

**Міністерство освіти і науки України  
Дрогобицький державний педагогічний університет  
імені Івана Франка**

**Кафедра основ виробництва**

**Юрій С К В А Р О К**

**ТЕОРІЯ АВТОМОБІЛЯ  
Курс лекцій**

**Навчальний посібник для студентів  
вищих навчальних закладів**

Дрогобич, 2009

УДК 629.33(075.8)

ББК 39.33я73

С 42

Рекомендовано до друку вченою радою Дрогобицького державного педагогічного університету імені Івана Франка  
(протокол №3 від 19.03.2009 р.)

**Скварок Ю.Ю. Теорія автомобіля. Курс лекцій.** – Дрогобич: Редакційно-видавничий відділ Дрогобицького державного педагогічного університету імені Івана Франка, 2009. – 126 с.

Навчальний посібник написано відповідно до програми навчальної дисципліни «Теорія автомобіля» напряму підготовки 6.010104 Професійна освіта за профілем підготовки «Експлуатація та ремонт місцевого та автомобільного транспорту», затвердженої вченою радою Дрогобицького державного педагогічного університету імені Івана Франка.

Посібник містить теми, орієнтовані на вивчення основних експлуатаційних властивостей автомобіля, їх оціночних показників, теоретичних основ фізичних процесів, що формують експлуатаційну властивість

Призначений для студентів вищих навчальних закладів та учнів професійно-технічних училищ, які навчаються за спеціальностями автомобільного профілю.

Бібліографія 12 назв.

**Рецензенти: Пелешак Роман Михайлович**, завідувач кафедри загальної фізики Дрогобицького державного педагогічного університету імені Івана Франка, доктор фізико-математичних наук, професор;

**Янів Павло Петрович**, директор Дрогобицького нафтового технікуму, кандидат технічних наук, доцент;

**Крохта Роман Іванович**, директор Дрогобицької автомобільної школи ТСО України.

**Відповідальний за випуск: Леськів Володимир Дмитрович** – кандидат технічних наук, доцент кафедри основ виробництва Дрогобицького державного педагогічного університету імені Івана Франка

© Ю.Ю.Скварок, 2009

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
Тема 1. ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОМОБІЛЯ.....	6
1.1. Експлуатаційні властивості автомобіля.....	6
1.2. Швидкісна характеристика двигуна.....	8
1.3. Сила тяги на ведучих колесах автомобіля.....	10
1.4. Коефіцієнт корисної дії трансмісії.....	12
1.5. Тягова характеристика автомобіля.....	15
Тема 2. РІВНЯННЯ РУХУ АВТОМОБІЛЯ.....	17
2.1. Опір дороги.....	17
2.2. Опір повітря.....	22
2.3. Рівняння руху автомобіля.....	23
2.4. Сила тяги за умови зчеплення шин з дорогою.....	26
2.5. Нормальні реакції дороги.....	29
Тема 3. ТЯГОВА ДИНАМІЧНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ.....	33
3.1. Силовий баланс і баланс потужностей автомобіля.....	33
3.1.1. Силовий баланс.....	33
3.1.2. Баланс потужностей.....	35
3.2. Динамічний фактор автомобіля.....	37
3.3. Розгін автомобіля.....	40
Тема 4. ВПЛИВ КОНСТРУКЦІЙНИХ ЧИННИКІВ НА ТЯГОВУ ДИНАМІЧНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ.....	45
4.1. Вплив конструкційних чинників на тягову динамічність Автомобіля.....	45
4.2. Випробування автомобіля на динамічність. Види, методи і умови випробувань.....	48
4.3. Стенди для випробувань автомобіля на динамічність.....	49
Тема 5. ГАЛЬМІВНА ДИНАМІЧНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ.....	53
5.1. Безпека руху і гальмівний момент.....	53
5.2. Гальмівна сила і рівняння руху автомобіля під час гальмування.....	54
5.3. Розподіл гальмівної сили між мостами автомобіля.....	61
5.4. Способи гальмування автомобіля.....	63
Тема 6. СТІЙКІСТЬ АВТОМОБІЛЯ.....	66
6.1. Показники стійкості.....	66
6.2. Занесення переднього та заднього мостів.....	72
6.3. Вплив конструкційних і експлуатаційних чинників на поперечну стійкість.....	74
6.4. Повздожня стійкість.....	77

Тема 7. КЕРОВАНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ.....	79
7.1. Критична швидкість за умовами керованості.....	79
7.2. Відведення колеса і поворотність автомобіля.....	81
7.3. Співвідношення кутів повороту керованих коліс.....	89
7.4. Коливання керованих коліс.....	91
Тема 8. ПРОХІДНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ.....	94
8.1. Поняття про прохідність автомобіля та її геометричні показники.....	94
8.2. Опорні й тягові показники прохідності.....	96
8.3. Вплив конструкції автомобіля на його прохідність.....	98
Тема 9. ПЛАВНІСТЬ ХОДУ АВТОМОБІЛЯ.....	102
9.1. Вплив коливань на людину.....	102
9.2. Показники плавності ходу.....	103
9.3. Коливання автомобіля.....	105
9.4. Способи підвищення плавності ходу автомобіля.....	109
Тема 10. ПАЛИВНА ЕКОНОМІЧНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ.....	111
10.1. Вимірювачі та показники паливної економічності.....	111
10.2. Паливно-економічна характеристика автомобіля.....	113
10.3. Вплив конструкційних і експлуатаційних чинників на витрату палива.....	114
10.4. Паливна економічність автопоїзда.....	119
10.5. Поняття про норми витрати палива.....	120
ЛІТЕРАТУРА.....	122
ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК.....	123

## ВСТУП

Науково обґрунтована експлуатація автомобілів неможлива без знання закономірностей, що описують механіку його руху, взаємодію з дорогою і повітрям, експлуатаційні властивості. Знання цих закономірностей дає змогу проаналізувати вплив дорожньо-кліматичних умов, особливостей конструкції автомобіля на його експлуатаційні властивості, підібрати такі типи автомобілів, які б найбільш повно відповідали вимогам забезпечення оптимальності перевезень. Це потребує знання, насамперед, фізичних процесів, що проходять у процесі руху автомобіля і які формують експлуатаційні властивості автомобіля.

Поданий у посібнику матеріал відповідає програмі предмету “Теорія автомобіля” і розрахований на студентів спеціальності “Професійне навчання”, які навчаються за профілем “Експлуатація та ремонт місцевого та автомобільного транспорту”. Також матеріал може бути корисним для учителів автосправи загальноосвітніх шкіл та учнів і викладачів професійно-технічних училищ і технікумів, де здійснюється підготовка за автомобільним профілем.

# Тема 1. ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОМОБІЛЯ

## План

- 1.1. Експлуатаційні властивості автомобіля.
- 1.2. Швидкісна характеристика двигуна.
- 1.3. Сила тяги на ведучих колесах автомобіля.
- 1.4. Коефіцієнт корисної дії трансмісії.
- 1.5. Тягова характеристика автомобіля.

### 1.1. Експлуатаційні властивості автомобіля

Теорія автомобіля — це наука про його експлуатаційні властивості, які характеризують можливість ефективного використання автомобіля в певних умовах і дають можливість оцінити, якою мірою його конструкція відповідає цим умовам. Знання теорії автомобіля необхідне при проектуванні нових моделей, а також при виборі типів автомобілів відповідно до різних умов експлуатації. Реалізація досягнень теорії на практиці дає змогу підвищити продуктивність автомобіля і зменшити собівартість перевезень. Для цього слід збільшити середню швидкість руху і зменшити витрату палива при одночасному збереженні безпеки руху та забезпеченні зручностей для водія і пасажирів.

У теорії автомобіля розглядають експлуатаційні властивості, безпосередньо пов'язані з рухом автомобіля. До них належать динамічність, паливна економічність, керованість, стійкість, прохідність і плавність ходу автомобіля. Решту експлуатаційних властивостей (надійність, довговічність і ін.) розглядають в інших курсах.

*Динамічність* автомобіля — це його властивість перевозити вантажі та пасажирів з максимально можливою середньою швидкістю. Чим вища динамічність автомобіля, тим більшою є його продуктивність. Динамічність залежить передовсім від тягових і гальмівних властивостей автомобіля.

*Паливна економічність* — раціональне використання енергії палива під час руху автомобіля. Витрати на паливо складають значну частину вартості перевезень, тому чим менша витрата палива, тим нижчі експлуатаційні витрати.

*Керованість* — властивість автомобіля змінювати напрям руху при зміні положення керованих коліс.

*Стійкість* — властивість автомобіля забезпечувати збереження напрямку руху та протидіяти силам, що намагаються викликати занесення і перекидання. Особливо високі вимоги до стійкості автомобіля ставляться при його роботі на слизьких дорогах і під час руху з високими швидкостями. Стійкість автомобіля разом з його керованістю і гальмівною динамічністю обумовлюють безпеку руху.

*Прохідність* — властивість автомобіля упевнено рухатися погіршеними (мокрими, слизькими) і поганими (розбитими, розмоклими) дорогами, бездоріжжям та долати природні та штучні перешкоди (канави, рови, пороги) без допоміжних пристроїв. Прохідність має велике значення для автомобілів, що працюють у сільському господарстві, лісовій промисловості, на будівництві, у кар'єрах.

*Плавність ходу* — властивість автомобіля рухатися нерівними дорогами без сильних струсів кузова. Від плавності ходу залежать швидкість руху, витрата палива, збереження вантажів і комфортабельність автомобіля.

У теорії автомобіля його експлуатаційні властивості вивчають окремо одне від одного. Насправді всі вони тісно взаємопов'язані. Так, середня швидкість автомобіля на поворотах може бути обмежена не динамічністю, а керованістю і стійкістю, а на нерівних поверхнях — плавністю ходу. Збільшення середньої швидкості, що має вирішальне значення для продуктивності автомобіля, може викликати збільшення витрати палива, тобто погіршити паливну економічність тощо.

Експлуатаційні властивості автомобіля оцінюють за допомогою системи вимірювачів і показників.

Вимірювач — це одиниця вимірювання експлуатаційної властивості автомобіля. Наприклад, вимірювачем динамічності автомобіля служать швидкість і прискорення. Вимірювач характеризує експлуатаційну властивість з якісного боку. Іноді для повної оцінки властивості необхідно декілька вимірювачів.

Показник — це число, що характеризує величину вимірювача, його кількісне значення. Показник дає змогу оцінити експлуатаційну властивість автомобіля за певних умов роботи. Зазвичай його використовують для установлення граничних можливостей автомобіля у конкретних умовах експлуатації. Так, одним з показників тягової динамічності автомобіля є максимальна швидкість, що розвивається ним на горизонтальній ділянці дороги з добрим покриттям.



## 1.2. Швидкісна характеристика двигуна

Автомобіль рухається у результаті дії на нього різних сил. Ці сили розділяють на рушійні та такі, що чинять опір його рухові.

Основною рушійною силою є сила тяги, прикладена до ведучих коліс. Сила тяги виникає у результаті роботи двигуна та взаємодії ведучих коліс з дорогою.

До сил опору належать сила тертя в трансмісії, сила опору дороги і сила опору повітря.

Для визначення сили тяги використовують швидкісну характеристику двигуна, тобто залежність ефективної потужності  $N_e$  і ефективного моменту  $M_e$  від кутової швидкості  $\omega_e$  колінчастого вала.

Зовнішня швидкісна характеристика двигуна - характеристика, одержана при повному навантаженні двигуна, тобто при повному відкритті дросельної заслінки (бензиновий двигун) або повній подачі палива (дизель). При цьому вважають, що потужність і момент є лише функцією кутової швидкості  $\omega$ , а решта чинників, що впливають на них, перебувають в оптимальних межах. Форма характеристики залежить від типу двигуна. На рис.1,а показана зовнішня швидкісна характеристика карбюраторного двигуна без обмежувача кутової швидкості.

Кутова швидкість  $\omega_{min}$  є найменшою, при якій двигун стійко працює під повним навантаженням. Із збільшенням  $\omega_e$  момент і потужність, що розвиваються двигуном, зростають і досягають максимальних значень  $N_{max}$  та  $M_{max}$  при кутовій швидкості колінчастого вала, рівній відповідно  $\omega_N$  і  $\omega_M$ .

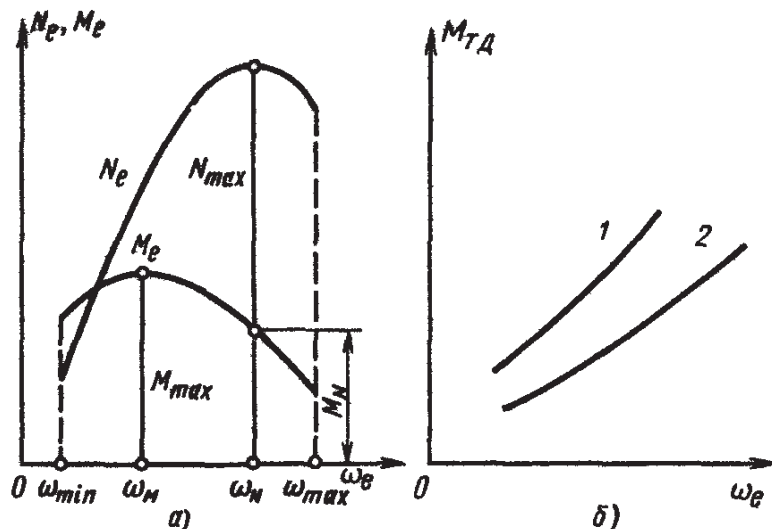


Рис. 1.1. Характеристики двигуна:

а — зовнішня швидкісна характеристика; б — гальмівна характеристика



При збільшенні кутової швидкості вала понад  $\omega_N$  потужність зменшується і зростають динамічні навантаження на деталі, тому прагнуть, щоб максимальна кутова швидкість  $\omega_{\max}$  колінчастого вала не перевищувала  $\omega_N$  більше ніж на 10–20%. Крутний момент, що одержують при максимальній потужності, позначають через  $M_N$ .

При використанні заводських даних слід мати на увазі, що двигун на стенді випробовують без глушника, а також без генератора і інших споживачів потужності. Внаслідок цього потужність і момент, вказані в заводських характеристиках, на 10...20% більші за відповідні параметри двигуна, встановленого на автомобілі.

За відсутності експериментальних залежностей використовують емпіричні формули, за допомогою яких (за відомими значеннями  $\omega_N$  і  $N_{\max}$ ) можна побудувати всю криву. Найпоширеніша формула:

$$N_e = N_{\max} [a_N \omega_e / \omega_N + b_N (\omega_e / \omega_N)^2 - c_N (\omega_e / \omega_N)^3], \quad (1)$$

де  $a_N$ ,  $b_N$ ,  $c_N$  – емпіричні коефіцієнти, що залежать від типу двигуна (для чотирьохтактних карбюраторних двигунів  $a_N = b_N = c_N = 1$ ; для дизелів: двотактних  $a_N = 0,87$ ;  $b_N = 1,13$ ;  $c_N = 1$ ; чотиритактних  $a_N = 0,53$ ;  $b_N = 1,56$ ;  $c_N = 1,09$ ).

Відповідне значення ефективного моменту визначають за формулою (у Нм)

$$M_e = N_e / \omega_e, \quad (2)$$

де  $N_e$  у Вт, а  $\omega_e$  в рад/с.

Гальмівна характеристика двигуна — це залежності моменту  $M_{\text{тд}}$  і потужності  $N_{\text{тд}}$  тертя в двигуні від кутової швидкості  $\omega_e$ .

Зовнішньою гальмівною характеристикою двигуна називають криві, що характеризують  $M_{\text{тд}}$  і  $N_{\text{тд}}$  при вимкненому запалюванні та повністю прикритій дросельній заслінці. Ця крива (на рис. 1, б крива 1) визначає максимальні значення гальмівного моменту. В експлуатаційних умовах при гальмуванні автомобіля двигуном останній працює найчастіше на режимі примусового холостого ходу з включеним запалюванням (крива 2).

Гальмівний момент двигуна (у Нм), що відповідає цьому режиму, у діапазоні кутових швидкостей 200–400 рад/с досить точно описує формула

$$M_{\text{ТД}} = V_h(a_M \omega_e - b_M), \quad (3)$$

де  $V_h$  — робочий об'єм двигуна, л;  $a_M$  і  $b_M$  — емпіричні коефіцієнти (для карбюраторних двигунів  $a_M = 0,007-0,01$  і  $b_M = 0,12-0,17$ ; для дизелів  $a_M = 0,01-0,012$  і  $b_M = 0,08-0,12$ ).

Внутрішнє тертя у двигуні часто використовують для плавного зниження швидкості автомобіля або підтримання її в заданих межах (наприклад, при спуску з ухилу). При цьому іноді штучно підвищують величину  $M_{\text{ТД}}$ , наприклад, перекриваючи на час гальмування випускную трубу двигуна (моторні гальма).

### 1.3. Сила тяги на ведучих колесах автомобіля

Рівнодійну всіх сил, що діють з боку дороги на колесо у області контакту, називають реакцією дороги. Її можна уявити у вигляді трьох складових: нормальної  $R_z$  перпендикулярної до дороги (рис. 1.2,а), дотичної  $R_x$ , діючої у площині дороги і в площині колеса, і поперечної  $R_y$ , що лежить у площині дороги і перпендикулярна до колеса. Виникнення реакцій  $R_x$  і  $R_y$  можливе лише за наявності реакції  $R_z$ .

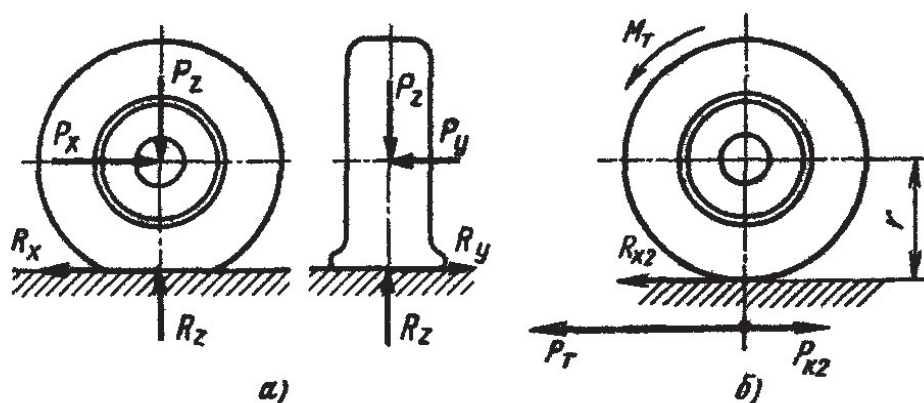


Рис. 1.2. Реакції дороги, що діють на колесо

Під час руху автомобіля ведуче колесо, обертаючись під дією прикладеного до нього крутного моменту  $M_T$  (рис.1.2,б), прагне зсунути назад верхній шар дорожнього покриття. З боку дороги на нього в зоні контакту діє протилежно направлена сила — дотична реакція дороги  $R_{K2}$ . При коченні колеса неминучі необоротні втрати в шинах, тому для руху автомобіля використовується не весь момент,

підведений до ведучих коліс, а лише деяка його частина. Як указувалося вище, всі сили, діючі на автомобіль, для зручності вивчення ділять на сили рушійні та сили, що чинять опір рухові. Відповідно до цього поділу дійсну силу  $R_{x2}$ , прикладену до колеса з боку дороги, умовно подають у вигляді різниці двох сил: сили тяги  $P_T$  і сили, що враховує втрати енергії у шинах ведучих коліс  $P_{k2}$ , яку називають силою опору коченню:

$$R_{x2}=P_T-P_{k2}.$$

Сила тяги – відношення моменту на півосях до радіуса  $r$  ведучих коліс при рівномірному русі автомобіля ( $P_T=M_T/r$ ). Отже, поняття ”сила тяги” не враховує втрати енергії на тертя усередині шини, деформацію дороги, а також на прискорення деталей, що обертаються. Ці втрати враховуються окремо.

На веденому колесі сила тяги відсутня ( $P_T=0$ ) і при рівномірному русі дотична реакція дороги рівна силі опору коченню ведених коліс ( $R_{x1}= - P_{k1}$ ). Знак мінус вказує на те, що реакція на ведених колесах має напрям, протилежний рухові автомобіля.

Значення сил  $P_{k1}$  і  $P_{k2}$  та методи їх визначення описані нижче. Надалі індекс 1 належить до ведених коліс автомобіля, а індекс 2 - до ведучих.

Для визначення сили тяги необхідно знати радіус  $r$  ведучого колеса і момент  $M_T$ . Оскільки на колеса автомобіля встановлені еластичні пневматичні шини, то радіус колеса під час руху змінюється. Розрізняють наступні радіуси автомобільного колеса.

*Статичний радіус колеса  $r_c$*  — відстань від поверхні дороги до осі нерухомого колеса, що сприймає вертикальне навантаження  $P_z$ . Значення  $r_c$  приводяться у технічних характеристиках шин.

*Динамічний радіус колеса  $r_d$*  — відстань від поверхні дороги до осі колеса, що котиться. Динамічний радіус збільшується із зменшенням навантаження  $P_z$  і підвищенням тиску повітря в шині. При збільшенні швидкості автомобіля під дією відцентрових сил шина розтягується у радіальному напрямі, унаслідок чого радіус  $r_d$  зростає.

*Радіус кочення колеса  $r_k$*  — радіус колеса, що котиться без ковзання та умовно не деформується, яке має з даним еластичним колесом однакові кутову та лінійну швидкості. Його визначають за формулою

$$r_k = S / (2\pi n_k),$$

де  $S$  — шлях, пройдений колесом;  $n_k$  — кількість обертів колеса на шляху  $S$ .

Різниця між радіусами  $r_d$  і  $r_k$  в основному викликана проковзуванням в області контакту шини з дорогою. Якщо проковзування немає (ведене колесо), то радіуси  $r_d$  і  $r_k$  майже рівні між собою. У разі повного буксування колеса шлях  $S=0$  і  $r_k=0$ . Під час ковзання загальмованих коліс, що не обертаються (заблокованих), тобто під час руху юзом, кількість обертів  $n_k=0$  і  $r_k \rightarrow \infty$ .

На дорогах з сухим твердим покриттям ковзання ведучих коліс і зміна радіусу невеликі. Тому числові значення радіусів  $r_s$ ,  $r_d$  і  $r_k$  вважають однаковими і позначають буквою  $r$ .

#### 1.4. Коефіцієнт корисної дії (ККД) трансмісії

Потужність від двигуна до ведучих коліс передається агрегатами трансмісії. Частина потужності при цьому витрачається на подолання тертя в зачепленні зубчастих коліс коробки передач і головної передачі ведучого моста, в карданних шарнірах, підшипниках і сальниках, на подолання тертя зубчастих коліс об мастило і на його розбризкування. Тому тягова потужність, що підводиться до ведучих коліс, при рівномірному русі автомобіля менша за ефективну потужність двигуна  $N_e$  на величину потужності  $N_{тр}$ , що витрачається на подолання тертя у трансмісії ( $N_T = N_e - N_{тр}$ ).

Часто втрату енергії в трансмісії оцінюють за величиною моменту  $M_{тр}$  (у Нм), приведенного до ведучих коліс автомобіля:

$$M_{тр} = N_{тр} / \omega_k,$$

де  $\omega_k$  — кутова швидкість ведучих коліс, у рад/с.

Величини  $M_{тр}$  і  $N_{тр}$  враховують два види втрат: гідравлічні втрати і втрати, зумовлені наявністю тертя у зубчастих зачепленнях і в карданних шарнірах.

Гідравлічні втрати спричинені перемішуванням і розбризкуванням оливи в картерах коробки передач і ведучих мостів. Вони майже не залежать від величини передаваного моменту, але змінюються зі зміною кутової швидкості деталей, в'язкості і кількості

оливи, залитої у картери. Гідравлічні втрати оцінюють моментом  $M_r$ , який потрібно прикласти до вивішених ведучих коліс автомобіля, щоб обертати вали трансмісії вхолосту (без навантаження).

За відсутності експериментальних даних для автомобілів з колісною формулою 4x2 використовують емпіричну формулу

$$M_r = (2 + 0,09v)G_a r 10^{-3}, \quad (4)$$

де  $v$  – швидкість автомобіля, м/с;  $G_a$  – вага автомобіля з повним навантаженням, Н.

Втрати енергії на подолання тертя в зубчастих зачепленнях і шарнірах пропорційні моменту, що передається трансмісією. Вони не залежать від швидкості обертання деталей. Ці втрати оцінюють моментом  $M_m$ , рівним

$$M_m = M_e u_{tr} (1 - \chi), \quad (5)$$

де  $u_{tr}$  – передаточне число трансмісії;  $\chi = 0,98^k 0,97^l 0,99^m$  ( $k$  і  $l$  – показники, що відповідають числу циліндричних і конічних зубчастих пар;  $m$  — показник, що враховує число карданних шарнірів, які передають навантаження).

Отже, момент опору трансмісії, приведений до ведучих коліс,

$$M_{tr} = M_r + M_m = M_r + M_e u_{tr} (1 - \chi).$$

Залежно від режиму роботи автомобіля використовують різні способи оцінки втрат. Так, якщо трансмісія автомобіля передає енергію від двигуна до ведучих коліс (активний режим), то втрати потужності в ній оцінюють за величиною прямого ККД трансмісії, що є відношенням тягової потужності до ефективної потужності або відношенням відповідних моментів:

$$\eta_{tr} = (N_e - N_{tr}) / N_e = (M_e u_{tr} - M_{tr}) / (M_e u_{tr}). \quad (6)$$

Підставивши в останню формулу значення  $M_{tr}$ , одержимо:

$$\eta_{tr} = \chi - M_r / (M_e u_{tr}). \quad (7)$$

Під час руху автомобіля доброю дорогою з невеликим навантаженням та малою швидкістю ефективний момент двигуна невеликий і другий член виразу (7) набуде істотного значення. ККД трансмісії при цьому може знизитися до 0,4-0,5. При роботі двигуна з повним навантаженням момент  $M_T$  значно менший  $M_e \cdot u_{тр}$ , тому їх відношення можна нехтувати і вважати  $\eta_{тр} = \text{const} \approx \chi$ .

Під час гальмування автомобіля двигуном трансмісія передає енергію від ведучих коліс до двигуна, і втрати енергії оцінюють за оберненим ККД трансмісії:

$$\eta_{об} = N_{тд} / (N_{тд} + N_{тр}) = M_{тд} u_{тр} / (M_{тд} u_{тр} + M_{тр}),$$

де  $N_{тд}$  — потужність, що витрачається на тертя у двигуні (гальмівна потужність), Вт.

При розрахунках частіше використовують  $\eta_{тр}$ , а не  $\eta_{об}$  і для скорочення слово "прямий" у визначенні ККД трансмісії опускають.

Під час руху автомобіля накатом, коли двигун відключений від трансмісії і  $M_{тр} = 0$ , вираз (6) втрачає значення і втрати енергії в трансмісії оцінюють за абсолютною їх величиною, тобто за значеннями  $M_{тр}$  або  $N_{тр}$ .

Наближені значення прямого (при роботі двигуна з повним навантаженням) і оберненого (при примусовому холостому ході) ККД трансмісії наведені нижче.

Таблиця 1.1

Значення ККД трансмісії

ККД трансмісії	$\eta_{тр}$	$\eta_{об}$
Автомобілі:		
гоночні і спортивні	0,90-0,95	0,80-0,85
легкові	0,90-0,92	0,80-0,82
вантажні та автобуси	0,82-0,85	0,75-0,78
підвищеної прохідності	0,80-0,85	0,73-0,76

ККД трансмісії не залишається постійним протягом всього терміну служби автомобіля. Після випуску автомобіля із заводу в період обкатки деталі трансмісії і ходової частини припрацьовуються і ККД в цей час збільшується. Потім досить тривалий час залишається приблизно постійним, після чого в результаті



зношування деталей і утворення надмірних зазорів починає зменшуватися.

### 1.5. Тягова характеристика автомобіля

Тяговою характеристикою автомобіля називають графік залежності сили тяги від швидкості автомобіля.

Кутові швидкості  $\omega_k$  і  $\omega_e$  відповідно ведучих коліс і колінчастого вала пов'язані між собою наступною рівністю:

$$\omega_e = \omega_k u_{тр} = \omega_k u_k u_0, \quad (8)$$

де  $u_k$  і  $u_0$  — передаточні числа відповідно коробки передач і головної передачі.

Швидкість руху автомобіля  $v = \omega_k r = \omega_e r / u_{тр}$ .

При передачі моменту  $M_e$  агрегатами трансмісії його величина змінюється пропорційно до передаточних чисел агрегатів. Момент (у Нм), що підводиться до півосей при рівномірному русі автомобіля,

$$M_T = M_e u_{тр} - M_{тр}$$

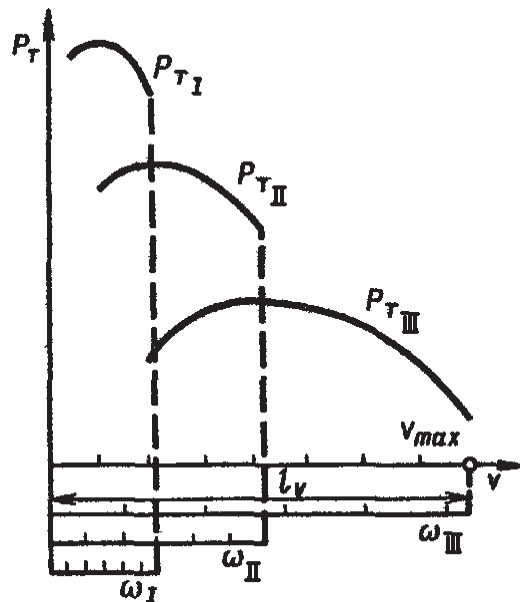


Рис. 1.3. Тягова характеристика автомобіля

Враховуючи формулу (6), тяговий момент  $M_T$  можна визначати також так:

$$M_T = M_e u_{тр} \eta_{тр},$$



а силу тяги за формулою:

$$P_T = M_T/r = M_e u_{тр} \eta_{тр}/r. \quad (9)$$

Визначивши  $M_e$ ,  $\eta_{тр}$  (або  $M_{тр}$ ) і  $v$  для декількох значень  $\omega_e$ , можна, користуючись формулою (9), знайти залежність сили тяги від швидкості автомобіля у всьому діапазоні зміни кутової швидкості  $\omega_e$  і моменту  $M_e$  і побудувати тягову характеристику автомобіля. Число кривих на цьому графіку відповідає числу ступеней у коробці передач (рис. 1.3).

Паралельно до осі  $v$  нанесені шкали кутових швидкостей, відповідних до руху автомобіля на різних передачах. Задавшись розмірами графіка, за значенням максимальної швидкості  $v_{max}$  автомобіля визначають довжину шкали швидкості. Такої ж довжини повинна бути і шкала кутових швидкостей на вищій передачі. При постійній кутовій швидкості вала двигуна швидкості автомобіля на різних передачах обернено пропорційні передаточним числам коробки передач (римські цифри в індексі означають передачу в коробці):

$$v_I/v_{II}=u_{II}/u_I; \quad v_{II}/v_{III}=u_{III}/u_{II}.$$

Внаслідок цього розмір однієї поділки шкали кутової швидкості, наприклад, для першої передачі, повинен бути в  $u_I$  разів менший за розмір поділки шкали для прямої передачі.

## Тема 2. РІВНЯННЯ РУХУ АВТОМОБІЛЯ

### План

- 2.1. Опір дороги.
- 2.2. Опір повітря.
- 2.3. Рівняння руху автомобіля.
- 2.4. Сила тяги за умови зчеплення шин з дорогою.
- 2.5. Нормальні реакції дороги.

### 2.1. Опір дороги

Взаємодія автомобіля і дороги супроводжується витратами енергії, які можна розділити на дві групи: витрати на підйом автомобіля під час руху вгору і необоротні витрати на деформацію шин і дороги.

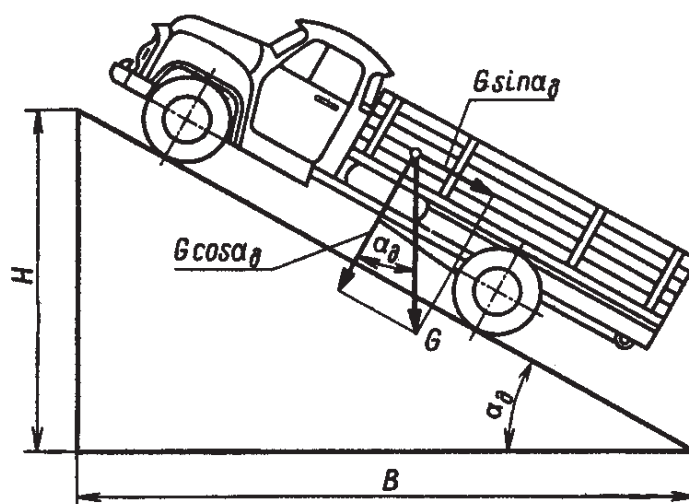


Рис. 2.1. Сила опору підйому

**Сила опору підйому.** Автомобільна дорога зазвичай має багато підйомів, що чергуються між собою, і спусків. Крутизну підйому характеризують кутом  $\alpha_d$  у градусах або ухилом дороги  $i$ , який є відношенням підвищення  $H$  до основи  $B$  (рис.2.1).

Розкладемо вагу  $G$  автомобіля (у  $H$ ) на дві складові: на силу  $G \sin \alpha_d$ , паралельну до дороги, і силу  $G \cos \alpha_d$ , перпендикулярну до неї. Силу  $G \sin \alpha_d$  називають *силою опору підйому* і позначають  $P_{\text{п}}$ . На автомобільних дорогах з твердим покриттям кути підйому невеликі і не перевищують  $4-5^\circ$ . Для таких кутів можна прийняти, що одна сота частина ухилу відповідає  $35'$  кута  $\alpha_d$ . При цьому ухил  $i = \text{tg} \alpha_d \approx \sin \alpha_d$ . Тоді:

$$P_{\pi} = G \sin \alpha_{\text{д}} \approx G \dot{\iota}.$$

Потужність, що витрачається на подолання автомобілем підйому з ухилом  $\dot{\iota}$ ,

$$N_{\pi} = P_{\pi} v = G \sin \alpha_{\text{д}} v \approx G \dot{\iota} v.$$

Під час руху на спуску сила  $P_{\pi}$  направлена у бік руху автомобіля і є рушійною силою. Тому кут і ухил дороги  $\dot{\iota}$  вважають додатнім під час руху автомобіля на підйомі і від'ємним при його русі на спуску.

**Сила опору коченню.** Ця сила залежить від деформації шини та дороги, а також від тертя шин об покриття. Під час кочення колеса між частинами шини унаслідок їх деформації виникає тертя і теплота, що виділяється, розсіюється, що призводить до втрати енергії. Змінюючи деформацію шини  $\Delta_{\text{ш}}$  при навантаженні вертикальною силою  $P_z$ , одержують залежність у вигляді кривої  $Okl$  (рис.2.2,а). При розвантаженні тим самим деформаціям шини відповідають менші значення навантажень (крива  $lmO$ ). Площа петлі  $OklmO$  є у масштабі роботою, пов'язаною з незворотними втратами в шині (гістерезисом). При коченні колеса деформація у передній частині шини збільшується, а в задній — зменшується. Тому при одній і тій же деформації  $\Delta'_{\text{ш}}$  ділянка шини в передній її частині навантажена силою  $P'_z$ , а ділянка в задній частині — силою  $P''_z$ . Отже, елементарні нормальні реакції у передній частині контакту більші, ніж в задній (рис.5,б), а їх рівнодійна  $R_z$  — нормальна реакція — зміщена щодо вертикального діаметру колеса вперед на відстань  $a_{\text{ш}}$ .

У результаті зсуву точки прикладання нормальної реакції виникає момент  $R_z a_{\text{ш}}$ . Для урівноваження цього моменту необхідно до колеса прикласти рівний, але протилежно направлений момент  $M$ , або до осі веденого колеса — штовхаючу силу  $P_x$ , яка разом з дотичною реакцією дороги створює пару сил.

З рівняння моментів сил щодо точки  $A$  (рис. 2.2,б ) одержимо

$$P_x = R_z a_{\text{ш}} / r.$$

Відношення  $a_{\text{ш}}/r$  називають коефіцієнтом опору коченню і позначають буквою  $f$  ( $f = a_{\text{ш}}/r = P_x/R_z$ ).

Коефіцієнт опору коченню чисельно рівний відношенню сили, що викликає рівномірне кочення колеса, до нормальної реакції дороги.

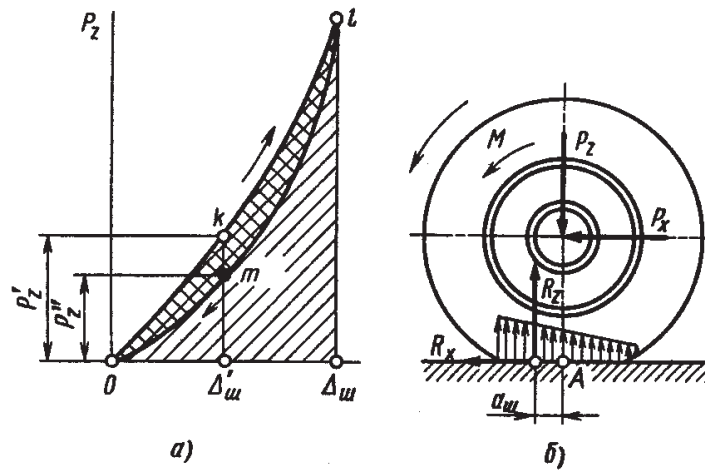


Рис.2.2. Опір коченню:

а – гістерезисні втрати в шині; б – кочення колеса твердою дорогою

Звідси сила опору коченню

$$P_k = P_x = fR_z. \quad (10)$$

Момент опору коченню

$$M_k = P_k r = fR_z r.$$

Якщо не враховувати впливу динамічних навантажень, то реакція  $R_z$  рівна вазі  $G_k$ , що припадає на колесо, а сила опору коченню веденого колеса  $P_k = fG_k$ .

Як зазначалося вище, у застосуванні до ведучих коліс термін “сила опору коченню” є умовним. Проте під час руху автомобіля втрати на кочення ведених коліс завжди мають місце одночасно з втратами на кочення ведучих коліс. При роботі автомобіля на дорогах без твердого покриття в утворенні колії беруть участь не тільки ведені, але й ведучі колеса, і опір коченню в значною мірою є зовнішнім щодо автомобіля. Тому, як правило, втрати на кочення коліс відносять до всього автомобіля і вважають їх зовнішніми. Таке припущення спрощує висновки, не роблячи впливу на кінцеві результати.

Приймаючи коефіцієнт  $f$  рівним для всіх коліс автомобіля, одержуємо силу опору коченню автомобіля:

$$P_k = fG. \quad (11)$$

При швидкостях до 10–15 м/с коефіцієнт опору коченню можна вважати постійним. У разі руху автомобіля з великою швидкістю  $f$  зростає, оскільки шина не встигає повністю розпрямитися в області контакту, унаслідок чого повертається не вся енергія, витрачена на деформацію шини. Крім того, при підвищенні швидкості деформації зростає внутрішнє тертя в шині, що також викликає збільшення коефіцієнта  $f$ .

Для визначення коефіцієнта опору коченню залежно від швидкості користуються емпіричними формулами, наприклад:

$$f=f_0(1+v^2/1500), \quad (12)$$

де  $f_0$  – коефіцієнт опору коченню під час руху автомобіля з малою швидкістю (значення наведені нижче);  $v$  — швидкість автомобіля, м/с.

Для випадку руху автомобіля дорогами з асфальто- або цементобетонним покриттям хорошої якості застосовують також формулу  $f=(32 + v)/2800$ .

Нижче наведені значення коефіцієнтів опору (таблиця 2.1).

Під час руху автомобіля дорогою з твердим покриттям опір коченню збільшується зі зменшенням тиску повітря у шині. При передачі крутного моменту, опір також незначно зростає, оскільки шина в цьому випадку деформується не тільки у вертикальному напрямі, але і по колу. При великому передаваному моменті, елементи протектора проковзують на дорозі, і на тертя в області контакту витрачається додаткова енергія.

Жодне дорожнє покриття не є абсолютно рівним. Нерівності створюють додатковий опір руху автомобіля і викликають коливання його осей, коліс і кузова. Під час цих коливань відбувається розсіювання енергії в шині і деталях підвіски. Втрату енергії, як правило, враховують у вигляді додаткового збільшення коефіцієнта  $f$ , приблизно пропорційно  $v^2$ .

Враховуючи велику кількість чинників, що впливають на величину коефіцієнта  $f$ , для розрахунків користуються його середнім значенням.

Потужність, необхідна для подолання опору коченню (у Вт),

$$N_k=fGv.$$

Таблиця 2.1

## Коефіцієнти опору коченню

Коефіцієнт опору коченню	$f_0$ (при $v < 15$ м/с)	$f$ (середнє значення)
Асфальтобетонне або цементобетонне шосе:		
у відмінному стані	0,014	0,014-0,018
у задовільному стані	0,018	0,018-0,020
Бруківка	0,025	0,023-0,030
Дорога з гравійним покриттям	0,02	0,020-0,025
Грунтова дорога:		
суха вкатана		0,025-0,035
після дощу		0,050-0,15
Пісок		0,10-0,30
Сніг вкатаний		0,07-0,10

**Сила опору дороги.** Під час руху автомобіля на підйомі і спуску складова сили тяжіння, перпендикулярна до дороги, рівна  $G \cos \alpha_d$  (див. рис. 5). Внаслідок цього сила опору коченню  $P_k$  під час руху на таких ділянках дороги рівна  $G f \cos \alpha_d$ , тобто вона дещо менша, ніж при русі горизонтальною ділянкою. Проте для малих кутів  $\cos \alpha \approx 1$ , що дозволяє визначити силу  $P_k$  за формулою (10) також і для негоризонтальних ділянок дороги.

Коефіцієнт опору коченню  $f$  і ухил  $i$  дороги разом характеризують якість дороги. Тому введено поняття про силу опору дороги  $P_d$ , що рівна сумі сил  $P_k$  і  $P_{\Pi}$ :

$$P_d = P_k + P_{\Pi} = (f \cos \alpha_d + \sin \alpha_d) G \approx (f + i) G.$$

Вираз у дужках називають коефіцієнтом опору дороги і позначають буквою  $\psi$ . Тоді сила опору дороги:

$$P_d = \psi G, \quad (13)$$

а потужність опору дороги (у Вт):

$$N_d = P_d v = \psi G v. \quad (14)$$

## 2.2. Опір повітря

Автомобіль під час руху переміщає частинки навколишнього повітря і в кожній точці поверхні автомобіля у результаті зіткнення її з повітряним середовищем виникають елементарні сили, перпендикулярні до поверхні і дотичні до неї. Дотичні сили є силами тертя. Перпендикулярні сили створюють тиск на поверхню автомобіля. Для спрощення розрахунків елементарні сили опору повітря замінюють зосередженою силою опору повітря  $P_v$ . Дослідним шляхом встановлено, що сила опору повітря (у Н)

$$P_v = k_v F_v v^2,$$

де  $k_v$  - коефіцієнт опору повітря (коефіцієнт обтічності), що залежить від форми і якості обробки поверхні автомобіля,  $\text{Нс}^2/\text{м}^4$ ;  $F_v$  — лобова площа автомобіля,  $\text{м}^2$ .

Лобовою площею автомобіля називають площу його проекції на площину, перпендикулярну поздовжній осі автомобіля. Визначити точне значення лобової площі досить важко, оскільки для цього потрібно провести вимірювання автомобіля і накреслити його зовнішній контур. Тому для визначення  $F_v$  користуються наближеними формулами: для вантажного автомобіля і автобуса  $F_v = V N_a$ , де  $V$  – колія, м;  $N_a$  — найбільша висота автомобіля, м; для легкового автомобіля  $F_v = 0,78 V_a N_a$ , де  $V_a$  – найбільша ширина автомобіля, м.

Нижче наведені середні значення  $k_v$  і  $F_v$ .

Таблиця 2.2

Параметри обтічності автомобілів

Параметри обтічності	$k_v, \text{Нс}^2/\text{м}^4$	$F_v, \text{м}^2$
Легкові автомобілі з кузовом:		
закритим	0,2-0,35	1,6-2,8
відкритим	0,4-0,5	1,5-2
Вантажні автомобілі	0,6-0,7	3-5
Автобуси з кузовом вагонного типу	0,24-0,4	4,5-6,5
Гоночні автомобілі	0,13-0,15	1,0-1,3

Потужність (у Вт), необхідна для подолання опору повітря,



$$N_B = P_B v = k_B F_B v^3.$$

При взаємодії автомобіля і повітря також виникає вертикальна сила. У серійних автомобілів ця сила, як правило, направлена вгору і називається підйимальною. У швидкісних автомобілів (гоночних, спортивних) завдяки спеціальній формі кузова вона направлена вниз і збільшує силу зчеплення шин з дорогою. При швидкостях до 100–120 км/год вертикальна сила невелика і її можна не враховувати в розрахунках.

### 2.3. Рівняння руху автомобіля

Рівняння руху автомобіля пов'язує всі сили, що діють на автомобіль, і дає змогу визначити характер руху автомобіля у будь-який момент часу. При вивченні динамічності автомобіля вважають, що його можливості обмежені лише потужністю двигуна і зчепленням ведучих коліс з дорогою. Решта обмежень, що накладаються, наприклад, вимогами безпеки руху або комфортабельності, не враховують. У зв'язку з цим нижче розглянуто лише прямолінійний рух автомобіля. Особливості криволінійного руху викладені в розділах, присвячених стійкості й керованості автомобіля.

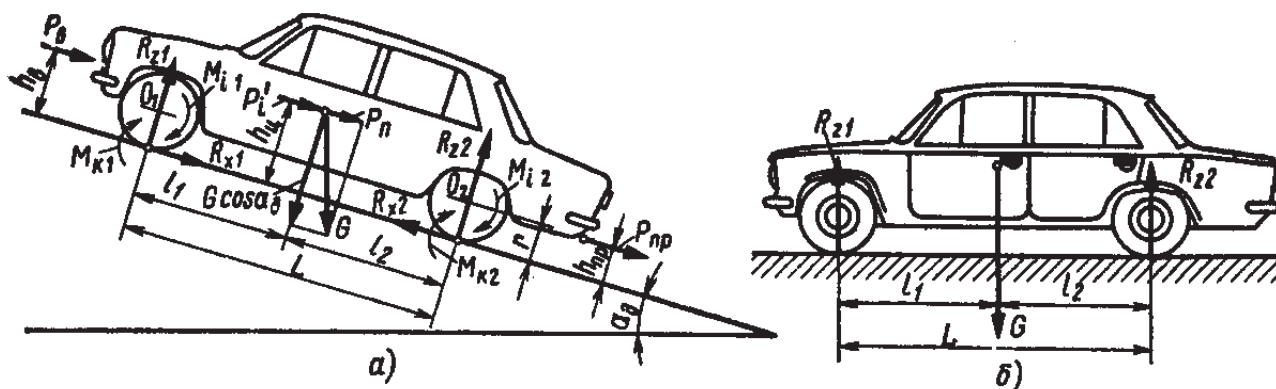


Рис. 2.3. Сили і моменти, що діють на автомобіль:  
а – що рухається на підйомі; б – нерухомий

Розглянемо сили, що діють на автомобіль на підйомі під час розгону (рис.2.3,а). До центру ваги автомобіля прикладена сила тяжіння  $G=mg$ , а також сила інерції  $P_i'$  (у Н) поступально рухомих мас, направлена протилежно прискоренню. Сила інерції:

$$P_i' = ma, \quad (15)$$

де  $m$  — маса автомобіля, кг;  $a$  — прискорення автомобіля,  $m/c^2$ . До коліс прикладені моменти опору коченню  $M_{к1}$  і  $M_{к2}$ . З боку дороги на шини діють нормальні реакції  $R_{z1}$  і  $R_{z2}$  і дотичні реакції  $R_{x1}$  і  $R_{x2}$ . Сила опору повітря  $P_v$  прикладена на висоті  $h_v$ . Крім того, до буксирного гака автомобіля може бути прикладена сила  $P_{пр}$  опору рухові причепа.

Спроекуємо всі сили на площину дороги:

$$R_{x2} - R_{x1} - P_i' - P_{п} - P_v - P_{пр} = 0.$$

Під час руху одиночного автомобіля

$$R_{x2} - R_{x1} - P_i' - P_{п} - P_v = 0. \quad (16)$$

При нерівномірному обертанні деталей виникає інерційний момент  $J\varepsilon$  (де  $J$  — момент інерції деталі, а  $\varepsilon$  — кутове прискорення деталі). Найбільший вплив на рух автомобіля мають моменти інерції маховика і коліс.

Дотичні реакції при розгоні автомобіля

$$R_{x2} = (M_e - J_M \varepsilon_M) u_{тр} \eta_{тр} / r - J_{к2} \varepsilon_k / r - R_{z2} f, \quad (17)$$

$$R_{x1} = J_{к1} \varepsilon_k / r + R_{z1} f, \quad (18)$$

де  $J_M$  і  $\varepsilon_M$  — відповідно момент інерції маховика (у  $кгм^2$ ) і його кутове прискорення (у  $рад/c^2$ );  $J_{к1}$ ,  $J_{к2}$ ,  $\varepsilon_k$  — відповідно моменти інерції ведених і ведучих коліс (у  $кгм^2$ ) і їх кутове прискорення (у  $рад/c^2$ ).

Згідно з співвідношенням між кутовим і лінійним прискореннями:

$$\varepsilon_k = a/r; \quad \varepsilon_M = \varepsilon_k u_{тр} = a u_{тр} / r.$$

Підставивши значення  $R_{x1}$ ,  $R_{x2}$ ,  $\varepsilon_M$  і  $\varepsilon_k$  у формулу (16), маємо:

$$M_e u_{тр} \eta_{тр} / r - J_M u_{тр}^2 \eta_{тр} a / r^2 - (J_{к1} + J_{к2}) a / r^2 - (R_{z1} + R_{z2}) f - m a - P_{п} - P_v = 0.$$

Об'єднавши усі члени цього виразу, що містять  $a$ , і враховуючи також формулу (9), одержуємо:

$$P_T - m(1 + (J_M u_{\text{тр}}^2 \eta_{\text{тр}} + J_K)/(r^2 m))a - P_B - (R_{Z1} + R_{Z2})f - P_{\Pi} = 0, \quad (19)$$

де  $J_K = J_{K1} + J_{K2}$  – сумарний момент інерції усіх коліс,  $\text{Нм}^2$ .

Другий член рівняння (19) характеризує силу, яку потрібно прикласти до автомобіля, щоб надати йому прискорення  $a$ . Вираз в дужках показує, у скільки разів енергія, що витрачається під час розгону автомобіля, більша за енергію, необхідну для розгону автомобіля, усі деталі якого рухаються тільки поступально. Отже, цей вираз враховує вплив мас, що обертаються, тому його називають коефіцієнтом урахування обертючих мас:

$$\delta_{\text{об}} = 1 + (J_M u_{\text{тр}}^2 \eta_{\text{тр}} + J_K)/(r^2 m). \quad (20)$$

Другий член рівняння (19) називається приведеною силою інерції  $P_i$  автомобіля:

$$P_i = P_i' \delta_{\text{об}} = ma(1 + (J_M u_{\text{тр}}^2 \eta_{\text{тр}} + J_K)/(r^2 m)) = (G/g) \delta_{\text{об}} a, \quad (21)$$

де  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ .

Енергія, що витрачається на розгін деталей двигуна, на прямій передачі у 2–3 рази, а на нижчих передачах у 8–10 разів більша за енергію, що витрачається на розгін коліс.

Якщо точне значення моментів інерції  $J_M$  і  $J_K$  невідомі, то коефіцієнт  $\delta_{\text{об}}$  визначають за емпіричною формулою

$$\delta_{\text{об}} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 u_K^2) G_a / G, \quad (22)$$

де  $\delta_1 \approx \delta_2 \approx 0,03 - 0,05$ ;  $G_a$  – вага автомобіля з повним навантаженням,  $\text{Н}$ ;  $G$  — фактична вага автомобіля,  $\text{Н}$ .

Для випадку руху автомобіля з від'єднаним від трансмісії двигуном

$$\delta_{\text{об}} = 1 + J_K/(r^2 m) \approx 1 + 0,05 G_a / G. \quad (23)$$

Останні два члени у формулі (19) є силою опору дороги, тому рівняння руху автомобіля в загальному вигляді можна записати так:

$$P_T - P_i - P_B - P_d = 0. \quad (24)$$

## 2.4. Сила тяги за умови зчеплення шин з дорогою

При визначенні сили тяги було прийнято, що її величина залежить лише від параметрів автомобіля ( $M_e$ ,  $u_{тр}$ ,  $\eta_{тр}$ ,  $r$ ). Проте це не означає, що, збільшуючи, наприклад, передаточне число трансмісії, можна реалізувати скільки завгодно велику силу тяги, оскільки граничне її значення обмежене зчепленням шин з поверхнею дороги.

Силою зчеплення шин з дорогою  $P_{зч}$  називають максимальне значення горизонтальної реакції  $R_{max}$ , пропорційне вертикальному навантаженню на колесо,

$$P_{зч} = R_{max} = \phi R_z, \quad (25)$$

де  $\phi$  — коефіцієнт зчеплення, чисельно рівний відношенню сили, що викликає рівномірне ковзання колеса, до нормальної реакції дороги.

Залежно від напрямку ковзання колеса розрізняють коефіцієнти повздовжнього  $\phi_x$  і поперечного  $\phi_y$  зчеплення.

Для руху колеса без повздовжнього і поперечного ковзання необхідне дотримання умови

$$P_{зч} = \phi R_z \geq \sqrt{R_x^2 + R_y^2}. \quad (26)$$

За відсутності поперечних сил

$$P_{зч} = \phi_x R_z \geq R_x. \quad (27)$$

У разі рівномірного кочення ведучого колеса

$$R_x = P_T - R_z f; \quad P_T \leq (\phi_x + f) R_z. \quad (28)$$

Коефіцієнт  $\phi_x$ , як правило, набагато більший за коефіцієнт  $f$ , тому умову кочення колеса без ковзання можна з невеликою похибкою подати у вигляді

$$P_T \leq P_{зч} = \phi_x R_z. \quad (29)$$

При цьому, якщо сила тяги менша за силу зчеплення  $P_{зч}$ , то ведуче колесо котиться без пробуксовування. Якщо сила тяги більша від сили зчеплення, то ведуче колесо пробуксовує і для руху використовується лише частина сили тяги, рівна  $\phi_x R_x$ . Решта

частини сили  $P_T$  викликає прискорене обертання коліс, яке продовжується до тих пір, доки потужність, що витрачається на буксування, не зрівноважить надлишок потужності, підведеної до коліс. Найчастіше буксування спостерігається при різкому рушанні з місця автомобіля і під час подолання великого опору руху на слизьких дорогах.

Рух автомобіля з буксуючими колесами нестійкий. Буксування коліс пов'язане із значними втратами енергії на тертя шин об дорогу і руйнуванням опорної поверхні, що, своєю чергою, викликає підвищення витрати палива. Тому при теоретичних розрахунках і аналізі експлуатаційних властивостей автомобіля прийнято вважати, що при нормальних експлуатаційних режимах роботи дотична реакція на ведучих колесах не повинна перевищувати сили зчеплення шин з дорогою.

На дорогах з твердим покриттям коефіцієнт зчеплення залежить головно від тертя ковзання між шиною і покриттям. При змочуванні твердого покриття коефіцієнт зчеплення різко падає через утворення плівки з частинок ґрунту і води, що зменшує тертя між шиною і дорогою. Коефіцієнт зчеплення знижується особливо значно, якщо на покритті є плівка глини. Сильним дощем ця плівка може бути змита, тоді величина  $\phi$  знову наближається до значень, характерних для сухого покриття.

Великий вплив на коефіцієнт  $\phi$  має малюнок протектора. Протектор шин легкових автомобілів має дрібний малюнок, що забезпечує хороше зчеплення з твердим покриттям. У шин вантажних автомобілів малюнок протектора грубший з широкими й глибокими западинами. Такі шини врізаються у ґрунт, покращуючи прохідність автомобіля. При стиранні виступів протектора під час експлуатації погіршується зчеплення шини з дорогою. Найменший коефіцієнт зчеплення мають шини, у яких повністю зношений малюнок протектора. Тому експлуатація автомобілів з такими шинами заборонена. Недостатня величина коефіцієнта  $\phi$  є причиною багатьох дорожньо-транспортних пригод. Для забезпечення безпеки руху його величина не повинна бути меншою за 0,4.

При коченні колеса різні його точки мають неоднакові колові швидкості щодо осі обертання. Через радіальну деформацію шини відносні швидкості точок, розташованих на її колі і в зоні контакту з дорогою різні. Змінюються вони і за довжиною зони контакту, що приводить до пружної колової деформації шини і ковзання її

елементів дорогою. Швидкість ковзання більшою мірою залежить від моменту, прикладеного до колеса, і від зчіпних властивостей шини і дороги. Так, якщо до колеса прикладений тяговий момент, то швидкості ковзання елементів шини в зоні контакту направлені протилежно до швидкості центру колеса, має місце його "пробуксовування". Якщо швидкість центру рівна нулю і колесо зупиняється, продовжуючи обертатися, то говорять про "повне буксування" колеса. Коли до колеса прикладений гальмівний момент, то напрями швидкостей елементів шини в контакт і центру колеса співпадають й має місце "проковзування за ходом". Якщо загальмоване колесо рухається поступально, не обертаючись, то говорять про повне ковзання або "юз" колеса. Як повне буксування, так і юз вважаються граничними випадками руху колеса. Часткове проковзування, як і часткове пробуксовування, майже завжди спостерігається при нормальній експлуатації автомобіля. Збільшення тягового (або гальмівного) моменту, прикладеного до колеса, викликає буксування або проковзування останнього щодо дороги. Із збільшенням проковзування або буксування шини дорогою коефіцієнт зчеплення спочатку зростає, а потім, досягнувши максимуму, зменшується. При повному буксуванні ведучих коліс і при юзі гальмуючих коліс коефіцієнт зчеплення може бути на 10-25% меншим за максимальний. Особливо помітне зменшення коефіцієнта зчеплення на мокрих і обмерзлих дорогах.

Нижче наведені значення коефіцієнта зчеплення  $\phi_x$  (таблиця 2.3).

Із збільшенням швидкості руху автомобіля коефіцієнт  $\phi$ , як правило, зменшується: при швидкості 40-50 м/с він може бути у декілька разів меншим ніж при швидкості 10-15 м/с.

Оскільки на величину  $\phi_x$  впливає велика кількість чинників, врахувати які дуже важко, то, як правило, для розрахунків користуються середніми значеннями коефіцієнта зчеплення, наведеними нижче.

Коефіцієнт поперечного зчеплення  $\phi_y$  залежить від тих самих чинників і його приймають рівним з коефіцієнтом  $\phi_x$ .

**Умова можливості руху автомобіля.** Згідно з виразом (27) тривалий безупинний рух автомобіля можливий лише при наступній умові:

$$P_T > P_D + P_B. \quad (30)$$



Ця нерівність зв'язує конструкційні параметри автомобіля з опором руху. Виконання його необхідне, але недостатнє для безупинного руху автомобіля, оскільки він можливий лише за відсутності буксування ведучих коліс. Враховуючи формулу (29), умову безупинного руху можна виразити так:

$$\varphi_x R_{z2} \geq P_T > P_D + P_B . \quad (31)$$

Якщо сумарна сила опору руху більша за силу тяги, то зупиняється двигун. Якщо сила тяги більша за силу зчеплення, то пробуксовують ведучі колеса.

Для автомобіля з переднім ведучим мостом у формулу (31) замість реакції  $R_{z2}$  підставляють  $R_{z1}$ , а для автомобіля зі всіма ведучими мостами — вагу автомобіля  $G$ .

Таблиця 2.3

Коефіцієнти зчеплення для різних дорожніх покриттів

Вид і стан дорожнього покриття	Коефіцієнт зчеплення
Асфальтобетонне, цементобетонне:	
сухе	0,7 – 0,8
мокре	0,4 – 0,3
Кам'яне:	
сухе	0,6 – 0,7
мокре	0,3 – 0,5
Ґрунтова дорога:	
суха	0,5 – 0,6
мокра	0,2 – 0,4
Дорога, вкрита вкатаним снігом	0,2 – 0,3
Дорога, вкрита льодом	0,1 – 0,2

## 2.5. Нормальні реакції дороги

Визначимо нормальні реакції, діючі на колеса автомобіля, що стоїть на горизонтальній дорозі. Вектор ваги автомобіля проходить через центр ваги, який розташований на відстані  $l_1$  від осі переднього моста і на відстані  $l_2$  від осі заднього (див. рис. 2.3,б). Нормальні реакції, діючі на колеса переднього і заднього мостів, рівні складовим



$G_1$  і  $G_2$  ваги автомобіля, що припадає на колеса цих мостів. З умов рівноваги маємо

$$R_{z1}L - Gl_2 = 0; \quad R_{z1} + R_{z2} = G, \quad (32)$$

де  $L$  – відстань між осями мостів (база автомобіля).

Отже, в статичному стані автомобіля

$$R_{z1} = G_1 = Gl_2/L; \quad R_{z2} = G_2 = Gl_1/L.$$

Під час руху автомобіля нормальні реакції дороги не залишаються постійними, а змінюються під дією сил і моментів, прикладених до автомобіля, наприклад, реактивного моменту ведучого моста автомобіля, моментів сил інерції коліс, що виникають при нерівномірному русі, моментів сил опору коченню тощо.

Визначимо нормальні реакції, діючі на колеса двовісного автомобіля при його розгоні на підйомі (див. рис. 2.3,а). Для цього складемо рівняння моментів сил щодо центру ваги автомобіля і рівняння проекцій сил на вертикальну вісь. Для спрощення приймемо, що висота  $h_b$  рівна висоті центру ваги  $h_{ц}$ , а  $P_{пр} = 0$ . У цьому випадку

$$-R_{z1}l_1 - R_{x2}h_{ц} + R_{x1}h_{ц} + R_{z2}l_2 - M_k = 0, \quad (33)$$

$$R_{z1} + R_{z2} = G \cos \alpha_d,$$

де  $M_k$  — момент опору коченню усіх коліс автомобіля, рівний сумі моментів  $M_{k1}$  і  $M_{k2}$ .

Формули для визначення  $R_{z1}$  і  $R_{z2}$  можуть мати різний вигляд.

Якщо відома сила тяги, то, підставивши у вираз (33) замість  $R_{x1}$  і  $R_{x2}$  їх значення згідно з формулами (17) і (18), одержимо:

$$R_{z1} = \frac{1}{L} \left\{ G \cos \alpha_d l_2 + f G_{ц} - r_{ц} \left( P_T h_{ц} - \frac{J_M \eta_{тр} u_{тр}^2 + J_k}{r^2} h_{ц} a \right) \right\};$$

$$R_{z2} = \frac{1}{L} \left\{ G \cos \alpha_d l_1 - f G_{ц} - r_{ц} \left( P_T h_{ц} - \frac{J_M \eta_{тр} u_{тр}^2 + J_k}{r^2} h_{ц} a \right) \right\}.$$

Для рівномірного руху ( $\mathbf{a}=\mathbf{0}$ ) автомобіля горизонтальною дорогою з добрим покриттям можна прийняти  $f \approx 0$ ,  $\cos\alpha_d = 1$ , тоді

$$R_{z1}=(Gl_2 - P_T h_{ц})/L; \quad R_{z2} = (Gl_1 + P_T h_{ц})/L.$$

Часто нормальні реакції зручніше визначати як функцію сил опору. Підставивши в рівняння (33) значення реакції

$$R_{x2} = R_{x1} + P_{\Pi} + P_B + P_i',$$

отримаємо

$$R_{z1} = [G\cos\alpha_d(l_2 - fr) - (P_{\Pi} + P_B + P_i') h_{ц} ]/L;$$

$$R_{z2} = [G\cos\alpha_d(l_1 + fr) + (P_{\Pi} + P_B + P_i') h_{ц} ]/L.$$

Для рівномірного руху автомобіля горизонтальною дорогою з добрим покриттям ці формули мають вигляд:

$$R_{z1} = [Gl_2 - (P_K + P_B) h_{ц} ]/L; \tag{34}$$

$$R_{z2} = [Gl_1 + (P_K + P_B) h_{ц} ]/L.$$

Максимальні значення дотичних реакцій обмежені зчепленням шин з дорогою. Підставивши у формулу (33) замість  $R_{x2}$  її граничне значення за умовою зчеплення  $\varphi_x R_{z2}$ , одержуємо

$$R_{z1} = 1/L[l_2 + (\varphi_x + f)h_{ц}][G\cos\alpha_d(l_2 - \varphi_x h_{ц} - fr) + a(J_{к1}/r^2)h_{ц}]; \tag{35}$$

$$R_{z2} = 1/L[l_1 - (\varphi_x + f)h_{ц}]\{G\cos\alpha_d[l_1 - f(h_{ц} - r)] - a(J_{к2}/r^2)h_{ц}\}. \tag{36}$$

Для рівномірного руху автомобіля горизонтальною дорогою з добрим покриттям формули (35) і (36) можна записати так:

$$R_{z1}=G(l_2 - \varphi_x h_{ц})/(L - \varphi_x h_{ц}); \quad R_{z2} = Gl_1/(L - \varphi_x h_{ц}).$$

Наведені рівняння показують, що нормальна реакція дороги на передні колеса автомобіля зменшується, а на задні зростає із збільшенням крутизни підйому, інтенсивності розгону автомобіля, а

також із зростанням сил опору  $P_k$ ,  $P_v$  або сили тяги  $P_T$ , необхідної для їх подолання.

Коефіцієнт зміни нормальних реакцій  $m_p$  є відношенням нормальної реакції, діючої на міст автомобіля при його русі, до реакції, діючої на той же міст автомобіля, що стоїть на горизонтальній дорозі:

$$m_{p1}=R_{z1}/G_1; \quad m_{p2}=R_{z2}/G_2. \quad (37)$$

Під час розгону автомобіля граничні значення коефіцієнтів складають  $m_{p1}=0,55-0,7$ ;  $m_{p2}=1,2-1,35$ .

Наведені значення коефіцієнтів свідчать про те, що під час розгону навантаження на передній міст автомобіля зменшується, а на задній — зростає порівняно з навантаженнями при статичному положенні автомобіля. При гальмуванні автомобіля відбувається зворотне явище. Цим пояснюються підймання передньої частини автомобіля, що спостерігається під час розгону, і нахил її донизу ("клювання") під час гальмування.

## Тема 3. ТЯГОВА ДИНАМІЧНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

### План

- 3.1. Силовий баланс і баланс потужностей автомобіля.
  - 3.1.1. Силовий баланс.
  - 3.1.2. Баланс потужностей.
- 3.2. Динамічний фактор автомобіля.
- 3.3. Розгін автомобіля.

### 3.1. Силовий баланс і баланс потужностей автомобіля

Аналітичний розв'язок рівняння руху автомобіля у загальному вигляді неможливий, оскільки невідомі точні функціональні залежності, що пов'язують основні діючі сили ( $P_T$ ,  $P_{тр}$  і  $P_K$ ) із швидкістю автомобіля. Тому рівняння руху, як правило, розв'язують наближено, використовуючи графоаналітичні методи. Поширення набули методи силового балансу, балансу потужностей і динамічної характеристики.

#### 3.1.1. Силовий баланс

Переписавши рівняння (24) отже

$$P_T = P_d + P_v + P_i, \quad (38)$$

одержимо рівняння силового балансу, яке можна розв'язати графічно, як показано на рис. 3.1.

Спочатку будують тягову характеристику автомобіля. У нижній частині графіка наносять криву  $P_d$ , побудовану для одного значення коефіцієнта  $\psi$ . Значення сили опору повітря  $P_v$  відкладають вгору від відповідних значень сили  $P_d$ . Крива сумарного опору  $P_d + P_v$  визначає силу тяги, необхідну для руху автомобіля з постійною швидкістю. Якщо крива  $P_T$  проходить вище кривої  $P_d + P_v$ , то відрізки  $P_z$ , що є між цими кривими, є нереалізованою частиною ("запас") сили тяги, яку можна використати для подолання підвищеного опору дороги або для розгону автомобіля.

За допомогою графіка силового балансу можна визначити основні показники динамічності автомобіля при рівномірному русі. Так, наприклад, максимальну швидкість  $v_{max}$  визначають за абсцисою



сил в рівнянні (38) потрібно підставляти із знаками плюс, а у разі руху на спуску і з сповільненням – із знаком мінус.

### 3.1.2. Баланс потужностей

Для аналізу динамічності автомобіля можна замість співвідношення сил використовувати порівняння тягової потужності  $N_T$  з потужністю, необхідною для подолання опору рухові. За аналогією з рівнянням силового балансу рівняння балансу потужностей можна записати в такому вигляді:

$$N_T = N_e - N_{тр} = N_k + N_{п} + N_B + N_i, \quad (39)$$

де  $N_i = P_i v$  – потужність, що витрачається на подолання сили інерції автомобіля.

Розглянемо спочатку рівняння (39) для руху автомобіля на одній передачі. Побудуємо в координатах  $N-v$  швидкісну характеристику (рис. 3.2,а). Вниз від кривої  $N_e$  відкладемо значення потужності  $N_{тр}$ , що витрачається на подолання тертя у трансмісії, одержимо криву  $N_T$ . Якщо величина потужності  $N_{тр}$  невідома, то потужність  $N_T$  визначають за формулою  $N_T = N_e \eta_{тр}$ . Потім наносимо криву потужності  $N_d$ , значення якої визначаємо за формулою (14). Якщо прийняти коефіцієнт  $f$  постійним, то графік потужності  $N_d$  є прямою, що проходить через початок координат. Для швидкості, більшої за 10-15 м/с, слід враховувати залежність коефіцієнта  $f$  від швидкості і визначати його, наприклад, за формулою (12).

Вгору від кривої  $N_d$  відкладають значення потужності опору повітря  $N_B$  (див. криву  $N_d + N_B$ ). Відрізки ординат між кривою  $N_d + N_B$  і віссю абсцис є сумарною потужністю, що витрачається на подолання опору дороги і повітря. Відрізки потужності  $N_3$  між кривими  $N_T$  і  $N_d + N_B$  характеризують запас потужності, який може бути використаний для подолання підвищеного опору дороги або розгону автомобіля.

При рівномірному русі автомобіля потужність  $N_T$  витрачається тільки на подолання опору дороги і повітря. Якщо дросельна заслінка відкрита повністю, то найбільшу швидкість  $v_{max}$  автомобіль розвиває, коли потужність  $N_T$  рівна сумі потужностей  $N_d$  і  $N_B$  (точка А). Для рівномірного руху автомобіля тією самою дорогою зі швидкістю, меншою  $v_{max}$ , водій повинен прикрити дросельну заслінку.

Наприклад, для руху зі швидкістю  $v_1$  заслінку потрібно прикрити так, щоб потужність  $N_T$  змінювалася по кривій, показаній на рис. 3.2,а штриховою лінією.

Графік балансу потужностей для всіх передач будують так само, тільки замість однієї пари кривих  $N_e$  і  $N_{TP}$  наносять декілька залежно від числа передач у коробці.

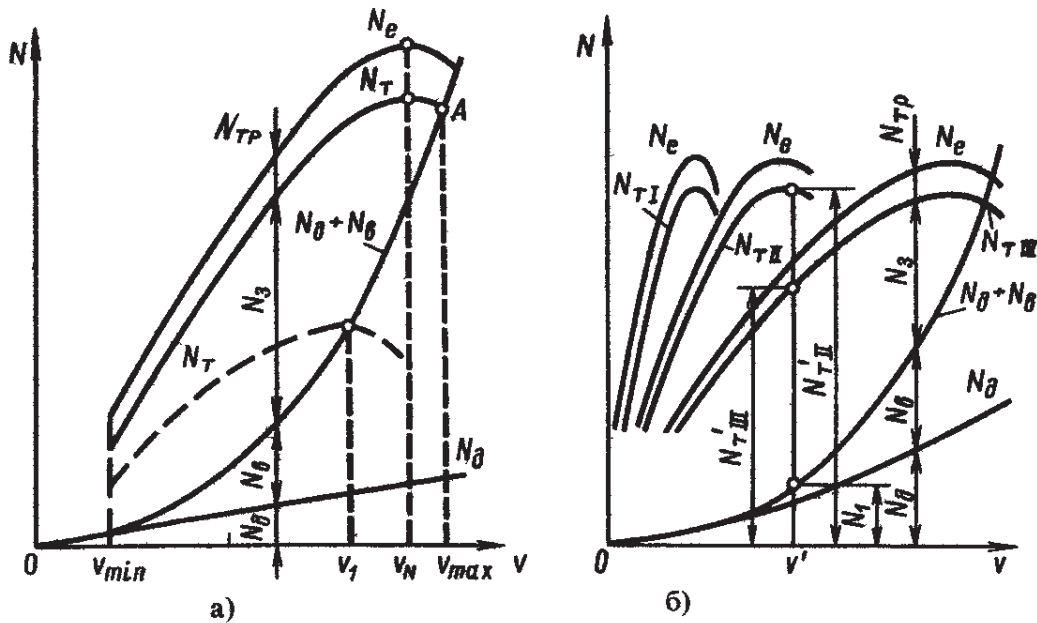


Рис. 3.2. Баланс потужностей автомобіля під час руху:  
а – на вищій передачі; б – на різних передачах

Ступенем використання потужності двигуна **И** називають відношення потужності, необхідної для руху автомобіля, до потужності, яку може розвинути двигун при повному навантаженні.

Так, при рівномірному русі

$$И = (N_d + N_B + N_{TP}) / N_e, \quad (40)$$

$$\text{але } (N_d + N_B) / (N_d + N_B + N_{TP}) = \eta_{TP}.$$

Отже,

$$N_d + N_B + N_{TP} = (N_d + N_B) / \eta_{TP}. \quad (41)$$

З виразів (40) і (41) одержуємо:

$$И = (N_d + N_B) / (N_e \eta_{TP}) = (N_d + N_B) / N_T.$$



Чим менші коефіцієнт  $\psi$  і швидкість автомобіля і чим більше передаточне число  $u_{тр}$ , тим гірше використовується потужність двигуна, тим менше  $\mathbf{I}$ .

### 3.2. Динамічний фактор автомобіля

Практичне використання методів силового балансу і балансу потужностей затруднене, оскільки для різних значень  $\psi$  на графіках доводиться наносити декілька кривих  $\mathbf{P}_д$  і  $\mathbf{P}_в$  або  $\mathbf{N}_д$  і  $\mathbf{N}_д+\mathbf{N}_в$ . Крім того, за ними не можна порівнювати динамічність автомобілів, що мають різні маси, оскільки під час руху їх в однакових умовах сила і потужність, необхідні для подолання опору дороги, різні. Цих недоліків немає метод розв'язку рівняння за допомогою динамічної характеристики, запропонований академіком Е.А. Чудаковим.

Динамічним фактором  $\mathbf{D}$  автомобіля називають відношення різниці сили тяги і сили опору повітря до ваги автомобіля:

$$D = (P_T - P_B)/G = (M_e u_{тр} \eta_{тр} / r - k_B F_B v^2) / G. \quad (42)$$

Величина  $\mathbf{D}$  залежить тільки від конструктивних параметрів автомобіля і тому її можна визначити для кожної конкретної моделі. Під час руху автомобіля на нижчих передачах динамічний фактор більший, ніж при русі на вищих, через збільшення сили  $\mathbf{P}_T$  і зменшення сили  $\mathbf{P}_B$ .

Щоб пов'язати динамічний фактор з умовами руху автомобіля, перенесемо в рівнянні (38) силу  $\mathbf{P}_B$  в ліву частину і розділимо обидві частини на вагу автомобіля  $\mathbf{G}$ . У результаті одержимо  $D = (P_T - P_B)/G = (P_d + P_i)/G$ .

Підставивши значення сил  $\mathbf{P}_д$  і  $\mathbf{P}_в$ , згідно з формулами (13) і (21), одержимо

$$D = \psi + \delta_{об} a / g. \quad (43)$$

При рівномірному русі прискорення рівне нулю і динамічний фактор визначає коефіцієнт опору дороги  $\psi$ . Так, наприклад, динамічний фактор  $\mathbf{D}$  при максимальній швидкості визначає опір дороги  $\psi_v$  який автомобіль може при цій швидкості подолати.

Максимальний динамічний фактор  $\mathbf{D}_{max}$  відповідає найбільшому дорожньому опору, що характеризується коефіцієнтом  $\psi_{max}$  і який

долається автомобілем при рівномірному русі на першій передачі. Величини  $v_{\max}$ ,  $D_{\max}$  і  $D_v$ , є основними показниками динамічності автомобіля при рівномірному русі.

Згідно з виразом (43) для тривалого безупинного руху автомобіля необхідне дотримання умови

$$D \geq \psi. \quad (44)$$

Щоб врахувати також обмеження внаслідок буксування ведучих коліс, визначимо граничне значення сили тяги ( $у Н$ ) за умови зчеплення:

$$P_T = P_{зч} + P_{к2} = m_{p2}G_2(\varphi_x + f).$$

Підставивши знайдене значення  $P_T$  у формулу (42) і нехтуючи  $f$ , одержимо вираз для динамічного фактора за умови зчеплення

$$D_{зч} = (P_{зч} - P_B)/G = (m_{p2}G_2\varphi_x - P_B)/G. \quad (45)$$

У разі буксування ведучих коліс швидкість автомобіля невелика, і можна вважати, що сила  $P_B \approx 0$ , а  $m_{p2} = 1$ . Тоді:

$$D_{зч} = G_2\varphi_x/G.$$

Тривалий рух автомобіля без буксування ведучих коліс можливий при дотриманні умови

$$D_{зч} \geq D.$$

Враховуючи також вираз (44), одержуємо наступну умову можливості руху автомобіля:

$$D_{зч} \geq D \geq \psi.$$

Динамічною характеристикою автомобіля називають графік залежності динамічного фактора  $D_a$  автомобіля з повним навантаженням від швидкості руху на різних передачах. Приблизний вигляд динамічної характеристики автомобіля показаний на рис. 3.3. Для розв'язку рівняння руху порівнюють величини динамічних

факторів, розрахованих за умови тяги і за умови зчеплення, з коефіцієнтом опору дороги  $\psi$ . Для цього потрібно по осі ординат динамічної характеристики відкласти величину  $\psi$  у тому ж масштабі, що і масштаб динамічного фактора, і провести пряму, паралельну до осі абсцис.

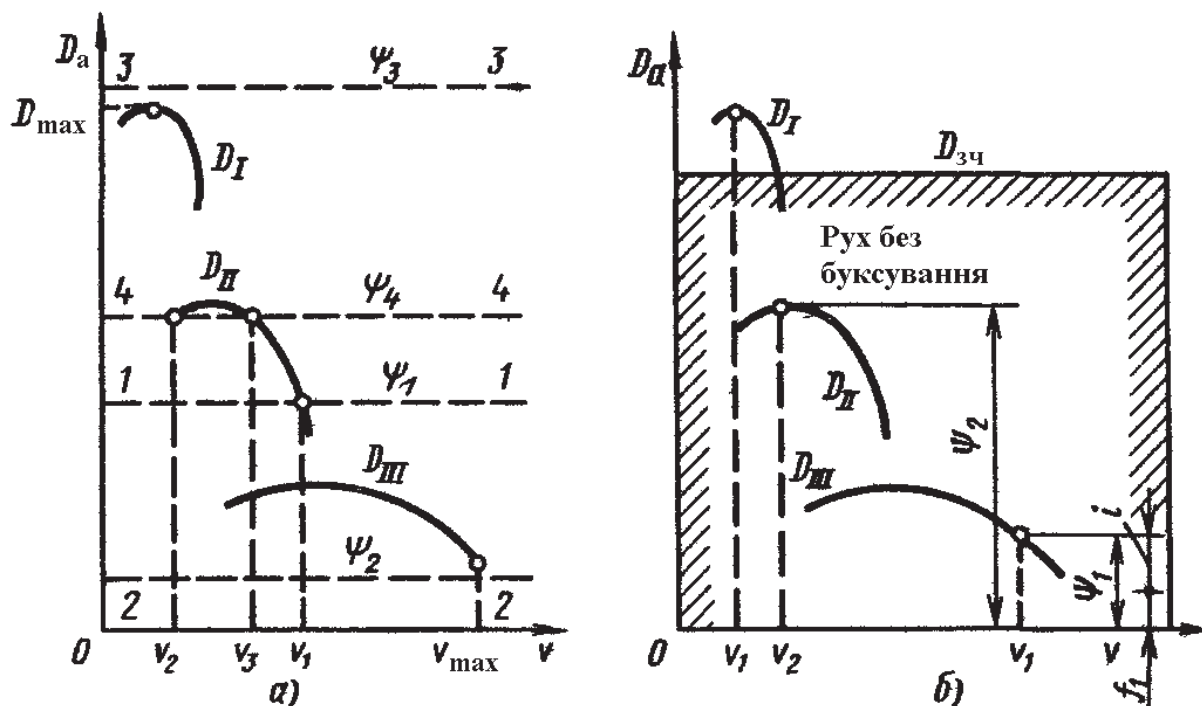


Рис. 3.3. Динамічна характеристика автомобіля:  
а – визначення швидкості; б – визначення коефіцієнта  $\psi$

Якщо лінія  $\psi$  (пряма 1 - 1 на рис. 3.3, а) перетинає криву динамічного фактора, то максимальна швидкість рівна  $v_1$ , оскільки при цій швидкості дотримується умова  $D_a = \psi$ . Якщо крива динамічного фактора проходить вище за лінію  $\psi$  (пряма 2-2), то рівномірний рух автомобіля при повністю відкритій дросельній заслінці не можливий, так як динамічний фактор навіть на вищій передачі у всьому діапазоні швидкостей більший за коефіцієнт  $\psi$ , і відбувається розгін автомобіля. Щоб забезпечити рівномірний рух, водій повинен прикрити дросельну заслінку.

Лінія 3 - 3 відповідає випадку, коли  $D_a < \psi$ . Рух з постійною швидкістю при такому коефіцієнті  $\psi$  неможливий, і автомобіль може рухатися тільки сповільнено. Якщо пряма  $\psi$  перетинає криву в двох точках (лінія 4 - 4), то автомобіль при повністю відкритій дросельній заслінці може рухатися рівномірно як із швидкістю  $v_2$ , так і зі швидкістю  $v_3$ . Для руху зі швидкістю, більшою від швидкості  $v_2$  і

меншою від швидкості  $v_3$ , потрібно зменшити потужність двигуна, прикривши дросельну заслінку.

За допомогою динамічної характеристики можна визначити коефіцієнт опору дороги під час руху автомобіля із заданою швидкістю. Для цього за динамічною характеристикою знаходять величину  $D_a$  при вказаній швидкості, а отже, і значення  $\psi$ . Так, при швидкості  $v_1$  (рис. 3.3,б) коефіцієнт опору дороги рівний  $\psi_1$ , а при швидкості  $v_2$  він рівний  $\psi_2$ .

Якщо відомий коефіцієнт опору коченню  $f$ , то, визначивши значення  $\psi$ , можна знайти максимальний кут підйому, який зможе подолати автомобіль. Наприклад, якщо коефіцієнт опору коченню прийнятий постійним і рівним  $f$ , то під час руху із швидкістю  $v_1$  автомобіль долає підйом, ухил  $i$  якого складає  $\psi_1 - f_1$ .

Найбільше значення коефіцієнт  $\psi$  має при максимальному динамічному факторі  $D$ . Тому для визначення  $\psi_{\max}$  потрібно провести пряму, паралельну до осі абсцис і дотичну до кривої динамічного фактора на даній передачі. Відрізок, що відсікається цією прямою на осі ординат, характеризує величину  $D_{\max}$ , а також і  $\psi_{\max}$ .

**Динамічний паспорт автомобіля** є сукупністю динамічної характеристики, номограми навантажень і графіка контролю буксування. Динамічний паспорт автомобіля дає змогу розв'язувати рівняння руху з урахуванням конструкційних параметрів автомобіля ( $M_e$  і ін.), основних характеристик дороги (коефіцієнтів  $\psi$  і  $\phi_x$ ) і навантаження на автомобіль.

### 3.3. Розгін автомобіля

Час рівномірного руху автомобіля зазвичай невеликий порівняно із загальним часом його роботи. Так, при експлуатації у містах автомобілі рухаються рівномірно лише 15–25% часу, від 30 до 45% часу припадає на прискорений рух і 30–40% — на рух накатом і гальмування.

Показниками динамічних властивостей автомобіля при нерівномірному русі служать прискорення, а також шлях і час в певному інтервалі швидкостей. Нерівномірний рух автомобіля може бути прискореним або сповільненим.

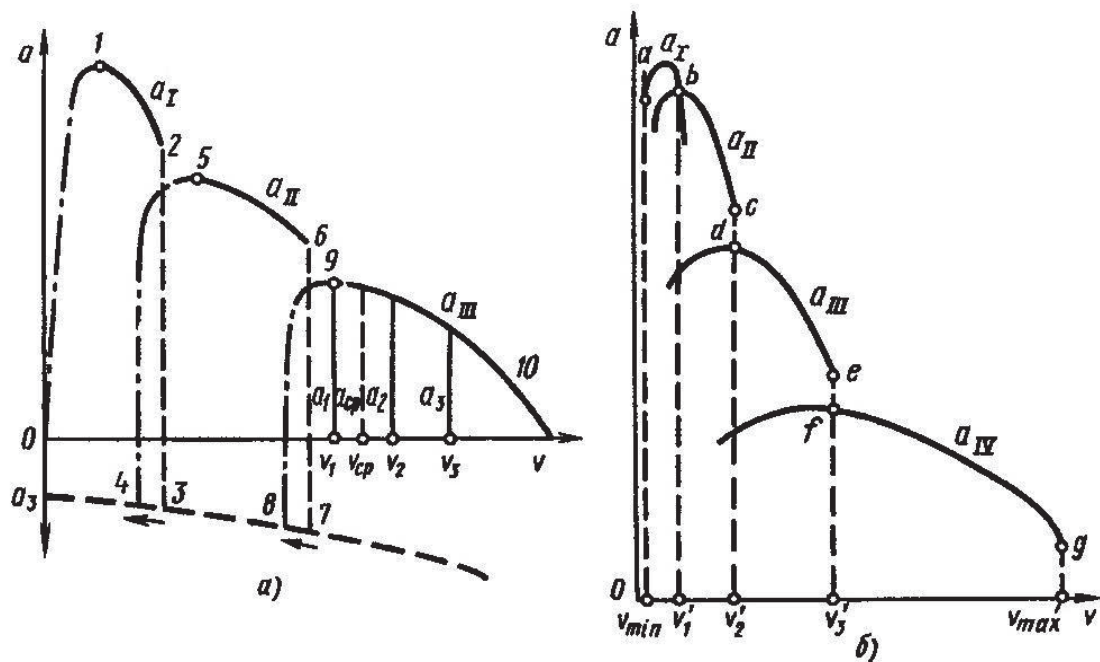


Рис. 3.4. Графіки прискорень:

- а – фактичний графік для автомобіля з триступеневою коробкою передач;
- б – розрахунковий графік для автомобіля з чотириступеневою коробкою передач

Процес розгону при аналізі зазвичай дещо схематизують. Фактично розгін протікає так, як показано на рис. 3.4,а. Під час рушення автомобіля з місця водій, включивши першу передачу, плавно відпускає педаль зчеплення і одночасно відкриває дросельну заслінку, збільшуючи силу тяги. Прискорення при цьому змінюється так, як показано штрихпунктирною кривою 0–1. У точці 1 дросельну заслінку відкрито повністю, двигун працює з повним навантаженням і прискорення змінюється по кривій 1–2. При максимальній швидкості автомобіля на першій передачі (точка 2) водій вимикає зчеплення, роз'єднуючи двигун і трансмісію, і автомобіль починає рухатися сповільнено з від'ємним прискоренням (ділянка 3 – 4). Включивши другу передачу, водій знову відкриває дросельну заслінку і прискорення знову збільшується (крива 4 – 5). Цей процес повторюється і при переходах на подальші передачі (ділянки 5 – 6, 7 – 8 і т. д.). Точки 1, 5, 9 приблизно відповідають максимальному прискоренню. При теоретичних розрахунках процесом буксування зчеплення (крива 0 – 1) нехтують, вважаючи, що автомобіль рушає при мінімально стійкій швидкості (рис. 3.4,б).

**Прискорення під час розгону.** Прискорення під час розгону визначають для випадку руху автомобіля горизонтальною дорогою ( $i=0$ ) з твердим покриттям хорошої якості при максимальному

використанні потужності двигуна і відсутності буксування ведучих коліс. Прискорення (у м/с<sup>2</sup>) знаходять з виразу (43):

$$a = \frac{P - f \cdot g}{\delta_{об}} . \quad (46)$$

Намітивши на графіку динамічної характеристики п'ять-шість значень швидкості, знаходять відповідні їм значення динамічного фактора **D** і за формулою (46) визначають прискорення **a**. Коефіцієнт  $\delta_{об}$  підраховують за формулою (20) або (22). За отриманими значеннями прискорення і швидкості будують графік залежності прискорення від швидкості. Наближені значення максимальних прискорень на різних передачах (у м/с<sup>2</sup>) наведені нижче.

Таблиця 3.1

Наближені значення максимальних прискорень

Вид транспортного засобу	Передача	
	перша	вища
Легкові автомобілі	2,5–3,5	0,8–1,2
Вантажні автомобілі	1,7–2,0	0,25–0,5
Автобуси	1,8–2,3	0,4–0,8
Автопоїзди	1,0–1,2	0,2–0,5

**Час і шлях розгону.** Час і шлях розгону автомобіля можна визначити графоаналітичним способом. З цією метою криву прискорень розбивають на інтервали, як показано на рис. 3.4,а для прямої передачі, і вважають, що в кожному інтервалі швидкостей автомобіль розганяється з постійним прискоренням  $a_{cp} = 0,5(a_1 + a_2)$ , де  $a_1$  і  $a_2$  – прискорення відповідно на початку і в кінці інтервалу швидкостей.

Для підвищення точності розрахунку інтервали швидкостей беруть рівними 0,5–1 м/с – на першій передачі, 1–3 м/с – на проміжних і 3–4 м/с – на вищій.

При зміні швидкості від  $v_1$  до  $v_2$  середнє прискорення

$$a'_{cp} = \frac{v_2 - v_1}{\Delta t} = \frac{\Delta v_1}{\Delta t_1}.$$

Отже, час розгону в тому ж інтервалі швидкостей



$$\Delta t_1 = \frac{\Delta v_1}{a'_{cp}}. \quad (47)$$

В інтервалі швидкостей  $v_2-v_3$  час розгону  $\Delta t_2 = \frac{\Delta v_2}{a''_{cp}}$ , а загальний час розгону від мінімально стійкої швидкості до кінцевої  $t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n$ .

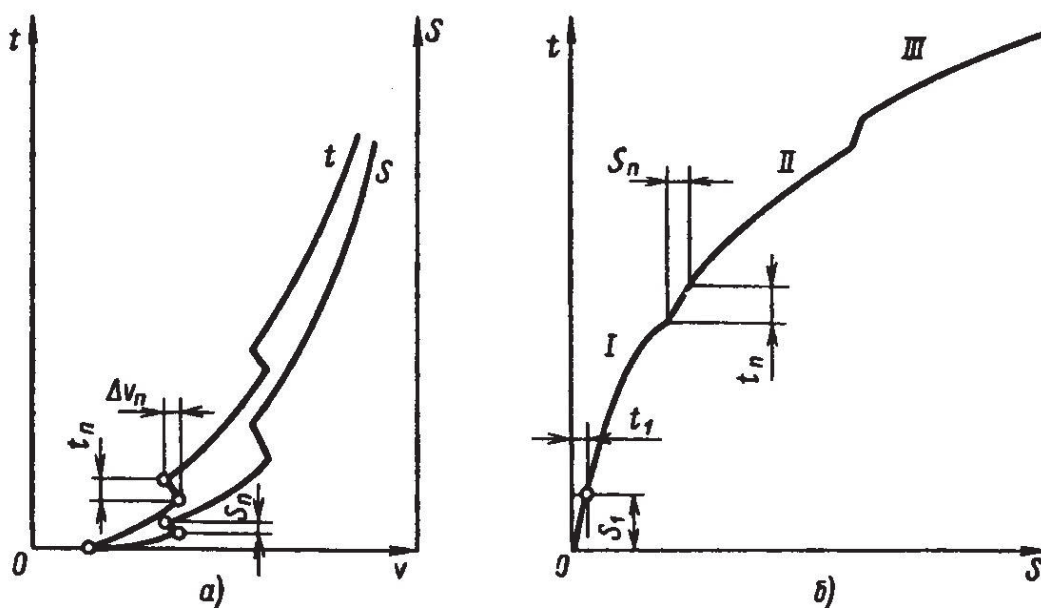


Рис. 3.5. Параметри розгону автомобіля:  
а – графік часу і шляху розгону; б – графік інтенсивності розгону

За значеннями  $t$ , визначеними для різних швидкостей, будують криву часу розгону, починаючи її з швидкості  $v_{min}$ , для якої  $t=0$  (рис. 3.5, а). Для швидкості  $v_2$  відкладають значення  $\Delta t_1$ , для швидкості  $v_3$  – значення  $\Delta t_1 + \Delta t_2$  і т.д. Отримані точки сполучають плавною кривою.

Для визначення максимальної інтенсивності розгону у розрахунок вводять максимально можливі при даній швидкості прискорення. Тому, наприклад, час розгону автомобіля з чотириступінчастою коробкою передач (див. рис. 3.4,б) визначають в такій послідовності: від швидкості  $v_{min}$  до швидкості  $v'_1$  за кривою  $a_I$  (ділянка **ab**), від швидкості  $v'_1$  до швидкості  $v'_2$  за кривою  $a_{II}$  (ділянка **bc**), від швидкості  $v'_2$  до швидкості  $v'_3$  за кривою  $a_{III}$  (ділянка **de**) і від швидкості  $v'_3$  до максимальної швидкості  $v_{max}$  за кривою  $a_{IV}$  (ділянка **fg**). При швидкостях  $v'_1, v'_2$  доцільно перемикає передачі.



Час перемикання передач  $t_n$  залежить від кваліфікації водія, конструкції коробки передач і типу двигуна. У дизелів кутова швидкість колінчастого валу зменшується до кутової швидкості холостого ходу повільніше, ніж у карбюраторних двигунів, через великі інерційні маси. Для водіїв вищої кваліфікації  $t_n=0,5-3$  с.

Величину  $\Delta v_n$  (рис. 3.5,а) зменшення швидкості автомобіля під час перемикання передач можна визначити за формулою, отриманою шляхом розв'язування рівняння руху накатом:

$$\Delta v_n = \frac{\psi t_n g}{\delta_{об}} \approx 9,3 \psi t_n. \quad (48)$$

При розрахунку шляху  $S$  розгону умовно вважають, що в кожному інтервалі швидкостей автомобіль рухається рівномірно з середньою швидкістю  $v_{cp}=0,5(v_1+v_2)$ . Приріст шляху ( $y$  м) в кожному з інтервалів швидкостей:

$$\Delta S = v_{cp} \Delta t = \frac{v_{cp} \Delta v}{a_{cp}}. \quad (49)$$

Складаючи отримані значення  $\Delta S$ , будують сумарну криву  $S$ , починаючи з тієї ж швидкості, з якої будували криву  $t$ . Шлях  $S_n$  ( $y$  м), пройдений автомобілем за час перемикання передач, визначають за формулою:

$$S_n = v_n t_n = v_n - 4,7 \psi t_n \bar{t}_n, \quad (50)$$

де  $v_n$  – середня швидкість автомобіля за час перемикання передач, м/с;  $v_n$  – швидкість автомобіля у момент початку перемикання передач, м/с.

Зв'язок між часом і шляхом розгону наочно ілюструє графік інтенсивності розгону (рис. 3.5,б). Для побудови цього графіка в координатах  $t-S$  наносять спочатку значення часу  $t_1$  і шляху  $S_1$ , що відповідають розгону автомобіля від швидкості  $v_1$  до швидкості  $v_2$ , потім значення  $t_1+t_2$  і  $S_1+S_2$  для інтервалу швидкостей  $v_1-v_3$  і т.д. Після цього отримані точки сполучають плавною кривою.

## Тема 4. ВПЛИВ КОНСТРУКЦІЙНИХ ЧИННИКІВ НА ТЯГОВУ ДИНАМІЧНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

### План

- 4.1. Вплив конструкційних чинників на тягову динамічність автомобіля.
- 4.2. Випробування автомобіля на динамічність. Види, методи й умови випробувань.
- 4.3. Стенди для випробувань автомобіля на динамічність.

### 4.1. Вплив конструкційних чинників на тягову динамічність автомобіля

Тягова динамічність автомобіля залежить від його конструктивних параметрів і якості дороги. З конструкційних чинників найбільше значення мають форма кривої швидкісної характеристики двигуна, ККД трансмісії, передаточні числа трансмісії.

**Форма швидкісної характеристики.** На рис. 4.1 показано баланс потужностей одного і того ж автомобіля при встановленні на нього двигунів різних типів: карбюраторного (крива  $N_T'$ ) і дизеля (крива  $N_T''$ ). Значення  $N_{max}$  і  $v_{max}$  для обидвох двигунів прийняті однаковими. Карбюраторний двигун має більш випуклу характеристику, ніж дизель, що забезпечує йому більший запас потужності при тій же швидкості, наприклад при  $v_1$ . Отже, автомобіль може подолати більший опір або розвинути більше прискорення.

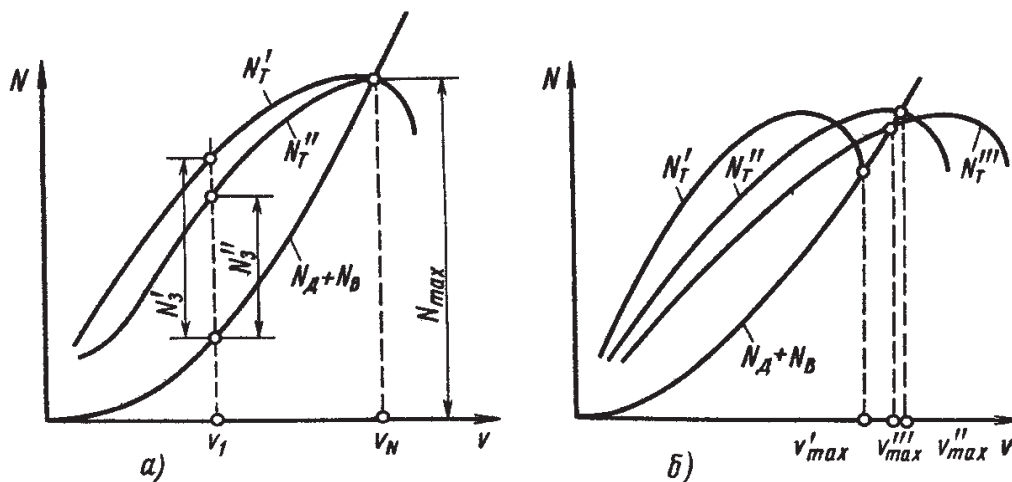


Рис. 4.1. Баланс потужностей автомобіля:

а – з двигунами різних типів; б – з різними головними передачами

**ККД трансмісії.** Цей чинник оцінює величину непродуктивних втрат енергії. Зменшення ККД, викликане зростанням втрат енергії на тертя, приводить до зменшення сили тяги на ведучих колесах. У результаті знижуються максимальна швидкість автомобіля і максимальний коефіцієнт опору дороги, який може подолати автомобіль.

Застосування в холодну пору року літніх трансмісійних олив, що мають велику в'язкість, приводить до збільшення моменту  $M_{тр}$ , що особливо помітно під час рушання автомобіля з місця.

**Передаточні числа трансмісії.** Від передаточного числа головної передачі значною мірою залежить максимальна швидкість автомобіля. На рис. 4.1,б показаний баланс потужностей автомобіля при встановленні на нього трьох різних головних передач, причому  $u_0' > u_0'' > u_0'''$ . Абсциси точок перетину кривих потужності тяги  $N_T'$ ,  $N_T''$  і  $N_T'''$  з кривою опору руху  $N_d + N_b$  визначають значення максимальних швидкостей  $v_{max}'$ ,  $v_{max}''$  і  $v_{max}'''$ . Найбільшою є швидкість  $v_{max}''$ , оскільки двигун при цьому розвиває максимальну потужність і передаточне число  $u_0''$  є оптимальним.

Від передаточного числа першої передачі залежить величина максимального опору дороги, який може подолати автомобіль. Передаточні числа проміжних передач підбирають так, щоб забезпечити максимальну інтенсивність розгону. Цю вимогу задовольняють співвідношення, близькі до геометричної прогресії:

$$u_I/u_{II} = u_{II}/u_{III} = u_{III}/u_{IV} = \dots = u_n/u_{n+1}.$$

Збільшення числа передач у коробці покращує тягову динамічність автомобіля. На рис.4.2 показані динамічні характеристики автомобіля при встановленні на нього триступінчастої (рис. 4.2,а) і чотириступінчастої (рис. 4.2,б) коробок передач. Динамічні фактори на першій і останніх передачах в обидвох випадках однакові. Проте порівнюючи максимальні швидкості на різних дорогах, бачимо, що на дорозі, яка характеризується коефіцієнтом опору  $\psi_1$ , максимальна швидкість  $v_{max}$  автомобіля з триступінчастою коробкою менша за максимальну швидкість автомобіля, на якому встановлена чотириступінчаста коробка передач. Відповідно менші і максимальні швидкості  $v_{max}''$  при коефіцієнті опору, рівному  $\psi_2$ . Отже, збільшення числа передач у коробці приводить до зростання середньої швидкості автомобіля.

Проте при надмірно великому числі ступеней збільшуються складність і маса коробки передач та зростає трудність управління автомобілем.

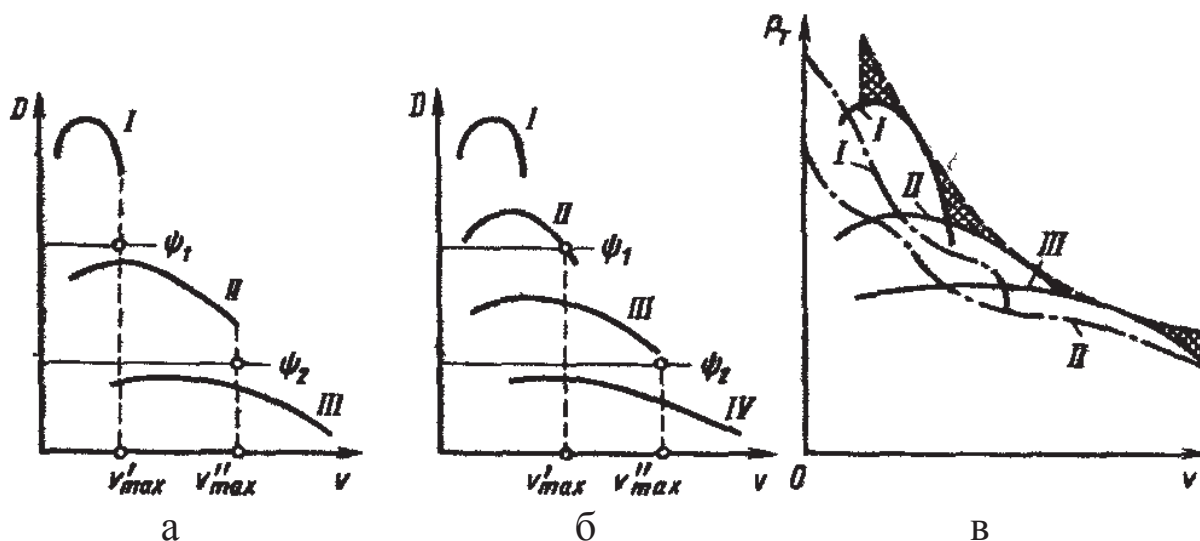


Рис. 4.2. Вплив трансмісії на динамічність автомобіля:

а – динамічна характеристика автомобіля з триступеневою коробкою передач; б – з чотириступеневою коробкою; в – тягова характеристика автомобіля з різними трансмісіями

Автомобілі деяких типів оснащують безступінчастою трансмісією, наприклад, гідромеханічною або електромеханічною. Обидві вони забезпечують легкість керування автомобілем, плавність розгону, добру прохідність завдяки можливості рухатися з невеликою швидкістю  $v_{\min}$  і зменшення динамічних навантажень.

Тягові характеристики автомобіля з трансмісіями різних типів показані на рис. 4.2,в. Якби ККД безступінчастої трансмісії був рівний ККД механічної трансмісії, то зміна сили тяги характеризувалася б штриховою кривою. У такого автомобіля сила тяги у багатьох випадках була б більшою, ніж у автомобіля із ступінчастою коробкою передач. Надлишок сили тяги забезпечив би автомобілю кращу динамічність. Проте ККД існуючих безступінчастих трансмісій нижчий, ніж у механічних трансмісій. Сила тяги автомобіля (штрихпунктирні криві) є дещо менша за значення, що характеризуються штриховою кривою, що викликає деяке погіршення динамічності і паливної економічності автомобіля.

**Маса автомобіля.** Підвищення маси автомобіля приводить до збільшення сили інерції і сил опору коченню і підйому і, як наслідок, погіршує динамічність автомобіля.

**Обтічність автомобіля.** Для сучасних легкових автомобілів характерні контури з плавними переходами, що забезпечують хороше обтікання кузова потоком повітря. Найбільший вплив на обтічність автомобіля робить його передня частина. Повітряний потік, що одержав великі збурення при набіганні на передню частину кузова, вже не дає доброго обтікання, якою б не була форма середньої і задньої частин. Для покращення обтічності кришку капота роблять похилою. Вітрове скло виконують напівкруглим, дах - трохи опуклим. У вантажних автомобілів помітне зниження аеродинамічного опору дає заокруглення передніх кутів вантажної платформи. Ще кращі результати одержані при затягуванні платформи тентом. У автопоїздів з напівпричепами аеродинамічний опір знижують, встановлюючи на тягачах спойлери, що запобігають інтенсивному завихренню. За даними Центрального науково-дослідного автомобільного і автотранспортного інституту (НАМИ), установка спойлера на даху тягача може зменшити силу опору повітря на 15–30%. Спойлер, закріплений під переднім буфером перед колесами, знижує аеродинамічний опір на 10–15%.

#### **4.2. Випробування автомобіля на динамічність. Види, методи й умови випробувань**

Під час випробувань на динамічність визначають мінімальну стійку і максимальну швидкості руху, максимальне прискорення, час і шлях розгону та вибігу, а також силу тяги на колесах. Випробування проводять відповідно до вимог державних стандартів.

Динамічні випробування поділяються на дорожні та стендові. Дорожні випробування якнайповніше відображають реальні експлуатаційні умови, але точність їх невисока. На стендах створюються стабільні умови випробувань, застосовується сучасна апаратура, яка автоматично в процесі експерименту обробляє результати вимірювань. Стендові випробування можна проводити у будь-який час року. Проте на стендах важко, а в деяких випадках неможливо відтворити реальні експлуатаційні умови. Тому дорожні випробування доповнюють стендові і навпаки.

Перед проведенням випробувань визначають вагові показники автомобіля і коефіцієнти опору коченню та зчеплення шин з дорогою. Безпосередньо перед початком випробувань усі агрегати автомобіля повинні бути прогріті шляхом пробігу протягом 0,5-1 год, а в період

випробувань температура охолоджуючого середовища й оливи повинна підтримуватися у встановлених межах. Температура повітря повинна бути від +5 до +25°C при швидкості вітру не більш 3 м/с. Випробування проводять на рівній горизонтальній ділянці дороги з асфальтобетонним покриттям при повному навантаженні.

При випробуваннях автомобілів визначаються швидкісні характеристики: "розгін — вибіг" на вищій і попередній передачах і під час руху дорогою зі змінним повздовжнім профілем; максимальна й умовна максимальна швидкості, час розгону на ділянках шляху завдовжки 400 і 1000 м, а також час розгону до заданої швидкості.

Швидкісна характеристика визначається на ділянці шляху завдовжки 13–15 км. Ділянка шляху зі змінним повздовжнім профілем повинна містити підйом і спуск завдовжки 500-700 м з ухилом 4–5 %.

Розгін автомобіля при визначенні характеристики "розгін — вибіг" проводиться до найбільшої швидкості на шляху 2000 м. Максимальна швидкість визначається на вищій передачі при повній подачі палива. Умовна максимальна швидкість визначається при розгоні з місця як середня швидкість проходження останніх 400 м ділянки шляху завдовжки 2000 м. За характеристикою "розгін — вибіг" визначають час розгону на ділянках шляху 400 і 1000 м, а також час розгону до заданої швидкості.

Мінімальну стійку швидкість визначають на двох послідовних ділянках руху по 100 м кожна, з відстанню між ними 200–300 м. Установлення постійної швидкості руху повинне забезпечуватися до в'їзду автомобіля на першу ділянку. На проміжній ділянці швидкість збільшується до 20–25 км/год шляхом різкого збільшення подачі палива. Перед входом на другу ділянку швидкість знову знижується.

Під час руху на прямій передачі проводять також випробування на приємність автомобіля шляхом різкого розгону з початковою швидкістю 15 км/год до швидкості, що становить 80% від максимальної на цій передачі.

### **4.3. Стенди для випробувань автомобіля на динамічність**

Для визначення сили тяги автомобіля використовують барабанні (рис. 4.3, а-в) або роликові (рис. 4.3, г) стенди. На стендах першого типу колеса спираються на барабан відносно великого діаметру, і умови кочення шини майже не відрізняються від умов кочення



пласкою дорогою. На роликівих стендах опір коченню значно більший за опір коченню на дорозі внаслідок значної деформації шин.

При випробуваннях на сталих режимах руху навантаження на двигун і трансмісію автомобіля створюється гідравлічним або індукторним гальмом. Рідше використовують гальмівні машини у вигляді балансірних генераторів. Випробування автомобіля на несталіх режимах руху (розгін) здійснюється в основному за допомогою електричних генераторів, які мають незначне запізнення у відпрацюванні заданого моменту навантаження.

При випробуваннях автомобіля на несталіх режимах руху в кожен момент розгону автомобіля опір рухові, що розвивається гальмівною машиною на бігових барабанах, повинен бути рівним опору, що долається автомобілем у реальних дорожніх умовах. Моделювання закону навантаження за такою функціональною залежністю здійснюється за допомогою ЕОМ.

Схема стенду з біговими барабанами для випробування автомобілів показана на рис. 4.3,д. Автомобіль колесами ведучого моста встановлюють на бігові барабани 1 і закріплюють розтяжками. Кінець валу бігових барабанів через редуктор 3 і динамометричну муфту 2 сполучений з гальмівним генератором 4. Кінець валу гальмівного генератора зв'язаний з тахогенератором 4. Весь цей привідний блок монтується на загальній основі.

Електрична частина стенду включає гальмівний генератор 4, тахогенератор 5 і законодаючий пристрій. У законодаючий пристрій входить три функціональні блоки 6, що формують сигнали, пропорційні швидкості  $v$ , квадрату швидкості  $v^2$  і прискоренню  $a$ , суматори 7, підсилювач 8, блок порівняння 9, електромашинний підсилювач 10 і перетворювач 11.

При обертанні бігових барабанів тахогенератор виробляє напругу, пропорційну частоті обертання, тобто швидкості "руху". На початку руху та при рушанні автомобіля сигнал швидкості малий, і на виходах блоків  $v$  і  $v^2$  він також невеликий. Проте на виході блоку  $a$  сигнал пропорційний прискоренню автомобіля і значний за своєю амплітудою. Напруга на виході суматора в основному визначається сигналом від блоку  $a$ . Після підсилення цей сигнал поступає в обмотку збудження генератора 4. Напруга, що виробляється генератором 4, розсіюється у вигляді теплової енергії на навантажувальному резисторі. Отже, у початковий момент руху сила



опору залежить в основному від прискорення автомобіля у реальних умовах руху.

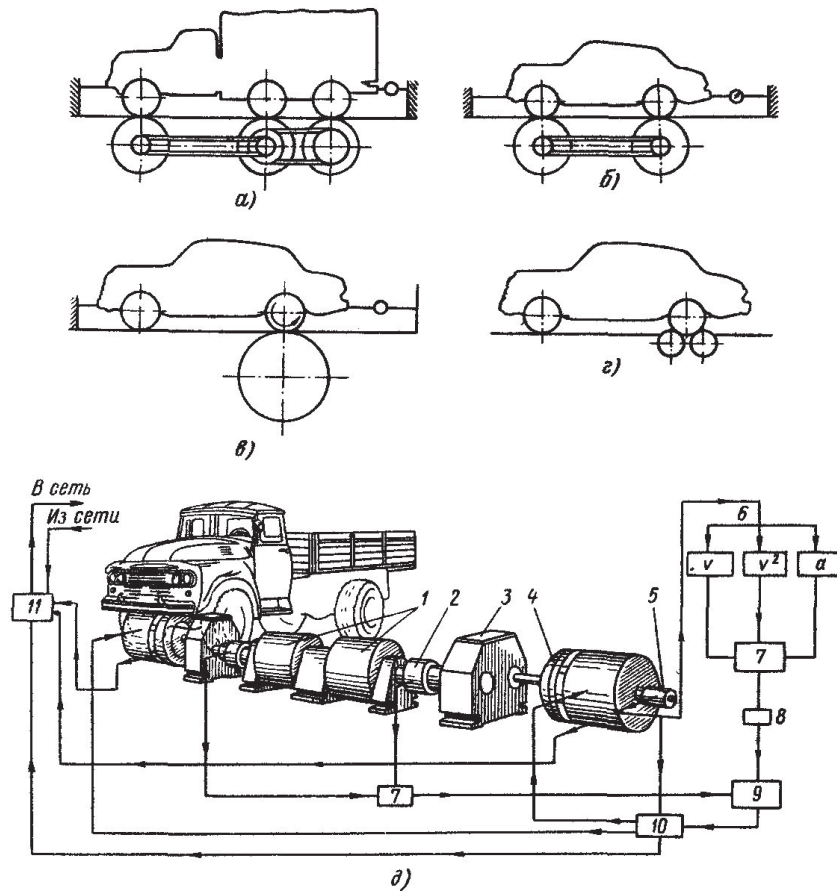


Рис. 4.3. Стенди для випробування автомобілів на динамічність:  
 а-в – барабанні стенди; г – роликові стенди; д – стенд з програмним відтворенням сил опору рухові

У міру збільшення швидкості автомобіля його прискорення падає, але зростає сила опору коченню. Напряга тахогенератора, сумуючись в блоці 7 з сигналом від блоку  $v^2$ , створює після підсилення таку напругу збудження гальмівного генератора, при якій забезпечується необхідне навантаження на автомобіль.

Проте зміна гальмівного моменту не точно слідує за всіма змінами управляючого сигналу, оскільки характеристики гальмівного генератора й електромашинного підсилювача нелінійні. Для того, щоб гальмівний момент генератора точно відповідав заданому закону навантаження, у ланцюг керування навантаженням вводиться негативний зворотний зв'язок за моментом навантаження. Зворотний зв'язок створюється датчиком гальмівного моменту 2 –

динамометричною муфтою, яка підключена до входу блоку 9, утворюючи негативний зворотний зв'язок у системі автоматичного регулювання навантаження. Отже, у суматорі здійснюється порівняння заданого і відпрацьованого законів навантаження двигуна автомобіля гальмівним генератором залежно від швидкості руху. При неузгодженні дійсного навантаження і заданого відбувається формування на виході суматора різницевого сигналу управління, який вводить у заданий режим роботи гальмівний генератор. Цей процес відбувається безперервно в період розгону автомобіля, а навантаження має коливальний характер. Чим вища частота регулювання, тим менша амплітуда коливального процесу навантаження. Для реєстрації досліджуваних параметрів руху, тобто швидкості, прискорення, крутного моменту, до відповідних блоків підключають самописець 10 або осцилограф.

## Тема 5. ГАЛЬМІВНА ДИНАМІЧНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

### План

- 5.1. Безпека руху і гальмівний момент.
- 5.2. Гальмівна сила і рівняння руху автомобіля під час гальмування.
- 5.3. Розподіл гальмівної сили між мостами автомобіля.
- 5.4. Способи гальмування автомобіля.

### 5.1. Безпека руху і гальмівний момент

**Безпека руху.** Для повнішого задоволення потреб народного господарства країни в перевезеннях вантажів і пасажирів необхідне збільшення інтенсивності автомобільного руху, а також підвищення швидкості та вантажопідйомності рухомого складу. У зв'язку з цим ефективність і безпека гальмування автомобілів набувають особливої актуальності.

Більше половини усіх аварій, що виникають з технічних причин, відбувається через несправності гальмівної системи. Особливо важкі наслідки викликає неправильне регулювання або вихід з ладу одного з гальмівних механізмів. У цьому випадку під час гальмування автомобіль заносить і він втрачає стійкість.

Тягові та гальмівні властивості автомобіля пов'язані між собою. Чим вища швидкість автомобіля, тим більше уваги потрібно приділяти безпеці руху і, отже, тим кращими повинні бути гальмівні властивості автомобіля.

**Гальмівний момент.** Можливі декілька способів гальмування автомобіля: без використання гальмівної системи (рух накатом), тільки гальмівною системою, спільно гальмівною системою і двигуном, тільки двигуном, періодичним включенням гальмівної системи. При тривалих гальмуваннях автомобіля, наприклад, на затяжних схилах, відбувається інтенсивне зношування деталей гальмівних механізмів. Для їх збереження у гальмівну систему включають сповільнювачі, що дають змогу плавно знижувати швидкість і підтримувати її у потрібних межах.

Величина гальмівного моменту  $M_{\Gamma}$ , що створюється гальмівним механізмом, залежить від його конструкції і тиску в гальмівному приводі. Для найпоширеніших типів приводу — гідравлічного та пневматичного – сила тиску на колодку прямо пропорційна тиску в

приводі під час гальмування. Формула для визначення гальмівного моменту (у Нм) може бути подана у такому вигляді:

$$M_{\Gamma} = v_{\Gamma} p_0,$$

де  $v_{\Gamma}$  — коефіцієнт пропорційності;  $p_0$  — тиск у гальмівному приводі, Па.

Коефіцієнт  $v_{\Gamma}$  залежить від багатьох чинників (від нагріву, попадання води тощо) і може змінюватися у досить широких межах.

## 5.2. Гальмівна сила та рівняння руху автомобіля при гальмуванні

**Гальмівна сила.** При гальмуванні елементарні сили тертя, розподілені по поверхні фрикційних накладок, створюють результуючий момент тертя  $M_{\Gamma}$ , направлений у бік, протилежний обертанню колеса, а між колесом і дорогою виникає гальмівна сила  $P_{\Gamma}$ . Максимальна гальмівна сила  $P_{\Gamma\max}$  рівна силі зчеплення шини з дорогою. Сучасні автомобілі мають гальма на усіх колесах. У двовісного автомобіля (рис. 5.1) максимальна гальмівна сила (у Н)

$$P_{\Gamma\max} = P_{\Gamma1} + P_{\Gamma2} = \varphi_x (R_{z1} + R_{z2}) = \varphi_x G. \quad (51)$$

**Рівняння руху автомобіля при гальмуванні.** Складемо в загальному вигляді рівняння руху автомобіля при гальмуванні на підйомі. Для цього спроектуємо усі сили, що діють на автомобіль при гальмуванні (див. рис. 5.1), на площину дороги:

$$\begin{aligned} P_{\Gamma1} + P_{\Gamma2} + P_{\kappa1} + P_{\kappa2} + P_{\pi} + P_{\nu} + P_{\Gammaд} + P_{\Gammaтр} - P_i &= \\ = P_{\Gamma} + P_{д} + P_{\nu} + P_{\Gammaд} + P_{\Gammaтр} - P_i &= 0 \end{aligned}, \quad (52)$$

де  $P_{\Gamma} = P_{\Gamma1} + P_{\Gamma2}$ ;  $P_{д}$  — сила опору дороги,  $P_{д} = P_{\kappa1} + P_{\kappa2} + P_{\pi}$ ,  $P_{\Gammaд}$  — сила тертя у двигуні, приведена до ведучих коліс;  $P_{\Gammaтр}$  — сила гідравлічних втрат у трансмісії при роботі двигуна в режимі холостого ходу, приведена до ведучих коліс.

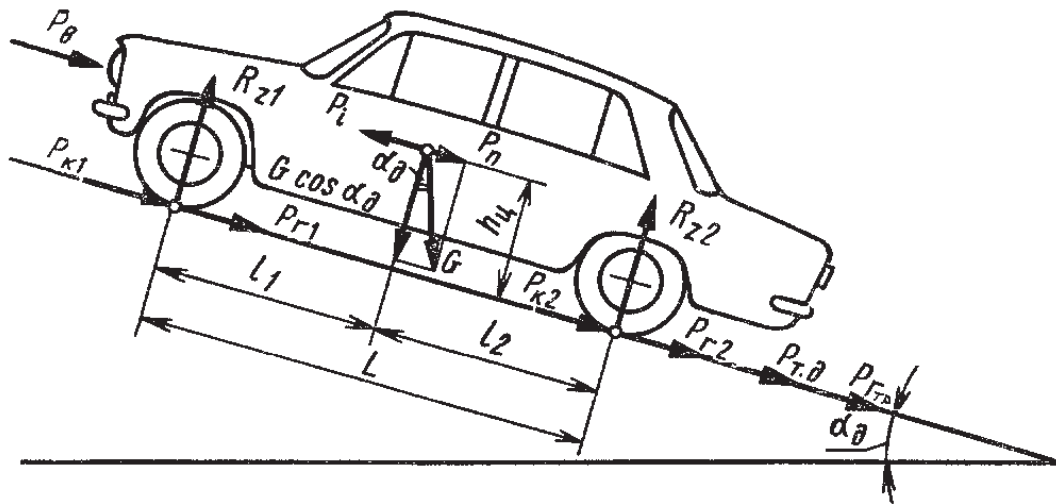


Рис.5.1. Сили, що діють на автомобіль під час гальмування на підйомі

Знаючи момент тертя  $M_{ТД}$  в двигуні (формула (3), силу тертя в двигуні визначимо за формулою  $P_{ТД} = \frac{M_{ТД} u_{тр}}{\eta_{об} r}$ .

Розглянемо випадок гальмування автомобіля тільки гальмівною системою (нейтральна передача в коробці переміни передач), коли сила  $P_{ТД}=0$ .

Враховуючи, що швидкість автомобіля під час гальмування зменшується, можна вважати, що сила  $P_B \approx 0$ . У зв'язку з тим, що сила  $P_{Гтр}$  мала порівняно з силою  $P_G$ , нею також можна нехтувати, особливо при екстремому гальмуванні. Прийняті допущення дають змогу записати рівняння (59) так:

$$P_G + P_d - P_i = 0.$$

Враховуючи вирази (13), (21) і (58), отримаємо:

$$\varphi_x G + \psi G - \delta_n m a_c = 0,$$

де  $\delta_n$  – коефіцієнт врахування оберткових мас при відключеному двигуні (нейтральна передача);  $m$  — маса автомобіля, кг.

З останнього виразу після перетворення отримаємо рівняння руху автомобіля при гальмуванні на негоризонтальній ділянці дороги:

$$\varphi_x + \psi - \frac{\delta_n}{g} a_c = 0. \quad (53)$$

Як вимірювачі гальмівної динамічності автомобіля використовують сповільнення при гальмуванні  $a_c$  (у  $\text{м/с}^2$ ), час гальмування  $t_r$  (у с) і гальмівний шлях  $S_r$  (у м). Найбільше значення мають сповільнення і гальмівний шлях.

**Сповільнення при гальмуванні автомобіля.** З формули (52) знайдемо сповільнення:

$$a_c = \frac{P_{\Gamma} + P_d + P_v + P_{\Gamma_{\text{тр}}}}{\delta_{\text{об}} m}.$$

Якщо гальмівні сили на всіх колесах досягли значення сил зчеплення, то, нехтуючи силами  $P_v$  і  $P_{\Gamma_{\text{тр}}}$ , з рівняння отримаємо:

$$a_c = \frac{\varphi_x + \psi \vec{g}}{\delta_H}. \quad (54)$$

Коефіцієнт  $\varphi_x$  зазвичай значно більший за коефіцієнт  $\psi$ , тому у разі повного гальмування автомобіля величиною  $\psi$  у виразі (54) можна знехтувати. Тоді:

$$a_c = \frac{\varphi_x g}{\delta_H} \approx \varphi_x g. \quad (55)$$

Якщо під час гальмування коефіцієнт  $\varphi_x$  не змінюється, то і сповільнення  $a_c$  не залежить від швидкості автомобіля (рис. 5.2, а і б).

**Час гальмування.** Цей параметр можна визначити, використовуючи криву  $a_c = f(\vec{v})$ . Знайшовши за графіком  $a_c$  для декількох значень швидкості, визначають середнє сповільнення у кожному інтервалі швидкостей. Потім за формулою (47) знаходять приріст часу  $\Delta t$  у кожному інтервалі і, підсумовуючи набуті значення, визначають час гальмування. Графік залежності  $t_r = f(\vec{v})$  показаний на рис. 5.2, а.

Уявлення про зміну швидкості і уповільнення при гальмуванні дає діаграма, зображена на рис. 5.3, а.

Відрізок  $t_p$  на діаграмі відповідає часу реакції водія, протягом якого він приймає рішення про гальмування і переносить ногу з педалі керування подачею палива на педаль гальма. Час реакції водія

залежить від його індивідуальних особливостей і кваліфікації і є у межах 0,4–1,5 с.

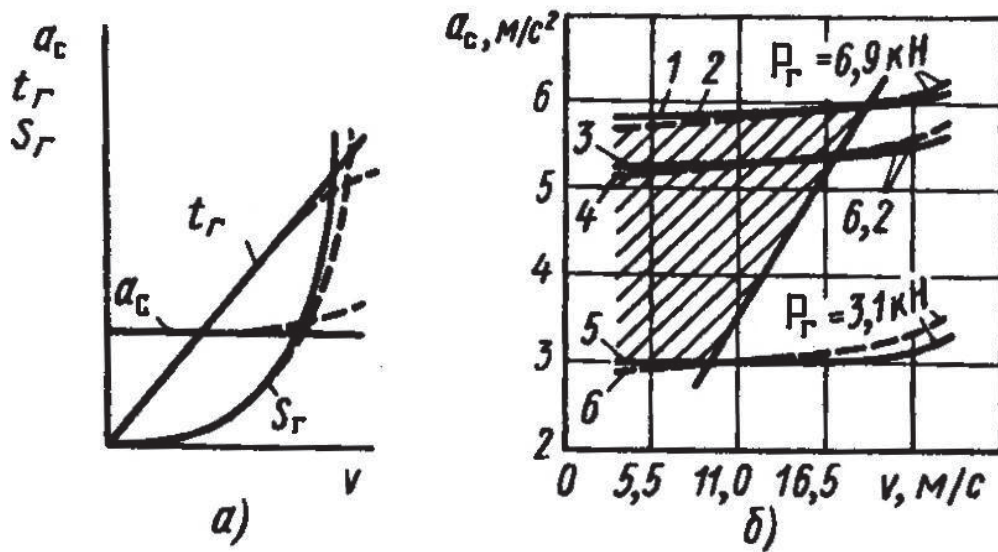


Рис. 5.2. Вимірювачі гальмової динамічності автомобіля:  
 а – сповільнення, час гальмування і гальмовий шлях під час гальмування гальмовою системою; б – сповільнення під час різних способів гальмування: суцільні лінії – з урахуванням сил  $P_k$ ,  $P_b$ ,  $P_{тр}$ ; суцільні – без урахування цих сил; 1, 3, 5 – гальмування гальмовою системою; 2, 4, 6 – гальмування двигуном і гальмовою системою

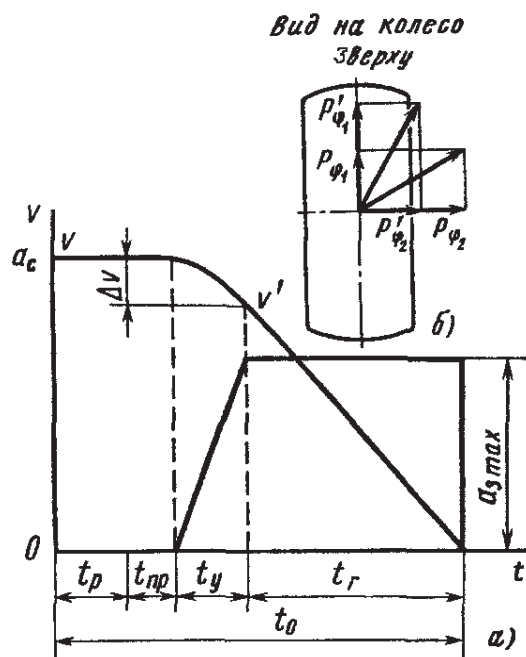


Рис. 5.3. Параметри гальмування автомобіля:  
 а – гальмова діаграма; б – повздовжні та поперечні сили зчеплення під час різної інтенсивності гальмування



Відрізок  $t_{пр}$  є часом спрацьовування гальмівного приводу від моменту натискання на педаль гальма до початку сповільнення. Протягом цього часу відбувається переміщення усіх рухомих деталей гальмівного приводу. Час  $t_{пр}$  залежить від типу гальмівного приводу, а також від його технічного стану та є у межах 0,2–0,4 с для гідравлічного приводу і 0,6–0,8 с – для пневматичного приводу. У автопоїздів з пневматичним гальмівним приводом час  $t_{пр}$  може складати 1–2 с.

Відрізок  $t_y$  характеризує час, протягом якого сповільнення збільшується від нуля (початок дії гальм) до максимального значення. Цей час залежить від інтенсивності гальмування, навантаження на автомобіль, типу та стану дорожнього покриття.

Нижче наведені наближені значення часу  $t_y$  (у с) при екстремому гальмуванні автомобіля з блокуванням усіх коліс.

Легкові автомобілі .....	0,05–0,2
Вантажні автомобілі й автобуси з гідравлічним приводом гальм .....	0,05–0,4
Вантажні автомобілі з пневматичним приводом гальм вантажопідйомністю до 4500 кг .....	0,15–1,2
Те саме, вантажопідйомність понад 4500 кг .....	0,2–1,5
Автобуси з пневматичним приводом гальм .....	0,2–0,3

Менші значення часу  $t_y$  відповідають дорогам з малим коефіцієнтом зчеплення, причому навантаження автомобіля у цьому випадку практично не впливає на цей час; більші значення — руху автомобіля з повним навантаженням на дорогах з великим коефіцієнтом зчеплення.

Відрізок  $t_r$  є часом гальмування з максимальною інтенсивністю. Протягом часу  $t_p + t_{пр}$  автомобіль рухається рівномірно зі швидкістю  $v$ , протягом часу  $t_y$  – сповільнено, а протягом часу  $t_r$  сповільнення практично постійне.

Щоб визначити час  $t_3$ , необхідний для зупинки автомобіля з моменту виникнення небезпеки, тобто так званий зупинковий час, повернемося до рис. 5.3,а. За час  $t_y$  сповільнення змінюється згідно із законом, близьким до лінійного, і можна вважати, що автомобіль рухається із сповільненням, рівним приблизно  $0,5a_{сmax}$ . Тоді приріст швидкості  $\Delta v = v - v' = 0,5a_{сmax} t_y$ .

Отже, на початку екстремого гальмування із сповільненням:

$$v' = v - 0,5a_{c\max} t_y. \quad (56)$$

Якщо надалі автомобіль рухається рівносповільнено з сповільненням  $a_{c\max}$  і зупиняється в кінці гальмування, то швидкість протягом часу  $t_\Gamma$  зменшується за лінійним законом від  $v' = a_{c\max} t_\Gamma$  до  $v' = 0$ .

Розв'язуючи отримане рівняння щодо часу  $t_\Gamma$ , підставляючи значення швидкості  $v'$ , маємо:

$$t_\Gamma = \frac{v}{a_{c\max}} - 0,5t_y.$$

Отже, зупинковий час

$$t_3 = t_p + t_{пр} + t_y + t_\Gamma = t_p + t_{пр} + 0,5t_y + \frac{v}{a_{c\max}} = t_{сум} + \frac{v}{a_{c\max}}, \quad (57)$$

де  $t_{сум} = t_p + t_{пр} + 0,5t_y$ .

Якщо гальмівні сили на всіх колесах автомобіля одночасно досягають значення сил зчеплення, то сповільнення визначають за формулою (55). Тоді, приймаючи коефіцієнт  $\delta_{ог} \approx 1$ , отримаємо

$$t_3 = t_{сум} + \frac{v}{\varphi_x g}. \quad (58)$$

**Гальмівний шлях.** Цей параметр визначають, використовуючи криву  $t_\Gamma = f(v)$  і вважаючи, що в кожному інтервалі швидкостей автомобіль рухається рівносповільнено. Розбивши криву на декілька відрізків, за формулою (49) визначають приріст шляху  $\Delta S$  у кожному інтервалі швидкостей так само, як це робили при визначенні шляху розгону. Склавши отримані значення і прирости шляху  $\Delta S$ , визначають загальний шлях гальмування  $S_\Gamma$ . Приклад графіка залежності  $S_\Gamma = f(v)$  з урахуванням сил  $P_k$ ,  $P_v$  і  $P_{\Gamma гр}$  і без урахування цих сил показаний на рис. 5.2, а.

Відстань, потрібну для зупинки автомобіля з моменту виникнення небезпеки, тобто довжину так званого зупинкового шляху можна визначити, якщо прийняти, що сповільнення змінюється так, як показано на рис. 5.3, а.

Як і раніше, прийmemo, що при зменшенні швидкості від  $v$  до  $v'$  автомобіль рухається з постійним сповільненням  $a_{\text{cep}}$ , рівним  $0,5a_{\text{cmax}}$ . Тоді згідно з формулою (49) шлях, пройдений автомобілем за цей період,

$$\Delta S_y = \frac{v_{\text{cep}} \Delta v_{\text{cep}}}{a_{\text{cep}}} = \frac{0,5(v + v') - v'}{a_{\text{cmax}}} = \frac{v^2 - v'^2}{2a_{\text{cmax}}}.$$

Гальмівний шлях при зменшенні швидкості від  $v'$  до нуля (у м) під час екстреного гальмування:

$$S_{\Gamma} = \frac{v'^2}{2a_{\text{cmax}}}. \quad (59)$$

Якщо гальмівні сили на всіх колесах автомобіля одночасно досягли значень сил зчеплення, то з урахуванням рівняння (55) при  $P_{\text{тд}}=P_{\text{в}}=0$  гальмівний шлях автомобіля

$$S_{\Gamma} = \frac{\delta_{\text{об}} m v'^2}{2(\varphi_x + f) G \cos \alpha + G \sin \alpha} \approx \frac{\delta_{\text{об}} v'^2}{2\varphi_x g} \approx \frac{v^2}{2\varphi_x g}.$$

Гальмівний шлях прямо пропорційний квадрату швидкості автомобіля у момент початку гальмування. Тому при збільшенні початкової швидкості гальмівний шлях зростає особливо швидко (див. рис. 5.2, а).

Зупинковий шлях  $S_3$ , потрібний для зупинки автомобіля, більший за шлях  $S_{\Gamma}$ , оскільки в нього входить також шлях автомобіля за час  $t_{\text{сум}}$  з постійною швидкістю:

$$S_3 = v(t_p + t_{\text{np}}) + S_y + S_{\Gamma} = v(t_p + t_{\text{np}}) + \frac{v^2}{2a_{\text{cmax}}} = \frac{v^2}{2a_{\text{cmax}}}. \quad (60)$$

Підставляючи у формулу (59) замість швидкості  $v'$  її вираз за формулою (63) і нехтуючи дуже малим значенням добутку, що містить  $t_y^2$ , отримаємо:

$$S_3 = vt_{\text{сум}} + \frac{v^2}{2a_{\text{сmax}}}. \quad (61)$$

Знаючи величину  $a_c$ , зупинковий шлях визначають за формулою

$$S_3 = vt_{\text{сум}} + \frac{v^2}{2\varphi_x g}. \quad (62)$$

Для визначення  $t_3$  і  $S_3$  за формулами (57) і (61) повинно бути відоме максимальне сповільнення автомобіля, яке визначають дослідним шляхом. Якщо максимальне сповільнення невідоме, то, знаючи величину  $\varphi_x$ , значення  $t_3$  і  $S_3$  визначають за формулами (58) і (62).

**Показники інтенсивності гальмування автомобіля.** Для перевірки ефективності дії гальмівної системи (робочих гальм) як показники використовують найбільший допустимий гальмівний шлях і найменше допустиме сповільнення для автомобілів без навантаження і з номінальним навантаженням (перевірку інтенсивності гальмування легкових автомобілів і автобусів за умовами безпеки руху проводять без пасажирів). Вказані показники інтенсивності гальмування регламентовані Правилами дорожнього руху.

### 5.3. Розподіл гальмівної сили між мостами автомобіля

При гальмуванні автомобіля сила інерції  $P_i$ , діючи на плечі  $h_{\Pi}$  (див. рис. 5.1), викликає перерозподіл нормальних навантажень між передніми та заднім мостами: навантаження на передні колеса збільшується, а на задні зменшується. Тому нормальні реакції  $R_{z1}$  і  $R_{z2}$ , що діють відповідно на передні та задні мости автомобіля під час гальмування, значно відрізняються від навантажень  $G_1$  і  $G_2$ , які сприймають мости в статичному стані. Ці зміни оцінюють коефіцієнтами  $m_{p1}$  і  $m_{p2}$  зміни реакцій, підрахованими за формулами (37). Для випадку гальмування автомобіля на горизонтальній дорозі коефіцієнти визначають за формулами:

$$m_{p1} = 1 + \frac{\varphi_x h_{ц}}{l_2}; \quad m_{p2} = 1 - \frac{\varphi_x h_{ц}}{l_1}.$$

Отже, нормальні реакції дороги:

$$R_{z1} = m_{p1} G_1; \quad R_{z2} = m_{p2} G_2.$$

Під час гальмування автомобіля найбільші значення коефіцієнтів зміни реакцій є у таких межах:  $m_{p1}=1,5-2$  і  $m_{p2}=0,5-0,7$ .

Максимальну інтенсивність гальмування можна забезпечити за умови повного використання зчеплення усіма колесами автомобіля. Коефіцієнт розподілу гальмівної сили між передніми та задніми мостами визначають за формулою

$$\beta_o = \frac{P_{Г1}}{P_{Г}} = 1 - \frac{P_{Г2}}{P_{Г}}.$$

При оптимальному розподілі гальмівної сили передні та задні колеса автомобіля можуть бути доведені до блокування одночасно. Для цього випадку коефіцієнт

$$\beta_o = \frac{L_2 + \varphi_o h_{ц}}{L}. \quad (63)$$

Більшість гальмівних систем забезпечує незмінне співвідношення між гальмівними силами коліс переднього та заднього мостів ( $P_{Г1}$  і  $P_{Г2}$ ), тому сумарна сила  $P_{Г}$  може досягти максимального значення тільки на дорозі з певним коефіцієнтом зчеплення  $\varphi_o$ . На інших дорогах повне використання зчепної ваги без блокування хоч би одного з мостів (переднього або заднього) неможливе. Проте сучасні автомобілі оснащені гальмівними системами із статичним або динамічним регулюванням розподілу гальмівної сили.

Розподіл загальної гальмівної сили між мостами не відповідає нормальним реакціям, що змінюються під час гальмування, тому фактичне сповільнення автомобіля є меншим, а час гальмування і гальмівний шлях більшими за теоретичні значення цих показників.

Для наближення результатів розрахунку до експериментальних даних у формули вводять коефіцієнт ефективності гальмування  $K_e$ , який враховує ступінь використання теоретично можливої ефективності гальмівної системи. У середньому для легкових автомобілів  $K_e=1,1-1,2$ ; для вантажних автомобілів і автобусів  $K_e=1,4-1,6$ . У цьому випадку розрахункові формули набувають вигляду:

$$\begin{aligned} a_c &= \frac{\varphi_x g}{K_e}; \\ t_3 &= t_{\text{сум}} + \frac{K_e v}{\varphi_x g}; \\ S_{\Gamma} &= \frac{K_e v^2}{2\varphi_x g}; \\ S_3 &= vt_{\text{сум}} + \frac{K_e v^2}{2\varphi_x g}. \end{aligned} \tag{64}$$

#### 5.4. Способи гальмування автомобіля

**Сумісне гальмування автомобіля гальмівною системою і двигуном.** Такий спосіб гальмування застосовують з метою уникнення перегріву гальмівних механізмів і прискореного зношування шин.

При такому способі гальмування автомобіля гальмівний момент на колесах створюється одночасно гальмівними механізмами та двигуном. Оскільки в цьому випадку натисненню на гальмівну педаль передують відпускання педалі керування подачею палива, то кутова швидкість колінчастого вала двигуна повинна була б зменшитися до кутової швидкості холостого ходу. Проте насправді ведучі колеса через трансмісію примусово обертають колінчастий вал. У результаті з'являється додаткова сила  $P_{\text{тд}}$  опору рухові, пропорційна силі тертя у двигуні, що викликає сповільнення автомобіля. Інерція маховика протидіє гальмуючій дії двигуна. Іноді протидія маховика виявляється більшою за гальмуючу дію двигуна, унаслідок чого інтенсивність гальмування дещо знижується.

Розглянемо, у яких випадках доцільно застосовувати сумісне гальмування гальмівною системою і двигуном.

Позначимо через  $a_{c\text{ сум}}$  сповільнення при сумісному гальмуванні, а через  $a_c$  сповільнення при гальмуванні з відключеним від трансмісії двигуном. Тоді рівняння (52) можна написати у такому вигляді:

$$a_{c\text{ сум}} = \frac{P_{\Gamma} + P_{\text{д}} + P_{\text{в}} + P_{\text{ТД}} + P_{\text{тр}}}{\delta_{\text{об}} m},$$

де  $\delta_{\text{об}}$  – коефіцієнт врахування обертових мас, який для даного випадку визначають за формулою (20) або (22);  $P_{\text{тр}}$  – сила тертя у трансмісії при передачі крутного моменту.

При гальмуванні з від'єднаним двигуном коефіцієнт  $\delta_{\text{об}} = \delta_{\text{н}}$ , і тому його визначають за формулою (23). У цьому випадку:

$$a_c = \frac{P_{\Gamma} + P_{\text{д}} + P_{\text{в}} + P_{\Gamma\text{тр}}}{\delta_{\text{н}} m}.$$

Сумісне гальмування ефективніше, ніж гальмування тільки гальмівною системою, якщо  $a_{c\text{ сум}} > a_c$  тобто:

$$\frac{P_{\Gamma} + P_{\text{д}} + P_{\text{в}} + P_{\text{ТД}} + P_{\text{тр}}}{\delta_{\text{об}}} > \frac{P_{\Gamma} + P_{\text{д}} + P_{\text{в}} + P_{\Gamma\text{тр}}}{\delta_{\text{н}}}. \quad (65)$$

Отже, доцільність гальмування тільки гальмівною системою або сумісного гальмування гальмівними механізмами та двигуном залежить головно від значення сил  $P_{\text{ТД}}$  і  $P_{\Gamma}$ , а також від коефіцієнтів  $\delta_{\text{об}}$  і  $\delta_{\text{н}}$ .

На рис. 5.2,б наведений приклад графічного розв'язку нерівності (65) для легкового автомобіля малого класу при  $\delta_{\text{об}}=1,08$ ;  $\delta_{\text{н}}=1,04$ ;  $\varphi_x=0,6$ . Значення сили  $P_{\text{ТД}}$  взяті з експериментальних даних. Криві 1–6 відповідають різним значенням гальмівної сили  $P_{\Gamma}$ . Заштрихованою є зона, у якій в даних умовах недоцільне сумісне гальмування, оскільки сповільнення  $a_{c\text{ сум}}$  (штрихові лінії) менше уповільнень  $a_c$  (суцільні лінії).

На дорогах з малим коефіцієнтом зчеплення сумісне гальмування підвищує поперечну стійкість автомобіля за умовами



занесення. При гальмуванні автомобіля на дорогах з малим коефіцієнтом зчеплення повздовжні та поперечні сили зчеплення колеса з дорогою міняються залежно від інтенсивності гальмування (рис. 5.3,6).

При гальмуванні в аварійних ситуаціях зчеплення корисно вимикати.

**Гальмування автомобіля з періодичним припиненням дії гальмівної системи.** Загальмоване колесо, що не ковзає, сприймає більшу гальмівну силу, ніж під час руху юзом, оскільки коефіцієнт зчеплення при частковому проковзуванні коліс більший, ніж при повному ковзанні.

Гальмування з періодичним припиненням дії гальмівної системи забезпечує найбільшу його інтенсивність. Проте цей спосіб можна рекомендувати тільки водіям високої кваліфікації, оскільки для того, щоб утримати колеса автомобіля на межі юзу, не допускаючи їх ковзання, необхідні досвід і велика увага. На сучасних автомобілях цю функцію виконують антиблокувальні пристрої, що автоматично зменшують гальмівний момент при початку ковзання колеса і через деякий час (0,05–0,1 с) знову збільшують його. Колеса автомобіля завдяки такому циклічному навантаженню гальмівним моментом котяться з частковим проковзуванням, приблизно рівним оптимальному, і коефіцієнт зчеплення залишається високим протягом всього гальмування. Антиблокувальні пристрої зменшують зношування шин і дають змогу підвищити поперечну стійкість автомобіля.

## Тема 6. СТІЙКІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

### План

- 6.1. Показники стійкості.
- 6.2. Занесення переднього і заднього мостів.
- 6.3. Вплив конструктивних і експлуатаційних чинників на поперечну стійкість.
- 6.4. Повздовжня стійкість.

### 6.1. Показники стійкості

Під втратою автомобілем стійкості розуміють перекидання або ковзання автомобіля. Залежно від напрямку перекидання і ковзання розрізняють повздовжню і поперечну стійкість. Вірогідніша і небезпечніша втрата поперечної стійкості, яка відбувається під дією відцентрової сили — поперечної сили тяжіння автомобіля, сили бокового вітру, а також у результаті бокових ударів коліс до нерівностей дороги.

Показниками поперечної стійкості автомобіля є максимально можливі швидкості руху по колу і кути поперечного ухилу дороги (узгір'я). Обидва показники можуть бути визначені з умов поперечного ковзання коліс (занесення) і перекидання автомобіля. Отже, є чотири показники поперечної стійкості:

$v_k, v_n$  — максимальні (критичні) швидкості руху автомобіля по колу, що відповідають початку його ковзання і перекидання, м/с;

$\beta_k, \beta_n$  — максимальні (критичні) кути узгір'я, що відповідають початку поперечного ковзання коліс і перекидання автомобіля, град.

При аналізі чинників, що впливають на стійкість, необхідно знати поперечну силу, що викликає занесення або перекидання автомобіля. При повороті автомобіля такою силою є відцентрова сила. Щоб визначити її, розглянемо схему, показану на рис. 6.1, прийнявши, що автомобіль є плоскою фігурою і рухається горизонтальною дорогою, а шини в поперечному напрямі не деформуються.

На ділянці дороги 1–2 автомобіль рухається прямолінійно і його керовані колеса перебувають у нейтральному положенні. На ділянці 2–3 водій повертає колеса і автомобіль рухається по кривій змінного радіуса (перша перехідна крива). На ділянці 3–4 положення керованих коліс, повернених на кут  $\theta$ , залишається незмінним, а



де  $\gamma$  — кут між радіусом повороту центру ваги і продовженням осі заднього моста;  $\theta$  — кут між повздовжньою віссю автомобіля і вектором швидкості середини переднього моста; цей кут приблизно рівний півсумі кутів повороту керованих коліс.

Втрата стійкості автомобілем особливо небезпечна при великій швидкості, коли рух його близький до прямолінійного. Кут  $\theta$  при цьому порівняно невеликий і можна вважати, що  $\text{tg}\theta \approx 0$ .

Отже, відцентрова сила, що діє на автомобіль при його рівномірному русі по дузі кола ( $R = \text{const}$ ),

$$P_{\text{ц}} = \frac{mv^2}{R \cos \gamma} = \frac{mv^2 \theta}{L \cos \gamma}.$$

Поперечна складова відцентрової сили:

$$P_y = P_{\text{ц}} \cos \gamma = \frac{mv^2 \theta}{L}. \quad (68)$$

Під час руху по перехідних кривих на автомобіль діє також сила, викликана зміною кривизни траєкторії. Поперечна складова цієї сили пропорційна швидкості автомобіля і кутовій швидкості повороту керованих коліс  $\omega_{\text{кк}}$ :

$$P'_y = \frac{mv l_2 \omega_{\text{кк}}}{L}.$$

Чим вища швидкість автомобіля і чим різкіше водій повертає рульове колесо, тим більша сила  $P'_y$  і, як наслідок, вірогідніша втрата стійкості автомобілем. Отже, сумарна відцентрова сила, що діє на автомобіль під час повороту керованих коліс

$$P_{\text{сум}} = P'_y + P_y = \frac{m(v^2 \theta + v l_2 \omega_{\text{кк}})}{L}.$$

Сила  $P_y$ , що діє на автомобіль при криволінійному русі, пропорційна квадрату швидкості автомобіля  $v^2$  і куту  $\theta$ . Сила  $P'_y$  діє тільки під час повороту передніх коліс. При вході автомобіля у

поворот швидкість  $\omega_{\text{кк}}$  додатна, і сила  $P'_y$ , сумуючись з силою  $P_y$ , збільшує небезпеку перекидання або занесення. При виході з повороту швидкість  $\omega_{\text{кк}}$  від'ємна і автомобіль може рухатися з більшою швидкістю без втрати стійкості. Практично сила  $P'_y$  впливає на стійкість автомобіля лише на початку першої перехідної кривої і в самому кінці другої кривої, коли ця сила співрозмірна з силою  $P_y$ . На ділянці постійного радіуса вона відсутня, оскільки  $\omega_{\text{кк}} = 0$ .

У результаті повороту автомобіля навколо центру ваги виникає також інерційний момент  $M_{\text{и}}$ , пропорційний кутовому прискоренню і моменту інерції автомобіля. Під дією моменту  $M_{\text{и}}$  відбувається перерозподіл поперечних реакцій дороги між мостами автомобіля, але зазвичай вплив цього моменту на стійкість автомобіля порівняно невеликий і його можна не враховувати.

Визначимо критичні швидкості автомобіля за умовами перекидання і занесення (рис. 6.2). Під дією відцентрової сили  $P_y$  автомобіль може перекинутися щодо осі, що проходить через центри контактів шин зовнішніх коліс з дорогою. Складемо рівняння моментів сил відносно цієї осі (мал. 6.2,а):

$$0,5GB - P_y h_{\text{ц}} = R_{\text{зв}} B, \quad (69)$$

де  $R_{\text{зв}}$  — сума нормальних реакцій дороги, що діють на внутрішні колеса автомобіля,  $H$ .

У момент початку перекидання внутрішні колеса автомобіля відриваються від дороги і сума  $R_{\text{зв}} = 0$ .

Тоді:

$$0,5GB = P_y h_{\text{ц}}.$$

Підставивши замість сили  $P_y$  її значення з формули (68), отримаємо вираз для критичної швидкості за умовами перекидання (у м/с):

$$v_{\text{к}} = \sqrt{\frac{BLg}{2h_{\text{ц}}\theta}} = \sqrt{\frac{BRg}{2h_{\text{ц}}}}. \quad (70)$$

У результаті дії сили  $P_y$  може початися також ковзання шин дорогою у поперечному напрямі. Сума поперечних реакцій  $R_{yв}$  і  $R_{yз}$  дороги при цьому рівна сумі сил зчеплення з дорогою усіх шин автомобіля:

$$R_{yв} + R_{yз} = G\phi_y = P_y = \frac{mv^2\theta}{L},$$

де  $\phi_y$  — коефіцієнт поперечного зчеплення шин з дорогою. Звідси критична швидкість за умовами ковзання (у м/с)

$$v_k = \sqrt{\frac{L\phi_y g}{\theta}} = \sqrt{Rg\phi_y}. \quad (71)$$

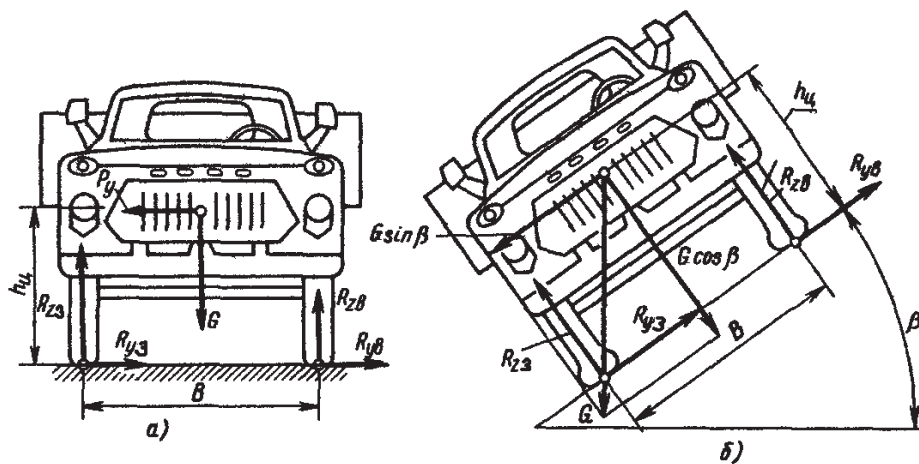


Рис. 6.2. Схема до розрахунку показників поперечної стійкості:  
а – критичної швидкості; б – критичного кута узгір'я

Автомобіль може втратити стійкість і під час прямолінійного руху, якщо водій різко поверне керовані колеса. Відцентрова сила, що виникає при цьому, може швидко досягти значення сили зчеплення шин з дорогою.

Визначимо проміжок часу, протягом якого відцентрова сила збільшиться до небезпечного значення, допускаючи, що водій повертає керовані колеса з постійною швидкістю. У момент початку ковзання

$$\frac{m\omega_{кк} \left( v^2 t + v l_2 \right)}{L} = G\phi_y.$$

Звідки час (у с)

$$t = \frac{\left( \frac{Lg\varphi_y}{v\omega_{\text{кк}}} - l_2 \right)}{v}.$$

Якщо швидкість автомобіля велика, то різкий поворот керованих коліс викличе занесення автомобіля протягом короткого проміжку часу, який менший за час реакції водія, і тому він не зуміє погасити занесення, що почалося.

Під час руху автомобіля дорогою з поперечним ухилом втрата стійкості можлива внаслідок дії поперечної складової сили ваги автомобіля, що становить  $G\sin\beta$  (рис. 6.2,6). Складемо рівняння моментів усіх сил відносно осі, що проходить через центри контактів шин зовнішніх коліс з дорогою:

$$R_{\text{зв}}B + G\sin\beta h_{\text{ц}} = 0,5BG\cos\beta.$$

У момент початку перекидання автомобіля реакція  $R_{\text{зв}} = 0$ .

Тоді, розділивши праву та ліву частини останньої формули на  $G\cos\beta$ , маємо:

$$\text{tg}\beta = \frac{B}{2h_{\text{ц}}}.$$

Критичний кут узгір'я за умовами перекидання

$$\beta_{\text{ц}} = \arctg\left(\frac{B}{2h_{\text{ц}}}\right). \quad (72)$$

Можливість автомобіля протистояти перекиданню значною мірою залежить від відношення  $B/(2h_{\text{ц}})$ , що називається коефіцієнтом поперечної стійкості  $\eta_{\text{поп}}$ . Нижче наведені середні значення цього коефіцієнта і відповідні йому кути  $\beta_0$  (у дужках) для автомобілів різних типів.



Легкові .....	0,9–1,2 (40–50°)
Вантажні .....	0,55–0,80 (30–40°)
Автобуси .....	0,50–0,60 (25–35°)

Критичний кут узгір'я за умовами занесення визначимо, спроектувавши всі сили на площину дороги:

$$G \sin \beta = R_{ув} + R_{уз}.$$

Водночас за умовами зчеплення шин з дорогою сума поперечних реакцій у момент початку занесення

$$R_{ув} + R_{уз} = G \cos \beta \cdot \varphi_y.$$

Отже, критичний кут узгір'я за умовами ковзання

$$\beta_k = \arctg \varphi_y. \quad (73)$$

Для забезпечення безпеки руху автомобіля кривими малого радіуса влаштовують віраж, на якому проїзна частина й узбіччя мають поперечний нахил до центру кривої (односхилий поперечний профіль).

## 6.2. Занесення переднього і заднього мостів

Вище поперечна стійкість автомобіля розглядалася у припущенні, що при занесенні колеса обидвох мостів починають ковзати в поперечному напрямі одночасно. Як правило, починають ковзати колеса одного моста, унаслідок чого доводиться розглядати стійкість не всього автомобіля загалом, а одного з його мостів.

Згідно з формулою (26) кочення колеса без ковзання можливе за умови  $R_y \leq \sqrt{R_z^2 \varphi^2 - R_x^2}$ . Поперечна сила, яку можна прикласти до колеса, не викликаючи його ковзання, тим більша, чим більша сила зчеплення і чим менша дотична реакція дороги. Найстійкіше в поперечному напрямі ведене колесо, у якого дотична реакція невелика порівняно з силою  $P_y$ . Колесо, навантажене силою тяги або гальмівною силою, гірше протистоїть занесенню, чим ведене колесо. Якщо дотична реакція досягла значення сили зчеплення, то для того,

щоб відбулося бічне ковзання, досить прикласти до колеса невелику поперечну силу.

На рис. 6.3,а показаний автомобіль, у якого передні колеса рухаються поступально з швидкістю  $v_1$ , а задні колеса рухаючись з швидкістю  $v_1$ , ковзають у поперечному напрямі з швидкістю  $v_2$ . У результаті цього задній міст переміщається з швидкістю  $v_3$ , що викликає поворот автомобіля навколо центру  $O$ , хоча передні колеса при цьому є у нейтральному положенні. Поперечна складова відцентрової сили  $P_{\perp}$ , що виникає при цьому, діє у напрямі ковзання заднього моста, підвищуючи швидкість  $v_2$ . Це викликає подальше зростання відцентрової сили, внаслідок чого занесення прогресує. Тому небезпечніше занесення заднього, а не переднього моста (рис. 6,3), при якому поперечна складова сили  $P_{\perp}$  направлена у бік, протилежний швидкості ковзання  $v_2$ , внаслідок чого ковзання передніх коліс автоматично припиняється і автомобіль не втрачає стійкості.

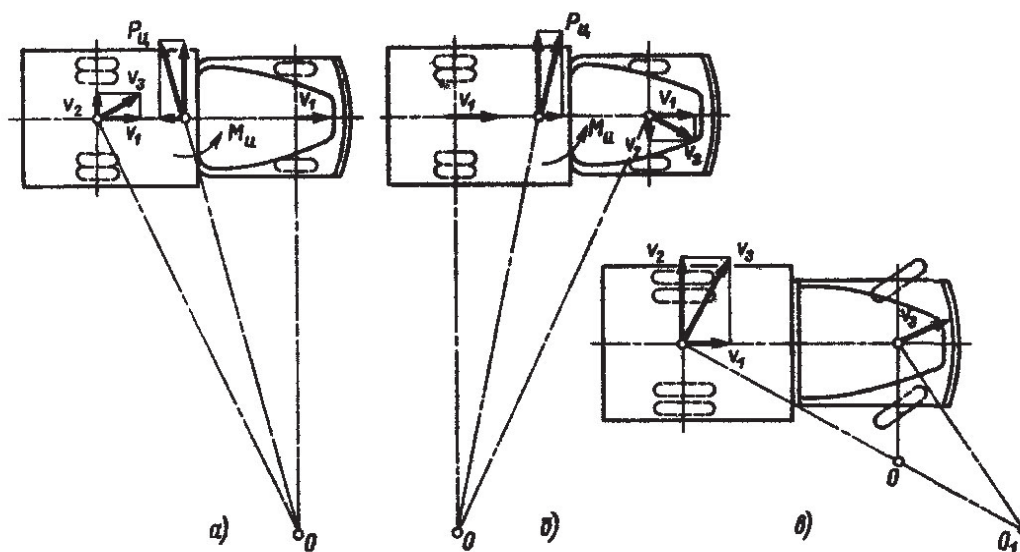


Рис. 6.3. Занесення мостів автомобіля:

а – заднього; б – переднього; в – гасіння занесення

Для того, щоб усунути занесення заднього моста автомобіля, необхідно зменшити дотичну реакцію на ведучих колесах, припинивши гальмування або прикривши дросельну заслінку, і повернути передні колеса у бік занесення, що почалося. Якщо під час занесення передні колеса займали нейтральне положення, а центр повороту був у точці  $O$  (рис. 6.3,в), то після повороту передніх коліс

він зміститься у точку  $O_1$ . Радіус повороту при цьому збільшиться, що зменшить відцентрову силу.

Поворот передніх коліс на надмірно великий кут може викликати ковзання задніх коліс у протилежний бік і рух автомобіля у напрямі, відповідному новому положенню керованих коліс. Тому відразу ж після припинення занесення їх слід повернути в нейтральне положення. Щоб уникнути втрати автомобілем стійкості, необхідно плавно зменшувати швидкість до початку повороту, особливо на вологій і слизькій дорозі.

### 6.3. Вплив конструкційних і експлуатаційних чинників на поперечну стійкість

При визначенні показників стійкості було прийнято, що автомобіль — тверде тіло, насправді ж він є системою мас, сполучених шарнірами або пружними елементами. Можна виділити дві основні групи мас: підресорені (кузов) і непідресорені (колеса, мости). Центр ваги  $C$  (рис. 6.4,а) підресорених мас розташований на відстані  $l_{1k}$  від переднього моста, на відстані  $l_{2k}$  від заднього і на висоті  $h_k$  від поверхні дороги. Точка  $C$  розташована вище за центр ваги автомобіля  $C_1$  і  $h_k > h_{ц}$ . Непідресорені маси веденого моста зазвичай менші непідресорених мас ведучого моста, тому, наприклад, у задньопривідного автомобіля  $l_2 < l_{2k}$ .

Під дією поперечної сили шини й пружні елементи підвіски з одного боку автомобіля розвантажуються, а з іншого навантажуються. У результаті кузов автомобіля нахиляється і повертається у поперечному напрямі.

**Центром крену** (переднім або заднім) називають точку, відносно якої переміщається поперечний перетин автомобіля, що проходить через передній або задній міст.

**Віссю крену** називають пряму  $EE$ , відносно якої повертається кузов при крені. Вона проходить через центри крену  $E_1$  і  $E_2$  відповідно передньої і задньої частин кузова.

Знайдемо положення центру крену автомобіля з важільною підвіскою (рис. 6.4,б). При нерухомому кузові вертикальні коливання лівого колеса викликають переміщення точок  $A$  і  $B$  у напрямках, перпендикулярних до важелів. Миттєвий центр швидкостей колеса розташований у точці  $K$ , точка  $B$  переміщається при цьому перпендикулярно до лінії  $KL$ . Якщо колесо не переміщається, а

нахиляється кузов, то центр його крену також розміщений на лінії  $KL$ . Підвіска симетрична щодо вертикальної площини  $\Gamma\Gamma$ , отже, центр крену  $E$  знаходиться у площині  $\Gamma\Gamma$ . У даному випадку він розташований нижче за поверхню дороги. Підвіску з паралельним переміщенням коліс можна розглядати як важільну, що має нескінченно довгі важелі. Центр крену при такій підвісці розташований на поверхні дороги. У автомобіля з підвіскою на повздовжніх листових ресорах (рис. 6.4,в) центр крену  $E$  розташований у площині  $DD$ , що проходить приблизно через середину висоти верхнього корінного листа ресори.

У легкових автомобілів з передньою незалежною і задньою залежною підвісками вісь крену  $EE$  нахилена до дороги (див. рис. 6.4,а). У вантажних автомобілів, що мають обидві залежні підвіски, вісь крену  $EE$  розташована приблизно паралельно до дороги.

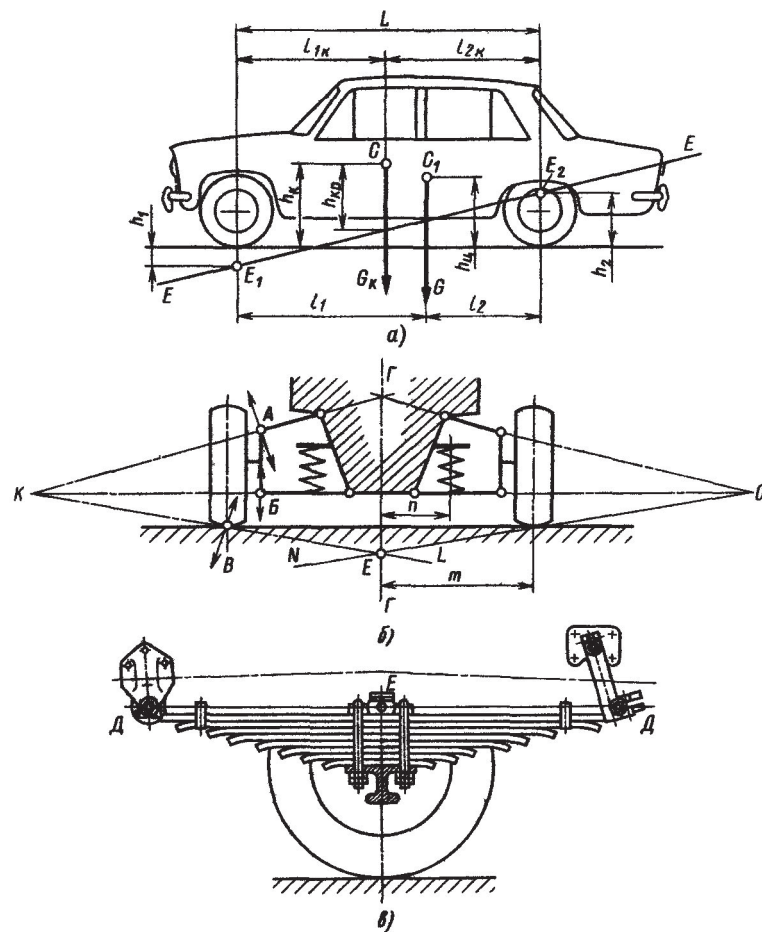


Рис. 6.4. Розміщення центрів і осі крену:

- а – вісь крену; б – визначення центру крену при важільній незалежній підвісці;
- в – при ресорній залежній підвісці

Поперечна сила  $P_{ky}$ , прикладена до центру ваги кузова, створює на плечі крену  $h_{кр}$  момент, що викликає поперечний нахил кузова. Визначимо кут крену  $\psi_{кр}$  при повороті автомобіля на горизонтальній дорозі (рис. 6.5,а). До центру ваги підресорених мас прикладені сила тяжіння  $G_k$  і сила  $P_{ky}$ . Точка прикладання сили тяжіння  $G_n$  і відцентрової сили  $P_{ny}$  непідресорених мас розташована на висоті, рівній приблизно  $r$ .

На колеса внутрішнього боку автомобіля діють реакції дороги  $R_{zв}$  і  $R_{yв}$ , а на колесах зовнішнього боку – реакції  $R_{zз}$  і  $R_{yз}$ . Під дією сили  $P_{ky}$  кузов автомобіля повертається щодо осі крену на кут  $\psi_{кр}$ , який зазвичай не перевищує  $8-10^\circ$ , тому можна вважати  $h_k = \text{const}$ . При малих кутах  $\psi_{кр}$  поперечне зміщення центру ваги

$$s_{кр} = h_{кр} \operatorname{tg} \psi_{кр} \approx h_{кр} \psi_{кр}. \quad (74)$$

Моменти сил  $P_{ky}$  і  $G_k$  врівноважують момент пружних сил:

$$P_{ky} h_{кр} + G_k s_{кр} = c_{ya} \psi_{кр}, \quad (75)$$

де  $c_{ya}$  – кутова жорсткість підвіски, рівна відношенню моменту, що викликає крен, до кута крену.

З виразів (74) і (75) кут крену (у рад.):

$$\psi_{кр} = \frac{P_{ky} h_{кр}}{c_{ya} - G_k h_{кр}}.$$

Для зменшення крену встановлюють стабілізатори поперечної стійкості і тим самим підвищують кутову жорсткість підвіски. При крені кузова зростає ймовірність перекидання автомобіля. Якщо при визначенні швидкості  $v_0$  і кута  $\beta_0$  врахувати також і кут крену кузова, то їх значення будуть на  $10-15\%$  меншими, ніж при розрахунку за формулами (70) і (72).

Автомобіль може втратити стійкість при гальмуванні через нерівномірність розподілу гальмівних сил між колесами. Якщо в автомобіля загальмовано лише одне заднє колесо, наприклад, праве (на рис. 6.5,б заштриховано), а інше (ліве) котиться вільно, то автомобіль відхиляється вправо від прямолінійного руху. Відстань  $s_{ц}$  при цьому зменшується, отже, зменшується також і момент, що

створюється силою інерції  $P_i$ . При несправності одного з передніх гальмівних механізмів (див. рис. 6.5, в) плече моменту  $s_{\text{ц}}$  під час гальмування зростає, що сприяє подальшому відхиленню автомобіля убік. Тому несправність передніх гальмівних механізмів небезпечніша, ніж задніх.

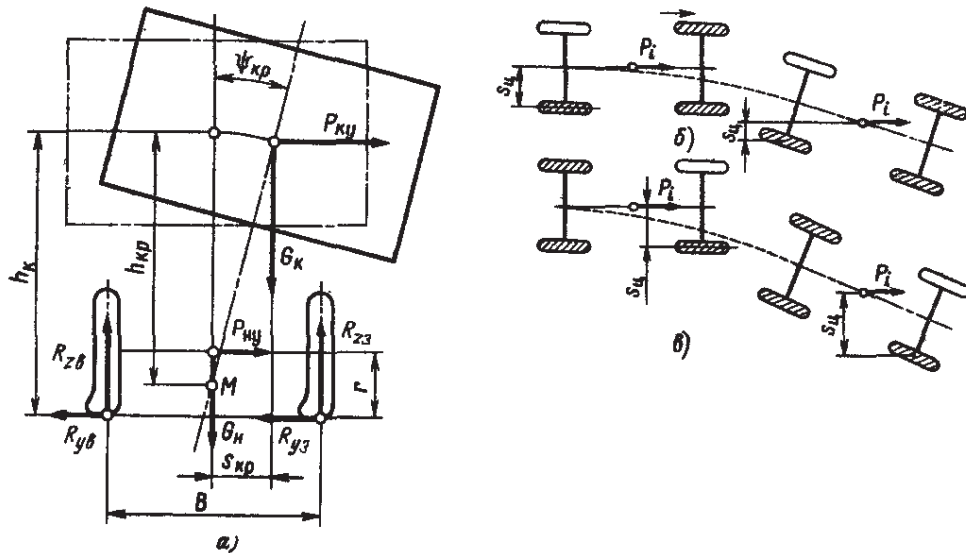


Рис. 6.5. Схема для визначення кута крену кузова

#### 6.4. Повздовжня стійкість

У сучасних автомобілів з низько розташованим центром ваги перекидання у повздовжній площині малоімовірне і практично виключене. Можливе лише буксування задніх коліс, що викликає сповзання автомобіля, наприклад, під час динамічного подолання автопоїздом крутого підйому великої довжини.

Визначимо максимальний кут підйому, який при рівномірному русі може подолати автомобіль без буксування ведучих коліс тягача. Прийmemo, що сили опору коченню і повітря відсутні (рис. 6.6). З умови рівноваги тягача маємо

$$R_{z2} = \frac{G h_{\text{ц}} + G_{\text{пр}} h_{\text{пр}} \sin \alpha_{\text{д}} + G \cos \alpha_{\text{д}} l_2}{L}; \quad (76)$$

$$R_{x2} = G + G_{\text{пр}} \sin \alpha_{\text{д}}, \quad (77)$$

де  $G_{\text{пр}}$  – вага причепа;  $h_{\text{пр}}$  — висота розташування буксирного гака.



Максимальна величина дотичної реакції обмежена зчепленням шин з дорогою  $R_{x2} \leq \varphi_x R_{z2}$ .

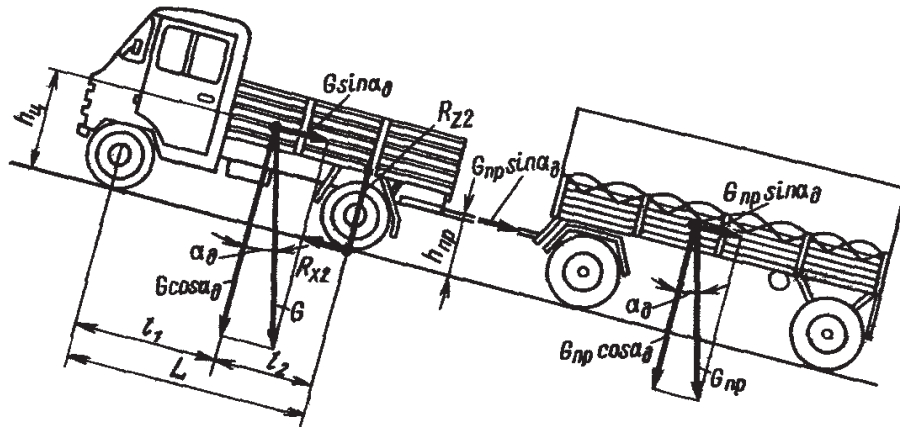


Рис. 6.6. Схема для визначення максимального кута підйому, що долається автопоїздом

Підставивши в цю формулу значення  $R_{x2}$  і  $R_{z2}$ , згідно з виразами (76) і (77), і розділивши обидві частини на  $\cos \alpha_0$ , отримаємо вираз для максимального (критичного) кута підйому, при якому можливий рух автопоїзда без буксування ведучих коліс тягача:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{букс}} = \frac{\varphi_x G l_1}{G \left( -\varphi_x h_{\text{ц}} \right) + G_{\text{пр}} \left( -\varphi_x h_{\text{пр}} \right)}$$

Оскільки для одиночного автомобіля вага причепа  $G_{\text{пр}} = 0$ , то для нього

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{букс}} = \frac{\varphi_x l_1}{-\varphi_x h_{\text{ц}}} \quad (78)$$

Критичний кут підйому значною мірою залежить від коефіцієнта зчеплення. Для автопоїздів при  $\varphi_x = 0,3$  цей кут не перевищує  $4-6^\circ$ , для одиночних автомобілів  $4 \times 2$  він є у межах  $10-15^\circ$ . Цим пояснюється буксування у зимовий час ведучих коліс тягача автопоїзда на порівняно пологих підйомах.

Автомобіль зі всіма ведучими мостами може долати круті підйоми без втрати повздовжньої стійкості навіть на мокрих і слизьких дорогах ( $\alpha_{\text{букс}} = 17-19^\circ$ ).



## Тема 7. КЕРОВАНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

### План

- 7.1. Критична швидкість за умовами керованості.
- 7.2. Відведення колеса і поворотність автомобіля.
- 7.3. Співвідношення кутів повороту керованих коліс.
- 7.4. Коливання керованих коліс.

Дорожня ситуація безперервно змінюється, вимагаючи від водія постійної готовності змінити характер руху автомобіля. Для цього автомобіль повинен мати можливість легко і швидко змінювати своє розміщення на дорозі завдяки діям водія.

Керованість автомобіля оцінюють такими вимірювачами: критична швидкість за умовами керованості; поворотність автомобіля; співвідношення кутів повороту керованих коліс; стабілізація керованих коліс і їх кутові коливання.

### 7.1. Критична швидкість за умовами керованості

На рис. 6.1 показаний автомобіль під час руху на повороті. Керовані колеса автомобіля повернені на кут  $\theta$ . До переднього моста прикладена штовхаюча сила  $P$ , складова  $P_{x1}$  якої, паралельна керованим колесам і при рівномірному русі рівна силі опору коченню  $P_{к1}=G_1f$ . Поперечна складова штовхаючої сили  $P$ :

$$P_{y1} = P_{к1} \operatorname{tg}\theta = G_1 f \operatorname{tg}\theta. \quad (79)$$

На передній міст діє також відцентрова сила передньої частини автомобіля, направлена уздовж радіуса  $R_1$  повороту середини переднього моста:

$$P_{ц1} = \frac{m_1 v_1^2}{R_1},$$

де  $m_1$  — маса автомобіля, що припадає на передній міст, кг;  $v_1$  — швидкість руху середини переднього моста, м/с.

$$\text{Але } v_1 = \frac{vR_1}{R} \text{ і } R_1 = \frac{R}{\cos\theta}, \text{ тому } P_{ц1} = \frac{m_1 v^2}{R \cos\theta} = \frac{m_1 v^2 \operatorname{tg}\theta}{L \cos\theta}.$$

Сили  $P_{y1}$  і  $P_{ц1}$  спричиняють бічне ковзання керованих коліс. Щоб колеса котилися без ковзання, необхідне дотримання наступної умови:

$$R_{y1} = P_{y1} + P_{ц1} \leq \sqrt{R_{z1}^2 \phi^2 - R_x^2} \approx G_1 \sqrt{\phi^2 - f^2}. \quad (80)$$

Сила  $P_{ц1}$  прямо пропорційна квадрату швидкості, тому ковзання коліс найімовірніше при великій швидкості автомобіля.

Критичною швидкістю  $v_{кер}$  за умовами керованості називають швидкість, з якою автомобіль може рухатися на повороті без поперечного ковзання керованих коліс. Цю швидкість визначимо з виразів (79) і (80):

$$v_{кер} = \sqrt{\left( \frac{\sqrt{\phi^2 - f^2}}{\operatorname{tg}\theta} - f \right) gL \cos\theta}. \quad (81)$$

Якщо швидкість автомобіля більша за швидкість  $v_{кер}$ , то керовані колеса при повороті проковзують у поперечному напрямі і не змінюють напрям руху автомобіля. Чим менший радіус повороту автомобіля, тим меншою повинна бути його швидкість.

На дорогах з твердим покриттям коефіцієнт зчеплення, як правило, значно більший за коефіцієнт опору коченню, тому автомобіль зберігає керованість. Під час руху дорогами з нерівним обмерзлим покриттям, а також по піску або снігу, значення коефіцієнтів  $\phi$  і  $f$  зближуються, що призводить до зниження критичної швидкості. Якщо  $\phi \approx \frac{f}{\cos\theta}$ , то підкореневий вираз у формулі (81) рівний нулю, і автомобіль може повертати лише з дуже малою швидкістю. Якщо  $\phi < \frac{f}{\cos\theta}$ , то швидкість  $v_{кер}$  є уявною величиною і автомобіль стає некерованим.

При повному ковзанні передніх коліс, наприклад, у результаті гальмування, поперечна реакція дороги виникнути не може і автомобіль втрачає керованість.

## 7.2. Відведення колеса і поворотність автомобіля

**Відведення колеса.** Кочення еластичного колеса, навантаженого поперечною силою, має свої особливості, оскільки таке колесо може котитися без ковзання під деяким кутом до своєї середньої площини. Таке кочення називають відведенням колеса, а кут, який вектор швидкості центру колеса утворює з його площиною, – кутом відведення  $\delta_B$ .

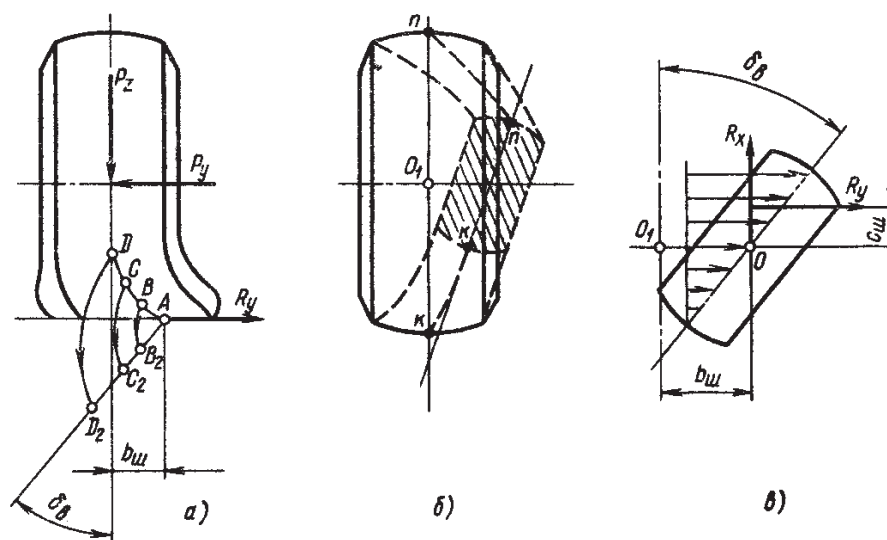


Рис. 7.1. Відведення колеса

Якщо прикласти до колеса поперечну силу  $P_y$  (рис. 7.1, а), то шина вигнеться, і середня площина колеса зміститься щодо центру контакту на відстань  $b_{ш}$ . При коченні колеса точка В шини увійде у зачеплення з дорогою в точці  $B_2$ , а точка С — в точці  $C_2$  і т.д. У результаті колесо покотиться по напрямку  $AD_2$ . При цьому середня площина колеса виявиться розташованою під кутом  $\delta_B$  до напрямку руху. Середня лінія контакту, приблизно співпадаюча з напрямком руху, також буде розташована під кутом  $\delta_B$  до середньої площини колеса. Отже, колесо буде котитися з відведенням, кут якого рівний  $\delta_B$ .

Під час відведення колеса до передньої частини контакту наближаються елементи шини, менш деформовані в поперечному напрямі (ділянка  $kk$  рис. 7.1,б), ніж до задньої (ділянка  $nn$ ). Тому при малих силах  $P_y$  елементарні поперечні реакції у передній частині контакту менші, ніж у задній, і епюра елементарних поперечних реакцій має форму, близьку до трикутної (рис. 7.1, в). Рівнодіюча  $R_y$ , рівна за величиною силі  $P_y$ , зміщена щодо центру контакту на

відстань  $c_{ш}$ . Зміщена також на величину  $b_{ш}$  і дотична реакції  $R_x$  дороги. У результаті відведення проекція центру колеса на площину дороги (точка  $O_1$  не співпадає з центром контакту  $O$ , а сили  $R_x$  і  $R_y$  створюють моменти, що намагаються повернути колесо навколо шворня.

Відведення може бути викликане також встановленням керованих коліс під кутом до напрямку руху (сходженням) і з нахилом до вертикалі (розвалом).

При малих значеннях сили  $P_y$  еюра поперечних сил близька до трикутної, і колесо змінює напрям руху головно унаслідок пружних деформацій шини (рис. 7.2, а). Збільшення сили  $P_y$  викликає спочатку лише збільшення площі еюри (рис. 7.2, б) без зміни її форми. При подальшому збільшенні сили  $P_y$  елементарні поперечні сили, досягнувши граничного за умовами зчеплення значення, залишаються постійними і еюра набуває форми трапеції (рис. 7.2, в). Коли сила  $P_y$  досягає значення сили зчеплення  $P_{зч}$ , вся пляма контакту зміщується в поперечному напрямі (рис. 7.2, г), після чого реакція  $R_y$  залишається рівною  $R_{z\phi_y}$ , а відведення колеса супроводжується одночасним проковзуванням шини відносно дороги.

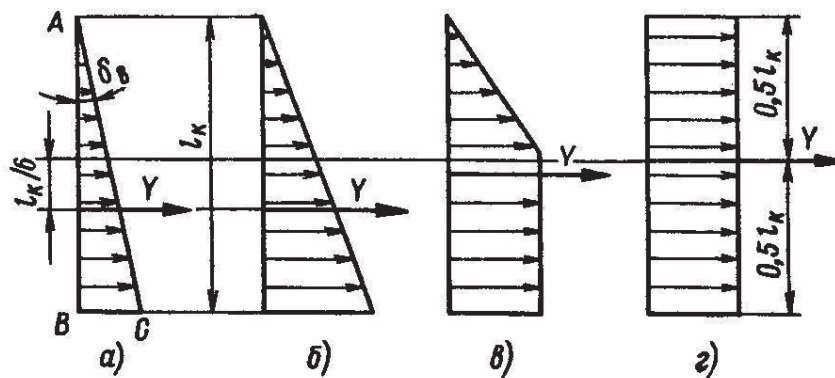


Рис. 7.2. Еюри елементарних поперечних реакцій при різних значеннях сили  $P_y$

Площа еюри ABC у масштабі є поперечною реакцією  $R_y$  дороги. При малих значеннях поперечної сили (рис. 7.2, а):

$$R_y = c_b 0,5AB * BC = 0,5c_b l_k^2 \operatorname{tg} \delta_b,$$

де  $c_b$ , — коефіцієнт пропорційності;  $l_k$  — довжина контакту шини з дорогою.

Оскільки  $c_b$  і  $l_k$  постійні, то постійний і дріб  $0,5c_b l_k^2$ .

Внаслідок цього залежність між силою  $R_y$  і кутом відведення можна записати отже:

$$R_y = k_B \delta_B,$$

де  $k_B$  — коефіцієнт опору відведенню, Н/рад, що показує, яку за величиною поперечну силу потрібно прикласти до колеса, щоб воно котилося з кутом відведення, рівним одному радіану.

Для малих кутів відведення (до  $4-6^\circ$ ) коефіцієнт  $k_B$  приблизно можна вважати постійним. Для шин легкових автомобілів  $k_B=15-40$  Н/рад, а для шин вантажних автомобілів і автобусів  $k_B=30-100$  Н/рад.

Збільшення вертикального навантаження і тиску повітря в шині супроводжується підвищенням опору відведенню шини і поперечної сили, що викликає повне ковзання. При відведенні шина деформується не тільки у радіальному напрямі, але і в поперечному, внаслідок чого внутрішнє тертя у шині зростає. Крім того, при великих кутах відведення частинки протектора інтенсивно проковзують по дорозі. У результаті при відведенні сила, потрібна для кочення колеса, різко збільшується: при коченні колеса з відведенням  $6-7^\circ$  вона може бути у декілька разів більшою за силу, яку потрібно прикласти до нього при коченні без відведення.

**Поворотність автомобіля.** Поворотністю називають властивість автомобіля змінювати напрям руху без повороту керованих коліс. Є дві основні причини поворотності: відведення коліс, що зумовлено поперечною еластичністю шин, і поперечний крен кузова, пов'язаний з пружністю підвіски. Відповідно розрізняють шинну поворотність і кренову поворотність автомобіля.

За наявності відведення центр повороту автомобіля знаходиться не в точці  $O$ , як у автомобіля з жорсткими шинами (рис. 7.3, а), а в точці  $O_1$ , тобто у місці перетину перпендикулярів до векторів швидкостей  $v_1$  і  $v_2$ . Тоді:

$$L = R_e \operatorname{tg} \theta - \delta_1 \Big| + R_e \operatorname{tg} \delta_2,$$

де  $\delta_1$  і  $\delta_2$  — кути відведення відповідно переднього та заднього мостів.

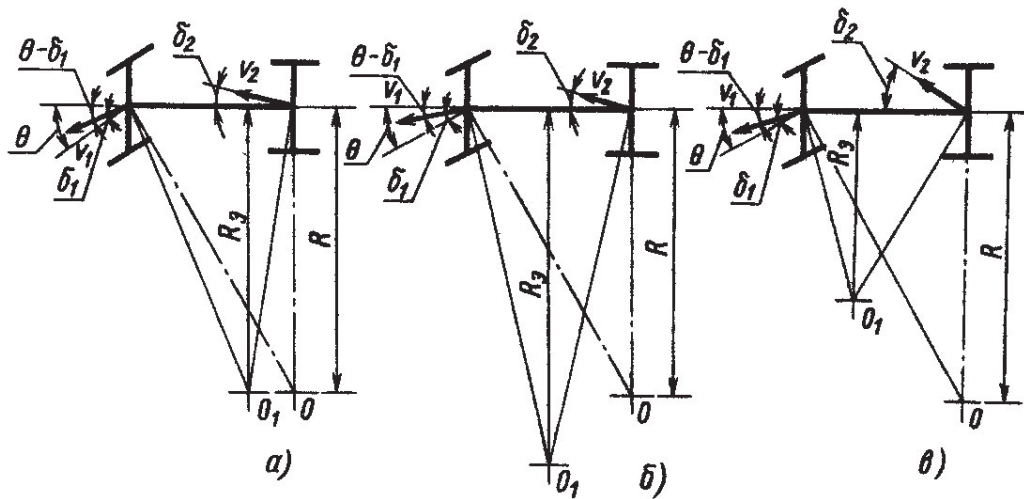


Рис. 7.3. Схеми руху автомобіля з різним ступенем поворотності

Оскільки кути  $\theta$ ,  $\delta_1$  і  $\delta_2$ , як правило, невеликі, то радіус

$$R_e = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg}\delta_2} \approx \frac{L}{\theta - \delta_1 + \delta_2}. \quad (82)$$

Для автомобіля з жорсткими шинами  $\delta_1 = \delta_2 = 0$ , і для радіуса повороту справедлива формула (67).

Отже, траєкторія руху автомобіля з жорсткими шинами залежить тільки від кута  $\theta$ . В автомобіля ж з еластичними шинами на неї впливають кути  $\delta_1$  і  $\delta_2$ , які, своєю чергою, залежать від  $\theta$ ,  $v$  і інших чинників. За наявності відведення автомобіль може рухатися криволінійно, навіть при  $\theta = 0$ . Кривизна траєкторії залежить від співвідношення кутів  $\delta_1$  і  $\delta_2$ . Якщо  $\delta_1 = \delta_2$ , то шинну поворотність автомобіля називають **нейтральною**. Хоча при цьому згідно з формулою (82)  $R_e = R$ , але траєкторія руху автомобіля з жорсткими шинами не співпадає з траєкторією руху автомобіля, що має нейтральну поворотність, оскільки центри повороту в цих випадках займають різні положення.

У разі дії поперечної сили на автомобіль, що має жорсткі шини, він зберігає колишній напрям руху, доки ця сила за величиною не стане рівна силі зчеплення. Автомобіль, що має нейтральну поворотність, під дією поперечної сили рухається прямолінійно під кутом  $\delta_{\text{відв}}$  до колишнього напрямку руху навіть при  $\theta = 0$ .

Якщо  $\delta_1 > \delta_2$ , то  $R_e > R$ , і для руху автомобіля з еластичними шинами по кривій з радіусом  $R$  керовані колеса потрібно повернути



на кут більший ніж при жорстких шинах. У цьому випадку шинну поворотність автомобіля називають **недостатньою**. Під дією поперечної сили  $P_y$  (рис. 7.3,б) при прямолінійному русі передній міст автомобіля з недостатньою поворотністю у результаті відведення рухається під кутом  $\delta_1$  до колишнього напрямку руху, а задній міст — під кутом  $\delta_2$ . Автомобіль повертається навколо центру  $O_1$  (унаслідок чого виникає відцентрова сила, поперечна складова  $P_{цy}$  якої направлена у бік, протилежний силі  $P_y$ , що зменшує результуючу поперечну силу та відведення коліс. Отже, автомобіль з недостатньою шинною поворотністю стійко зберігає прямолінійний напрям руху.

Якщо кут  $\delta_1 < \delta_2$ , то  $R_e < R$ , і для руху автомобіля з еластичними шинами по кривій з радіусом  $R$  керовані колеса потрібно повернути на кут менший ніж при жорстких шинах. У цьому випадку поворотність автомобіля називають **надлишковою**. Якщо до автомобіля із надлишковою поворотністю прикласти поперечну силу, то він теж рухатиметься криволінійно (рис. 7.3,в). Проте складова  $P_{цy}$  у цьому випадку направлена в ту саму сторону, що і сила  $P_y$ . У результаті відведення зростає, що збільшує кривизну траєкторії і силу  $P_{цy}$  і т.д. Якщо водій не поверне керовані колеса в потрібному напрямі, то відцентрова сила може зрости настільки, що автомобіль втратить стійкість. Отже, автомобіль з недостатньою шинною поворотністю стійкіший і краще зберігає напрям руху, ніж автомобіль з надлишковою поворотністю.

Для кількісної оцінки шинної поворотності автомобіля служить коефіцієнт поворотності

$$\eta_{п} = \frac{G_2}{k_{в2}} \div \frac{G_1}{k_{в1}} = \frac{G_2 k_{в1}}{G_1 k_{в2}},$$

де  $k_{в1}$  і  $k_{в2}$  — коефіцієнти опору відведенню відповідно переднього і заднього мостів автомобіля.

При надлишковій поворотності —  $\eta_{п} > 1$ , при нейтральній —  $\eta_{п} = 1$ , а при недостатній —  $\eta_{п} < 1$ .

Кренова поворотність автомобіля залежить від конструкції його підвіски. На рис. 7.4 показаний задній міст з ресорною підвіскою автомобіля, який повертає праворуч. Передні кінці ресор з'єднані з кузовом простим шарніром, а задні — за допомогою сережки. При прогинах ресори задній міст переміщається по дузі  $mm$ , причому вісь



його гойдання розташована біля шарніра. Під дією поперечної сили  $P_{кy}$  кузов автомобіля нахилиється, викликаючи стиснення лівих ресор і розпрямлення правих. Ліва ресора, стискаючись, переміщає задній міст назад (у точку **A**), а права, розпрямляючись, переміщає його вперед (у точку **B**). У результаті задній міст повертається у горизонтальній площині, як показано штриховою лінією.

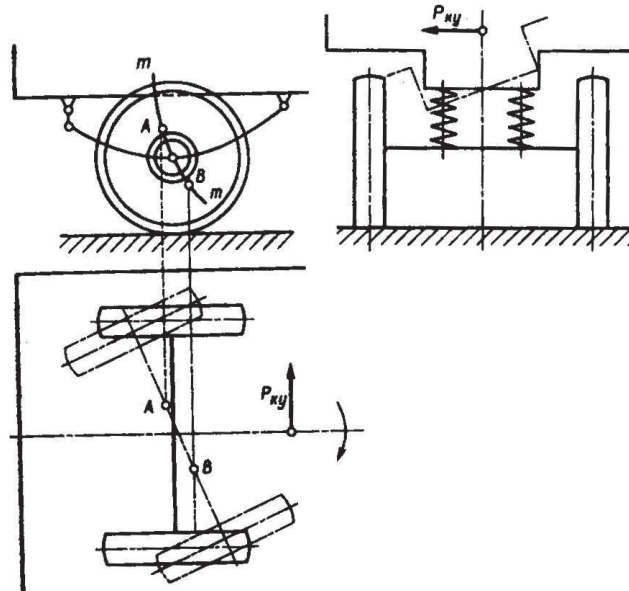


Рис. 7.4. Поворот заднього моста під час крену кузова

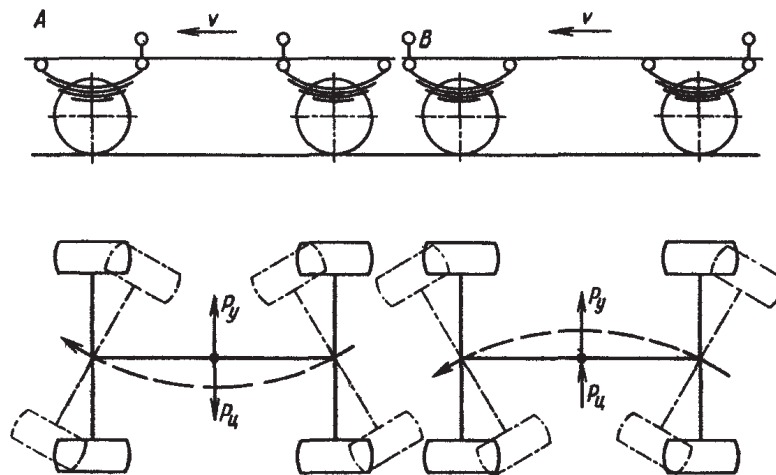


Рис. 7.5. Кренова поворотність автомобіля

Якщо кути повороту переднього і заднього мостів не однакові за величиною або напрямом, то автомобіль унаслідок крену повертає, хоча передні колеса залишаються у нейтральному положенні. Так, при дії однієї і тієї ж сили автомобіль **A** на рис. 7.5 поверне вправо, а автомобіль **B** – вліво.

Відцентрова сила  $P_{цy}$ , що виникає при повороті, у автомобіля **A** направлена протилежно силі  $P_y$ , у автомобіля **B** – в той самий бік. Тому автомобіль **A** краще зберігає напрям руху під дією поперечних сил. Аналогічно з шинною поворотністю: можна сказати, що автомобіль **A** має недостатню, а автомобіль **B** – надлишкову кренову поворотність.

У автомобіля із надлишковою креновою поворотністю, на який діє поперечна сила, кривизна траєкторії безперервно збільшується. Це призводить до зростання відцентрової сили і подальшого зменшення радіуса повороту. Проте максимальне значення кута поперечного крену, як правило, обмежене упорами, передбаченими в конструкції підвіски, тому кренова поворотність кузова не може збільшуватися безмежно.

Кренова поворотність автомобіля тісно пов'язана з шинною поворотністю, оскільки відведення колеса виникає не тільки під дією сил і моментів, але і при нахилі колеса до вертикалі (розвалі). Якщо напрям поперечної сили співпадає з напрямом розвалу, то відведення зростає. Один градус кута розвалу викликає кут відведення у 10–20'. У автомобілів з незалежною підвіскою коліс на поперечних важелях крен кузова викликає зміну розвалу. При двоважільній підвісці (рис. 7.6,а) колеса нахиляються у бік крену кузова і напряму поперечної сили, що збільшує загальне відведення моста. При одноважільній підвісці (рис. 7.6,б) колеса нахиляються у бік, протилежний крену кузова і назустріч поперечній силі. У цьому випадку загальне відведення моста, як правило, зменшується.

Для отримання недостатньої поворотності автомобіля необхідно, щоб кут відведення переднього моста був більший за кут відведення заднього моста. Тому у легкових автомобілів найбільш поширена передня незалежна підвіска на двох важелях. Задню підвіску виконують залежною або ж незалежною на одному поперечному важелі. Отже, залежно від конструкції підвіски, кренова поворотність може або підсилювати, або ослаблювати вплив шинної поворотності.

Під час руху автомобіль із надлишковою поворотністю може втратити керованість. Щоб пояснити це, визначимо з формули (82) кут повороту керованих коліс (у радіанах):

$$\theta = \frac{L}{R_e} - \delta_1 - \delta_2 \quad (83)$$

Кути відведення  $\delta_1$  і  $\delta_2$  пропорційні поперечним силам  $P_{y1}$  і  $P_{y2}$ , які, своєю чергою, пропорційні квадрату швидкості:

$$\delta_1 = \frac{P_{y1}}{k_{B1}} = \frac{m_1 v^2}{R_e k_{B1}}; \quad (84)$$

$$\delta_2 = \frac{P_{y2}}{k_{B2}} = \frac{m_2 v^2}{R_e k_{B2}}, \quad (85)$$

де  $m_1$  і  $m_2$  – маси, віднесені відповідно до переднього та заднього мостів, кг.

При зростанні швидкості автомобіля кути відведення також зростають, причому кут  $\delta_2$  збільшується швидше за кут  $\delta_1$ . Це викликає зменшення правої частини виразу (83), яка при певній, так званій, критичній швидкості  $v_B$  стає рівною нулю. При цій швидкості автомобіль може рухатися криволінійно, хоча його керовані колеса перебувають у нейтральному положенні. Якщо швидкість більша за  $v_B$ , то  $\delta_2 - \delta_1 > \frac{L}{R_e}$ , і кут  $\theta$  стає від'ємним. Це означає, що для повороту автомобіля управо передні колеса потрібно повернути вліво. Отже, автомобіль із надлишковою поворотністю втрачає керованість, якщо його швидкість більша за критичну швидкість  $v_B$ .

Для визначення критичної швидкості, прирівнявши кут  $\theta$  до нуля, підставимо у формулу (83) різницю кутів  $\delta_2$  і  $\delta_1$ , отриману з виразів (84) і (85). Тоді:

$$\delta_2 - \delta_1 = \frac{\left( \frac{m_2}{k_{B2}} - \frac{m_1}{k_{B1}} \right) v^2}{R_e} = \frac{L}{R_e}.$$

Отже, критична швидкість (у м/с):

$$v_B = \sqrt{\frac{L}{\frac{m_2}{k_{B2}} - \frac{m_1}{k_{B1}}}}.$$

У автомобіля з недостатньою або нейтральною поворотністю критична швидкість відсутня, оскільки при  $\delta_1 > \delta_2$  підкореневий вираз від'ємний і швидкість  $v_v$  є уявною величиною, а при  $\delta_1 = \delta_2$  вона рівна нескінченності.

Щоб забезпечити недостатню поворотність автомобіля, дещо зменшують тиск повітря у шинах передніх коліс порівняно з тиском в шинах задніх коліс і тим самим знижують коефіцієнт  $k_{v1}$ . Крім того, центр ваги автомобіля дещо зміщують у бік переднього моста, що збільшує частину відцентрової сили, яка діє на керовані колеса.

### 7.3. Співвідношення кутів повороту керованих коліс

При повороті автомобіля вектори швидкостей центрів усіх коліс перпендикулярні до радіусів, проведених з центру повороту (рис. 7.6). В автомобіля, що має жорсткі в поперечному напрямі шини, вектори швидкостей співпадають з середніми площинами коліс і центр повороту  $O$  є на продовженні осі заднього моста. Співвідношення між кутами повороту  $\theta_3$  і  $\theta_v$  відповідно зовнішнього та внутрішнього коліс визначимо з трикутників  $OAB$  і  $OCD$ :

$$\operatorname{ctg}\theta_3 = \frac{OC}{L}; \quad \operatorname{ctg}\theta_v = \frac{OA}{L}.$$

Віднімаючи з першої рівності другу, отримаємо:

$$\operatorname{ctg}\theta_3 - \operatorname{ctg}\theta_v = \frac{OC - AC}{L} = \frac{L_{шв}}{L}, \quad (86)$$

де  $L_{шв}$  – відстань між центрами шворнів, рівна приблизно колії керованих коліс, м.

З рівності (86) отримуємо, що колесо, внутрішнє щодо центру повороту, повинно бути повернене на більший кут, ніж зовнішнє. Щоб забезпечити необхідне співвідношення між кутами повороту керованих коліс, їх сполучають рульовою трапецією. Проте точного виконання рівності (86) трапеція не забезпечує. Тому при проектуванні трапеції вважають достатнім, якщо при значеннях  $\theta_v = 5-8^\circ$  різниця між теоретичним і дійсним значеннями не перевищує  $12-15'$ , а при  $\theta_v = 25-30^\circ$  – не більш  $3^\circ$ . При кутах повороту до  $12-15^\circ$

залежність  $\theta_3=f(\theta_B)$  близька до лінійної, що дає змогу замість кутів  $\theta_3$  і  $\theta_B$  використовувати в розрахунках середній кут  $\theta$ , рівний їх півсумі.

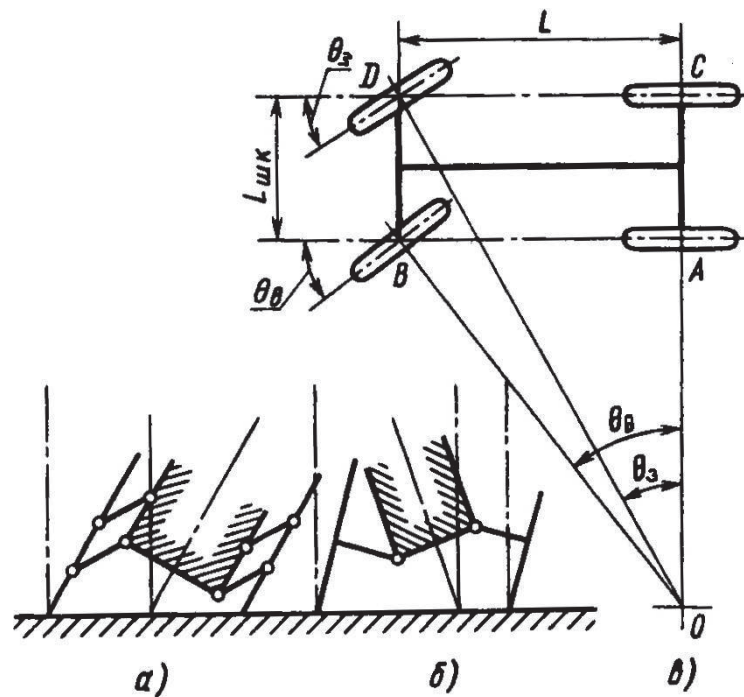


Рис. 7.6. Співвідношення кутів повороту керованих коліс

Якщо на автомобілі встановлені еластичні в поперечному напрямі шини, то вектори швидкостей центрів коліс не співпадають з середніми площинами коліс. Змінюється також і співвідношення кутів повороту керованих коліс, які забезпечують кочення їх без бокового ковзання. У цьому випадку вираз (86) набуває такого вигляду:

$$\operatorname{ctg}\theta_3 - \operatorname{ctg}\theta_B = \frac{L_{\text{шк}} \left[ L - \frac{m_2}{k_{B2}} v^2 \right]}{\left[ L - \left( \frac{m_2}{k_{B2}} - \frac{m_1}{k_{B1}} \right) v^2 \right]^2}. \quad (87)$$

Порівняння формул (86) і (87) показує, що в автомобіля з еластичними шинами у міру збільшення швидкості повинно змінюватися також співвідношення кутів повороту коліс. Проте це може бути досягнуто тільки при наявності автоматичного регулювання рульового приводу.

## 7.4. Коливання керованих коліс

Під час руху керовані колеса автомобілів, що мають залежну підвіску, можуть коливатися разом з переднім мостом у вертикальній площині, а разом з рульовою трапецією — навколо шворнів (осей повороту) у горизонтальній площині.

Кутові коливання керованих коліс навколо шворнів недопустимі, оскільки деталі ходової частини і рульового керування сприймають при цьому значні знакозмінні динамічні навантаження, а коливання з великою амплітудою призводять до втрати автомобілем керованості. Найбільш небезпечними є стійкі коливання коліс, тобто такі, які безперервно повторюються (самозбуджуються). У разі нахилу керованих коліс у вертикальній площині, наприклад, при наїзді одного з них на нерівність дороги (рис. 7.7,а), виникає момент  $M'_r$ , що діє в горизонтальній площині. Під дією цього моменту колеса повертаються щодо шворнів. Поворот коліс викликає появу моменту  $M''_r$ , що діє у вертикальній площині і намагається збільшити нахил коліс. Отже, перекис переднього моста викликає кутові коливання коліс, які, своєю чергою, підсилюють перекис моста. Виникнувши, коливання продовжуються і після того, як колесо з'їхало з нерівності.

Основним засобом зменшення кутових коливань коліс є застосування незалежної передньої підвіски. У цьому випадку при вертикальних переміщеннях керованих коліс не відбувається великого їх нахилу.

Розглянуті коливання є власними, вони залежать тільки від характеристик пружних елементів, моментів інерції і мас окремих деталей. Окрім власних коливань можуть виникати також вимушені коливання, викликані періодично діючою силою. Така сила може, наприклад, виникнути унаслідок дисбалансу (неврівноваженості) коліс. При коченні невірноваженого колеса з'являється відцентрова сила  $P_{цк}$  (рис. 7.7,б), яку можна розкласти на вертикальну силу  $P_{цз}$ , і горизонтальну  $P_{цх}$ . Під дією сили  $P_{цх}$ , колесо намагається повернутися відносно шворня, а під дією сили  $P_{цз}$  — переміститися у вертикальному напрямі. Оскільки при коченні колеса напрям сил  $P_{цх}$ , і  $P_{цз}$  змінюється, то виникає виляння колеса. Найбільш несприятливий випадок, коли обидва колеса мають дисбаланс і невірноважені ділянки розташовані в одній площині, але з різних боків від осі обертання коліс (рис. 7.7,в). У цьому випадку поворотні



моменти, що діють на колеса, сумуються, і кутові коливання стають особливо сильними.

Збурюючі сили з'являються при наїзді колеса на нерівності, які можуть чергуватися через приблизно рівні проміжки шляху. Якщо автомобіль рухається дорогою з таким покриттям, то при певній швидкості частоти вимушених і власних коливань виявляться однаковими, тобто наступить резонанс, при якому амплітуда коливань зростає.

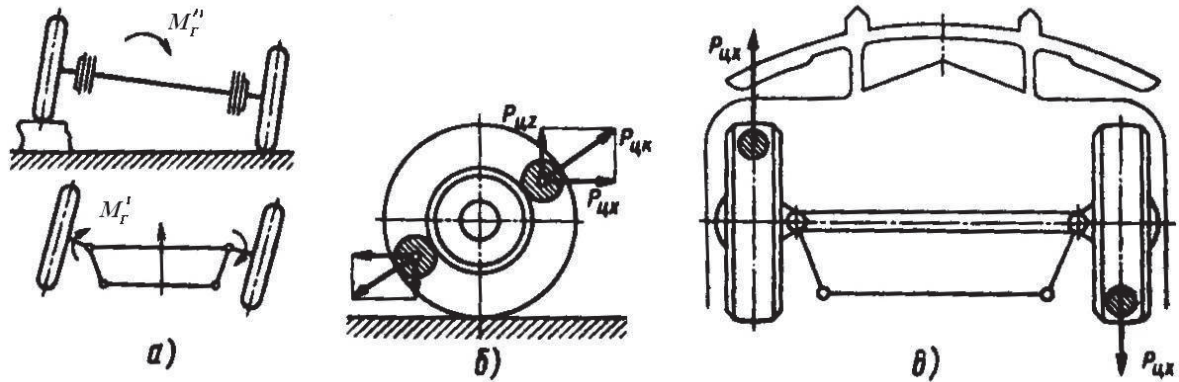


Рис. 7.7. Коливання керованих коліс

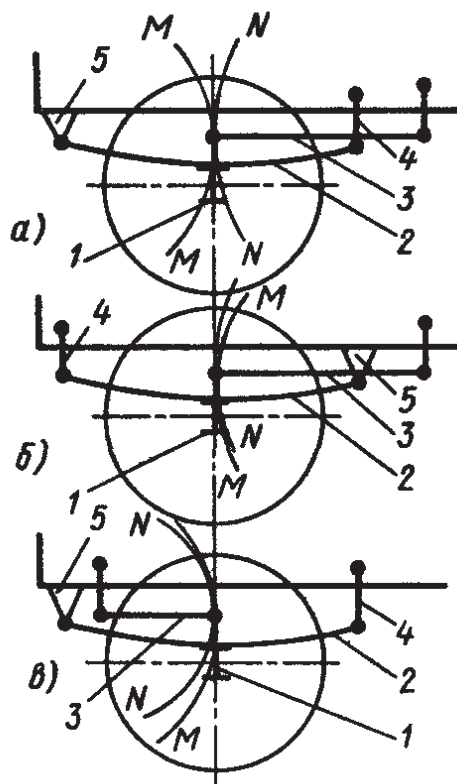


Рис. 7.8. Коливання коліс



Виліяння керованих коліс може бути спричинене наявністю подвійного зв'язку цих коліс з кузовом автомобіля (через рульовий привід і підвіску). При прогинах ресори 2 (рис. 7.8,а), сполученої з рамою спереду простим шарніром 5, а ззаду – сережкою 4, передній міст 1 переміщається по дузі  $MM$ , причому вісь його гойдання розташовується біля шарніра 5. Передній кінець повздовжньої рульової тяги 3, яка гойдається щодо пальця рульової сошки, описує дугу  $NN$ . Криві  $MM$  і  $NN$  розходяться, тому вертикальні переміщення коліс супроводжуються поворотами їх щодо шворнів, що погіршує керованість автомобіля і підвищує втомлюваність водія. Для зменшення виліяння коліс потрібно наближувати траєкторії руху передньої осі і переднього кінця повздовжньої рульової тяги. З цією метою передній кінець ресори іноді сполучають з рамою сережкою, а задній – простим шарніром (рис. 7.8,б). Часто рульовий механізм розташовують перед передньою віссю, як показано на рис. 7.8,в.

## Тема 8. ПРОХІДНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

### План

- 8.1. Поняття про прохідність автомобіля та її геометричні показники.
- 8.2. Опорні і тягові показники прохідності.
- 8.3. Вплив конструкції автомобіля на його прохідність.

### **8.1. Поняття про прохідність автомобіля та її геометричні показники**

**Поняття про прохідність автомобіля.** Автомобілі працюють не тільки на дорогах з твердим покриттям, але і на ґрунтових дорогах, а також на бездоріжжі, тому вони повинні володіти доброю прохідністю.

Єдиного критерію, що дає можливість детально оцінити прохідність автомобіля, не існує. Прохідність залежить від багатьох чинників, основними з яких є опорно-тягові властивості та геометричні параметри автомобіля, а також конструкція окремих агрегатів трансмісії (диференціала, коробки передач і ін.). На прохідність істотно впливає стиль водіння автомобіля. Швидкість руху автомобілів по бездоріжжю значно нижча, ніж на дорогах з твердим покриттям.

Залежно від прохідності автомобілі умовно поділяють на три групи. В основу класифікації покладена так звана колісна формула, що складається з двох цифр: перша цифра відповідає загальному числу коліс автомобіля, а друга — числу ведучих коліс. Так, наприклад, колісна формула автомобілів ВАЗ-2110, ГАЗ-3307 має вигляд 4x2, автомобіля ВАЗ-2121 — 4x4, автомобіля ЗІЛ-133 - 6x4, автомобіля ЗІЛ-131- 6x6.

До першої групи належать автомобілі обмеженої (нормальної) прохідності 4x2 і 6x2, до другої — автомобілі підвищеної прохідності 4x4, 6x4 і 6x6, до третьої – автомобілі високої прохідності типу 8x8, що мають спеціальну компоновку. При спеціальній конструкції автомобілі 4x4 і 6x6 мають практично таку ж прохідність, як автомобілі третьої групи.

**Геометричні показники прохідності.** Розглянемо геометричні показники, що характеризують прохідність автомобіля у

вертикальній площині. Їх, як правило, визначають стосовно статичного положення автомобіля.

**Дорожній просвіт** — це відстань  $h$  між нижчою точкою автомобіля і площиною дороги (рис. 8.1), яка характеризує можливість руху автомобіля без зачіпання одиночних перешкод (каменів, пнів тощо).

**Кути переднього  $\alpha$  і заднього  $\beta$  звівів, а також передній  $l_n$  і задній  $l_z$  звіси** характеризують прохідність автомобіля нерівними дорогами при в'їзді на перешкоду або при з'їзді з неї, наприклад, у випадках наїзду на горб, переїзду через канави тощо. Для визначення кутів звівів проводять дотичні до зовнішніх кіл шин передніх і задніх коліс і до найбільш віддалених точок передньої і задньої частин автомобіля.

Передній (задній) звіс автомобіля визначається відстанню від крайньої точки контура передньої (задньої) виступаючої частини автомобіля по довжині до площини, перпендикулярно до опорної поверхні, і що проходить через центри передніх (задніх) коліс автомобіля.

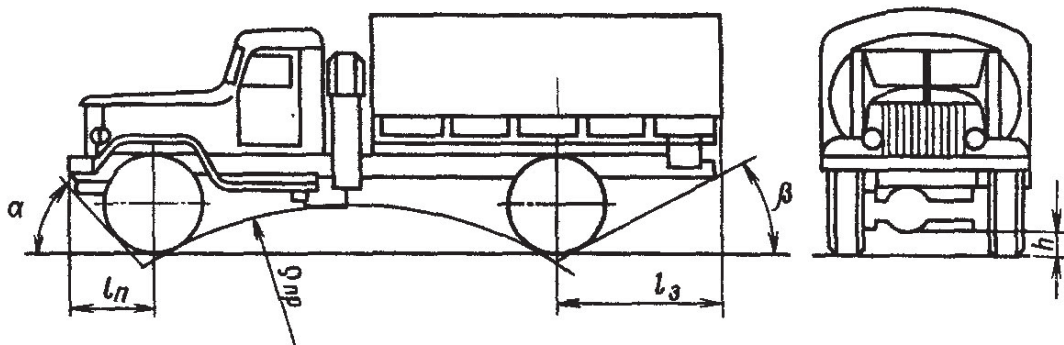


Рис. 8.1. Геометричні показники прохідності автомобіля

**Повздовжній радіус  $\rho_{пр}$**  прохідності визначає контури перешкоди, яку, не зачіпаючи, може подолати автомобіль. Повздовжній радіус прохідності рівний радіусу кола, проведеного дотично до зовнішніх кіл шин і найнижчої точки автомобіля у межах бази. Чим менший цей радіус, тим краща прохідність автомобіля. Зменшуючи, наприклад, базу автомобіля, можна зменшити радіус  $\rho_{пр}$ .

Властивість автомобіля повертатися на мінімальній площі називають маневреністю. Ця властивість характеризує прохідність автомобіля у горизонтальній площині.

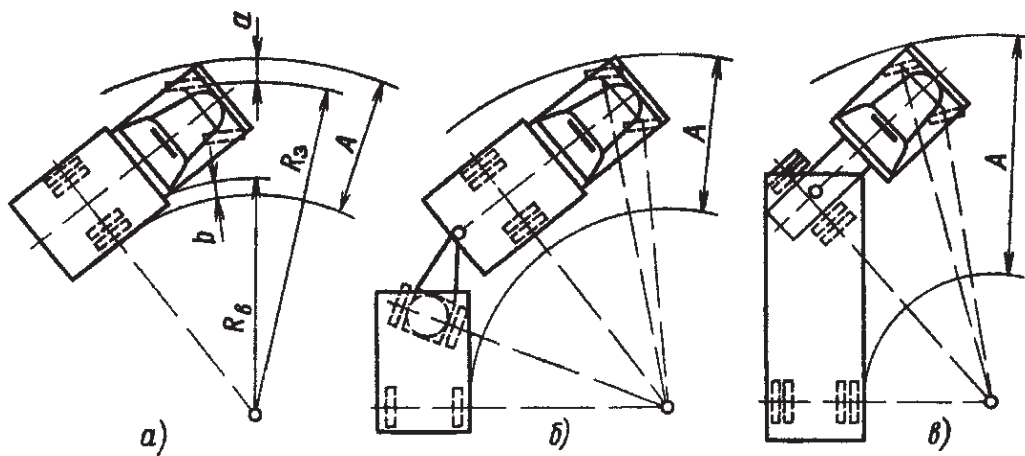


Рис. 8.2. Показники маневреності

Показники маневреності автомобіля наступні: мінімальний радіус повороту зовнішнього переднього колеса  $R_3$  (рис. 8.2, а), ширина смуги руху  $A$ , яку займає автомобіль при повороті, і максимальний вихід окремих частин автомобіля за межі траєкторії руху зовнішнього переднього та внутрішнього заднього коліс (відстані  $a$  і  $b$ ).

Максимальну ширину смуги руху ( $y$  м) визначають за формулою:

$$A = R_3 - R_6 + a + b,$$

де  $R_6$  – мінімальний радіус повороту внутрішнього заднього колеса, м.

Найбільш маневрені одиночні автомобілі зі всіма керованими колесами. При буксируванні причепів маневреність автомобіля дещо погіршується, оскільки причіп і напівпричіп зміщуються до центру повороту (рис. 8.2, б і в) і ширина смуги руху збільшується. Ширина смуги руху автопоїзда зростає із збільшенням числа буксированих причепів, бази причепа і довжини дишла.

## 8.2. Опорні та тягові показники прохідності

Тяговими показниками прохідності автомобіля є максимальні сила тяги й динамічний фактор, а опорно-зчіпними — зчіпна вага, тиск коліс на дорогу та коефіцієнт зчеплення.

Погані дороги та бездоріжжя часто характеризуються підвищеним опором руху. Щоб подолати його, автомобілі повинні

мати велику силу тяги і більший динамічний фактор у порівняно з автомобілями, що експлуатуються на задовільних дорогах. Для збільшення сили тяги в трансмісію автомобілів високої прохідності вводять додаткову коробку передач (демультипликатор). Збільшити динамічний фактор можна також зниженням маси автомобіля, проте це приводить до зменшення маси вантажу, що перевозиться.

Зчіпну вагу  $G_{зч}$  автомобіля можна підвищити, збільшуючи число ведучих коліс або зміщуючи центр ваги у бік ведучого моста. Для легкових і вантажних автомобілів з передніми або задніми ведучими мостами відношення  $G_{зч}/G_a$  є у таких межах:

Легкові автомобілі.....	0,45–0,5
Вантажні автомобілі.....	0,65–0,75

Максимальний динамічний фактор для вказаних автомобілів перебуває у межах 0,25–0,35. Для автомобілів зі всіма ведучими мостами відношення  $G_{зч}/G_a = 1$ , а  $D_{max} = 0,6–0,8$ .

Основним показником прохідності автомобіля дорогами з м'яким покриттям є тиск (у Па) коліс на дорогу, який визначають за формулою

$$p = \frac{G_k}{F_k},$$

де  $G_k$  – вага автомобіля, що сприймається колесом, Н;  $F_k$  – площа контакту колеса з дорогою, м<sup>2</sup>.

Під час руху автомобіля м'яким вологим ґрунтом можливе буксування ведучих коліс унаслідок ковзання або зрізу ґрунту. Зниження тиску коліс на дорогу в цьому випадку може погіршити прохідність автомобіля, оскільки чим менший тиск, тим гірше ведуче колесо видавлює вологу в контактні шини з опорною поверхнею і починає буксувати. Тому для підвищення прохідності м'якими вологими ґрунтами необхідно збільшувати тиск ведучих коліс на дорогу. Водночас для запобігання їх буксуванню через зрізання ґрунту бажано зменшити тиск. Максимальну силу тяги в цьому випадку визначають за формулою

$$P_{Tmax} = \sigma F_k,$$

де  $\sigma$  – напруження зрізу в ґрунті, Па.

Коли напруження зрізу більше напруження, яке може витримувати ґрунт, відбувається зрізання ґрунту і колесо пробуксовує.

Суперечливі вимоги до величини тиску під час руху автомобіля м'якими вологими ґрунтами можуть бути частково задоволені, якщо використовувати шини, що мають протектор з великими виступами (ґрунтозачепами).

Для підвищення прохідності автомобіля по оранці, сильно розмоклій дорозі, піску або снігу застосовують шини з особливо широким профілем і низьким тиском повітря.

Сила зчеплення рушія з дорогою приблизно пропорційна довжині поверхні контакту. У звичайної автомобільної шини у контакті з дорогою є приблизько 8% довжини її кола, а у шини з регульованим тиском до 16%. Проте шини з регульованим тиском при мінімальному тиску мають обмежений пробіг. Прохідність автомобіля можна підвищити, збільшивши діаметр колеса. Так, на автомобілях високої прохідності встановлюють колеса діаметром 1,5–2 м, а на деяких спеціальних автомобілях до 3-х м. Коефіцієнт зчеплення  $\phi_x$  шин з дорогою визначає прохідність автомобіля під час руху вологими ґрунтами і слизькою (обмерзлою) дорогою.

### 8.3. Вплив конструкції автомобіля на його прохідність

**Ведені та ведучі колеса.** Ведені колеса значно гірше долають вертикальні перешкоди порівняно з ведучими.

На рис. 8.3, а показана схема сил, що діють на ведене (переднє) колесо автомобіля при подоланні ним вертикальної перешкоди висотою  $h$ .

На колесо діють штовхаюча сила  $P_x$ , що сприймається переднім колесом від рами автомобіля, і реакція перешкоди. З умов рівноваги колеса маємо:

$$R_z = P_z; \quad R_x = P_x.$$

Сили, що діють на колесо, зв'язані між собою рівністю:

$$R_z = R_x \operatorname{tg} \alpha_1 = P_x \operatorname{tg} \alpha_1; \quad P_x = \frac{P_z}{\operatorname{tg} \alpha_1}.$$

Визначимо значення  $\operatorname{tg}\alpha_1$  з трикутника АОС:

$$\operatorname{tg}\alpha_1 = \frac{OC}{AC} = \frac{r-h}{\sqrt{2rh-h^2}};$$

Отже

$$P_x = \frac{P_z}{\operatorname{tg}\alpha_1} = \frac{P_z \sqrt{2rh-h^2}}{r-h}. \quad (88)$$

З отриманої формули виходить, що при  $h=r$  сила  $P_x$  стає нескінченно великою, тобто при наїзді ведених передніх коліс на перешкоду висотою  $h=r$  автомобіль не зможе її подолати навіть при значній силі тяги на ведучих колесах.

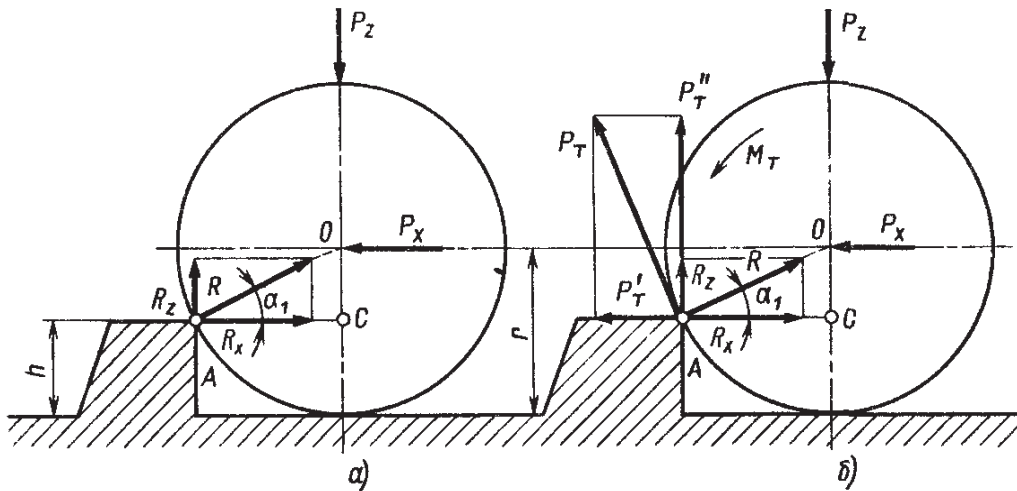


Рис. 8.3. Схема сил, що діють на переднє колесо під час подолання вертикальної перешкоди:  
а – ведене колесо; б – ведуче колесо

На ведуче переднє колесо, окрім сил  $P_x$  і  $P_z$ , діє також тяговий момент  $M_T$ , унаслідок чого з'являється сила тяги  $P_T$  (рис. 8.3,б). Розкладемо силу  $P_T$  на горизонтальну  $P_T'$  і вертикальну  $P_T''$  складові. У результаті дії сил  $P_x$  і  $P_z$  виникають реакції  $R_x$  і  $R_z$ . Спроектувавши всі сили на вертикальну та горизонтальну осі, отримаємо  $P_x = R_x - P_T'$ ;  $P_z = R_z + P_T''$ .



Виникнення додаткової сили  $P_t''$  дає змогу ведучому колесу долати перешкоди висотою, рівною радіусу колеса, а сила  $P_t'$  зменшує складову сили опору руху  $R_x$ .

**Колія передніх і задніх коліс.** При утворенні колії під час руху автомобіля м'якими ґрунтами виникає значний опір коченню коліс. Тому у разі неспівпадання колії задніх коліс з колією передніх опір руху більший, ніж при їх співпаданні. Неспівпадання колії може бути як у автомобілів зі всіма одинарними колесами, так і у автомобілів з передніми одинарними та задніми здвоєними колесами. Різниця передньої і задньої колії одинарних коліс не повинна перевищувати 25–32% ширини профілю шини. При більшій різниці прохідність автомобіля істотно знижується.

**Підвіска.** Рух автомобілів з колісною формулою 6x4 і 6x6 по пересіченій місцевості без відриву коліс від ґрунту може бути обмежений максимально допустимим перекосом їх мостів, який залежить від типу підвіски. При незалежній і балансірній підвісках допускається більший перекіс мостів, що сприяє підвищенню прохідності.

**Диференціал.** При пробуксовуванні одного з ведучих коліс (наприклад, лівого) диференціал розподіляє крутний момент між колесами отже:

$$M_d = 0,5(M_d + M'_{тр}); M_n = 0,5(M_d - M'_{тр}),$$

де  $M_d$  – крутний момент на веденому зубчастому колесі головної передачі;  $M'_{тр}$  – момент тертя у диференціалі, що виникає через відносний рух його деталей, Нм. З огляду на прохідність автомобіля тертя в диференціалі є корисним, оскільки воно дає змогу передавати більший крутний момент на небуксуюче колесо і менший — на те, що буксує, а це сприяє припиненню буксування. Сумарна сила тяги (у Н) на двох ведучих колесах при цьому досягає максимального значення

$$P_{t\max} = 2P_{зч\min} + \frac{M'_{тр}}{r},$$

де  $P_{зч\min}$  — сила тяги на колесі з меншим зчепленням, Н.

Диференціал з малим внутрішнім тертям розподіляє крутний момент по півосях приблизно порівну, і реалізація моменту

обмежується буксуванням колеса, яке є на ґрунті з меншим коефіцієнтом зчеплення. Загальна сила тяги на ведучих колесах визначається колесом, яке має менше зчеплення з дорогою і може виявитися недостатньою для подолання автомобілем опору руху. Тому при установці простого диференціала різко погіршується прохідність автомобіля. Тертя в простому диференціалі невелике, унаслідок чого сумарна сила тяги збільшується всього лише на 4–6 %. У черв'ячному і кулачковому диференціалах, які встановлюють на автомобілі підвищеної і високої прохідності, тертя значно більше, і сила тяги зростає на 10–15%. Перевагою механізмів з муфтами вільного ходу, що іноді застосовуються замість диференціалів, є можливість забезпечення максимальної сили тяги (виключення диференціала) при будь-якому співвідношенні коефіцієнтів зчеплення між дорогою і правим та лівим колесами автомобіля. Такі механізми і диференціали, що самоблокуються, покращують прохідність автомобіля під час руху слизькими ґрунтами, оскільки діють автоматично, і при коченні одного з ведучих коліс дорогою з малим коефіцієнтом зчеплення дають змогу долати цю ділянку без втрати автомобілем кінетичної енергії. Сумарна сила тяги при блокуванні диференціала під час руху в реальних дорожніх умовах збільшується на 20–25%, оскільки різниця між коефіцієнтами зчеплення на ділянках дороги під правим і лівим ведучими колесами порівняно невелика.

**Регулювання тиску повітря в шинах.** Автомобілі, обладнані централізованою системою регулювання тиску повітря в шинах, за інших рівних умов володіють підвищеною прохідністю під час руху м'якими ґрунтами. В цьому випадку при зниженні тиску повітря у шинах збільшується площа контакту колеса з дорогою, тобто забезпечується зниження тиску колеса на дорогу.

**Зниження швидкості руху автомобіля.** Установка на автомобіль гідротрансформатора, роздавальної коробки, електромеханічної трансмісії сприяє підвищенню його прохідності м'якими і вологими ґрунтами, оскільки дає змогу зменшити мінімальну швидкість руху до 0,5–1,5 км/год і забезпечує плавну зміну швидкості.

## Тема 9. ПЛАВНІСТЬ ХОДУ АВТОМОБІЛЯ

### План

- 9.1. Вплив коливань на людину.
- 9.2. Показники плавності ходу.
- 9.3. Коливання автомобіля.
- 9.4. Способи підвищення плавності ходу автомобіля.

### 9.1. Вплив коливань на людину

Тривала дія на пасажирів і водія коливань кузова, що виникають під час руху автомобіля, викликає їх значну втому. Коливання кузова позначається також на збереженні вантажу, що перевозиться, і самого автомобіля. Тому однією з основних вимог, що ставляться до сучасного автомобіля, є підвищення плавності ходу та покращення комфортабельності.

Коливання автомобіля можна розділити на низькочастотні (до 15–18 Гц) і високочастотні — вібрації. Вібраційна чутливість організму складає 15–1500 Гц. З високою частотою переважно коливаються невідресорені маси, а низькою — відресорені (кузов). Невідресореними масами називаються частини автомобіля (мости, колеса і ін.), вага яких не сприймається підвіскою, а передається через шину на опорну поверхню. Відресореними називаються маси, вага яких передається через пружні елементи підвіски. Дія коливань на організм людини залежить від їх частоти, амплітуди, тривалості і прямої дії.

У даний час немає єдиної думки про межі частот коливань, які відповідають певному виду дії на організм людини. Людина не відчуває коливань при ходьбі, оскільки організм звик до частоти 1,7–2,5 Гц, що відповідає кількості кроків у секунду.

Із збільшенням швидкості коливань плавність ходу автомобіля погіршується.

Вплив знакозмінних прискорень на організм людини більшою мірою залежить від частоти коливань. Із збільшенням частоти навіть невеликі прискорення коливань можуть викликати неприємні або болісні відчуття.

## 9.2. Показники плавності ходу

Розглянемо коливання тіла вагою  $G_r$  (рис. 9.1,а) з одним ступенем вільності, розташованого на пружині жорсткістю  $c$ . Коли пружина перебуває у вільному стані, тіло займає положення I. При рівновазі системи виникає статична деформація пружини під дією ваги  $G_r$ , унаслідок чого тіло займає положення II, причому деформація (прогин) пружини

$$f_0 = \frac{G_r}{c}. \quad (89)$$

Перемістимо тіло в положення III, стиснувши пружину, потім відпустимо його. Тіло почне коливатися, переміщаючись вгору і вниз.

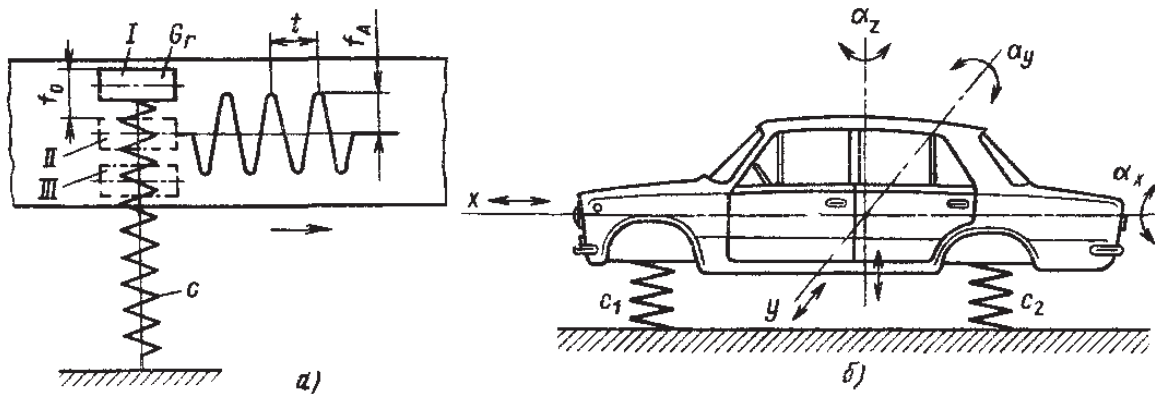


Рис. 9.1. Схема коливання тіла з одним ступенем вільності і спрощена схема коливання системи автомобіля

Якщо з цим тілом зв'язати самописний прилад і протягувати з постійною швидкістю стрічку, то на ній буде записана крива коливань тіла. На отриманій кривій відзначимо амплітуду  $f_a$ , рівну найбільшому відхиленню тіла від положення рівноваги, і період  $t$ , рівний проміжку часу, який відповідає двом найближчим однаковим положенням тіла (наприклад, крайнім верхнім).

Під час коливань тіло рухається нерівномірно, причому одночасно змінюються його положення, швидкість, прискорення і наростання прискорень. Характер кривих переміщення, швидкості і прискорення приблизно однаковий.

Коливання кузова автомобіля характеризують параметрами, наведеними нижче.

**Період коливань  $t$**  – час, протягом якого кузов здійснює повний коливальний рух.

**Кутова частота  $\Omega$**  – величина, чисельно рівна добутку частоти коливань на  $2\pi$ ;  $\Omega = 2\pi\nu = \frac{2\pi}{t}$ .

Кутова частота відповідає фазі коливань без початкової фази у момент часу  $t=1$  с. У практиці частоту коливань вимірюють числом коливань у хвилину:  $n = \frac{60}{t}$ .

Частоти  $\Omega$  і  $n$  пов'язані рівністю:

$$n = \frac{60}{t} = \frac{60\Omega}{2\pi} = \frac{30}{\pi\sqrt{\frac{c}{m}}}, \quad (90)$$

де  $m$  – маса тіла, що коливається.

Підставивши у вираз (90) значення жорсткості з формули (89), а також виразивши масу  $m$  через  $\frac{G_r}{g}$ , отримаємо:

$$n = \left(\frac{30}{\pi}\right) \sqrt{\frac{G_r}{f_0} \frac{g}{G_r}} = \left(\frac{30}{\pi}\right) \sqrt{\frac{g}{f_0}}.$$

Отже, чим більший статичний прогин підвіски, тим менша частота власних коливань. Використовуючи м'які підвіски, зменшують частоту власних коливань кузова і підвищують комфортабельність автомобіля.

**Амплітуда коливань** – найбільше відхилення (переміщення) від положення рівноваги.

**Швидкість коливань** — перша похідна переміщення за часом, м/с.

**Прискорення коливань** — друга похідна переміщення за часом або перша похідна швидкості коливань за часом, м/с<sup>2</sup>.

**Середнє квадратичне прискорення коливань  $\sigma_{ск}$** , м/с<sup>2</sup>.

**Швидкість наростання прискорень коливань** — третя похідна переміщення за часом або перша похідна прискорення коливань за часом, м/с<sup>3</sup>.

### 9.3. Коливання автомобіля

Кузов автомобіля має шість ступенів вільності (рис. 9.1, б) і може здійснювати шість різних типів коливань. Лінійні переміщення уздовж осей  $x$ ,  $y$  і  $z$  відповідно позначаються і називаються:  $s_x$  – сіпання,  $s_y$  – хитання і  $s_z$  – підстрибування. Кутові переміщення навколо цих осей називаються:  $\alpha_x$  – похитування,  $\alpha_y$  – галопування і  $\alpha_z$  – виляння. Через складність дослідження системи з шістьма ступенями вільності при розрахунку підвіски зазвичай вивчають тільки два види коливань, тобто розглядають кузов як систему з двома ступенями вільності: лінійні вздовж осі  $z$  і кутові навколо осі  $y$ . Ці типи коливань мають першорядне значення для комфортності, оскільки вони викликають у людини найбільш хворобливі відчуття.

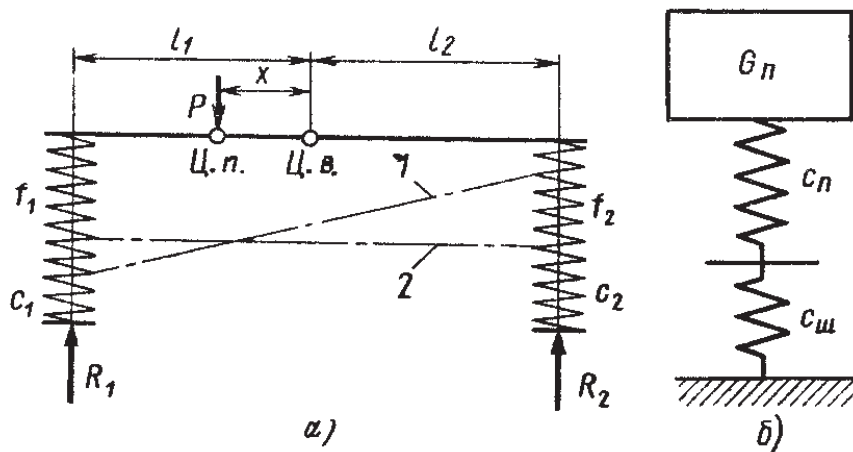


Рис. 9.2. Схема для визначення положення центра пружності і зведеної жорсткості пружини

Буквами  $c_1$  і  $c_2$  на схемі позначені зведені жорсткості таких пружних елементів, прогин яких рівний сумарним прогинам підвісок і шин, що сприймають однакове навантаження. Для визначення зведеної жорсткості  $c_{пр}$  розглянемо схему на рис. 9.2,б, де зображений вантаж вагою  $G_n$ , встановлений на пружному елементі підвіски та шині, жорсткості яких відповідно рівні  $c_n$  і  $c_{ш}$ .

Під дією ваги  $G_n$  пружна система деформується, величина деформації рівна сумі прогинів пружного елемента підвіски та шини:

$$f_{II} = \frac{G_n}{c_n} + \frac{G_n}{c_{ш}}$$

визначають за зміною положення осі колеса (у м)  $f_{II} = \frac{G_n}{c_{зв}}$ . Отже,



$\frac{G_{\Pi}}{c_{зв}} = \frac{G_{\Pi}}{c_{\Pi}} + \frac{G_{\Pi}}{c_{ш}}$ . Розв'язавши цю рівність щодо жорсткості  $c_{зв}$ , отримаємо

$$c_{зв} = \frac{c_{\Pi} c_{ш}}{c_{\Pi} + c_{ш}}.$$

Жорсткість передньої або задньої підвіски сучасних автомобілів є у межах 20–60 кН/м, а жорсткість шин в межах 200–450 кН/м. Менші значення жорсткостей належать до легкових, а більші — до вантажних автомобілів.

Для пом'якшення вертикальних коливань кузова  $s_z$  використовують м'яку підвіску, яка в момент переїзду перешкоди значно деформується. Проте після переїзду через перешкоду коливання кузова за наявності м'якої підвіски будуть продовжуватися, затухаючи дуже поволі. Для гасіння коливань, що почалися, встановлюють амортизатори.

Щоб мати уявлення про те, яким чином можна зменшити галопування, познайомимося з поняттям про центр пружності системи. Центром пружності системи називають точку, при прикладанні до якої зовнішньої збуджуючої сили виникає тільки лінійне переміщення системи. Для визначення положення центру пружності розглянемо стержень, який спирається на пружні елементи підвіски (рис. 9.2, а).

Якщо збуджуюча сила  $P$  прикладена не до центру пружності (Ц. п.), а в іншій точці, то виникає як лінійне, так і кутове переміщення стержня (положення 1). Якщо сила  $P$  прикладена до центру пружності, то відбувається тільки лінійне переміщення стержня (положення 2). В останньому випадку  $f_1=f_2$ , унаслідок чого галопування відсутнє.

Визначимо величину  $x$  — відстань від центру пружності до центру ваги (Ц. в.). З умови рівноваги стержня щодо центру ваги маємо

$$R_1 l_1 - P x - R_2 l_2 = 0,$$

де  $R_1$  і  $R_2$  — реакції опор.



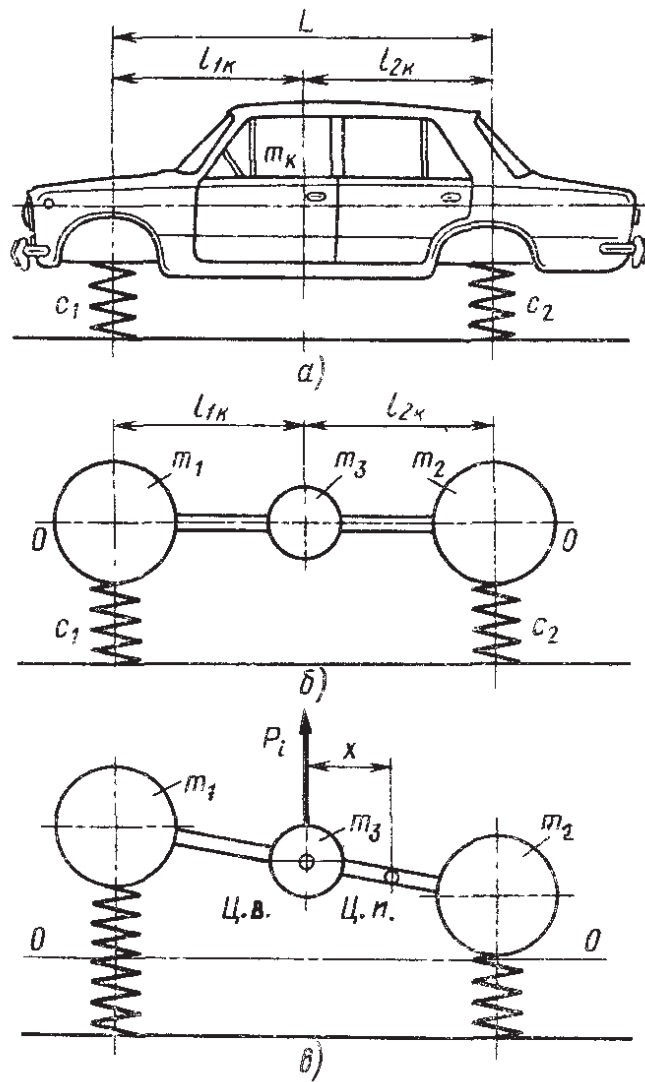


Рис. 9.3. Схема розрахунку вільних коливань кузова

Розв'язавши знайдене рівняння відносно  $x$ , отримаємо

$$x = \frac{R_1 l_1 - R_2 l_2}{P}$$

Замінімо реакції  $R_1 = c_1 f_1$  і  $R_2 = c_2 f_2$ , тоді

$$P = R_1 + R_2 = c_1 f_1 + c_2 f_2.$$

Підставивши у вираз для визначення відстані  $x$  знайдені значення  $R_1$ ,  $R_2$  і  $P$ , отримаємо

$$x = \frac{c_1 f_1 l_1 - c_2 f_2 l_2}{c_1 f_1 + c_2 f_2}.$$

Але  $f_1=f_2$ , отже,  $x = \frac{c_1 l_1 - c_2 l_2}{c_1 + c_2}$ .

Застосуємо отриманий вираз до коливань кузова, замінивши підресорену масу кузова  $m_k$  (рис. 9.3,б) трьома масами:  $m_1$ ,  $m_2$  і  $m_3$ , зв'язаними між собою невагомим стержнем. Маса  $m_1$  і  $m_2$  розташовані відповідно на відстані  $l_{1k}$  і  $l_{2k}$  від центру ваги кузова, а маса  $m_3$  – у його центрі ваги. Щоб система з трьох мас відповідала в динамічному відношенні дійсній масі підресореної частини автомобіля, необхідне дотримання наступних умов:

сума всіх мас системи повинна бути рівна підресореній масі автомобіля  $m_1+m_2+m_3=m_k$ ;

центр ваги системи повинен співпадати з центром ваги кузова  $m_1 l_{1k} = m_2 l_{2k}$ ;

момент інерції системи щодо горизонтальної осі у повинен бути рівний моменту інерції підресореної маси щодо тієї ж осі

$$m_1 l_{1k}^2 + m_2 l_{2k}^2 = I = m_k \rho_k^2,$$

де  $\rho_k$  – радіус інерції підресореної маси автомобіля.

З цих умов визначимо маси  $m_1$ ,  $m_2$  і  $m_3$ :

$$m_1 = \frac{m_k \rho_k^2}{l_{1k} L};$$

$$m_2 = \frac{m_k \rho_k^2}{l_{2k} L}; \tag{91}$$

$$m_3 = m_k \left[ 1 - \frac{\rho_k^2}{l_{1k} l_{2k}} \right].$$

Якщо вивести стержень зі стану рівноваги, а потім відпустити, то він почне коливатися (рис. 7.3,в). Під час коливань з'являється сила інерції  $P_i = m_3 a$ .

Ця сила створює момент щодо центру пружності:

$$M_i = P_i x = m_3 a x.$$

Момент  $M_i = 0$ , якщо маса  $m_3 = 0$  або плече сили  $P_i$  рівне нулю.

З рівняння (91) робимо висновок, що маса  $m_3=0$ , якщо  $\frac{\rho_k^2}{l_{1k}l_{2k}} = 1$ , оскільки маса кузова  $m_k \neq 0$ . Для легкових автомобілів відношення  $\frac{\rho_k^2}{l_{1k}l_{2k}}$  близьке до одиниці, унаслідок чого вони мають добру плавність ходу. Якщо плече  $x=0$  і центр ваги співпадає з центром пружності, то  $x = \frac{c_1 l_{1k} - c_2 l_{2k}}{c_1 + c_2} = 0$ , тоді:

$$c_1 l_{1k} = c_2 l_{2k} \quad \text{або} \quad \frac{c_1}{c_2} = \frac{l_{2k}}{l_{1k}}.$$

Отже, жорсткості підвісок необхідно вибирати так, щоб вони були обернено пропорційні відстаням центру ваги від передньої і задньої осей. Тоді при однакових прогинах передньої і задньої підвісок кузов автомобіля переміщатиметься вертикально без галопування.

#### 9.4. Способи підвищення плавності ходу автомобіля

Шини впливають на високочастотні коливання автомобіля. Для покращення плавності ходу автомобіля доцільно мати шини меншої жорсткості. Жорсткість шин зменшують, знижуючи тиск повітря в них і збільшуючи ширину профілю.

Застосування незалежної підвіски передніх коліс дає можливість отримати відношення статичних прогинів передньої і задньої підвісок, близьке до одиниці. У результаті при наїзді автомобіля на перешкоду галопу практично не відбувається, оскільки кузов переміщається паралельно до самого себе. При застосуванні незалежної підвіски для задніх ведучих коліс значно ускладнюється конструкція приводу коліс. Тому, як правило, незалежну підвіску раніше застосовували тільки для передніх коліс. Проте в даний час на задньопривідних автомобілях все частіше застосовують незалежну підвіску і для задніх коліс.

Як пружний елемент незалежної підвіски використовують пружини, а останнім часом також пневматичні пружні елементи, рідше – торсіони. Пружини й торсіони порівняно з листовими

ресорами мають меншу масу, велику довговічність, практично не мають внутрішнього тертя, прості у виготовленні та не потребують догляду. Пневматична підвіска забезпечує високу плавність ходу завдяки невеликій жорсткості й сприятливому характеру зміни пружної характеристики, а також можливості регулювання у широких межах жорсткості підвіски та положення кузова відносно опорної поверхні.

## Тема 10. ПАЛИВНА ЕКОНОМІЧНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

### План

1. Вимірювачі та показники паливної економічності.
2. Паливно-економічна характеристика автомобіля.
3. Вплив конструкційних і експлуатаційних чинників на витрату палива.
4. Паливна економічність автопоїзда.
5. Поняття про норми витрати палива.

### 1. Вимірювачі та показники паливної економічності

Паливо є найважливішим експлуатаційним матеріалом, який на автомобільному транспорті споживається у великій кількості. Вартість палива складає 10–15% усіх витрат на перевезення. Паливо необхідно використовувати з максимальною ефективністю, не допускаючи його втрат і невиправданих витрат.

Досконалість конструкції автомобіля оцінюють за витратою палива  $Q$  (у л), віднесеною до довжини пройденого шляху (пробігу)  $S^*$  (у км.). Шляхова витрата палива при пробігу автомобілем 100 км. (у л):

$$q_{\text{п}} = \frac{100Q}{S^*}. \quad (92)$$

Часто для оцінки паливної економічності рухомого складу застосовують також витрату палива (у г), віднесену до одиниці транспортної роботи (у ткм):

$$q_{\text{тр}} = \frac{1000Q\rho_{\text{т}}}{m_{\text{в}}S_{\text{в}}^*}, \quad (93)$$

де  $\rho_{\text{т}}$  — густина палива, кг/л;  $m_{\text{в}}$  — маса перевезеного вантажу, т;  $S_{\text{в}}^*$  — пробіг автомобіля з вантажем, км.

Вимірювачем паливної економічності автомобільного двигуна служать годинна витрата палива  $G_{\text{т}}$  (у кг/год) і питома ефективна витрата палива  $g_{\text{е}}$  (у г/(кВтгод)).

Годинна витрата палива (у кг/год):

$$G_T = \frac{g_e N_e}{10^6}, \quad (94)$$

де  $N_e$  — ефективна потужність двигуна, Вт.

Величину  $G_T$  можна визначити також так:

$$G_T = \frac{3600 Q \rho_T}{t},$$

де  $t$  — час витрати палива  $Q$ .

Показником паливної економічності автомобіля служить контрольна витрата палива, тобто шляхова витрата (у л) на 100 км шляху, визначена експериментально при рівномірному русі автомобіля на вищій передачі по горизонтальній дорозі (швидкість руху нормована для кожного типу автомобіля). Крім того, визначається витрата палива на змінному режимі “міський цикл”. Контрольна витрата дає змогу оцінити якість продукції, що випускається заводами, і відповідність її затвердженим технічним вимогам і сучасному рівню автомобілебудування.

Щоб з’ясувати зв’язок між окремими вимірювачами паливної економічності, виключимо з виразів (92) і (94) величину  $Q$ :

$$G_T = \frac{36 q_n \rho_T S^*}{t}. \quad (95)$$

Але  $\frac{S^*}{t} = \frac{S}{1000t} = \frac{v}{1000}$ , де  $S$  — пробіг автомобіля в м. Отже,

$$G_T = 36 \cdot 10^{-3} q_n \rho_T v.$$

Знайшовши з останнього виразу  $q_n$  і підставивши значення  $G_T$  згідно з формулою (94), визначимо шляхову витрату палива в л на 100 км шляху:

$$q_n = \frac{10^3 G_T}{36 \rho_T v} = \frac{g_e N_e}{36000 \rho_T v}. \quad (96)$$

## 2. Паливно-економічна характеристика автомобіля

Паливно-економічна характеристика автомобіля дає змогу визначати витрату палива залежно від зміни швидкості руху. Вона є графіком залежності шляхової витрати палива від швидкості автомобіля  $v$  (рис. 10.1,а). Цей графік характеризує паливну економічність автомобіля при рівномірному русі і визначає витрату палива за відомими величинами  $v$  і  $\psi$ . Наприклад, під час руху автомобіля з швидкістю  $v_1$  дорогою, якість якої характеризується коефіцієнтом  $\psi_1$ , витрата палива рівна  $q_1$ .

Можна розв'язати і обернену задачу: визначити максимально можливу швидкість, яку може розвинути автомобіль при даній витраті палива. Так, якщо витрата палива не повинна перевищувати  $q_2$ , то на дорозі з коефіцієнтом опору  $\psi_3$  швидкість автомобіля не повинна перевищувати  $v_2$ . Подібні завдання виникають при потребі визначення економічно доцільної швидкості руху автомобіля на автомагістралях.

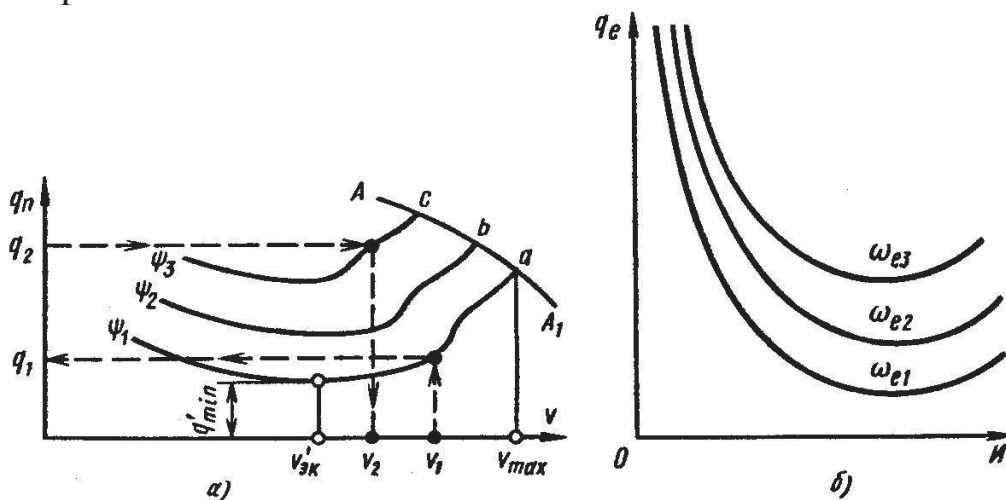


Рис. 10.1. Графік паливної економічності

а – паливно-економічна характеристика автомобіля; б – залежність витрати палива від ступеня використання потужності двигуна і кутової швидкості колінчастого вала

Кожна крива графіка має характерні точки. Одна з них визначає мінімальну витрату палива під час руху дорогою з даним коефіцієнтом  $\psi$  (наприклад,  $q'_{min}$  при  $\psi_1$ ). Швидкість  $v'_{ек}$ , що відповідає цій витраті, називають **економічною**. Інша (кінцева) точка кривої визначає витрату палива при повному навантаженні двигуна, що відповідає швидкості руху, максимально можливій при даному коефіцієнті  $\psi$  (точки а, б, с). Огиначаюча крива  $AA_1$ , проведена через ці



точки, є зміною шляхової витрати палива залежно від швидкості при повному навантаженні двигуна. Перегини в правих частинах кривих, викликані збагаченням пальної суміші при включенні економайзера, отримують при побудові характеристики за даними лабораторних випробувань двигуна з великою кількістю експериментальних точок. Якщо ж характеристику будують за невеликим числом точок (5–6), то такого перегину кривих на графіку можна і не отримати.

Показником паливної економічності автомобіля служить мінімальна шляхова витрата палива, що відповідає швидкості при випробуваннях автомобіля з повним навантаженням на горизонтальній ділянці дороги з твердим покриттям. Вказана в технічних характеристиках автомобілів контрольна витрата палива практично мало відрізняється від мінімальної витрати.

Стандарт передбачає експериментальне визначення паливних характеристик для руху двох видів: сталого і на дорозі із змінним профілем. У першому випадку заміряють витрату палива під час руху автомобіля на вищій передачі горизонтальною дорогою із заданими постійними швидкостями від мінімально стійкої до максимальної. У другому випадку заміряють витрату палива під час руху автомобіля на ділянці дороги із спеціально заданим профілем. При цьому автомобіль повинен рухатися з максимально можливою швидкістю, не перевищуючи, проте, граничного її значення, встановленого стандартом.

### 3. Вплив конструкційних і експлуатаційних чинників на витрату палива

З'ясуємо основні чинники, від яких залежить шляхова витрата палива  $q_{п}$ .

З рівняння балансу потужностей маємо:

$$N_e = N_T + N_{тр} = \rho_d + P_{п} + P_i \frac{v}{\eta_{тр}}. \quad (97)$$

Підставивши вираз (97) у формулу (96), отримаємо:

$$q_{п} = \frac{g_e}{36000 \rho_T \eta_{тр}} (\rho_d + P_{п} + P_i) \frac{v}{\eta_{тр}}. \quad (98)$$

Витрата палива на одиницю пробігу зменшується при покращенні паливної економічності двигуна, що оцінюється величиною  $g_e$ . Усі конструкційні параметри двигуна й особливості його робочого процесу, від яких залежить  $g_e$ , впливають на паливну економічність автомобіля. Витрата палива автомобілем зростає при збільшенні сил опору трансмісії, дороги й повітря. Під час розгону автомобіля частина палива витрачається на збільшення його кінетичної енергії, унаслідок чого шляхова витрата палива зростає.

Практичне використання рівняння (98) для визначення витрати палива ускладнене тим, що ККД трансмісії, який входить в це рівняння, не є постійною величиною, а залежить від умов руху автомобіля. Чим менші сили опору рухові, тим менший момент  $M_T$  і  $\eta_{тр}$ . У разі руху автомобіля з малою швидкістю дорогою доброї якості, коли сили  $P_d$  і  $P_n$  невеликі,  $\eta_{тр}$  може бути значно меншим. Тому, вважаючи  $\eta_{тр}$  постійною величиною, вносять деяку помилку до величини шляхової витрати палива. Проте з цим доводиться миритися, оскільки введення змінної величини у розрахунки значно їх ускладнює.

Крім того, питома витрата палива  $g_e$  не є незалежною змінною, а змінюється при зміні кутової швидкості і ступеня використання потужності  $I$  двигуна (рис. 10.1,6). При роботі двигуна з малим навантаженням відносна витрата енергії на подолання внутрішнього опору в двигуні велика, і в області малих значень  $I$  криві піднімаються. У міру збільшення  $I$  паливна економічність покращується, оскільки питома ефективна витрата палива зменшується. При великих навантаженнях відбувається збагачення робочої суміші, що приводить до зростання  $g_e$ . Отже, збільшення або зменшення опору рухові, що викликає зміну потужності двигуна та швидкості автомобіля, позначається на величині  $g_e$  і ускладнює розрахунок витрати палива.

Щоб визначити витрату палива в певних дорожніх умовах, необхідно мати в своєму розпорядженні експериментальний графік – навантажувальну характеристику двигуна. Якщо експериментальних даних немає, то можна скористатися наближеною методикою, для чого визначають питому ефективну витрату палива [ $g$  г/(кВтгод)] за формулою:

$$g_e = k_{ck} k_I g_{e,min} , \quad (99)$$

де  $k_{ck}$  і  $k_I$  – коефіцієнти, що враховують відповідно зміну величини  $g_e$ , залежно від  $\omega_e$  і  $I$  двигуна;  $g_{emin}$  – мінімальна питома ефективна витрата палива, г/(кВтгод).

Наближені значення коефіцієнта  $k_I$  наведені на рис. 10.2,а, на якому суцільна лінія характеризує зміну цього коефіцієнта для карбюраторних двигунів, а штрихова - для дизелів. Крива  $k_{ck}$  (рис. 10.2,б) відноситься до двигунів обох типів.

Відповідно до рівнянь (98) і (99) при  $P_I=0$  можна написати

$$q_{II} = \frac{k_{ck} k_I P_d + P_{II} g_{emin}}{36000 \rho_T \eta_{TP}}. \quad (100)$$

Для побудови паливно-економічної характеристики використовують графік балансу потужностей автомобіля. Задавшись декількома значеннями коефіцієнта опору дороги, визначають потужність  $N_d$  і сумарну потужність  $N_d+N_{II}$ , а потім наносять їх на графік (рис. 10.2, в). Розділивши діапазон зміни швидкості на вищій передачі від  $v_{min}$  до  $v_{max}$  на декілька інтервалів, для кожного значення швидкості визначають відношення  $v/v_N$  (або  $\omega_e/\omega_N$ ) і за допомогою графіка на рис. 10.2,б знаходять значення  $k_{ck}$ . Для кожного значення  $v$  (або  $\omega_e$ ) за графіком балансу потужностей визначають значення  $N_T$  і  $N_d+N_{II}$ . Потім знаходять  $I$  при заданому коефіцієнті  $\psi$ , а далі за графіком на рис. 10.2,а визначають коефіцієнт  $k_I$ . Підставляючи знайдені значення  $k_{ck}$  і  $k_I$  у формулу (100), обчислюють витрату палива під час руху автомобіля дорогою з даним коефіцієнтом  $\psi$ . Повторивши розрахунки для інших його значень, будують паливно-економічну характеристику автомобіля, яка, проте, не враховує безперервної зміни дорожньої обстановки і пов'язаних з нею змін швидкісного і навантажувального режимів роботи двигуна.

Погіршення технічного стану автомобіля призводить до збільшення витрати палива. Паливна економічність погіршується головню в результаті неправильного регулювання приладів систем живлення і запалювання, а також газорозподільного механізму двигуна. Так, при несправному економайзері витрата палива може збільшитися на 10–15%. Відхилення рівня палива в поплавцевій камері карбюратора від нормального також супроводжується погіршенням паливної економічності, особливо при малій швидкості руху автомобіля. Якщо не працює одна свічка запалювання, то

витрата палива в автомобіля з шестициліндровим двигуном зростає на 20–25 %; при двох несправних свічках витрата збільшується на 50–60%. Неправильне встановлення моменту запалювання може викликати підвищення витрати палива на 7–10%.

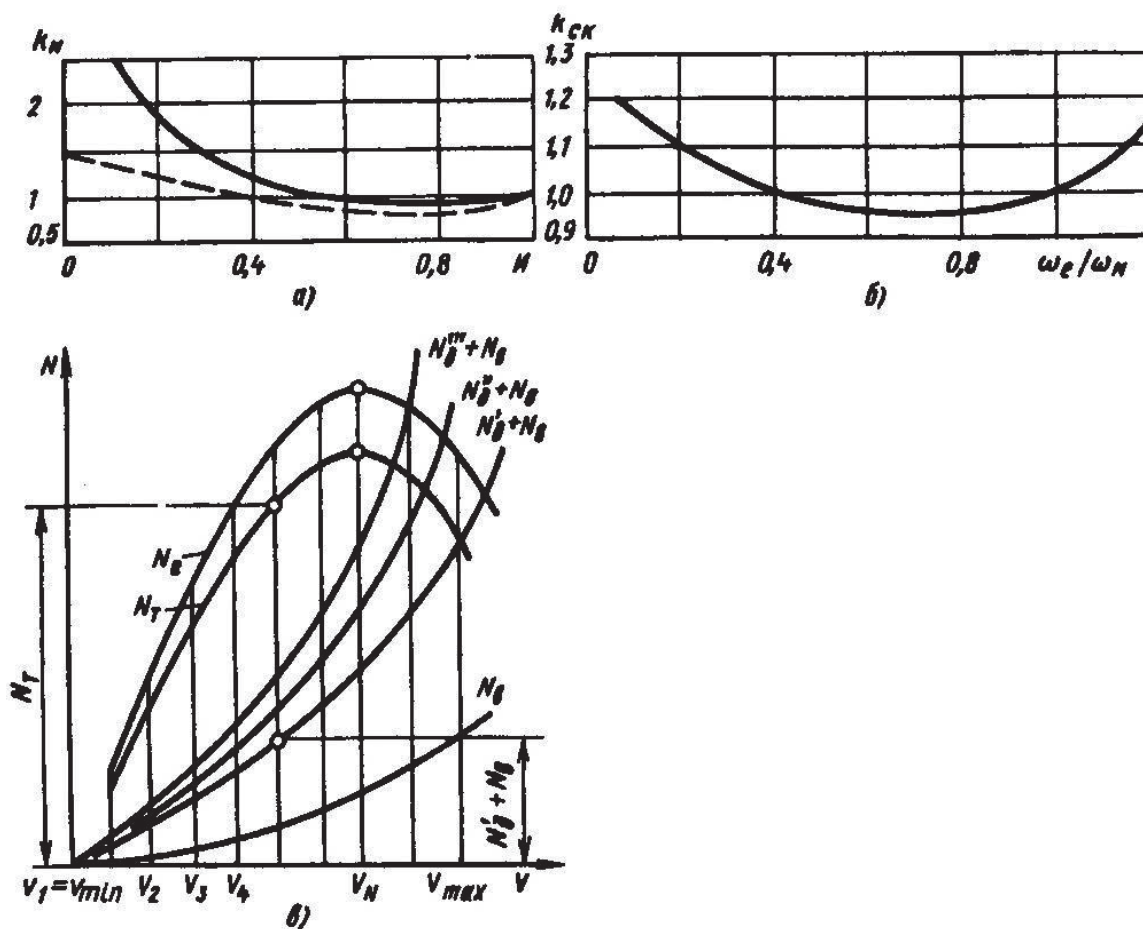


Рис. 10.2. Графіки для розрахунку паливно-економічної характеристики

При надмірному охолодженні двигуна зростають теплові втрати і зменшується індикаторний ККД двигуна. Частина палива поступає у циліндри у вигляді крапель, що не випарувалися, і не встигає згоріти. Усе це приводить до збільшення витрати палива і погіршення паливної економічності автомобіля. На рис. 10.3, а показані паливно-економічні характеристики автомобіля, що відповідають трьом значенням температури охолоджуючої рідини. При зменшенні температури з 95 до 75 °С витрата палива збільшується на 6–7%, а при пониженні її до 65 °С – майже на 25 % (див., наприклад, точки А, В і С).

На паливну економічність автомобіля впливає також технічний стан агрегатів шасі. Неправильне регулювання зачеплення зубчастих коліс головної передачі, радіально-упорних підшипників і гальм,

малий тиск повітря у шинах або неправильно відрегульоване сходження керованих коліс викликають додатковий опір рухові і, як наслідок, перевитрату палива на 10–20%.

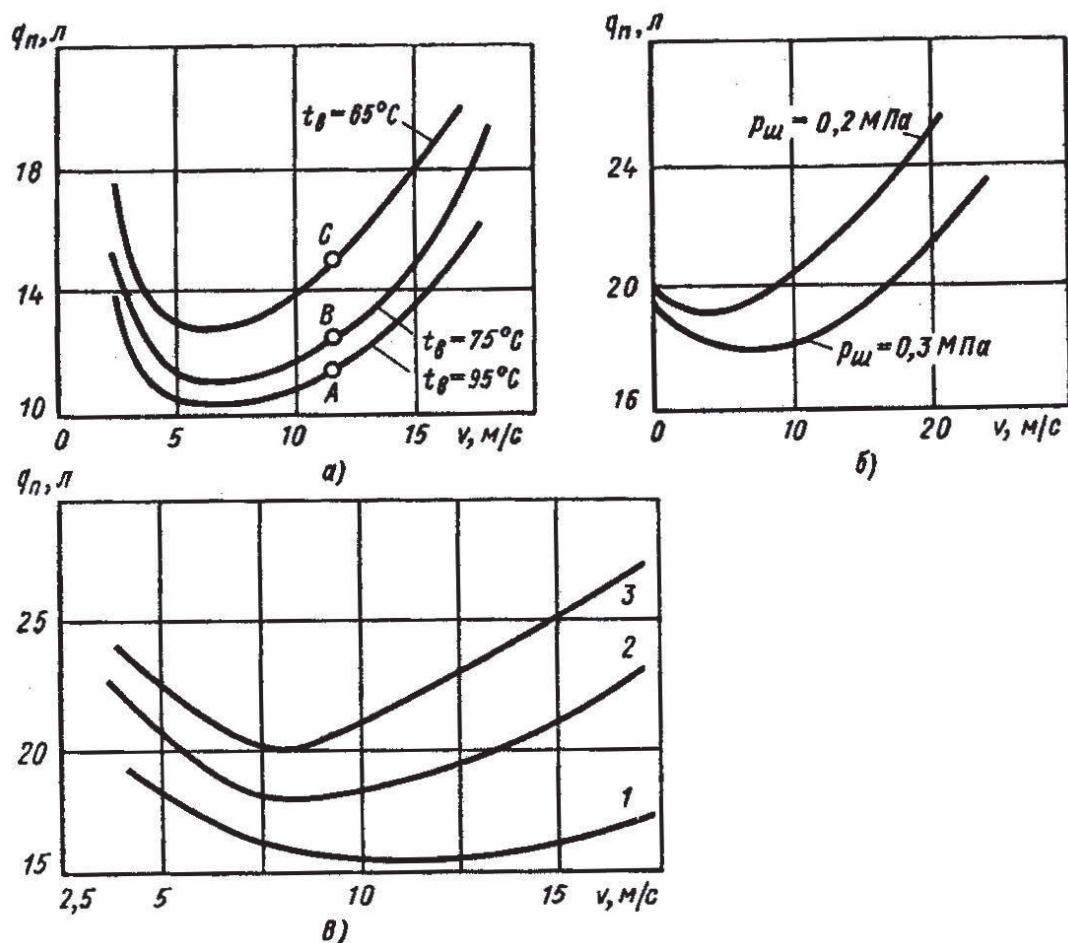


Рис. 10.3. Паливно-економічні характеристики автомобіля:  
 а – при різній температурі охолоджуючої рідини; б – при різному тиску повітря в шинах; в – при різних типах шин (1 – широкопрофільні, 2 – звичайні, 3 – арочні)

На рис. 10.3,б наведені паливно-економічні характеристики автомобіля вантажопідйомністю 2,5 т з різним тиском повітря у шинах. Зменшення тиску з 0,3 до 0,2 МПа (при швидкості 15 м/с) збільшує витрату палива майже на 17%.

Вплив типу шин на витрату палива ілюструє рис. 10.3,в. У разі заміни звичайних шин (крива 2) широкопрофільними (крива 1) витрата палива у всьому експлуатаційному діапазоні швидкостей автомобіля зменшується, а при заміні звичайних шин арочними (крива 3) вона зростає.



#### 4. Паливна економічність автопоїзда

Робота автомобіля у складі автопоїзда пов'язана з підвищенням загальної витрати палива унаслідок зростання сил опору руху. Відповідно зростає і витрата палива, віднесена до одиниці пробігу. Проте витрата палива, що припадає на одиницю виконаної транспортної роботи або маси перевезеного вантажу (у т), знижується. У результаті собівартість перевезень вантажів автопоїздом менша, ніж собівартість перевезень одиночним автомобілем. У поєднанні з підвищенням продуктивності це приводить до значного економічного ефекту і сприяє широкому розповсюдженню автопоїздів.

Щоб з'ясувати причини поліпшення паливної економічності при використанні причепів, визначимо витрату палива автопоїздом на одиницю транспортної роботи (у ткм). Підставимо у формулу (93) значення  $Q$  згідно з виразом (92):

$$q_{\text{гр}} = \frac{10q_{\text{п}}S\rho_{\text{т}}}{m_{\text{гр}}S_{\text{гр}}^*}.$$

Відношення  $\frac{S_{\text{гр}}^*}{S^*}$  називають коефіцієнтом використання пробігу

$\beta_{\text{гр}}$ . Крім того, маса вантажу  $m_{\text{гр}} = \frac{G_{\text{гр}}}{g10^3} \approx G_{\text{гр}}10^{-4}$ , де  $G_{\text{гр}}$  – вага вантажу, Н.

Отже:

$$q_{\text{гр}} = \frac{q_{\text{п}}\rho_{\text{т}}10^5}{G_{\text{гр}}\beta_{\text{гр}}}.$$

Підставимо в цю формулу значення  $q_{\text{п}}$  згідно з виразом (100). Тоді, нехтуючи для простоти силами  $P_{\text{п}}$  і  $P_{\text{i}}$ , маємо:

$$q_{\text{гр}} = \frac{100g_e\psi G}{36\eta_{\text{гр}}\beta_{\text{гр}}G_{\text{гр}}}.$$

Вага навантаженого автомобіля (автопоїзда) рівна  $G_0+G_{\text{гр}}$ , тому:

$$q_{\text{гр}} = \frac{100g_e \psi}{36\eta_{\text{гр}}\beta_{\text{гр}}} \left( \frac{G_0}{G_{\text{гр}}} + 1 \right). \quad (101)$$

Отже, витрата палива значно залежить від відношення власної ваги автопоїзда до ваги вантажу і зменшується при зменшенні цього відношення.

Власна маса причепа значно менша за масу автомобіля тієї ж вантажопідйомності. Тому у разі застосування причепа кількість вантажу, що перевозиться, збільшується приблизно удвічі, а власна маса автопоїзда зростає всього на 50–60%. Крім того, ступінь використання потужності двигуна в автомобіля, що буксирує причіп, вищий, ніж у одиночного автомобіля, отже,  $g_e$  менша. ККД трансмісії сідельного тягача вищий, ніж ККД бортового автомобіля, оскільки більше навантаження, що передається трансмісією.

У результаті витрата палива, що припадає на одиницю транспортної роботи, у автопоїзда значно менша.

## 5. Поняття про норми витрати палива

Нормування палива стимулює зниження народногосподарських витрат на перевезення пасажирів і вантажів. Наведені вище формули зручні для аналізу впливу окремих чинників на витрату палива, але вимагають трудомістких розрахунків і не враховують багатьох чинників, що викликають збільшення витрати палива в експлуатаційних умовах.

У результаті проведення теоретичних і експериментальних робіт встановлено, що витрату палива можна розглядати як величину, що складається з двох частин, одна з яких є постійною втратою енергії в двигуні і витратами на пересування автомобіля, а інша — витрата палива, потрібного для переміщення вантажу, тобто для виконання транспортної роботи.

$$Q = \frac{k_{\text{т1}}S}{100} + \frac{k_{\text{т2}}w_{\text{тр}}}{100},$$

де  $k_{\text{т1}}$  — норма витрати палива на пересування автомобіля і внутрішні втрати в двигуні;  $k_{\text{т2}}$  — норма витрати палива на одиницю транспортної роботи  $w_{\text{тр}}$ .



Паливо витрачається також при перебуванні автомобіля в пунктах завантаження і розвантаження, де автомобіль маневрує, часто рухаючись заднім ходом, а також простоє якийсь час. Маневрування автомобіля пов'язане з витратою палива, а його простій — з охолодженням агрегатів (двигуна, коробки передач, ведучого моста), на розігрівання яких також необхідно витратити паливо. Щоб врахувати цю додаткову витрату палива, в рівняння вводять третій член, пропорційний кількості поїздок :

$$Q = \frac{k_{т1}S}{100} + \frac{k_{т2}W_{тр}}{100} + k_{т3}z_e, \quad (102)$$

де  $k_{т3}$  — норма додаткової витрати палива на кожну поїздку, л.

Конкретні норми  $k_{т1}$ ,  $k_{т2}$  і  $k_{т3}$  залежать від типу автомобіля і умов його роботи. Вантажні автомобілі з бортовою платформою здійснюють перевезення на великі відстані, і кількість поїздок, що доводиться на 100 км. пробігу, у них порівняно невелике, тому  $k_{т3}$  зазвичай включають в норму витрати  $k_{т2}$ . Автомобілі-самоскиди працюють на коротких відстанях і перевозять вантаж тільки в одному напрямі. Це дає змогу спростити розрахунки, включивши для них норму витрати палива  $k_{т2}$  в норму витрати  $k_{т1}$ . У легкових автомобілів маса корисного навантаження невелика порівняно з власною масою автомобіля, тому для них норму витрати палива відносять до 100 км. пробігу.

Автопоїзди, як правило, перевозять вантажі на великі відстані, тому для розрахунку використовують лише перші два члени рівняння (102). При цьому норму  $k_{т1}$  для автопоїзда збільшують на кожну тону власної маси причепа порівняно з нормою для одиночного автомобіля. Норма  $k_{т2}$  витрати на одиницю транспортної роботи залишається тією ж, що і для одиночного автомобіля.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
2. Бортницкий П.И., Задорожный В.И. Тягово-скоростные качества автомобиля. – К.: Вища школа, 1978. – 176 с.
3. Иванов В.В., Иларионов В.А., Морин М.М. Основы теории автомобиля и трактора. – М.: Высшая школа, 1977. – 245 с.
4. Кошарний М.Ф. Основи механіки та енергетики автомобіля. – Л.: Вища шк., 1992. – 220 с.
5. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989.–240 с.
6. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
7. Солтус А.П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля. – К.: Аристей, 2005. – 188 с.
8. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: учеб. для вузов. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
9. Теория и конструкция автомобиля. В.А.Иларионов, М.М.Морин, Н.М.Сергеев и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 368 с.
10. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. - М.: Машиностроение, 1963. – 239 с.
11. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. – М.: Машгиз, 1950. – 343 с.
12. Яковлев Н.А., Диваков Н.В. Теория автомобиля. – М.: Высш. школа, 1962. – 324 с.

## ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК

### **Б**

Баланс потужності 35

– силовий 33

Буксування 12, 27

### **В**

Вимірювач 7, 111

Витрата палива 111

Випробування динамічні 48

– дорожні 48

– стендові 49

Відведення коліс 81

Вісь крену 74

Властивості тягово-швидкісні 46

Втрати в двигуні 9

– в трансмісії 12

– гідравлічні 12

### **Г**

Галопування 106

Гальмування автомобіля 63

– – двигуном 63

### **Д**

Динамічність автомобіля 6

– гальмівна 56

– тягова 45

Довговічність 7

Дорожній просвіт 95

### **Ж**

Жорсткість підвіски 105

– шин 105

### **З**

Занесення 72

Затрати енергії на деформацію шин 18

– – на пересування автомобіля 120

## **І**

Інтенсивність гальмування 5858

– розгону 43

## **К**

Керованість 6

ККД трансмісії 12

– – обернений 13

Ковзання автомобіля 12

– керованих коліс бокове 80

– – – поперечне 66

Коефіцієнт врахування обертових мас 25

– зчеплення 26

– – поперечного 28

– опору дороги 21

– – відведенню 83

– – коченню 18

– поворотності 85

– поперечної стійкості 71

– розподілу гальмових сил 62

Коливання коліс 91

– кузова 103

– кутові 79

Кочення колеса з відведенням 81

Кут відведення 81

– крену 76

– підйому 17

– повороту 89

## **М**

Момент гальмівний 53

– опору коченню 19

## **О**

Обтічність кузова 22

Опір аеродинамічний 22

## П

- Паспорт динамічний автомобіля 40
- Площа лобова 22
- Поворотність автомобіля 83
  - – кренова 85
  - – надлишкова 85
  - – недостатня 85
  - – нейтральна 84
  - – шина 87
- Показник інтенсивності гальмування 61
  - поперечної стійкості 66
  - прохідності геометричний 94
- Потужність опору коченню 20
- Прохідність 7, 94

## Р

- Радіус колеса 11
  - – динамічний 11
  - – кочення 11
  - – статичний 11
  - прохідності 95
- Рух накатом

## С

- Сила гальмівна 54
  - зчеплення шин з дорогою 26
  - опору 17
    - – дороги 21
    - – коченню 18
    - – підйому 17
    - – повітря 22
  - тертя в двигуні 54
    - – в трансмісії 54
  - тяги 11
- Стенди барабанні 49
- Стійкість автомобіля 7

## У

- Умова безупинного руху 29

- можливості руху автомобіля 28, 38
- руху без буксування 38

## **Ф**

Фактор динамічний 37

## **Х**

Характеристика автомобіля динамічна 38

- – тягова 15
- – швидкісна 49
- двигуна швидкісна 8

## **Ц**

Центр ваги автомобіля 67

- крену 74

## **Ч**

Час перемикання передач 44

- розгону 42
- гальмування 56

Число передаточне 13, 16

## **Ш**

Швидкість автомобіля 15

- – критична за умовою ковзання 70
- – – – керованості 79
- – – – перекидання 69
- – максимальна 49
- – економна 113

Шлях гальмівний 59

- зупинковий 61