

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 86 / 1</i>

ЗАТВЕРДЖЕНО

Науково-методичною радою
Державного університету
«Житомирська політехніка»
протокол від 12 вересня 2024 р.
№ 5

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ до лабораторних робіт з дисципліни «Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля»

для здобувачів вищої освіти освітнього ступеня «бакалавр»
спеціальності 274 «Автомобільний транспорт»
освітньо-професійна програма «Автомобільний транспорт»
Факультет комп'ютерно-інтегрованих технологій,
мехатроніки і робототехніки
Кафедра автомобілів і транспортних технологій

Рекомендовано на засіданні
кафедри автомобілів і
транспортних технологій
23 серпня 2024 р., протокол № 7

Розробники: к.т.н., доцент кафедри А і ТТ Дмитро БЕГЕРСЬКИЙ

Житомир
2024

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 2

Методичні вказівки до лабораторних робіт з дисципліни «Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля» для здобувачів вищої освіти освітнього ступеня «бакалавр» спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» освітньо-професійна програма «Автомобільний транспорт» [Електронне видання]. – Житомир: Державний університет «Житомирська політехніка», 2024. – 86 с.

Розробники: к.т.н., доцент кафедри А і ТТ Дмитро БЕГЕРСЬКИЙ

Рецензенти:

Дмитро РУБАН – доктор технічних наук, професор, професор кафедри автомобілів і транспортних технологій.

Володимир ШУМЛЯКІВСЬКИЙ – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій.

Затверджено Вченою радою факультету комп'ютерно-інтегрованих технологій, мехатроніки і робототехніки

(протокол № 6 від «28» серпня 2024 р.)

Методичні рекомендації призначені для забезпечення підготовки, виконання та захисту лабораторних робіт з дисципліни «Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля» студентами освітнього ступеня «бакалавр» спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» освітньо-професійна програма «Автомобільний транспорт».

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 86 / 3</i>

Вступ

Лабораторні роботи з дисципліни «Автомобілі» зі спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» спрямовані на закріплення теоретичного матеріалу, котрий розглядається в лекційному курсі.

У процесі підготовки до лабораторної роботи при вивченні теорії даної теми слід звертати особливу увагу на пошук відповідей на контрольні питання, котрі наведені в кінці кожної лабораторної роботи. Формулювання відповідей дозволить закріпити найважливіші моменти теми, яка вивчається.

Виконуючи практичну частину лабораторної роботи, необхідно звернути увагу на будову, конструкцію, принципи дії елементів автомобіля, методи й умови одержання характеристик, технічні вимоги, прилади й інструмент, нормативно-технічну документацію і небезпечні прийоми роботи.

На кожну лабораторну роботу готується звіт. У звіті формулюється тема, мета роботи, прилади й матеріали, основні моменти теорії, відповіді на контрольні питання, виконуються вимоги до практичної частини лабораторних робіт.

Кожну роботу після її виконання студент захищає. По завершенні лабораторного курсу оформляється загальний звіт, в який включають всі проміжні звіти з кожної роботи.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 4

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №1

“Експериментальне визначення коефіцієнтів опору коченню та зчеплення колісного рушія”

Мета роботи: дослідження показників взаємодії колісного рушія з опорною поверхнею і впливу параметрів колісного рушія та опорної поверхні на значення коефіцієнтів опору коченню та зчеплення.

Обладнання: автомобіль-тягач (лебідка), динамометр, автомобіль з колісним рушієм, що досліджується, інструкція з правил техніки безпеки.

Параметри, що змінюються:

- тип опорної поверхні (суха, волога асфальтобетонна дорога; суха, волога, ґрунтова дорога; площадка з трав'янистим покриттям);
- навантаження на рушій (порожній автомобіль; автомобіль з повним навантаженням);
- тиск повітря в шинах (номінальний - $P_{\text{ном}}$; підвищений – $P_2=1,1 P_{\text{ном}}$; знижений - $P_3=0,8 P_{\text{ном}}$).

Порядок виконання роботи:

1 Встановити необхідні значення тиску повітря в шинах автомобіля і навантаження на рушій. 2.Поставити автомобілі на певну опорну поверхню і з'єднати їх буксирним тросом через динамометр.

3. Під час буксирування зафіксувати значення сили на гаку тягача (при визначенні коефіцієнта опору коченню).

3.1. Під час буксирування загальмувати колеса автомобіля, що буксирується і зафіксувати значення сили на гаку тягача (при визначенні і коефіцієнта зчеплення).

4. Пункти-1; 2; 3; 3. 1 повторити при змінах опорної поверхні, навантаження і тиску повітря в шинах.

5. Побудувати графіки: $f_r=f(G_a)$; $f_r=f(P_{\text{пов}})$; $\varphi=f(G_a)$; $\varphi=f(P_{\text{пов}})$ на різних поверхнях.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 5

6. Зробити висновки щодо впливу на коефіцієнти опору коченню та зчеплення типу і стану опорної поверхні, навантаження на рушій та тиску повітря в шинах.

Теоретичні відомості

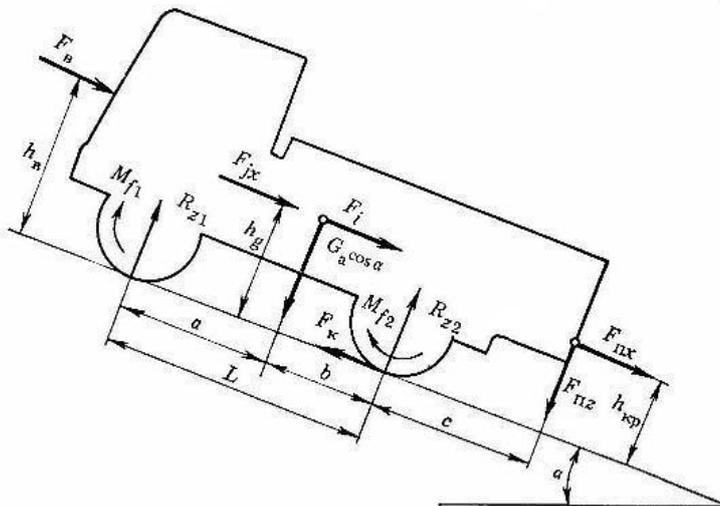
Сили і моменти, що діють на автомобіль.

Визначення швидкостей і прискорень транспортного засобу може бути проведене на основі методик теоретичної механіки. Для спрощення вирішення цієї задачі без суттєвого впливу на точність результату приймають такі припущення:

- Автомобіль симетричний відносно поздовжньої осі;
- Дорожні умови під всіма колесами однакові;
- Взаємні переміщення окремих мас автомобіля відсутні;
- Нормальні реакції дороги прикладені до середини контактної поверхні;
- Сили, що діють на міст, можуть бути приведені до його середини.

Розглянемо в загальному випадку прискорений рух автомобіля-тягача на підйом під кутом α (рис.1.3).

Всі сили, що діють на автомобіль-тягач поділяються на три групи: рушійні, опору руху, нормальні до напрямку руху.



Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 6

Схема сил і моментів, що діють на автомобіль у загальному випадку руху

До першої групи відносяться рушійні сили:

– колова сила на ведучих колесах P_p ; До другої групи – сили опору руху

:

– моменти опору кочення коліс M_{f1} і M_{f2} ;

– сила опору повітря P_w ;

– повздовжня складова сили тяжіння $P_h = G_a \sin \alpha$;

– сила інерції P_j ;

– повздовжня складова сили опору причепа $P_{пшх}$;

До третьої групи – сили, перпендикулярні до опорної поверхні :

- нормальні реакції дороги R_{z1} , R_{z2} ;

- нормальна складова сили тяжіння $G_a \cdot \cos \alpha$;

Сила тяги P_p – колова сила на ведучих колесах - виникає за рахунок крутного моменту, переданого трансмісією від двигуна. Вона визначається за наступною формулою:

$$P_p = \frac{M_k}{r_d}$$

де: M_k – крутний момент на ведучих колесах автомобіля;

r_d – динамічний радіус ведучого колеса.

В свою чергу величина крутного моменту на ведучих колесах автомобіля дорівнює:

$$M_k = M_e \cdot u_k \cdot u_{дк} \cdot u_{рк} \cdot u_0 \cdot u_{бр} \cdot u_{кр} \cdot \eta_T$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 7

де: M_e – крутний момент на колінчастому валу двигуна автомобіля;
 u_i - відповідно передавальні числа (за їх наявності): u_k – коробки передач;
 u_{dk} – додаткової коробки; u_{pk} – роздавальної коробки; u_0 – головної передачі; u_{br}
– бортового редуктора; u_{kr} – колісного редуктора;
 η_T – механічний К.К.Д трансмісії.

Сила опору коченню коліс.

$$P_{fa} = \sum P_{fi} = \sum G_k i f_{gi}$$

Механічну енергію, яка підводиться до колеса , можна виразити у вигляді суми робіт :

$$E_k = A_{ш} + A_z + A_m + A_l + A_w$$

де: $A_{ш}$ – енергія , розсіяна в матеріалі шини (90-95% від E_k);

A_z – енергія витрачена на деформи опорної поверхні;

A_m, A_l – енергія витрачена на тертя і подолання сил липкості;

A_w – енергія витрачена на подолання сил опору повітря.

Поділивши обидві частини цього рівняння на G_k і S – шлях пройдений колесом за одиницю часу , дістаємо шуканий коефіцієнт опору кочення колеса.

$$f = \frac{E_k}{G_k S} = f_{ш} + f_z + f_m + f_l + f_w$$

Експериментальне визначення – при буксируванні

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 8

$$f_a = \frac{P_{fa}}{G_a} = \frac{P_{fa}}{\Sigma(Z_1 + Z_2)}$$

На значення f впливають: тип шини і її конструктивні особливості, тип і стан опорної поверхні, тиск повітря в шині.

Експериментально визначено, що при $V_a \leq 15 \text{ м/с}$ $f = \text{const}$, при збільшенні швидкості він зростає відповідно емпіричній залежності:

$$f = f_0 [1 + (0,006 V_a)^2]$$

де: f_0 - коефіцієнт опору коченню при $v_a \leq 50 \text{ км/год}$,

v_a – поточне значення швидкості руху, км/год.

Значення коефіцієнта опору коченню залежить від типу опорної поверхні:

Дорожні умови	f_0
Асфальтобетон	0,01-0,02
Бруківка суха і мокра	0,018-0,025
Грунтова дорога Суха	0,03 0,20
Мокра	
Пісок	0,1-0,3

Розглянемо природу сили опору ґрунту. Ця сила визначається роботою, яка витрачається на деформацію ґрунту, ковзання шини відносно ґрунту, подолання сил липкості ґрунту до шини, з яких перша складає до 70% (рис.1).

Сила опору ґрунту коченню може бути визначена як відношення роботи, витраченої на переміщення автомобіля на одиницю шляху:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 9

$$P_{f\Gamma} = \frac{A_{\Gamma}}{S}$$

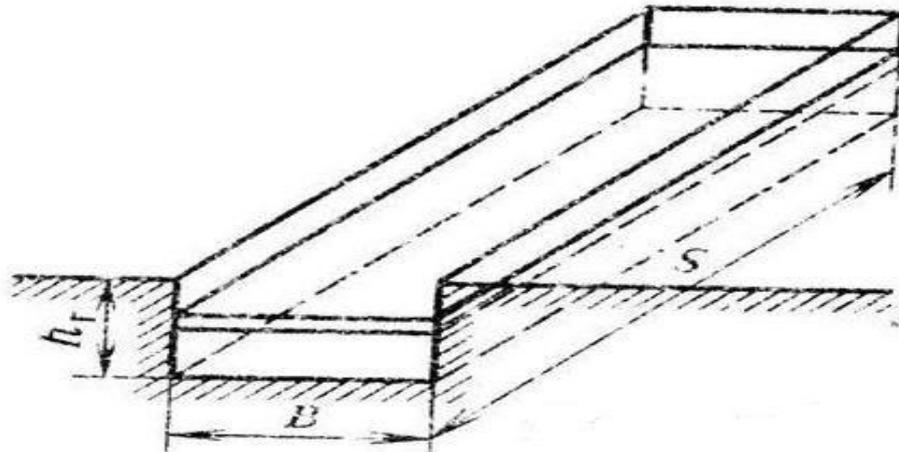
де: $A_{\Gamma} = S \cdot B \cdot \int_0^{h_{\Gamma}} p \cdot dh_{\Gamma}$ – робота, витрачена на деформацію ґрунту;

S – довжина колії;

B – ширина колії;

h_{Γ} – глибина колії;

$p \cdot dh_{\Gamma}$ – залежність нормального тиску колеса на ґрунт від глибини колії.



До визначається роботи, витраченої на деформацію ґрунту

За формулою (6) визначаємо силу опору ґрунту коченню:

$$P_{f\Gamma} = B \cdot \int_0^{h_{\Gamma}} p \cdot dh_{\Gamma}$$

відповідно коефіцієнт опору коченню:

$$f_{\Gamma} = \frac{P_{f\Gamma}}{P_{Z\kappa}} = \frac{B}{P_{Z\kappa}} \int_0^{h_{\Gamma}} p dh_{\Gamma}$$

Оцінка деформативних властивостей ґрунту при зануренні в нього штампа (макета шини) використовують як аналітичні, так і емпіричні залежності, з яких

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 10

найпростіша:

$$p = ch_{\Gamma}^{\mu}$$

де: c та μ – постійні ґрунту, які визначаються за результатами експерименту. Підставивши значення $p = cz^{\mu}$ в попередню формулу можна визначити:

$$f_{\Gamma} = B \cdot ch_{\Gamma}^{\mu+1} / P_z^{(\mu+1)}$$

звідки видно, що залежність $f_{\Gamma} = f(h_{\Gamma})$ нелінійна і зі збільшенням h_{Γ} значення f_{Γ} збільшується.

Для конкретного ґрунту можна визначити h_{Γ} при відомому значенні нормального тиску в контактi

$$h_{\Gamma} = \frac{P^{1/\mu}}{c^{1/\mu}}$$

В свою чергу нормальний тиск в контактi залежить від внутрішнього тиску повітря в шині P_{Π} та тиску в контактi, зумовленого жорсткістю оболонки (каркасу) шини P_o :

– для звичайних сил: $P_{\Pi} > 0,2 \text{ МПа}$ $P_o = 0,01 \dots 0,02 \text{ МПа}$

– для низького тиску шин: $P_{\Pi} < 0,2 \text{ МПа}$

$P_o = 0,03 \dots 0,07 \text{ МПа}$

враховуючи, що $P = P_{\Pi} + P_o$, можна записати:

$$h_{\Gamma} = \frac{(P_{\Pi} + P_o)^{1/\mu}}{c^{1/\mu}}$$

Повне тягове зусилля ведучого колеса обмежується силою зчеплення

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 11

матеріала шини з ґрунтом та опором ґрунту зрізу ґрунтозачепами (рис.2):

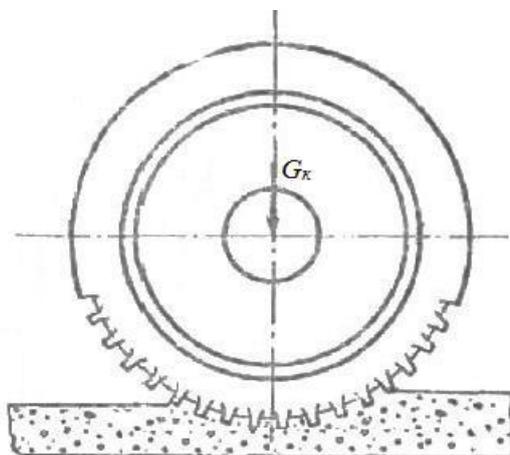


Схема взаємодії протектора еластичної шини з ґрунтом, що деформується.

Сила тертя (зчеплення) матеріала шини із ґрунтом залежить від навантаження ґрунтозачепів на опорну поверхню та коефіцієнта тертя гуми (матеріалу шини) по ґрунту:

$$P_T = K_H \cdot G_K \cdot \varphi_p$$

де: K_H – коефіцієнт насиченості малюнка протектора.

φ_p – коефіцієнт тертя гуми по ґрунту.

Сила зрізу ґрунту, що знаходиться між ґрунтозачепами, залежить від внутрішнього зчеплення частинок ґрунту C_o та внутрішнього тертя φ_o .

Сила внутрішнього зчеплення частинок ґрунту:

$$P_c = C_o \cdot F_K(1 - K_H)$$

Сила внутрішнього тертя в ґрунті:

$$P_{\varphi_o} = \varphi_o \cdot p \cdot F_K(1 - K_H) = \varphi_o G_K(1 - K_H)$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 12

Сила зчеплення колеса з ґрунтом дорівнює:

$$G_k \cdot \varphi_x = P_T + P_C + P_{\varphi O} = (1 - K_H)(C_o F_k + \varphi_o G_k)$$

звідки можна визначити коефіцієнт зчеплення колеса ґрунтом:

$$\varphi_x = \frac{[K_H G_k \varphi_T + (1 - K_H)(F_k C_o + G_k \varphi_o)]}{G_k}$$

Із цієї залежності видно, що коефіцієнт зчеплення в значній мірі залежить від конст-рукції шини, навантаження на колесо та характеристик ґрунту.

Оскільки при проектуванні автомобіля характеристики ґрунтів та навантаження на колесо є заданими величинами, то для збільшення коефіцієнта зчеплення підбираються відповідні шини.

Контрольні питання:

1. Поясніть фізичну суть коефіцієнта опору коченню і назвіть його складові частини.
2. Пояснити, чому одержані методом буксирування значення коефіцієнта опору коченню є завищеними.
3. Поясніть причину підвищення опору коченню під час руху на ґрунтах, що деформуються, в порівнянні з твердим опорними поверхнями.
4. Сила опору коченню, що зумовлена гістерезисом шини, є зовнішньою чи внутрішньою силою відносно автомобіля?
5. В чому фізична різниця коефіцієнта тертя-кочення та опору коченню колеса?
6. Поясніть фізичну суть коефіцієнта зчеплення рушія з опорною поверхнею.
7. Поясніть різницю в значеннях термінів сили тертя і сили зчеплення.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 13

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 2

“Експериментальне визначення кінематичного радіусу колеса з еластичною шиною”.

Мета роботи: визначення кінематичного радіусу пневматичного колеса в залежності від навантаження, тиску повітря в шині і режиму кочення колеса.

Обладнання: автомобіль, рулетка, шинний манометр, ділянки, шляху з сухим асфальтобетонним полотном, з твердою основою і верхнім шаром піщаного ґрунту, кутомір.

Параметри, що змінюються:

- тип опорної поверхні (суха, очищена асфальтобетонна дорога; дорога вкрита шаром піску);
- тиск повітря в шинах (номінальний - $P_{\text{ном}}$; підвищений - $P_{\text{п}}=1,1 P_{\text{ном}}$; знижений - $P_{\text{з}}=0,8 P_{\text{ном}}$).
- навантаження на рушій (порожній автомобіль; автомобіль з повним навантаженням);

Теоретичні відомості

В загальному випадку під час руху автомобіля на колеса діють рушійні і гальмівні сили, сили зчеплення, які утримують його на дорозі, сили, які примушують його змінювати напрям руху.

При взаємодії автомобільного колеса з опорною поверхнею деформується як шина так і поверхня. В залежності від дорожніх умов, типу шини і тиску повітря в ній, по співвідношенню цих деформацій можна вирізнити такі види руху:

- еластичного колеса по твердій поверхні;
- жорсткого колеса по поверхні, що деформується;

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 14

- еластичного колеса по поверхні, що деформується.

Внаслідок деформації колеса змінюються його розміри, точніше відстань від осі колеса до опорної поверхні.

Для розглядання кінематики і динаміки колеса з'ясуємо його радіуси:

– r_n – номінальний (торгівельний) радіус – по маркуванню шини;

– r_b – вільний радіус – радіус колеса при $\omega_k=0$; $G_k=0$;

– r_c – статичний радіус – $\omega_k=0$, $G_k>0$;

– r_d – динамічний радіус – відстань від центра колеса до точки прикладання дотичних сил;

– r_k – кінематичний радіус – відстань від центра колеса до миттєвого центра перекидання колеса.

Вони можуть бути визначені аналітично за формулами:

$$r_{cm} = 0,5d + \lambda_z H$$

де: d – посадочний діаметра шини;

λ_z – коефіцієнт вертикальної деформації ($\lambda_z = 0,85-0,87$ – для тороїдних шин; $\lambda_z = 0,8-0,85$ – аروحних і з регулюванням тиску);

H – висота профілю шини .

В інженерних розрахунках при розгляді кочення колеса твердою поверхнею приймається: $r_d \approx r_c$.

Радіус кочення (кінематичний радіус):

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

Враховуючи деформаційні властивості шини для визначення кінематичного радіусу акад. Є.О.Чудаков запропонував наступну формулу:

$$r_k = r_{k_0} - \lambda_m \cdot M_{кол}$$

де: r_{k_0} – радіус кочення при $M_{кол} = 0$;

λ_m – коефіцієнт тангенційної еластичності шини.

Експериментально кінематичний радіус r_k визначають за формулою:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 15

$$r_k = \frac{S}{2\pi n_k}$$

де: S – шлях, пройдений віссю колеса.

Окрім цього безпосередній радіус кочення колеса залежить від обертового моменту M_k , що йому передається (рис. 1). На рис. 1а ділянки мають такі характеристики: 0-1 і 4-5 – повне проковзування елементів шини щодо опорної поверхні; 1-2 і 3-4 – пружне прослизання й ковзання колеса; 2-3 – пружна деформація коліс; точка 0 і 5 –юз і буксування колеса.

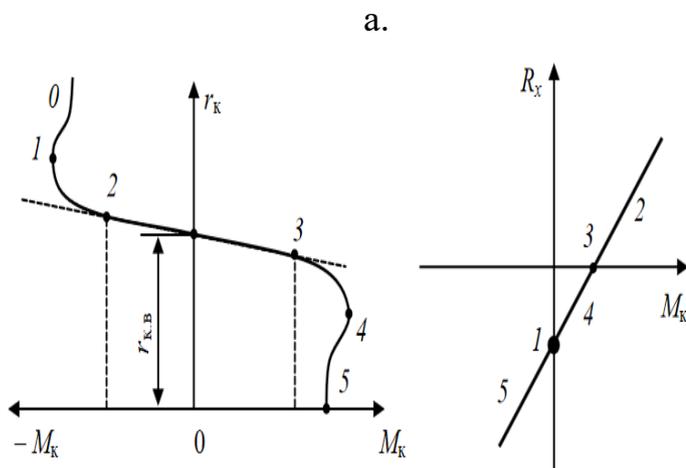


Рис.1. Залежність радіусу кочення колеса від величини крутного моменту.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 16

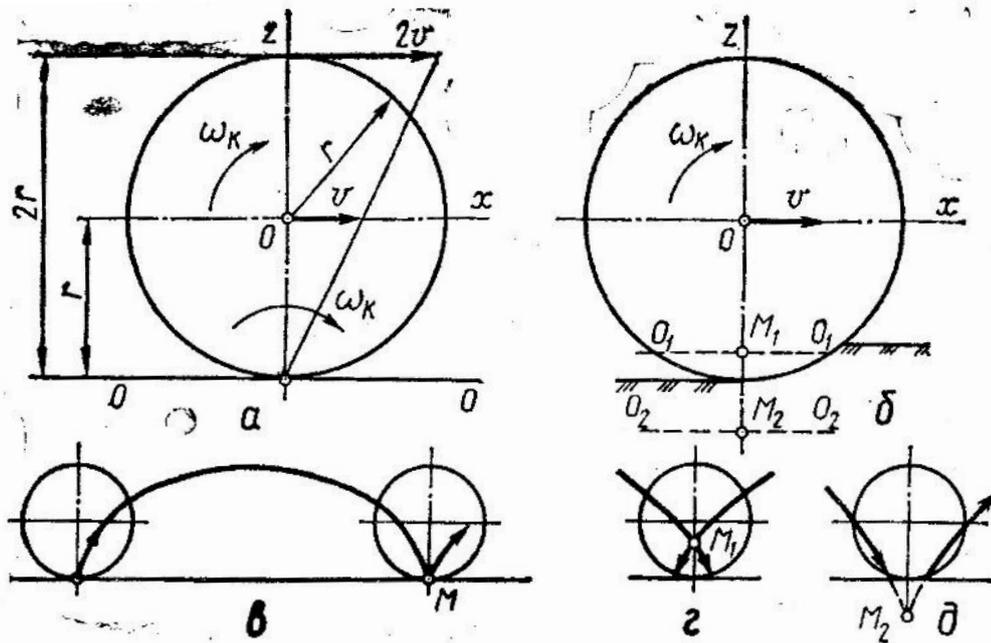


Рис. 4.2. Кінематика колеса

Основою для вивчення кінематики автомобіля є закони теоретичної механіки. Відомо, що у плоскопаралельному русі твердого тіла всі його точки переміщуються по паралельних траєкторіях, тому такий вид руху автомобіля можна розглядати на прикладі руху його центра мас. Далі, нехтуючи відносним переміщенням осі рушія щодо центра мас, дійдемо висновку, що його кінематика адекватно описує плоскопаралельний рух автомобіля. В такому разі кінематика автомобіля та самого рушія тісно взаємо-з'язані.

Кінематика колісного рушія. Згідно з механікою твердого тіла, процес кочення колеса у площині може бути поданий як безперервне його перекидання навколо миттєвої осі, яка рухається по умовній поверхні кочення (рис. 4.2, а).

Оскільки колесо і опорна поверхня — тіла не жорсткі, то застосування відомих залежностей класичної механіки потребує деяких застережень. Так, треба зазначити, що під час кочення шини елементи її протектора, контактуючи з опорною поверхнею, переміщуються відносно центра колеса. Швидкість переміщення їх має три складові щодо власної системи координат. Але завдяки принципу затвердження лінійна швидкість центра колеса, незалежно від його еластичності, визначається формулою Ейлера

$$v = [\omega_k r_k],$$

де ω_k — кутова швидкість обертання колеса; r_k — радіус-вектор, що дорівнює відстані від центра колеса до мит-

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 17

тевої осі обертання, який називається в теорії автомобіля радіусом кочення колеса.

Миттєва вісь обертання M_1 (рис. 4.2, б) або умовна поверхня $O_1 - O_1$ може і не збігатися з дійсною поверхнею кочення $O - O$. Це має місце при складній взаємодії елементів бігової доріжки колеса з опорною поверхнею.

Щоб наочно уявити процеси кочення, простежимо траєкторію, описану точкою, що належить біговій доріжці колеса, у трьох характерних випадках (рис. 4.2, в — д).

Врахуємо, що траєкторія точки має форму циклоїди, якоюсь мірою спотворену через деформацію еластичної шини.

У випадку в циклоїда дотикається до поверхні тільки в одній точці, а це означає, що зміщення елементів бігової доріжки по опорній поверхні немає і відбувається так зване чисте кочення. У другому випадку г циклоїда має петлю, а це означає, що елементи бігової доріжки шини зміщуються по опорній поверхні за час дотику протилежно вектору швидкості осі колеса. Вважається, що кочення здійснюється з частковим буксуванням. Якщо ж циклоїда має витягнуту вперед ділянку дотику (рис. 4.2, д), то колесо котиться з частковим ковзанням.

Окремими випадками руху колеса є:

- 1) обертання на місці — повне буксування;
- 2) переміщення осі колеса без обертання — юз.

Якщо жорстке колесо чисто котиться по жорсткій поверхні, то точки, що лежать на біговій доріжці, описують нормальну циклоїду, а радіус кочення дорівнює радіусу бігової доріжки. В еластичному колесі бігова доріжка має складні деформації, тому чисте кочення неможливе, а теоретичний радіус істотно відрізняється від вільного радіуса недеформованої бігової доріжки:

$$r_0 = L_{\text{ш}}/2\pi,$$

де $L_{\text{ш}}$ — периметр шини по виступах протектора у вільному від навантаження стані, м.

У випадку кочення еластичного деформованого колеса по жорсткій поверхні елементарні площинки протектора шини неминуче рухаються відносно одна одної та ковзають по ній. Значення та напрями переміщень площинок залежать від режиму навантаження колеса. Якщо колесо котиться так, що на поверхні є нерухома точка або зона, то вважається, що має місце теоретичний радіус кочення колеса:

$$r_{\text{т}} = \frac{v}{\omega_{\text{к}}} = r_0 (1 - S_{\text{п}}),$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 18

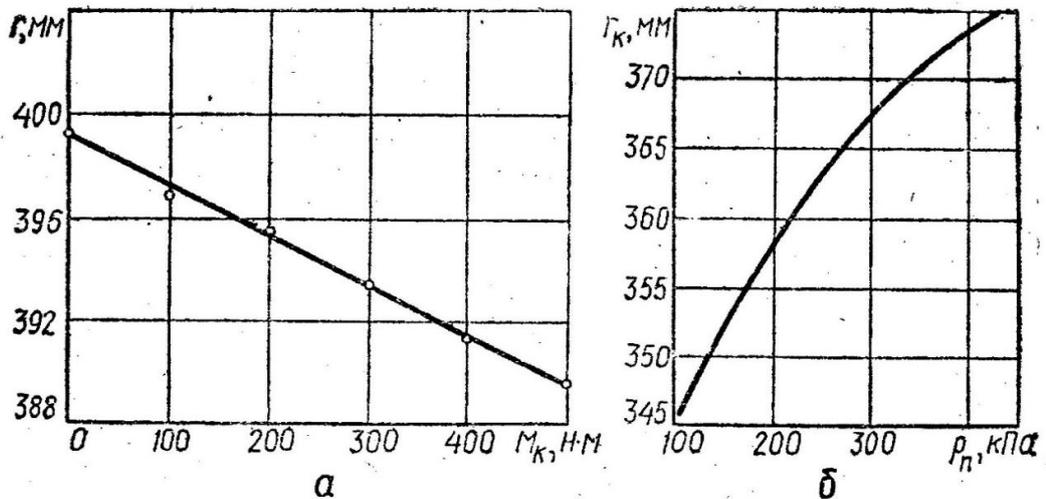


Рис. 4.3. Залежність радіуса кочення колеса від крутного моменту (а) і від тиску повітря в шині (б)

де v , ω_k — лінійна і кутова швидкості колеса відповідно; S_n — коефіцієнт внутрішнього пружного ковзання колеса, зумовлений радіальним і тангенціальним стискуванням матеріалу шини.

Радіус r_t знаходиться десь між значеннями радіусів виступів та основи протектора шини, залежно від пружних властивостей протекторної гуми, брекера та каркаса.

У загальному ж випадку радіус кочення

$$r_k \approx r_0 (1 - S_n - S_0),$$

де S_0 — коефіцієнт поверхневого ковзання, або буксування,

$$S_0 = (v_t - v) / v_t,$$

v_t — теоретична швидкість колеса, м/с,

$$v_t = r_t \omega_k,$$

v — дійсна швидкість колеса.

Зауважимо, що у зв'язку з малою залежністю коефіцієнта S_n від умов експлуатації у теорії автомобіля зручно використовувати формулу

$$r_k = r_t (1 - S_0). \quad (4.1)$$

На твердій шорсткій поверхні між відносними значеннями деформацій бігової доріжки шини і силами, що діють на колесо, є залежність, близька до лінійної. Тому радіус кочення можна виразити лінійною функцією від цих сил (рис. 4.3):

$$r_t = r_0 (1 - K_n M_k - K_G G_k),$$

де K_n , K_G — емпіричні коефіцієнти, які враховують вплив моменту M_k і навантаження G_k відповідно.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 19

опорної поверхні. Оскільки зміна радіуса r , під впливом сил не перевищує 10 %, то у вузівському курсі теорії АТС коефіцієнтами K_H і K_G можна нехтувати і припускати, що теоретичний радіус кочення дорівнює відстані від осі номінально навантаженого колеса до опорної поверхні, яка називається статичним радіусом автомобільного колеса $r_{ст}$ і є стандартною характеристикою шини, наведеною у довідниках.

При коченні колеса по поверхні, що деформується, радіус кочення визначається за формулою (4.1), де коефіцієнт S_6 враховує особливості їх взаємодії.

Численні значення коефіцієнтів буксування або ковзання залежать від фізико-механічних властивостей шини, опорної поверхні і навантажень, які діють на колесо. Ця залежність зумовлена тим, що при взаємодії нежорстких тіл реакції зв'язків їх є функціями деформацій у зоні контакту. В результаті дотична реакція ґрунту є прямим наслідком його дотичного зсуву.

Абстрагуємося від реальної шини і розглянемо на основі теоретичної механіки кінематику автомобільного колеса. Припустимо, що колесо котиться нерівномірно з кутовим прискоренням $\dot{\omega}_k$, але без зовнішнього ковзання, тобто маємо постійний радіус кочення $r_k = r$. У такому разі, якщо колесо обернеться за елементарний час Δt на кут $\Delta\alpha_1$, то його центр пройде по осі x шлях S_1 , що дорівнює довжині дуги $r\Delta\alpha_1$. На наступному відрізку часу $\Delta t_2 = \Delta t_1 = \Delta t$ колесо обернеться на кут $\Delta\alpha_2$ і пройде інший шлях S_2 :

$$\Delta\alpha_2 = \omega_0 \Delta t + \dot{\omega}_k \frac{\Delta t^2}{2} = \Delta\alpha_1 + \dot{\omega}_k \frac{\Delta t^2}{2};$$

$$S_2 = r \left(\Delta\alpha_1 + \dot{\omega}_k \frac{\Delta t^2}{2} \right).$$

Приріст шляху за час Δt

$$\Delta S = S_2 - S_1 = r \dot{\omega}_k \frac{\Delta t^2}{2}.$$

Враховуючи, що при $\Delta t \rightarrow 0$ рух можна вважати рівноприскореним, запишемо

$$\Delta S = W_x \frac{\Delta t^2}{2} = r \dot{\omega}_k \frac{\Delta t^2}{2},$$

де W_x — прискорення колеса по осі x .
У результаті

$$W_x = r \dot{\omega}_k. \quad (4.2)$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 20

Порядок виконання роботи:

1. Встановити необхідні значення тиску повітря в шинах і навантаження на рушій.
2. Встановити автомобіль на дорогу з певним покриттям.
3. Після проїзду певної ділянки визначити шлях, пройдений автомобілем і кути повертання ведучих коліс.
4. Встановити автомобіль у вихідну позицію та пригальмувати ведені колеса стояковим гальмом.
5. Після проїзду певної ділянки визначити шлях, пройдений автомобілем, і кути повертання ведучих і гальмових коліс.
6. Обчислити значення кінематичних радіусів коліс в веденому, ведучому і гальмовому режимах.
7. Пункти 1 - 6 повторити при змінених значеннях тиску повітря в шинах і навантаження на рушій на іншій опорній поверхні.
8. Отримані значення представити у вигляді таблиць.
9. Зробити висновок щодо впливу на величину $r_{ст}$ режимів роботи колеса, величини тиску в шинах, навантаження на рушій і типу опорної поверхні.

Контрольні питання:

1. Порівняйте і поясніть, чому має місце різниця між чисельними значеннями кінематичного радіусу колеса при різних режимах його кочення.
2. Як впливає величина крутного моменту, прикладеного до колеса, на його кінематичний радіус?
3. Дайте визначення кінематичного радіусу колеса.
4. В якому випадку кінематичний радіус колеса має більшу величину, ніж статичний радіус?
5. В якому випадку кінематичний радіус колеса має меншу величину, ніж статичний радіус?

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 86 / 21</i>

6. Поясніть явища ковзання і буксування автомобільного колеса. На яких режимах роботи колеса вони мають місце?

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 22

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №3

“Експериментальне дослідження швидкісних властивостей автомобіля”

Мета роботи: отримання експериментальних даних для побудови графіків часу і шляху розгону автомобіля.

Обладнання: автомобіль з показчиком добового пробігу, секундомір; горизонтальна ділянка дороги з асфальтобетонним покриттям довжиною не меншою 1000 м.

Вимоги до автомобіля: перед проведенням дослідів перевірити і при необхідності виконати необхідні регулювання систем двигуна, ходової частини, рульового приводу; тиск в шинах привести у відповідність до норми; двигун і агрегати трансмісії довести до робочої температури пробігом не менш 50 км.

Теоретичні відомості

До критеріїв оцінки швидкісних властивостей автомобіля відносяться :

- v_{max} – максимальна швидкість автомобіля (100км/год – одиночний автомобіль , 80км/год – автопоїзд)
- $v_{уст}$ – усталена швидкість на затяжних підйомах, км/год.;
- S_j і t_j – шлях і час розгону до певної швидкості, м і с;
- j_a – прискорення автомобіля, м/с².

Оцінка тягово – швидкісних властивостей автомобіля

Найважливішим показником швидкісних властивостей автомобіля є технічна швидкість його руху:

$$V_T = \frac{S}{t}$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 23

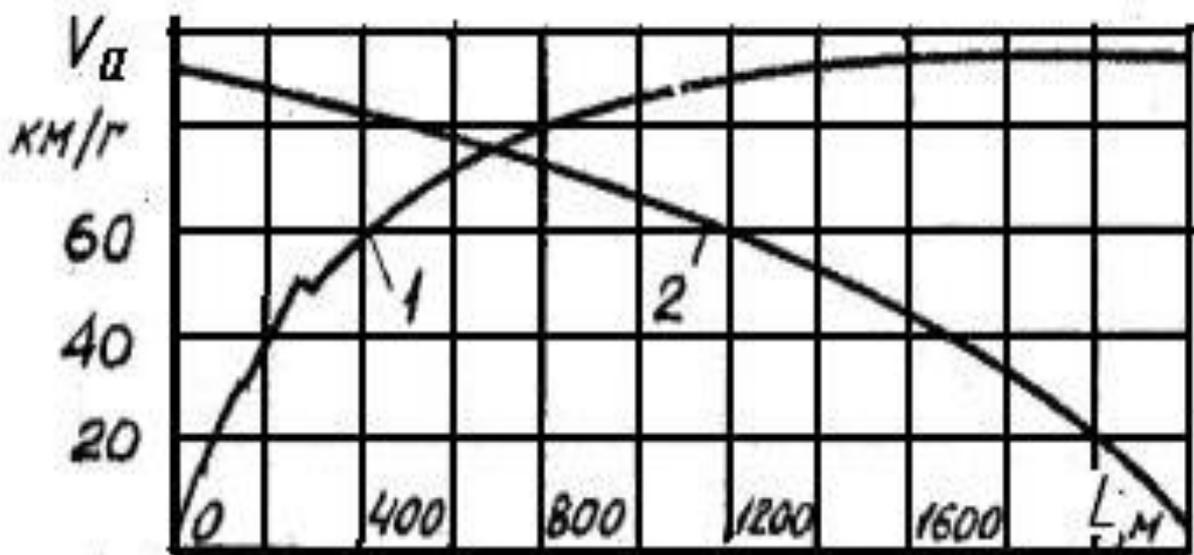
Нормативні документи, які визначають методи швидкісних властивостей, наводять показники, за якими можна провести порівняльну оцінку цих властивостей з урахуванням умов експлуатації.

Основними оціночними показниками є максимальна швидкість і характеристики прийомистості.

Максимальна швидкість автомобіля – це найбільша швидкість якої він досягає на горизонтальній ділянці дороги.

Прийомистість автомобіля – це його здатність інтенсивно збільшувати швидкість руху. До неї належить :

- швидкісні характеристики “розганяння – вибіг”.



Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 24

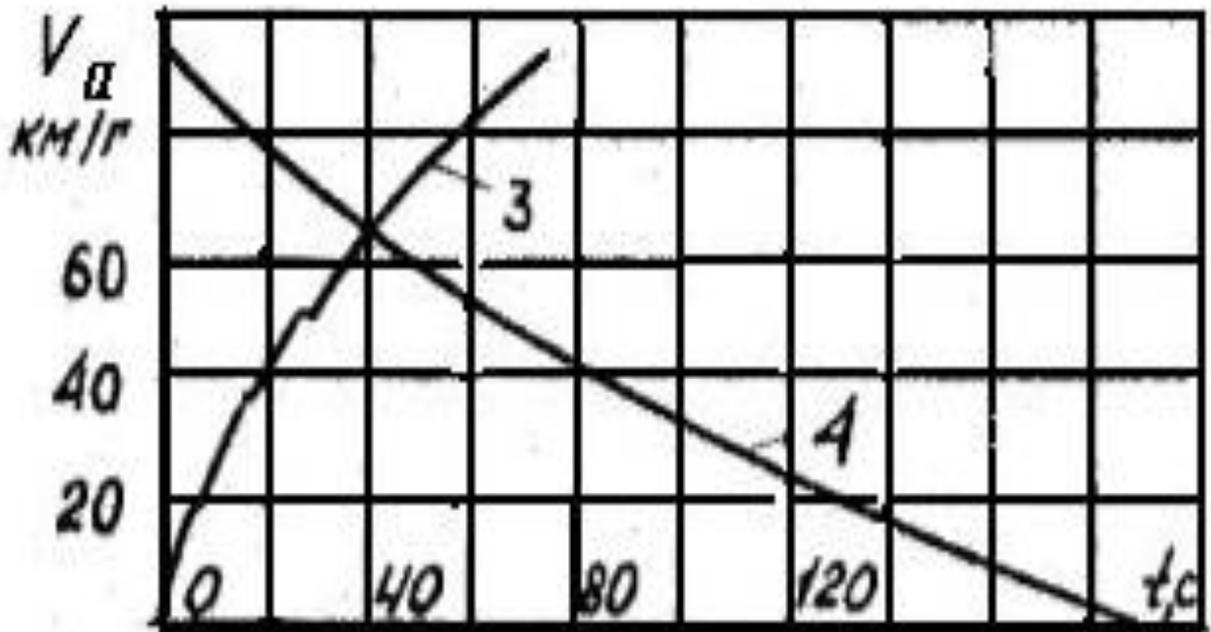


Рис.1. Швидкісна характеристика «розганяння – вибіг»

- розганяння на вищій та передуючій їй передачі;
- час розганяння на ділянках 400м і 1000м;
- час розганяння до заданої швидкості.

При випробуваннях також визначають швидкісну характеристику автомобіля при русі по дорозі із змінним профілем та максимальний підйом, який може подолати.

Ці характеристики можна отримати внаслідок графічного розв'язування рівняння тягового балансу автомобіля, використовуючи тягові і динамічні характеристики, або аналітичним методом.

Максимальну швидкість автомобіля, а також максимальну швидкість при заданому опорі дороги можна визначити його тягові, або динамічні характеристики.

Для знаходження з тягової характеристики максимального кута підйому, який може подолати автомобіль, визначають максимальну колову силу $P_{\text{рmax}}$ при

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 25

$j_a = 0, P_w = 0$, тобто $P_{pmax} = (f + i_{max}) G_a$, $i_{max} = \frac{P_{pmax}}{G_a} - f$ або по його динамічній характеристиці: $i_{max} = D_{max} - f$.

Оцінку прийомистості автомобіля розрахунковим шляхом можна приводити за максимально можливим прискоренням, а також за графіком прискорень:

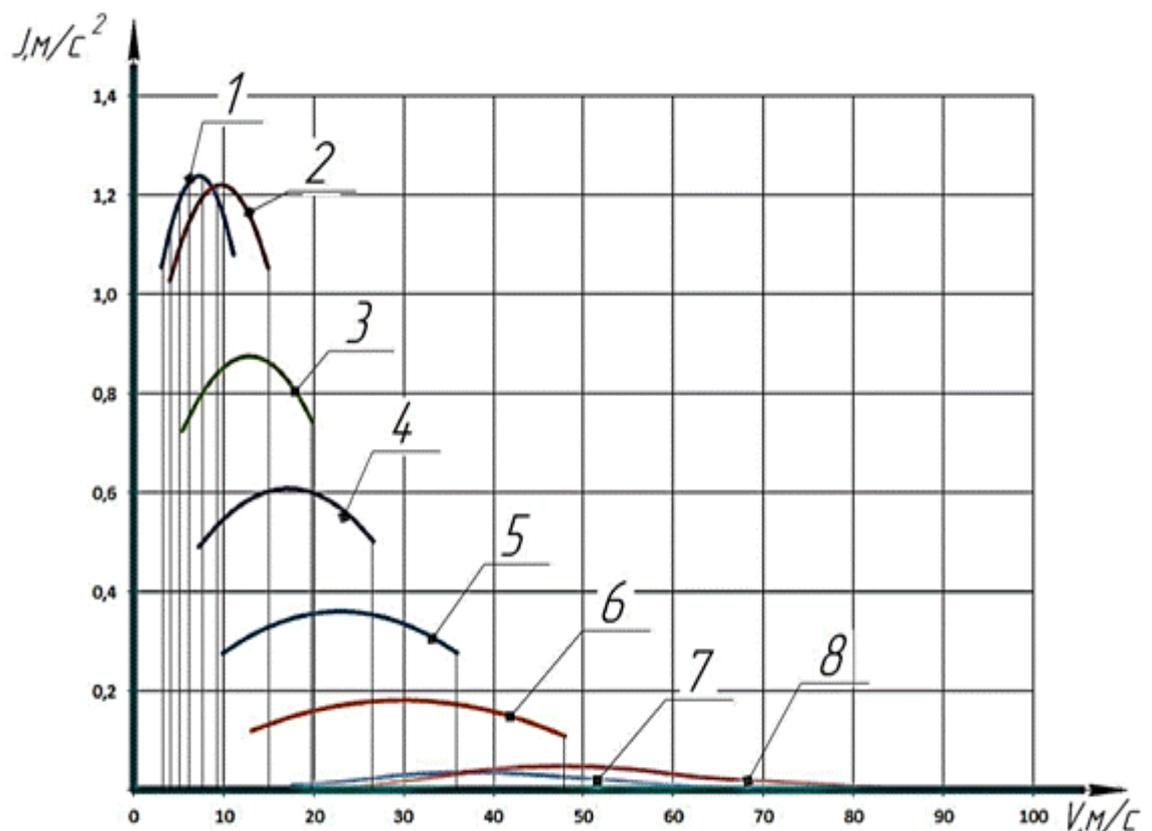


Рис.2. Графік прискорень автомобіля

Максимально можливі прискорення при русі в заданих умовах обчислюють з використанням динамічної характеристики:

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{g}{\sigma} (D - \psi)$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 26

Час розганання автомобіля на певній передачі від швидкості V_{\min} до швидкості V знаходять з таких співвідношень:

$$j = \frac{dV}{dt}; \quad dt = \frac{dV}{j}; \quad t = \int_{v_{\min}}^{v_{\max}} \frac{dV}{j}$$

Інтегрують цей вираз чисельним методом вважаючи, що в мінливому інтервалі швидкостей $\Delta V_i = V_i - V_{i-1}$ рух автомобіля є рівноприскореним, причому $j = \frac{j+j_{i-1}}{2}$. Час руху автомобіля в інтервалі Δt_i при зростанні швидкості на ΔV_i визначається за законом рівномірного руху:

$$\Delta t_i = \frac{\Delta V_i}{j_{cp}} = \frac{2\Delta V_i}{j_i + j_{i-1}} = \frac{2(V_i - V_{i-1})}{g[(D_i + D_{i+1}) - (\psi_i + \psi_{i-1})]}$$

Сумарний час розганання автомобіля на k -тій передачі від V_{k1} до V_{kmax} знаходить, підсумовуючи час розганання в інтервалах.

$$\text{Шлях розганання : } S = \int V dt$$

Величину S визначають чисельними методами. При рівномірному русі в інтервалі швидкостей $\Delta V_i = V_i - V_{i-1}$ шлях, який проходить автомобіль.

$$\Delta S_i = V_{cp} \Delta t = \frac{V_i + V_{i-1}}{2} \Delta t$$

При розгананні від швидкості V_{kmin} до V_{kmax} шлях розганання

$$S = \sum \Delta S_i$$

Характеристики вибігу можна визначити з рівняння тягового балансу при $P_p = 0$. Час і шлях, протягом яких швидкість зменшиться від V_1 до V_2 визначають за формулами :

$$t = \int \frac{dV}{j}; \quad S = \int V dt,$$

а сповільнення по формулі :

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 27

$$J_{сн} = -\frac{g}{\sigma} \left(\psi + \frac{KFV^2}{Ga} \right)$$

Прискорення автомобіля на j-тій передачі (при $\psi = 0,02$, $\delta = 1,03+0,05 u_{кj}^2$)

$$j_{ij} = (dv/dt)_{ij} = (D_{ij} - \psi) \frac{g}{\delta} = (D_{ij} - 0,02) / (1,04 + 0,04 u_{кj}^2) \cdot 9,81.$$

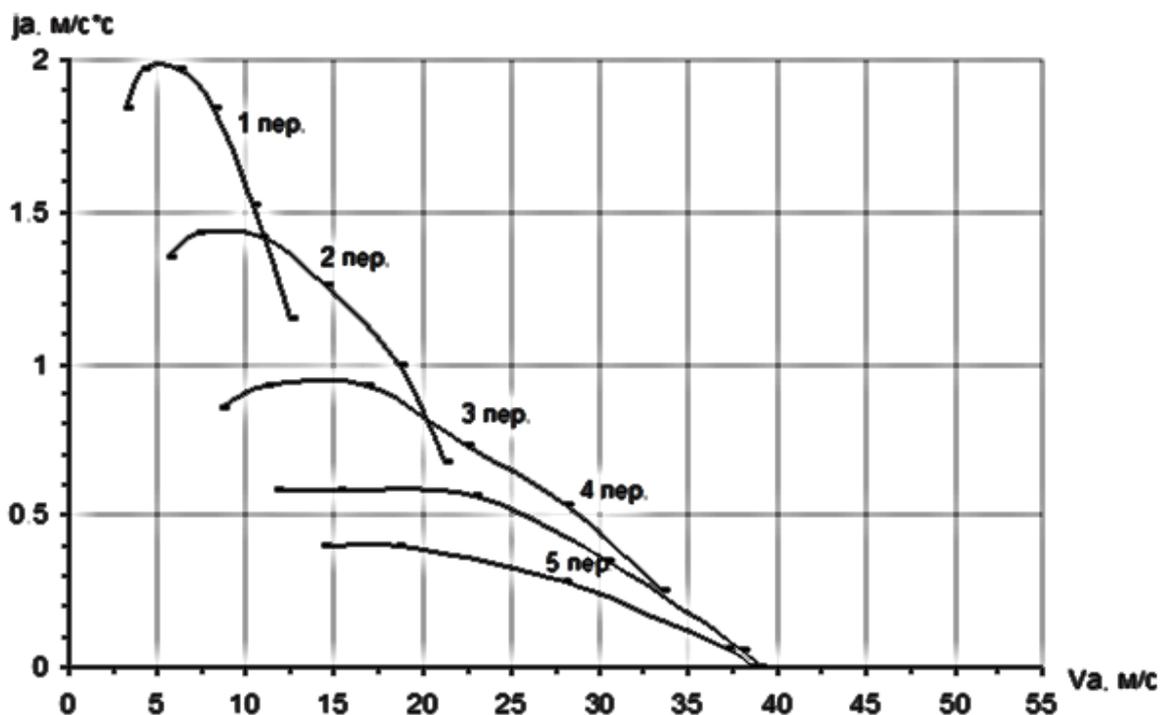
Якщо прийняти величину

$$9,81 / (1,04 + 0,04 u_{кj}^2) = E_j,$$

яка є постійною, то

$$j_{ij} = (D_{ij} - 0,02) E_j.$$

Отримані в результаті обчислень за формулами значення j_{ij} зводимо в таблицю. На основі обчислених даних будують графік прискорень автомобіля.



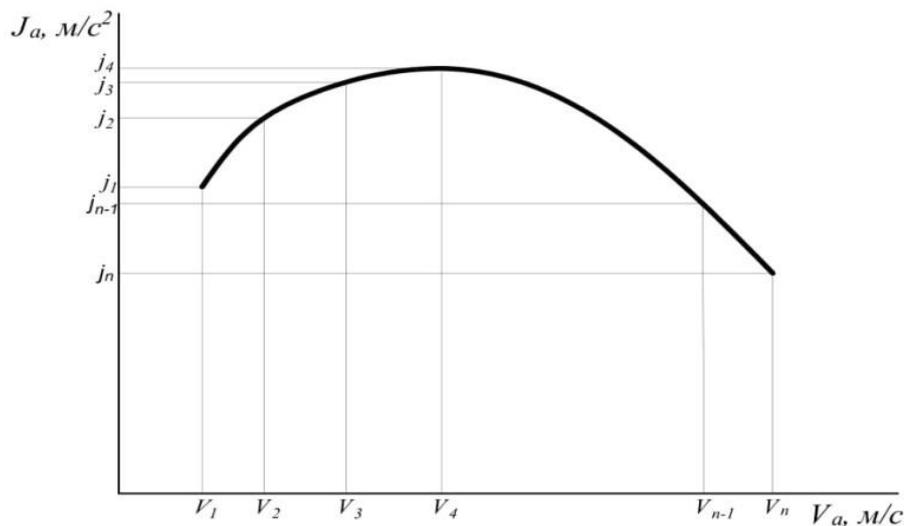
Графік прискорень автомобіля

Побудова графіків часу і шляху розгону автомобіля

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 28

Для побудови графіка часу $v = f(t_a)$ і шляху $v = f(S_a)$ розгону автомобіля графоаналітичним методом використовують графік прискорень автомобіля $j_a = f(v_a)$.

Для цього кожен криву графіка прискорень ділять на кілька інтервалів, кінці яких з'єднують відрізками прямої, тобто представляють її у вигляді кусочно-лінійної функції.



Графік залежності прискорення автомобіля j_a від його швидкості v_a на i -тій передачі

Кінці інтервалів швидкостей і прискорень позначають відповідно $v_{i1}, v_{i2} \dots v_{in}$ і $j_{i1}, v_{i2} \dots j_{in}$. Тоді для кожного інтервалу швидкостей час розгону автомобіля буде дорівнювати:

$$t_{i1} = \frac{2(v_{i1} - 0)}{j_{i1} + 0}, t_{i2} = \frac{2(v_{i2} - v_{i1})}{j_{i1} + j_{i2}}, \dots, t_{in} = \frac{2(v_{in} - v_{in-1})}{j_{in-1} + j_{in}}.$$

Шлях розгону для кожного інтервалу швидкостей:

$$S_{i1} = \frac{0 + v_{i1}}{2} t_{i1}, S_{i2} = \frac{v_{i1} + v_{i2}}{2} t_{i2}, \dots, S_{in} = \frac{v_{in-1} + v_{in}}{2} t_{in}.$$

Знайдені в діапазоні від $v_a = 0$ до $v_a = v_{amax}$ значення t_{in} і S_{in} заносять до табл.1.

Таблиця 1.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	

Результати обчислень часу і шляху розгону автомобіля

	Інтервал швидкості							
	1	2	3	4	5	...	n-1	n
Швидкість в кінці інтервала v_{ai} , м/с								
Прискорення в кінці інтервала j_{ai} , м/с ²								
Час розгону в інтервалі, t_i , с.								
Сумарний час розгону $T = \sum t_i$, с								
Шлях розгону в інтервалі S_i , м								
Сумарний шлях розгону $S = \sum S_i$, м								

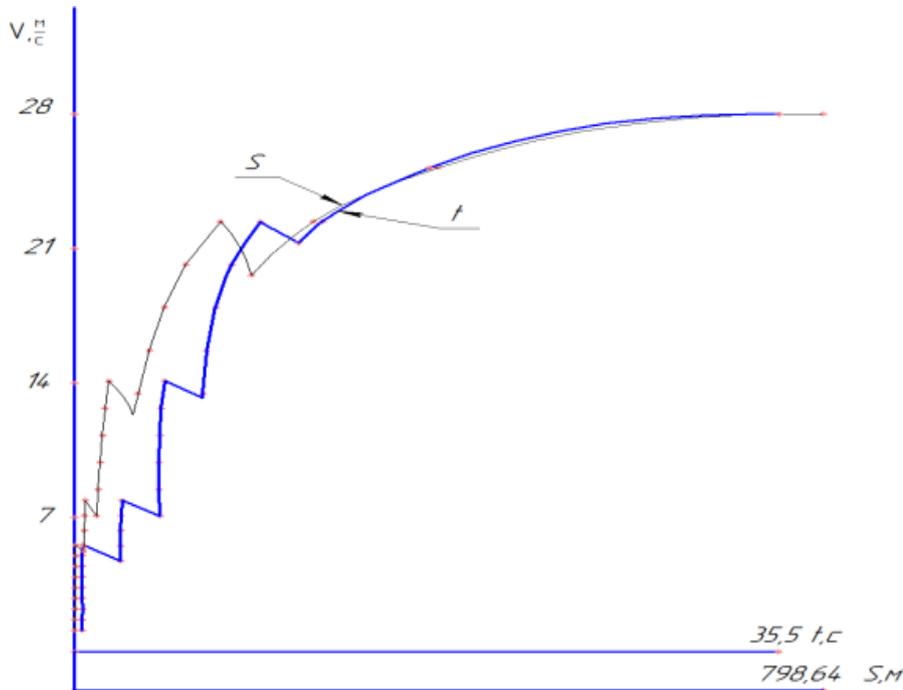
Падіння швидкості під час переключення передач дорівнює

$$\Delta V_n = t_n \cdot g(-2\Psi_1)/\delta_n = t_n \cdot g \cdot \Psi_1/\delta_n,$$

де $t_n=1,5$ с. - час переключення передач; Ψ_1 -коефіцієнт сумарного опору дороги при швидкості автомобіля на початку переключення; δ_n – коефіцієнт врахування мас автомобіля, що обертаються ($\delta_n = 1 + 0.03 \dots 0.05$).

Користуючись розрахунковими даними, будують графіки залежностей $v = f(t_a)$ і $v = f(S_a)$.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 30



Графіки часу та шляху розганяння автомобіля

Порядок виконання роботи:

1. Встановити автомобіль у вихідну позицію на початку горизонтальної ділянки дороги довжиною не менше 1000 м.
2. Виставити показчик пройденого шляху і секундомір на початок відліку.
3. Запустити двигун і увімкнути першу передачу.
4. За командою одночасно з початком руху з максимальним прискоренням увімкнути секундомір.
5. При переключеннях передач і в проміжках між переключеннями одночасно фіксувати швидкість, пройдений шлях та час з початку рушання. Максимальна швидкість не повинна перевищувати дозволеної правилами дорожнього руху для даної категорії дороги.
6. Одержані значення швидкості, шляху та часу включити до таблиці.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 31

7. Пункти 1 - 6 повторити при русі автомобіля даній ділянці дороги в зворотньому напрямку.

8. Одержані дані за пунктами 6 і 7 усереднити і представити у вигляді графіків $V_a=f(t)$,

$$V_a=f(S_a).$$

9. Порівняти одержані дані з паспортними даними автомобіля.

Контрольні питання:

1. Визначити і порівняти прискорення автомобіля на кожній передачі.
2. Пояснити, чому прискорення на нижчих передачах мають більші чисельні значення, ніж на вищих.

3. З'ясуйте поняття динамічності і швидкості автомобіля.

4. Назвіть головні параметри швидкісних якостей автомобіля.

5. Перелічить основні фактори впливу конструкції автомобіля на його швидкісні характеристики.

6. Поясніть, як впливає технічний стан ходової частини автомобіля на показники його швидкісної характеристики.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 32

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №4

“Дослідження гальмових властивостей автомобіля”

Мета роботи: Оцінка гальмових властивостей автомобіля і визначення впливу на гальмові якості конструктивних і експлуатаційних показників.

Обладнання: автомобіль, рулетка 20 м, акселерометр, показчик початку гальмування, ділянка дороги з сухим асфальтобетонним покриттям; ділянка дороги з сухим ґрунтовим покриттям, манометр шинний.

Параметри, що змінюються:

- початкова швидкість автомобіля (30, 40, 50 км/год);
- тиск повітря в шинах (номінальний – $P_{ном}$; підвищений – $P_n=1, 1 P_{ном}$; знижений - $P_3=0, 8 P_{ном}$).
- дорожнє покриття (сухе і вологе асфальтобетонне; сухе і вологе ґрунтове).

ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

Основні визначення, терміни і оціночні показники

Гальмування – процес створення і зміни штучного опору руху автомобіля з метою зменшення його швидкості, зупинки або утримання нерухомим відносно опорної поверхні.

Гальмові властивості - це сукупність властивостей, які визначають максимальне сповільнення руху автомобіля під час його руху на різних дорогах в гальмівному режимі, граничні значення зовнішніх сил, під дією яких загальмований автомобіль надійно утримується на місці або має необхідні мінімальні сталі швидкості під час руху на схилі.

Гальмовий режим – режим при якому до всіх або кількох коліс автомобіля підводиться гальмівні моменти.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 33

Гальмові властивості відносяться до найважливіших експлуатаційних параметрів автомобіля, котрі визначають активну безпеку автомобіля і спрямовані на зменшення вірогідності ДТП, тому вони регламентовані рядом міжнародних документів, в тому числі правилами № 13 Європейської Економічної Комісії ООН. На основі цих правил повинні встановлюватися національні стандарти.

Оціночними показниками ефективності робочої та запасної гальмівної системи є *стале сповільнення* – $j_{ст}$, яке відповідає руху автомобіля при постійному зусиллі на гальмівній педалі в умовах, передбачених стандартом, і *мінімальний гальмівний шлях* – S_{τ} , відстань, котру проходить автомобіль з моменту натискання на педаль до зупинки.

Для автопоїздів додатково оціночний показник – *час спрацювання* – $\tau_{спр}$ – час з моменту натискання на гальмівну педаль до досягнення $j_{ст}$.

При стендових випробуваннях оціночними показниками є сумарна гальмівна сила ΣP_{τ} , і час спрацювання $\tau_{спр}$ або спільна питома гальмівна сила

$\delta = \frac{\Sigma P_{\tau}}{G_a}$, час спрацювання і коефіцієнт осьової нерівності гальмівних сил k_H .

$$k_H = \frac{P_{\tau л} - P_{\tau п}}{P_{\tau л} + P_{\tau п}}$$

де: $P_{\tau л}$ – сумарна гальмівна сила коліс лівого борту автомобіля;

$P_{\tau п}$ – сумарна гальмівна сила коліс правого борту автомобіля.

Оціночний показник стоянкової гальмівної системи є сила $\Sigma P_{\tau c}$, допоміжної гальмівної системи – стала швидкість під час руху під ухил (нормована $v_{гд}$).

Сили що діють на автомобіль при гальмуванні

Гальмівними силами, які зберігають сповільнення автомобіля, є гальмівні сили $P_{\tau 1}$ і $P_{\tau 2}$, які діють в площині контакту коліс з дорогою та спрямовані

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 34

протилежному напрямку руху автомобіля. При достатньому зчепленні сили P_{τ_1} і P_{τ_2} визначаються гальмівними моментами гальмівних механізмів коліс:

$$P_{\tau_i} = \frac{M_{\tau_i}}{r_d}$$

При цьому їх максимальні значення обмежено умовами зчеплення коліс з полотном дороги:

$$P_{\tau_i} = \varphi \cdot R_{z_i}$$

Крім гальмівних сил при гальмуванні автомобіля на нього діють сили: опору кочення P_{f_1} ; опору підйому P_h ; опору повітря P_w :

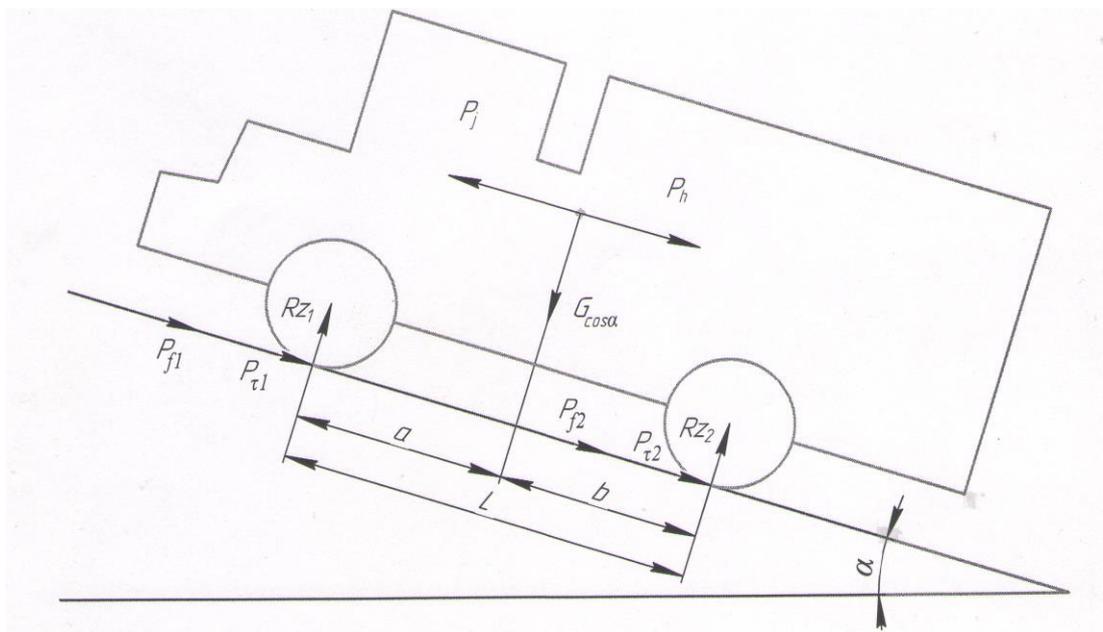


Схема сил, що діють на автомобіль при гальмуванні в загальному випадку руху

Сума проєкцій всіх сил на площину, паралельну опроній поверхні дорівнює сили інерції автомобіля:

$$\delta_{\tau} \cdot M_a \cdot j_{\Gamma} = P_{\tau_1} + P_{\tau_2} + P_{f_1} + P_{f_2} + P_h + P_w$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 35

де δ_τ – коефіцієнт, котрий враховує інерцію обертових мас автомобіля при гальмуванні, $\delta_\tau = 1,03 \dots 1,05$.

Позначимо

$$P_{\tau_1} + P_{\tau_2} = P_\tau = \gamma_\tau \cdot M_a \cdot g = \gamma_\tau \cdot G_a$$

де: γ_τ – питома гальмівна сила

$$\gamma_\tau + \frac{k_w \cdot F \cdot U_a^2}{G_a} = D_\tau$$

де: D_τ – гальмівний фактор.

Підставивши значення (6) в рівняння (3) отримуємо:

$$j_\tau = \frac{g}{\delta_\tau} (D_\tau + \psi)$$

Гальмівна сила досягає максимального значення при певному значенні проковзуванні в зоні контакту колеса з дорогою. При однакових значеннях коефіцієнта проковзування всіх коліс можливо запобігти їх блокуванню і повністю реалізувати силу тяжіння.

Для забезпечення однакового ковзання всіх необхідно щоб питомі гальмівні сили γ_{τ_i} на всіх колесах були однакові.

$$\gamma_{\tau_i} = \frac{P_{\tau_i}}{P_{z_i}}$$

Тобто, необхідно, щоб гальмівні сили розподілялися пропорційно навантаженням на вісь, або нормальним реакціям опроної поверхні R_z .

Враховуючи схему сил, які діють на автомобіль під час гальмування на горизонтальній поверхні:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 36

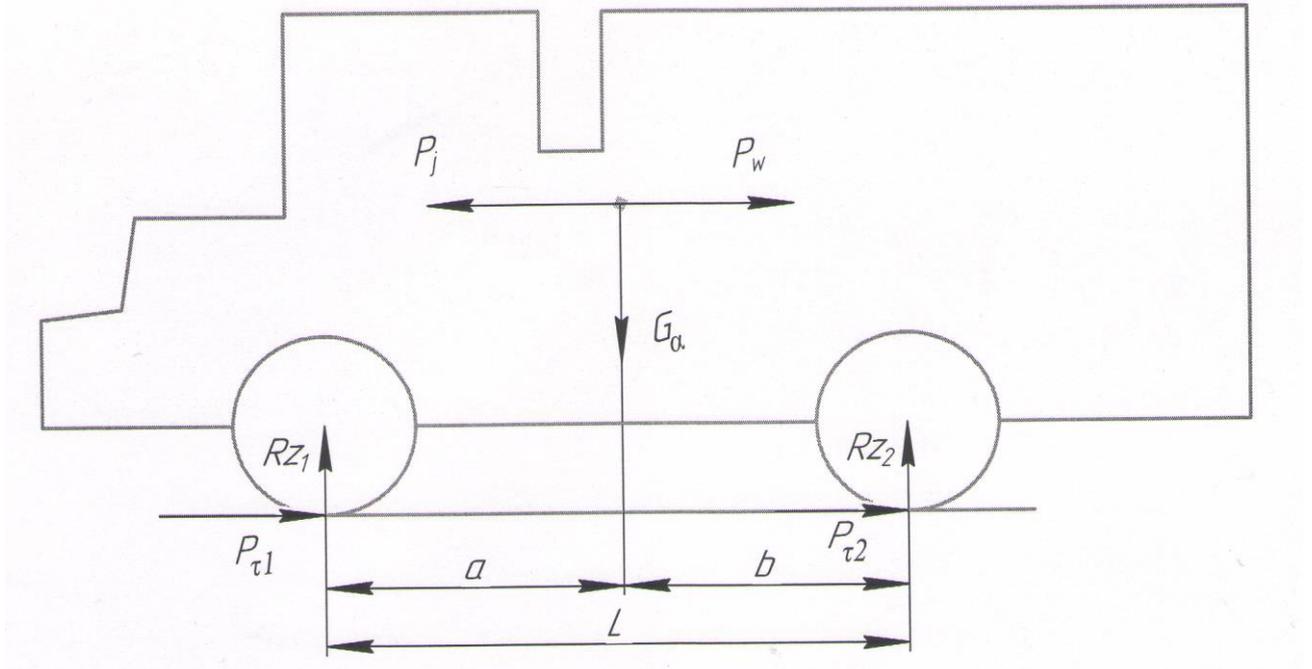


Схема сил, що діють на автомобіль при гальмуванні на горизонтальній ділянці дороги

$$R_{z_1} = \frac{1}{L} (G_a \cdot b + P_j \cdot h_g) = \frac{G_a}{L} (b + \gamma_\tau \cdot h_g)$$

$$R_{z_2} = \frac{1}{L} (G_a \cdot a + P_j \cdot h_g) = \frac{G_a}{L} (a + \gamma_\tau \cdot h_g)$$

При гальмуванні з максимальною інтенсивністю і повному використанні колесами зчіпних сил:

$$P_\tau = \varphi \cdot R_{z_1} + \varphi \cdot R_{z_2} = \varphi \cdot G_a$$

тобто, при повному використанні зачепних властивостей питома гальмівна сила автомобіля дорівнює коефіцієнту зачеплення:

$$\gamma_\tau = \varphi$$

При цьому досягається максимально можливе сповільнення автомобіля і гальмовий фактор дорівнює:

$$D_\tau = \varphi_{\max} + \frac{K_w \cdot F \cdot v_a^2}{G_a}$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 37

$$j_{\max} = \frac{g}{\delta_{\tau}} \left(\varphi_{\max} + \frac{K_w \cdot F \cdot v_a^2}{G_a} + \psi \right)$$

якщо ж не враховувати опорів повітря і коченню, то сповільнення дорівнює:

$$j_{\max} = g(\varphi_{\max} \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) = (\varphi_{\max} \pm i)g$$

Сповільнення автомобіля та шлях гальмування

Якщо на початку гальмування швидкість автомобіля v_{a_0} , то через час t вона дорівнюватиме:

$$v_a = v_{a_0} - j_{\text{сп}} \cdot t$$

де $j_{\text{сп}}$ – сповільнення автомобіля при гальмуванні

В диференціальному вигляді рівняння:

$$\frac{dv_a}{dt} = -j_{\text{сп}}$$

$$\text{звідки: } dS = (v_{a_0} - j_{\text{сп}} \cdot t) \cdot dt$$

Після інтегрування визначимо, що

$$S_{\text{ог}} = v_{a_0} \cdot t - \frac{j_{\text{сп}} \cdot t^2}{2} + c$$

але при $t = 0$, $S_{\text{ог}} = 0$ і $c = 0$, тобто

$$S_{\text{ог}} = v_{a_0} \cdot t - \frac{j_{\text{сп}} \cdot t^2}{2}$$

Час гальмування:

$$t = \frac{v_{a_0} - v_a}{j_{\text{сп}}}$$

з урахуванням цього шлях гальмування:

$$S_{\text{ог}} = \frac{v_{a_0}^2 - v_a^2}{2j_{\text{сп}}} = \frac{v_{a_0}^2 - v_a^2}{2g(\varphi_{\max} \pm i)}$$

$$S_{\text{ог}} = \frac{v_{a_0}^2 - v_a^2}{2j_{\text{сп}}} = \frac{v_{a_0}^2 - v_a^2}{2g(\varphi_{\max} \pm i)}$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 38

Отриманні значення $S_{ог}$ і $j_{сп}$ не враховують впливу конструктивних параметрів гальмівної системи зокрема і транспортного засобу в цілому, тому з метою наближення результатів розрахунку до експериментальних даних, в формули визначення $S_{ог}$ і $j_{сп}$ потрібно ввести коефіцієнт ефективності гальмування k_c , тобто:

$$S_{г} = k_c \frac{v_{ао}^2 - v_a^2}{2j_{сп}}$$

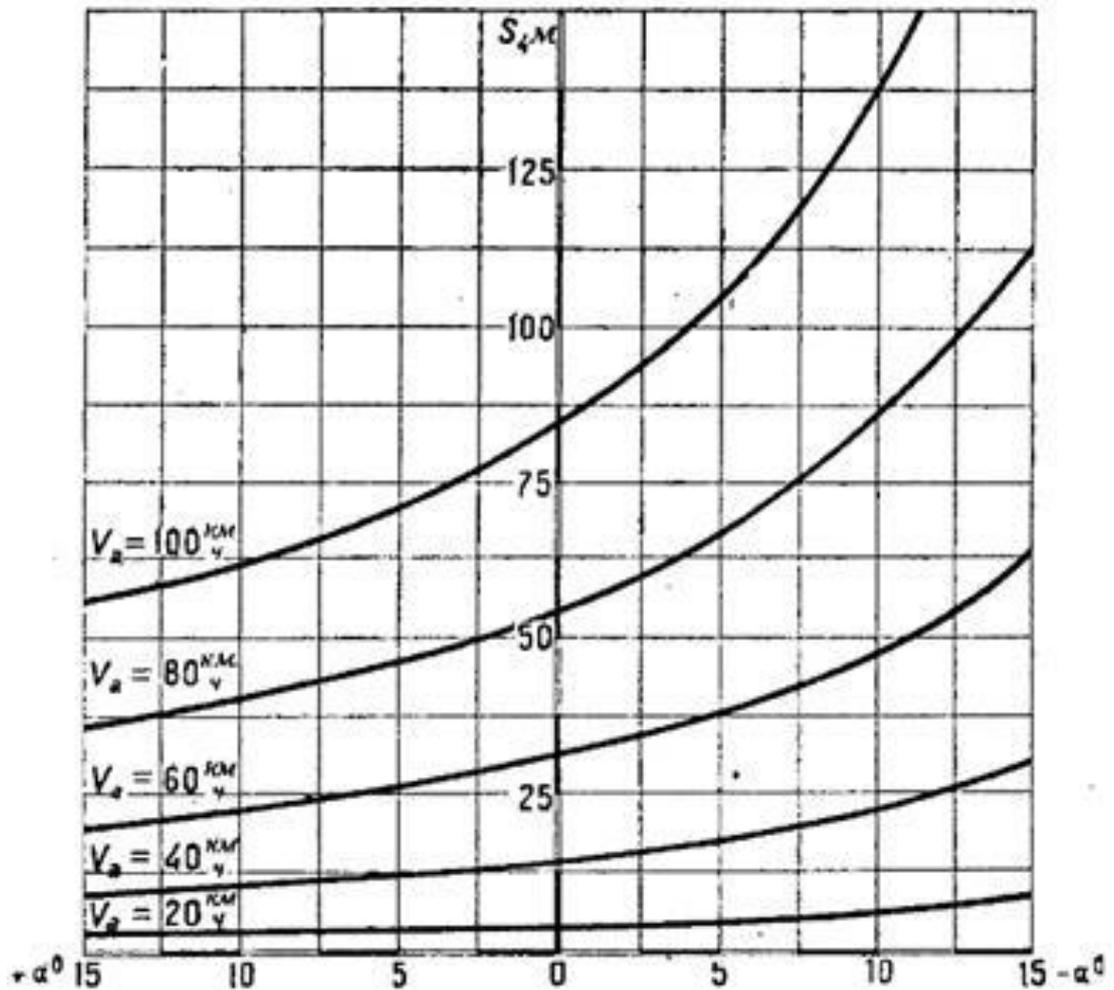
$$j_{сп} = \frac{Q_{маx} \pm j}{K_c} g$$

де: $k_c = 1,2$ – для легкових автомобілів } при $\varphi \geq 0$
 $k_c = 1,3 \dots 1,4$ – для вантажних автомобілів }

$k_c = 1,0$ – для всіх автомобілів при $\varphi < 0,4$

На рис. показані залежності величини гальмівного шляху від початкової швидкості автомобіля v_a , коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою φ та кута поздовжнього нахилу дороги α (знак «+» - рух на підйом, знак «-» - на спуск).

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 39



Залежності величини гальмівного шляху від початкової швидкості автомобіля v_a , коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою φ та кута поздовжнього нахилу дороги α

Шлях зупинення автомобіля – шлях, який проходить автотранспортний засобів від моменту виявлення водієм небезпеки до повної зупинки:

$$S_z = v_0 (\tau_p + \tau_{зпр} + 0,5\tau_{зр}) + \frac{v_{a0}^2}{2j_{сп}}$$

де: τ_p – час реакції водія;

$\tau_{зпр}$ – час спрацювання гальмівного приводу;

$\tau_{зр}$ – час зростання гальмівного зусилля;

В розрахунках S_z приймаються:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	<i>Екземпляр № 1</i>	

$$\tau_p = 0,8\text{с};$$

$$\tau_{зпр} = 0,2\text{с} \text{ – для гідравлічного приводу};$$

$$\tau_{зпр} = 0,6\text{с} \text{ – для пневматичного приводу};$$

$$\tau_{зр} = 0,5\text{с}.$$

За час реакції водія t_p , який складається з часу психічної та фізичної реакцій, водій оцінює обставини і переносить ногу на педаль гальма. Залежно від індивідуальних особливостей людини, її стану, часу року і доби він коливається $t_p = 0,3...1,5$ с. Проте в розрахунках беруть середнє значення часу реакції водія $0,8...1$ с. За цей час вважається, що швидкість автомобіля не змінилася, а уповільнення дорівнює нулю.

$t_{зпр}$ – час запізнювання приводу – 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 приводу (гідравлічний, пневматичний), конструкції гальмівних механізмів (дискові, барабанні). Беруть для гідропривода з дисковими механізмами $t_{зпр} = 0,05...0,07$ с., а з барабанними – $t_{зпр} = 0,07...0,15$ с. Якщо привід пневматичний $t_{зпр} = 0,15...0,3$ с. За час t_z швидкість не змінюється, а уповільнення дорівнює нулю.

t_n – час наростання уповільнення – за цей час уповільнення змінюється від нульового значення до максимального, обмеженого зчїпними 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 приводу. Якщо привод гідравлічний, тоді $t_n = 0,05...0,15$ с, якщо привод пневматичний $t_n = 0,15...0,4$ с.

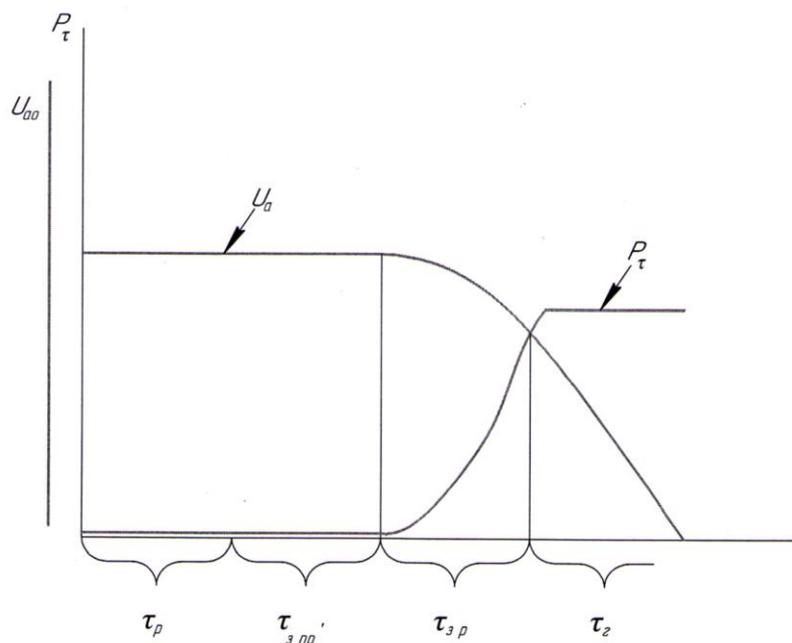
Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 41

Сума $t_n + t_{зпр} = t_c$ називається часом спрацьовування гальмівної системи. Згідно із Правилами № 13 ЄЕК ООН ця сума повинна бути не більше ніж 0,6 с ($t_c < 0,6$ с).

t_2 – час гальмування з постійним уповільненням. Графіком уповільнення на цій ділянці буде пряма, паралельна осі абсцис. Якщо уповільнення постійне, тоді швидкість руху автомобіля на цій ділянці буде похила лінія;

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

Графічна залежність $P_\tau = f(t_a)$ і $v_{a_0}^2 = f(t)$ мають вигляд:



Графіки зміни гальмівної сили і швидкості руху автомобіля від часу гальмування.

Для забезпечення максимальних сповільнень автомобіля при гальмуванні, особливо на слизьких дорогах, з одночасним збереженням стійкості руху і керованості, величина гальмівних моментів на колесах кожної осі повинні бути пропорційними осьовим навантаженням на дорогу.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 42

При незмінному співвідношенні гальмівних моментів на колесах передньої та задньої осі $M_{\tau 1}$ та $M_{\tau 2}$, тобто $\frac{M_{\tau 1}}{M_{\tau 2}} = C_T = const$ максимальна ефективність гальмування може бути досягнута тільки при одному значенні коефіцієнта зчеплення φ_0 , що дорівнює:

$$\varphi_0 = \frac{aC_T - b}{h_g(1 + C_T)}$$

При $\varphi > \varphi_0$ в цьому випадку – ковзання задніх коліс; $\varphi < \varphi_0$ – ковзання передніх коліс.

Конструктивні та експлуатаційні фактори, що впливають на гальмові властивості автомобіля.

Експлуатаційні фактори, що справляють вплив на гальмівні властивості автомобіля, умовно можна поділити на технічні (пов'язані з технічними несправностями гальмівної системи) і дорожні. Робота гальмівних механізмів супроводжується зношенням поверхонь фрикційних накладок і гальмівних барабанів (дисків), що призводить до утворення збільшеного проміжку. За результатами експериментальних досліджень збільшення середнього проміжку в усіх гальмівних механізмів на 0,5 мм (автомобіль повною масою 12 т із повітряним приводом гальм) збільшує довжину гальмівного шляху приблизно на 15-20%. На автомобілях з гідравлічним приводом зміни проміжку в гальмівних механізмах з 0,25 до 0,5 м викликає зміну часу спрацювання гальмівного привода з 0,16-0,25 с до 0,4-0,45 с, а шлях гальмування збільшується на 25%. Гальмівні властивості погіршуються також через потрапляння на поверхні тертя гальмівних механізмів води чи бруду. Аналіз статистичних даних показує, що із загальної кількості ДТП, викликаних технічними причинами, близько 20% відбувається через несправність гальмівної системи. Можливість реалізувати гальмівні сили, що розвиваються гальмівними механізмами автомобіля,

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 43

залежить від стану покриття доріг і протектора шин. Мінімальна висота протектора шин автомобілів регламентована правилами дорожнього руху. Нове дорожнє покриття має шорсткувату поверхню, мікроскопічні виступи якої, вдавлюючись у шину, збільшують їхнє зчеплення з дорогою. При зношенні покриття мікронерівності згладжуються, поверхня покриття втрачає шорсткість і коефіцієнт зчеплення зменшується. Для збільшення коефіцієнта зчеплення ф застосовують поверхневу обробку покриття, що полягає в розливі на дорозі в'язкого матеріалу (наприклад, рідкого бітуму), розсипанні по ньому дрібного щебеню і наступному його укоченню котками. Покриття з такою обробкою в сухому стані практично відповідає асфальтобетонному, а в мокрому стані безпечніше, оскільки рівень коефіцієнта зчеплення у нього знижується менше, ніж на гладких покриттях без обробки. При русі автомобілів по дорозі з низькими значеннями ф зникає розходження в гальмівних властивостях автомобілів різних типів, характерне при гальмуванні на сухих покриттях.

Величина гальмівного шляху залежить від багатьох чинників, а саме:

1. Від технічного стану транспортного засобу (знос і тиск повітря в шинах, стан гальмівної системи);
2. Від маси автомобіля (при збільшенні маси – довше гальмівний шлях);
3. Від швидкості руху;
4. Від якості дорожнього покриття;
5. Від стану дороги (при сухому, вологому, вкатуаному снігом покритті або в ожеледь – різний коефіцієнт зчеплення коліс автомобіля з дорогою);
6. Від наявності на дорозі вибоїн, нерівностей.

Експериментальні методи визначення ефективності гальмівних систем

За прийнятими на цей час стандартами [13] випробування з визначення ефективності робочої гальмівної системи поділяють на три типи: випробування

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 44

типів 0, I і II. Випробування - типу 0 призначені для оцінки ефективності робочої гальмівної системи при «холодних» (температура барабана або диска менша ніж 100 °С) гальмівних механізмах. При випробуваннях типів I і II (тип II - тільки для категорій M2, M3, N3 і O4) визначають ефективність робочої гальмівної системи при нагрітих (за методикою стандарту) гальмівних механізмах. Нормативні значення ефективності робочої і запасної гальмівних систем, як нових, так і автомобілів, що знаходяться в експлуатації, повинні відповідати нормативним значенням результатів випробувань типу 0, а при випробуваннях типу I становити 0,8; типу II -0,75 наведених значень у табл. 3.1.. Для автомобілів, що знаходяться в експлуатації, j_{cm} зменшена приблизно на 25%, а τ_{cn} збільшено до 0,5 с (для гальмівних систем з гідроприводом) і $\tau_{cn} \leq 0,8$ с (з іншими типами приводу). Нормативне значення S_z на дорозі з високим коефіцієнтом зчеплення з різною початковою швидкістю V_n при дії робочої гальмівної системи визначають за формулою:

$$S_T = A \cdot V_{II} + \frac{V_{II}^2}{26j_{CT}}$$

де: А-коефіцієнти, залежні від категорії і підкатегорії АТЗ.

Для нових АТЗ нормативні значення j_{cm} і S_z наведено в табл. Нормативні значення ΣP_2 стоянкової гальмівної системи нових автомобілів передбачають утримання їх на ухилі не менше: 25% - категорія М, 20% - N_i, 18% - категорія O_i автопоїзди. Для автомобілів, що знаходяться в експлуатації, стоянкова гальмівна система має утримувати їх на ухилі 16% (при повній масі), а в спорядженому стані -23% (категорія М) і 31% (категорія N).

Таблиця

Нормативні значення j_{cm} і S_z

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	

Категорія	M1	M2	M3	N1	N2	N3
j_{cm} , м/с ² , не менше:	1	6	6	5,5	5,5	5,5
- робочої гальмівної системи						
- запасної гальмівної системи	2.9	2.5	2.5	2.2	2.2	2.2
$S_{2,м}$:						
-при включеній робочій гальмівній системі	43,2	32,1	32,1	46,9	26,5	18,4
-при включеній запасній гальмівній системі	92,9	64.4	64,4	98,3	52.7	35,2

Допоміжна гальмівна система нових автомобілів повинна самостійно забезпечити його рух зі швидкістю $V = 30 \pm 2$ км/год на ухилі 7% довжиною 6 км, а для автомобілів, що знаходяться в експлуатації, при V від 35 до 25 км/год має забезпечуватися $j_{cm} \geq 0,5$ м/с² (при повній масі) $j_{cm} > 0,8$ м/с² (при спорядженій масі).

Порядок виконання роботи:

1. Встановити автомобіль у вихідне положення на початку випробувальної ділянки з сухим асфальтобетонним покриттям; тиск повітря в шинах номінальний; встановити акселерометр.
2. Розігнати автомобіль до швидкості 30 км /год. і різко загальмувати.
3. Виміряти і записати значення гальмового шляху; зафіксувати уповільнення.
4. Виконати пункти 1 - 3 з початковою швидкістю 40 км/год.
5. Виконати пункти 1 - 3 з початковою швидкістю 50 км / год.
6. Виконати пункти 1-3 на ділянці зі зволженим асфальтобетонним покриттям.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 46

7. Виконати пункти 1 - 3 на ділянці ґрунтової дороги.
8. Виконати пункти 1 - 3, 7 з тиском в шинах 1, 1 Рном.
9. Виконати пункти 1 - 3, 7 з тиском в шинах 0, 8 Рном
10. Отримані значення гальмового шляху та уповільнення звести до таблиці.
11. Провести аналіз отриманих результатів.

Контрольні питання

1. Яка фізична природа гальмування автомобіля?
2. Визначте основні показники та критерії гальмування автомобіля.
3. Запишіть рівняння сил, які діють на автомобіль під час гальмування.
4. До яких наслідків приведе різниця у вихідних характеристиках гальмових систем коліс одного або різних бортів колісного рушія?
5. Які фізичні умови можуть викликати розворот и автомобіля під час гальмування?
6. Як впливають значення коефіцієнту зчеплення та коефіцієнту опору кочення на показники гальмових властивостей автомобіля?
7. У чому полягає потреба різних видів гальмових систем автомобіля?

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 47

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №5

“Визначення показників прохідності автомобіля”

Мета роботи: дослідження впливу геометричних розмірів автомобіля на його прохідність і визначення геометричних параметрів прохідності.

Обладнання: автомобіль, оглядова канава, лінійка 50 см, рулетка, кутомір, манометр шинний, противідкатні упори.

Параметри, що змінюються:

- величина тиску повітря в шинах
- (номінальний - $P_{НОМ}$, знижений - $P_3=0,5 P_{НОМ}$).
- навантаження на рушій (порожній автомобіль; автомобіль з повним навантаженням).

Теоретичні відомості

Прохідність автомобіля – це експлуатаційна властивість, яка визначає можливість руху автомобіля в погіршених дорожніх умовах, по бездоріжжю та при подоланні перешкод.

До погіршених дорожніх умов відносяться: мокрі, забруднені, засніжені, розбиті та розмоклі дороги.

Під час руху автомобіля по бездоріжжю його рушій взаємодіє з різними ґрунтовими поверхнями, які поділяють на:

- зв’язні (легкосуглинисті, суглинисті, важкосуглинисті);
- піщані (пилуваті, дрібнозернисті, середньозернисті та великозернисті);
- заболочені (суцільні, сапропелеві, сплавинні);
- сніг (пухкий, зернистий).

До перешкод відносяться:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 48

- ухили;
- бар'єрні перешкоди (дорожні насипи, канали, кювети, рови);
- дискретні перешкоди (пеньки, валуни та ін.).

Втрата прохідності автомобілем може бути повною або частковою. Повна втрата прохідності – припинення руху в певних умовах. Часткова втрата прохідності – зменшення швидкості руху і збільшення витрати палива.

Прохідністю повинні володіти всі автомобілі, але в залежності від призначення, в різній мірі. Тому автомобілі за рівнем прохідності поділяються на: дорожні, підвищеної прохідності, високої та особливо високої прохідності.

Конструктивними ознаками дорожніх автомобілів є: неповноприводність, використання шин з дорожнім або універсальним малюнком протектора, заблоковані диференціали). Ознаки автомобілів підвищеної прохідності: повноприводність, використання шин з відповідним протектором, наявність системи регулювання тиску повітря в шинах, заблокованих диференціалів, засобів самовитаскування, підвищений динамічний фактор. Характерними ознаками автомобілів високої прохідності є: особлива компоновочна схема, повноприводність, використання самоблокуючих диференціалів, спеціальних шин (катків) наднизького тиску, додаткових пристроїв підвищення прохідності (висувні катки, водяний рушій). У конструкціях автомобілів особливо високої прохідності додатково до використання засобів, характерних для автомобілів високої прохідності, застосовується встановлення спеціальних рушіїв (крокуючого, роторно-гвинтового, планетарно-каткового, повітряної подушки та ін..

Прохідність поділяється на профільну (характеризує можливість долати нерівності шляху, перешкоди, та вписуватись в потрібну смугу руху) та опорну (визначає можливість руху в погіршених дорожніх умовах та по ґрунтах, що деформуються).

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 49

Особливості взаємодії автомобільного колеса з ґрунтом, що деформується та перешкодами.

Одним із найголовніших факторів, що визначають можливість руху АТЗ, тобто його прохідність, є характер і наслідки взаємодії колеса із опорною поверхнею, які можуть бути визначені з аналізу умови руху автомобіля:

$$\Sigma P_y < \Sigma P_p < \Sigma P_\varphi$$

де: ΣP_p - сума рушійних сил;

ΣP_y - сума сил опору;

ΣP_φ - сума сил зчеплення.

Ця умова свідчить про те, що рух автомобіля є можливим при виконанні двох умов, перша з яких – сила тяги повинна бути більшою за суму сил опорів руху (коченню, підйому, повітря та інерції; друга – сума сил зчеплення повинна перевищувати сумарну силу тяги. При невиконанні першої умови колеса не зможуть провертатися, другої – пробуксовувати на місці. Враховуючи те, що у важких умовах бездоріжжя можливість незначних суттєвих прискорень незначна, швидкість руху близька до мінімальної і зважаючи на відсутність значних підйомів і спусків, єдиною суттєвою силою опору руху буде сила опору коченню.

Тоді, цю ж умову можна представити у вигляді:

$$\Sigma P_f < \Sigma P_p < \Sigma P_\varphi$$

При представленні даної умови у питомих величинах, поділивши всі складові на вагу **повноприводного** автомобіля, отримаємо:

$$y f < y_p < y_\varphi$$

а можливість руху конкретного автомобіля буде визначатися співвідношенням:

$$y f < y_\varphi$$

Однозначно можна стверджувати, що можливість руху автомобіля (тобто прохідність) прямопропорційно залежить від величини коефіцієнта зчеплення і

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 50

обернено пропорційно від чисельного значення коефіцієнта опору коченню, то їх співвідношення у вигляді $\gamma_\varphi / \gamma_f$ можна представити як показник прохідності Π_n :

$$\Pi_n = \frac{\gamma_\varphi}{\gamma_f}$$

З таблиць (Середні значення коефіцієнта зчеплення при оптимальному і 100% ковзанні) (Значення коефіцієнта опору коченню) видно, що для всього діапазону опорних поверхонь значення коефіцієнту зчеплення лежить в межах:

$\varphi = (0,07 \dots 0,9)$, а коефіцієнта опору коченню - $f_0 = (0,007 \dots 0,3)$, тобто теоретично чисельне значення показника прохідності знаходяться в межах: $\Pi_n = (130 \dots 0,23)$. З врахуванням можливих умов руху автомобіля можна стверджувати, що при значеннях $\Pi_n \geq 1$ – автомобіль буде «прохідним», а при $\Pi_n \leq 1$ – не «прохідним».

Основною причиною погіршення процесу взаємодій колеса з поверхнею дороги є наявність проміжного елемента (води, грязюки, снігу, льоду) в контактні шини із дорогою, що призводить до зниження коефіцієнта зчеплення та, як наслідок, до обмеження повної тягової сили.

Зниження коефіцієнта зчеплення в результаті наявності вологи на поверхні дороги також негативно впливає на коефіцієнт опору боковому відведенню шини і відповідно, на стійкість руху та керування автомобіля.

Під час кочення автомобільного колеса по м'якому ґрунту деформується не тільки шина, але й ґрунт, в результаті чого сила опору коченню збільшується за рахунок сили опору ґрунту коченню колеса $P_{f\Gamma}$.

Розглянемо визначення можливості руху неповноприводного автомобіля. В загальному вигляді умовою можливості руху автомобіля є нерівність:

$$G_{зч} \cdot \varphi \geq G_a \cdot \varphi$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	

де: $G_{зч}$ – часткова сила ваги автомобіля, яка припадає на ведучі колеса (зчіпна вага);

G_a – повна сила ваги автомобіля.

В свою чергу відношення $\frac{G_{зч}}{G_a} = K_\varphi$ – має назву коефіцієнта зчіпної ваги автомобіля.

Враховуючи попереднє рівняння, можна записати:

$$K_\varphi = \frac{G_{зч}}{G_a} = \frac{\psi}{\varphi} = \frac{f_r \pm i}{\varphi}$$

або для горизонтальної опорної поверхні:

$$K_\varphi = \frac{f_r}{\varphi}$$

або:

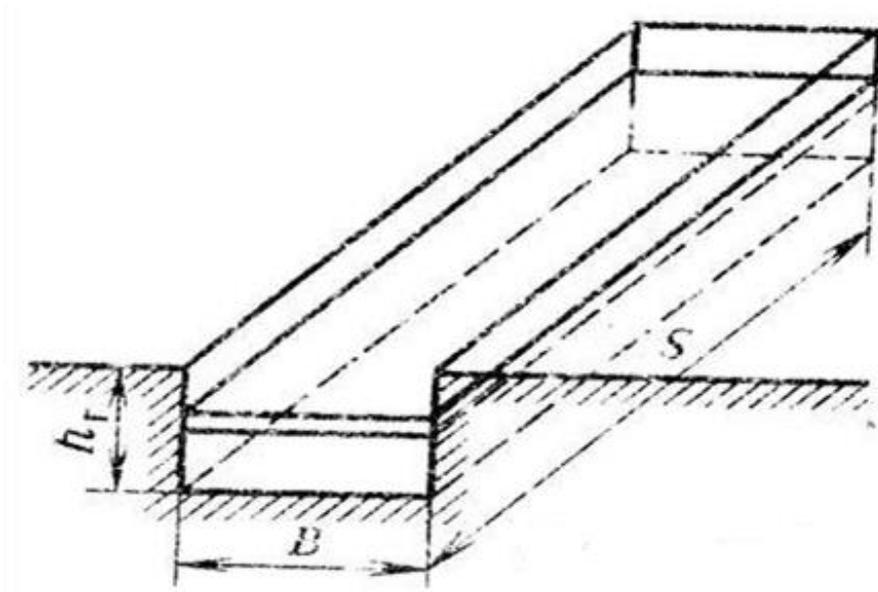
$$K_\varphi \cdot \varphi = f_r,$$

тобто при більших значеннях величин $G_{зч}$ та φ ймовірність втрати прохідності у важких дорожніх умовах менша.

При $f_r > \varphi$ рух автомобіля неможливий, бо сили опору перевищують сили зчеплення рушія з ґрунтом (колеса буксують).

Розглянемо *природу сили опору ґрунту*. Ця сила визначається роботою, яка витрачається на деформацію ґрунту, ковзання шини відносно ґрунту, подолання сил липкості ґрунту до шини, з яких перша складає до 70%.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 52



Колієутворення при коченні колеса по ґрунтовій поверхні.

Сила опору ґрунту коченню може бути визначена як:

$$P_{f\Gamma} = \frac{A_{\Gamma}}{S} = B \cdot \int_0^{h_r} p \cdot dh_r$$

де: $A_{\Gamma} = S \cdot B \cdot \int_0^{h_r} p \cdot dh_r$ – робота витрачена на деформацію ґрунту.

S – довжина колії;

B – ширина колії;

h_r – глибина колії.

$p \cdot dh_r$ – залежність нормального тиску колеса на ґрунт від глибини колії.

Звідки коефіцієнт опору коченню:

$$f_{\Gamma} = \frac{P_{f\Gamma}}{P_{Z\kappa}} = \frac{B}{P_{Z\kappa}} \int_0^{h_r} p \cdot dh_r$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 53

Оцінка деформативних властивостей ґрунту здійснюється при зануренні в нього штампа при використанні як аналітичних, так і емпіричних залежностей, з яких найпростіша:

$$p = ch_{\Gamma}^{\mu}$$

де: c та μ – постійні, які визначаються за результатами експерименту.

При підставивленні значення $p = cz^{\mu}$ в попередню формулу можна визначити:

$$f_{\Gamma} = B \cdot ch_{\Gamma}^{\mu + 1} / P_z (\mu + 1)$$

звідки видно, що залежність $f_{\Gamma} = f(h_{\Gamma})$ нелінійна і зі збільшенням h_{Γ} значення f_{Γ} збільшується.

Для конкретного ґрунту можна визначити h_{Γ} при відомому значенні нормального тиску в контактi:

$$h_{\Gamma} = \frac{p^{1/\mu}}{c^{1/\mu}}$$

В свою чергу нормальний тиск в контактi шини з ґрунтом залежить від внутрішнього тиску повітря в шині P_{Π} та тиску в контактi, зумовленого жорсткістю оболонки шини p_o :

- для звичайних шин: $P_{\Pi} > 0,2 \text{ МПа}$; $P_o = 0,01 \dots 0,02 \text{ МПа}$
- для низького тиску шин: $P_{\Pi} < 0,2 \text{ МПа}$ $P_o = 0,03 \dots 0,07 \text{ МПа}$.

Враховуючи, що $P = P_{\Pi} + P_o$, можна записати:

$$h_{\Gamma} = (P_{\Pi} + P_o)^{1/\mu} / c^{1/\mu}$$

Повне тягове зусилля ведучого колеса обмежується силою тертя матеріала шини по ґрунту та опором ґрунту зрізу ґрунтозачепами:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 54

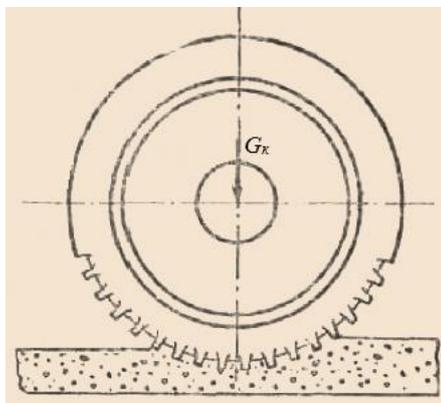


Схема взаємодії шини із ґрунтом.

Сила тертя матеріала шини по ґрунту залежить від навантаження на опорну поверхню ґрунтозачепів та коефіцієнта тертя гуми по ґрунту:

$$P_T = K_H \cdot G_K \cdot \varphi_p$$

де: K_H – коефіцієнт насиченості малюнка протектора;

φ_p – коефіцієнт тертя гуми по ґрунту.

Сила зрізу ґрунту, який знаходиться між ґрунтозачепами, залежить від внутрішнього зчеплення частинок ґрунту C_o та внутрішнього тертя φ_o .

Сила внутрішнього зчеплення частинок ґрунту:

$$P_C = C_o \cdot F_K (1 - K_H)$$

Сила внутрішнього тертя в ґрунті:

$$P_{\varphi_o} = \varphi_o \cdot p \cdot F_K (1 - K_H) = \varphi_o G_K (1 - K_H)$$

Сила зчеплення колеса з ґрунтом дорівнює:

$$G_K \cdot \varphi_x = P_T + P_C + P_{\varphi_o} = (1 - K_H)(C_o F_K + \varphi_o G_K)$$

звідки можна визначити коефіцієнт зчеплення колеса ґрунтом:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 55

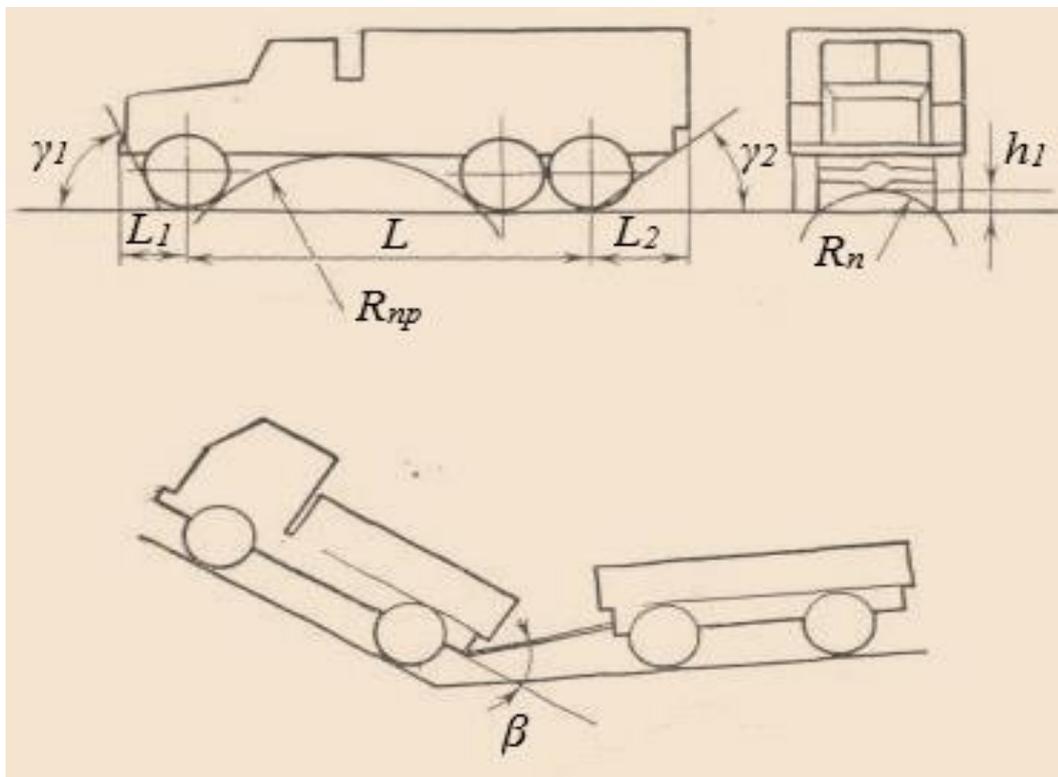
$$\varphi_x = \frac{[K_H G_K \varphi_T + (1 - K_H)(F_K C_o + G_K \varphi_o)]}{G_K}$$

Із цієї залежності видно, що коефіцієнт зчеплення в значній мірі залежить від конструкції шини, навантаження на колесо та характеристик ґрунту.

Оскільки при проектуванні автомобіля характеристики ґрунтів та навантаження на колесо є заданими величинами, то для збільшення коефіцієнта зчеплення підбираються відповідні шини.

Профільна прохідність.

Більшість показників профільної прохідності уявляють собою геометричні параметри транспортного засобу. Профільну прохідність оцінюють такими показниками:



Показники профільної прохідності.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 56

1. Дорожній просвіт (h_1) – відстань від найбільш низько розташованих точок автомобіля до опорної поверхні.

2. Передній L_1 (задній L_2) звіс – відстань від крайньої точки контура передньої (задньої) виступаючої частини по довжині автомобіля до площини, перпендикулярної опорній поверхні, яка проходить через осі передніх (задніх) коліс.

3. Кут переднього γ_1 (заднього γ_2) звісу – кут між опорною поверхнею та площиною, дотичною до найбільш віддалених від центру точок передніх (задніх) коліс, яка проходить через крайню точку контуру передньої (задньої) частини автомобіля.

- (дорожні автомобілі - $\gamma_1 \geq 25^\circ$; $\gamma_2 \geq 20^\circ$);
- (підвищеної прохідності $\gamma_1 = \gamma_2 \geq 30^\circ$);
- (високої прохідності $\gamma_1 = \gamma_2 \geq 60 \dots 70^\circ$).

4. Поздовжній радіус прохідності $R_{\text{п}}$ – радіус циліндра, дотичного до найбільш рознесених по базі сусідніх коліс, який проходить через нижчу точку контуру автомобіля.

5. Найбільший кут підйому – кут підйому довжиною не менше двократної довжини автомобіля (автопоїзда та рівну поверхню, який долається автомобілем без використання інерції, порушення умов нормальної роботи агрегатів автомобіля та безпеки руху.

- (дорожній тип автомобіля - $\alpha = 45^\circ$);
- (дорожній тип автомобіля - $\alpha = 22^\circ$).

6. Найбільший кут косоугору, при проїзді якого бокове ковзання коліс не перевищує половині їх ширини.

7. Кути гнучкості автопоїзда в вертикальній β та горизонтальній α площинах.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 57

8. Поперечний радіус прохідності R_{Π} – радіус циліндра, дотичного до коліс одного моста, який проходить через точку контура нижньої частини автомобіля.

9. Коефіцієнт співпаданя колій передніх та задніх коліс $\eta_c = \frac{B_{сп}}{B_{сз}}$ (де: $B_{сп}$ та $B_{сз}$ відповідно ширина сліду відповідно за переднім та заднім колесами).

10. Ширина рову та висота вертикальної стінки.

Опорно-зчїпна прохідність.

До оціночних показників опорно-зчїпної прохідності, що характеризує процес взаємодії колеса із опорною поверхнею, відносяться:

1. Зчїпна маса $m_{вк}$ – частина повної маси автомобіля, яка створює нормальні навантаження на ведучих колесах;

2. Коефіцієнт зчїпної маси K_{ϕ} визначається як співвідношення зчїпної та повної мас;

3. Середній тиск коліс на опорну поверхню $P_{конт}$;

4. Питома потужність $\frac{N_{e_{max}}}{G_a}$;

5. Потужність опору кочення $N_f = P_f \cdot V_a$;

6. Потужність опору колієутворенню $N_{f\Gamma} = P_{f\Gamma} \cdot V_a$;

7. Потужність опору руху $N_{py} = N_f + N_{сб}$;

8. Повна сила тяги P_p ;

9. Вільна сила тяги $P_T = P_p - P_f$;

10. Середній тиск на ґрунт $\sigma_{срi} = \frac{G_{кi}}{F_{\Gamma i}}$

Методи оцінки прохідності автомобілів та вплив конструктивних та експлуатаційних факторів на прохідність.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	<i>Екземпляр № 1</i>	

Для оцінки рівня прохідності автомобілів використовуються методи визначення узагальненого критерія прохідності та метод порівняльної експертної оцінки.

Узагальнений критерій прохідності (η_n) визначається як відношення транспортної продуктивності автомобіля в погіршених дорожніх умовах або на бездоріжжі до його транспортної продуктивності при здійсненні перевезень по дорозі із твердим покриттям:

$$\eta_n = \frac{G_{\text{вдійсн.}} \cdot V_{a_6}}{G_{\text{вном.}} \cdot V_{a_T}}$$

Узагальнений критерій прохідності в результаті розрахунків може мати значення в межах від 0 до 1 і означає:

- $\eta_n = 1$ – автомобіль повністю прохідний;
- $0 < \eta_n < 1$ – частково прохідний;
- $\eta_n = 0$ – не прохідний.

Порівняльна оцінка прохідності

Заснована на розгляді експертами конструктивних параметрів і показників автомобіля без врахування дорожніх умов.

Методика враховує 12 конструктивних параметрів і показників:

- 1- мінімальний тиск на ґрунт P_{min} ;
- 2- дорожній просвіт H_i ;
- 3- коефіцієнт насиченості протектора, K_n ;
- 4- висота ґрунтозацепів $\Delta_{гр}$, см;
- 5- коефіцієнт зчіпної маси K_φ ;
- 6- коефіцієнт блокування диференціалу λ ;
- 7- динамічний фактор D_{max} ;
- 8- питома потужність $N_{e_{max}}$;

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 59

9- вільний радіус колеса r_B , м;

10- кут переднього звішування γ_1 ;

11- кут заднього звішування γ_2 ;

12- поздовжній радіус прохідності, $R_{пз}$.

Показник прохідності розраховують за формулою:

$$P_{сер} = K_{B_1} \cdot P'_{min} + K_{B_2} \cdot H'_1 + K_{B_3} \cdot K'_n + K_{B_4} \cdot \Delta'_{гр} + K_{B_5} \cdot K'_p + K_{B_6} \cdot \lambda' + K_{B_7} \cdot D'_{max} + K_{B_8} \cdot N'_{enum} + K_{B_9} \cdot \gamma'_B + K_{B_{10}} \cdot \gamma'_1 + K_{B_{11}} \cdot \gamma'_2 + K_{B_{12}} \cdot R'_{пз}$$

де: K_{B_i} – коефіцієнт вагомості параметрів (визначається методом експертних оцінок;

$P'_{min} \dots R'_{пз}$ - відносні величини параметрів (визначаються за відношенням до максимального або мінімального значення з усіх розглянутих значень.

Як приклад використання цієї методики для кількох конкретних марок автомобілів підвищеної прохідності (Урал-375; ЗІЛ-131; ГАЗ-66; КрАЗ-255Б і УАЗ-469) і дорожніх автомобілів (ЗІЛ-130 та ГАЗ-53) за підрахунками визначено середні значення показників прохідності, які для відповідних марок автомобілів дорівнюють (табл.7.1) :

Таблиця

Середні значення показників прохідності деяких автомобілів

Автомобіль	Середнє значення показника прохідності, $P_{сер}$
Урал-375	0,87
ЗІЛ-131	0,82
ГАЗ-66	0,81
КрАЗ-255Б	0,77
УАЗ-469	0,75
ЗІЛ-130	0,57
ГАЗ-53	0,54

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 60

Варто відмітити, що наведені оцінки відповідають дійсності по результатах натурних випробувань автомобілів на визначення показників прохідності.

Порядок виконання роботи:

1. Встановити автомобіль на оглядову канаву і підставити під колеса противідкатні упори.
2. Перевірити величини тиску повітря в шинах і при необхідності довести до номінального значення.
3. Провести заміри геометричних розмірів автомобіля (діаметр, колеса, ширина і довжина опорної площадки шини, ширина колеса, відстань між осями коліс, відстань між серединами шин передньої та задньої осі).
4. Провести заміри дорожнього просвіту H_1 , переднього α_1 , і заднього α_3 звісу.
5. За одержаними в пунктах 3, 4, даними графічно (аналітично) визначити поздовжній R_{pz} і попередній R_{pp} радіуси прохідності, коефіцієнт співпаданя колії передніх і задніх коліс.
6. Результати, одержані по пунктах 3, 4, 5 занести до таблиці.
7. Виконати пункти 3-6, навантаживши автомобіль до максимального значення.
8. Виконати аналіз одержаних результатів.

Контрольні питання

1. Дайте визначення прохідності автомобіля, перелічить показники профільної та опорно-зчіпної прохідності.
2. Накресліть схему та визначте параметри автомобіля, які характеризують його профільну прохідність.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 86 / 61</i>

3. Дайте визначення радіусам поздовжньої і поперечної прохідності автомобіля.

4. Якими методами можна визначити прохідність автомобіля в експлуатації.

5. Як впливають геометричні розміри автомобіля на показники профільної прохідності.

6. З'ясуйте, яким чином впливають на прохідність автомобіля підвіска, рульове керування та дії водія.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 62

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №6

“Визначення к.к.д. коробки передач автомобіля”

Мета роботи: вивчення методик визначення к.к.д. механізмів трансмісій і визначення к.к.д. коробки змінних передач вантажного автомобіля.

Обладнання: лабораторна установка у складі коробки змінних передач автомобіля ГАЗ-53, електродвигун із з'єднувальною муфтою, навантажувальний пристрій, амперметр, вольтметр, ватметр, джерело живлення, інструкція з техніки безпеки, технічна характеристика автомобіля ГАЗ-53.

Параметри, що змінюються:

- передавальні числа коробки змінних передач,
- в'язкість масла,
- навантаження на вихідному валу коробки передач,
- частота обертання вала електродвигуна.

Порядок виконання роботи:

1. Ознайомитись положенням правил техніки безпеки.
2. Включити першу передачу коробки змінних передач.
3. Встановити на навантажувальний пристрій вантаж певної маси.
4. Перевірити рівень масла в коробці передач (в разі необхідності довести до норми).
5. Увімкнути електродвигун і на протязі 20 хвилин дати попрацювати (для прогріву масла і нагріву деталей до робочих температур).
6. Увімкнути вимірювальні пристрої і записати значення струму, напруги, потужності.
7. Вимкнути електродвигун.
8. Виконати 2, 5, 6, 7 (по пункту включити послідовно другу, третю четверту передачу і передачу заднього ходу).

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 63

9. Виконати 2, 5, 6, 7 при заміненому по пункту 4 маслі на масло більшої в'язкості (масла: трансформаторне, ТАД-17, нігрол).

10. Одержані результати вимірювань при різних змінних параметрах занести в таблицю.

11. Обчислити к.к.д. для всіх варіантів проведення досліджень, користуючись технічними характеристиками автомобіля ГАЗ-53А.

12. Порівняти результати визначення к.к.д. для всіх варіантів досліджень та провести аналіз отриманих результатів.

Теоретичні відомості

Коробка передач — це механізм трансмісії автомобіля, призначений для ступінчастої або безступінчастої зміни крутного моменту і частоти обертання, що передаються від двигуна до ведучих коліс. Основними функціями коробки передач є:

- забезпечення оптимального режиму роботи двигуна при різних швидкостях руху автомобіля;
- збільшення крутного моменту на ведучих колесах при рушанні з місця та русі на підйомах;
- зменшення частоти обертання колінчастого вала при русі з високою швидкістю;
- забезпечення руху автомобіля заднім ходом;
- можливість тривалого роз'єднання двигуна з трансмісією (у поєднанні зі зчепленням).

За конструктивними та функціональними ознаками коробки передач поділяються на:

- механічні (ступінчасті) — з постійним або змінним зачепленням зубчастих коліс;

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	<i>Екземпляр № 1</i>	

- автоматичні гідромеханічні — з гідротрансформатором і планетарними рядами;
- роботизовані — механічні КП з автоматизованим керуванням зчепленням і перемиканням передач;
- безступінчасті (варіаторні, CVT) — з плавною зміною передатного числа;
- комбіновані — з поєднанням механічних і електричних або гідравлічних елементів.

У межах даної лабораторної роботи основна увага приділяється механічним коробкам передач як найбільш поширеним у навчальних і дослідних стендах та таким, що мають чітко виражені механічні втрати.

Будова механічної коробки передач

Типова механічна коробка передач складається з таких основних елементів:

- корпусу (картера);
- первинного вала;
- вторинного (вихідного) вала;
- проміжного вала (у тривальних схемах);
- набору зубчастих коліс;
- синхронізаторів;
- механізму перемикання передач;
- підшипників і ущільнень.

Корпус коробки передач

Корпус коробки передач виконує функції несучого елемента, в якому розміщуються всі вузли та деталі. Він забезпечує співвісність валів, захист механізмів від зовнішніх впливів та утримання мастильного матеріалу. Корпуси виготовляють з чавуну або алюмінієвих сплавів, що забезпечує достатню жорсткість і тепловідвід.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 65

Вали коробки передач

Первинний вал жорстко або через шліцьове з'єднання з'єднується зі зчепленням і передає крутний момент від двигуна. На ньому можуть бути розміщені зубчасті колеса або він може бути виконаний за схемою вала-шестерні.

Проміжний вал містить жорстко закріплений блок зубчастих коліс, які перебувають у постійному зачепленні з колесами первинного або вторинного валів.

Вторинний вал передає крутний момент до головної передачі. Зубчасті колеса на ньому, як правило, встановлюються на підшипниках і жорстко з'єднуються з валом лише після увімкнення відповідної передачі.

Зубчасті передачі та синхронізатори

Зубчасті колеса в механічних КП зазвичай виконуються з косими або прямими зубами. Косозубі передачі мають вищий ККД і менший рівень шуму, проте створюють осьові сили.

Синхронізатори призначені для вирівнювання кутових швидкостей зубчастих коліс і валів перед їх з'єднанням, що зменшує ударні навантаження та втрати енергії при перемиканні.

Поняття та фізична сутність ККД коробки передач

Коефіцієнт корисної дії коробки передач — це відношення корисної механічної потужності на вихідному валу до потужності, підведеної до вхідного валу:

$$\eta = P_{\text{вих}} / P_{\text{вх}}$$

Втрати потужності в коробці передач зумовлені:

- тертям у зубчастих зачепленнях;
- тертям у підшипниках валів;
- втратами на перемішування та розбризкування мастила;
- втратами в ущільненнях;

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 66

- додатковими втратами, пов'язаними з деформацією деталей.

Значення ККД механічної коробки передач зазвичай знаходиться в межах 0,94–0,98 для окремої передачі, однак може суттєво змінюватися залежно від навантаження, частоти обертання, температури мастила та технічного стану агрегату.

Фактори, що впливають на ККД коробки передач

На величину ККД коробки передач впливають такі основні фактори:

- конструктивна схема коробки передач;
- кількість пар зубчастих коліс у потоці потужності;
- тип і стан підшипників;
- клас точності виготовлення зубчастих коліс;
- вид, в'язкість і температура трансмісійного мастила;
- режим навантаження та частота обертання валів;
- ступінь зносу та правильність регулювання.

Особливо помітним є зниження ККД при роботі на нижчих передачах, де в передачі крутного моменту бере участь більша кількість зубчастих пар.

Методи експериментального визначення ККД коробок передач

Експериментальне визначення ККД коробки передач може здійснюватися кількома методами.

Метод вимірювання потужностей на вхідному та вихідному валах

Найбільш прямим методом є одночасне вимірювання крутного моменту та частоти обертання на вхідному і вихідному валах коробки передач за допомогою динамометрів або тензометричних датчиків. ККД визначається шляхом порівняння потужностей.

Метод навантажувального стенда

Коробка передач встановлюється на стенд, де вхідний вал приводиться в рух електродвигуном, а на вихідному валу створюється контрольоване

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 67

навантаження гальмівним пристроєм. Така схема дозволяє досліджувати ККД за різних режимів роботи.

Метод визначення втрат

У цьому методі експериментально визначаються сумарні втрати потужності в коробці передач (наприклад, за тепловим балансом або шляхом вимірювання моменту холостого ходу), після чого ККД обчислюється аналітично.

Особливості проведення експерименту

При виконанні лабораторної роботи необхідно забезпечити:

- стабільний температурний режим мастила;
- однакові умови навантаження при порівняльних вимірюваннях;
- достатню тривалість режимів для встановлення усталеного стану;
- багаторазове повторення вимірювань для зменшення похибок.

Контрольні питання

1. Навести емпіричні формули для визначення к.к.д. механічних передач.
2. Пояснити кількісні і якісні залежності к.к.д. механічної передачі від особливості її конструкції .
3. Як залежить величина к.к.д. від експлуатаційних умов механічної передачі?
4. Як залежить величина к.к.д. від технічного стану конструкції механічної передачі?
5. Як впливає величина к.к.д. агрегатів трансмісії автомобіля на його тягові і швидкісні характеристики?

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 68

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №7

“Дослідження кінематики рульових механізмів і приводів”

Мета роботи: визначення кінематичних передаточних чисел рульового механізму типу “глобоїдний черв’як-ролик” і рульового приводу та дослідження кінематики повороту керованих коліс автомобіля.

Обладнання: передній міст автомобіля ГАЗ-53 з рульовим приводом, рульовий механізм з рульовою колонкою і рульовим колесом; пристрої для вимірювання кутів повороту коліс; пристрої для вимірювання кутів повороту керованих коліс, рульової сошки та рульового колеса.

Вимоги до обладнання:

відсутність люфтів в шарнірах поперечної і поздовжньої рульових тяг; люфт рульового колеса не перевищує встановленої норми; відсутність заїдань в рульовому приводі.

Порядок виконання роботи:

1. Встановити рульове колесо в середнє положення, що відповідає прямолінійному руху автомобіля.
2. Повертаючи рульове колесо за годинниковою стрілкою, через кожні 20° його повороту фіксувати кути повороту рульової сошки і керованих коліс.
3. Повернути рульове колесо у вихідне положення.
4. Повертаючи рульове колесо проти годинникової стрілки через кожні 20° його повороту фіксувати кути повороту рульової сошки та керованих коліс.
5. Отриманні значення кутів повороту звести до таблиці.
6. Для кожного інтервалу значення кутів повороту звести до таблиці.
7. Побудувати графіки залежностей середнього кута повороту керованих коліс і кута повороту керованих коліс і кути повороту рульової сошки від кута повороту рульового колеса: $\alpha_{ctg} = f(\varphi_{pk})$ і $\alpha_c = f(\varphi_{pk})$.
8. Побудувати графік залежностей середнього кута повороту рульового механізму від кута повороту рульового колеса (черв’яка): $U_{pm} = f(\varphi_{pk})$.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 69

9. Побудувати розрахунковий і дослідний графіки залежності $f_{кр} = f(f_{клів})$ і порівняти їх.

10. Провести аналіз отриманих результатів.

Теоретична частина

Загальні положення та значення рульового керування в експлуатаційних властивостях автомобіля

Рульове керування є однією з найважливіших систем автомобіля, яка безпосередньо впливає на безпеку руху, керованість, стійкість та маневровість транспортного засобу. В експлуатаційному аспекті рульове керування визначає здатність автомобіля точно та передбачувано змінювати напрямок руху відповідно до дій водія за мінімальних енергетичних витрат і без втрати курсової стійкості.

Кінематика рульових механізмів і приводів вивчає геометричні та функціональні залежності між кутом повороту рульового колеса, передавальними відношеннями рульового механізму, переміщеннями елементів рульового приводу та кутами повороту керованих коліс. Правильний вибір і реалізація кінематичної схеми рульового керування забезпечує зменшення ковзання коліс у повороті, зниження зносу шин, підвищення стійкості автомобіля та комфорту керування.

Лабораторна робота «Дослідження кінематики рульових механізмів і приводів» має на меті ознайомити студентів з основними типами рульових механізмів, геометричними принципами повороту коліс та методами експериментального дослідження кінематичних параметрів рульового керування.

Призначення, вимоги та загальна схема рульового керування автомобіля

Рульове керування призначене для зміни та стабілізації напрямку руху автомобіля шляхом повороту керованих коліс. Основними вимогами, що висуваються до рульового керування з точки зору експлуатації, є:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 70

- забезпечення точної та швидкої реакції автомобіля на дії водія;
- мінімальні люфти та пружні деформації;
- оптимальне передатне число для зменшення зусилля на рульовому колесі;
- самоповернення керованих коліс у положення прямолінійного руху;
- висока надійність і безвідмовність у процесі експлуатації.

У загальному вигляді рульове керування складається з таких основних елементів:

- рульового колеса;
- рульової колонки;
- рульового механізму;
- рульового приводу;
- допоміжних систем (підсилювач рульового керування).

Кінематичні властивості рульового керування визначаються насамперед конструкцією рульового механізму та схемою рульового приводу.

Рульові механізми: класифікація та кінематичні особливості

Рульовий механізм призначений для перетворення обертального руху рульового колеса в поступальний або кутовий рух елементів рульового приводу з відповідним збільшенням зусилля.

Класифікація рульових механізмів

За конструктивною схемою рульові механізми поділяються на:

- черв'ячні (черв'як–ролик, черв'як–сектор);
- гвинтові (гвинт–гайка, гвинт–гайка з рециркуляцією кульок);
- зубчасті (шестерня–рейка);
- комбіновані.

Кожен тип механізму має власні кінематичні характеристики, передатне число та експлуатаційні особливості.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 86 / 71</i>

Черв'ячні рульові механізми

У черв'ячних механізмах обертання рульового вала передається через черв'як на ролик або сектор. Кінематично такі механізми характеризуються значним передатним числом, що забезпечує велике підсилення зусилля, але водночас знижує чутливість керування.

Перевагами черв'ячних механізмів є висока навантажувальна здатність та плавність роботи, а недоліками — підвищені втрати на тертя та знижений ККД.

Гвинтові механізми

Гвинтові механізми типу «гвинт–гайка» або «гвинт–гайка з кульками» широко застосовуються на вантажних автомобілях. Кінематика таких механізмів забезпечує рівномірну зміну зусилля та значне передатне число. Використання рециркуляції кульок істотно зменшує тертя і підвищує ККД механізму.

Зубчасті механізми типу «шестерня–рейка»

Рульові механізми типу «шестерня–рейка» є найбільш поширеними на легкових автомобілях. Вони мають просту кінематичну схему, високий ККД та високу точність передавання руху. Кут повороту керованих коліс безпосередньо пов'язаний з лінійним переміщенням рейки, що спрощує аналіз кінематики.

Рульовий привід та його роль у кінематиці повороту коліс

Рульовий привід з'єднує рульовий механізм з керованими колесами та забезпечує їх синхронний поворот на задані кути. Основними елементами рульового приводу є:

- сошка або рейка;
- поперечні та поздовжні рульові тяги;
- поворотні важелі;
- шарнірні з'єднання.

Кінематика рульового приводу визначає співвідношення між кутами повороту лівого і правого керованих коліс, що є критично важливим для реалізації правильного руху автомобіля в повороті.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 72

Геометрія повороту коліс і принцип Акермана

Під час руху автомобіля по криволінійній траєкторії всі колеса повинні котитися без бокового ковзання. Для цього осі обертання керованих коліс мають перетинатися в одній точці — миттєвому центрі повороту.

Принцип Акермана визначає геометричну умову, за якої внутрішнє кероване колесо повинно повертатися на більший кут, ніж зовнішнє. Ця умова забезпечується відповідною формою та розташуванням рульових тяг і важелів.

Кінематичне співвідношення між кутами повороту коліс може бути описане аналітично або досліджене експериментально за допомогою спеціальних стендів.

Кінематичні параметри рульового керування

До основних кінематичних параметрів рульового керування належать:

- передатне число рульового механізму;
- сумарне передатне число рульового керування;
- кут повороту керованих коліс;
- люфти та мертві зони;
- залежність кута повороту коліс від кута повороту рульового колеса.

Аналіз цих параметрів дозволяє оцінити якість рульового керування та його відповідність вимогам безпеки й комфорту.

Методи дослідження кінематики рульових механізмів і приводів

Дослідження кінематики рульового керування може здійснюватися аналітичними та експериментальними методами.

Аналітичні методи

Аналітичні методи базуються на використанні геометричних і тригонометричних залежностей, що описують рух елементів рульового механізму та приводу. Вони застосовуються на етапі проектування та попередньої оцінки кінематичних характеристик.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	<i>Екземпляр № 1</i>	

Експериментальні методи

Експериментальні методи передбачають використання навчальних стендів, де вимірюються кути повороту рульового колеса і керованих коліс, переміщення рульових тяг та люфти в з'єднаннях. Отримані дані дозволяють побудувати кінематичні характеристики та порівняти їх з теоретичними залежностями.

Контрольні питання

1. Нарисувати схему повороту автомобіля з жорсткими колесами.
2. Нарисувати схему повороту автомобіля з еластичними колесами і порівняти з попередньою.
3. Дайте визначення термінам: нормальна, недостатня і надлишкова керованість автомобіля. За яких умов вони виникають?
4. Чим викликана необхідність повороту керованих коліс на різні кути під час руху автомобіля по криволінійних траєкторіях.
5. Як впливає оснащення автомобіля різними типами шин, наприклад із діагональним або радіальним кордом, на радіус кривизни траєкторії руху?
6. Які конструкційні параметри автомобіля, що можуть змінюватись в процесі експлуатації, впливають на погіршення керованості і стійкості руху автомобіля?

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 74

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №8

“Дослідження кінематики карданних шарнірів”

Мета роботи: визначити залежність кута повороту веденої частини карданної передачі від кута між ведучим та веденим валами універсального шарніру Гука і шарніру рівних кутових швидкостей кулькового з подільними канавками.

Обладнання: універсальний шарнір (шарнір Гука), кульковий шарнір рівних кутових швидкостей з подільними канавками, кутоміри для вимірювання кутів між осями валів і кутів повороту валів.

Параметри, що змінюються: кут між осями ведучого та веденого валів.

Порядок виконання роботи:

1. Встановити ведений вал універсального шарніра під кутом 5° до ведучого вала.
2. Встановити ведучий вал таким чином, щоб його вилка знаходилась в горизонтальній площині.
3. Встановити кутоміри у вихідне положення.
4. Повертаючи ведучий вал від 0° до 360° з кроком в 15° , зафіксувати значення кута повороту веденого вала. Результати вимірювання занести в таблицю.
5. Для кожного кута повороту веденого вала знаходимо збільшення кута повороту веденого вала

$$\Delta\varphi = \varphi_{2i} - \varphi_{2(i-1)}$$
6. Для кожного положення механізму визначаємо збільшення передаточного відношення карданної передачі
7. Побудувати графіки залежності $U_k = f(\varphi_1)$
8. Виконати пункти 1 - 7 при куті 10°
9. Виконати пункти 1 - 7 при куті 15°

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 75

10. Виконати пункти 1-7 для кулькового шарніру рівних куткових швидкостей з подільними канавками.

11. Порівняти результати досліджень по пунктах 1-7, 10.

12. Провести аналіз отриманих результатів.

Теоретичні відомості

Загальні положення та роль карданної передачі в трансмісії автомобіля

Карданна передача є важливою складовою частиною трансмісії автомобіля з класичною або повнопривідною компоновкою. Її основне призначення полягає в передаванні крутного моменту між агрегатами трансмісії, осі яких не збігаються та можуть змінювати своє взаємне положення в процесі руху автомобіля. Типовими прикладами є передавання моменту від коробки передач до головної передачі ведучого моста або між окремими агрегатами роздавальної коробки та мостів.

В експлуатаційному аспекті карданна передача істотно впливає на плавність руху, рівень вібрацій, надійність трансмісії та довговічність її елементів. Особливе значення мають кінематичні властивості карданних шарнірів, оскільки саме вони зумовлюють нерівномірність обертання валів, додаткові динамічні навантаження та втрати енергії. Дослідження кінематики карданних шарнірів дозволяє глибше зрозуміти причини виникнення коливань крутного моменту, шуму та вібрацій у трансмісії автомобіля.

Лабораторна робота «Дослідження кінематики карданних шарнірів» спрямована на вивчення геометричних і кінематичних залежностей між кутами повороту ведучого і веденого валів, а також на формування практичних навичок аналізу нерівномірності обертання, характерної для різних типів карданних шарнірів.

Призначення, вимоги та класифікація карданних передач

Карданна передача призначена для:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	<i>Екземпляр № 1</i>	

- передавання крутного моменту між валами, що перетинаються або схрещуються;
- компенсації кутових, осьових і радіальних переміщень агрегатів трансмісії;
- забезпечення працездатності трансмісії при роботі підвіски автомобіля.

До карданних передач з експлуатаційної точки зору висуваються такі основні вимоги:

- мінімальна нерівномірність обертання веденого вала;
- висока надійність і довговічність шарнірів;
- здатність працювати при значних кутах зламу валів;
- низький рівень шуму та вібрацій;
- простота обслуговування.

За конструктивними та кінематичними ознаками карданні передачі поділяються на:

- передачі з жорсткими карданними шарнірами (шарніри Гука);
- передачі з рівнокутовими (швидкісно-рівними) шарнірами;
- комбіновані карданні передачі;
- карданні передачі з проміжними опорами.

У межах даної лабораторної роботи основна увага приділяється класичному карданному шарніру з хрестовиною як базовому об'єкту кінематичного аналізу.

Будова карданної передачі та карданного шарніра

Типова карданна передача автомобіля складається з таких елементів:

- карданного вала;
- карданних шарнірів;
- шліцьового з'єднання;
- проміжних опор (за наявності);

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 77

- кріпильних та захисних елементів.

Карданний вал

Карданний вал являє собою тонкостінну сталеву трубу або суцільний вал, що працює переважно на кручення. Його конструкція повинна забезпечувати достатню крутильну жорсткість, малу масу та високу критичну частоту обертання.

Карданний шарнір з хрестовиною

Класичний карданний шарнір складається з двох вилок, з'єднаних між собою хрестовиною з чотирма цапфами. У місцях контакту цапф з вилками встановлюються голчасті підшипники, що зменшують втрати на тертя.

Конструкція карданного шарніра забезпечує можливість взаємного повороту валів на кут до $20\text{--}30^\circ$, однак при цьому виникають характерні кінематичні особливості, пов'язані з нерівномірністю обертання.

Кінематика одинарного карданного шарніра

Кінематика карданного шарніра визначає залежність між кутом повороту ведучого вала та кутом повороту веденого вала. Для одинарного карданного шарніра з хрестовиною ця залежність є нелінійною.

При обертанні ведучого вала з постійною кутовою швидкістю ведений вал обертається нерівномірно. Його кутова швидкість періодично змінюється протягом одного оберту, причому максимальні та мінімальні значення залежать від кута зламу валів.

Основною кінематичною особливістю є те, що за один оберт ведучого вала ведений вал двічі прискорюється і двічі сповільнюється. Амплітуда цих коливань зростає зі збільшенням кута між валами.

Нерівномірність обертання призводить до:

- змінного крутного моменту;
- появи динамічних навантажень;
- зростання вібрацій та шуму;

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 78

- прискореного зносу елементів трансмісії.

Саме ці явища є предметом експериментального дослідження в межах лабораторної роботи.

Подвійні карданні шарніри та умови рівномірного обертання

Для зменшення або усунення нерівномірності обертання в карданних передачах широко застосовуються подвійні карданні шарніри. Така передача складається з двох послідовно з'єднаних шарнірів і проміжного вала.

За умови, що:

- кути зламу в обох шарнірах рівні;
- вилки карданних шарнірів правильно скомпоновані в одній площині;

нерівномірність обертання, що виникає в першому шарнірі, компенсується другим шарніром. У результаті ведений вал обертається з практично сталою кутовою швидкістю.

Порушення цих умов призводить до появи залишкової нерівномірності, що часто спостерігається при неправильному складанні або ремонті карданних передач.

Шарніри рівних кутових швидкостей та їх кінематичні переваги

Шарніри рівних кутових швидкостей забезпечують передавання крутного моменту між валами без нерівномірності обертання незалежно від кута зламу. До найбільш поширених типів таких шарнірів належать шарніри типу Рцеппа, Тріпод та кулькові шарніри.

Кінематично шарніри рівних кутових швидкостей реалізують постійну рівність кутових швидкостей ведучого і веденого валів, що істотно зменшує динамічні навантаження та підвищує комфорт руху. Саме тому вони широко застосовуються в приводах передніх ведучих коліс легкових автомобілів.

Методи дослідження кінематики карданних шарнірів

Дослідження кінематики карданних шарнірів здійснюється аналітичними та експериментальними методами.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 79

Аналітичні методи

Аналітичні методи базуються на геометричних залежностях між кутами повороту валів та використовуються для теоретичного аналізу нерівномірності обертання. Вони дозволяють визначити характер зміни кутової швидкості та оцінити вплив кута зламу.

Експериментальні методи

Експериментальні дослідження виконуються на навчальних стендах, де вимірюються кути повороту, кутові швидкості та фази обертання валів. Отримані результати порівнюються з теоретичними залежностями.

Контрольні питання

1. Наведіть класифікацію і межі використання карданних шарнірів.
2. Поясніть призначення карданних передач.
3. Які вимоги пред'являються до карданних передач.
4. Як змінюється кутова швидкість веденого вала універсального шарніру і шарніру рівних кутових швидкостей при постійній кутовій швидкості ведучого вала.
5. Як впливає величина кута між осями ведучого валів універсального шарніру Гука та шарніру рівних кутових швидкостей та величину передаточного числа.
6. Чому в автомобілях карданні передачі повинні мати парне число універсальних шарнірів?
7. Чому в карданних передачах вилки універсальних шарнірів, розташовані на кінцях одного вала, повинні знаходитись в одній площині?

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 80

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №9

“Визначення моментів інерції вузлів (деталей) ходової частини автомобіля”

Мета роботи: вивчення методик визначення моментів інерції фізичних об’єктів і практичне визначення моменту інерції автомобільного колеса та його елементів.

Обладнання: установка для визначення моменту інерції фізичних об’єктів методом біфілярного підвішування, секундомір, лінійка 0-500 мм, динамометр 0-1 кН, набір інструментів, шинний манометр.

Параметри, що змінюються:

- колеса автомобільні (легкового і вантажного автомобіля),
- величина тиску повітря в шині.

Порядок виконання роботи:

1. Вивчити методики визначення моментів інерції фізичних тіл і порівняти їх за межами використання, складністю, точністю.
2. За допомогою динамометра визначити масу колеса легкового автомобіля.
3. Випустити повітря з автомобільної шини.
4. Закріпити колесо в установці для визначення моменту інерції за методом біфілярного підвішування.
5. Заміряти і записати значення геометричних параметрів установки.
6. Повернути колесо відносно осі обертання на кут до 15° і відпустити його з одночасним включенням секундоміра.
7. Зафіксувати час здійснення 50... 100 коливань і обчислити середній період (дослід повторити 3 рази). Обчислити за результатами трьох дослідів, середній період коливань.
8. Обчислити момент інерції колеса. - ~

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 81

9. Виконати пункти 3, 6, 7, 8 (по пункту 3 довести значення тиску повітря до номінального для даної шини).

10.Зняти колесо легкового автомобіля з установки.

11.Виконати пункти 2, 3, 4, 6, 7, 8 (по пункту 3 з шиною без тиску із номінальним тиском) для колеса вантажного автомобіля.

12.Одержані результати визначення моментів інерції занести до таблиці.

13.Провести аналіз одержаних результатів.

Теоретичні відомості

Поняття моменту інерції та його фізичний зміст

Момент інерції тіла відносно заданої осі обертання характеризує розподіл маси тіла відносно цієї осі та визначає інерційні властивості тіла при обертальному русі. Для матеріальної точки момент інерції визначається як добуток маси точки на квадрат відстані до осі обертання.

Для твердого тіла момент інерції визначається інтегруванням за об'ємом тіла і залежить не лише від маси, а й від форми тіла, розмірів та положення осі обертання. Саме ця обставина ускладнює визначення моментів інерції деталей ходової частини автомобіля, які, як правило, мають складну просторову форму та нерівномірний розподіл маси.

Фізично момент інерції можна інтерпретувати як аналог маси в обертальному русі: чим більший момент інерції, тим більший крутний момент необхідний для надання тілу заданого кутового прискорення.

Моменти інерції деталей ходової частини автомобіля

До деталей ходової частини, для яких моменти інерції мають істотне практичне значення, належать:

- колеса з шинами;
- гальмівні диски та барабани;
- маточини коліс;
- півосі та привідні вали;

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	<i>Екземпляр № 1</i>	

- важелі підвіски;
- стабілізатори поперечної стійкості.

Визначення моментів інерції цих деталей є необхідним для:

- розрахунку динаміки розгону та гальмування;
- аналізу коливальних процесів у підвісці;
- оцінювання навантажень у вузлах ходової частини;
- побудови математичних моделей руху автомобіля.

Через складну геометричну форму більшості з перелічених деталей аналітичне визначення їх моментів інерції є утрудненим або практично неможливим, що зумовлює застосування експериментальних методів.

Класифікація методів визначення моментів інерції

Методи визначення моментів інерції тіл можна умовно поділити на:

- аналітичні;
- розрахунково-експериментальні;
- експериментальні.

Аналітичні методи застосовуються для тіл простої геометричної форми (циліндр, диск, стрижень) і базуються на відомих формульних залежностях. Для деталей складної форми такі методи мають обмежене застосування.

Розрахунково-експериментальні методи передбачають розбиття складної деталі на прості геометричні елементи з відомими моментами інерції. Точність такого підходу залежить від ступеня деталізації та прийнятих припущень.

Експериментальні методи є найбільш універсальними та дозволяють визначати моменти інерції реальних деталей незалежно від їх форми. Саме ці методи найчастіше використовуються в лабораторних роботах.

Методи визначення моментів інерції деталей складної форми

Для деталей складної форми застосовуються такі основні експериментальні методи:

- метод крутного прискорення;

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 83

- метод енергетичного балансу;
- метод коливань;
- комбіновані методи.

Серед перелічених методів найбільш поширеним і точним є метод визначення моменту інерції через коливання, оскільки він дозволяє отримати високу точність вимірювань за відносно простого експериментального обладнання.

Метод визначення моменту інерції деталі через коливання

Метод визначення моменту інерції через коливання є одним з найбільш точних і універсальних експериментальних методів, що широко застосовується для деталей складної форми. Він базується на аналізі параметрів малих кутових коливань механічної системи, до складу якої входить досліджувана деталь.

Сутність методу полягає у встановленні функціональної залежності між періодом коливань системи та її сумарним моментом інерції. Визначивши період коливань без деталі та з деталлю, можна розрахувати момент інерції досліджуваного об'єкта.

Загальна теоретична основа методу

Для твердого тіла, що здійснює малі кутові коливання навколо осі, рівняння руху має вигляд:

$$M_{\text{відн}} = J \cdot d^2\varphi/dt^2,$$

де: J — момент інерції тіла відносно осі коливань; φ — кут повороту;
 $M_{\text{відн}}$ — відновлювальний момент.

Якщо відновлювальний момент пропорційний куту відхилення:

$$M_{\text{відн}} = -k \cdot \varphi,$$

де k — коефіцієнт кутової жорсткості системи, то рівняння руху набуває вигляду рівняння гармонічних коливань:

$$J \cdot d^2\varphi/dt^2 + k \cdot \varphi = 0.$$

Розв'язком цього рівняння є гармонічні коливання з круговою частотою:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 84

$$\omega = \sqrt{(k / J)}.$$

Період кутових коливань визначається залежністю:

$$T = 2\pi \cdot \sqrt{(J / k)}.$$

З цієї формули випливає, що період коливань прямо пропорційний квадратному кореню з моменту інерції системи.

Крутильний маятник як експериментальна установка

Найпоширенішою реалізацією методу коливань у лабораторних умовах є крутильний маятник. Він складається з:

- пружного підвісу (тонкого дроту або стержня);
- платформи (диска), на якій закріплюється досліджувана деталь;
- опорної рами та пристрою для вимірювання періоду коливань.

Крутильна жорсткість підвісу k визначається його геометричними та пружними властивостями. Для круглого дроту вона може бути обчислена за формулою:

$$k = (G \cdot J_p) / L,$$

де: G — модуль зсуву матеріалу дроту; J_p — полярний момент інерції перерізу дроту; L — довжина дроту.

Для круглого перерізу:

$$J_p = \pi \cdot d^4 / 32,$$

де d — діаметр дроту.

У лабораторній практиці жорсткість підвісу часто не обчислюють безпосередньо, а визначають опосередковано через калібрування системи.

Визначення моменту інерції методом порівняння періодів

Нехай:

J_0 — момент інерції платформи та підвісу без деталі; J_1 — сумарний момент інерції системи з встановленою деталлю; T_0 — період коливань без деталі; T_1 — період коливань з деталлю.

Для порожньої установки:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	

$$T_0 = 2\pi \cdot \sqrt{(J_0 / k)}.$$

Для установки з деталлю:

$$T_1 = 2\pi \cdot \sqrt{(J_1 / k)}.$$

Поділивши ці вирази, отримаємо:

$$(T_1 / T_0)^2 = J_1 / J_0.$$

Звідси:

$$J_1 = J_0 \cdot (T_1 / T_0)^2.$$

Момент інерції досліджуваної деталі визначається як різниця:

$$J_{\text{д}} = J_1 - J_0 = J_0 \cdot [(T_1 / T_0)^2 - 1].$$

Ця формула є основною розрахунковою залежністю методу коливань і використовується безпосередньо при обробці результатів лабораторної роботи.

Визначення моменту інерції відносно різних осей

Якщо вісь коливань не проходить через центр мас деталі, отриманий момент інерції необхідно привести до осі, що проходить через центр мас. Для цього використовується теорема Гюйгенса–Штейнера:

$$J = J_{\text{с}} + m \cdot a^2,$$

де: J — момент інерції відносно довільної осі; $J_{\text{с}}$ — момент інерції відносно осі, що проходить через центр мас; m — маса деталі; a — відстань між осями.

Це дозволяє експериментально визначати моменти інерції деталей навіть у випадку складного кріплення на платформі.

Умови точності та джерела похибок

Для забезпечення високої точності визначення моменту інерції методом коливань необхідно дотримуватися таких умов:

- малі кути відхилення ($\varphi \leq 5^\circ$);
- жорстке та симетричне закріплення деталі;
- мінімальні втрати на тертя в підвісі;

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 86 / 86

- вимірювання періоду за декілька коливань з наступним усередненням.

Основні джерела похибок:

- похибка вимірювання періоду коливань;
- демпфування коливань;
- неточне визначення моменту інерції платформи;
- зміщення центра мас деталі від осі коливань.

Дотримання наведених вимог дозволяє отримати достатню точність результатів, придатну для інженерних і навчальних розрахунків.

Контрольні питання

1. Перелічити методики визначення моментів інерції, порівняти їх ефективність.
2. Описати методику визначення моментів інерції фізичних об'єктів, методом біфлярного підвищення.
3. Переваги і недоліки методики визначення моменту інерції методом біфлярного підвішування в порівнянні з іншими методами.
4. З якою метою необхідно знати чисельні значення моментів інерції деталей, механізмів автомобіля.
5. Як впливає величина моментів інерції деталей вузлів автомобіля на його тягові і швидкісні характеристики?