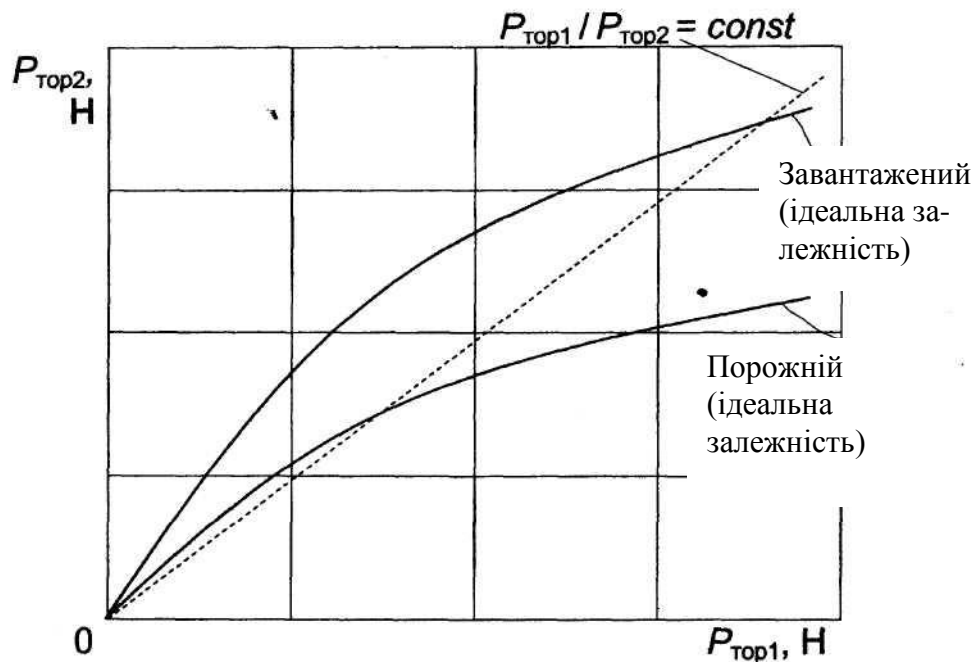


Рисунок 6.3 – Залежність $P_{top2} = f(P_{top1})$.

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

$$\gamma_T = (P_{\text{TOP1}} + P_{\text{TOP2}}) / G_a, \quad 6.4$$

розрахувавши значення при звичайній і ідеальній гальмівних системах.

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

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

$$S_T = V_0(t_c + 0.5 t_H) + 0.5 \left(\frac{V_0^2}{\varphi_x \cdot g} \right); \quad 6.5$$

$$J_{\text{уст}} = g \varphi_x, \quad 6.6$$

де t_c – 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.

6.3. 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 гідروприводом; 1,5 с – для вантажних автомобілів з пневмоприводом; 1,2 с – для автобусів.

Для гальмівної системи без регулятора:

$$P_{\text{TOP1}} / P_{\text{TOP2}} = (b + 0,8 h_g) / (a - 0,8 h_g) = \text{const}.$$

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

2. Провести розрахунки по формулі 6.2 значень R_{z1} та R_{z2} , по формулі 6.3 – значень P_{top1} та P_{top2} , по формулі 6.4 – значень γ_T при різних значеннях φ_x для завантаженого і незавантаженого автомобіля. Результати розрахунків занести до таблиці 6.1

Таблиця 6.1 – Результати розрахунків

Показники	φ_x							
	Порожній				Завантажений			
	0,2	0,4	0,6	0,8	0,2	0,4	0,6	0,8
Гальмівна система з ідеальним регулятором								
R_{Z1}								
R_{Z2}								
$P_{тор1}$								
$P_{тор2}$								
$P_{тор1} / P_{тор2}$								
γ_T								
Гальмівна система без регулятора								
$P_{тор2}$								
γ_T								

3. За отриманими даними (таблиця 6.1) побудувати залежність $P_{тор2} = f(P_{тор1})$.
4. Розрахувати S_T і $j_{уст}$ для трьох значень φ_x по формулам (6.5) (6.6);
5. Заповнити таблицю 6.2 і побудувати гальмівну діаграму.

Таблиця 6.2 – Результати розрахунків для побудови гальмівної діаграми

Показники		t						
		2-я часть			3-я часть			
		$t=0,3t_H$	$t=0,7t_H$	$t=t_H$	$t=0,2t_3$	$t=0,4t_3$	$t=0,6t_3$	$t=0,8t_3$
$\varphi_x=0,6$	t							
	V							
	j							
	S_T							
$\varphi_x=0,7$	t							
	V							
	j							
	S_T							
$\varphi_x=0,8$	t							
	V							
	j							
	S_T							

Гальмівна діаграма розбивається на кілька частин і для кожної частини потрібно розрахувати j і швидкість.

I частина (t_c - час запізнювання спрацювання приводу):

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

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

$$V = V_0 g \varphi_x \frac{t^2}{2t_H}. \quad 6.7$$

$$V_2 = V_0 g \varphi_x \frac{t_H}{2}.$$

6.8

Значення t приймається від 0 до t_H

III частина (t_3 - гальмування із сталим уповільненням):

$$J_{ycm} = const$$

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

Значення t приймається від 0 до t_3

$$V = V_2 - g \varphi_x \cdot t.$$

Таблиця заповнюється для 3-х значень φ_x для 2-ої і 3-ої частини діаграми.

Гальмівна діаграма показана на Рисунок 6.1. На цьому ж графіку показана залежність $V = f(t)$, отримана по формулам (6.7) та (6.8). На рисунку 6.4 показана залежність $S_T = f(\varphi_x)$.

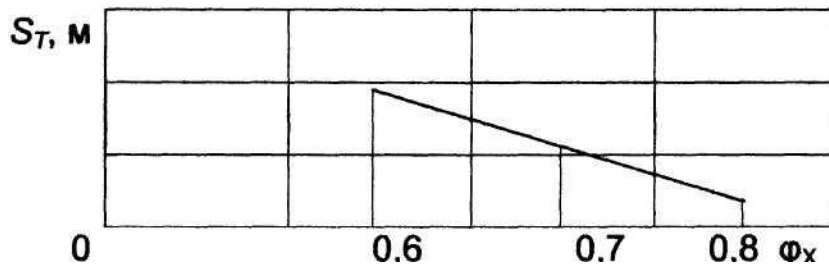


Рисунок 6.4 – Залежність $S_T = f(\varphi_x)$

Практична робота №7

Паливна економічність автомобіля

7.1 Мета роботи

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

7.2 Теоретичні відомості

Властивість автомобіля, що забезпечує економію палива, називають паливною економічністю автомобіля.

Джерелом споживання палива на автомобілі є двигун внутрішнього згоряння (дизель, карбюраторний або інжекторний), а тому як паливо застосовують дизельне паливо, бензини, рідше – газ зріджений або стиснутий.

Практичне заняття полягає у визначенні шляхової витрати палива Q_s за заданих умов руху, а також в оцінці впливу на витрату палива різних експлуатаційних і конструктивних чинників.

У загальному випадку рівняння витрати пального має вигляд:

$$Q_s = \frac{g_e (N_d + N_B + N_{II})}{36 V \eta_T \rho_T},$$

де ρ_T – густина пального, для бензину $\rho_T = 0,75$ г/см³; для дизельного пального $\rho_T = 0,82$ г/см³;

g_e – питома ефективна витрата пального двигуна, г/кВтч.

При розрахунку шляхової витрати палива приймають, що рух рівномірний, тобто $N_{II} = 0$. Тоді

$$Q_s = \frac{g_e (N_d + N_B)}{36 V \eta_T \rho_T}. \quad 7.1$$

Залежність $g_e = f(N_e, n)$ зазвичай відсутня. У цих випадках для визначення g_e користуються наближеними методами. І.С. Шліппе запропонував формулу:

$$g_e = g_N \cdot k_{II} \cdot k_{\chi}, \quad 7.2$$

де g_N – питома витрата палива при N_{emax} :

$$g_N = (1,15 \dots 1,05) g_{emin}.$$

При $I = 100\%$: $g_{emin} = 260-310$ г/(кВтгод) для карбюраторних ДВС,

$g_{emin} = 195-230$ г/(кВтгод) для дизельні і вбризкуючих ДВС;

K_{II} – коефіцієнт, що враховує залежність g_e від коефіцієнта використання потужності:

$$K_{II} = A - B \cdot I + C \cdot I^2. \quad 7.3$$

Значення коефіцієнтів:

для дизельних і вбризкуючих двигунів – $A = 1,7$; $B = 2,63$; $C = 1,92$;

для карбюраторних – $A = 2,75$; $B = 4,61$; $C = 2,58$.

Коефіцієнт використання потужності I можна визначити з виразу:

$$И = \frac{(N_D + N_B)}{N_e \cdot \eta_T \cdot k_p} \quad 7.5$$

Потужність двигуна визначається з апроксимуючого рівняння (див. заняття № 1), в якому постійні коефіцієнти задають.

K_q – коефіцієнт, що враховує залежність q_e від частоти обертання валу двигуна:

$$K_q = A' - B' \frac{n'}{n_N} + C' \left(\frac{n'}{n_N} \right)^2 \quad 7.4$$

Для всіх типів двигунів: $A'=1,23$; $B'=0,792$; $C'=0,56$.

Таким чином, використовуючи вищевикладені рекомендації, можна визначити Q_s , по формулі (7.1) залежно від швидкості руху, конструктивних параметрів, а також ступеня завантаження АТЗ.

Згідно із ГОСТом 20306-90 (Автотранспортні засоби. Паливна економічність. Методи випробувань) установлюють наступні показники і характеристики паливної економічності АТЗ:

- 1 – контрольні витрати палива;
- 2 – витрати палива в магістральному циклі на дорозі;
- 3 – витрати палива в міському циклі на дорозі;
- 4 – витрати палива в міському циклі на стенді;
- 5 – паливна характеристика сталого руху;
- 6 – паливно-швидкісна характеристика на магістрально-горбистій дорозі.

Контрольні витрати палива – це мінімальні витрати палива автомобілем з номінальним навантаженням на горизонтальній дорозі з асфальтобетонним покриттям, які дозволяють визначити насамперед технічний стан автомобіля.

Перед випробуваннями двигун, агрегати і шини повинні мати пробіг не менш ніж 3000 км, знос протектора шин – менш ніж 50%, тиск у шинах повинен відповідати вимогам заводу-виробника.

Довжина дороги для визначення показників 1 і 5 не менш ніж 1000 м, а для показників 2 і 3 – не менш ніж 4000 м.

Під час визначення показника 6 дорога повинна бути розташована на висоті над рівнем моря не більше 1000 м. Довжина дороги 13... 15 км зі спусками і підйомами, що чергуються, протяжністю до 600–800 м, нахилами до 4%. Кінці вимірювальної дороги повинні бути розташовані на одній висоті над рівнем моря.

Атмосферні умови під час проведення випробувань:

- швидкість вітру не більш ніж 3 м/с (при поривах до 5 м/с);
- відсутність опадів (атмосферний тиск не менш ніж 683 мм. рт. ст.);
- відносна вологість повітря не вище ніж 95%;
- температура повітря не нижче +3°C.

Перед випробуваннями агрегати прогривають пробігом 30–50 км при швидкості не нижче ніж $2/3 V_{max}$.

На паливну економічність автомобіля значно впливають наступні

чинники.

I 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 впорскування 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 упрощення 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 прогорання 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.

7.3 Порядок виконання роботи

1. Студентам пропонується побудувати залежність шляхової витрати пального від швидкості руху і дорожнього опору і провести аналіз впливу цих чинників на паливну економічність.

Розрахунок шляхової витрати пального проводиться для заданого автомобіля з повною масою, в діапазоні швидкостей від мінімальної до максимальної на передачі, на якій досягається максимальна швидкість для трьох значень дорожнього опору: $\psi_1=0,01$, $\psi_3 = 0,8D_{max}$ (на заданій передачі), $\psi_2=0,5(\psi_1+\psi_3)$.

2. Беруться значення n_i і швидкості із практичної роботи № 2 (силовий та потужнісний баланси автомобіля) для передачі, на якій досягається максимальна швидкість автомобіля.

3. Беруться значення N_e (практична робота №1) та N_d , N_B , N_T (практична робота №2).

5. По формулах (7.5), (7.4), (7.3), (7.2) визначають q_e .

6. По формулі (7.1) визначається Q_s

7. Заповнюється таблиця розрахунків 7.1 і будується графік залежності шляхової витрати пального від швидкості руху при різних значеннях дорожнього опору (див. рисунок 7.1).

Таблиця 7.1 – Розрахункові дані

Показники		n, об/хв						
		n_{min}			...			n_{max}
V, м/с								
N_B , кВт								
N_e , кВт								
N_T , кВт								
K_{ψ}								
N_D , кВт	ψ_1							
I								
K_I								
q_e , г/кВтгод								
Q_s , л/100км								
N_D , кВт	ψ_2							
I								
K_I								
q_e , г/кВтгод								
Q_s , л/100км								
N_D , кВт	ψ_3							
I								
K_I								
q_e , г/кВтгод								
Q_s , л/100км								

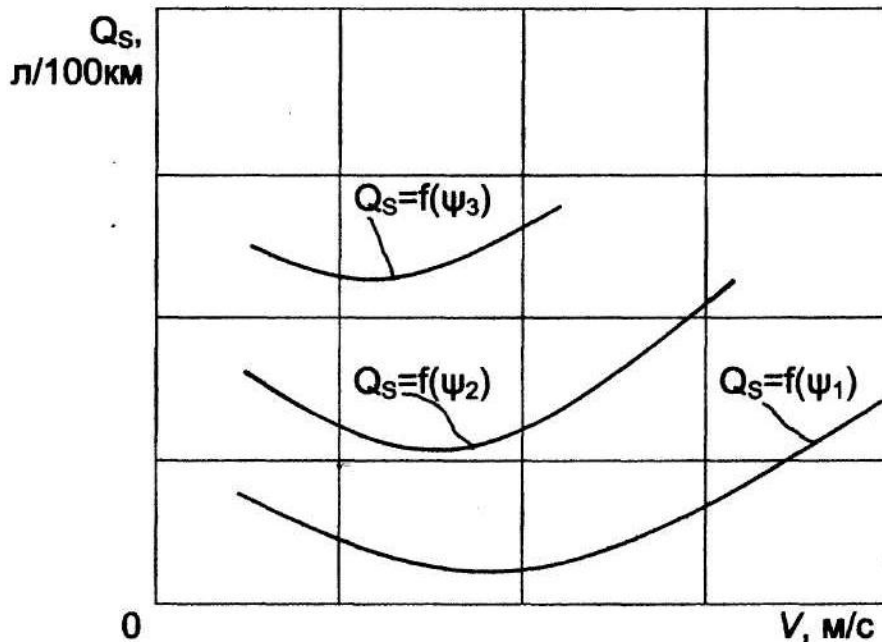


Рисунок 7.1 – Залежність $Q_s=f(V,\psi)$

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 цікавістю 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:

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

$$a_z = \frac{P_z}{P_{z\text{опт}}},$$

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).

$P_{z\text{опт}}$ – 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 град (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.

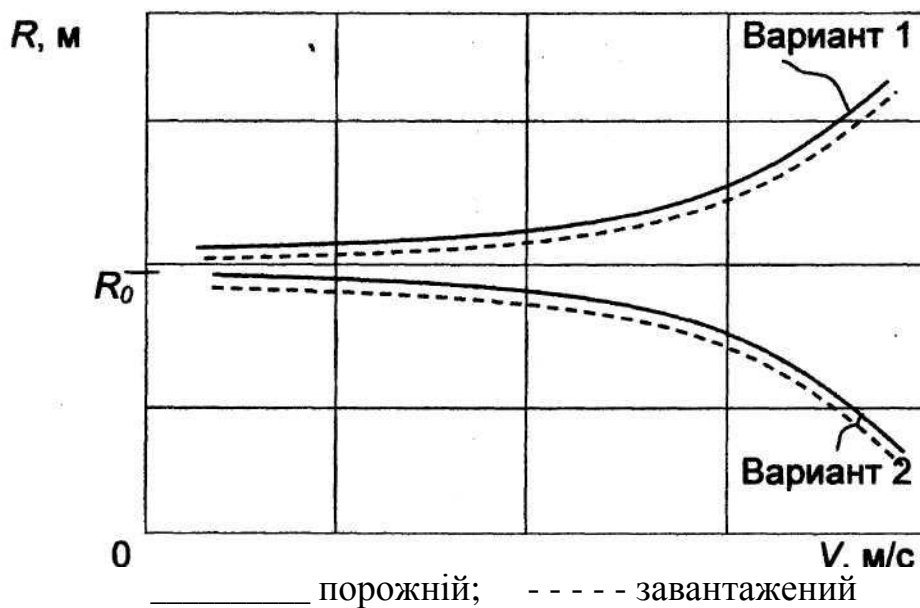
5. Корегується радіус повороту R з урахуванням k_{yi} і δ_i , знаходиться $k_{ПВ}$ і всі значення заносяться в таблицю 8.1. Таблиця 8.1 заповнюється для двох варіантів приводу автомобіля і двох станів (споряджена маса, повна маса).

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).

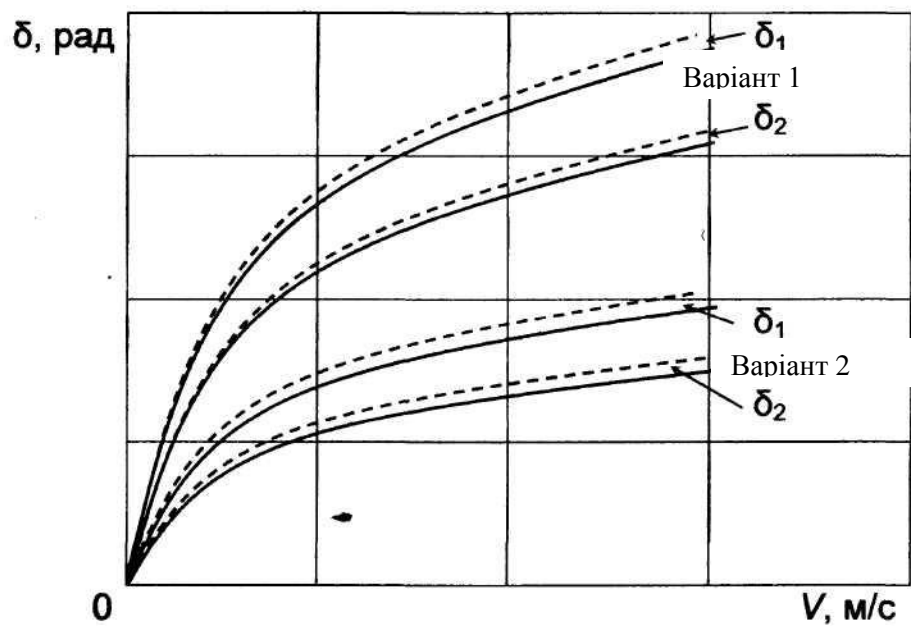
Таблиця 8.1 – Розрахункові дані

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



_____ порожній; - - - - - завантажений
Рисунок 8.1 – Залежність радіуса R від швидкості



_____ порожній; - - - - - завантажений
 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 $V_{кр\sigma}$.

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)

Таблиця 9.1 – Параметри доріг загальної мережі

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 $i_{II} = \text{tg}\beta$	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:

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

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

Таблиця 9.2 – Критичні швидкості для рівнинних доріг

$R, \text{ м}$	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.

Таблиця 9.3 – Критичні швидкості для гірських доріг

R, м	250	125	100	60	30
$V_{KРФ}(\varphi_y=0,4, \beta>0)$, км/ч					
$V_{KРФ}(\varphi_y=0,6, \beta>0)$, км/ч					
$V_{KРФ}(\varphi_y=0,8, \beta>0)$, км/ч					
$V_{KРФ}(\varphi_y=0,8; \beta=0)$, км/ч					
$V_{KРОП}(\beta>0)$, км/ч					
$V_{KРОП}(\beta=0)$, км/ч					

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

$$\beta_{KРФ}(\varphi=0,4) = \dots; \beta_{KРФ}(\varphi=0,6) = \dots; \beta_{KРФ}(\varphi=0,8) = \dots; \beta_{KРОП} = \dots$$

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.

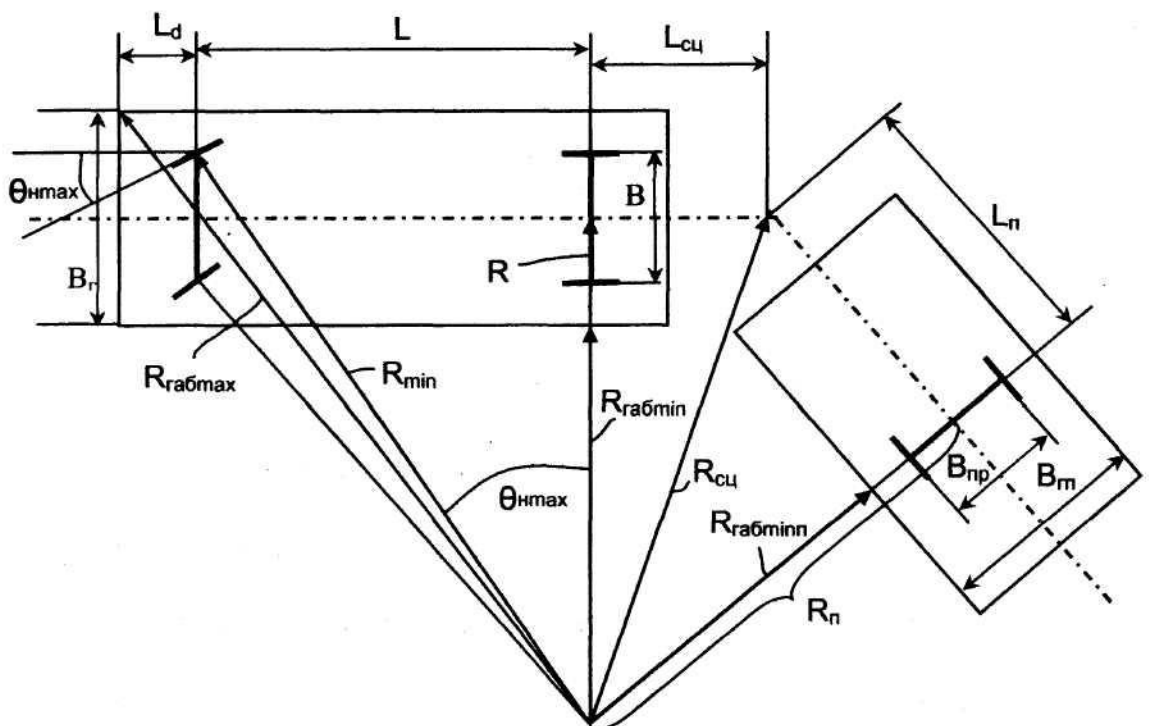


Рисунок 10.1 – Схема повороту автомобіля з причепом

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. $R_{\min} = \frac{L}{\sin \theta_{H\max}}, \quad \theta_{H\max} = \arcsin \frac{L}{R_{\min}}$.
2. $R_{габ\max} = \sqrt{(R + 0.5B_{г})^2 + (L + L_d)^2}$.
3. $R_{габ\min} = \frac{L}{\operatorname{tg} \theta_{\max}} - 0.5B_{г} = R - 0.5B_{г}$.
4. $B_{п} = R_{\min} - (R - 0.5B_{г})$.

де R – кінематичний радіус повороту

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

Визначаємо габаритну смугу руху

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

Для автопоїзда габаритна смуга руху:

$$B_{габАП} = R_{габ\max} - R_{габ\minП};$$

$$R_{габ\minП} = \sqrt{\sqrt{R^2 + L_{сц}^2} - L_{п}} - 0.5B_{гП}$$

10.3 Порядок виконання роботи

1. Розрахунок проводиться для двох варіантів: один автомобіль і автопоїзд (рисунок. 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 – $0,8L$; $L_{сц}$ – приймається рівній довжині заднього звішування автомобіля $+0,2м$.

θ_{\max} 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

Таблиця 10.2 – Результати розрахунків

Варианти:	R_{\min}	$R_{габ\max}$	$R_{габ\min}$ ($R_{габ\min_{АП}}$)	$B_{п}$	R	$B_{габ}$ ($B_{габ_{АП}}$)
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.....	9
Практична робота №3. Динамічний фактор, динамічні характеристика і паспорт автомобіля.....	14
Практична робота №4. Розрахунок прискорень, часу і шляху розгону на кожній передачі та динамічного подолання дорожнього опору.....	18
Практична робота №5. Основи теорії кочення колеса.....	24
Практична робота №6. Гальмівні властивості автомобіля.....	29
Практична робота №7. Паливна економічність автомобіля.....	36
Практична робота №8. Керованість автомобіля.....	42
Практична робота №9. Стійкість руху автомобіля.....	47
Практична робота №10. Маневреність автомобіля.....	50
Додатки.....	52
Рекомендована література.....	54