

**ЛІТЕРАТУРА**



**НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНА**

Міністерство освіти і науки України  
Тернопільський національний технічний  
університет імені Івана Пулюя



**М.Г. Левкович, П.В. Босюк, В.М. Клендій**

# **Конспект лекцій**

## **Частина 2**

з дисципліни  
«Теорія експлуатаційних властивостей автомобілів»

Тернопіль  
2016

Міністерство освіти і науки України  
Тернопільський національний технічний університет  
імені Івана Пулюя

Кафедра автомобілів

# **Конспект лекцій**

## **Частина 2**

з дисципліни  
**«Теорія експлуатаційних властивостей автомобілів»**  
для студентів напряму підготовки 6.070106 «Автомобільний  
транспорт» усіх форм навчання

Тернопіль  
2016

Конспект лекцій розроблено відповідно до навчального плану підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» напрямку підготовки 6.070106 «Автомобільний транспорт».

Укладачі: к.т.н., доц. Левкович М.Г.;  
асистент Босюк П.В.  
к.т.н., асистент Клендій В.М.  
Рецензент: к.т.н., доц. Капаціла Ю.Б.  
Відповідальний за випуск: асистент Босюк П.В.

Розглянуто та схвалено на методичному семінарі кафедри автомобілів, протокол №1 від 26 серпня 2016 р.

Рекомендовано до друку методичною комісією механіко-технологічного факультету, протокол № 1 від 29 серпня 2016 р.

## ЗМІСТ

Тема 9. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на прохідність автомобіля. Випробування на прохідність.

Тема 10. Оцінні показники паливної економічності АТЗ. Паливний баланс і рівняння витрати палива. Паливно-економічна характеристика автомобіля.

Тема 11. Взаємозв'язок паливної економічності з використанням альтернативних палив і економічних норм. Випробування на паливну економічність.

Тема 12. Оцінні показники і нормативні вимоги гальмівних властивостей автомобіля.

Тема 13. Регулювання гальмівних сил на колесах автомобіля. Вплив експлуатаційних факторів на гальмівні властивості автомобіля. Гальмівні випробування автомобіля.

Тема 14. Оцінні показники керованості автомобіля. Умови збереження стійкості автомобільного колеса.

Тема 15. Оцінні показники стійкості автомобіля. Умови збереження стійкості автомобіля.

Тема 16. Оцінні показники і нормативні вимоги плавності ходу автомобіля. Вільні коливання одномасової моделі. Вільні коливання автомобіля.

Перелік посилань

## **ТЕМА 9. ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ І ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ НА ПРОХІДНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ. ВИПРОБУВАННЯ НА ПРОХІДНІСТЬ**

### **9.1 Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на прохідність автомобіля**

Для зменшення опору коченню необхідно, щоб колія коліс усіх осей була однаковою, а тиск у контакті шин передніх коліс, які прокладають колію, був на 20-30% менший, ніж задніх, що котяться по вже ущільненому ґрунті. Це досягається в основному відповідним розподілом ваги автомобіля між його осями і різним тиском повітря в шинах передніх і задніх коліс.

Зменшення питомого тиску колеса на дорогу досягається зниженням внутрішнього тиску в шинах, збільшенням профілю і діаметром шин, збільшенням кількості осей і коліс автомобіля. На автомобілях підвищеної прохідності встановлюють спеціальні шини великого діаметра і профілю, внутрішній тиск яких може змінюватися від 0,05 МПа при русі по м'яких ґрунтах до 0,3 МПа при русі по дорогах із твердим покриттям. Такі шини в сполученні з централізованою системою регулювання, що дозволяє під час руху змінювати внутрішній тиск у шинах, значно підвищують прохідність автомобіля.

Застосування незалежної підвіски забезпечує кращу пристосованість коліс до нерівностей дороги, тобто більш повне використання ваги автомобіля для збільшення зчеплення.

Прохідність автомобіля залежить від схеми і типу трансмісії, що визначає плавність передачі крутного моменту від двигуна до ведучих коліс. Найбільш несприятливою в цьому випадку є механічна трансмісія, за якої можливі розриви потоку потужності при переключенні передач, різкі коливання крутного моменту при руханні з місця. Гідродинамічні, гідрооб'ємні й

електричні трансмісії забезпечують плавну передачу крутного моменту до ведучих коліс.

В автомобілів підвищеної і високої прохідності всі колеса є ведучими. У приводі до ведучих коліс звичайно використовують міжколісні і міжосьові диференціали. Наявність міжколісного диференціала погіршує прохідність, оскільки максимальне тягове зусилля, що розвивається колесами моста, обмежується зчепленням колеса, що знаходиться на поверхні з найменшим коефіцієнтом зчеплення. Припустимо (рис. 9.1), що на колеса автомобіля діє вертикальне навантаження  $G_{\kappa 1}=G_{\kappa 2}=R_{z1}=R_{z2}=10$  кН,  $r_{\partial 1}=r_{\partial 2}=0,5$  м, умови зчеплення коліс визначаються коефіцієнтами  $\varphi_{x1}=0,6$  і  $\varphi_{x2}=0,2$ . До веденої шестірні головної передачі 1, з'єднаної з коробкою диференціала 2, підводиться крутний момент  $M=4$  кНм, що нарівно ( $M_1=M_2 = 2$  кНм) розподіляється між колесами автомобіля. Для оцінювання можливості реалізації максимального тягового зусилля по зчепленню лівими  $P_{\varphi 1}$  і правим  $P_{\varphi 2}$  колесами запишемо

$$P_{\varphi 1} = R_{z1} \cdot \varphi_1 ; P_{\varphi 2} = R_{z2} \cdot \varphi_{x2}$$

Звідси

$$M_{\varphi 1} = P_{\varphi 1} \cdot r_{\partial 1} = R_{z1} \cdot \varphi_1 \cdot r_{\partial 1} = 10 \cdot 0,6 \cdot 0,5 = 3 \text{ кНм}$$

$$M_{\varphi 2} = P_{\varphi 2} \cdot r_{\partial 2} = R_{z2} \cdot \varphi_{x2} \cdot r_{\partial 2} = 10 \cdot 0,2 \cdot 0,5 = 1 \text{ кНм}$$

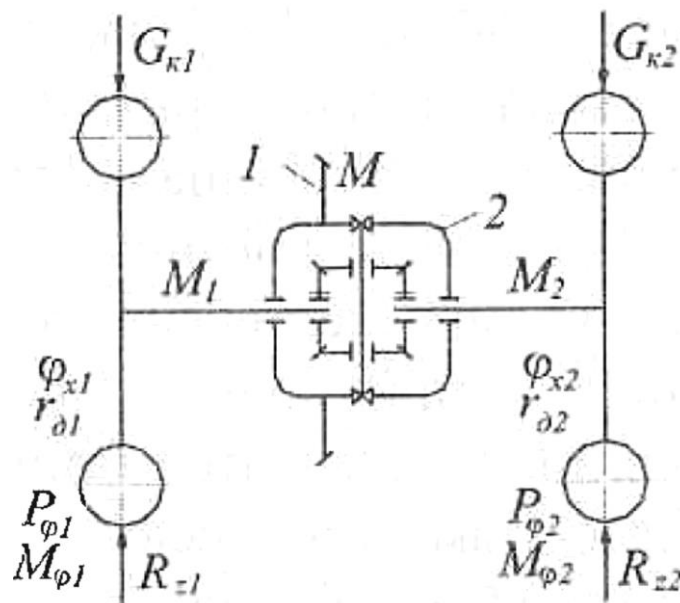


Рисунок 9.1 - Схема роботи міжколісного диференціала

Наведений приклад показує, що до лівого і правого коліс слід було б підводити різні за величиною крутні моменти  $M_{\varphi 1}$  і  $M_{\varphi 2}$ , але конструкція диференціала не дозволяє це зробити. Тому в розглянутому прикладі ліве колесо може бути нерухомим ( $M_2=2$  кНм  $\leq M_{\varphi}$ ), а праве буксувати ( $M_2=2$  кНм  $> M_{\varphi}$ ).

Розглянемо вплив тертя в диференціалі на прохідність автомобіля (рис. 9.2). Тертя відбувається між наліво осьовими шестернями і коробкою диференціала (позначено точкою з позицією 1); між зубами шестерень-сателітів і напіл осьовими шестернями 2; між сателітами і коробкою диференціала 3 і між сателітами і їх віссю 4. Це тертя дещо змінює розподіл моменту  $M$ , що підводиться до диференціала по півосях при їхньому відносному обертанні. Для розглянутого диференціала будуть справедливі такі співвідношення:

$$M_1 = 0,5 \cdot (M - M_{mp})$$

$$M_2 = 0,5 \cdot (M + M_{mp})$$

де  $M_1$  - крутний момент на півосі, що забігає;

$M_2$  - крутний момент півосі що відстає;

$M_{mp}$  - момент тертя в диференціалі (рис. 9.2).

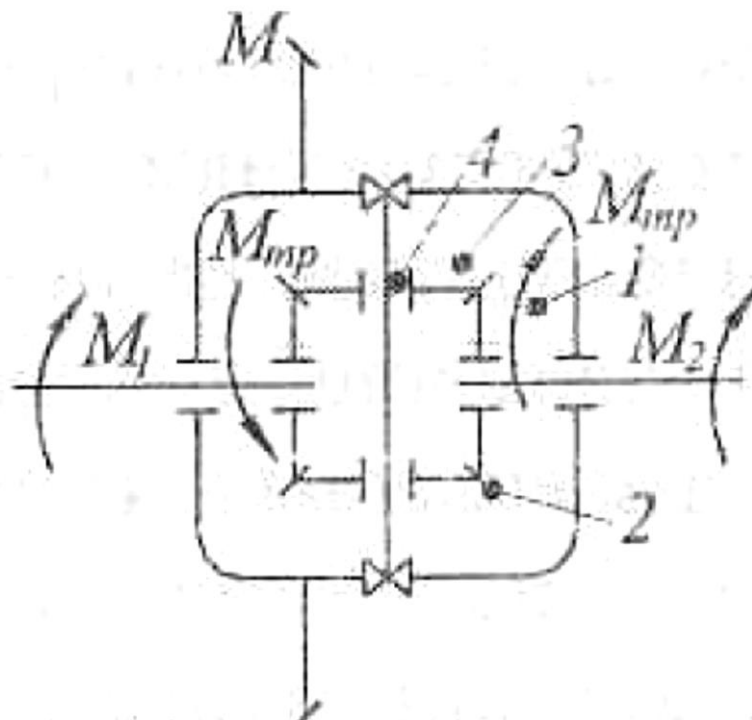


Рисунок 9.2 - Схема дії тертя в міжколісному диференціалі

Змінюючи величину тертя в диференціалі, можна змінювати і співвідношення моментів на півосях. Колесо, що знаходиться в гірших за зчепленням з дорогою умовах, звичайно буксує, тобто має більшу швидкість обертання, ніж друге. Для збільшення сумарного тягового зусилля слід прагнути збільшити тертя в диференціалі, що дозволить поліпшити прохідність автомобіля.

Величину тертя в диференціалі оцінюють коефіцієнтом блокування, що становить відношення крутного моменту на півосі, яка відстає, до крутного моменту на півосі, що забігає:

$$K_{\delta} = M_2 / M_1$$

Коефіцієнт блокування простих шестерних диференціалів дорівнює 1,07-1,1, кулачкових 2,5-3,0, черв'ячних 6-15 [1]. Для блоківних і самоблоківних диференціалів при різних швидкостях обертання коліс весь момент передається через піввісь, що відстає ( $K_{\delta} = \infty$ ).

При установці міжосьових диференціалів сумарне гальмове зусилля, що розвивається всіма колесами автомобіля, буде визначатися максимальним тяговим зусиллям колеса, що знаходиться в найбільш несприятливому з погляду зчеплення положенні, і коефіцієнтами блокування диференціалів. При блокувальних же міжосьових і міжколісних диференціалів максимальне тягове зусилля коліс автомобіля дорівнюватиме сумі тягових зусиль усіх ведучих коліс. Тому у важких дорожніх умовах руху при блокованому приводі прохідність автомобіля помітно поліпшується. У цьому випадку ведучі колеса завжди обертаються з однаковою кутовою швидкістю, але якщо радіуси кочення коліс з якоїсь причини будуть неоднакові, то їхня колова швидкість буде різною. У результаті цієї кінематичної невідповідності при прямолінійному русі автомобіля по рівній дорозі крутний момент може розподілятися між ведучими колесами в різний спосіб. При цьому більше колесо завжди залишається ведучим, а менше може стати веденим і навіть гальмівним, дотична реакція на якому протилежна напрямку руху.



Така кінематична невідповідність може викликати буксування ведучих і ковзання гальмівних коліс, а також супроводжується появою циркуляції потужності.

На рис 9.3 [26] показано схему сил і потужностей, що виникають під час руху повнопривідного автомобіля з жорсткими колесами різних радіусів ( $r_1 > r_2$ ) при блокованому приводі. У цьому випадку дотична реакція передніх коліс  $\sum R_{x1}$  буде спрямована в бік руху автомобіля, а задніх коліс -  $\sum R_{x2}$  може бути спрямована в той самий чи протилежний бік, залежно від величини опору руху.

Якщо для проходження всіма колесами однакового шляху колеса меншого радіуса повинні ковзатися, то вони є гальмівними.

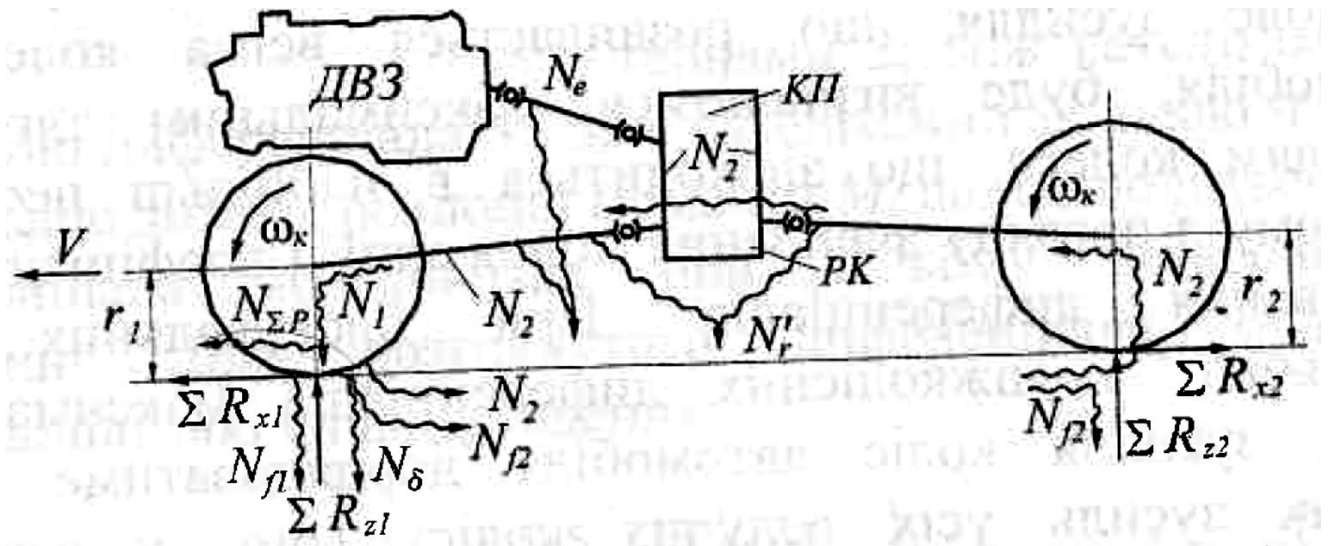


Рисунок 9.3 - Схема сил і потужностей, дія яких на автомобіль супроводжується появою циркуляції потужності

При цьому умова можливості рівномірного руху автомобіля матиме вигляд

$$\sum R_{x1} = P_w + P_a + \sum R_{x2}$$

Зі збільшенням опору руху дотична реакція ведучих передніх коліс  $\sum R_{x1}$  буде збільшуватися, поки не досягне максимального значення, що дорівнює силі зчеплення  $\sum R_{x1} \cdot \varphi_x$ .

При цьому до передніх ведучих коліс має бути підведена потужність

$$N_1 + N_{f1} + N_\sigma + N_w + N_a + N_{f2} + N_2$$

де  $N_{f1}$  і  $N_{f2}$  - потужності, що витрачаються на подолання опору коченню передніх і задніх коліс;

$N_\sigma$ - потужність, що витрачається на буксування ведучих коліс;

$N_2$ - потужність, що витрачається на подолання опору руху гальмуючих коліс.

Максимальне значення потужності  $N_\sigma$  визначається силою зчеплення і швидкістю буксування ведучих коліс, дорівнює різниці колових швидкостей передніх і задніх коліс автомобіля:

$$N_\sigma = \sum R_{x1} \cdot \varphi_x \cdot (r_1 - r_2) \cdot \omega_k$$

де  $\omega_k$  - кутова швидкість коліс.

Потужність  $N_2$  розраховується за формулою:

$$N_2 = \sum R_{x2} \cdot r_{\partial 2} \cdot \omega_k$$

або з урахуванням (9.9)

$$N_2 = (\sum R_{x1} - P_w - P_a) \cdot r_2 \cdot \omega_k$$

Максимальне значення цієї потужності

$$N_{2\max} = (\sum R_{z1} \cdot \varphi - P_w - P_a) \cdot r_2 \cdot \omega_k$$

У результаті дотичного впливу опорної поверхні на гальмівні колеса потужність  $N_2$  повертається в трансмісію і разом з потужністю двигуна  $N_e$  знову підводиться до ведучих коліс автомобіля (див. рис. 9.3).

У такий спосіб у замкнутому контурі, утвореному ведучими колесами, опорною поверхнею, гальмівними колесами і частиною трансмісії, виникає циркуляція потужності. Додатково навантажуючи трансмісію і шини автомобіля, вона викликає підвищене тертя і їх зношення, крім того, буксування коліс призводить до збільшення витрати палива.

У реальних умовах, унаслідок тангенціальної еластичності шин, відбувається вирівнювання їхніх радіусів кочення, і циркуляція потужності практично не виникає.

Нині прохідність автомобіля може бути значно поліпшена встановленням диференціалів з керованим розподілом крутного моменту між осями і колесами, системами з автоматичним керуванням блокуванням міжколісних і міжосьових диференціалів і т.п.

## **9.2 Випробування на прохідність**

У випробуваннях на прохідність визначають показники роботи автомобіля на твердій нерівній поверхні, покритих снігом ділянках, по бруду, піску і в заболоченій місцевості. Для автомобілів підвищеної і високої прохідності розглядають можливості подолання вертикальних перешкод і заданих технічними умовами підйомів і водяних перешкод.

При цих випробуваннях велике значення мають такі показники: швидкості руху, можлива вантажопідйомність, витрата палива на одиницю шляху і робота автомобіля в тонно- чи пасажиро-кілометрах.

При визначенні геометричних параметрів прохідності автомобіль установлюють на горизонтальній плоті галіті [19]. Далі за характерними точками його нижнього контуру, що знаходиться в межах бази, у площинах осей передніх і задніх коліс, а також у переднього і заднього звисів, при повному (номінальному) навантаженні автомобіля вимірюють дорожні просвіти. Одночасно для контролю вимірюють непостійні параметри, зміна яких залежно від навантаження відбивається на величині просвітів: статичні радіуси коліс, стріли прогину пружних елементів підвіски. Найменший просвіт уводять у технічну характеристику автомобіля з вказівкою, яку саме точку (вузол, агрегат) він характеризує.

Поздовжній радіус прохідності  $R_{np}$  визначається графічним шляхом по схематичному (у зменшеному масштабі) кресленню нижнього контуру

автомобіля за номінального навантаження. У тривісних автомобілів з балансірною підвіскою осей  $R_{np}$  визначають додатково при піднятій до упора в обмежники середньої осі. Окружності проводять: одну - дотичну до коліс передньої і середньої осі і через нижчу точку в межах бази, іншу дотичну до коліс усіх трьох осей. За цими двома радіусами прохідності (другий іноді називають радіусом пристосовуваності коліс) визначають більш небезпечний з погляду можливості випадок проходження автомобіля через циліндричну перешкоду (“горбатий” місток).

Кути переднього  $\gamma_1$  і заднього  $\gamma_2$  звисів визначають безпосереднім вимірюванням, застосовуючи плоский твердий щит і кутомірний інструмент. В автомобілів обмеженої прохідності, зокрема, в автобусів великої місткості, для яких характерні порівняно малі значення дорожніх просвітів і кутів звису, необхідно робити додаткові вимірювання цих параметрів у положеннях повного прогину (до обмежників) пружних елементів, послідовно передньої і задньої підвісок. При цьому можуть бути виявлені небезпечні контакти звисів з поверхнею при “галопуванні” автобуса на хвилястих ділянках дороги і при роботі з максимальним пасажирським навантаженням.

Для тривісних автомобілів за спеціальною методикою [19] визначають кінематичні якості підвіски коліс, а для автопоїздів - кути відносної рухливості ланок у горизонтальній і вертикальній площинах.

Важливою складовою випробувань на прохідність є визначення тягових і опорно-зчіпних параметрів прохідності. До них належать: максимальна питома сила тяги на гаку, максимальний подоланий підйом, коефіцієнт зчеплення коліс із ґрунтом, коефіцієнт буксування і деякі інші параметри. (їхнє обґрунтування розглянуто в розділі 3.) Методи випробувань з визначення кількісних значень цих параметрів (для окремих видів АТЗ) стандартизовані.

## **Тема 10. Оцінні показники паливної економічності АТЗ. Паливний баланс і рівняння витрати палива. Паливно-економічна характеристика автомобіля**

### **10.1 Оцінні показники паливної економічності АТЗ**

Собівартість автомобільних перевезень значною мірою залежить від паливної економічності автомобілів - експлуатаційної властивості, що характеризує втрату палива автомобіля при русі. Вартість палива може становити від 15 до 40% усіх витрат на перевезення.

Паливна економічність автомобіля визначається такими показниками двигуна, як годинна витрата палива  $Q_t$  (маса палива, що витрачається в одну годину) і питома витрата палива  $g_e$  (маса палива, що витрачається в одну годину на одиницю потужності двигуна).

Основним вимірником паливної економічності в більшості країн є витрата палива в літрах на 100 км пройденого шляху  $Q'_s$ , а для оцінки ефективності виконання транспортної роботи використовують витрату палива на одиницю транспортної роботи  $Q_{mp}$  (відношення фактичної витрати палива до виконаної транспортної роботи).

Національним стандартом передбачені такі показники паливної економічності автомобіля:

- контрольна витрата палива (КВП);
- витрата палива в магістральному їздовому циклі на дорозі (ВПМЇЦ);
- витрата палива у їздовому циклі містом (ВПЇЦМ);
- паливна характеристика сталого руху (ПХ);
- паливно-швидкісна характеристика на магістрально-пагорбній дорозі (ПШХ).

Наведені показники не мають нормованих значень і використовуються при порівняльній оцінці рівня паливної економічності з аналогами й оцінки технічного стану автомобілів.

КВП визначають для всіх категорій АТЗ при заданих значеннях швидкості руху для різних категорій при русі по прямій горизонтальній дорозі на вищій передачі.

ВПМІЦ вимірюють для АТЗ усіх категорій, крім міських автобусів, пробігом по вимірювальній ділянці з дотриманням режимів руху, заданих картою і схемою циклу.

ВПІЦМ оцінюють для АТЗ усіх категорій, крім автобусів і міжміських автобусів, так само, як ВПМІЦ, різною є тільки характеристика карти і схема циклу.

ПХ - залежність витрати палива  $Q'_s$  для АТЗ усіх категорій від швидкості сталого руху на вищій передачі по горизонтальній дорозі.

ПШХ - залежність витрати палива  $Q'_s$  для автопоїздів і міжміських автобусів від середньої швидкості залежно від заданої максимально допущеної  $V_{дон}$  при русі по магістрально-пагорбній дорозі з заданим поздовжнім профілем.

Показники ВПМІЦ, ВПІЦМ і ПШХ дозволяють оцінювати середню витрату палива в типових умовах руху, а інші - для порівняння паливної економічності аналогів.

## 10.2 Паливний баланс і рівняння витрата палива

До основних факторів, що впливають на витрату палива, слід віднести механічні втрати в двигуні, трансмісії й опір руху автомобіля, що складаються з витрат на подолання сумарного опору дороги, аеродинамічного опору і сил інерції.

Паливний баланс автомобіля характеризується такою залежністю:

$$Q_{\Sigma} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5,$$

де  $Q_{\Sigma}$  - сумарна витрата палива на рух автомобіля;

$Q_1$  - витрата палива на подолання механічних, теплових і помпових втрат у двигуні;

$Q_2$  - витрата на подолання сумарного опору дороги;

$Q_3$  - аеродинамічні опори;

$Q_4$  - механічних втрат у трансмісії;

$Q_5$  - сил інерції автомобіля.

При рівномірному русі автомобіля по горизонтальній дорозі зі швидкістю 60 км/год частина основних складових паливного балансу характеризується такими значеннями:  $Q_1= 66\%$ ;  $Q_2= 13,5\%$ ;  $Q_3= 10\%$ ;  $Q_4=10,5\%$ , а при русі зі швидкістю 100 км/год - 45, 20, 26 і 9% відповідно.

При відомому годинному  $Q_t = g_e \cdot N_e$  і питомій витраті палива двигуном автомобіля можна визначити його витрату на одиницю пройденого шляху  $Q_s$  :

$$Q_s = \frac{Q_t}{V} = \frac{g_e \cdot N_e}{1000 \cdot V}, \text{ кг / км}$$

де  $g_e$  - питома витрата палива, у г/кВтгод.

У зв'язку з тим що КВП традиційно вимірюється при пройдених 100 км шляху, запишемо

$$Q_s' = Q_s \cdot 100 = \frac{g_e \cdot N_e}{10 \cdot V}, \text{ кг / 100 км}$$

або

$$Q_s' = \frac{g_e \cdot N_e}{10 \cdot \rho_n \cdot V}, \text{ л / 100 км}$$

де  $\rho_n$  - щільність палива.

Використовуючи вирази (1.5) і (3.50), одержимо за відсутності буксування коліс рівняння витрати палива

$$Q_s' = \frac{g_e \cdot (N_\psi + N_w + N_j)}{10 \cdot V \cdot \rho_n \cdot \eta_m}$$

або

$$Q_s' = \frac{g_e \cdot (P_\psi + P_w + P_j)}{10 \cdot \rho_n \cdot \eta_m}$$

Перетворивши (6.5) з урахуванням (3.55), отримаємо рівняння витрати палива, зручне для аналізу паливної економічності автомобіля:

$$Q_s = \frac{g_e}{36000 \cdot \rho_n \cdot \eta_m} \cdot \left( G \cdot \psi + \frac{\kappa \cdot F \cdot V^2}{13} + \frac{G}{g} \cdot \delta_j \cdot j \right)$$

Витрата палива на 100 км пройденого шляху (6.7) не дозволяє правильно оцінити вплив корисного навантаження автомобіля на його паливну економічність. На підставі цієї формули створюється враження, що автомобіль без вантажу має кращу паливну економічність, ніж з вантажем, тому що в нього витрата палива менша на 100 км. Тому правильніше оцінювати паливну економічність витратою палива, віднесеною до одиниці транспортної роботи (тонно-кілометра чи пасажиро-кілометра). Так, для вантажних автомобілів

$$Q_{mp} = \frac{1000 \cdot Q_s \cdot \rho_n}{m_g \cdot S_g}$$

де  $m_g$  - маса перевезеного вантажу, т;

$S_g$  - пробіг автомобіля з вантажем, км.

### 10.3 Паливно-економічна характеристика автомобіля

Паливно-економічна характеристика автомобіля становить залежність витрати палива на 100 км від швидкості автомобіля при різних значеннях коефіцієнта сумарного опору дороги для сталих режимів руху (рис. 6.1).

Графік економічної характеристики дозволяє виявити витрати палива, які відповідають різним швидкостям руху. Наприклад, швидкості  $V_1$  (рис. 6.1) на дорозі з коефіцієнтом  $\psi_2$  відповідає витрата  $Q_{s1}$ . Можна розв'язати й обернену задачу, тобто визначити найбільшу швидкість руху, що відповідає бажаній витраті палива. Такі задачі можуть виникнути при виявленні для автомобільних магістралей економічно доцільних швидкостей руху автомобілів з урахуванням витрати палива.



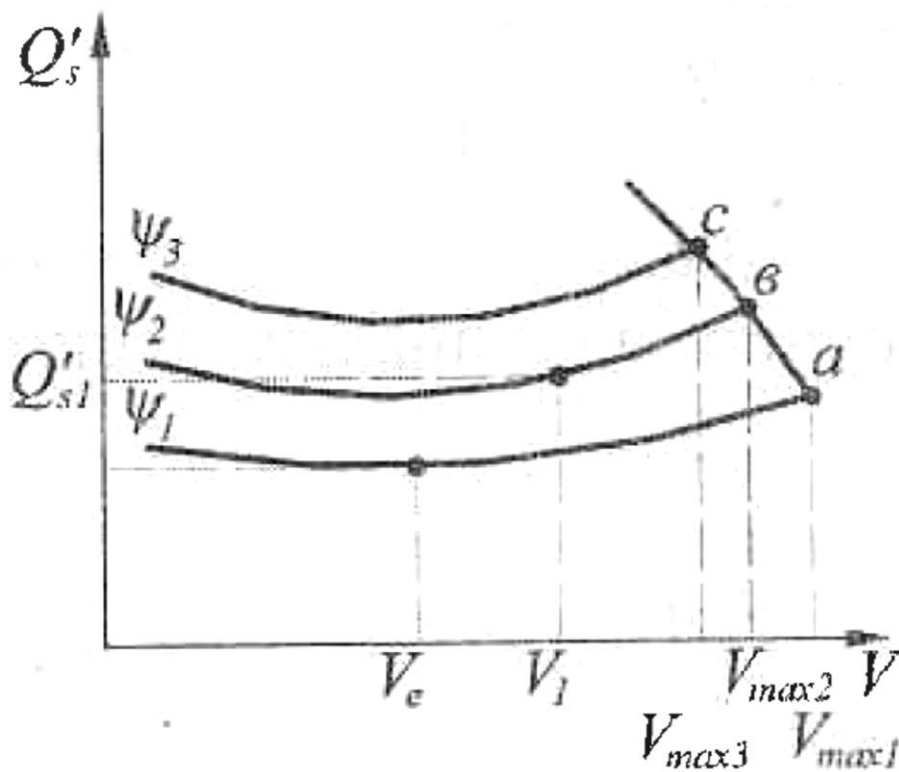


Рисунок 10.1 - Графік паливно-економічної характеристики автомобіля

На кривих графіка (див. рис. 10.1) виділяють дві характерні точки, одна з яких дозволяє виявити швидкість руху ( $V_e$ ), що відповідає мінімальній витраті палива (перегин кривих), а друга - максимальну швидкість (крайні праві точки кривих -  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ). Останні відповідають повній подачі палива і, отже, швидкості, більше якої автомобіль ще може розвинути в даних дорожніх умовах, і повному навантаженню при економічному складі суміші.

У міру збільшення швидкості автомобіля витрата палива зменшується, досягає мінімуму і потім починає збільшуватися. Такий характер зміни  $Q'_s$  пов'язаний із законом протікання питомої витрати палива  $g_e$  залежно від частоти обертання  $n_e$  колінчастого вала двигуна. Збільшення  $n_e$  спочатку зумовлює зниження  $g_e$ , а потім - його збільшення. Оскільки  $V$  пов'язана з  $n_e$  лінійним законом, то зміна  $g_e$  зі зміною  $V$  впливає на  $Q'_s$ . Під час зростання коефіцієнта  $\psi$  максимальна швидкість зменшується. На графіку точки, що відповідають максимальним швидкостям, лежать на одній обвідній кривій  $abc$ .

Порівнюючи паливно-економічні характеристики автомобілів, можна визначити витрати палива в різних умовах руху.

Паливна економічність автомобіля з ГМП через порівняно низький ККД вхідного в нього ГДТ є дещо нижчою (на 3-7%), ніж з механічною трансмісією. Розходження в паливній економічності менші при роботі автомобіля на позаміських маршрутах і більші в місті з інтенсивним дорожнім рухом. Це пояснюється тим, що в першому випадку використовують переважно режим гідромуфти, а в другому - ГДТ. Для поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля з ГМП у коробку передач вводять один або два понижувальні ступені, а для поліпшення паливної економічності зменшують також передавальне число головної передачі. Введення знижувальних ступенів сприяє збільшенню середнього ККД ГДТ, а зниження передавального числа головної передачі - роботі двигуна на більш економічних режимах при русі з високими швидкостями. Ввівши у вираз (6.6) ККД ГДТ  $\eta_z$ , одержимо

$$Q'_s = \frac{g_e \cdot (P_\psi + P_w + P_j)}{10 \cdot \rho_n \cdot \eta_m \cdot \eta_z}$$

Очевидно, що чим більше  $\eta_z$ , тим менше  $Q'_s$ . ККД ГДТ безупинно змінюється залежно від його передавального відношення  $u$ , що, у свою чергу, залежить від швидкості руху автомобіля. У той самий час на паливну економічність автомобіля з ГМП впливають не тільки величина ККД, а й режим роботи двигуна, певна питома витрата палива  $g_e$ . Вдалим узгодженням швидкісної характеристики двигуна і навантажувальної характеристики ГДТ можна забезпечити двигуну більш економічні режими порівняно з його роботою при установці механічної коробки передач. Однак вирішальний вплив на паливну економічність справляє ККД ГДТ.

## 10.4 Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на паливну економічність автомобіля

Для оцінювання впливу різних факторів на паливну економічність автомобіля виконаємо аналіз дії на неї складових рівняння витрати палива (6.7).

Питома витрата палива  $g_e$  визначається типом, конструкцією двигуна і залежить від режиму його роботи потужності та частоти обертання колінчастого вала. За відсутності експериментальних даних оцінювання впливів  $g_e$  на витрату палива виконують за рівнянням [16]:

$$g_e = g_N \cdot K_{об} \cdot K_{ен}$$

де  $g$  - питома витрата палива, якщо  $N_{max}$ ;

$K_{об}$  і  $K_{ен}$  - коефіцієнти, що враховують зміну  $g_e$  залежно від частоти обертання колінчастого вала і ступеня використання потужності двигуна  $B_n$  відповідно.

Ступенем використання потужності двигуна  $B_n$  називають відношення потужності  $N_{ep}$  (рис. 10.2), необхідної для рівномірного руху автомобіля, до потужності  $N_e$ , що розвиває двигун за тієї самої швидкості руху і повної подачі палива. Очевидно, що збільшення  $N_e$  знижує ступінь використання потужності, унаслідок чого  $g_e$  і  $Q'_s$  зростають.

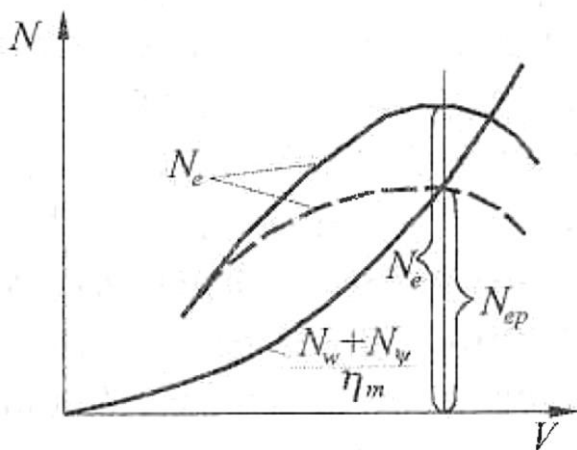


Рисунок 10.2 - Графік, що характеризує використання потужності двигуна

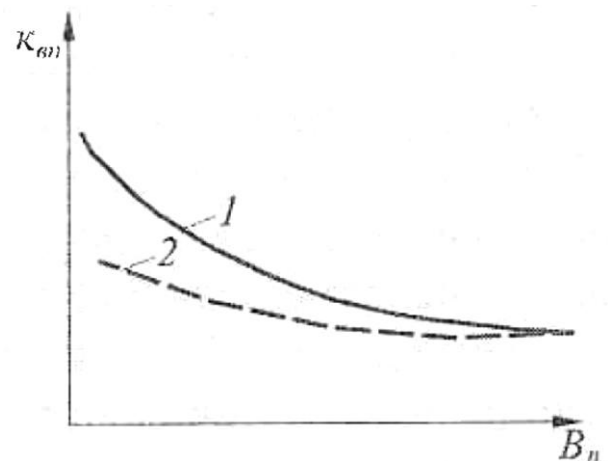


Рисунок 10.3 - Графік зміни квп від Вп для двигунів, що працюють на бензині (1) та дизельному пальному (2)

Типовий характер зміни питомої витрати палива, що характеризується як  $\kappa_{en}$  від ступеня використання потужності двигуна  $B_n$ , подано на рис. 10.3. З графіка випливає, що для двигунів, які працюють на бензині за малого значення  $B_n$ , питома витрата  $g_e$  збільшується порівняно з мінімальною у кілька разів, а якщо  $B_n=100\%$ , збільшується на 10-15%. У дизельних двигунів  $g_e$  меншою мірою залежить від  $B_n$  і за малих його значень відрізняється від мінімального не більше ніж у 1,5 разу.

Ці переваги дозволяють при заміні бензинового двигуна дизельним знизити витрату палива на 25-30% у легкового автомобіля і 30-40% у вантажного. Приблизні значення питомої витрати палива  $g_e$  при роботі двигуна на режимі максимальної потужності для сучасних двигунів, що працюють на бензині, становлять 290-340 г/кВтгод, а для дизельних 200-250 г/кВтгод.

При збільшенні маси перевезеного вантажу  $m_e$  збільшується повна маса автомобіля і, отже,  $N_{\psi}$ , що призводить до зростання витрати  $Q'_s$  (6.5). Однак збільшення  $Q'_s$ , дещо відстає від зростання  $G$ , оскільки збільшується питома витрата  $g_e$ . Тому витрата  $Q_{mp}$ , віднесена до одиниці транспортної роботи (6.8), буде знижуватися (рис. 10.4). Зниження збільшується при збільшенні вантажопідйомності. У цьому випадку ступінь використання потужності двигуна  $B_n$  збільшується, і питома витрата  $g_e$ , а, отже, і  $Q_{mp}$  зменшуються. Таким чином, існує протиріччя між тягово-швидкісними властивостями і паливною економічністю. Для поліпшення тягово-швидкісних властивостей необхідно збільшувати запас потужності (при цьому ступінь використання потужності двигуна зменшується), а для поліпшення паливної економічності - зменшувати його. У той самий час зайве зниження запасу потужності може призвести до погіршення і тягово-швидкісних властивостей, і паливної економічності, тому що водієві доведеться частіше вмикати знижені передачі в КП. Це протиріччя можна зменшити, застосовуючи причепи і напівпричепи.

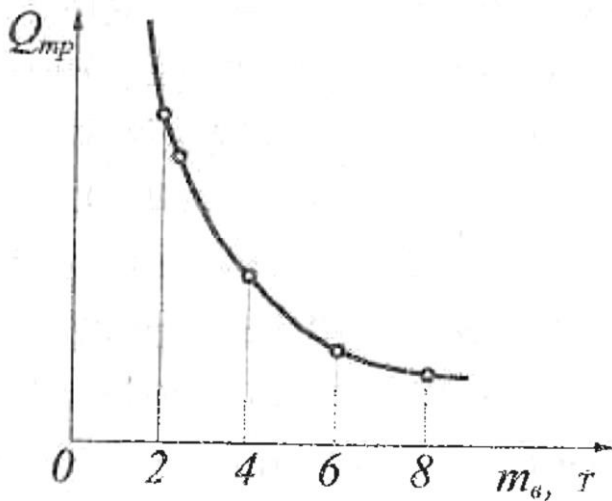


Рисунок 10.4 - Графік залежності  $Q_{mp}=f(m_6)$

У такому випадку вантажопідйомність АТЗ збільшується, використання потужності двигуна зростає, що забезпечує підвищення продуктивності і поліпшення паливної економічності.

Збільшення фактора обтічності  $k_{nf}$  викликає збільшення сили опору повітря  $P_w$  і витрати палива  $Q'_s$  (6.7).

Найбільший вплив цей параметр чинить на паливну економічність легкових автомобілів, що рухаються зі значними швидкостями.

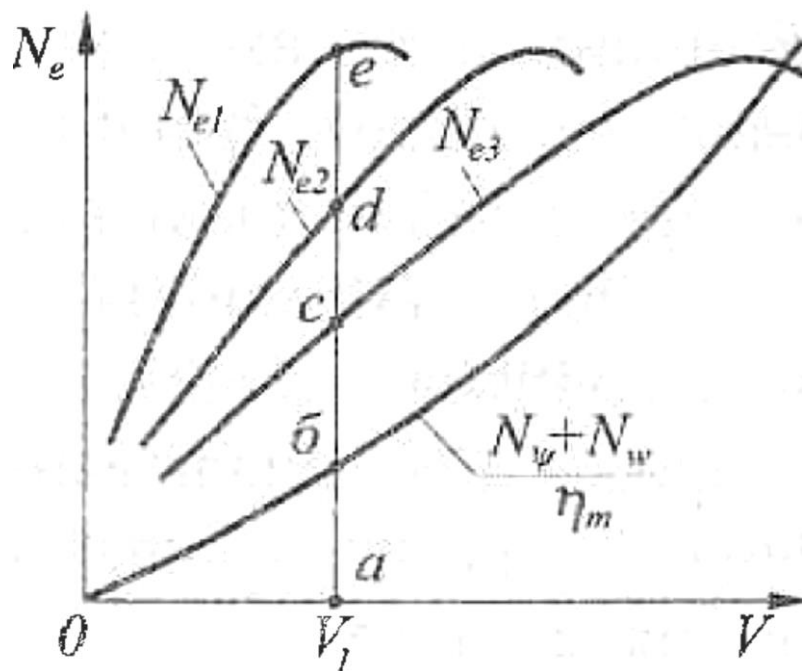


Рисунок 10.5 - Графік потужного балансу автомобіля при русі на різних передачах

Вплив трансмісії на паливну економічність автомобіля обумовлюється її  $\eta_m$ , кількістю ступенів і їхніх передавальних чисел. На рис. 10.5 наведено потужнісний баланс автомобіля при русі на різних передачах. Очевидно, що

при русі автомобіля зі швидкістю  $V_1$  на різних передачах ступінь використання потужності двигуна  $B_n$  буде різним: на першій  $B_{n1} = (ab/ae) \cdot 100 \%$ , на другій  $B_{n2} = (ab/ad) \cdot 100 \%$ , на третій  $B_{n3} = (ab/ac) \cdot 100 \%$ . Тому що  $B_{n1} < B_{n2} < B_{n3}$ , то  $ig_{e1} > ig_{e2} > ig_{e3}$ . Потужність, необхідна для руху з заданою швидкістю, не залежить від передавального числа трансмісії. Тому витрата  $Q'_s$  буде максимальною на першій і мінімальною на третій передачі. З усіх передач досвідчений водій вибере ту, за якої  $Q'_s$  найменший. Здебільшого це вища з усіх передач, що забезпечують у даних умовах роботу двигуна з  $B_n \leq 80-90\%$ . Наприклад [20], якщо в легкового автомобіля повною масою 1355 кг при русі на четвертій передачі по гарній горизонтальній дорозі з  $V = 40$  км/год шляхову витрату прийняти за 100%, то на третій він буде дорівнювати 112%, на другій - 170%, а на першій - 300%. Оскільки витрата  $g_e$  залежить не тільки від  $B_n$ , а й частоти  $n_e$ , причому мінімальні значення  $g_e$  відповідають середнім частотам, то при русі з малими швидкостями іноді доцільніше використовувати більш низькі передачі.

Зі збільшенням ККД трансмісії  $\eta_m$  (6.7) витрата палива  $Q'_s$  зменшується. ККД, як відомо, залежить від низки факторів, насамперед, від технічного стану автомобіля, від того, чи відповідає якість мастила, залитого в картери агрегатів, технічним вимогам заводу-виробника, правильності регулювань механізмів трансмісії і ходової частини. Так, наприклад, при одній непрацюючій свічці запалювання витрата палива автомобіля із шестициліндровим двигуном збільшується на 20-25 %, неправильна установка кута випередження запалювання здатна призвести до збільшення витрати палива на 60-70 %, а зменшення тиску повітря в шинах з 0,35 до 0,2 МПа збільшує витрату палива на 20 % [16]. Тому підтримка автомобіля в технічно справному стані дозволяє значно знизити витрату палива при його експлуатації.

Методи водіння автомобіля, що залежать від кваліфікації, впливають на паливну економічність. Процес руху автомобіля складається з кількох фаз: розгону, сталого руху ( $V=const$ ), уповільненого руху (накат, гальмування). Залежно від довжини кожної фази циклу витрата палива різна.

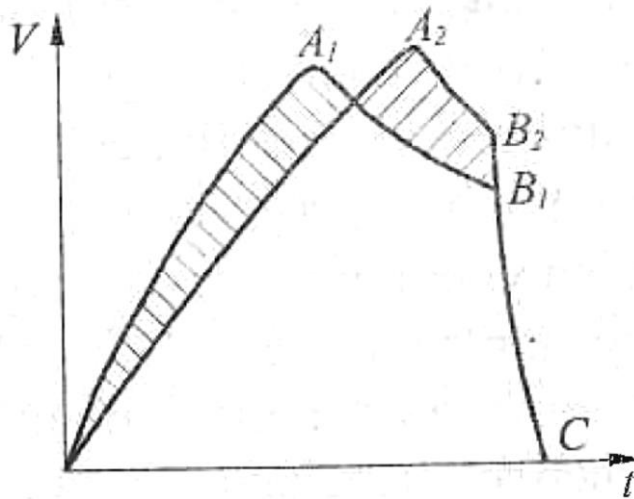


Рисунок 10.6 - Графік двох замкнутих циклів автомобіля

Розглянемо два замкнуті цикли руху  $OA_1B_1C$  і  $OA_2B_2C$  (рис. 10.6). Вони розрізняються тривалістю фаз розгону ( $OA_1$  і  $OA_2$ ), нахату ( $A_1B_1$  і  $A_2B_2$ ) і гальмування ( $B_1C$  і  $B_2C$ ). Фази сталого руху виключені для зручності порівняння. При однакових заштрихованих площах шляхи, пройдені в кожному циклі, однакові.

У циклі  $OA_1B_1C$  розгін більш інтенсивний, тобто завантаження двигуна більше, ніж у циклі  $OA_2B_2C$ . Крім того, при більш швидкому розгоні вдається збільшити фазу нахату і почати гальмування з меншої швидкості. Як результат, у циклі  $OA_1B_1C$  краще використовується кінетична енергія, отримана автомобілем при розгоні для подолання опорів руху у фазі нахату, і менша частина її перетворюється в тепло при гальмуванні. Тому паливна крива циклу  $OA_1B_1C$  краща, ніж циклу  $OA_2B_2C$ . Однак у разі занадто інтенсивного розгону пальна суміш додатково збагачується, і паливна економічність може погіршитися. У зв'язку з цим досвідчені водії прагнуть розганяти автомобіль швидко, але не з максимальними прискореннями. За даними НДІАТ, економічний розгін забезпечується у вантажних автомобілів при прискоренні  $0,7-1,0$ , а в легкових  $0,9-1,5$  м/с<sup>2</sup>. Залежно від частоти зупинок ступінь подачі палива при розгонах автомобіля має бути різним: у міських умовах вигідною є повна подача палива, у приміських - подача палива на 75-100%, а в магістральних на 50-70%.

## **ТЕМА 11. ВЗАЄМОЗВ'ЯЗОК ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ З ВИКОРИСТАННЯМ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ПАЛИВ І ЕКОНОМІЧНИХ НОРМ. ВИПРОБУВАННЯ НА ПАЛИВНУ ЕКОНОМІЧНІСТЬ**

### **11.1 Взаємозв'язок паливної економічності з використанням альтернативних палив і екологічних норм**

Очевидно, що на найближче десятиліття теплові поршневі двигуни залишаться основними типами силових установок автомобілів. Це спонукає до пошуку нових шляхів розв'язання паливно-економічної й екологічної проблем. Одним із таких шляхів є перехід на нові, більш ефективні палива в межах потенційних енергосировинних ресурсів, технологічної готовності і виробничих можливостей.

На першому етапі основним паливом залишаться сучасні бензини і дизельні палива і з залученням нових компонентів і добавок, здебільшого нафтового походження. Другий етап характеризуватиметься поступовим переходом на альтернативні палива, до яких відносять:

- вуглеводні гази природного походження: природні і зріджені гази, а також метан і його суміші. Ці палива, частина з яких уже широко використовуються в енергетиці, дозволяють, наприклад, розширити енергетичну базу автомобільного транспорту й значною мірою поліпшити його екологічні характеристики;

- синтетичні палива (водень, різні спирти і т.ін.), одержувані сучасними методами на базі різних компонентів паливних копалин;

- вторинні ресурси - охоплюють побічні продукти переробки рідких і твердих палив (коксівий, напівкоксівий і нафтозаводські гази), а також продукти термічної переробки палив (гази підземної газифікації, газогенераторні і сланцеві гази).

Альтернативні паливні суміші становлять композиції традиційного палива з добавкою одного або кількох компонентів, що дозволяє знизити



витрату палива до 20% і зменшити кількість токсичних речовин, що містяться в відпрацьованих газах.

Для застосування на автотранспортних засобах велику цінність становлять:

- суміші вуглецевих палив із синтетичними спиртами і різними високоенергетичними й антидетонаційними компонентами;
- водопальні суміші у вигляді емульсій різного типу, що дозволяють зменшити вміст оксидів азоту у відпрацьованих газах;
- продукти конверсії палива, що використовуються як добавки до основного палива безпосередньо на автомобілях;
- добавки водню до вуглеводно-повітряних паливних сумішей, які істотно підвищують паливну економічність і екологічну досконалість автомобіля, особливо в умовах міської експлуатації.

Сукупність зазначених заходів, спрямованих на поліпшення паливної економічності й екологічної безпеки, не дає однозначного результату. Так, наприклад, застосування на автомобілях дизельних двигунів забезпечує зниження витрати палива, але у відпрацьованих газах таких двигунів відзначається підвищений вміст оксидів азоту  $\text{NO}_x$ , вуглеводнів  $\text{CH}$ , твердих часток і особливо небезпечних ароматичних вуглеводнів (бензопірена). Підвищення ступеня стиснення, що поліпшує паливну економічність бензинових двигунів, також супроводжується збільшенням  $\text{NO}_x$ , а застосування антидетонаційних присадок у бензині для двигунів з високим ступенем стиснення призводить до викидів в атмосферу сильнодіючих токсичних солей свинцю.

У зв'язку з цим у 1993 р. КВТ СЕК ООН уперше встановив єдині норми для європейського співтовариства за вмістом шкідливих речовин у відпрацьованих газах, що значною мірою визначило тенденції розвитку конструкції автомобільних двигунів. У табл. 11.1 подано норми, позначені "ЄВРО-ГУ"ЄВРО-2" і т.д., початок терміну їх дії і граничні значення шкідливих складових.

Очевидно, що за останні 12 років (запровадження в дію норм “ЄВРО-4”, 2005) вимоги за вмістом шкідливих речовин для бензинових двигунів зростуть по СО у трирази; по СН - у два рази; для дизельних двигунів по NO<sub>x</sub> -у два рази; по твердих частках (дрібнодисперсна сажа) - у три рази. У “ЄВРО-5” (2008) закладені нормативні вимоги, яким відповідають автомобілі з витратою палива близько 3 л/100 км.

Таблиця 11.1 - Норма викиду шкідливих речовин

Норми ЄЕК ООН	Викиди, г/км				
	вуглеводні + оксиди азоту СН+NO <sub>x</sub>	оксиди азоту NO <sub>x</sub>	вугле- водні СН	монооксид вуглецю СО	тверді частки
Бензинові двигуни					
ЄВРО-1 (1993)	1,13	-	-	3,16	-
ЄВРО-2 (1996)	0,5	-	-	2,2	-
ЄВРО-3 (2000)	-	0,15	0,20	2,2	-
ЄВРО-4 (2005)	-	0,08	0,10	1,0	-
Дизельні двигуни					
ЄВРО-1	1,13	-	-	3,16	0,18
ЄВРО-2	0,7/0,9	-	-	1,0	0,1 - для дизелів із прямим упорскуванням палива, 0,08 - для всіх інших дизелів
ЄВРО-3	0,56	0,50	0,06	0,64	0,05
ЄВРО-4	0.30	0,25	0,05	0,50	0,05

Кількість шкідливих речовин у відпрацьованих газах залежить не тільки від конструкції ДВЗ, а й від технічного стану систем і механізмів автомобіля, які впливають на витрату палива. Сучасна діагностика і технічне обслуговування автомобілів, що знаходяться в експлуатації, дозволяють виконати екологічні норми, визначені стандартами.

## **11.2 Випробування на паливну економічність**

Контрольну витрату палива визначають на одному швидкісному режимі руху АТЗ, в умовах, що дозволяють одержати найбільшу порівнянність результатів, а саме: на горизонтальній прямолінійній дорозі з твердим рівним покриттям при чистому і сухому його стані. Контрольну витрату вимірюють в АТЗ із повним (номінальним) навантаженням, що рухається на вищій передачі з постійною швидкістю, яка встановлюється технічними умовами на АТЗ.

Контрольну витрату палива визначають як середнє арифметичне з результатів двох випробувань при проїзді в двох взаємно протилежних напрямках ділянки дороги довжиною 3-5 км.

Паливно-економічна характеристика сталого руху становить залежність витрати палива від швидкості АТЗ при постійному режимі руху на кожній швидкості. Виміри проводять на горизонтальній ділянці дороги з твердим рівним сухим покриттям при основних навантажувальних станах АТЗ, передбачених програмою випробувань. Залежно від виду та призначення випробувань і тягових можливостей АТЗ характеристику знімають тільки на вищій передачі або на вищій і додатково на попередній її передачі. Заїзди при кожній швидкості проводять на мірній ділянці довжиною не менше 1 км у двох взаємно протилежних напрямках. Зняття характеристики починають з максимальної швидкості руху АТЗ, потім проводять заїзди, послідовно знижуючи швидкість через інтервали 20 км/год для легкових і 10 км/год для вантажних АТЗ й автобусів аж до мінімальної стійкої швидкості. Вимірюють час проїзду мірної ділянки і кількість витраченого палива. Підраховують

фактичні швидкості руху в кожному заїзді. За отриманими даними будують характеристики для кожного напрямку руху (відповідно, при кожному навантажувальному стані автомобіля і на кожному з установлених методикою передач).

Паливно-швидкісну характеристику на магістрально-пагорбній дорозі для одержання порівнянних даних слід знімати на тій самій ділянці випробуваної дороги для всіх порівнюваних АТЗ.

При визначенні кожної точки характеристики, пробіг випробовуваного автомобіля має бути виконаний за встановленим кільцевим маршрутом довжиною 13-15 км із найбільшою можливою швидкістю, без перевищення граничної швидкості. Граничні швидкості задають кратними 10 км/год у визначеному діапазоні, починаючи з номінальної швидкості АТЗ на вищій передачі і до нижчої межі, що дорівнює 40 км/год. На спусках, щоб уникнути перевищення заданої швидкості, застосовують гальмування якимось із способів. Так само проводять заїзди на всіх режимах, що відрізняються один від іншого заданими граничними швидкостями руху. За отриманими даними підраховують середні швидкості і середні витрати палива в кожному заїзді. За підрахунком значенням середніх швидкостей і питомих витрат палива (на 1 км шляху) для кожної межі швидкості будують характеристики: швидкісну, що виражає залежність середньої швидкості від заданої граничної, і паливну, що є залежністю середньої питомої витрати палива від середньої швидкості в заїзді.

Паливна характеристика циклічного руху визначається переважно для АТЗ, робота яких в експлуатації має циклічний характер (наприклад, міські автобуси, самоскиди, автомобілі поштової служби і т.ін.). Для них доцільно визначати витрату палива при циклічному режимі руху, що відтворює в типізованому вигляді найбільш характерні для АТЗ даного призначення експлуатаційні умови. З цією метою елементи (шлях циклу, кількість і тривалість зупинок, час руху і т.д.) експлуатаційних циклів реєструють під час спеціальних попередніх випробувань, обробляють методами математичної

статистики і формують випробуваний цикл, який відтворюють при визначенні витрати палива циклічного руху.

Паливна економічність на дорогах загального користування звичайно визначається при заїздах на достатню дистанцію (50-100 км) з вимірюванням витрати палива і середньої швидкості руху за кількома типовими видами автомобільних доріг, у тому числі по автомагістралях, дорогах з нерівним твердим покриттям і т.п., а також у міських умовах. На цих дорогах вибирають найбільш характерні ділянки і на них проводять заїзди, звичайно у двох взаємно протилежних напрямках. При виконанні заїздів реєструють шлях, час руху, витрату палива, швидкісний режим.

Для вимірювання витрати палива при випробуваннях АТЗ застосовують прилади з мірними циліндрами або об'ємні лічильники-паливоміри, пристрій і роботу яких наведено в [19].

### **11.3 Оперативний моніторинг параметрів палива та мастила**

З початку ХХІ століття в економіці держав значно посилена роль автомобільного транспорту. Перевезення вантажів на далеку відстань здійснюється автомобілями в напруженому режимі роботи систем і агрегатів.

Практично безперервна робота двигуна потребує постійної інформації про роботу системи охолодження двигуна, стан мастила в агрегатах та наявності палива в баку. Усе більш нагальною є технологічна необхідність контролю кількісного і якісного стану палива і мастила. Такий контроль характеристик паливо-мастильного стану обов'язкова і невід'ємна складова роботи автомобіля. Від точності такого контролю значною мірою залежить економічна ефективність роботи автомобільних перевезень у цілому. Оцінка технічного стану двигуна внутрішнього згорання, а саме: визначення параметрів мастила у картері двигуна внутрішнього згорання під час його роботи, є актуальною складовою ефективного використання автомобільного транспорту.

Для вирішення цієї проблеми необхідно вимірювати кількісні і якісні характеристики палива та мастила, які знаходяться в картері і баку. До цих параметрів поряд з такими основними, як обсяг та відповідність технічним умовам, також належать положення меж поділу незмішуваних середовищ.

На сьогодні відсутні сертифіковані вітчизняні системи моніторингу параметрів палива та мастила, що дозволяють оперативно автоматизованими методами визначати їхні характеристики: рівень, обсяг, масу, температуру тощо. Практичне освоєння таких систем тільки-но починається.

Ефективним методом, що дозволяє вимірювати зазначені параметри, є метод імпульсної рефлектометри. Суттєвими ознаками цього методу є визначення рівня середовища, що контролюється, за допомогою частково зануреного в середовище датчика; обчислення кількості за допомогою мікро-ЕОМ (обчислювача); та індикація результатів, а також визначення з допомогою діелектричної проникності якісних фізичних характеристик палива та мастила, таких, як густина, октанові і цетанові числа та інші показники. На базі цього методу розроблено рефлектометричну інформаційно-вимірювальну систему (ІВС) «САДКО» (рис. 11.1).

В основу принципу роботи системи «САДКО» покладено метод імпульсної рефлектометри, який у подальшому дістав назву метода імпульсної поліметрії.

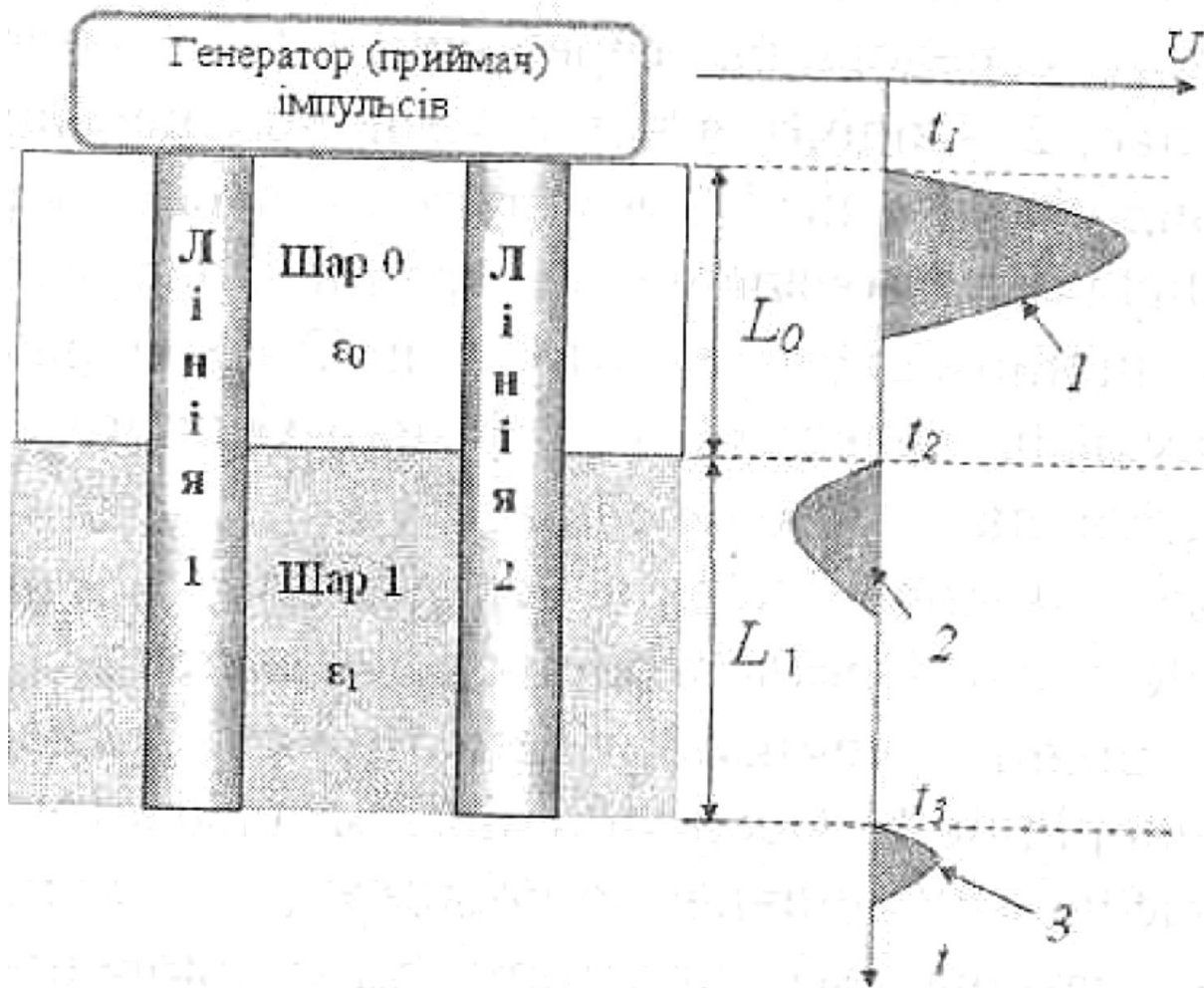


Рисунок 11.1 - Рефлектометрична система

Сутність метода полягає в такому. У двопровідну лінію передачі - чутливий елемент блоку вимірювальних перетворювачів рівня, установлений у резервуарі з контрольованим середовищем, - посилається високочастотний і малопотужний зондувальний імпульс, що поширюється по лінії зі швидкістю  $V$ , обумовленою діелектричною проникністю середовища:

$$\varepsilon V = \frac{C}{\sqrt{\varepsilon}}$$

де  $C = 3 \cdot 10^8$  м/с - швидкість поширення електромагнітної хвилі в повітрі;

$\varepsilon$  - діелектрична проникність середовища, яка заповнила простір між провідниками чутливого елемента.

На рис. 11.1: шар 0 - повітря  $L_0$ , шар 1 - шар контрольованого середовища, середовище  $L_1$ . 1 - зондувальний імпульс, 2 - відбиття від межі поділу

середовищ,  $z$  - відбиття від кінця лінії,  $U$  - напруга,  $t$  - час. Генератор (приймач) імпульсів забезпечує генерацію зондувальних імпульсів (1) і прийом відбитих імпульсів (2-3). Параметри відбитих імпульсів залежать від фізико-хімічних властивостей середовища, що контролюється.

На межі поділу двох середовищ з різною діелектричною проникністю, наприклад, повітря - рідина або рідина - рідина, виникає різкий стрибок хвильового опору - неоднорідність. Неоднорідність хвильового опору виникає внаслідок заповнення матеріалом (рідиною або сипким матеріалом) простору між провідниками чутливого елемента. Імпульс відбивається від неоднорідності хвильового опору й повертається до початку лінії. Аналоговий сигнал, що містить інформацію про зондувальний і відбитий імпульси, називається рефлектограмою.

Час затримки відбитого імпульсу відносно зондувального пропорційний відстані  $l$  до межі поділу двох середовищ:

$$l = \frac{V \cdot t_3}{2}$$

де  $t_3$  - час подвійного пробігу зондувального імпульсу до межі поділу двох середовищ. Коефіцієнт 1 урахує подвійний шлях, пройдений імпульсом.

Для визначення рівня рідини й відстані до межі поділу рідких середовищ чутливий елемент опускають у резервуар з контрольованими середовищами. Від зондувального імпульсу відраховують усі інші координати. Затримка першого відбитого імпульсу  $T_1$  відносно зондувального показує час проходження імпульсу до поверхні рідкого середовища в резервуарі, тобто до межі поділу середовищ повітря - рідина (наприклад, повітря - нафтопродукт). Затримка другого відбитого імпульсу  $T_2$  відносно зондувального визначає час проходження імпульсу по хвилеводу до межі поділу двох рідких середовищ (нафтопродукт - підтоварна вода).

Стробоскопічне перетворення масштабу часу, використаного в ІВС, породжує низку специфічних погрішностей вимірів. Однією з причин



погрешностей є нелінійність функції перетворення тимчасового тракту, яку можна подати у вигляді

$$\tau' = f[\tau, a_0(t), a_1(t), a_2(t), \dots, a_m(t)]$$

де  $\tau'$  - час в еквівалентному масштабі;

$\tau$  - час у реальному масштабі;

$a_0(t), a_1(t), a_2(t), \dots, a_m(t)$  - параметри функції перетворення.

Параметри функції (6.11) змінюються в часі внаслідок дії різних зовнішніх факторів, природного старіння елементів тощо. Знання їх дозволяє визначити реальні затримки імпульсів, а отже, і положення меж поділу середовищ.

Для визначення параметрів функції перетворення використовується метод, заснований на зрушенні зондувального імпульсу вздовж діапазону роботи стробоскопічного перетворювача. При зрушенні зондувального імпульсу одночасно відбувається переміщення імпульсу, відбитого від спеціальної неоднорідності хвильового опору, введеної між генератором зондувальних імпульсів і робочою ділянкою чутливого елемента. Імпульс, відбитий від спеціальної неоднорідності, становить собою опорний імпульс, затримка якого відносно зондувального приймається за зразкову. При цьому приймається, що в реальному масштабі часу зразкова затримка є постійною величиною.

Введення спеціальної неоднорідності хвильового опору впливає на рефлектограму, одержувану в результаті зондування чутливого елемента, тому актуальним є вироблення вимог, що висуваються до значення зразкової затримки і параметрів опорного імпульсу.

Розглянемо особливості, пов'язані з формуванням зразкової затримки, використовуваної для зменшення погрешностей вимірів рефлектометричної ІВС.

Погрішність вимірів буде зменшуватися зі збільшенням кількості вузлів апроксимації функції перетворення часового тракту ІВС. Для збільшення кількості вузлів необхідно зменшувати значення зразкової затримки. Однак межа такого зменшення обмежена роздільною здатністю. Роздільну здатність у цьому випадку визначають як мінімальну відстань між виходом генератора зондувальних імпульсів і спеціальною неоднорідністю, за якої зондувальний і відбитий імпульси спостерігаються окремо. Відомо, що роздільна здатність залежить від швидкості поширення і тривалості зондувального імпульсу (у випадку використання відео імпульсу);

$$\Delta l_{\min} = 0,5 \cdot \vartheta \cdot t_u,$$

де  $\vartheta$  - швидкість поширення зондувального імпульсу;

$t_u$  - тривалість зондувального імпульсу.

Мінімально можливе значення зразкової затримки дорівнюється тривалості зондувального імпульсу. Основними параметрами опорного імпульсу є його тривалість, полярність і амплітуда.

Тривалість опорного імпульсу визначається тривалістю зондувального імпульсу і характером спеціальної неоднорідності. Доцільно, щоб спеціальна неоднорідність мала активний характер, тому що в цьому випадку форми зондувального і опорного імпульсів будуть однакові. Полярність опорного імпульсу на сутність методу визначення параметрів функції перетворення впливу не має, однак поряд з амплітудою впливає на характер багаторазових відбиттів зондувального імпульсу. Зондувальний імпульс відбивається від спеціальної неоднорідності хвильового опору з коефіцієнтом відбиття

$$k_0 = \frac{R - W}{R + W}$$

де  $R$  - опір спеціальної неоднорідності;

$W$  - хвильовий опір ділянки лінії між генератором зондувальних імпульсів і спеціальною неоднорідністю.

При цьому виникає переломлений імпульс, який поширюючись далі в чутливому елементі, відбивається від неоднорідностей хвильового опору, розташованих на межах поділів середовищ. При цьому знову виникають відбиті й переломлені імпульси. Оскільки імпульси згасають, то цей процес завершується сталим режимом.

Ці обставини слід урахувати при виборі амплітуди опорного імпульсу. Амплітуда має бути такою, щоб відбиті від неоднорідностей хвильового опору імпульси можна було відрізнити на рівні перешкод.

Значення зразкової затримки повинно бути більшим або дорівнювати тривалості зондувального імпульсу. Полярність опорного імпульсу принципового значення не має, але при цьому впливає на процес математичної обробки рефлектограми. Амплітуду опорного імпульсу слід визначати з урахуванням параметрів неоднорідностей хвильового опору чутливого елемента.

До складу системи автоматизованого дистанційного контролю кількісних і якісних характеристик контрольованого продукту входять: персональний (бортовий) комп'ютер із програмним забезпеченням; базовий блок, вимірювальні перетворювачі рівня й температури; кабельні лінії зв'язку вимірювальних перетворювачів з базовим блоком. Структурна схема системи наведена на рис. 11.2.

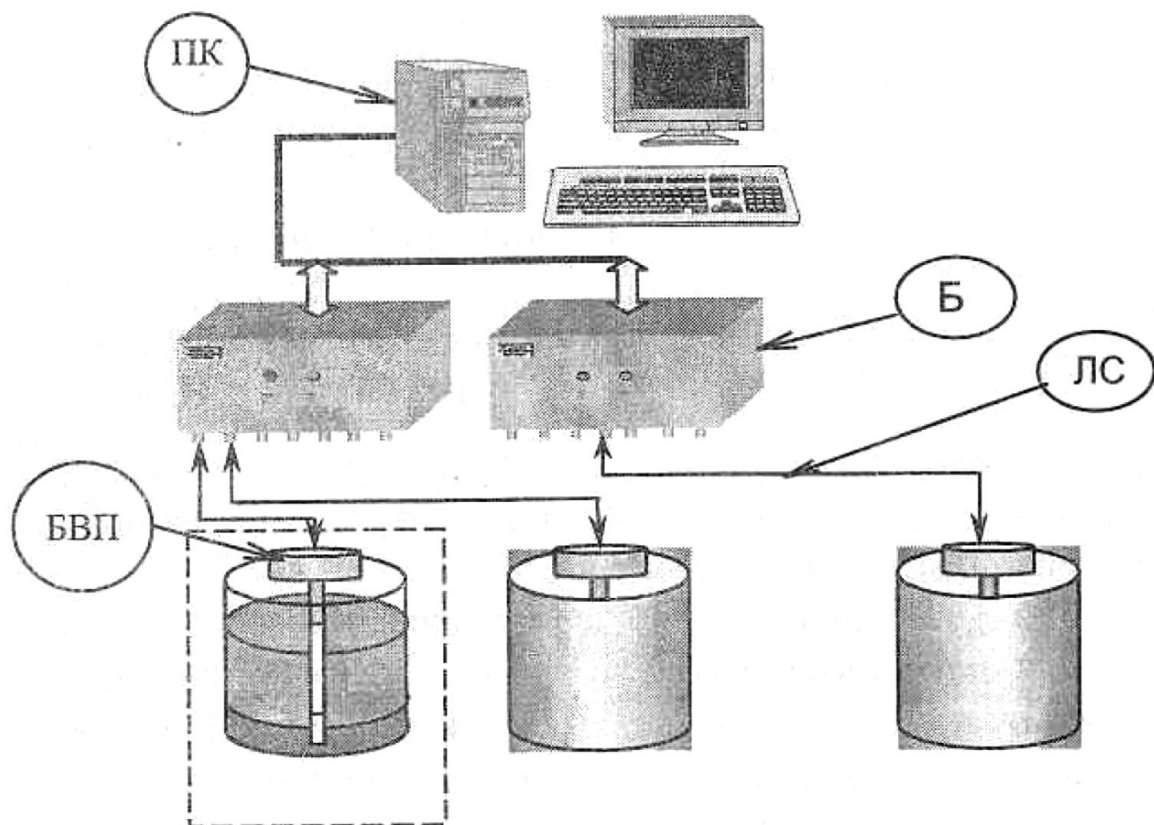


Рисунок 11.2 - Структурна схема системи автоматизованого дистанційного контролю палива і мастила: ПК - персональний комп'ютер; ББ - базові блоки; БВП - блоки вимірювальних перетворювачів; ЛС - лінії зв'язку

Персональний (бортовий) комп'ютер служить для керування вимірювальним процесом, обробкою й видачею в й наочній формі результатів вимірів. Програмне забезпечення системи виконує реєстрацію, аналіз, відображення та інші види обробки інформації, що надходять від вимірювальних перетворювачів, у тому числі розрахунок дійсних параметрів обсягу, маси тощо. Забезпечується також сигналізація критичних рівнів і реєстрація даних про систему в журналі подій. Для кожного контролюваного палива і мастила в ємності визначаються такі характеристики:

- поточний рівень;
- максимальна температура і її розподіл за висотою;
- заповнений і вільний обсяг у резервуарі (ємності);
- повна й вільна маса;

- швидкість заповнення (спорожнювання) резервуара продуктом;
- час, що залишився до завершення активної операції;
- октанове й тетанове число для паливних продуктів.

Базовий блок виконує функції керування вимірювальними перетворювачами й забезпечує обмін даними з персональним комп'ютером.

Блок вимірювальних перетворювачів залежно від фізичних властивостей контрольованого середовища може мати різну конструкцію. Так, наприклад, чутливий елемент вимірювального перетворювача, призначеного для роботи в силосах елеваторів, повинен витримувати підвищені динамічні напруги та бути стійким до роботи при високих температурах. Вимірювання температури контрольованого середовища реалізується за допомогою використання Цифрових термометрів DS18B20, які випускає промисловість. Термометри з'єднані між собою в підвіску, що встановлюється усередині троса чутливого елемента рівня, що дозволяє контролювати температуру в кількох точках висот резервуара.

За допомогою систем у реальному масштабі часу здійснюється контроль параметрів зберігання: рівня, температури палива і мастила, обсягу, маси з видачею зазначеної інформації водію; відображується наявність підтоварної води в баку з нафтопродуктом; подаються аварійні сигнали при досягненні максимально припустимого рівня наповнення резервуара продуктом,, переливанні ємностей, зниження мінімального рівня, перевищення максимально припустимого значення температури продукту, порушення режиму зберігання палива і мастила.

Перспективна система контролю стану мастила в картері Двигуна внутрішнього згорання розглядається в [26]. Вона передбачає: посилення в мастило зондувального сигналу за допомогою частково зануреного в мастило датчика, приймання відбитого сигналу при входженні зондувального сигналу в мастило та відбитого сигналу від кінця зануреної частини датчика, обробку сигналів за допомогою обчислювача та індикацію результатів. При цьому визначають рівень мастила в картері та виходячи з нього визначають об'єм

мастила, а також діелектричну проникність мастила та вимірюють його температуру. Потім, виходячи з діелектричної проникності мастила та температури, визначають густину мастила, а виходячи з визначених об'єму та густини мастила визначають його масу. Згідно з корисною моделлю, додатково розраховують змінення тангенсу кута діелектричних втрат мастила за часом затримки відбитого сигналу при входженні зондувального сигналу в мастило відносно зондувального сигналу. Порівнюють зміну тангенсу кута діелектричних втрат мастила з даними тарувальної таблиці та визначають масову частку металевих включень у мастилi. Одночасно додатково контролюють динаміку відношення первинної маси мастила до густини мастила, що змінена в процесі роботи двигуна внутрішнього згорання, порівнюють це відношення з даними тарувальної таблиці та встановлюють масову частку води в мастилi, а за допомогою програмного забезпечення персонального комп'ютера отримують відображення всіх одержаних показників мастила на дисплеї. На рис. 11.3 відображена блок-схема системи, що реалізує спосіб оперативного моніторингу стану мастила в картері автомобіля.

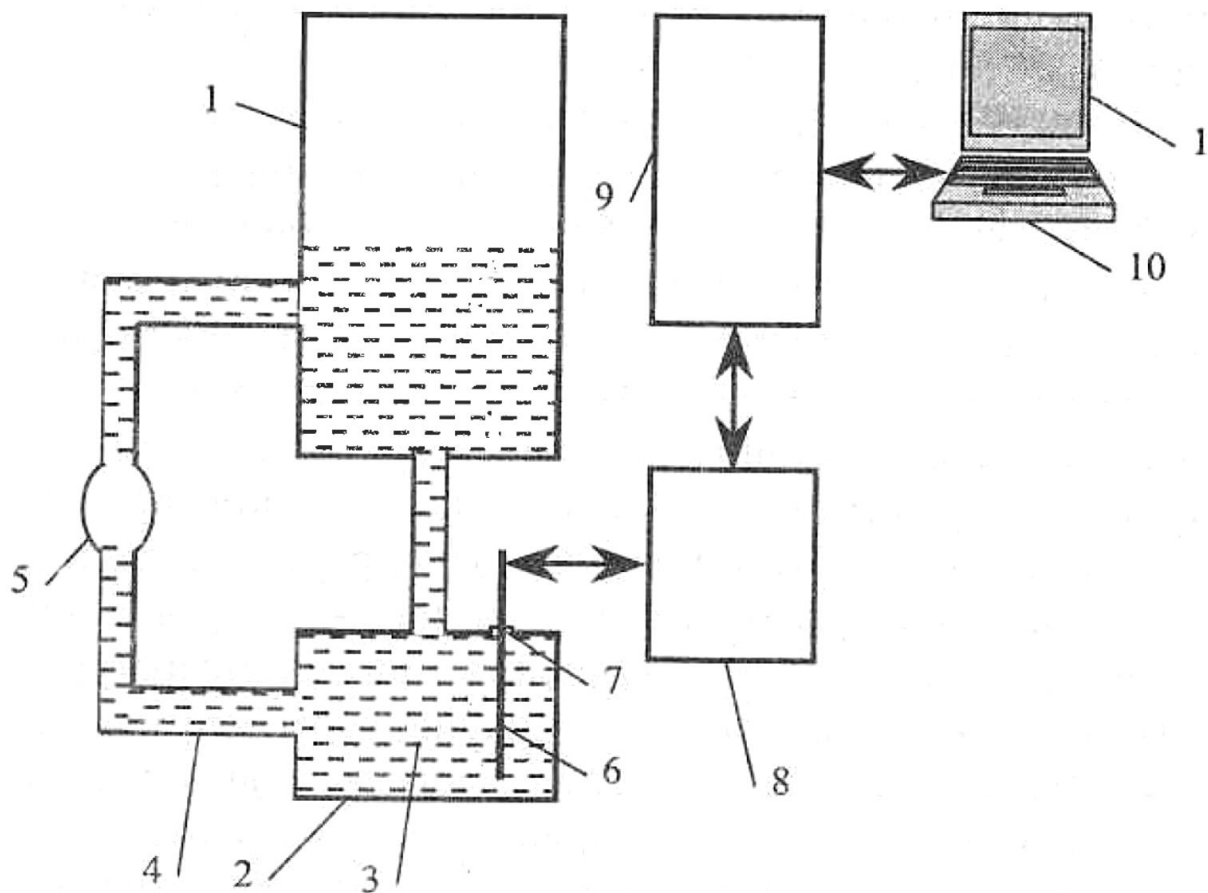


Рисунок 11.3 - Приклад системи контролю мастила

Система містить: двигун внутрішнього згорання 1, картер 2 з мастилом 3, трубопровід 4 з насосом 5. На картері 2 закріплено датчик 6, частково занурений у мастило 3 з і допомогою ізолюючої вставки 7. Датчик 6 з'єднаний двоспрямованою лінією інформаційного обміну з генератором-приймачем 8 зондувального імпульсного сигналу. Датчик 6 може бути однопровідниковим або складатися з двох ізольованих провідників. Генератор-приймач 8 зондувального імпульсного сигналу може бути виконаний як система посилення та обробки зондувального імпульсного електромагнітного сигналу. Генератор-приймач 8 зондувального імпульсного сигналу двоспрямовано з'єднаний з обчислювачем 9, який, у свою чергу, двоспрямовано з'єднаний із системним блоком персонального комп'ютера 10, що програмно керує діями обчислювача 9. Програмне забезпечення персонального комп'ютера також дозволяє отримувати відображення одержаних показників мастила на дисплеї 11.

Оперативний моніторинг параметрів палива та мастила здійснюють за допомогою частково зануреного в мастило (або топливний бак) 3 датчика 6: посилають зондувальний імпульсний сигнал  $A_1$  приймають відбитий сигнал  $A_2$  від поверхні мастила 3 при входженні зондувального сигналу в мастило. За часом затримки відбитого сигналу  $A_2$  при входженні зондувального сигналу в мастило 3 відносно зондувального сигналу  $A_1$  визначають довжину незануреної частини датчика 6 як відстань до межі поділу середовищ. Виходячи з рівня мастила за тарувальною таблицею, яка міститься в обчислювачі 9, визначають обсяг мастила і визначають фізичну довжину зануреної частини датчика як різницю між відомою фізичною довжиною датчика 6 та довжиною незануреної частини.

Діелектричну проникність мастила 3 визначають як квадрат частки від ділення електромагнітної довжини 1 зануреної у мастило 3 частини датчика 6 на фізичну довжину зануреної у мастило 3 частини датчика 6. За допомогою температурного датчика визначають температуру і мастила 3. Виходячи з температури  $t$  та визначеної діелектричної проникності мастила 3 визначається густина мастила 3. З визначених обсягу та густини мастила визначається маса мастила. Усі обчислення здійснюються за допомогою обчислювача 9, роботою якого керує системний блок 9 бортового комп'ютера 10.

Додатково розраховують зміну тангенсу кута діелектричних втрат мастила. Цей показник характеризує зміну під час роботи двигуна внутрішнього згорання діелектричної проникності мастила 3. Зміна тангенсу кута діелектричних втрат пропорційна затримкам відбитого сигналу  $A_2$  відносно зондувального сигналу  $A_1$ . Тангенс кута діелектричних втрат постійно зростає з появою в мастилi 3 металевих включень, які утворюються в камері згорання двигуна внутрішнього згорання та з інших деталей двигуна внутрішнього згорання і забруднюють мастило. Обчислювач 9 по затримкам відбитого сигналу  $A_2$  відносно зондувального сигналу  $A_1$  постійно фіксує й враховує зміну тангенсу кута діелектричних втрат.



Одночасно додатково на підставі визначених раніше об'єму та густини мастила контролюють динаміку змін відношення первинної маси мастила до густини мастила. Одержані відношення характеризують зміну масової частки води в мастилі, що контролюють. Обчислювач 9 містить попередньо одержану в лабораторних умовах тарувальну таблицю відношення первинної маси зразкового мастила до його густини. Порівнянням даних тарувальної таблиці з відношенням первинної маси мастила до його густини встановлюють реальну масову частку води в мастилі, що контролюють. За допомогою програмного забезпечення персонального комп'ютера 10 отримують відображення всіх одержаних показників мастила на бортовому дисплеї автомобіля 11.

Такими є можливості інформаційно-вимірювальної системи «САДКО», її технічні параметри дозволяють безпосередньо водію на своєму робочому місці здійснювати поточний контроль параметрів палива і мастила та оперативно керувати рухом, а також швидко реагувати на виникнення позаштатних ситуацій. Програмне забезпечення системи надає водію можливість доступу до архіву даних, відносно використання паливно-мастильних продуктів за зазначений термін. Оперативний моніторинг параметрів палива та мастила сприяє підвищенню якості і надійності роботи автомобіля.

Використання системи забезпечує підвищеної екологічної й економічної безпеки на автомобільному транспорті, а досвід роботи показує високі виробничо-технічні можливості.

## ТЕМА 12. ОЦІННІ ПОКАЗНИКИ І НОРМАТИВНІ ВИМОГИ ГАЛЬМІВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ

### 12.1 Оцінні показники і нормативні вимоги гальмівних властивостей автомобіля

*Гальмування* - процес створення і зміни штучного опору руху автомобіля з метою зменшення його швидкості або втримання нерухомим щодо опорної поверхні.

Розрізняють *екстрене* (аварійне) і *службове* гальмування. Екстрене гальмування виробляється з максимальним для даних умов уповільненням ( $j=8-9 \text{ м/с}^2$ ), їхня кількість звичайно не перевищує 1-3% загальної кількості гальмувань.

Службове гальмування застосовують для плавного зменшення швидкості руху автомобіля або його планової зупинки. Воно виробляється з невеликими уповільненнями ( $j = 1,5-2,5 \text{ м/с}^2$ ), що забезпечує водієві і пасажиром необхідний комфорт.

*Гальмівні властивості* відносять до найважливіших експлуатаційних властивостей, що визначають активну безпеку автомобіля. Вони регламентовані міжнародними (Правила № 13 КВТ ЄЕК ООН) і національними стандартами як для нових автомобілів [7, 13], так і для автомобілів, що експлуатуються [12].

Оцінними показниками ефективності робочої і запасної гальмівних систем є стале уповільнення  $j_{cm}$ , що відповідає руху автомобіля при постійному зусиллі натискання на гальмівну педаль в умовах, визначених стандартом, і мінімальний гальмівний шлях  $S_2$  (відстань, пройдена автомобілем від моменту натискання на педаль до зупинки). Для автопоїздів ще додають час спрацьовування  $\tau_{cn}$  (час від моменту натискання на гальмівну педаль до досягнення  $j_{cm}$ ) і величину сумарної гальмівної сили  $\Sigma P_2$ .

При стендових випробуваннях оцінними показниками є сумарна гальмівна сила  $\Sigma P_2$  і час спрацьовування або питома гальмівна сила  $\gamma_2 = \Sigma P_2 / G$  і

час спрацьовування і коефіцієнт осьової нерівномірності гальмівних сил  $k_n = (P_{зл.} - P_{зн.}) / (P_{зл.} + P_{зн.})$ ; ( $P_{зл.}$  і  $P_{зн.}$  - гальмівна сила на лівому і правому колесах автомобіля відповідно).

Оцінним показником стоянкової гальмівної системи є сила  $\Sigma P_z$ , допоміжної - стала швидкість на спуску з зазначеними в стандарті параметрами.

Нормативні вимоги до оцінних показників автотранспортних засобів (АТЗ) встановлюють з урахуванням їх призначення і повної маси (табл. 12.1).

Таблиця 12.1 - Категорії АТЗ

Категорія	Найменування АТЗ	Повна маса, тонн
$M_1$	автобуси, пасажирські автомобілі і їх модифікації, а також пасажирські автопоїзди з кількістю місць для сидіння не більше 8	відповідає повній масі базової моделі
$M_2$	ті самі, що мають більше 8 місць для сидіння	до 5
$M_3$	ті самі	більше 5
$N_1$	вантажні автомобілі, автомобілі-тягачі і вантажні автопоїзди	до 3,5
$N_2$	ті самі	3,5-12
$N_3$	»	більше 12,
$O_1$	причепи і напівпричепи	до 0,75
$O_2$	ті самі	до 3,5
$O_3$	»	до 10
$O_4$	»	більше 10

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

- тип 0, I і II. Випробування - тип 0 призначені для оцінки ефективності робочої гальмівної системи при “холодних (температура барабана або диска менша ніж 100 °С) гальмівних механізмах. При випробуваннях тип I і II (тип II - тільки для категорій  $M_2$ ,  $M_3$ ,  $N_3$  і  $O_4$ ) 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, відповідають випробуванням - тип 0, а при випробуваннях тип I становлять 0,8; тип II - 0,75 наведених значень у табл. 12.2.

Для автомобілів, що знаходяться в експлуатації,  $j_{cm}$  зменшена приблизно на 25%, а  $\tau_{cm}$  збільшено до 0,5 с (для гальмівних систем з гідроприводом) і  $\tau_{cm} \leq 0,8$  с (з іншими типами приводу) [12].

Нормативне значення  $S_2$  на дорозі з високим коефіцієнтом зчеплення з різною початковою швидкістю  $V_n$  при дії робочої гальмівної системи визначають за формулою:  $S_2 = A \cdot V_n + V_n^2 / 26j_{cm}$  (де  $A$  - коефіцієнти, залежні від категорії і підкатегорії АТЗ і наведені в [7]).

Для нових АТС нормативні значення  $j_{cm}$  і  $S_2$  наведено в табл. 12.2.

Нормативні значення  $\Sigma P_2$  стоянкової гальмівної системи нових автомобілів передбачають утримання їх на ухилі не менше: 25% - категорія  $M$ , 20% -  $N$  і 18% - категорія  $O$  і 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  $M$ ) і 31% (категорія  $N$ ).

Таблиця 12.3 - Нормативні значення  $j_{cm}$  і  $S_2$

Категорія	$M_1$	$M_2$	$M_3$	$N_1$	$N_2$	$N_3$
$j_{cm}$ $m/c^2$ , не менше:						
- робочої гальмівної системи	1	6	6	5,5	5,5	5,5
- 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/с<sup>2</sup> (при повній масі)  $j_{cm} > 0,8$  м/с<sup>2</sup> (при спорядженій масі).

## 12.2 Енергетичний баланс автомобіля при гальмуванні

Кінетична енергія автомобіля при гальмуванні витрачається на подолання: тертя в гальмівних механізмах; опору повітря; опору коченню автомобіля; тертя в трансмісії автомобіля і тертя між шиною і дорогою.

Енергетичний баланс автомобіля при коченні коліс без блокування дорівнює [4]:

$$\frac{\delta' G \cdot V^2}{2g} = T_{cp} \cdot \frac{r_{mp}}{r_0} \cdot (1-S) \cdot S_2 + P_w \cdot S_2 + G \cdot f \cdot (1-S) \cdot S_2 + \frac{M_r}{r_0} \cdot (1-S) \cdot S_2 + G \cdot \varphi_x \cdot S_2$$

де  $\delta'$  - коефіцієнт урахування обертових мас (при відключеному двигуні);

$T_{cp}$  - середнє значення результуючої сили тертя між барабаном (диском) і колодками;

$r_{mp}$  - радіус тертя;

$S$  - коефіцієнт ковзання загальмівнаного колеса;

$S_2$  - довжина гальмівного шляху;

$M_r$  - середній момент сил тертя трансмісії.

У випадку блокування всіх коліс перший, третій і четвертий члени правої частини рівності (5.1) перетворюються в нуль. При цьому формула (5.1) матиме такий вигляд:

$$\frac{G \cdot V^2}{2g} = (P_w + G \cdot \varphi_x) \cdot S_z$$

Через те що  $P_w S_z$  при поданих швидкостях руху невелике, практично вся кінетична енергія автомобіля, що загальмовується, сприймається роботою тертя шин об дорогу, що спричиняє їх нагрівання і підвищене зношення.

Енергетичний баланс гальмування легкового автомобіля, що рухається з початковою швидкістю  $V_n=50$  км/год при нормативному зусиллі, прикладеному до педалі гальма, подано в табл. 12.3.

Істотне поліпшення енергетичного балансу автомобіля при гальмуванні і зниженні роботи, що витрачається на тертя між шиною і дорогою, може бути досягнуте в разі застосування регуляторів гальмівних сил, антиблокувальних систем та інших оптимізуючих цей процес пристроїв.

Таблиця 12.3 - Енергетичний баланс гальмування

Витрати кінематичної енергії автомобіля при гальмуванні	Відсутність гальмування	Гальмування	
		без блокування	із блокуванням коліс
Тертя в гальмівних механізмах	0	86	0
Опір коченню, включаючи втрати в трансмісії	87	8	0
Опір повітря	13	2	2
Тертя між шиною і дорогою	0	4	98

### 12.3 Рівняння руху автомобіля при гальмуванні

Зовнішні сили, що діють на автомобіль, показані на рис. 5.1. Основними силами, що забезпечують гальмування автомобіля, є сумарні дотичні реакції  $\Sigma P_{x21}$  і  $\Sigma P_{x22}$ , які діють у площині контакту коліс з опорною поверхнею і спрямовані проти руху автомобіля. Їх величина може бути різною в різних випадках гальмування ( $\Sigma P_{x21} = \Sigma P_{z1} \varphi_{x1}$  і  $\Sigma P_{x22} = \Sigma P_{z2} \varphi_{x2}$ ).

У разі екстреному гальмуванні вони можуть досягати максимальних значень  $\Sigma P_{x21\max} = \Sigma P_{z1} \varphi_{x\max1}$  і  $\Sigma P_{x22\max} = \Sigma P_{z2} \varphi_{x\max2}$  а при одночасному досягненні ними своїх максимальних значень на всіх колесах і  $\varphi_{x1} = \varphi_{x2} = \varphi_{x\max}$  їх можна подати як їх можна подати як

$$\Sigma P_{x21\max} + \Sigma P_{x22\max} = \varphi_{x\max} \cdot (\Sigma P_{z1} + \Sigma P_{z2}) = G \cdot \cos \alpha \cdot \varphi_{x\max} = \Sigma P_{x2\max}$$

де  $\Sigma P_{x2\max}$  - максимальне значення сумарної дотичної реакції (гальмівної сили), що діє на всі колеса автомобіля при гальмуванні з повним використанням сил зчеплення.

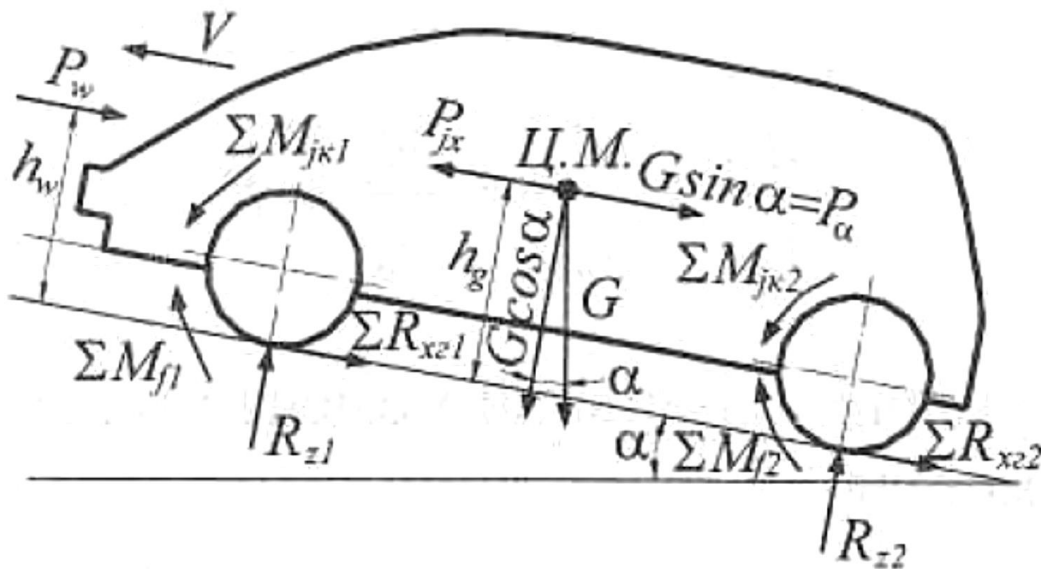


Рисунок 12.1 - Схема сил і моментів, що діють на автомобіль при гальмуванні

Розглянемо процес гальмування автомобіля з вимкненим зчепленням. У процесі гальмування на автомобіль, крім гальмівної сили, діють і поздовжні сили, динамічну рівновагу яких можна виразити рівнянням

$$\Sigma P_{x21} + \Sigma P_{x22} + P_w + P_\alpha + P_{jx}$$

У (5.4) замість  $\Sigma P_{x21}$  і  $\Sigma P_{x22}$  підставимо їхні значення (1.29):

$$\frac{M_{z1}}{r_{\delta 1}} + \Sigma P_{f1} - \frac{\Sigma J_{k1}}{r_{\delta 1}} \cdot \frac{d\omega_{k1}}{dt} + \frac{M_{z2}}{r_{\delta 2}} + \Sigma P_{f2} - \frac{\Sigma J_{k2}}{r_{\delta 2}} \cdot \frac{d\omega_{k2}}{dt} + P_w + P_\alpha + P_{jx}$$

де  $\Sigma P_{f1} + \Sigma P_{f2} = \Sigma P_f$  - сила опору коченню коліс автомобіля;

$\Sigma J_{k1}$  і  $\Sigma J_{k2}$  - сумарні моменти інерції ведених і ведучих коліс автомобіля.

Використовуючи ті самі припущення, що й в п. 3.2, поєднуємо:

$$\frac{\Sigma J_{k1}}{r_{\delta 1}} \cdot \frac{d\omega_{k1}}{dt} + \frac{\Sigma J_{k2}}{r_{\delta 2}} \cdot \frac{d\omega_{k2}}{dt} = \frac{\Sigma J_k}{r_\delta} \cdot \frac{d\omega_k}{dt} = \frac{\Sigma J_k}{r_\delta^2} \cdot \frac{dV}{dt}$$

і

$$\frac{M_{z1}}{r_{\delta 1}} + \frac{M_{z2}}{r_{\delta 2}} = \frac{M_z}{r_\delta} = P_z$$

де  $M_z$  і  $P_z$  - сумарні гальмівний момент і гальмівна сила на колесах автомобіля.

З урахуванням зроблених перетворень об'єднаємо члени рівності (5.5), пов'язані з інерцією поступального руху й інерцією обертових частин:

$$\frac{\Sigma J_k}{r_\delta^2} \cdot \frac{dV}{dt} + P_{jx} = \frac{\Sigma J_k}{r_\delta^2} \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{G}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = \frac{G}{g} \cdot \frac{dV}{dt} \left( 1 + \frac{\Sigma J_k}{r_\delta^2} \cdot \frac{g}{G} \right)$$

Частина виразу (5.8), взята в дужки, становить коефіцієнт  $\delta'$ , що враховує вплив інерції обертових частин автомобіля при гальмуванні

$$\delta' = 1 + \frac{\Sigma J_k}{r_\delta^2} \cdot \frac{g}{G}$$

Тоді силу інерції поступально рухомих й обертових частин можна виразити як:

$$P_j = P_{jx} \cdot \delta' = \frac{G}{g} \cdot \delta' \cdot \frac{dV}{dt}$$

Зважаючи на перетворення (5.6)-(5.9), одержимо рівняння руху автомобіля при гальмуванні:

$$\frac{M_z}{r_\delta} + P_f + P_w + P_\alpha = P_j$$



чи

$$P_m + P_f + P_w + P_\alpha = P_j$$

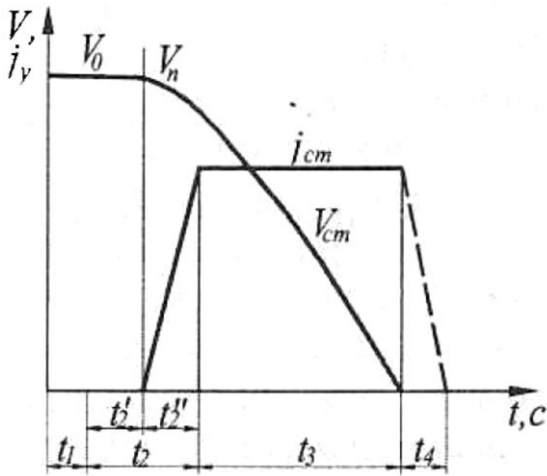


Рисунок 12.2 - Графік процесу гальмування автомобіля

Процес гальмування може бути поданий не тільки рівнянням (5.11) або (5.12), а й графіком процесу гальмування, що становить залежність  $j=f(t)$  (рис. 12.2). На графіку для кращої наочності показано залежність  $V=f(t)$ .

Нехай у момент часу, що відповідає початку координат, на шляху руху автомобіля з'явилася перешкода. Час  $t_1$  від моменту появи перешкоди до

моменту впливу ноги водія на педаль гальма називають часом реакції водія. Час  $t_1$  залежить від індивідуальних якостей, кваліфікації водія, ступеня його втоми, дорожньої обстановки і змінюється в межах 0,2-1,5 с. При розрахунках приймають середнє значення  $t_1=0,8$  с. Час  $t'_2$  з моменту впливу ноги водія на педаль гальма до початку дії гальм, тобто до появи уповільнення автомобіля, називають часом запізнювання спрацьовування гальмівної системи. На його величину впливає тип гальмівного приводу і гальмівних механізмів, а також технічний стан гальмівної системи. Для гальмівної системи з гідравлічним приводом і дисковими гальмівними механізмами  $t'_2=0,05-0,07$  с; з барабанними гальмівними механізмами  $t'_2=0,15-0,20$  с; у системи з повітряним приводом  $t'_2=0,2-0,4$  с. Час  $t''_2$ , від появи уповільнення до його максимального значення залежить в основному від величини проміжку між гальмівними колодками і диском (барабаном), а також від стиснення застосовуваного робочого тіла. У розрахунках використовують такі значення:  $t''_2=0,05-0,2$  с - для легкових автомобілів; 0,05-0,4 с - для вантажних автомобілів з гідроприводом; 0,15-1,5 с - для вантажних автомобілів із повітряним приводом; 0,2-1,3 - для автобусів. Час  $t_2=t'_2+t''_2$  називають часом спрацьовування гальмівного приводу.

У гальмівних системах сучасних автомобілів час  $t_2$  зменшують введенням пристрою допомоги при екстреному гальмуванні (Assist brake), що автоматично створює максимальний тиск у гальмівному приводі, якщо темп впливу на педаль гальма зростає швидше від звичайного. Це дозволяє зменшити гальмівний шлях автомобіля на 1-2 м. Час  $t_3$  називають часом сталого уповільнення, а  $t_4$  - часом розгальмовування ( $U = 0,2-2$  с, менші значення належать до гідравлічного приводу, більші - до повітряного приводу).

Сталим уповільненням  $j_{cm}$  називають середню величину уповільнення автомобіля за час сталої фази гальмування. Визначимо величину  $j_{cm}$  при екстреному гальмуванні з повним використанням сил зчеплення (див. рис. 12.2). За умови, що  $V$  невелика і  $P_w=0$ , а  $\delta' \approx 1,0$  (у випадку блокування коліс) з урахуванням (5.3), (2.7), (2.8) і рівності (5.4), одержимо:

$$\sum J_{x2 \max} + P_\alpha = P_{jx} \quad \text{чи} \quad \varphi_x \cdot G \cdot \cos \alpha + G \cdot i = \frac{G}{g} \cdot j_{cm}$$

Звідки

$$j_{cm} = (\varphi_x \cdot \cos \alpha + i) \cdot g$$

а на горизонтальній дорозі

$$j_{cm} = \varphi_x \cdot g$$

З (5.15) видно, що величина уповільнення  $j_{cm}$  не залежить від повної ваги автомобіля  $G$ . Однак слід пам'ятати, що це можливо лише в тому випадку, якщо величини сумарних дотичних реакцій на ведених  $\Sigma R_{x21}$  і ведучих  $\Sigma R_{x22}$  колесах одночасно досягають значень сил зчеплення. Оскільки звичайно ця умова не виконується,  $G$  впливає на величину  $j_{cm}$ . Експериментами встановлено [3], що в автомобілів із повітряним гальмівним приводом збільшення маси на 1 т дає при гальмуванні з  $V_n=30$  км/год збільшення гальмівного шляху приблизно на 0,5 м, а при гідравлічному приводі - 1 м. Тому нормативні вимоги [7] враховують загальну масу автомобіля.

Далі, використовуючи рівність (5.12), визначаємо  $j_{cm}$  при службовому гальмуванні автомобіля з урахуванням впливу на нього всіх сил:

$$j_{cm} = \frac{(P_z + P_f + P_a + P_w)}{G \cdot \delta'} \cdot g$$

Прирівнявши кінетичну енергію автомобіля на початку гальмування до максимальної за умови зчеплення коліс з дорогою гальмівною силою, визначимо гальмівний шлях  $S_{z.e}$  за час  $t_3$  (рис. 5.2) при екстремому гальмуванні на горизонтальній дорозі, припустивши, що  $P_w=0$ :

$$\frac{G \cdot V_n^2 \cdot \delta'}{3,6^2 \cdot 2 \cdot g} = \varphi_{x\max} \cdot G \cdot S_{z.e}$$

звідки

$$S_{z.e} = \frac{V_n^2 \cdot \delta'}{254 \cdot \varphi_{x\max}}$$

При раніше розглянутому випадку (рис. 5.2) і прийнятих припущеннях гальмівний шлях при екстремому гальмуванні дорівнюватиме:

$$S_{z.e} = \frac{V_n^2 \cdot \delta'}{254 \cdot (\varphi_{x\max} + i)}$$

Якщо автомобіль здійснює службове гальмування, то вираз (5.18) набуде такого вигляду:

$$S_{z.c} = \frac{G \cdot V_n^2 \cdot \delta'}{254 \cdot P_z}$$

де  $S_{z.c}$  - гальмівний шлях автомобіля при службовому гальмуванні, а з урахуванням усіх сил, що діють на автомобіль:

$$S_{z.c} = \frac{G \cdot V_n^2 \cdot \delta'}{254 \cdot (P_z + P_f + P_a + P_w)}$$

Формули (5.18) і (5.19) показують, що основний вплив на  $S_z$  справляє швидкість  $V_n$ , з якою починається гальмування, і коефіцієнт зчеплення  $\varphi_x$ , причому величина швидкості впливає на довжину  $S_z$ . Зазначені формули дають оптимальні показники для випадку, коли передні і задні колеса заблоковані одночасно, а коефіцієнт зчеплення залишається постійним у процесі гальмування. Насправді ж гальмівні сили на колесах досягають своїх максимальних значень не миттєво, і блокування коліс передньої і задньої осей відбувається не одночасно, а коефіцієнт зчеплення змінюється. Тому дійсні

показники гальмування гірші від тих, які визначаються за формулами. Щоб наблизити результати розрахунків до реальних даних, Д.П. Великанов запропонував ввести в розрахункові формули коефіцієнт ефективності гальмування  $K_e$ . Тоді, наприклад формула (5.18) матиме такий вигляд:

$$S_{z,e} = \frac{K_e \cdot V_n^2 \cdot \delta'}{254 \cdot \varphi_{x\max}}$$

Для легкових автомобілів  $K_e=1,2$ ; вантажних і автобусів 1,3-1,4. При гальмуванні на дорогах з  $\varphi_x=0,1-0,2$ ,  $K_e=1$ .

Позначивши шляхи, пройдені автомобілем за час  $t_1$ ,  $t'_2$ ,  $t''_2$  і  $t_3$  (рис. 12.2)  $S_{t1}$ ,  $S_{t'2}$ ,  $S_{t''2}$  і  $S_{t3}$  відповідно можна записати, що зупинний гальмівний шлях  $S_z=S_{t1}+S_{t'2}+S_{t''2}+S_{t3}$ .

Протягом часу  $t_1+t'_2$  початкова швидкість автомобіля  $V_n$  практично не знижується, а за  $t''_2$  відбувається деяке її зниження. Найбільш інтенсивно вона знижується протягом часу  $t_3$ , коли колеса автомобіля повністю загальмовані. Зупинний гальмівний шлях приблизно можна розрахувати за формулою [14]:

$$S_{z,3} = \frac{V_n}{3,6} \cdot \left( t_1 + t'_2 + \frac{t''_2}{2} \right) + \frac{K_e \cdot V_n^2 \cdot \delta'}{254 \cdot \varphi_{x\max}}$$

В основі формули (5.22) лежить залежність  $S=V \cdot t$  для сталого руху. За час  $t_1+t'_2$  шлях, пройдений автомобілем  $S_{t_1+t'_2} = V_n / 3,6 \cdot (t_1 + t'_2)$ . У цей період автомобіль рухається з постійною швидкістю без затримки.

#### 12.4 Розподіл гальмівних сил між колесами автомобіля

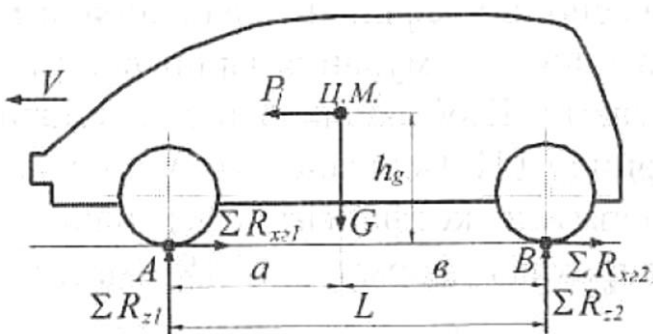


Рисунок 12.3 - Схема сил, що діють на автомобіль при гальмуванні

У випадку прямолінійного руху на горизонтальній дорозі, приймаючи  $P_w=0$ ;  $P_f \approx 0$ , автомобіль, що загальмовується з максимальною інтенсивністю, може бути представлений плоскою схемою сил (рис. 12.3).

З урахуванням виразів (5.3) і (5.12)

$$P_j = \Sigma P_{x2 \max} = \Sigma P_{z \max} = G \cdot \varphi_{x \max}$$

З умови рівноваги автомобіля відносно центра мас або осей, що проходять через точки торкання передніх і задніх коліс з опорною поверхнею, одержимо [26]:

$$\Sigma P_{z1} = \frac{G \cdot (b + \varphi_{x \max} \cdot h_g)}{L}$$

$$\Sigma P_{z2} = \frac{G \cdot (a - \varphi_{x \max} \cdot h_g)}{L}$$

Тоді

$$\Sigma R_{xz1 \max} = \frac{G \cdot (b + \varphi_{x \max} \cdot h_g) \cdot \varphi_{x \max}}{L}$$

$$\Sigma R_{xz2 \max} = \frac{G \cdot (a - \varphi_{x \max} \cdot h_g) \cdot \varphi_{x \max}}{L}$$

Вирішуючи спільно рівняння (5.26) і (5.27), знаходять залежність між  $\Sigma R_{xz1 \max}$  і  $\Sigma R_{xz2 \max}$  при гальмуванні автомобіля з повним використанням сил зчеплення під колесами передньої і задньої осей:

$$\Sigma R_{xz2 \max} = \Sigma R_{xz1 \max} \frac{a - \varphi_{x \max} \cdot h_g}{b + \varphi_{x \max} \cdot h_g}$$

Рівняння (5.28) показує, у якому співвідношенні повинні знаходитися гальмівні сили на передніх і задніх осях автомобіля, щоб була забезпечена найвища ефективність гальмування.

Для характеристики розподілу гальмівної сили між осями автомобіля часто використовують відношення реакцій  $\Sigma R_{xz1}$  і  $\Sigma R_{xz2}$ :

$$\beta = \frac{\Sigma R_{xz1}}{\Sigma R_{xz2}} = \frac{P_{z1}}{P_z}$$

де  $P_{z1}$  і  $P_z$  - гальмівні сили на колесах передньої осі і на всіх колесах автомобіля відповідно.

Коефіцієнт  $\beta$ , що дістав назву коефіцієнта розподілу гальмівної сили, показує, яка частка від загальної гальмівної сили, що діє на автомобіль,

припадає на передню вісь. Коефіцієнт  $\beta$  може бути постійним або змінним, залежно від зміни тиску в гальмівному приводі або зміни нормальних реакцій, що діють на колеса заднього моста.

З урахуванням формули (5.29) вираз для  $\Sigma R_{x21}$  і  $\Sigma R_{x22}$  набуде вигляду:

$$\begin{aligned}\Sigma R_{x21} &= \Sigma R_{x2} \cdot \beta \\ \Sigma R_{x22} &= \Sigma R_{x2} \cdot (1 - \beta) \\ \Sigma R_{x22} &= \Sigma R_{x2} \cdot \frac{1 - \beta}{\beta}\end{aligned}$$

Підставивши в рівняння (5.29) граничні за умовами зчеплення сили  $\Sigma R_{x21\max}$  і сили  $\Sigma R_{x2\max} = G \cdot \varphi_{x\max}$ , одержимо теоретично необхідну величину коефіцієнта  $\beta$  за якої забезпечується найвища ефективність гальмування:

$$\beta_z = \frac{v + \varphi_{x\max} \cdot h_g}{L}$$

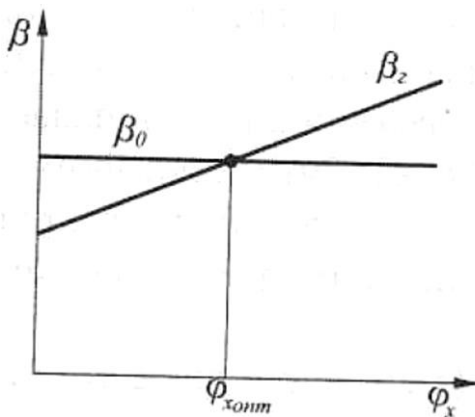


Рисунок 12.4 Графік залежності  $\beta_m$  і  $\beta_0$  для вантажного автомобіля

Очевидно, що для забезпечення оптимального гальмування частка гальмівної сили, що припадає на передню вісь, зі зростанням  $u$ ,  $h_g$  і  $\varphi_x$  має збільшуватися, причому дія цих параметрів на величину  $\beta_z$  більш помітно виявляється у випадку короткобазних автомобілів. Графік залежності  $\beta_z = f(\varphi_x)$  для вантажного автомобіля повного

масою 10,5 т наведено на рис. 5.4 [22].

Графік показує що зі зростанням коефіцієнта зчеплення від 0,05 до 0,8 відношення  $\Sigma R_{x21}/\Sigma R_{x2}$  має збільшитися практично в два рази. Як і відношення гальмівних сил на передній і задній осях, коефіцієнт  $\beta$  у більшості сучасних автомобілів до початку блокування коліс зберігається практично постійним ( $\beta_0 = \beta = \text{const}$ ) і дорівнює відповідному відношенню гальмівних моментів ( $M_{z1}$  і  $M_z = M_{z1} + M_{z2}$ ). Прийнятий для даного автомобіля постійний коефіцієнт  $\beta_0$

визначається винятковими конструктивними параметрами гальмівної системи і на відміну від  $\beta_z$ , не залежить від координат центра мас й  $\varphi_x$ .

Як видно з графіка, при постійному розподілі гальмівної сили дійсне відношення  $\Sigma R_{xz1} / \Sigma R_{xz}$  лише при одному коефіцієнті зчеплення  $\varphi_x = \varphi_{\text{опт}}$  набуває теоретично необхідного значення. За інших умов зчеплення буде відбуватися або перегальмування передніх коліс (якщо  $\varphi_x < \varphi_{\text{опт}}$ ) і випередження порівняно з задніми, їхнє блокування, або їхнє недогальмування (якщо  $\varphi_x > \varphi_{\text{опт}}$ ). У такому разі першими будуть блокуватися задні колеса.

Неодночасність блокування передніх і задніх коліс є істотним недоліком постійного розподілу гальмівної сили між осями. При блокуванні передніх коліс автомобіль втрачає керованість, а при блокуванні задніх коліс - стійкість, що є більш небезпечним. У зв'язку з цим у [13] рекомендується вибирати розподіл гальмівних сил таким чином, щоб передні колеса легкових автомобілів першими досягали блокування при  $\varphi_x = 0,15-0,8$ , а в інших автомобілів при  $\varphi_x = 0,15-0,3$ . У вантажних автомобілів, що мають повне завантаження, колеса заднього моста повинні блокуватися першими на дорогах при  $\varphi_x = 0,7...0...0,8$ .

# ТЕМА 13. РЕГУЛЮВАННЯ ГАЛЬМІВНИХ СИЛ НА КОЛЕСАХ АВТОМОБІЛЯ. ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ НА ГАЛЬМІВНІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОМОБІЛЯ. ГАЛЬМІВНІ ВИПРОБУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ.

## 13.1 Регулювання гальмівних сил на колесах автомобіля

Підвищити ефективність гальмування при одночасному поліпшенні стійкості автомобіля можна встановленням в гальмівній системі регуляторів гальмівних сил (РГС). Вони забезпечують розподіл гальмівних сил між колесами мостів, що наближається до оптимального при екстремому гальмуванні в різних дорожніх умовах.

Для з'ясування принципу роботи, що змінює співвідношення між гальмівними силами залежно від інтенсивності гальмування і навантаження автомобіля, розглянемо рис. 5.5 [22].

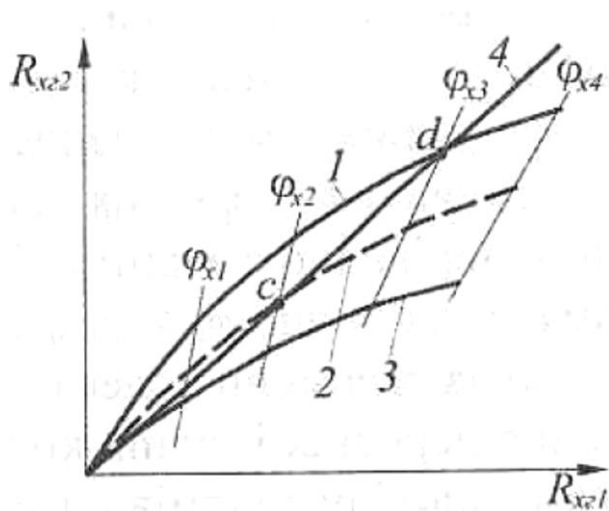


Рисунок 13.1 - Графік залежності між  $R_{x22}$  і  $R_{x21}$  при оптимальному і постійному розподілі гальмівних сил

На ньому показано приблизні графіки залежності  $R_{x22}=f(R_{x21})$  для різних навантажувальних станів автомобіля (крива 1 - автомобіль із завантаженням на 100%, 2 - із завантаженням на 50% і 3 - без вантажу) при зміні коефіцієнта зчеплення від 0 до  $\varphi_{x4}$ . При побудові кривих  $R_{x22}=f(R_{x21})$  значення  $R_{x21}$ , що відкладаються на осі абсцис, для обраних координат  $b$  і різних значень  $\varphi_x$ , визначаються за формулою (5.26), а відповідні величини  $R_{x22}$  за формулою (5.28). Координати  $a$ ,  $b$  і  $h_g$  залежать від ступеня завантаження автомобіля, виду та розташування в кузові вантажу і визначаються для кожного навантажувального стану автомобіля.



Розташування на графіку кривих 1, 2 і 3 свідчить, що співвідношення між  $R_{x2}$  і  $R_{x1}$  при гальмуванні з максимальною інтенсивністю не залишається постійним, а змінюється залежно від  $\varphi_x$ ,  $a$ ,  $v$  і  $h_g$ . Зі збільшенням  $v$  і  $h_g$  частка загальної гальмівної сили, що припадає на задню вісь змінюється і, відповідно, на передню вісь збільшується. Такий самий вплив на оптимальне співвідношення гальмівних сил на осях справляє і коефіцієнт зчеплення.

Реальні значення сил  $R_{x2}$  і  $R_{x1}$  визначаються з виразу (1.28)

$$R_{x1} = \frac{M_{z1} - \sum M_{jk1}}{r_{\delta 1}} \quad \text{і} \quad R_{x2} = \frac{M_{z2} - \sum M_{jk2}}{r_{\delta 2}}$$

де  $M_{z1}$  і  $M_{z2}$  - сумарні гальмівні моменти, що підводяться до коліс передньої і задньої осей.

До початку блокування коліс на зрівноважування  $\sum M_{jk1}$  і  $\sum M_{jk2}$  витрачається досить - таки невелика частина відповідних підведених гальмівних моментів. Тому за умови  $R_{x1} < \sum R_{z1} \cdot \varphi$  і  $R_{x2} < \sum R_{z2} \cdot \varphi$  можна прийняти

$$R_{x1} = \frac{M_{z1}}{r_{\delta 1}} \quad \text{і} \quad R_{x2} = \frac{M_{z2}}{r_{\delta 2}}$$

За відсутності на автомобілі РГС, співвідношення між  $M_{z1}$  і  $M_{z2}$  і гальмівними силами  $R_{x1}$  і  $R_{x2}$  відповідно аж до початку блокування коліс залишається постійним (воно обумовлене конструктивними параметрами вузлів гальмівної системи):

$$M_{z2} / M_{z1} = R_{x2} / R_{x1} = K_n = const$$

або

$$M_{z2} = K_n \cdot M_{z1}$$

$$R_{x2} = K_n \cdot R_{x1}$$

де  $K_n$  - коефіцієнт пропорційності [8].

У цьому випадку графік залежності  $R_{x2} = f(R_{x1})$  - це пряма лінія (пряма 4 рис. 13.1), яка виходить з початку координат під кутом  $45^\circ$ . У точках  $c$  і  $d$

перетинання прямої 4 із кривими 2 і 1 реальні значення  $R'_{x21}$  і  $R''_{x21}$ ,  $R'_{x22}$  і  $R''_{x22}$  рівні теоретично необхідним для автомобіля, завантаженого на 50 і 100% відповідно. За таких значень реальних реакцій передні і задні колеса автомобіля будуть досягати межі по зчепленню одночасно, як і у випадку оптимального розподілу гальмівних сил. Відповідні значення коефіцієнтів зчеплення  $\varphi_{x2}$  і  $\varphi_{x3}$  називають оптимальними  $\varphi'_{xonm}$  і  $\varphi''_{xonm}$ . На ділянках  $oc$  і  $od$  кривих  $R_{x22}$ , тобто при гальмуванні на дорозі з коефіцієнтом зчеплення  $\varphi_x < \varphi_{x2}$  (для 50% завантаженого автомобіля) і  $\varphi_x < \varphi_{x3}$  (для 100% завантаженого автомобіля), реальні гальмівні сили на задніх колесах менші від теоретично необхідних. Задні колеса автомобіля не догальмовуються, і тому першими будуть блокуватися передні колеса. Після точок  $c$  і  $d$  при коефіцієнтах зчеплення, відповідно великих  $\varphi_{x2}$  і  $\varphi_{x3}$ , реальні гальмівні сили на колесах задньої осі більші від теоретично необхідних, що викликає їхнє випереджальне блокування порівняно з передніми. При обраному (рис. 13.1) постійному співвідношенні  $R_{x21}$  і  $R_{x22}$  у незавантаженого автомобіля (крива 3) в усьому діапазоні зміни коефіцієнта зчеплення першими будуть блокуватися задні колеса.

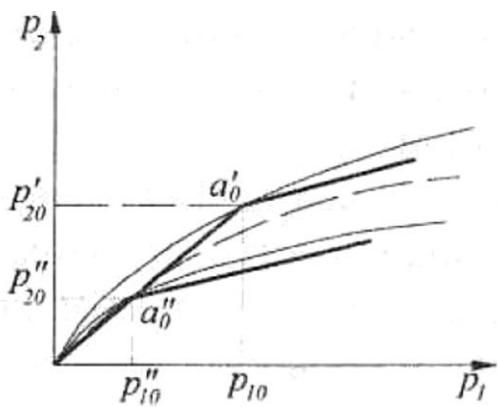


Рис. 13.2 - Робоча характеристика РГС зі змінною точкою спрацювання

Оскільки гальмівні сили і відповідні їм гальмівні моменти пропорційні тиску в гальмівних контурах мостів, графік, поданий на рис. 13.1 можна побудувати в координатах  $p_1$  (тиск у контурі передніх коліс) і  $p_2$  (тиск у контурі задніх коліс). Такий графік (рис. 13.2) називають робочою характеристикою РГС [8].

Ідеальний РГС має забезпечувати регулювання тиску в контурі задніх коліс так, щоб при всіх режимах гальмування виконувалося оптимальне співвідношення між гальмівними силами (рис. 13.1). У той самий час виконати цю умову за допомогою механічних РГС практично неможливо.

Існує досить велика кількість способів регулювання гальмівних сил і конструкцій РГС [9, 22]. Як приклад розглянемо принцип роботи РГС, що звичайно застосовуються в гальмівних системах з гідравлічним приводом. Такі РГС встановлюють у контурі задніх коліс, що дозволяє змінювати тиск за заданим законом залежно від  $p_1$  і навантаження, яке припадає на задній міст. За такого способу регулювання (рис. 13.2) РГС визначає положення точки спрацьовування  $a_0$ , що характеризує зміну тиску в контурах гальмівного приводу.

На початковій ділянці (0-  $a''_0$ ) РГС не працює, і тиски в контурах переднього і заднього мостів однакові. У точці  $a''_0$  (автомобіль без вантажу) темп наростання тиску в контурі задніх коліс нижчий, ніж у передньому. Якщо автомобіль завантажений на 100%, початкова ділянка продовжується до точки  $a'_0$ , у якій знову відбувається зміна темпу наростання тиску в контурах гальмівного приводу. Коефіцієнт розподілу гальмівних сил  $\beta$  на початковій ділянці підбирають так, щоб у завантаженого автомобіля одночасне блокування коліс відбувалося, якщо  $\varphi_x = 0,35-0,45$ .

Під час підбору характеристик РГС для автомобіля враховують тип гальмівного приводу й умови експлуатації. РГС повинні забезпечувати за різного завантаження автомобіля й екстреного гальмування на дорогах з  $\varphi_x=0,15-0,8$  максимальне уповільнення при одночасному блокуванні всіх коліс

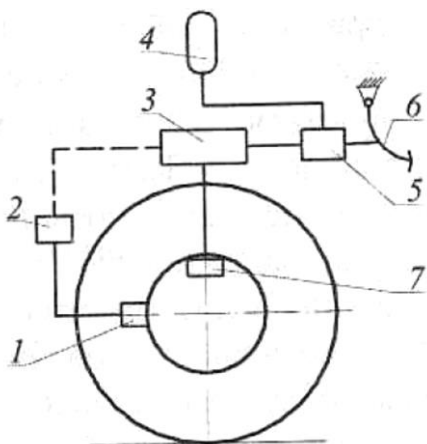


Рисунок 13.3 - Принципова схема АБС

автомобіля або визначальне блокування коліс переднього моста.

Слід зазначити, що застосування РГС поліпшує гальмівні властивості автомобіля, але не виключає можливості порушення його стійкості при гальмуванні.

Подальше поліпшення гальмівних властивостей здійснюється антиблокувальною системою (АБС), призначеною для забезпечення ефективного гальмування автомобіля в різних

умовах при збереженні стійкості. До принципової схеми АБС (рис. 13.3, [8]) належать: датчик динамічного стану колеса 1, електронний блок керування (ЕБК) 2, регулятор тиску (РТ) 3 і акумулятор робочого тіла 4, убудовані в гальмівну систему автомобіля.

АБС може працювати за різними алгоритмами. У їх основі лежить принцип релейного автоматичного керування гальмуванням зі зворотним зв'язком по динамічному стану колеса, що оцінюється за величиною чи характером зміни кінематичного параметра, який характеризує процес гальмування. Для з'ясування принципу роботи АБС розглянемо процес гальмування колеса. З цією метою з рівняння (1.28) рівноваги гальмівного колеса за  $M_f \approx 0$  одержимо:

$$\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{R_{xz} - M_z}{J_k}$$

Очевидно, що характер обертання гальмівного колеса визначається співвідношенням двох моментів - підводжуваного до колеса  $M_z$  і моменту гальмівної сили  $M_\varphi = R_{xz} \cdot r_\partial$  [22]. Якщо момент  $M_z$  у принципі може набувати досить великих значень, то момент  $M_\varphi$  обмежений зчепленням колеса з дорогою  $M_\varphi = \Sigma R_z \varphi_{x\max} \cdot r_\partial$ . Звідси для заданих інтенсивності гальмування автомобіля, навантаження на колесо й умов зчеплення існує таке граничне значення підводжуваного до колеса гальмівного моменту  $M_{z,np}$ , перевищення якого викликає блокування колеса, причому

$$M_{z.in} = \frac{J_k}{r_{k0}} \cdot \frac{dV}{dt} (1 - S_{opt}) + \Sigma R_z \cdot \varphi_{x\max} \cdot r_\partial$$

де  $dV/dt$  - лінійне уповільнення автомобіля;

$r_{k0}$  - радіус колеса без ковзання (ведений режим);

$S_{opt}$  - оптимальне значення коефіцієнта ковзання.

Звідси формується завдання АБС - установити початок перевищення моменту  $M_2$  над моментом  $M_{z,np}$  і автоматично зменшити приводне зусилля в гальмівному механізмі, що запобігає повному блокуванню колеса.

Визначити граничну в даних умовах гальмування величину підводжуваного гальмівного моменту без блокування колеса практично неможливо. Це ускладнює створення прямої системи регулювання гальмівного моменту або приводного зусилля відповідно до моменту за умовою зчеплення колеса. Тому застосовують спосіб запобігання ковзання автоматичним усуненням перегальмування колеса.

Найвища інтенсивність гальмування досягається, якщо кутова швидкість колеса протягом усього часу гальмування відповідає оптимальному значенню коефіцієнта ковзання  $S_{opt}$  (лінія 2, рис. 13.4). Такий режим, крім забезпечення найвищої інтенсивності гальмування, не супроводжується блокуванням колеса, що обертається аж до повної зупинки автомобіля (точка  $a$ ). Режим гальмування з  $S_{opt}$  через нестійкість динамічного стану колеса в точці  $S=S_{opt}$  реалізувати на практиці важко. Тому завдання АБС - максимально наблизити дійсну швидкість обертання колеса (лінія 3) до тієї, яка відповідає  $S=S_{opt}$ . При цьому не повинно бути значних відхилень як у бік більшого ковзання колеса (зона  $B$ ), так і в бік зайвого його розгальмовування (зона  $A$ ).

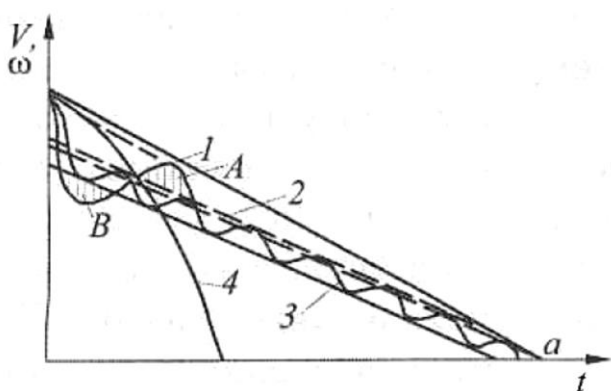


Рисунок 13.4 - Характеристика роботи АБС

За наявності АБС, зниження підводжуваного гальмівного моменту на колесах, що блокуються, звичайно зменшується ще за  $\omega_k \neq 0$ . Щоб забезпечити високу ефективність гальмування, ЕБК АБС часто налагоджують так, що він одразу після початку блокування подає сигнал на розгальмовування колеса. У

розглянутому прикладі ЕБК налагоджений на визначену граничну величину  $d\omega_k/dt$ , після перевищення якої регулятору тиску подається командний сигнал

на зниження тиску в колісному циліндрі 7 (рис. 13.3). Принцип дії АБС у цьому випадку полягає в такому [22]. При натисканні на гальмівну педаль 6 і подальшому збільшенні зусилля, тиск у головному гальмівному циліндрі 5 і гальмівному приводі зростає, що викликає збільшення  $M_2/r_0$  і  $R_{x2}$ . Припустимо, що ЕБК відрегульовано на величину уповільнення, пропорційну на графіку (рис. 13.5) різниці ординат I-I'. Через запізнювання системи “датчик - ЕБК - РТ - гальмо” розгальмовування колеса почнеться через деякий час  $\tau_1$ (с).

На ділянці  $ad'$  уповільнення обертання колеса супроводжується інтенсивним зменшенням гальмівної сили  $R_{x2}$ , зростанням  $-d\omega_k/dt$  і коефіцієнта ковзання колеса  $S$ . З початком розгальмовування різниця між гальмівним моментом і моментом гальмівної сили (окружний  $M_2/r_0$  і гальмівний  $R_{x2}$  силами, а отже, і величина  $d\omega_k/dt$  зменшується (ділянка  $d'_2m_2$ ), тобто подальше зниження швидкості обертання колеса (ділянка  $d'_1m_1$ ) буде відбуватися з меншою інтенсивністю.

Гальмівна сила продовжує знижуватися (ділянка  $d'm$ ), хоча й з дещо меншою інтенсивністю, ніж на ділянці  $ad'$ .

У точці  $m$  окружна сила  $M_2/r_0$  дорівнює  $R_{x2}$ . При цьому кутове прискорення колеса  $d\omega_k/dt=0$  (точка  $m_2$ ).

Кутова швидкість  $\omega_k$  досягає мінімального значення, а ковзання колеса - максимального (точки  $m_1$  і  $m_3$  відповідно).

При подальшому зменшенні приводних зусиль на колодках гальма сила  $R_{x2}$  стає більшою  $M_2/r_0$  і тоді під дією різниці моментів  $\Sigma R_z \cdot \varphi_x \cdot r_0 - M_2$  колесо набуває позитивного кутового прискорення.

Його кутова швидкість зростає, що зумовлює зменшення величини  $S$  і зростання гальмівної сили (на графіку - ділянці  $mn$  ліній  $R_{x2}$ ,  $\omega_k$ ,  $d\omega_k/dt$ ,  $S$ ).

Максимальна кутова швидкість, що досягається колесом у процесі розгальмовування, обмежується величиною, яка відповідає швидкості руху автомобіля в даний момент, а її поточне значення визначається ступенем загальмованості колеса.

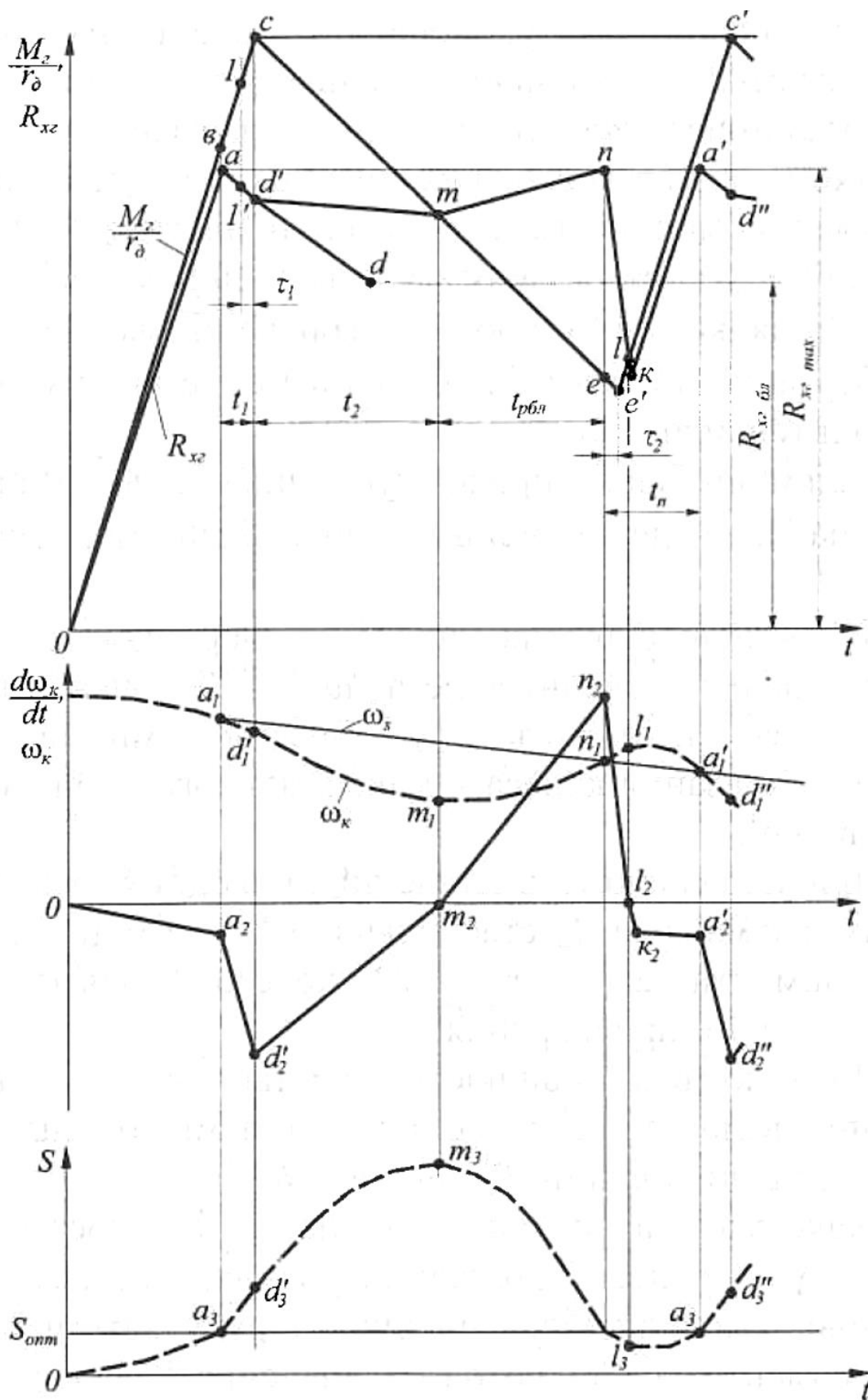


Рисунок 13.5 - Графік зміни  $M_e/r_0$ ,  $R_{xz}$  і параметрів обертання колеса при роботі

АБС

Розблокування фактично закінчується в точці  $n$ , коли  $\omega_k$  досягає значення  $\omega_s$ , що відповідає оптимальному значенню ковзання колеса (точка  $n_3$ ). У цей момент гальмівна сила і кутове прискорення максимальні, після чого вони різко зменшуються (ділянки  $nk$  і  $n_2k_2$ ) і відповідають величині підведеного гальмівного моменту і лінійного уповільнення автомобіля (точка  $k$  і  $k_2$ ). Зменшення сили  $R_{x2}$  супроводжується зниженням ковзання і деяким збільшенням  $\omega_k$  (ділянки  $n_3l_3$  і  $n_1l_1$ ).

Розглянутий графік зміни параметрів при блокуванні та розблокуванні колеса виконаний при допущенні, що ЕБК припиняє подачу сигналу на розгальмовування після закінчення часу розблокування  $t_{p\text{бл.}}$ , коли  $d\omega_k/dt$  у процесі розгальмовування досягає максимуму. З урахуванням запізнювання системи  $\tau_2$  повторне наростання окружної сили почнеться з точки  $e'$ . До точки  $l$  гальмівна сила  $R_{x2}$  залишається більшою від  $M_\rho/r_\rho$ , і  $d\omega_k/dt$  зберігає позитивне значення. Кутова швидкість продовжує збільшуватися до максимуму в точці  $l_1$ . У точці  $l_2$   $d\omega_k/dt$  переходить через нуль і потім набуває від'ємного значення, що відповідає співвідношенню сил  $M_\rho/r_\rho$  і  $R_{x2}$ . У результаті нового загальмування колеса в точці  $a'_2$  настає повторне блокування.

У розглянутому процесі розрізняють чотири періоди часу:  $t_1$  - час від початку блокування до початку розгальмовування колеса;  $t_2$  - час від початку розгальмовування до початку розблокування колеса;  $t_{p\text{бл.}}$  - час розблокування колеса;  $t_n$  - час від кінця попереднього розблокування до початку нового блокування. Сумарна тривалість  $t_1 + t_2 + t_{p\text{бл.}} + t_n$  складає час циклу роботи АБС.

Таким чином, АБС створює пульсивний гальмівний момент, який забезпечує кочення колеса з ковзанням, близьким до оптимального, що дозволяє істотно поліпшити гальмівні властивості автомобіля і забезпечити його стійкість при гальмуванні з максимальною ефективністю.

Сучасним інноваційним етапом, що поліпшує гальмівні властивості автомобіля, є введення в гальмівну систему багатоканальної (з індивідуальним



керуванням гальмування кожного колеса) АБС із функцією СВС (контролю і розподілу гальмівних сил при проходженні повороту), системи ЕВД (електронного розподілу гальмівних сил між колесами передньої і задньої осей залежно від навантаження на них) і пристрою допомоги при екстремому гальмуванні (Assistbrake).

### **13.2 Вплив експлуатаційних факторів на гальмівні 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 даними [16] 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 спрацьовування 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, 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 стає гладкою і коефіцієнт зчеплення зменшується. Для збільшення  $\varphi_x$  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 величина  $s_{rx}$  у нього знижується менше, ніж на гладких покриттях без обробки. Мінімальні значення  $\varphi_x$  опорної поверхні, які повинні відповідати різним умовам руху, наведено в [11].

При русі автомобілів по дорозі з низькими значеннями  $\varphi_x$  зникає розходження в гальмівних властивостях автомобілів різних типів, характерне при гальмуванні на сухих покриттях.

### **13.3 Гальмівні випробування автомобіля**

Метою гальмівних випробувань АТЗ є визначенню ефективності гальмівних систем: робочої, запасної, стоянкової і допоміжної.

З метою ідентичності проведення випробувань і забезпечення порівняльного аналізу одержуваних результатів умови і методи виконання експериментів регламентуються міжнародними [13] і національними стандартами [7]. Основними нормованими параметрами є початкова швидкість гальмування і зусилля на органі керування гальмом.

Перед проведенням іспитів перевіряють технічний стан АТЗ, зокрема, його гальмівних систем, і в разі потреби роблять регулювання.

Для одержання показників, що відповідають гальмівним властивостям АТЗ в експлуатації, елементи тертя гальм нового автомобіля повинні перед випробуваннями пройти обкатування, режим якого встановлюється методикою конкретного випробування.

Ефективність робочої гальмівної системи оцінюється в процесі дорожніх іспитів величинами  $S_2$  і  $j_{cm}$ , а також  $\Sigma P_2$  і  $\tau_{cn}$  (для причепів і напівпричепів).

Випробування, залежно від умов руху і гальмування АТЗ і, відповідно, теплового стану гальм поділяють на: тип 0, I, II [7, 13].

Робочу гальмівну систему випробовують на всіх режимах, а запасну - тільки на режимі тип 0.

Випробування типу 0 має на меті визначити ефективність гальмівної системи і її окремих контурів При “холодних” гальмах. Холодними прийнято вважати гальмівні механізми, температура яких на гальмівних поверхнях гальмівних дисків або барабанів становить 50-100 °С.

Випробування типу I проводять для визначення ефективності робочої гальмівної системи АТЗ при нагрітих гальмівних механізмах. Гальмівні механізми окремих АТЗ нагрівають шляхом послідовних гальмувань, а причепів і напівпричепів - буксуванням загальмованого причепа автомобілем - тягачем з нормованим зусиллям у зчпному пристрої на задану дистанцію за заданої швидкості.

Нагрівання способом буксування слід проводити таким чином, щоб кількість енергії, яка поглинається гальмами за час гальмування, дорівнювала кількості енергії, поглиненій за той самий проміжок часу при гальмуванні на спуску довжиною 1,7 км із постійним ухилом 7 % при швидкості 40 км/год. Швидкість при буксуванні підтримується рівною  $40 \pm 1,5$  км/год а необхідну для одержання еквівалентної кількості тепла силу тяги в зчпному пристрої попередньо розраховують за спеціальною методикою. По завершенні процесу нагрівання виконуються два контрольні гальмування за типом 0 з інтервалом між ними не більш ніж 60 с для визначення залишкової ефективності гальмування.

Випробування типу I (у зазначеному вище обсязі) для одержання достовірних відомостей доцільно проводити не менше двох разів з інтервалом, достатнім для охолодження гальм (перед наступним нагріванням).

Випробування типу II призначаються для визначення ефективності робочої гальмівної системи при русі на зтяжних спусках. Як і у випадку випробувань тину і, у процесі попереднього етапу випробувань типу II

нагрівають гальма, а потім проводять контрольні гальмування за методикою типу 0. Гальма нагрівають способом безупинного гальмування при швидкості 30 км/год на спуску крутістю 6% і довжиною 6 км чи буксуванням загальмованого АТЗ тягачем із заданими швидкістю 1 зусиллям у зчіпному пристрої. У другому випадку безупинне гальмування здійснюють так, щоб кількість енергії, поглиненої гальмівними механізмами за час гальмування, дорівнювала кількості енергії, поглиненій за той самий проміжок часу гальмами даного АТЗ, що рухається зі швидкістю 30 км/год по спуску з постійним ухилом 6% довжиною 6 км. При цьому в АТЗ має бути ввімкнена така передача, щоб забезпечувалася максимально можлива в даних умовах ефективність гальмування двигуна, частота обертання якого не повинна перевищувати частоту обертання, що відповідає максимальній потужності двигуна.

Запасна гальмівна система призначена для використання при виході з ладу робочої гальмівної системи.

Запасну гальмівну систему випробовують при різних варіантах навмисного включення гальм одного або двох коліс, за методикою випробування типу 0, з вимкненим двигуном. Залишкову ефективність оцінюють за критеріями, встановленими у [7, 13].

Ефективність стоянкової гальмівної системи визначають за сумарною гальмівної сили, що розвивається гальмівними механізмами системи й опором руху. Випробовують на ділянці дороги, що має поздовжній ухил, заданої технічними умовами для цього АТЗ.

АТЗ із повним (нормальним) навантаженням установлюють на випробній ділянці послідовно в двох напрямках. Стоянкове гальмо має надійно утримувати АТС (при заданому зусиллі на органі керування) на зазначеному ухилі протягом не менше ніж 5 хв.

Ефективність допоміжної гальмівної системи визначають за величиною сумарної гальмівної сили, що розвивається механізмами цієї системи й опором руху. Випробування здійснюють такими методами:

- спуском загальмованого АТЗ наділянцідороги, щонає позовжній ухил 7% і довжину 6 км. При цьому система повинна забезпечуватиспуск випробовуваного АТЗ із стабільною швидкістю  $30\pm 2$  км/год за наявності сповільнювача і  $30\pm 5$  км/год при гальмуванні двигуном;

- буксуванням по горизонтальнійдорозі загальмованого АТЗ за допомогою автомобіля-тягача, з'єданого з випробовуваним АТЗ жорстким зчепом з динамометричною ланкою. При цьому повинна бути визначена стала сила тяги в зчіпному пристрої при швидкості  $30\pm 1$  км/год;

- частковим гальмуванням, тобто гальмуванням у заданому інтервалі швидкостей (від 35 до 25 км/год). Гальмування виробляється з увімкненою передачею в трансмісії, що відповідає тим самим вимогам, що й при випробуваннях типу II. У ході випробування фіксується уповільнення чи, залежність швидкості від часу. В усіх зазначених випадках при випробуванні допоміжної гальмівної системи має бути зроблено не менше двох вимірів з інтервалами для охолодження.

Для АТЗ, гальмівна система яких має РГС або АБС, додатково проводять випробування при гальмуванні на повороті, у режимі зміни ряду руху (переставка) і на дорозі, на якій коефіцієнти зчеплення під лівими і правими колесами різні. Для гальмування на повороті дорогу розмічають, як показано на рис. 13.7, а. АТЗ проходить ділянку  $S_1$  прямолінійного руху, перехідну  $S_2$ , ширина якої змінюється від  $B_1$  до  $B_1+\Delta$ , криволінійну, з кутом  $\varphi_3$  та постійним радіусом  $R$  і виходить на кінцеву прямолінійну ділянку дороги  $S_4$ .

Гальмування при зміні ряду проводять на ділянці, розміченій відповідно до рис. 13.7, б, також у чотири етапи. Перша ділянка шляху, як і раніше, є контрольною, у другій змінюють напрямок руху, на третій (перехідній) вводять АТЗ у новий ряд і, нарешті, на четвертій контролюють прямолінійний рух. Випробування здійснюють із з'єднанням із трансмісією двигуном і при відключеному від неї, а також із частковим і повним навантаженням.

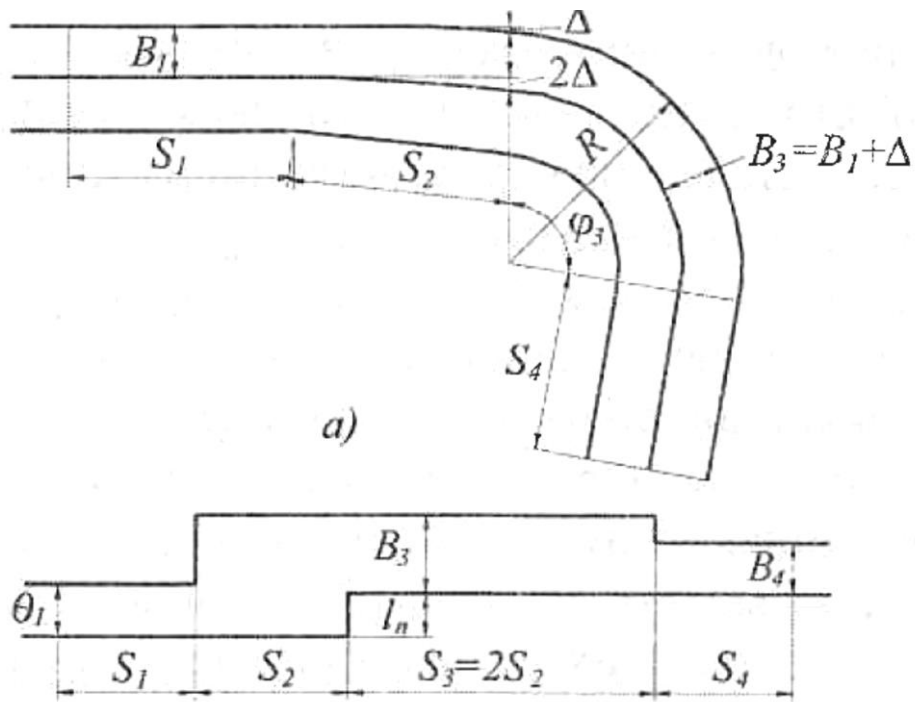


Рисунок 13.7 – Розмітка ділянки дороги для гальмівних випробувань

Застосовувана при випробуваннях гальм вимірювально-реєструвальна апаратура має забезпечувати можливість вимірювати і записувати основні величини, що характеризують процес гальмування, а саме:  $S_2$ ,  $j_{cm}$ ,  $V_n$ , час гальмування, зміни швидкості у функції шляху або часу, зусилля на органі керування і температури гальмівних механізмів.

## **ТЕМА 14. ОЦІННІ ПОКАЗНИКИ КЕРОВАНОСТІ АВТОМОБІЛЯ. УМОВИ ЗБЕРЕЖЕННЯ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЬНОГО КОЛЕСА**

### **14.1 Оцінні показники керованості автомобіля**

Керованість, як і стійкість, пов'язана з безпекою руху автомобіля. Досить часто при втраті автомобілем керованості порушується його стійкість, і навпаки. У зв'язку з цим керованість автомобіля часто розглядають як окремий випадок загальної задачі його стійкості. Автомобіль повинен мати добру керованість на будь-якому періоді експлуатації.

Керованість залежить від бічної еластичності шин коліс, стабілізації керованих коліс, їх коливань і відповідності кінематики підвіски керованих коліс кінематиці кермового приводу. Крім того, вона залежить від зовнішніх умов (поперечного ухилу дороги, величини коефіцієнта зчеплення шин з дорогою, бічного вітру і т.п.).

Траєкторію руху автомобіля в загальному випадку можна розглядати як криволінійну з кривизною, яка постійно змінюється. Якщо кривизна траєкторії близька до нуля, рух умовно вважають прямолінійним.

Криволінійність руху обумовлена необхідністю здійснювати повороти відповідно до траєкторії, що задається водієм, а також у результаті дії зовнішніх збурювань. Такий рух автомобіля характеризується зміною в часі положення його поздовжньої і вертикальної осей, а також наявністю поздовжніх і, головним чином, поперечних прискорень.

Процес керування рухом автомобіля характеризують три групи параметрів: траєкторні, курсові та крену. На більшість цих параметрів впливають як конструктивні особливості автомобіля, так і ергономічні дані водія як керуючої ланки. Тому слід розглядати керованість автомобіля не ізольовано (як механічної системи), а як керованість системи ВАДС.

Надійність керування автомобіля забезпечується властивістю системи ВАДС зберігати стійкість керування в заданих умовах і режимах руху.

Стійкість керування автомобіля забезпечується властивістю системи ВАДС виконувати з заданою точністю на визначеному відрізку шляху закон руху, що задається. Ця властивість характеризується такими складовими: стійкість курсового керування, поперечну стійкість.

Стійкість керування траєкторією забезпечується властивістю системи ВАДС відстежувати з визначеною точністю задану траєкторію руху.

Стійкість курсового керування забезпечується властивістю системи ВАДС регулювати з заданою точністю різницю кута відведення на осях після втрати автомобілем курсової стійкості.

Для оцінки керованості існує досить багато оцінних показників. До основних оцінних показників, передбачених національними стандартами і правилами КВТ СЕК ООН, відносять:

- стійкість керування траєкторії;
- стійкість курсового керування;
- стійкість керування траєкторій при гальмуванні;
- стійкість курсового керування при гальмуванні;
- граничну швидкість виконання маневру “перестановка”  $V_{np}$ , км/год;
- швидкість на початку зниження стійкості керування траєкторією  $V_{tr}$ , км/год;
- швидкість початку зниження стійкості курсового керування  $V_{курс}$ , км/год.

Крім цього, існує ціла низка додаткових показників і характеристик керованості, з яких можна виділити такі:

- характеристику статичної траєкторної керованості;
- характеристику “ривок руля”;
- характеристику виходу з повороту;
- характеристику легкості рульового керування;
- граничну швидкість входу в заданий поворот;
- граничну швидкість входу в задану переставку;



- середню кутову швидкість повороту кермового колеса на прямолінійній ділянці дороги.

## 14.2 Умови збереження стійкості автомобільного колеса

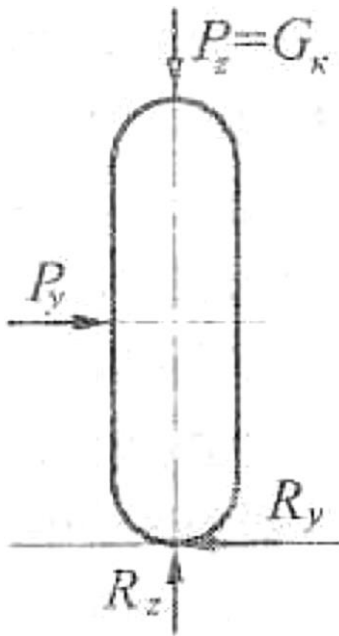


Рисунок 14.1 - Схема сил, що діють на жорстке нерухоме колесо

Розглянемо, від чого залежить стійкий рух автомобільного колеса. Припустимо, що на тверде колесо діє тільки вертикальне навантаження  $P_z = G_k$  і бічна сила  $P_y$  (рис. 14.1) за відсутності дотичних сил у площині кочення колеса. Тоді максимальне граничне по зчепленню значення бічної сили визначається співвідношенням

$$P_{y\max} = \varphi \cdot P_z = \varphi \cdot G_k \quad \text{або} \quad R_y = \varphi \cdot R_z$$

Явище ускладнюється, якщо колесо навантажене не тільки вертикальною і бічною силами, але й граничною силою  $P_x$ , що діє в площині кочення колеса (тяговою чи гальмівною силою). У цьому випадку ковзання в площадці контакту колеса з опорною поверхнею виникає коли межі за умовами зчеплення досягає рівнодіюча  $R_{xy}$  подовжньої  $R_x$  і поперечної  $R_y$  реакцій (рис. 14.2).

$$R_{xy\max} = \varphi \cdot R_z \quad \text{чи} \quad R_{xy\max} = \varphi \cdot G_k$$

$$R_{xy} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

У цьому випадку максимальна бічна сила  $P_{y\max}$ , яку може витримати колесо без бічного ковзання в місці контакту, або умови збереження його стійкості визначаються з співвідношень

$$P_{y\max} = R_{y\max} = \sqrt{R_{xy\max}^2 - R_x^2} = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_z^2 - R_x^2}$$

або

$$P_{y\max} = \sqrt{\varphi^2 \cdot G_k^2 - R_x^2}$$

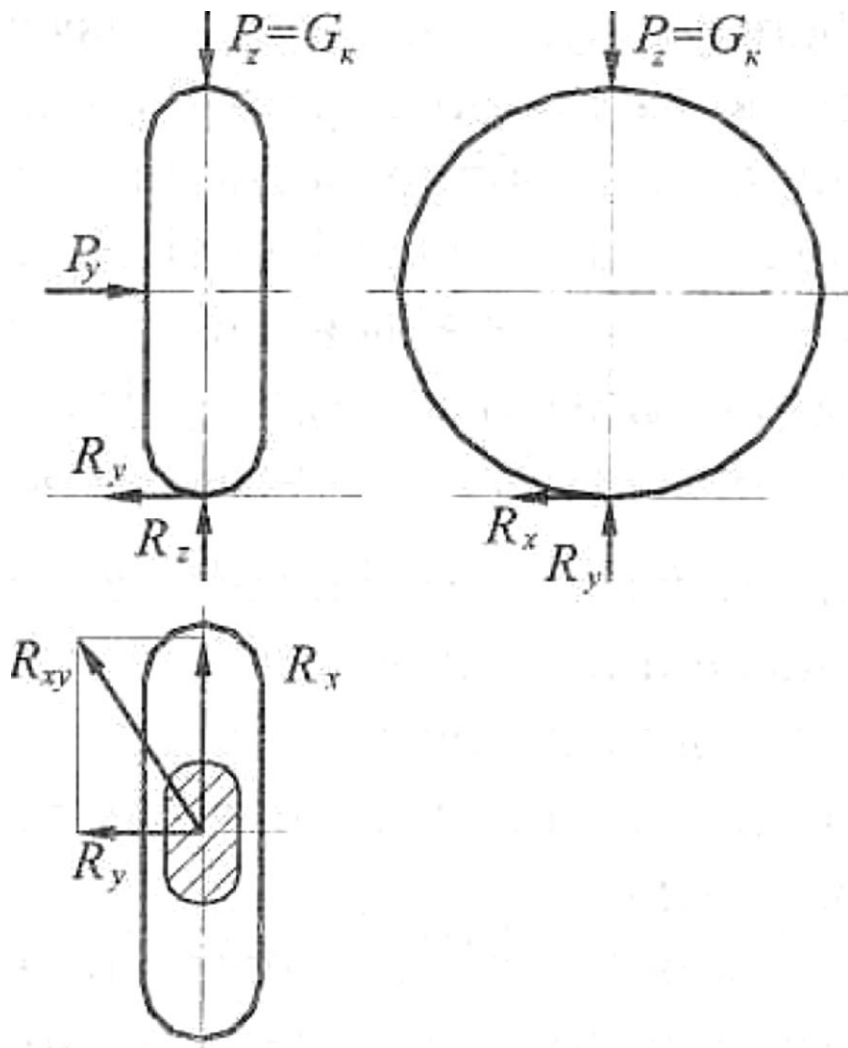


Рисунок 14.2 - Схема сил, що діють на жорстке колесо, яке котиться

Зіставлення формул (7.1) і (7.5) показує, що колесо навантажене як поперечною силою  $P_y$ , так і поздовжньою силою  $P_x$ , має меншу бічну стійкість проти ковзання (ковзає вбік при меншій бічній силі  $P_{y\max}$ ) порівняно з колесом, яке вільно котиться або є нерухомим, не навантажене поздовжньою силою  $P_x$ . Це підтверджується прикладами з практики водіння автомобіля:

- автомобіль може стояти досить стійко на слизькій дорозі з поперечним ухилом, але як тільки на ведучих колесах з'являється тягове зусилля (підведене від двигуна  $M_{кр}$ ), ці колеса починають ковзати вниз поперечного ухилу;

- автомобіль може стійко (без бічного ковзання) здійснювати поворот на досить великій швидкості у вільному коченні, але, якщо при цьому гальмувати

або підводити до коліс тягове зусилля, виникає бічне ковзання в напрямку від центра повороту внаслідок дії відцентрової (бічної) сили.

В умовах недостатнього зчеплення коліс з опорною поверхнею і високим опором коченню поворот керованих коліс не завжди може забезпечити рух автомобіля по необхідній криволінійній траєкторії. Розглянемо, у яких співвідношеннях повинні знаходитися коефіцієнт зчеплення  $\varphi$ , коефіцієнт опору кочення  $f$  і кут повороту керованого колеса  $\theta$  для здійснення руху автомобіля по заданій траєкторії.

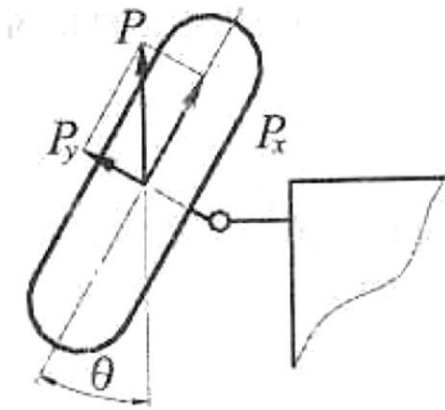


Рисунок 14.3 - Схема сил, що діють на кероване колесо

На рис. 14.3 показані сили, прикладені в горизонтальній площині з боку поворотного кулака до переднього керованого колеса автомобіля з колісною формулою 4×2 (задні колеса - ведучі). Сила, що штовхає  $P$ , рівнобіжна поздовжній осі автомобіля і діє при створенні тягового зусилля на задніх ведучих колесах або вільному коченні. Її складові  $P_x$  і  $P_y$  спрямовані в площині колеса

( $P_x$ ) та перпендикулярні ( $P_y$ ). Остання викликає бічну реакцію опорної поверхні  $R_y$ , що забезпечує поворот автомобіля. Поздовжня сила  $P_x$  витрачається на подолання опору коченню. Сила  $P_y$  не повинна перевищувати максимального значення по зчепленню, обумовленого формулою (7.5). За таких умов справедливі співвідношення:

$$P_x = f \cdot R_z = P \cdot \cos \theta$$

$$P_y = P \cdot \sin \theta = P \cdot \operatorname{tg} \theta = f \cdot R_z \cdot \operatorname{tg} \theta$$

Для забезпечення умови керованості автомобіля поворотом керованих коліс необхідно, щоб відповідно до формули (7.5) виконувалися такі співвідношення:

$$P_y = \sqrt{\varphi^2 \cdot R_z^2 \cdot R_x^2}$$

$$f \cdot R_z \cdot \operatorname{tg} \theta \leq \sqrt{\varphi^2 \cdot R_z^2 - f^2 \cdot R_z^2}$$

$$f \cdot \operatorname{tg} \theta \leq \sqrt{\varphi^2 - f^2}$$

З (7.10) випливає, що в разі недостатнього зчеплення коліс з опорною поверхнею (низьке значення  $\varphi$ ) і високого опору кочення (високе значення  $f$ ) в автомобіля з задніми ведучими колесами не можна допускати великі кути

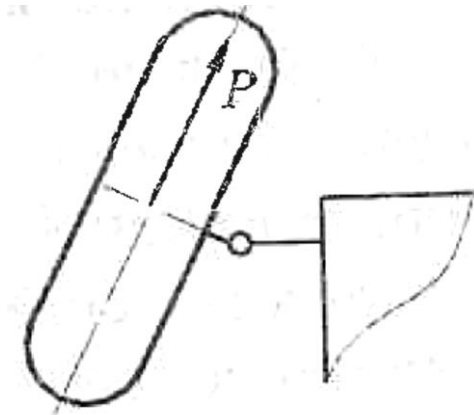


Рисунок 14.4 - Схема сил, що діють на кероване ведуче колесо

повороту керованих коліс  $\theta$ . Це підтверджується практикою керування автомобілем на сипкому піску або пухкому снігу.

Інакше відбувається поворот автомобіля, у якого передні колеса керовані та ведучі (рис. 14.4).

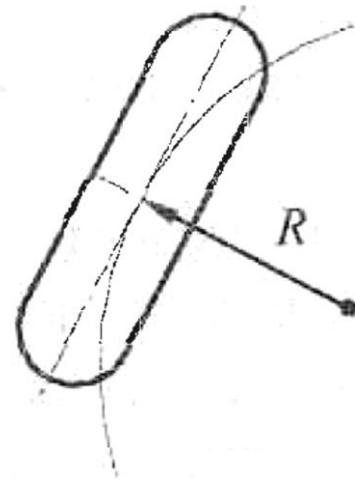


Рисунок 14.5 - Схема кочення жорсткого колеса по криволінійній траєкторії без бокового ковзання

У такому разі тягове зусилля  $P$  виникає безпосередньо на керованому колесі і нібито втягує автомобіль у криволінійну траєкторію повороту. Дим пояснюється краща керованість автомобілів з передніми ведучими і керованими колесами.

Розглянемо, як здійснюється кочення жорсткого колеса по криволінійній траєкторії без бічного ковзання. Теоретично профіль автомобільного колеса близький до тороїдального, і, припускаючи колесо жорстким, ми тим самим визначаємо точковий контакт його з твердою і рівною опорною поверхнею.

При прямолінійному коченні колеса, природно, ніякого бічного ковзання в контакті колеса з опорною поверхнею не виникає. Якщо

кочення колеса здійснюється по криволінійній траєкторії, то для відсутності бічного ковзання в місці його контакту з опорною поверхнею повинна дотримуватися така умова (рис. 14.5). У будь-яку мить часу, тобто в кожній точці траєкторії, середня площина колеса повинна збігатися з дотичною до криволінійної траєкторії в цій точці, і вісь колеса при цьому буде спрямована вздовж радіусу кривини траєкторії. При цьому після нескінченно малого кутового повороту колеса і відповідної зміни положення його площини нова точка контакту колеса буде розташовуватися на необхідній траєкторії.

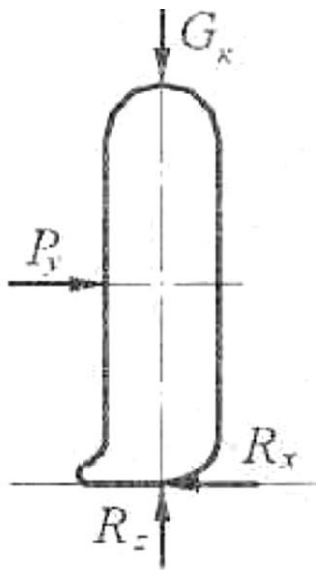


Рисунок 14.6 - Схема сил, що діють на еластичне колесо

Якщо ж площина колеса не буде дотичною, а січною стосовно траєкторії, нова точка контакту буде зміщена убік, і в площі контакту неминуче бічне прослизання. Така умова кочення колеса без бічного ковзання є визначальною при наступному розгляді кінематики повороту автомобіля з жорсткими колесами. Раніше розглядався випадок кочення ідеалізованого колеса - жорсткого в бічному напрямку. Реальна шина має еластичність і деформується під дією бічної сили (рис. 14.6).

При коченні такого колеса площина його обертання буде зміщатися в напрямку дії бічної сили, і траєкторія переміщення центра колеса відхилитиметься від осьової площини колеса, як показано на рис. 14.7.

Кожна наступна точка контакту 1-2-3 внаслідок зігнутості осьової площини шини в зоні, близької до місця контакту, буде входити в контакт із бічним зсувом, і, відповідно, площина переміщення центра колеса буде розташовуватися під кутом  $\delta$  до середньої площини колеса. Це явище називають бічним відведенням еластичного автомобільного колеса, що котиться, завантаженого - бічною силою, а кут  $\delta$  - кутом бічного відведення.

Кут бічного відведення при коченні еластичного колеса залежить від різних факторів, але перш за все від бічної жорсткості шини і діючої на колесо бічної сили. Максимальні кути відведення шин становлять 12-20°.

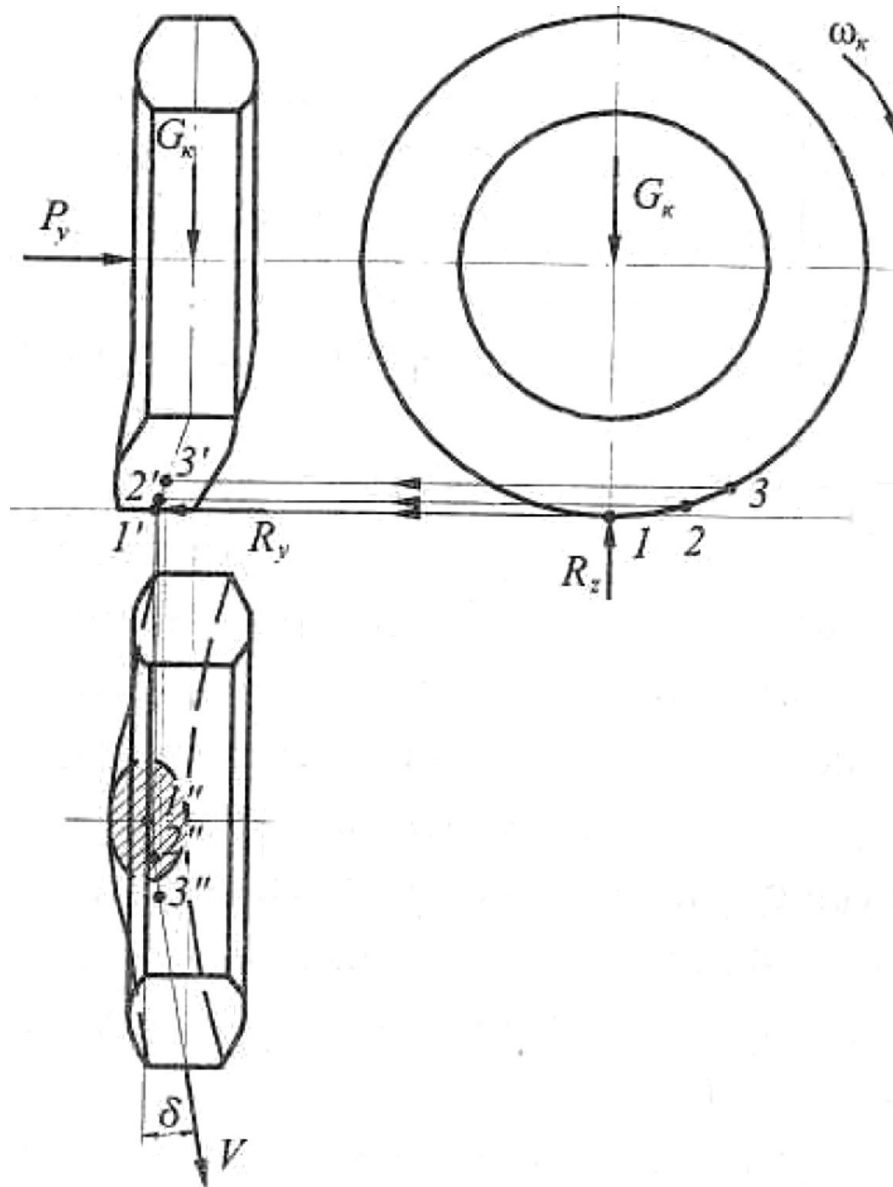


Рисунок 14.7 - Схема кочення еластичного колеса з бічним відведенням

На рис. 14.8 показаний типовий характер зміни кута бічного відведення  $\delta$  внаслідок збільшення бічної сили  $P_y$ . Межею збільшення бічної сили, прикладеної до колеса, що вільно котиться, є сила зчеплення шини з опорною поверхнею  $\varphi \cdot G_k$ . На графіку залежності кута відведення від бічної сили можна відзначити три характерні ділянки: 0-а - кут відведення залежить лінійно від

бічної сили; *a-b* - перехідна; *b-c* - кут відведення зростає без збільшення бічної сили.

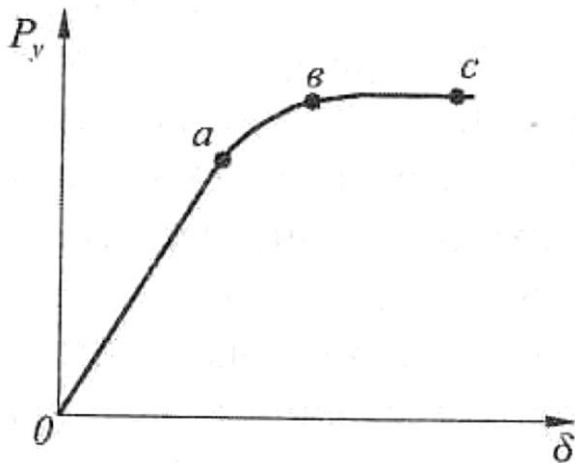


Рисунок 14.8 - Залежність кута відведення від бічної сили

На ділянці *0-a* відведення автомобільного колеса відбувається тільки внаслідок пружної деформації елементів шини без бічного ковзання елементів шини в зоні контакту з опорною поверхнею. У міру збільшення  $P_y$  з'являється поперечне проковзування шини в зоні контакту бічної сили призводить до повного

ковзання шини в бічному напрямку (ділянка *b-c*).

Оскільки кочення колеса з бічним ковзанням належить до хитливих режимів руху, при аналізі явища бічного відведення й оцінці його впливу на керованість і стійкість автомобіля звичайно обмежуються ділянкою (*0-a*).

Відношення бічної сили до кута відведення, визначене на лінійній ділянці (*0-a*), називається коефіцієнтом опору відведенню колеса  $k_\delta$ :

$$k_\delta = \frac{P_y}{\delta}$$

Коефіцієнт опору відведенню в основному залежить від розмірів і конструкції колеса, тиску повітря в шині, типу і стану дорожнього покриття, нормального навантаження, прикладеної до колеса тангенціальної сили та деяких інших факторів.

Значення коефіцієнта  $k_\delta$  для шин легкових автомобілів (15-60) кН/рад, а для шин вантажівок та автобусів (60-180) кН/рад, де нижні значення стосуються шин з діагональним кордом, а верхні - з радіальним [24]. У зв'язку з більш високими значеннями тиску в шинах вантажівок еластичність коліс менше впливає на їх керованість порівняно з впливом на керованість легкових автомобілів.

### 14.3 Кінематика повороту автомобіля

Поворот автомобіля, тобто зміна його курсового кута в більшості конструкцій здійснюється в результат, зміни положення керованих коліс. Гарна поворотність досягається в разі виконання низки умов: керовані колеса автомобіля повинні котитися без бічного ковзання кермовий привод забезпечує правильне співвідношення кутів повороту керованих коліс; компоновання автомобіля. Підвіска і шини забезпечують оптимальне співвідношення між кутами відведення передніх і задніх мостів; рульове керування сконструйоване так, що водій може оцінювати сили які діють з боку дороги на керовані колеса.

Підґрунтям побудови траєкторії повороту автомобіля з жорсткими колесами є сформульована раніше умова кочення коліс без бічного ковзання: у кожній точці криволінійної траєкторії положення площини кожного колеса визначався дотичною до криволінійної траєкторії його переміщення. Звідси випливає, що при круговій траєкторії автомобіля з чотирма колесами осі всіх коліс повинні перетинатися в одній точці - загальному миттєвому центрі повороту. На рис. 7.9 зображена схема повороту автомобіля з передніми керованими колесами, що задовольняє такій вимозі.

Визначимо співвідношення між кутами повороту зовнішнього  $\theta_n$  і внутрішнього  $\theta_s$  коліс стосовно центра повороту автомобіля  $O$ . Із трикутників  $OKC$  і  $OAD$ , відповідно, одержимо:

$$\begin{aligned} \operatorname{ctg}\theta_n &= \frac{OK}{KC} = \frac{OK}{L} \\ \operatorname{ctg}\theta_s &= \frac{OA}{AD} = \frac{OA}{L} \\ \operatorname{ctg}\theta_n - \operatorname{ctg}\theta_s &= \frac{OK - OA}{L} = \frac{l}{L} = \operatorname{const} \end{aligned}$$



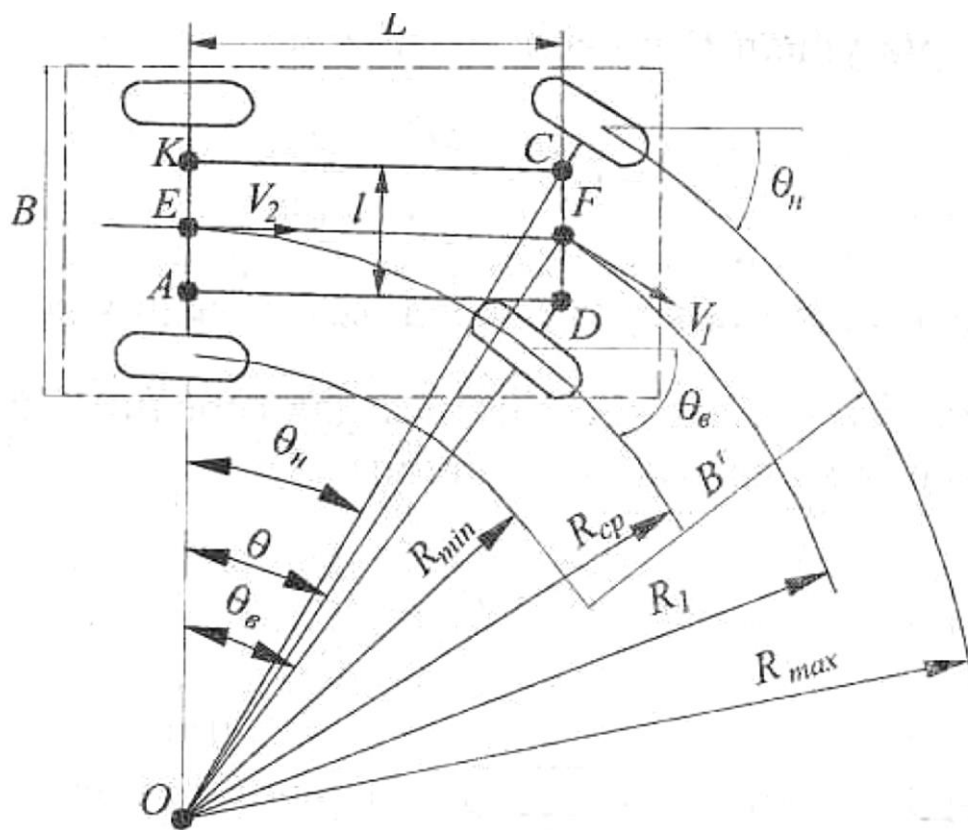


Рисунок 14.9 - Схема повороту автомобіля з жорсткими колесами

На схемі позначені вектори швидкостей середніх точок передньої осі  $V_1$  і задньої осі  $V_2$ . Вектор  $\vec{V}_1$  відхиляється від поздовжньої осі автомобіля на кут  $\theta$  - середній кут повороту керованих коліс. Миттєвий центр повороту ПРО визначається точкою перетинання перпендикулярів до векторів швидкостей  $\vec{V}_1$  і  $\vec{V}_2$ .

Зі схеми (рис. 14.9) визначаємо, що:

- внутрішні керовані колеса автомобіля слід повертати на більший кут  $\theta_y$ , ніж кут повороту зовнішніх коліс  $\theta_n$ ;
- по найбільшому радіусу  $R_{max}$  переміщується передня навантажена точка габаритного контуру автомобіля, а по найменшому радіусу  $R_{min}$  - внутрішня габаритна точка на осі задніх коліс. Тому ширина смуги руху автомобіля на повороті  $B'$  перевищує габаритну ширину  $B$ ;
- середній радіус повороту  $R_{cp}$  визначають як мінімальну відстань від миттєвого центра повороту  $O$  до поздовжньої осі автомобіля.

У припущенні, що колеса жорсткі

$$R_{cp} = OE = \frac{EF}{\operatorname{tg}\theta} = \frac{L}{\operatorname{tg}\theta}$$

де  $\theta$  - середній кут повороту передніх керованих коліс.

Для малих кутів  $\theta$ , які досягаються для середніх і високих швидкостей руху автомобілів, приймають

$$\operatorname{tg}\theta = 0 \quad \text{і} \quad R_{cp} = \frac{L}{\theta}$$

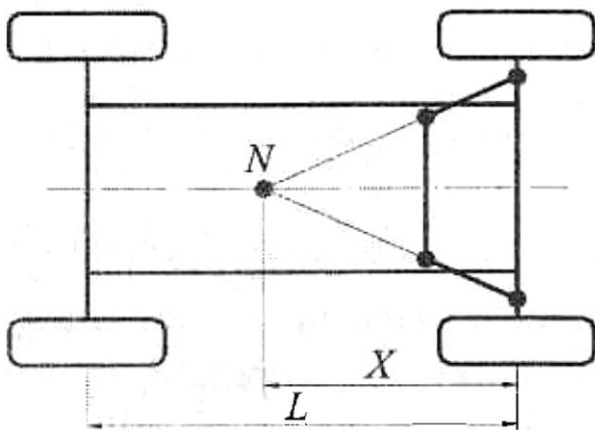


Рисунок 14.10 - Схема вибору параметрів рульової трапеції

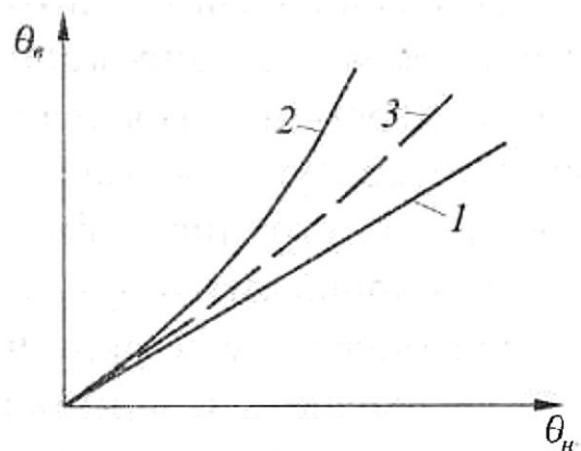


Рисунок 14.11 - Характер співвідношення кутів  $\theta_n$  і  $\theta_v$

Для виконання першої вимоги передні керовані колеса з'єднані кермовою трапецією (рис. 14.10). Однак трапеція не забезпечує точного дотримання співвідношення  $\theta_n$  і  $\theta_v$ , визначеного формулою (7.14). На рис. 14.11 показані різні співвідношення  $\theta_n$  і  $\theta_v$ . Лінія 1 відповідає умові  $\theta_n = \theta_v$ , а лінія 2 - співвідношенню за формулою (7.14). Підбором елементів кермової трапеції забезпечують дійсне співвідношення кутів згідно з кривою 3. Найбільш просто це досягається вибором таких кутів нахилу поворотних важелів, щоб у положенні, яке відповідає прямолінійному руху автомобіля, їхні осьові лінії перетиналися в деякій точці  $N$  (рис. 14.10), при цьому значення  $X$  приймають у межах  $(0,7-0,9)L$ .

У цьому випадку при малих кутах повороту, що відповідає переважній більшості режимів руху автомобіля, співвідношення кутів  $\theta_n$  і  $\theta_y$  згідно з усіма трьома залежностями практично збігаються. Для великих кутів повороту, що зустрічаються значно рідше, реальне співвідношення (крива 3) дещо відхиляється від теоретичного (крива 2), унаслідок чого відбувається незначне бічне ковзання в місці контакту при русі на повороті, яким звичайно нехтують.

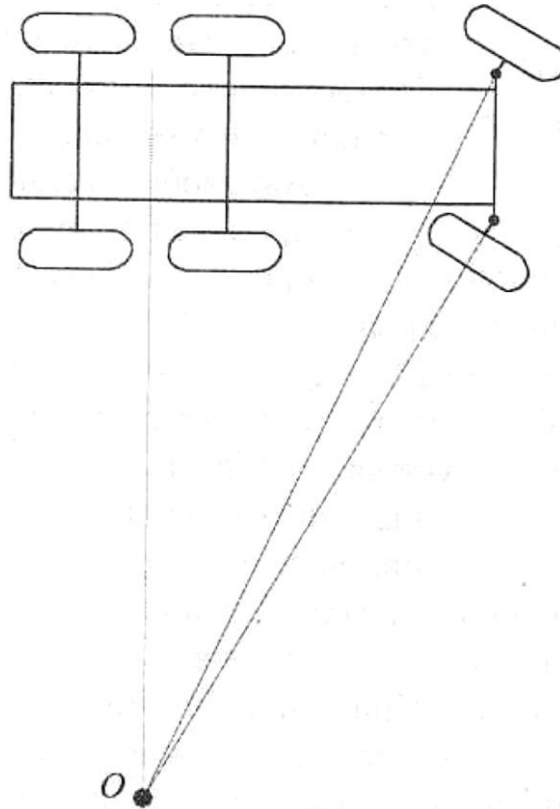


Рисунок 14.12 - Схема повороту тривісного автомобіля

Розглянемо схеми повороту різних типів автомобілів із жорсткими колесами. При повороті тривісного автомобіля (рис. 14.12) два задні мости, які виставлені на балансірній підвісці, розглядають як одну вісь, що збігається з віссю балансира підвіски. Очевидно, що при цьому неможливо повною мірою дотриматися умови кочення коліс середнього і заднього мостів на повороті без бічного ковзання, тому що їхні середні площини не будуть дотичними до траєкторії руху.

При повороті двовісного автомобіля з усіма керованими колесами (рис. 14.13) дотримується умова кочення коліс без бічного ковзання й значно

зменшується радіус повороту. У той самий час задні зовнішні колеса при цьому зміщуються назовні від поздовжньої осі автомобіля, що може погіршити, наприклад, від'їзд на початку повороту автомобіля, який стояв на проїзній частині безпосередньо поблизу бордюрного каменю.

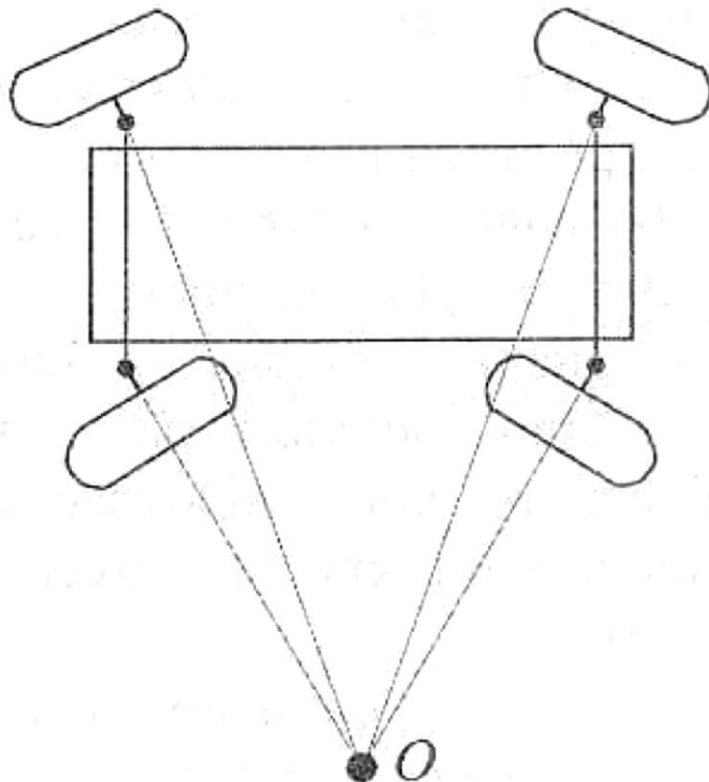


Рисунок 14.13 - Схема повороту двовісного автомобіля з усіма керованими колесами

Автомобіль з одновісним причепом повертає за схемою, наведеною на рис. 14.14, а з двовісним причепом і поворотним колом на передній осі - за схемою, наведеною на рис. 14.15.

У цьому випадку порівняно з одним автомобілем зменшується мінімальний габаритний радіус повороту задньої осі причепа і, відповідно, збільшується ширина смуги руху автопоїзда на повороті. Для усунення цього недоліку, особливо відчутного в причепах з подовженою базою, застосовують різні спеціальні конструкції їх поворотних пристроїв.

Розглянемо, як впливає на кінематику поворот-автомобіля бічне відведення шин. При криволінійному русі по горизонтальній поверхні та за

відсутності бічного вітру на автомобіль у поперечному напрямку діє тільки сила інерції  $P_{jy}$  (рис. 7.16). Складові цієї сили, що припадають на передні і задні колеса автомобіля, викликають відповідні їм кути відведення  $\delta_1$  і  $\delta_2$ , які тільки в окремому випадку рівні за величиною.

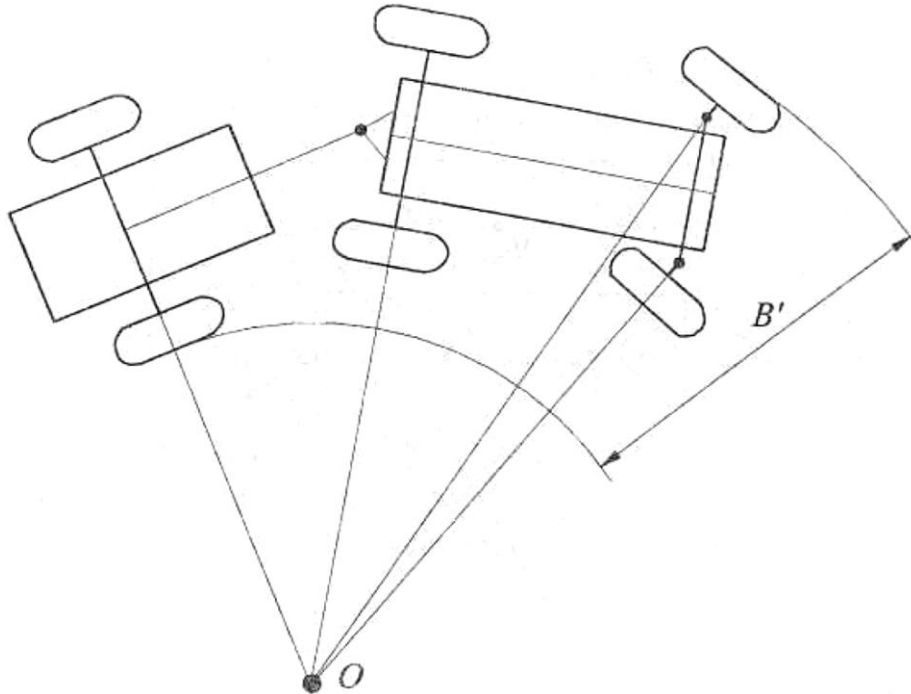


Рисунок 14.14 - Схема повороту автомобіля з одновісним причепом

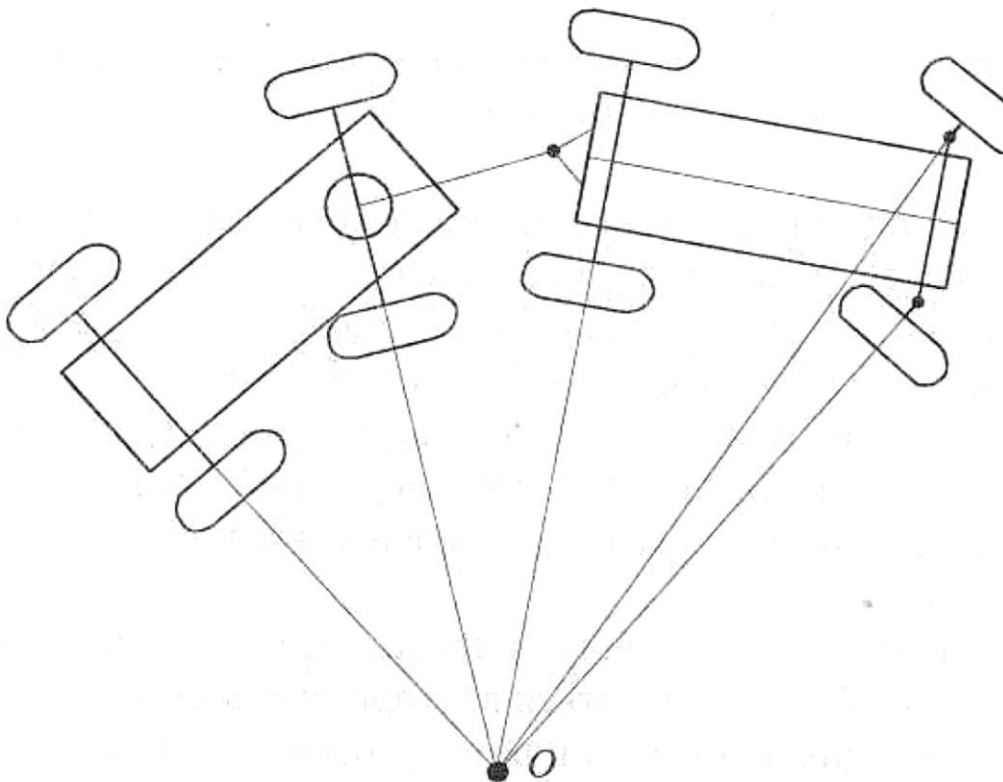


Рисунок 14.15 - Схема повороту автомобіля з двовісним причепом

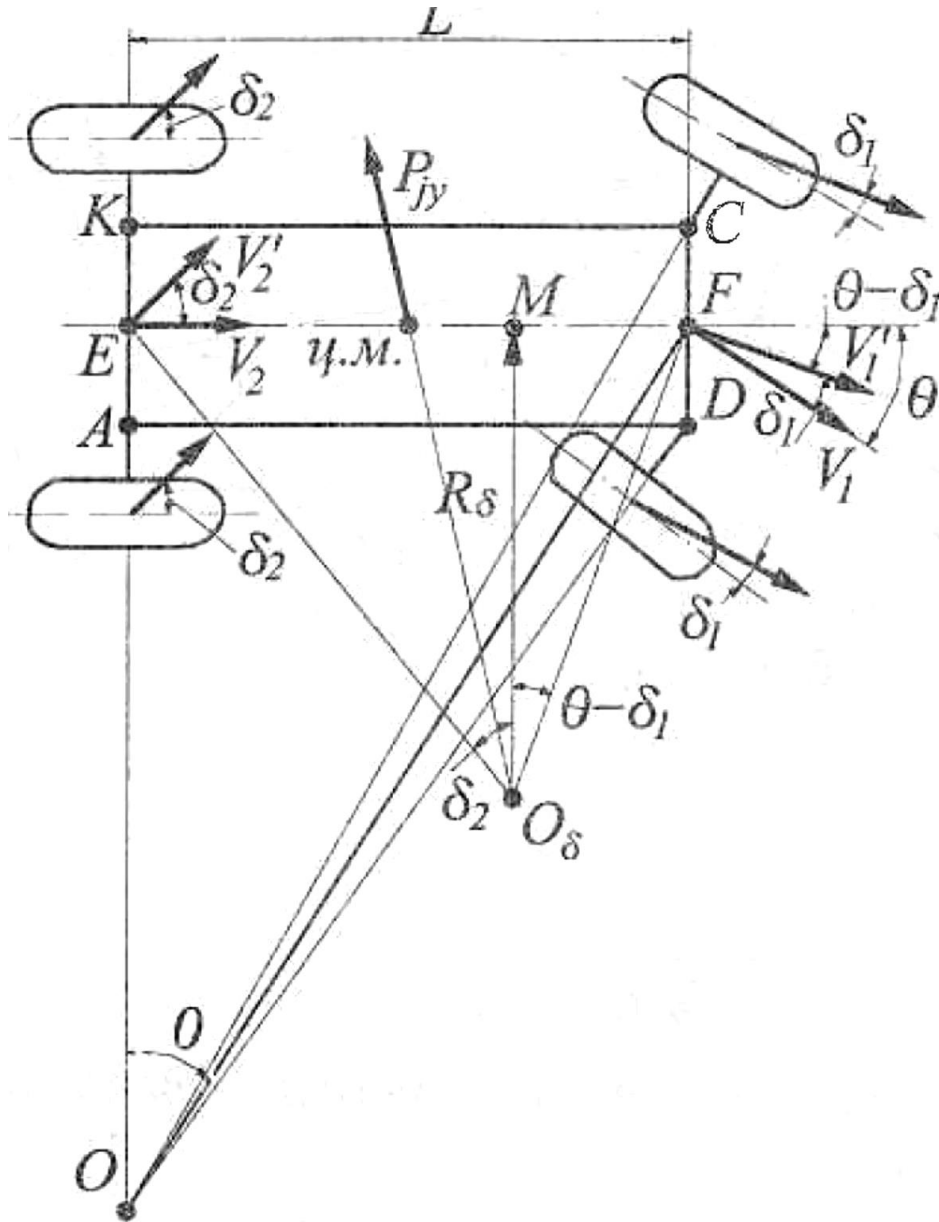


Рисунок 14.16 - Схема повороту автомобіля при бічному відведенні шин

Відведення правого і лівого коліс однієї осі також неоднакове, унаслідок чого вектори їх швидкостей не рівнобіжні. Для керованих коліс це, зокрема, обумовлюється й поворотом їх на різні кути.

У той самий час траєкторія руху визначається кутами відведення центрів його передньої і задньої осей, які є середніми між кутами відведення відповідних правих і лівих коліс.

За наявності бічного відведення, на такі самі кути і в той самий бік відхиляються вектори швидкостей середніх точок передньої  $V_1$  і задньої  $V_2$  осей.

Позначимо нові вектори  $\vec{V}'_1$  і  $\vec{V}'_2$ . Відповідно змінюється і положення миттєвого центра повороту автомобіля, як точки перетинання перпендикулярів до векторів швидкостей  $\vec{V}'_1$  і  $\vec{V}'_2$ . З урахуванням бічного відведення шин він уже буде не в точці  $O$ , а в точці  $O_\delta$ . Середній радіус повороту автомобіля з урахуванням впливу бічного відведення шин  $R_\delta$ , визначається довжиною перпендикуляра з миттєвого центра повороту на поздовжню вісь автомобіля, тобто буде дорівнювати відріжку  $O_\delta M$ , величину якого можна визначити зі схеми рис. 14.16.

У трикутнику  $EMO_\delta$  кут  $EO_\delta M$  дорівнює по побудові  $\delta_2$ , а в трикутнику  $MFO_\delta$  кут  $MFO_\delta = \theta - \delta_1$ , де  $\theta$ , як і на рис. 7.9 - середній кут повороту передніх керованих коліс.

Тоді

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \delta_2 &= \frac{EM}{MO_\delta} = \frac{EN}{R_\delta} \\ \operatorname{tg} (\theta - \delta_1) &= \frac{MF}{R_\delta} \end{aligned}$$

Звідси, оскільки сума  $EM + MF = L$  - база автомобіля, знаходимо середній радіус повороту  $R_\delta$  автомобіля з урахуванням впливу бічного відведення шин:

$$\begin{aligned} EM &= R_\delta \cdot \operatorname{tg} \delta_2 \\ MF &= R_\delta \cdot \operatorname{tg} (u - \delta_1) \\ EM + MF &= L = R_\delta [\operatorname{tg} \delta_2 + \operatorname{tg} (u - \delta_1)] \\ R_\delta &= \frac{L}{\operatorname{tg} \delta_2 + \operatorname{tg} (u - \delta_1)} \end{aligned}$$

Враховуючи, що кути відведення невеликі ( $5-10^\circ$ ), а кути повороту керованих коліс при високих швидкостях руху, коли відведення істотно впливає на керованість автомобіля, також не є великими, тангенси кутів можна замінити самими кутами, вираженими в радіанах:

$$R_\delta = \frac{L}{u + \delta_2 - \delta_1}$$

Порівняння формул (7.16) і (7.23) для визначення середнього радіуса повороту автомобіля при жорстких колесах (з урахуванням впливу бічного відведення), свідчить про те, що співвідношення кутів відведення коліс передньої осі  $\delta_1$  і задньої осі  $\delta_2$  різною мірою змінюють величину середнього радіуса. Якщо кути відведення коліс передньої і задньої осей однакові ( $\delta_1 = \delta_2$ ), середні радіуси повороту при жорстких колесах з урахуванням відведення однакові:

$$R_{cp} = R_\delta$$

У цьому випадку бічне відведення коліс не впливає на кривину траєкторії повороту, і лише миттєвий центр повороту зміщується вперед відносно осі задніх коліс автомобіля. Такі автомобілі (рис. 14.17, а) визначаються як ті, що мають нейтральну поворотність. Для проходження кругової траєкторії певного радіуса  $R_{cp}$  потрібен однаковий кут повороту керованих коліс  $\theta$  як при жорстких, так і з урахуванням впливу бічного відведення.

Якщо кут відведення передніх коліс  $\delta_1$  більший, ніж у задніх коліс  $\delta_2$ , знаменник у формулі (7.23) зменшується, а середній радіус повороту за рахунок впливу відведення збільшується (рис. 7.17, б):

$$\delta_1 > \delta_2 \rightarrow R_\delta > R_{cp}$$

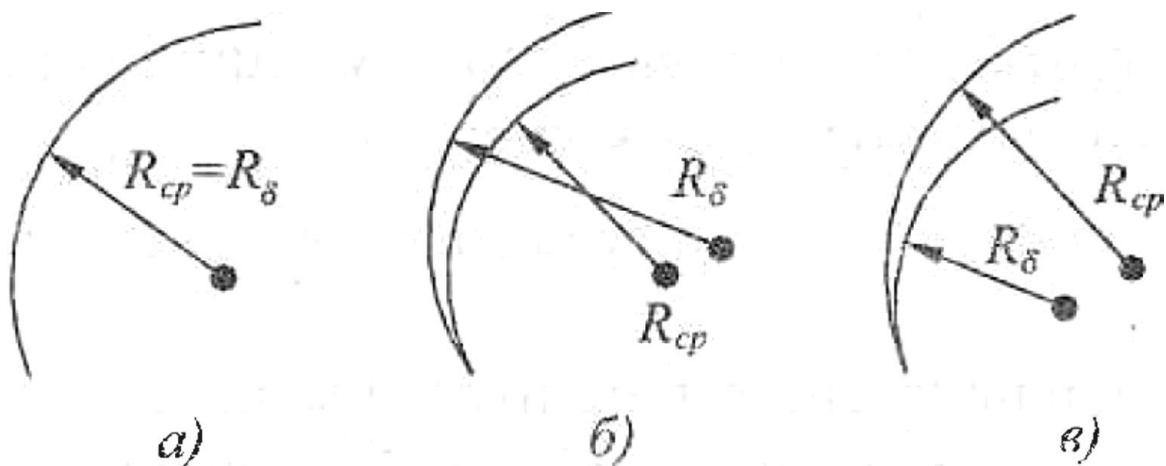


Рисунок 14.17 - Траєкторія руху автомобіля з жорсткими ( $R_{cp}$ ) та еластичними ( $R_\delta$ ) колесами при різній поворотності



Такі автомобілі визначають як автомобілі, що мають недостатню поворотність. Зрозуміло, що для проходження, повороту із заданим радіусом  $R_{cp}$  за недостатньої поворотності водій має компенсувати вплив бічного відведення великим кутом повороту керованих коліс  $\theta_\delta$  порівняно з кутом при жорстких колесах:

$$\theta_\delta > \theta.$$

Якщо ж кут бічного відведення передніх коліс  $\delta_1$  менший, ніж у задніх коліс  $\delta_2$ , знаменник у формулі (7.23) збільшується і середній радіус повороту за рахунок впливу відведення зменшується (рис. 7.17, в):

$$\delta_1 < \delta_2 \rightarrow R_\delta < R_{cp}$$

Автомобіль при заданому куті повороту керованих коліс  $\theta$ , що відповідає при жорстких колесах повороту по колу з радіусом  $R_{cp}$ , у цьому випадку за рахунок відведення буде втягуватися в більш крутий поворот з меншим радіусом  $R_\delta$ . Тому такі автомобілі визначають як ті, що мають надлишкову поворотність, і для повороту з заданою кривизною (заданим радіусом  $R_{cp}$ ) водій повинен повертати керовані колеса на кут  $\theta_\delta$ , менший, ніж було б потрібно у випадку жорстких коліс:

$$\theta_\delta < \theta.$$

З викладеного вище випливає, що водій автомобіля має можливість компенсувати вплив бічного відведення на кривизну траєкторії повороту як за недостатньої, так і за надлишкової поворотності. Проте в останньому випадку теоретично можливий коливальний рух з повною втратою керованості. Дійсно, зменшення радіуса повороту  $R_\delta$ , якщо  $\delta_2 > \delta_1$ , викликає відповідне збільшення відцентрової сили, яка обернено пропорційна радіусу повороту. Унаслідок збільшеної бічної сили зростають кути бічного відведення, що додатково зменшує радіус повороту з відповідними наслідками.

## ТЕМА 15. ОЦІННІ ПОКАЗНИКИ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ. УМОВИ ЗБЕРЕЖЕННЯ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ

### 15.1 Оцінні показники стійкості автомобіля

Стійкість тісно пов'язана з керованістю і залежить від координат центра мас автомобіля ( $a, y, h_g$ ), колії  $B$  і бази  $L$  автомобіля, поперечного крену кузова або вантажної платформи, поперечного і поздовжнього кутів ухилу дороги, бічного вітру, швидкості автомобіля, кута  $\theta$  повороту керованих коліс та ін..

Оцінними показниками стійкості є критичні параметри руху. Загальноприйнятої системи оцінних показників стійкості немає, тому при розгляді фізичних процесів приймають чотири основні показники [16, 20, 26]:

- 1) максимальна (критична) швидкість руху  $V_{к.п}$  криволінійною траєкторією, що відповідає початку поперечного перекидання автомобіля;
- 2) максимальна (критична) швидкість руху  $V_{к.к}$  криволінійною траєкторією, що відповідає початку поперечного ковзання автомобіля;
- 3) максимальний (критичний) кут косоугору  $\beta_n$ , що відповідає початку перекидання автомобіля;
- 4) максимальний (критичний) кут косоугору  $\beta_k$ , що відповідає початку поперечного ковзання коліс.

Крім наведених оцінних показників, додатково використовують й інші, що прямо або побічно характеризують стійкість:

- критичні кути поздовжнього ухилу по ковзанню і перекиданню;
- коефіцієнт поперечної стійкості;
- кут статичної стійкості по перекиданню;
- кут крену;
- швидкість появи курсових коливань;
- швидкість початку зниження стійкості проти перекидання.

Втрата стійкості виявляється в перекиданні автомобіля або ковзанні його коліс у поперечній чи поздовжній площинах. Більш імовірною є втрата

автомобілем поперечної стійкості, однак у певних умовах можливою є втрата і поздовжньої стійкості. Частіше виникає ковзання коліс, рідше перекидання.

## 15.2 Умови збереження поперечної стійкості автомобіля

Розглянемо усталений рух автомобіля на повороті по дорозі, що має поперечний ухил (рис. 15.1). Припустимо, що автомобіль рухається від нас і повертає праворуч.

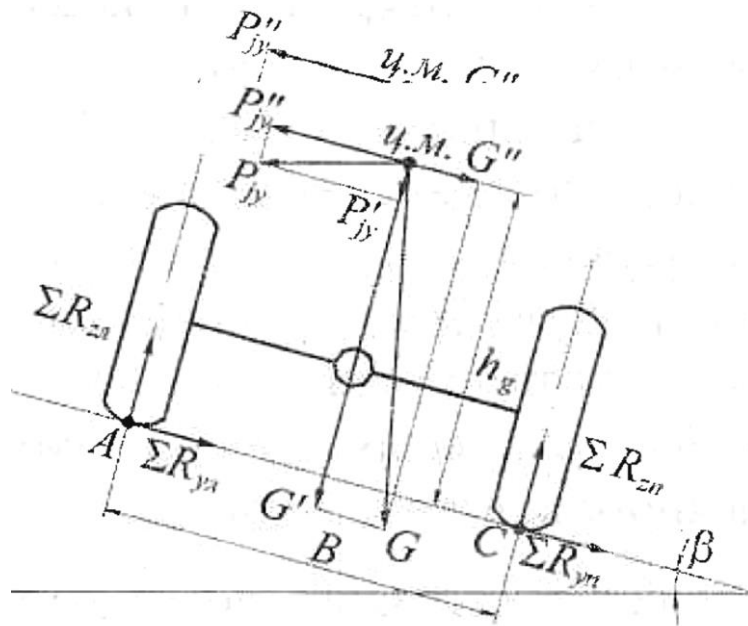


Рисунок 15.1 Схема сил, що діють на автомобіль у поперечній площині

Перекидання можливе біля осі, що проходить через центри (точки  $A$ ) зон контакту лівих коліс з дорогою. Автомобіль збереже поперечну стійкість (не перекинеться), якщо сума моментів усіх сил і реакцій, що діють проти часової стрілки і прагнуть перекинути його, буде меншою від суми моментів, що діють за годинною стрілкою і прагнуть утримати його:

$$\sum R_{zn} \cdot B + (P''_{jy} - G'') \cdot h_g \leq (P'_{jy} + G') \cdot B / 2$$

де  $G'$  і  $G''$  - перпендикулярна і рівнобіжна поверхні дороги відповідно, складові повної ваги автомобіля;

$P'_{jy}$  і  $P''_{jy}$  - перпендикулярна і рівнобіжна поверхні дороги відповідно складові відцентрової сили  $P_{jy}$  (7.10).

З огляду на те що

$$G' = G \cdot \cos \beta; G'' = G \cdot \sin \beta$$

одержимо

$$\left. \begin{aligned} P'_{jy} &= P_{jy} \cdot \sin \beta = \frac{G \cdot V^2}{g \cdot R} \cdot \sin \beta \\ P''_{jy} &= P_{jy} \cdot \cos \beta = \frac{G \cdot V^2}{g \cdot R} \cdot \cos \beta \end{aligned} \right\}$$

Для визначення критичної швидкості прирівняємо ліві і праві частини виразу (8.1). Підставивши (8.2) і (8.3) у (8.1), і, з огляду на те що в момент, близький до перекидання автомобіля,  $\sum R_{zn} \approx 0$ , одержимо:

$$\frac{G \cdot V_{kn}^2}{g \cdot R} \cdot \cos \beta \cdot h_g - G \cdot \sin \beta \cdot h_g = \frac{G \cdot V_{kn}^2}{g \cdot R} \cdot \sin \beta \frac{B}{2} + G \cdot \cos \beta \frac{B}{2}$$

Поділивши обидві частини рівняння (8.4) на  $\cos \beta$  вирішуємо його щодо критичної швидкості за умовою перекидання:

$$V_{kn} = \sqrt{\frac{B + 2h_g \cdot \operatorname{tg} \beta}{2h_g - B \cdot \operatorname{tg} \beta} \cdot g \cdot R}$$

Очевидно, що чим меншим є кут  $\beta$  поперечного ухилу дороги і радіус повороту  $R$  і чим більшою є висота  $h_g$  центра мас автомобіля, тим нижча критична швидкість за умовою перекидання, і тим імовірніше перекидання автомобіля. Тому на закругленнях (віражах) при поворотах полотно автомобільної дороги матиме поперечний ухил до її середини, що дозволяє автомобілям рухатися з більш високими швидкостями без небезпеки перекидання.

При повороті на горизонтальній дорозі ( $\beta = 0$ ) із (8.5) маємо

$$V_{кп} = \sqrt{\frac{B}{2h_g} \cdot g \cdot R}$$

Слід пам'ятати, що у формулах (8.5), (8.6) значення  $B$ ,  $h_g$ ,  $R$  подаються в метрах, а  $g$  - м/с<sup>2</sup>, тому критична швидкість руху автомобіля виразиться в м/с.

Щоб визначити максимальний кут поперечного ухилу дороги, за якого можливий прямолінійний ( $R=\infty$ ) рух автомобіля без перекидання, необхідно в рівнянні (8.4) значення відцентрової сили прийняти рівним нулю. Тоді, поділивши обидві частини рівняння на  $\cos \beta$ , одержимо:

$$\operatorname{tg} \beta_{\max} = \frac{B}{2h_g}$$

Якщо реальний кут  $\beta > \beta_{\max}$ , то автомобіль перекинеться, а якщо  $\beta < \beta_{\max}$ , то його поперечна стійкість збережеться.

Із залежностей (8.6) і (8.7) випливає, що стійкість автомобіля тим краща, чим ширшою є колія  $B$  і нижче розташований центр мас  $h_g$ . Величину  $B/2 h_g$ , що характеризує поперечну стійкість (8.6), (8.7), називають коефіцієнтом поперечної стійкості  $\eta_\delta$ . Бажано, щоб коефіцієнт поперечної стійкості був якомога вищий. Для існуючих конструкцій автомобілів  $\eta_\delta$  змінюється в таких межах [7, 13]: легкові 0,9-1,2; вантажні 0,55-0,80; автобуси 0,50-0,60.

При визначенні критичної швидкості автомобіля за умовою поперечного ковзання припустимо, що ковзання коліс передньої і задньої осей автомобіля настає одночасно. Тоді умову відсутності поперечного ковзання коліс автомобіля можна записати так (див. рис. 15.1):

$$P''_{jy} - G'' \leq \sum R_{yl} + \sum R_{yn}$$

$$\text{З огляду на те що } \sum R_{yl\max} = \sum R_{zl} \cdot \varphi_y \text{ і } \sum R_{yn\max} = \sum R_{zn} \cdot \varphi_y$$

запишемо (8.8) у вигляді

$$P''_{jy} - G'' \leq (\sum R_{zl} + \sum R_{zn}) \cdot \varphi = (G' + P'_{jy}) \cdot \varphi_y$$

Підставляючи в нерівність (8.9) значення вхідних у нього величин з (8.2) і (8.3), одержимо

$$\frac{G \cdot V_{к.к}^2}{g \cdot R} \cdot \cos \beta - G \cdot \sin \beta \leq G \cdot \cos \beta \cdot \varphi_y - \frac{G \cdot V_{к.к}^2}{g \cdot R} \cdot \sin \beta \cdot \varphi_y$$

Для одержання критичної швидкості  $V_{кк}$  за умовою поперечного ковзання дорівнюємо ліву і праву частини нерівності (8.10), поділимо їх на  $\cos \beta$  і вирішимо відносно  $V_{к.к}$ :

$$V_{кк} = \sqrt{\frac{\varphi_y + \operatorname{tg} \beta}{1 - \varphi_y \cdot \operatorname{tg} \beta} \cdot g \cdot R}$$

Очевидно, що чим більший кут  $\beta$  поперечного ухилу дороги, значення коефіцієнта зчеплення  $\varphi_y$  і радіус руху автомобіля на повороті, тим нижча критична швидкість за умовою поперечного ковзання, тим імовірніше ковзання коліс автомобіля. Збільшення кута  $\beta$  поперечного ухилу дороги збільшує  $V_{к.к}$ , підвищуючи стійкість автомобіля проти ковзання.

При повороті на горизонтальній дорозі ( $\beta = 0$ ) із (8.11) одержимо

$$V_{кк} = \sqrt{\varphi_y \cdot g \cdot R}$$

Щоб визначити максимальний кут поперечного ухилу дороги, при якому є можливим прямолінійний рух автомобіля без бічного ковзання, необхідно в нерівності (8.10) відцентрову силу взяти рівною нулевій і дорівняти ліву і праву частину. Далі, поділивши їх на  $\cos \beta$ , знайдемо тангенс шуканого кута:

$$\operatorname{tg} \beta'_{\max} = \varphi_y$$

Ковзання буде передувати перекиданню в тому випадку, якщо  $V_{к.к} < V_{к.л}$  (8.12) і (8.6) або  $\operatorname{tg} \beta'_{\max} < \varphi \operatorname{tg} \beta_{\max}$  (8.13) і (8.7). Тоді:

$$\varphi_y < \frac{B}{2h_g} = \eta_\delta$$

Для легкових автомобілів навіть на сухих дорогах із твердим покриттям умова (8.14) звичайно виконується. Але й у цьому випадку можливе перекидання, якщо ковзання коліс обмежене якоюсь перешкодою.

Перекидання вантажних автомобілів найбільш імовірно під час перевезення вантажів малої питомої ваги, оскільки висота  $h_g$  центра мас підвищується і коефіцієнт поперечної стійкості знижується.

Вище використано дещо спрощену розрахункову схему (рис. 15.1). Під дією сил  $G''$  і  $P''_{jy}$  з урахуванням пружності підвіски виникає поперечний крен кузова, унаслідок чого центр мас автомобіля зміщується в бік зазначених сил, що призводить до зменшення  $\text{tg}\beta_{\text{max}}$  і  $V_{\text{кп}}$ . Знаючи схему підвіски і її кутову жорсткість, можна розрахувати кут крену кузова й уточнити величини  $\text{tg}\beta_{\text{max}}$  і  $V_{\text{кп}}$ . Для сучасних легкових автомобілів крен кузова зменшує  $\text{tg}\beta_{\text{max}}$  на 3-8% і  $V_{\text{кп}}$  на 2-3%. У розрахунках положення центра мас звичайно приймається розташованим посередині колії автомобіля, а в дійсності він може бути зміщений убік. Крім того, під дією бічної сили на ухилі і відцентровій силі на повороті вантаж у кузові може переміститися, що викликає додатковий зсув центра мас і зменшення  $\text{tg}\beta_{\text{max}}$  і  $V_{\text{кп}}$ .

Для зменшення крену кузова легкових автомобілів, що мають м'яку підвіску, застосовують стабілізатори поперечної стійкості.

Раніше стійкість розглядалася в пропозиції, що ковзання коліс передньої і задньої осей автомобіля настає одночасно. Насправді втрата стійкості звичайно відбувається в результаті поперечного ковзання коліс однієї з осей.

Умова відсутності поперечного ковзання коліс передньої осі відповідає умові (7.11) збереження керованості автомобіля. Якщо до коліс передньої осі не підведено тягове або гальмівне зусилля,  $\sum R_{x1}$  дороги мала і її можна не брати до уваги. Тоді умова (7.11) запишеться в такий спосіб:

$$P_{jy1} + P_{y1} \leq \sum R_{y1\text{max}} = \sum R_{z1} \cdot \varphi_y$$

У цьому випадку колеса автомобіля стійкіші проти поперечного ковзання.

Умова відсутності поперечного ковзання коліс задньої осі автомобіля за аналогією з (7.11)

$$P_{jy2} \leq \sum R_{y2} = \sqrt{(\sum R_{z2} \cdot \varphi_y)^2 - (\sum R_{x2})^2}$$

де  $P_{jy2}$  - частина відцентрової сили  $P_{jy}$  (7.11), що припадає на задню вісь автомобіля. Цю силу можна виразити як

$$P_{jy2} = P_{jy} \cdot \frac{a}{L} = \frac{G \cdot a \cdot V^2}{g \cdot R \cdot L} \approx \frac{G \cdot a \cdot \theta}{g \cdot L^2} \cdot V^2$$

На задні ведучі колеса завжди діє значна тангенціальна реакція  $\sum R_{x2}$  дороги, тому вони більш схильні до поперечного ковзання. Коли ж ведучі колеса буксують ( $\sum R_{x2} > \sum R_{z2} \cdot \varphi_y$ ), бічна реакція дороги  $\sum R_{y2}$  дорівнює нулеві (8.16) і поперечна стійкість порушується, тому що колеса починають сковзати навіть за незначної бічної сили.

З'ясуємо, ковзання коліс якої осі автомобіля є більш небезпечним. При ковзанні передніх коліс (рис. 15.2) автомобіль прагне повернутися щодо миттєвого центра повороту  $O$ , розташованого ліворуч за рухом. Відцентрова сила  $P_{jy}$ , яка виникає, спрямована у бік протилежний вертикальній складовій швидкості заносу  $V'_2$ , зменшує занос, що почався, і він автоматично припиняється.



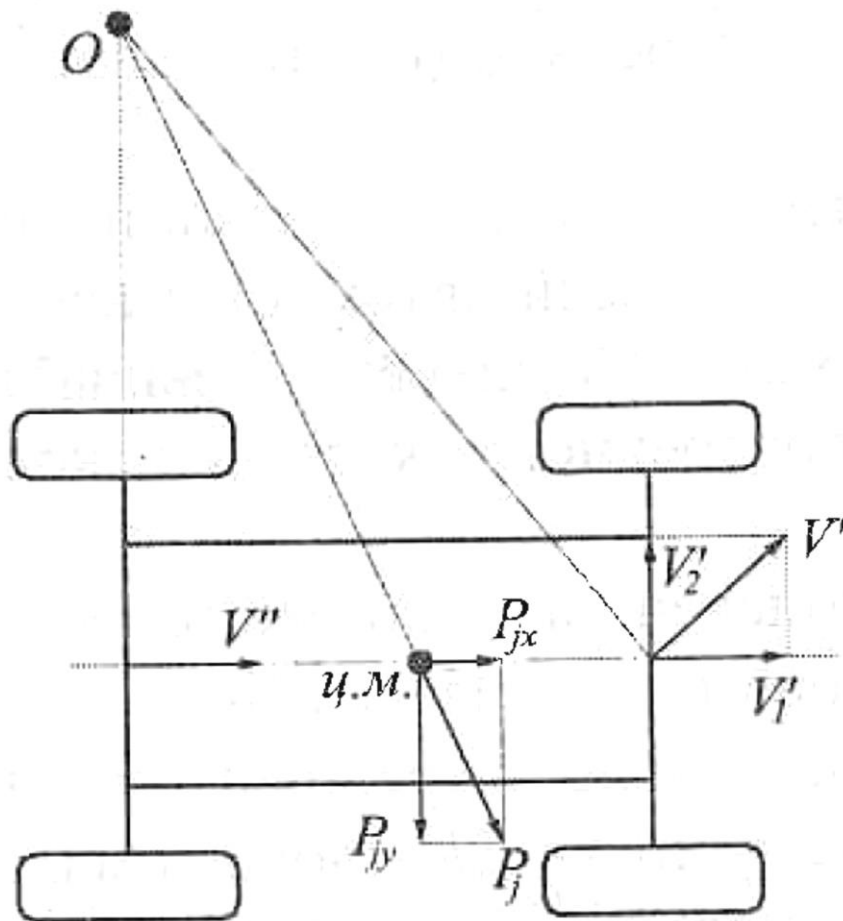


Рисунок 15.2 - Схема заносу передніх коліс автомобіля

Занос задніх коліс більш небезпечний, тому що відцентрова сила  $P_{jy}$ , що виникла (рис. 15.3), діючи в той самий бік, що й вертикальна складова швидкості заносу  $V_2''$ , збільшує його. Для усунення заносу водій повинен повернути керовані колеса в бік заносу (див. штрихові контури коліс на рис 15.3), і радіус повороту збільшується з  $R$  до  $R'$ .

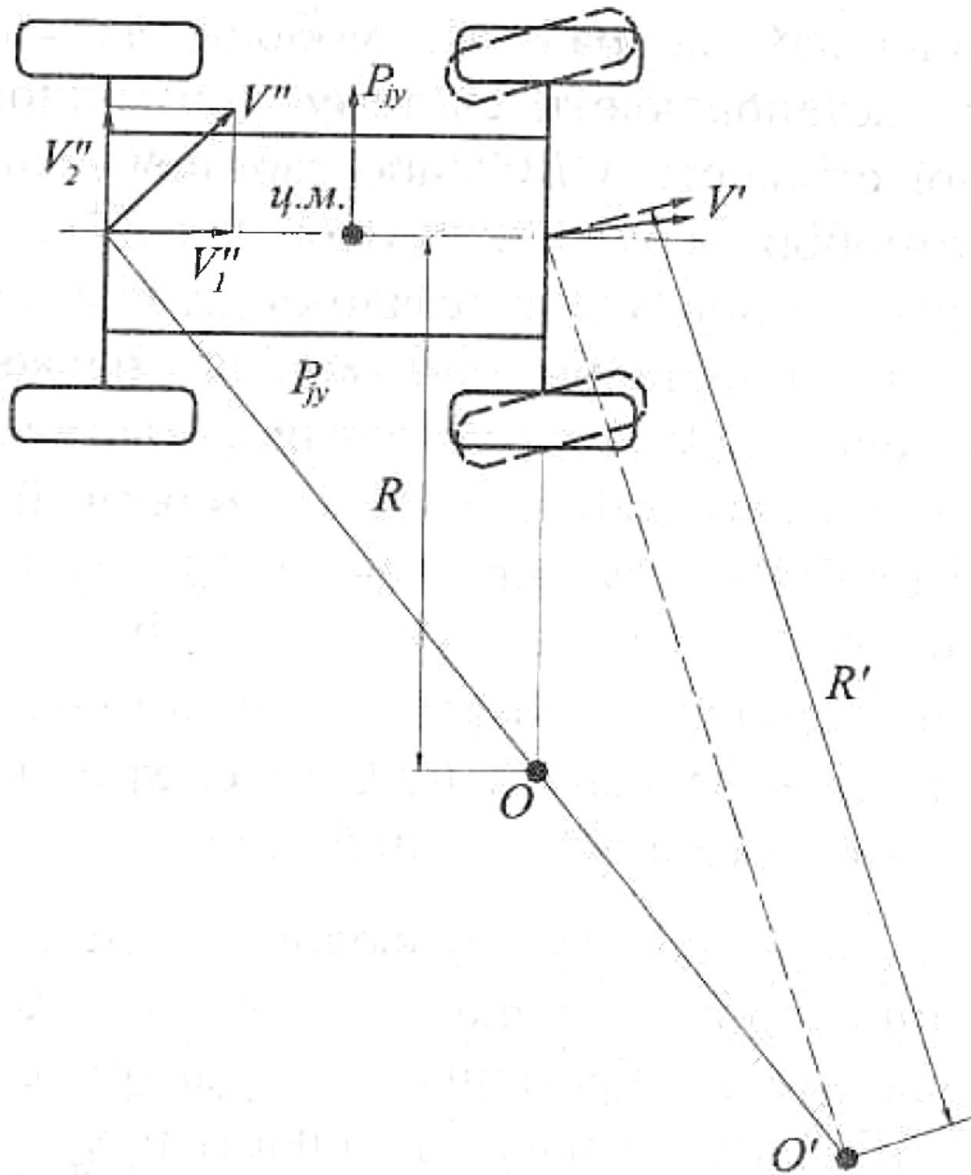


Рисунок 15.3 - Схема заносу задніх коліс автомобіля

Однак цей маневр необхідно проводити обережно, щоб не викликати занос у протилежний бік.

У разі одночасного ковзання передніх і задніх коліс з однаковою швидкістю автомобіль рухається прямолінійно, але здійснює рух під кутом до колишнього напрямку. У цьому випадку відцентрової сили не виникає, але протидіяти заносу поворотом рульового колеса вже не можна, оскільки зміна положення ковзних керованих коліс не може вплинути на траєкторію руху автомобіля. Одночасне ковзання всіх коліс найбільш імовірно в разі його інтенсивного гальмування. Тому для збереження стійкості і керованості в

гальмівну систему автомобіля вбудовується кілька систем (АБС, CBS, EBD, СДС).

У наш час на ряд автомобілів як стандартне устаткування встановлюють систему динамічної стабілізації курсової стійкості (СДС), що забезпечує поперечну стійкість автомобіля за будь-яких умов на своїй смузі руху. В основу її роботи покладено те, що бічне ковзання однієї з осей - це обертання автомобіля навколо його вертикальної осі. За допомогою датчиків, встановлених у визначених місцях автомобіля, СДС визначає його хитке положення і стабілізує рух при заносі, при русі нерівною дорогою і т.п.

Датчик швидкості обертання автомобіля навколо вертикальної осі - це основа СДС, але, крім нього, для функціонування системи необхідні й інші:

- датчик кута повороту рульового колеса, що дає інформацію про траєкторію руху, яка задається водієм;

- датчик швидкості обертання коліс (використовуються датчики АБС), що визначає швидкість руху,

- датчик поперечного прискорення автомобіля, що реєструє будь-яке бічне переміщення автомобіля (слід зазначити, що при одночасному ковзанні передньої і задньої осей обертання автомобіля відсутнє, датчик швидкості обертання "мовчить", а з датчика поперечного прискорення сигнал надходить у блок керування (БК);

- датчик тиску гальмівної рідини, що повідомляв про гальмівне зусилля на окремих колесах автомобіля при роботі СДС.

Робота СДС здійснюється в такий такий спосіб: сигнали з датчиків надходять в електронний БК, зв'язаний за мультиплексною лінією з блоком керування двигуном і автоматичною трансмісією, звідки він одержує поточні дані крутного моменту ДВЗ, положення дросельної заслінки і відомості про увімкнену передачу. По цій самій лінії СДС може коригувати роботу БК двигуна і БК автоматичної трансмісії. Наприклад, "порадити" трансмісії переключитися на зимовий режим роботи при русі автомобіля по слизькій поверхні.

БК СДС постійно порівнює фактичну поведінку автомобіля з розрахунковою і, якщо він відхиляється від розрахункової траєкторії, СДС повертає його назад. Це робиться двома шляхами: точно розрахунковим гальмівним імпульсом, що прикладається до одного або кількох коліс, або зменшенням крутного моменту ДВЗ.

Гальмівний імпульс виробляється пристроєм, створеним на базі гідроагрегата противобуксувальної системи (ПБС), відрізняючись тим, що може загальмувати будь-яке колесо, тоді як у ПБС імпульс подається лише на ведучі колеса.

СДС виправляє помилки водія і стабілізує автомобіль у разі бічного ковзання на мокрому, крижаному, гравійному чи будь-якому несприятливому покритті дороги за всіх режимів руху - гальмуванні, розгоні або русі накатом.

Розглянемо роботу СДС у випадку, наприклад, заносу задньої осі (рис. 15.4, а). Автомобіль, що має зайву поворотність, входить у поворот із надто високою швидкістю, унаслідок чого виникає бічне ковзання. Це означає, що величина сигналу датчика обертання навколо вертикальної осі перевищує, очікувану величину, і БК класифікує такий стан автомобіля як ненормальний. Стабілізація автомобіля здійснюється за таким алгоритмом: спочатку БК зменшує крутний момент двигуна що дозволяє збільшити поперечні дотичні реакції  $R_{y2}^n$  і  $R_{y2}^n$ , які діють на колеса з боку дороги.

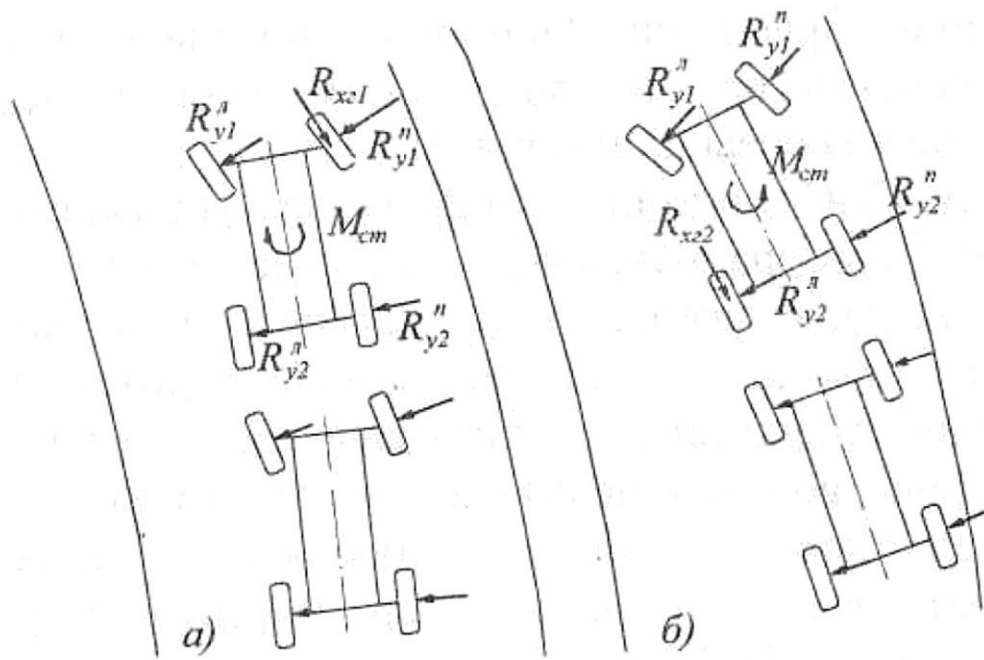


Рисунок 15.4 - Схема руху автомобіля при роботі СДС

Якщо цього недостатньо для припинення заносу, СДС автоматично пригальмовує зовнішнє переднє колесо. Дотична реакція, яка виникає,  $R_{xz1}$  створює стабілізувальний момент  $M_{cm}$ , який відновлює траєкторію руху, що задається. Одночасно відбувається деяке зниження швидкості руху, і величина сигналу з датчика обертання дорівнює розрахунковій, подальше втручання СДС у керування автомобілем більше не потрібно. На рис. 15.4, б подається схема роботи СДС при заносі передньої осі автомобіля з недостатньою поворотністю. Алгоритм роботи СДС збігається з розглянутим раніше.

### 15.3 Умови збереження поздовжньої стійкості автомобіля

Втрата поздовжньої стійкості виявляється в перекиданні автомобіля або ковзанні його коліс у поздовжній площині. Перекидання автомобіля в поздовжній площині менш імовірне, ніж у поперечній.

Найчастіше автомобіль втрачає стійкість у результаті буксування чи поздовжнього ковзання (сповзання) коліс після в'їзду його внаслідок розгону на підйом, що має слизьку поверхню.

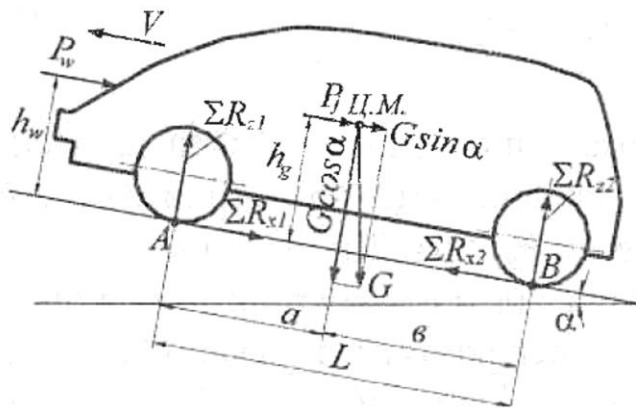


Рисунок 15.5 - Схема сил у загальному випадку руху

Розглянемо прискорений рух автомобіля на ухилі (рис. 15.5), не беручи до уваги опір коченню. Перекидання можливе відносно осі, яка проходить через центри (точки B) зон контакту задніх коліс з дорогою, якщо сума моментів усіх сил і реакцій, які діють відносно осі BB за годинною стрілкою, буде

більшою від суми моментів, що діють проти неї.

Умова збереження поздовжньої стійкості запишеться як:

$$\sum R_{z1} \cdot L + P_w \cdot h_w + P_1 \cdot h_g + G \cdot \sin \alpha'_{\max} \cdot h_g \leq G \cdot \cos \alpha'_{\max} \cdot b$$

При русі на підйомі швидкість і прискорення автомобіля невеликі, тому силами  $P_w$  і  $P_j$  можна знехтувати. У момент початку перекидання нормальна реакція  $\sum R_{z1}$  дороги на передні колеса практично дорівнює нулю ( $\sum R_z = 0$ ), і все навантаження автомобіля сприймається задніми колесами, тобто  $\sum R_{z2} \approx G \cdot \cos \alpha'_{\max}$ . З урахуванням цих зауважень з (8.18) маємо

$$G \cdot \sin \alpha'_{\max} \cdot h_g \leq G \cdot \cos \alpha'_{\max} \cdot b$$

Поділивши обидві частини нерівності (8.19) на  $\cos \alpha'_{\max}$ , одержимо умову збереження поздовжньої стійкості без перекидання

$$\operatorname{tg} \alpha'_{\max} \leq \frac{b}{h_g}$$

Максимальні кути підйому, що здатні долати сучасні автомобілі, звичайно не перевищують  $45^\circ$ . Приймавши в (8.20)  $\alpha'_{\max} = 45^\circ$ , матимемо  $h_g \leq b$ . Таким чином, якщо висота  $h_g$  центра мас менша від його відстані від задньої осі, то автомобіль не зможе перекинутися назад. Однак на практиці перекидання може відбутися, наприклад, у результаті зсуву вантажу на

вантажній платформі назад. У цьому випадку умову  $h_g \leq v$  збереження подовжньої стійкості буде порушено.

Перекидання автомобіля вперед при русі під ухил у разі різкого гальмування його коліс можливе відносно осі, яка проходить через центри зон контакту передніх коліс з дорогою. Воно ще менш імовірне, ніж перекидання автомобіля назад, тому що умова збереження подовжньої стійкості набуде вигляду:

$$\operatorname{tg} \alpha'_{\max} \leq \frac{a}{h_g}$$

У легкових автомобілів  $a \approx v$ , а у вантажних  $a$  значно більше від  $v$ . Тому в останніх умова (8.21) виконується з великим запасом. Однак насправді автомобіль може перекинутися вперед при русі під ухил з великою швидкістю внаслідок кінетичної енергії, якщо на шляху ковзання коліс виникне перешкода.

Як уже зазначалося, втрата подовжньої стійкості можлива через буксування ведучих коліс або ковзання (сповзання) автомобіля, який в'їхав внаслідок розгону на підйом, що має слизьку поверхню. Умова збереження подовжньої стійкості (відсутність ковзання або буксування) (див. рис. 15.5) автомобіля з задніми ведучими колесами запишеться як:

$$G \cdot \sin \alpha''_{\max} \leq \sum R_{z2} \cdot \varphi_x$$

Підставивши в (8.22) замість  $\sum R_{z2}$  її значення, одержимо

$$G \cdot \sin \alpha''_{\max} \leq \frac{G \cdot a \cdot \cos \alpha''_{\max}}{L - \varphi_x \cdot h_g} \cdot \varphi_x$$

Поділимо обидві частини нерівності на  $\cos \alpha''_{\max}$ , тоді

$$\operatorname{tg} \alpha''_{\max} \leq \frac{a \cdot \varphi_x}{L - \varphi_x \cdot h_g}$$

Виконання цієї умови для конкретного автомобіля залежить перш за все від величини коефіцієнта зчеплення  $\varphi_x$ .

З огляду на безпеку руху бажано, щоб ковзання коліс передувало перекиданню. У цьому випадку у водія буде більше часу для вжиття необхідних заходів. Ковзання передує перекиданню, якщо

$$\operatorname{tg}\alpha''_{\max} < \operatorname{tg}\alpha'_{\max}$$

Підставивши в (8.25) значення  $\operatorname{tg}\alpha''_{\max}$  і  $\operatorname{tg}\alpha'_{\max}$  відповідно з (8.24) і (8.21), одержимо

$$\frac{a \cdot \varphi_x}{L - \varphi_x \cdot h_g} < \frac{v}{h_g}$$

Після перетворень

$$\varphi_x < \frac{v}{h_g}$$

Таким чином, ковзання передує перекиданню якщо коефіцієнт зчеплення  $\varphi_x$  менший від відношення  $v/h_g$ , що звичайно конструктивно виконується. Однак, як і при розгляді поперечної стійкості, слід зазначити, що, незважаючи на виконання умови (8.27), перекидання може відбутися, якщо ковзання коліс обмежене якоюсь перешкодою.

#### 15.4 Вплив експлуатаційних факторів на стійкість автомобіля

З численних факторів, що змінюються при експлуатації автомобіля, на стійкість значною мірою впливає технічний стан шин і гальмівної системи (гальмівні механізми) [16].

У міру зношення протектора шин погіршується зчеплення коліс з дорогою і збільшується імовірність бічного заносу. Коефіцієнт зчеплення шини, протектор якої зношений до повного зникнення рисунка, майже вдвічі менший від коефіцієнта зчеплення нової шини.

Неправильне регулювання гальмівних механізмів може викликати різну величину гальмівних моментів на колесах правої і лівої сторін автомобіля, а



виниклий при цьому поворотальний момент призведе до втрати стійкості. Нерівномірність гальмівних сил на передніх колесах небезпечніша, ніж на задніх. Якщо в автомобіля загальмовано лише одне заднє колесо, наприклад, праве (див. рис. 15.6, а, воно заштриховане), а друге котиться вільно, то автомобіль буде відхилятися праворуч від прямолінійного руху.

Відстань  $S$  від центра мас до загальмованого колеса при цьому буде зменшуватися, а отже, буде зменшуватися й поворотальний момент, створюваний силою інерції  $P_j$ . У разі несправності одного з передніх гальмівних механізмів (рис. 15.6, б) автомобіль також буде відхилятися від прямолінійного напрямку руху. Однак плече моменту в процесі руху збільшується, що сприяє подальшому відхиленню автомобіля в бік.

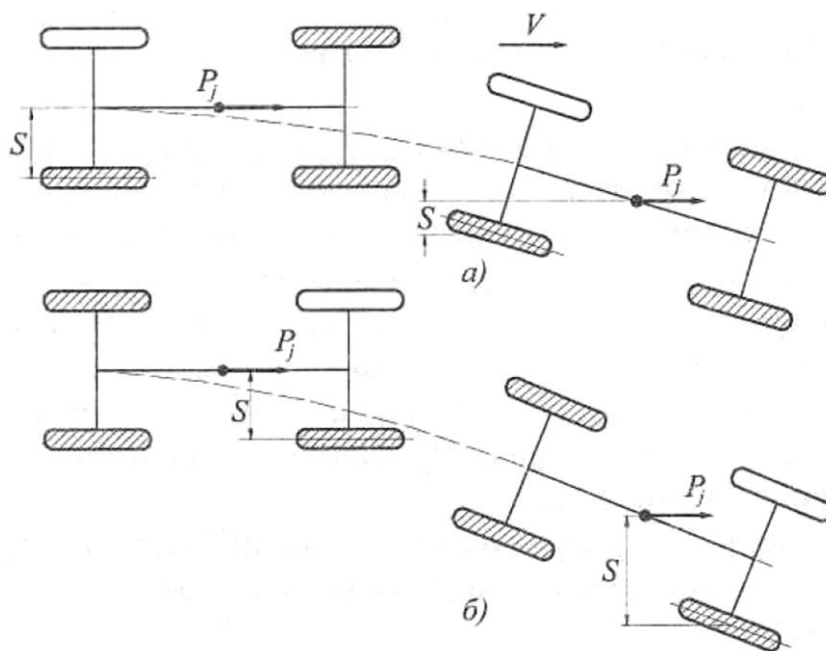


Рисунок 15.6 - Рух автомобіля при гальмуванні з неправильним регулюванням гальмівних механізмів

Кутове відхилення автомобіля, що зростає зі збільшенням початкової швидкості гальмування при несправному передньому гальмі, у кілька разів більше, ніж при несправному задньому гальмі [16]. Припустима нерівномірність між колесами однієї осі автомобіля не повинна перевищувати 15% найбільшого значення гальмівної сили [7].

Подібне явище виникає в разі потрапляння коліс однієї сторони загальмованого автомобіля на слизьку ділянку дороги, тоді як колеса другої сторони знаходяться на покритті з великим значенням  $\phi_x$ .

Поперечна стійкість при гальмуванні також може бути порушена через неправильний розподіл вантажу в кузові, що призводить до появи поперетального моменту, створюваного силою інерції.

## **15.5 Випробування на стійкість**

Під час руху автомобіля в різних умовах на нього впливають, з одного боку, керувальні впливи, тобто дії водія, з іншого - збурювальні впливи (з боку дороги і повітряного середовища). Залежно від того, як реагує автомобіль на ці збурювання, його рух може бути стійким або нестійким. Стійкість автомобіля тісно пов'язана з керованістю, тому що чим вища стійкість, тим більша імовірність наближення фактичних параметрів руху автомобіля до дій водія.

Випробування автомобілів на стійкість регламентовані відповідними нормативними документами і стандартами.

Спочатку випробовують автомобіль на поперечну (статичну) стійкість на стенді з платформою, що нахиляється. Автомобіль установлюється на платформі і закріплюється пристосуваннями для страхування. Далі платформа поступово нахиляється з інтервалами кута нахилу  $\leq 5^\circ$ , аж до початку відриву від опорної поверхні коліс однієї сторони автомобіля. У процесі випробувань при кожному положенні платформи вимірюють кути нахилу платформи і кути нахилу автомобіля у двох (передньому і задньому) перетинах. У заключному положенні платформи, що відповідає куту перекидання автомобіля, додатково вимірюють бічні деформації шин коліс, що навантажуються. За отриманими даними обчислюють кути крену підресореної маси і кут крену в центрі мас.

Оцінювання статичної стійкості автомобіля проти перекидання здійснюється шляхом порівняння отриманих величин показників стійкості з нормативними значеннями, неоднаковими для різних категорій АТЗ.

Показники стійкості проти перекидання ( $V_{кп}$ ) і ковзання ( $V_{к}$ ) визначають під час руху автомобіля круговими траєкторіями з радіусом 35 і 50 м. Залежно від категорії АТЗ і типу дороги швидкість може змінюватися від 30 до 45 км/год на радіусі 35 м і від 35 до 55 км/год на радіусі 50 м. Умовами випробувань передбачено, що автомобіль рухається траєкторією на сталій швидкості при незмінній подачі палива в циліндри двигуна. У кожному заїзді реєструється швидкість автомобіля, кути повороту рульового колеса, бічне прискорення автомобіля в момент відриву колеса від дороги, кут крену. Відрив колеса, виходи автомобіля за межі коридору відзначаються спостерігачем, що знаходиться на ділянці випробувань поза автомобілем.

Наступним етапом є визначення граничної швидкості  $V_{к}$ , за якої виникає поперечне ковзання і курсові коливання автомобіля. При цьому автомобіль виконує заданий розміткою маневр (схема розмітки близька до показаного на рис. 15.20, б). У момент перетинання передніми колесами автомобіля межі між ділянками 1 і 2, водій звільняє педаль керування подачею палива і починає повертати рульове колесо для виконання маневру. Перед заліковими заїздами виконують попередні заїзди для визначення швидкості, при якій починається ковзання, і водій змушений його коригувати, а також курсові коливання автомобіля. Початкову швидкість залікових заїздів приймають на 5 км/год меншою від кінцевої швидкості попередніх заїздів. У наступних заїздах швидкість збільшують з інтервалом 1-3 км/ч. У процесі випробувань вимірюють і реєструють швидкість автомобіля на ділянці 1, кут повороту рульового колеса; момент перетинання передніми колесами автомобіля межі між ділянками 1 і 2. Результатом випробувань є значення максимальної (критичної) швидкості  $V_{к}$ , що відповідає початку поперечного ковзання.

Далі визначають граничну швидкість руху при виконанні автомобілем маневру переходу з однієї смуги руху на сусідню (“переставка”), при якій починається поперечне ковзання.

## **ТЕМА 16. ОЦІННІ ПОКАЗНИКИ І НОРМАТИВНІ ВИМОГИ ПЛАВНОСТІ ХОДУ АВТОМОБІЛЯ. ВІЛЬНІ КОЛИВАННЯ ОДНОМАСОВОЇ МОДЕЛІ. ВІЛЬНІ КОЛИВАННЯ АВТОМОБІЛЯ**

### **16.1 Оцінні показники і нормативні вимоги плавності ходу автомобіля.**

Оцінні показники плавності ходу автомобіля повинні характеризувати вплив коливань на водія і вантаж, що перевозиться.

На сьогодні існує багато оцінних показників плавності, однак жоден з них не дозволяє досить повно оцінити цю експлуатаційну властивість автомобіля. Труднощі полягають у тому, що дані показники повинні установлювати функціональний зв'язок між суб'єктивними відчуттями людини, що знаходиться в автомобілі, характером коливань кузова і параметрами автомобіля, які забезпечують ці коливання.

Дослідження показали, що на плавність ходу впливають різні параметри вертикальних коливань кузова: амплітуда, частота, швидкість, прискорення. Ці параметри відносять до основних показників вібронавантаженості водія, пасажирів, вантажів і кузова. Оцінку рівня вібронавантаженості здійснюють за середніми квадратичними значеннями прискорень коливань (віброприскорень) чи швидкостей коливань (віброшвидкостей) у вертикальному і горизонтальному напрямках.

Людський організм сприймає коливання залежно від частоти по-різному. У зоні низьких частот сприйняття коливань пропорційне прискоренням, у зоні середніх частот - швидкостями, а в зоні високих частот - переміщенням. Вважається [8, 20, 26], що людина найбільш чутлива до вертикальних коливань у діапазоні частот 4-8 Гц і горизонтальних 1-2 Гц, тому норми припустимих віброприскорень і віброшвидкостей неоднакові для різних частот коливань. Частоти групують в октавні смуги, кожна з яких визначається середньою геометричною величиною граничних для даної смуги частот. Нормативні

вимоги віброприскорень і віброшвидкостей у перших п'яти октавних смугах (за тривалості робочого дня 8 год), що виникають при русі різних автомобілів, наведено в табл. 16.1.

Таблиця 16.1 - Нормативні вимоги до оцінних показників плавності ходу автомобіля

Показники	Номер октави				
	I	II	III	IV	V
Середні геометричні значення частот смуг, Гц	1	2	4	8	16
Припустимі значення віброприскорень, м/с <sup>2</sup>					
- вертикальних	1,1	0,79	0,57	0,6	1,14
- горизонтальних	0,39	0,42	0,8	1,62	3,2
Припустимі значення віброшвидкостей, м/с					
- вертикальної	0,2	0,071	0,025	0,013	0,011
- горизонтальної	0,063	0,035	0,032	0,032	0,032

У тих випадках, коли реальні значення показників перевищують нормативні, час роботи, при якому зберігається працездатність і викликане вібрацією стомлення не призводить до зниження продуктивності праці, зменшується з 8 год до таких значень: при перевищенні припустимих норм у 1,4 разу - до 2 год, у 2 рази - до 1 год., у 4 рази - до 15 хв.

Для попередження переміщень незакріплених вантажів необхідно, щоб вертикальні прискорення підлоги вантажної платформи не перевищували величини прискорення вільного падіння (9,81 м/с<sup>2</sup>).

## 16.2 Вільні коливання одномасової системи

Колівальна система автомобіля і її математичний опис склався досить давно. Тут ці питання розглянуті спрощено, без висвітлення проміжних рішень, з прагненням швидше одержати остаточні результати, що дозволяють виявити дію різних чинників на плавність ходу автомобіля. З докладним математичним описом колівальної системи автомобіля можна познайомитися в роботах [23, 25].

Розглянемо колівальний рух одномасової системи, що має один ступінь свободи і є тілом з інерційною масою  $m$ , що спирається на пружину з твердістю  $C$  (рис. 16.1, а) [21]. Надалі ця система буде використана для опису коливань автомобіля.

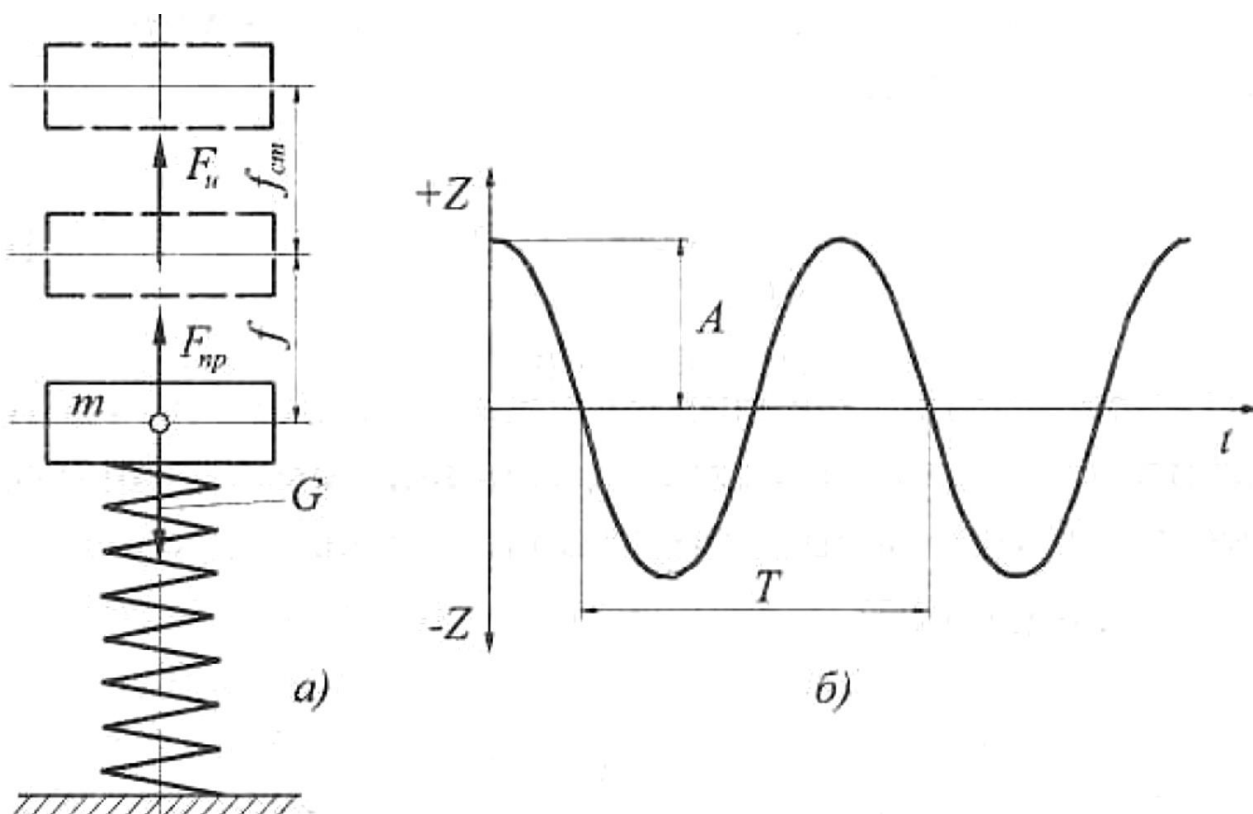


Рисунок 16.1 - Схема одномасової незгасальної колівальної системи (а) і її часова характеристика (б)

У стані спокою під дією ваги  $G$  пружина здобуває статичний прогин  $f_{cm}$ , чому відповідає середнє значення положення тіла. Виведемо тіло зі стану рівноваги, стиснувши і відпустивши пружину, надавши тілу можливість переміщатися вгору та вниз. У кожен момент руху тіло буде знаходитися в стані динамічної рівноваги під дією трьох сил:  $F_{np}$  - пружності пружини, ваги  $G$  і сили інерції  $F_i$ . Рівняння динамічної рівноваги сил, що діють на тіло, буде записане як:

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + (z - f_{cm}) \cdot C - G = 0$$

де  $z$  - поточна змінна координата положення тіла відносно його нейтрального положення.

У зв'язку з тим що  $f_{cm} \cdot C = G$ , рівняння (10.1) набуде такого вигляду:

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + \frac{C}{m} \cdot z = 0$$

Це рівняння є рівнянням вільних коливань, тобто не збурюваних періодично якоюсь зовнішньою силою. У результаті інтегрування рівняння (10.2), позначивши  $\sqrt{C/m} = \omega$ , одержують:

$$z = A \cdot \sin \omega \cdot t$$

де  $\omega$  - кутова частота власних (вільних) гармонійних коливань, рад/с, що дорівнює кількості повних коливань, здійснюваних протягом  $2\pi$  секунд.

Рівняння (10.3) визначає гармонійні незгасальні коливання, що становлять собою зміну переміщення  $z$  у часі  $t$  (рис. 16.1, б). Найбільше відхилення  $z$  становить амплітуду коливання  $A$ , а час повного коливального руху - період коливань  $T$ . Гармонійними коливаннями називають коливання, виражені функцією синуса або косинуса.

Вільні коливання за відсутності їх згасання називають власними коливаннями, а їх частоту - власною частотою.

Оскільки  $\omega$  становить собою кількість повних коливань за час  $2\pi$  секунди, то кількість повних коливань у хвилину, які називаються технічною частотою коливань, дорівнюватиме

$$n = \frac{30}{\pi} \cdot \omega = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{C}{m}}$$

Оскільки  $C = G/f_{cm}$  і  $m = G/g$ , при лінійній характеристиці пружини одержимо:

$$n = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{f_{cm}}} = \frac{30}{\sqrt{f_{cm}}}$$

де  $f_{cm}$  - статичний прогин пружини.

Для одержання згасальних коливань до системи слід ввести силу, пропорційну швидкості переміщення тіла. Таку силу створює гідравлічне тертя, одержуване на автомобілі за допомогою амортизатора (рис. 16.2, а).

У цьому випадку рух тіла, що становить вільні згасальні коливання, описує рівняння динамічної рівноваги:

$$m \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} + \vartheta \cdot \frac{dz}{dt} + C \cdot z = 0$$

де  $\vartheta$  - коефіцієнт гідравлічного тертя (коефіцієнт демпфірування).

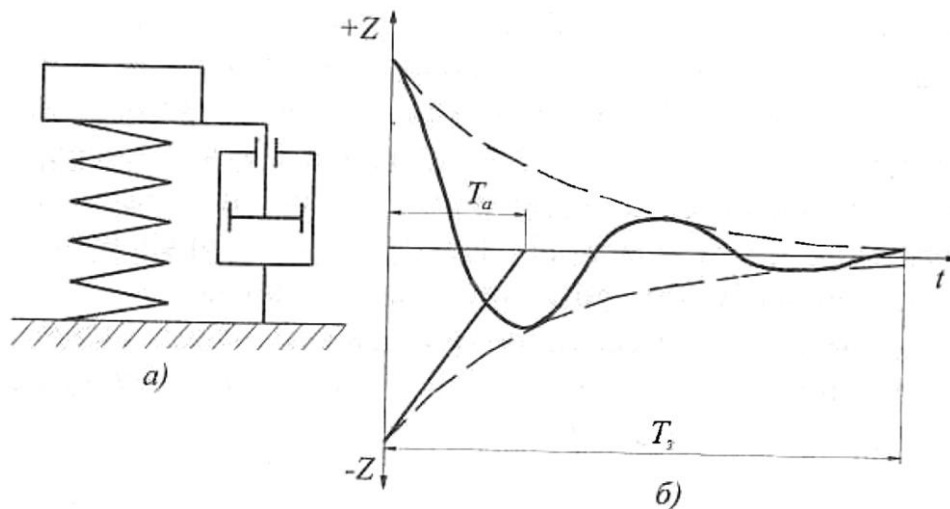


Рисунок 16.2 - Схема одномасової згасальної коливальної системи (а) і її часова характеристика (б)



Розв'язуючий це рівняння, одержимо

$$z = A_0 \cdot e^{-\sigma t} \cdot \sin \sqrt{\omega^2 - \sigma^2} \cdot t$$

де  $\sigma = 9/2m$  - множник згасання коливань;

$t$  - час;

$A_0$  - амплітуда в початковий момент часу;

$e$  - 2,71 - основа натурального логарифма.

Амплітуда зменшується за експонентою (рис. 16.2, б). Час згасання  $T_3 \approx 3T_a = 3/\sigma$ . Кутова частота згасальних коливань відрізняється від кутової частоти незгасальних коливань і буде дорівнювати

$$\omega_3 = \sqrt{\omega^2 - \sigma^2}$$

а технічна частота згасальних коливань матиме вигляд:

$$n_3 = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{C}{m} - \frac{9^2}{4m^2}}$$

### 16.3 Вільні коливання автомобіля

Автомобіль є складною динамічною коливальною системою, що містить велику кількість мас, з'єднаних різноманітними пружними зв'язками. Під час руху всі маси автомобіля здійснюють більш-менш інтенсивні лінійні і кутові коливання в різних площинах. Порухення коливань відбувається в результаті взаємодії з дорогою, а також через нерівномірність роботи двигуна й агрегатів трансмісії.

Для аналізу вільних коливань прийнято користуватися спрощеною плоскою моделлю автомобіля, що складається з трьох мас: підресорної  $M_0$  і двох непідресорних  $m_1$  і  $m_2$  (рис. 10.3, а).

Підресорна маса складається з мас агрегатів автомобіля, водія і вантажу, навантаження від якою передається на опорну поверхню через пружні елементи

підвіски. Непідресорна маса складається з маси агрегатів і деталей, навантаження від яких не передається на опорну поверхню через пружні елементи підвіски. Агрегати і деталі, що складають підресорну масу, у сукупності розглядають як тверде тіло.

Усі непідресорні маси автомобіля становлять у середньому 12-20% маси його кузова, двигуна й інших підресорених частин, тоді як жорсткість підвіски звичайно в п'ять-вісім разів менша від жорсткості шин. Через це частота вільних коливань непідресорних мас на порядок вища, ніж кузова, і вони можуть не враховуватися. Крім того, не будемо враховувати гідравлічне тертя, створюване амортизаторами. Тоді коливальна схема автомобіля матиме вигляд, наведений на рис. 16.3, б. При цьому передня і задня опори підресорної маси автомобіля повинні мати жорсткості  $C_{np1}$  і  $C_{np2}$ , які враховують відповідні жорсткості підвісок  $C_{n1}$  і  $C_{n2}$  з а також шин  $C_{u1}$  і  $C_{u2}$ .

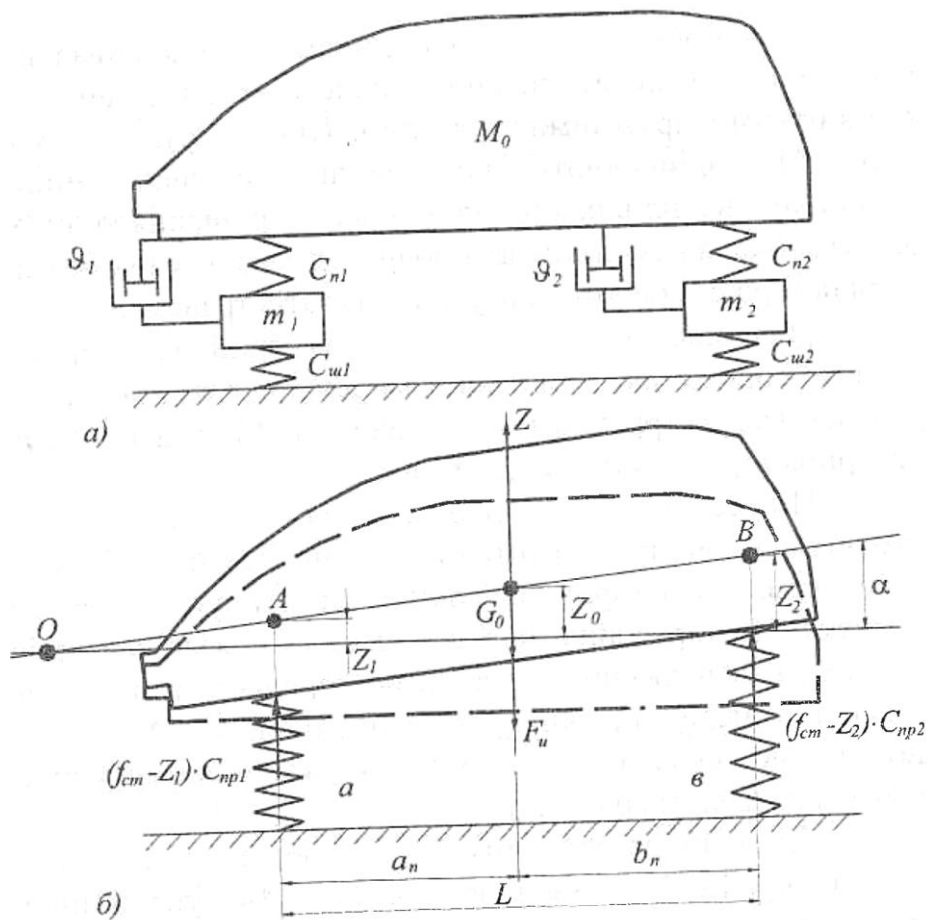


Рисунок 16.3 - Схема системи зв'язаних коливань автомобіля з урахуванням непідресорних мас (а) і без їх врахування (б)

Для визначення цих наведених жорсткостей, розглянемо систему, яка складається з маси, що спирається на дві послідовно встановлені пружини, що представляють собою підвіску і шини, жорсткості яких відповідно рівні  $C_n$  і  $C_{ш}$  (рис. 16.4).

Сумарний статичний прогин обох пружин під дією ваги  $G$  дорівнює:

$$f = f_n + f_{ш} \text{ чи } \frac{G}{G_n} + \frac{G}{G_{ш}}$$

де  $f_n$  і  $f_{ш}$  - статичні прогини підвіски і шин.

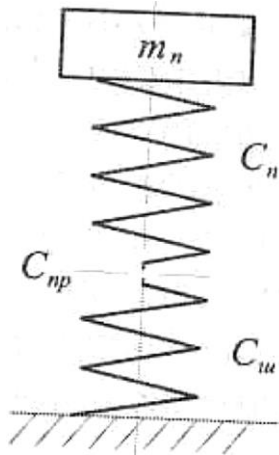


Рисунок 16.4 - Схема для визначення наведеної жорсткості підвіски і шини

Звідси наведена жорсткість обох пружин тобто підвіски і шин, дорівнюватиме:

$$C_{пр} = \frac{C_n \cdot C_{ш}}{C_n + C_{ш}}$$

Жорсткість пружних елементів підвісок сучасних автомобілів становить  $C_n=20-60$  кН/м, вантажних від 150 до 400 кН/м, а жорсткість шин  $C_{ш}=100-500$  кН/м. Через наявність шин наведена жорсткість знижується на 10-15 % порівняно з жорсткістю пружних елементів підвіски.

Коливання автомобіля, відповідно до розрахункової схеми, можна подати у вигляді відрізка  $AB$ , що проходить через центр мас автомобіля, причому його точки  $A$  і  $B$  поширюються над опорами передньої і задньої осі.

Колівальна система має два ступені свободи: переміщення  $z_0$  центра маси і кут  $\alpha$  повороту відрізка  $AB$  відносно штрих-пунктирної базової лінії, що відповідає положенню відрізка  $AB$  при нерухомому кузові. Кузов, а отже, відрізок  $AB$  може в процесі коливань повертатися навколо точки  $O$ , що знаходиться поза базою автомобіля, як показано на рис. 16.3, б, так і всередині бази. В останньому випадку при позитивному переміщенні  $z_1$  точки  $A$  точка  $B$  буде мати від'ємне переміщення  $z_2$ .

Власні коливання підресорної маси автомобіля описуються системою з двох диференціальних рівнянь [24]:

$$M_0 \cdot \frac{e^2 + \rho_y^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_1}{dt^2} + M_0 \cdot \frac{a \cdot e - \rho_y^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_2}{dt^2} + C_1 z_1 = 0$$

$$M_0 \cdot \frac{a^2 + \rho_y^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_2}{dt^2} + M_0 \cdot \frac{a \cdot e - \rho_y^2}{L^2} \cdot \frac{d^2 z_1}{dt^2} + C_2 z_2 = 0$$

де  $a$  й  $e$  - відстані від передньої і задньої осі автомобіля до центра мас підресорної маси;

$\rho = \sqrt{J_y / m_0}$  - радіус інерції підресорної маси відносно горизонтальної осі,

що проходить через центр мас перпендикулярно до подовжньої площини автомобіля;

$J_y$  - момент інерції підресорної маси щодо тієї самої осі.

Оскільки похідні обох координат  $z_1$  і  $z_2$  входять у кожне рівняння (10.12) і (10.13), то система, що описується цими рівняннями, є зв'язаною. У цьому випадку зв'язаними, тобто залежними один від одного, є коливання точок  $A$  і  $B$ . При виникненні коливань однієї точки відразу виникають коливання іншої точки. При збурюванні коливань передньої точки  $A$  центр коливань звичайно лежить у межах бази автомобіля, а при збурюванні коливань задньої точки  $B$  центр коливань звичайно лежить за межами бази перед автомобілем. Частота коливань, центр яких лежить у межах бази, є високою, а частота коливань, центр яких лежить за межами бази, - низькою. Коливання кожної з точок становлять суму двох синусоїдальних коливань з різною амплітудою і частотою. При додаванні коливань і збігу їхніх фаз вони "підсилюють один одного", і, навпаки, коли коливання, що додаються, виявляються протилежними по фазі, вони "гасять один одного". У результаті виникають коливання з періодично змінною високою або низькою амплітудою, високими і низькими прискореннями (рис. 16.5), що погіршує плавність ходу автомобіля.

Щоб поліпшити плавність ходу і щоб коливання точки над однією віссю не відбивалися на коливаннях точки над іншою віссю, необхідно мати

$$a \cdot v - \rho_y^2 = 0 \text{ або } a \cdot v = \rho_y^2$$

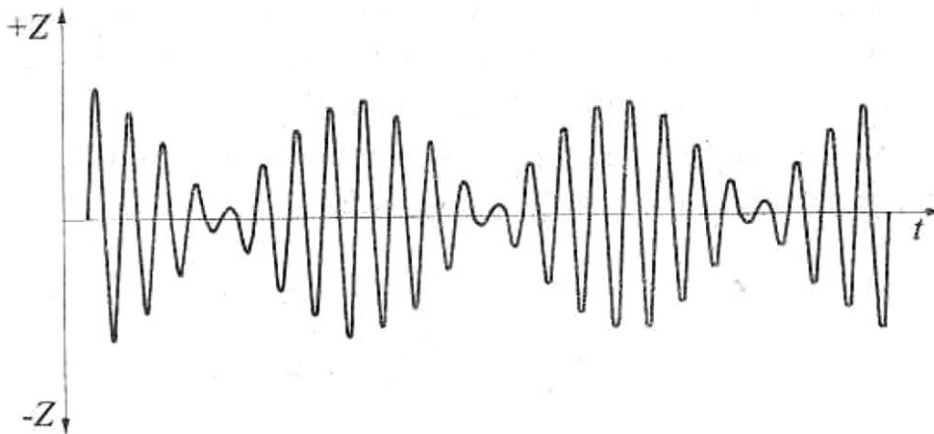


Рисунок 16.5 - Графік зв'язаних коливань осі автомобіля, що виникають у результаті додавання коливань

У цьому випадку рівняння (10.12) і (10.13), що описують вільні коливання точок  $A$  і  $B$ , з урахуванням що  $L_2 / (v_2 + a \cdot v) = L / v$ , будуть такими:

$$\frac{d^2 z_1}{dt^2} + \frac{C_1 \cdot L}{M_0 \cdot v} \cdot z_1 = 0$$

$$\frac{d^2 z_2}{dt^2} + \frac{C_2 \cdot L}{M_0 \cdot a} \cdot z_2 = 0$$

Згідно з цими рівняннями при порушенні коливань точки  $A$  відрізок  $AB$  буде повертатися відносно нерухомої точки  $B$ . Коливання точки  $A$  не будуть передаватися точці  $B$ . При порушенні коливань точки  $B$  відрізок  $AB$  буде повертатися відносно нерухомої точки  $A$  і коливання точки  $B$  не будуть передаватися точці  $A$ . Отже, коливання передньої і задньої точок відбуваються незалежно одне від одного і їх можна розглядати як коливання двох окремих систем, що й можна проілюструвати схемою (рис. 16.1) і її описом - формулою (10.3). У вираз (10.15) увійшла частина підресорної маси  $m_{n1} = M_0 \cdot v / L$ , що припадає на точку  $A$ , а у вираз (10.16) - частина підресорної маси  $m_{n2} = M_0 \cdot a / L$ , що припадає на точку  $B$ .

У зв'язку з наведеним частота кутових вільних коливань точок  $A$  і  $B$  (рад./с) дорівнює:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{C_1 \cdot L}{M_0 \cdot b}}; \omega_2 = \sqrt{\frac{C_2 \cdot L}{M_0 \cdot a}}$$

і частота технічних коливань за хвилину

$$n_1 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C_1 \cdot L}{M_0 \cdot b}}; n_2 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C_2 \cdot L}{M_0 \cdot a}}$$

Пружна характеристика підвіски становить залежність вертикального переміщення колеса від навантаження на колесо при нерухомому кузові. Для незалежної підвіски пружну характеристику розраховують за жорсткістю пружного елемента до кінематики важільної системи підвіски. При лінійній пружній характеристиці підвіски технічну частоту коливань точок  $A$  і  $B$  над осями автомобіля розраховують за статичним прогином  $f_{cm}$  підвіски з формули (10.5).

Для зменшення ходу підвіски і простору, що відводиться для її повного ходу, застосовуються підвіски з нелінійною характеристикою. При незалежній підвісці нелінійну характеристику звичайно одержують за допомогою додаткових пружних елементів (рис. 16.6, а), що виготовляються з гуми або пористого поліуретану.

Додаткові пружні елементи відрізняються від обмежників ходу стиснення і ходи відбою тим, що починають діяти значно раніше і на більшому ході підвіски. Підвіска з додатковими пружними елементами забезпечує нелінійність на початковій і кінцевій ділянках пружної характеристики (рис. 16.6, б). У районі статичного навантаження характеристика лінійна й має постійний коефіцієнт жорсткості  $C$ .

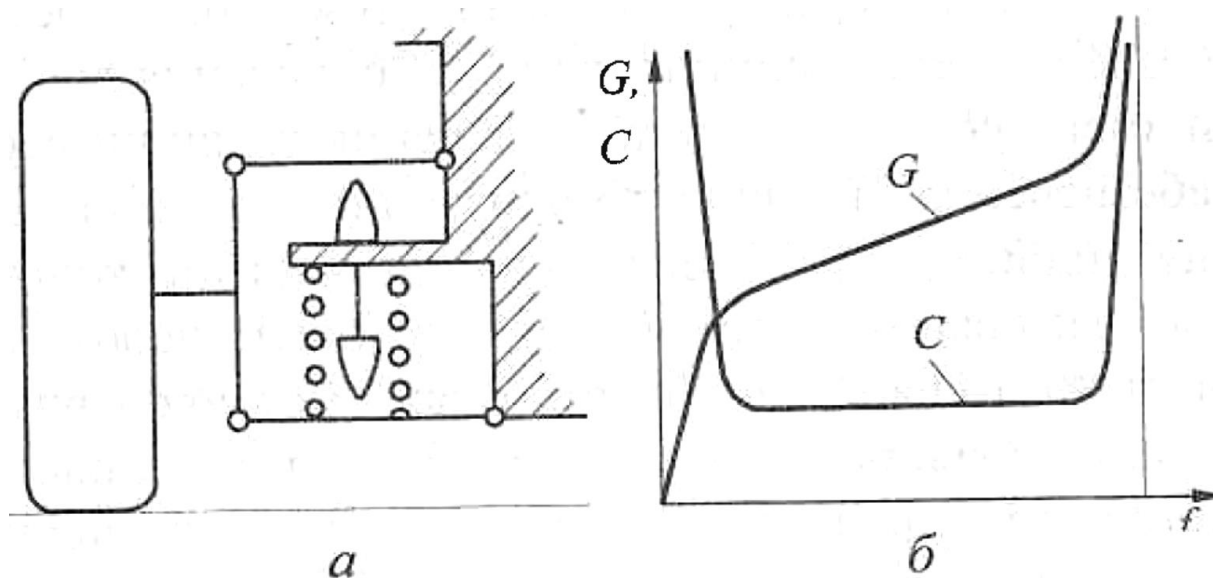


Рисунок 16.6 - Схема підвіски (а), що має пружну нелінійну характеристику (б)

За наявності нелінійної характеристики підвіски технічну частоту коливань не можна визначати за формулою (10.5) і статичним прогином  $f_{cm}$ , а слід скористатися формулами (10.18), у яких наведені жорсткості  $C_1$  і  $C_2$  відповідають лінійній ділянці характеристики підвіски. У разі збільшення навантаження на автомобіль, тобто маси  $M_0$ , частота коливань  $n_1$  і  $n_2$  відповідно до формули (10.18) зменшується.

Точність дотримання умови  $\rho_y^2 = a \cdot v$ , що забезпечує незалежність коливань, оцінює коефіцієнт розподілу невіднесених мас:

$$E_y = \frac{\rho_y^2}{a \cdot v}$$

Коливання передньої і задньої частини автомобіля практично можна вважати незалежними, якщо  $E_y = 0,8-1,2$ , чим і задовольняють більшість сучасних легкових автомобілів.

Здається, що за рахунок відповідного вибору  $f_{cm}$  або  $C_1$  і  $C_2$  нескладно одержати будь-яку оптимальну частоту коливань. Для вантажних автомобілів це не завжди вдається зробити через застосування дуже довгої ресори що забезпечує необхідний прогин  $f_{cm}$ . Збільшення довжини ресори зменшує її міцність, а збільшення товщини ресори для забезпечення її міцності призводить

до зменшення прогину підвіски  $f_{cm}$ . З цієї причини частота коливань підвісок вантажних автомобілів перевищує необхідну і становить 90-145 кол./хв. На автобусах з метою одержання задовільної плавності ходу застосовуються підвіски з пневматичними пружними елементами, що забезпечують малу частоту коливань, а за рахунок регулювання тиску в пневмобалонах - незалежність частоти коливань від навантаження автобуса і постійну відстань посадкової сходинки від дороги.

Незалежні коливання точок  $A$  і  $B$  (рис. 16.3, б) з різною частотою й амплітудою визначають кутові коливання відрізка  $AB$ . При малій швидкості автомобіля кутові коливання посилюються зі зменшенням відношення частот коливань  $n_1/n_2$ , а при великій швидкості автомобіля кутові коливання зменшуються при зменшенні відношення  $n_1/n_2$  з цієї причини для сучасного легкового автомобіля при навантаженні дві особи приймають  $n_1=55-80$  кол./хв і  $n_2=68-100$  кол./хв.

Іноді пружну характеристику підвіски виконують з постійно наростаючою жорсткістю. Така підвіска, яку ще називають прогресивною, зберігає за різних навантажень приблизно незмінну частоту коливань, зумовлює мінімальну зміну нахилу кузова і, отже, мінімальної зміни напрямку світла фар. Для одержання прогресивної підвіски на легкових автомобілях застосовують пружини з профільованим на конус прутком, бочкуваті й конічні пружини, а також циліндричні зі змінним кроком між витками. На вантажних автомобілях частковий ефект прогресивної підвіски створюють застосовувані підресорники.

Гідравлічне тертя, створюване амортизаторами, призводить до згасання коливань і, відповідно, до (10.9) до зміни їх частоти. Однак зменшення частоти становить 3-4%, що дозволяє приблизно розраховувати частоту коливань підвіски за (10.18), нехтуючи гідравлічним тертям, створюваним амортизатором.



У конструкції підвісок сучасних легкових автомобілів передбачено ступінчасте регулювання жорсткості амортизаторів, що дозволяє залежно від рівності дорожнього покриття змінювати характеристику підвіски.

При виконаному аналізі не враховувався вплив на плавність ходу непідресорних мас (рис. 16.3, а). Коливання підресорних і непідресорних мас взаємопов'язані. Перші мають велику амплітуду і низьку частоту, другі - малу амплітуду і високу частоту. Додавання цих коливань незначною мірою впливає на загальний характер процесу коливань підресорних мас - зберігається колишня частота коливань підвіски і їхній час загасання. Додаткові високочастотні коливання через малу амплітуду гасяться подушкою сидіння і можуть бути невідчутні для людини. З метою підвищення плавності ходу, найголовніше для зменшення ударів на дорозі з нерівностями - непідресорні маси слід за можливістю зменшувати.

#### **16.4 Вплив експлуатаційних факторів на плавність ходу автомобіля**

Основною причиною коливань автомобіля є нерівності дороги, які можуть мати різну конфігурацію залежно від типу дороги і її стану.

На дорогах з цементно- і асфальтобетонним покриттям розрізняють нерівності переважно двох видів: нерівності висотою 3-5 мм і довжиною близько 8-10 мм (мікронерівності) і нерівності висотою 10-12 мм і довжиною близько 5-8 м (хвилі). На дорогах з інтенсивним рухом хвилі можуть утворитися через один-два роки після укладання покриття і спричинити погіршення плавності ходу автомобіля.

Під час руху автомобіля по дорозі з нерівностями, що чергуються, виникають змушені коливання, частота яких залежить від характеру нерівностей і швидкості автомобіля. Коливання кузова автомобіля також визначається коливаннями непідресорних мас, особливо в зоні низьких частот.

## 16.5 Випробування на плавність коду

Методи випробувань АТЗ на плавність ходу регламентовані відповідними національними стандартами. При випробуваннях АТЗ повинен бути комплектним, обкатаним (пробіг не більши 10 тис. км) і технічно справним.

Випробують автомобіль у дорожніх і лабораторних умовах. При цьому реєструють абсолютні і відносні переміщення, швидкості коливальних процесів, і в ході обробки отриманих результатів визначаються необхідні параметри.

Випробування здійснюють на таких типах доріг:

I - з асфальтобетонним або цементобетонним покриттям у гарному стані (середня квадратична висота нерівностей  $0,6 \cdot 10^{-2}$  м);

II - брукова мощена дорога, бруківка без вибоїв (середня квадратична висота нерівностей  $1,1 \cdot 10^{-2}$  м);

III - брукова мощена дорога, бруківка з вибоями (середня квадратична висота нерівностей  $2,9 \cdot 10^{-2}$  м).

Швидкості руху, при яких реєструються показники плавності ходу, установлюють з урахуванням категорій автомобіля і типу випробної ділянки. Наприклад, для легкових автомобілів на дорозі з гарним покриттям (I) їх приймають рівними 50, 70 і 90 км/год, а для автобусів 30-90 км/год. На дорозі зі зношеним покриттям (II) для легкових автомобілів швидкості 30, 45, 60 і 75 км/год, а для автобусів і вантажних автомобілів - 30, 45, і 60 км/год. На ділянках із бруковим покриттям у поганому стані (III) швидкості руху прийняті рівними 10, 20, і 30 км/год. Довжини ділянок, на яких реєструються параметри плавності ходу, встановлені при випробуваннях на гарній дорозі (I) і рівному бруковому шосе (II) рівними 1 км, а на дорогах інших типів і менших швидкостей руху - 0,7, 0,5 і 0,25 км.

Для узагальнення показників по плавності ходу автомобіля за середньоквадратичними прискореннями, що отримані на різних типах доріг з вантажем і без вантажу, вводять вагові коефіцієнти  $\delta_i$ , які враховують

тривалість випробувань на різних дорогах. У цьому випадку середньоквадратичне прискорення

$$\bar{\sigma} = \left( \sum_{i=1}^m \sigma_i^2 \delta_i \right)^{0,5}$$

де  $\sigma_i$  - середньоквадратичні прискорення, отримані на різних типах доріг. Значення  $\delta$ , для різних автомобілів при випробуваннях з вантажем і без нього наведено в [19].

Перевагою випробувань на дорогах є те, що умови їх проведення близькі до дійсних умов роботи автомобілів, хоча результати таких випробувань не завжди можна порівняти, тому що профіль і стан доріг у процесі експлуатації змінюються.

При лабораторних випробуваннях визначають параметри вертикальної пружності підвіски і шин, характеристики поперечної кутової пружності підвіски, параметри вільних коливань підресорних і непідресорних мас автомобіля. Устаткування і методики одержання необхідних параметрів і характеристик досить різноманітні і подаються в спеціальній літературі [19, 27].

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Безпека дорожнього руху та автотранспортне право. Конспект лекцій для студентів спеціальності "Автомобілі та автомобільне господарство" усіх форм навчання / Уклад. В. Кищун. Луцьк: РВВ ЛДТУ, 2006. - 155с.
2. Коноплянко В.И. Организация и безопасность дорожного движения: Учеб. для вузов.-М.: Транспорт, 1991.-183 с.
3. Зеркалов Д. В. та ін. Безпека руху автомобільного транспорту: Довідник. - К.: Основа, 2002. - 360 с.
4. Безмертний В.О. і ін. Основи керування автомобілем і безпека руху: Підручник / В. О. Безмертний, З. Д. Дерех, В. В. Іщенко.- К.: Вища шк., 1996.- 202 с.
5. Гатаса ПІ. В. і ін. Експертний аналіз дорожньо-транспортних пригод. - К.: Український центр післяаварійного захисту "Експерт-сервіс", 1995.-192 с.
6. Кременец Ю. А. Технические средства организации дорожного движения: Учеб. для вузов.-М.: Транспорт, 1990.-255 с.
7. Юридичний довідник автомобіліста / Упор. М. І. Мельник, М. І. Хавронюк.-К.: Оранта-прес, 1998.-300с.
8. Автомобільний транспорт в Україні. Нормативна база. - К.: КНТ, АТІКА, 2004.-504 с.
9. Плани та методичні рекомендації до семінарських занять з курсу "Правознавство" для студентів всіх форм навчання / Упор. Думало П. Г. - Луцьк: ЛП, 1996.-55 с.