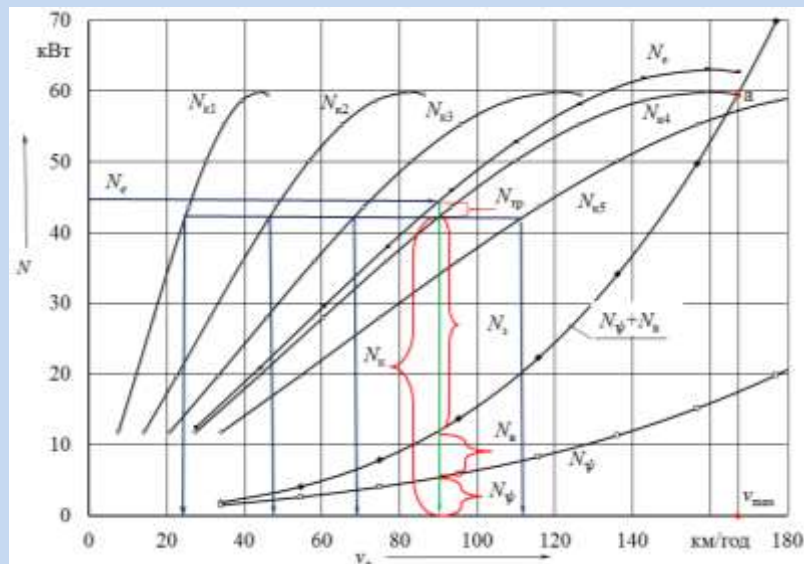
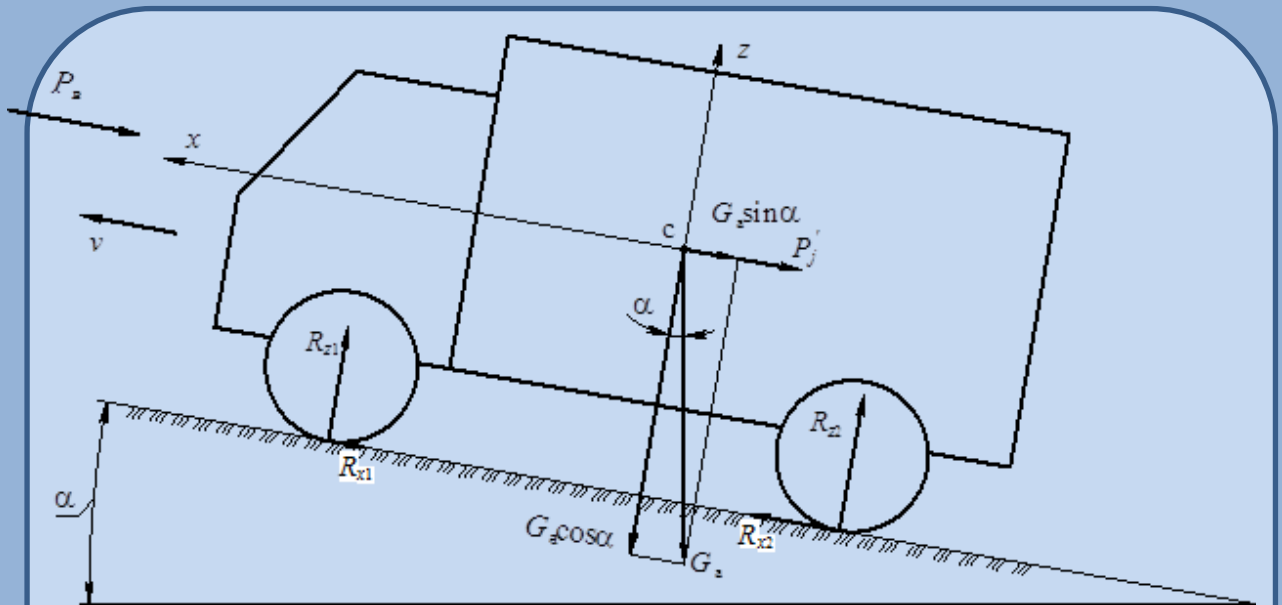


С.М.ШУКЛІНОВ, М.М. АЛЬОКСА

## АВТОМОБІЛЬ.

# ТЕОРІЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ

Навчальний посібник



$$N_v = \frac{G_a \cdot \psi_v \cdot v_{a \max}}{3600 \cdot \eta_{\text{тр}}} + \frac{K_B \cdot F \cdot v_{a \max}^3}{46656 \cdot \eta_{\text{тр}}}$$

Міністерство освіти і науки України  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

*Присвячується 90-річчю створення  
кафедри автомобілів ХНАДУ (ХАДІ)*

**С.М. ШУКЛІНОВ, М.М. АЛЬОКСА**

**АВТОМОБІЛЬ.  
ТЕОРІЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ**

*Навчальний посібник*

Харків  
ХНАДУ  
2022

УДК 629.113.07(075.8)

Ш 95

*Рекомендовано вченою радою (дозвіл № 56/21/4.15 06 липня 2021 року)  
як навчальний посібник для студентів закладів вищої освіти*

Рецензенти:

**М.А. Подригало** – завідувач кафедри технології машинобудування і ремонту машин, доктор технічних наук, професор,

Харківський національний автомобільно-дорожній університет;

**Д.О. Волонцевич** – завідувач кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин ім. А.А. Морозова, доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «ХПІ»;

**Р.О. Кайдалов** – начальник кафедри базового та логістичного забезпечення, доктор технічних наук, професор,

Національна академія Національної гвардії України;

**М.Л. Шуляк** – завідувач кафедри тракторів і автомобілів, доктор технічних наук, професор, Харківський державний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка.

*Автори:*

С.М. Шуклінов, проф., д.т.н., М.М. Альокса, проф., к.т.н., ХНАДУ.

**Шуклінов С.М.**

Ш 95 Автомобіль. Теорія та експлуатаційні властивості : навч. посіб. / С.М. Шуклінов, М.М. Альокса. – Харків : ФОП Бровін О.В., 2022. – 280 с. ISBN 978-617-8009-77-9

Викладено основи розділу «Теорія та експлуатаційні властивості автомобіля». Розглянуто явища, що відбуваються при взаємодії автомобіля з опорною поверхнею і повітрям, механіку його агрегатів і вузлів, які забезпечують керування зміною вектора швидкості руху автомобіля, його експлуатаційні властивості.

Призначено для студентів технічних ЗВО України, що здійснюють підготовку за освітньою програмою «Автомобілебудування», та за освітньою програмою «Автомобільний транспорт», а також буде корисним фахівцям, що працюють у галузі конструювання, випробування та експлуатації автомобілів.

Лл. 137. Табл. 8. Бібліогр. 8 назви.

УДК 629.113.07(075.8)

ISBN 978-617-8009-77-9

© С.М. Шуклінов, М.М. Альокса, 2022

© ХНАДУ, 2022

## *Від авторів*

Кафедра автомобілів ХНАДУ, якій у жовтні 2021 року виповнилося 90 років, є однією з найстаріших в Україні і має великий досвід викладання спеціальних дисциплін студентам автомобільних спеціальностей. Навчальні дисципліни «Автомобілі», «Автотранспортні засоби», «Рухомий склад автомобільного транспорту», «Теорія, експлуатаційні властивості і проектування автомобіля» мають розділи, присвячені вивченню процесів взаємодії автомобіля з опорною поверхнею, повітрям і його експлуатаційних властивостей. Залежно від навчальних планів підготовки студентів ці розділи називаються «Теорія автомобіля», «Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля» або «Експлуатаційні властивості автомобіля».

Цей навчальний посібник є результатом узагальнення досвіду викладання навчальної дисципліни «Теорія автомобіля» і «Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля» на кафедрі автомобілів ім. А.Б. Гредескула. Лекції із зазначених дисциплін у різні роки читали співробітники кафедри: проф. Гредескул А.Б., проф. Ломака С.Й., проф. Туренко А. М., доц. Булгаков М.О., ст. викл. Трощій Ю.В., ст. викл. Лагунов Л. Я., ст. викл. Хорошілов А.М., проф. Алексєнко В.М., проф. Волков В.П., проф. Подригало М.А., проф. Решетніков Є.Б., проф. Ходирєв С.Я., проф. Рижих Л.О., доц. Ужва А.В., доц. Шилов А.І., проф. Альокса М.М., проф. Шуклінов С.М.

У навчальному посібнику враховані досвід проф. Волкова В.П. з написання підручника «Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля», матеріали, що отримані при підвищенні кваліфікації викладачів кафедри автомобілів ХНАДУ у проф. Литвинова А.С., проф. Фаробіна Я.Є., проф. Вахламова В.К.

Автори вдячні рецензентам: д-ру техн. наук, проф. Подригало М.А., д-ру техн. наук, проф. Волонцевичу Д.О., д-ру техн. наук, проф. Кайдалову Р.О. і д-ру техн. наук, проф. Шуляку М.Л. – за ряд корисних зауважень, які були враховані при підготовці рукопису навчального посібника до друку.

Велику підтримку і допомогу під час підготовки цієї роботи до видання авторам надав завідувач кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, д-р техн. наук, проф. Клименко В.І., якому вони висловлюють подяку.

Ми впевнені, що видання не позбавлено недоліків, і будемо вдячні усім, хто надішле свої зауваження і побажання. Наша адреса: 61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25, ХНАДУ, каф. автомобілів ім. А.Б. Гредескула.

Цей навчальний посібник є результатом узагальнення досвіду викладання кафедрою питань, які розкривають процеси взаємодії автомобіля з опорною поверхнею та оцінку рівня відповідності конструкції автомобіля конкретним умовам експлуатації, і присвячується 90-річчю створення кафедри автомобілів ХНАДУ (ХАДІ).

Усі ці роки кафедрою автомобілів керували:

			
1931 – 1933 А.І. Войков	1933 – 1935 М.П. Денисенко	1935 – 1941 І.Ю. Любарський	1946 – 1956 Б.В. Решетніков
			
1956 – 1962 1964 – 1986 А.Б. Гредескул	1962 – 1964 О.Р. Сухоруков	1986 – 1997 В.М. Алексеєнко	з 1997 року В.І. Клименко



## ВСТУП

У Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті ведеться підготовка студентів за автомобільними спеціальностями: 133 – Галузеве машинобудування по освітньо-професійної програми «Автомобілебудування» і 274 – Автомобільний транспорт, за суміжними спеціальностями 275.03 – Транспортні технології на автомобільному транспорті та 073 – Менеджмент.

Навчальні дисципліни «Автомобілі», «Автотранспортні засоби», «Рухомий склад автомобільного транспорту», «Теорія, експлуатаційні властивості та проектування автомобіля» на перерахованих спеціальностях мають розділи, присвячені вивченню загальних відомостей теорії, процесів взаємодії автомобіля з опорною поверхнею, повітрям і його експлуатаційних властивостей. Залежно від навчальних планів підготовки студентів ці розділи називаються «Теорія автомобіля», «Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля» або «Експлуатаційні властивості автомобіля».

Завдання розділів «Теорія автомобіля», «Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля» – дати студентам знання про явища, що відбуваються при взаємодії автомобіля з навколишнім середовищем, динаміку його руху і навички формування експлуатаційних властивостей автомобіля під час його проектування та їх визначення при оцінці конструкції автомобілів, що вже існують.

Зміст навчального посібника містить 11 тем. У першій темі викладено загальні відомості теорії автомобіля. Розглядаються основні параметри, які характеризують двигун, шасі й автомобіль в цілому, наведено аналіз зовнішніх швидкісних характеристик різних типів двигунів автомобілів.

Друга тема присвячена вивченню основних параметрів автомобільного колеса та його динаміки. Розглянуто процеси кочення автомобільного колеса по поверхні, що не деформується, при навантаженнях, які діють в площині його обертання, а також при дії бічної сили. Висвітлено поняття коефіцієнта опору коченню автомобільного колеса і його зчеплення з опорною поверхнею та розглянуто фактори, які впливають на них.

Сили та реакції, що діють на автомобіль, який рухається в поздовжній площині, розглянуто в третій темі посібника. Наведено визначення сил та реакцій, аналіз їх зміни залежно від режиму руху автомобіля.

Четверта тема присвячена вивченню тягової динаміки автомобіля та його тягово-швидкісних властивостей. Наведено вимірювачі і показники та методи оцінки тягово-швидкісних властивостей автомобіля. Для оцінки тягової динаміки автомобіля застосовуються рівняння його руху, тяговий баланс, динамічна характеристика, динамічний паспорт та баланс потужностей. Наведено приклади розв'язання задач тягової динаміки автомобіля. Висвітлено визначення вимірювачів і показників розгону автомобіля.

Вивченню паливної економічності автомобіля присвячена п'ята тема. Наводяться рівняння витрати палива автомобіля, аналіз параметрів його паливно-економічної характеристики і факторів, що впливають на неї.

Для отримання знань про проєктування тягово-швидкісних властивостей автомобіля, що проєктується, в шостій темі розглянуто тяговий розрахунок автомобіля. Висвітлено питання вибору та визначення його параметрів, які забезпечують тягово-швидкісні властивості, визначені в технічному завданні.

Вимірники та показники гальмівних властивостей автомобіля, його гальмівну динаміку висвітлює сьома тема. Тут розглянуто методи оцінки та покращення гальмівних властивостей автомобіля.

Зміст восьмої та дев'ятої тем має тісний взаємозв'язок, тут висвітлено фактори, що визначають стійкість і керованість автомобіля при його русі. Визначено показники стійкості автомобіля та фактори, від яких вони залежать. Розглянуто кінематику і динаміку руху автомобіля по криволінійній траєкторії.

Підвищений опір руху автомобіля розглянуто в десятій темі. Тут описуються параметри, що визначають здатність автомобіля долати підвищений опір руху та формують його експлуатаційну властивість – прохідність. Наводиться інформація про формування параметрів, які забезпечують підвищення прохідності автомобіля.

Остання, одинадцята, тема присвячена вивченню коливань автомобіля і параметрів, які визначають плавність його руху. Розглянуто як вільні, так і змушені коливання підресореної маси та невідресорених мас. Наводяться моделі коливань без урахування згасання і моделі коливань з урахуванням згасання.

У посібнику не розглядаються динамічні властивості автомобілів з гідромеханічними трансмісіями, тому що готується окреме видання «Теорія та тягова динаміка автомобіля з гідромеханічною передачею».

## ПРИЙНЯТІ ПОЗНАЧЕННЯ

### Маса та моменти інерції

$m_a$  – повна маса автомобіля, кг;

$m_{a1}, m_{a2}$  – повна маса автомобіля, яка припадає відповідно на передню та задню вісь, кг;

$m_0$  – споряджена маса автомобіля, кг;

$m_{01}, m_{02}$  – споряджена маса автомобіля, яка припадає відповідно на передню та задню вісь, кг;

$m_{0п}$  – споряджена маса автомобіля-аналога, кг;

$m_{гр}$  – маса вантажу (вантажопідйомність), кг;

$m_ч$  – маса водія або пасажирів, кг;

$m_б$  – маса багажу, кг;

$m_к$  – маса колеса, кг;

$\alpha_{m0}$  – питома споряджена маса автобуса-аналога, кг/люд.;

$\alpha_{m0с}$  – середнє значення питомої спорядженої маси автобусів-аналогів, кг/люд.

$q$  – вантажопідйомність, т;

$q_п$  – вантажопідйомність автомобіля-аналога, кг;

$M_{пр}$  – приведена маса автомобіля, кг;

$m_п$  – підресорена маса автомобіля, кг;

$m_{п1}, m_{п2}$  – підресорена маса автомобіля, яка припадає відповідно на передню та задню підвіски, кг;

$m_н$  – непідресорена маса автомобіля, кг;

$m_{н1}, m_{н2}$  – непідресорена маса автомобіля, яка припадає відповідно на передню та задню підвіски, кг;

$M_1, M_2, M_3$  – приведені підресорені маси моделі коливальної системи автомобіля, кг;

$m_{бг}$  – маса вантажу балансування (маса, яка урівноважує), кг;

$J_к$  – момент інерції колеса, кг·м<sup>2</sup>;

$J_{к1}, J_{к2}$  – сумарний момент інерції коліс відповідно передньої та задньої осей, кг·м<sup>2</sup>;

$J_e$  – момент інерції обертових частин двигуна і трансмісії, кг·м<sup>2</sup>.

### Лінійні розміри

$a$  – передня поздовжня координата центру тяжіння автомобіля, м;

$a_{ш}$  – знос нормальної реакції дороги на колесо в поздовжній площині (плече опору коченню колеса), м;

$a_x$  – знос бічної реакції дороги на колесо в поздовжній площині, м;

$a_y$  – знос поздовжньої реакції дороги на колесо в бічній площині, м;

$a_{п}$  – передня поздовжня координата центру тяжіння підресореної маси (кузова) автомобіля, м;

$b$  – задня поздовжня координата центру тяжіння автомобіля, м;

$b_{п}$  – задня поздовжня координата центру тяжіння підресореної маси (кузова) автомобіля, м;

$b_k$  – поворотна ширина автомобіля, м;

$b_{сп}, b_{сз}$  – ширина сліду коліс, відповідно передньої та задньої осей, м;

$b_{ш}$  – ширина профілю шини, м;

$B$  – колія автомобіля, м;

$B_1, B_2$  – колія автомобіля, відповідно передніх і задніх коліс, м;

$B_a, H_a, L_a$  – габаритні розміри автомобіля, відповідно ширина, висота, довжина, м;

$\Delta B$  – зміщення центра тяжіння кузова автомобіля при його крені, м;

$L$  – база автомобіля, м;

$h_g$  – висота центру тяжіння автомобіля, м;

$h_v$  – висота центру парусності (висота метацентру), м;

$h_{п}$  – висота центру тяжіння підресореної маси автомобіля (кузова), м;

$h_{кр}$  – висота центру крену автомобіля, м;

$h_z$  – нормальний прогин шини, м;

$h_y$  – бічний прогин шини, м;

$h_{ш}$  – висота профілю шини, м;

$h_{под}$  – висота підйому дороги, м;

$h_{аква}$  – висота рідинної плівки, м;

$h_{\alpha}$  – висота підйому передньої частини автомобіля при повороті керованого колеса, м;

$h_{\varepsilon c}$  – висота вертикальної стінки, м;

$h_d$  – дорожній просвіт, м;

$\Delta h_z$  – гістерезис шини, м;

$\Delta h_{п}$  – зниження висоти центру тяжіння підресореної маси автомобіля при крені кузова, м;

$\Delta_{ук}$  – сходження керованих коліс, мм;

$e_{ст}$  – модуль ексцентриситету колеса, м;

$r$  – радіус обертання, м;  
 $r_0$  – вільний радіус колеса, м;  
 $r_c$  – статичний радіус колеса, м;  
 $r_d$  – динамічний радіус колеса, м;  
 $r_k$  – радіус кочення колеса, м;  
 $r_{k0}$  – радіус кочення колеса при веденому режимі кочення, м;  
 $r_{kc}$  – радіус кочення колеса при  $R_x = 0$  – вільному режимі кочення, м;  
 $r_{\ominus}$  – радіус повороту автомобіля з жорсткими колесами, м;  
 $r_{\delta}$  – радіус повороту автомобіля з еластичними колесами, м;  
 $r_{\text{бГ}}$  – відстань від осі колеса до місця кріплення (на ободі) вантажу балансування, м;  
 $r_{\text{вн}}, r_{\text{н}}$  – радіуси повороту, відповідно внутрішній і зовнішній, м;  
 $\rho_1, \rho_2$  – поздовжній і поперечний радіуси прохідності, м;  
 $d_0$  – діаметр центральної бігової доріжки, м;  
 $d_{\text{ш}}$  – посадковий діаметр шини, м;  
 $l_k$  – довжина контакту шини з твердою поверхнею, м;  
 $l_0$  – довжина окружності бігової доріжки шини, м;  
 $l_{\text{сп}}, l_{\text{сз}}$  – передній і задній звис автомобіля, м;  
 $l_{\text{под}}$  – довжина підйому дороги, м;  
 $l_{\text{цб}}$  – плече дії відцентрової сили, що припадає на колесо, м;  
 $l_{\alpha}$  – плече обкатки керованого колеса (поперечне зміщення центра відбитка від центра повороту), м;  
 $l_{\beta}$  – плече дії бічної реакції керованого колеса, м;  
 $S_k$  – шлях, пройдений колесом, м;  
 $S_p$  – шлях розгону автомобіля, м;  
 $S_{p100}$  – контрольний шлях розгону легкових автомобілів – шлях розгону до швидкості 100 км/год, м;  
 $S_{p60}$  – контрольний шлях розгону вантажних автомобілів – шлях розгону до швидкості 60 км/год, м;  
 $s_n$  – шлях, пройдений автомобілем за час перемикання передач, м;  
 $s_1, s_2, \dots, s_{n_k}$  – шлях, який проїде автомобіль при розгоні на кожній передачі в коробці, м;  
 $s_{\text{п(1-2)}}, s_{\text{п(2-3)}}$  – шлях, який проїде автомобіль за час перемикання передач відповідно з першої на другу, з другої на третю, м;  
 $S_a$  – шлях, пройдений автомобілем, км;  
 $S_T$  – шлях гальмування, м;

$F$  – площа Міделя,  $\text{м}^2$ ;  
 $F_a$  – площа лобового опору автомобіля,  $\text{м}^2$ ;  
 $F_k$  – площа плями контакту колеса з дорогою,  $\text{м}^2$ ;  
 $F_{\text{кпр}}$  – площа виступів протектора в плямі контакту колеса з дорогою,  $\text{м}^2$ .

### Кутові розміри

$\alpha$  – кут підйому (ухилу), град;  
 $\alpha_{\text{max}}$  – кут максимального підйому (ухилу), який може подолати автомобіль, град;  
 $\alpha_1, \alpha_2$  – кути звису автомобіля, відповідно переднього і заднього, град;  
 $\alpha_o$  – критичний кут за поздовжнім перекиданням, град;  
 $\alpha_{\text{шк}}$  – кут поздовжнього нахилу осі повороту (шворня) керованого колеса, град;  
 $\beta$  – кут поперечного ухилу (косогору), град;  
 $\beta_{\text{ш}}$  – кут закрутки шини, град;  
 $\beta_{\text{шк}}$  – кут поперечного нахилу осі повороту (шворня) керованого колеса, град;  
 $\beta_k$  – кут розвалу керованих коліс, град;  
 $\beta_{\phi}$  – критичний кут поперечного ухилу (косогору) за бічним ковзанням, град;  
 $\beta_{\text{оп}}$  – критичний кут поперечного ухилу (косогору) за перекиданням, град;  
 $\beta_v, \beta_{\Gamma}$  – кут гнучкості автопоїзда відповідно у вертикальній і горизонтальній площинах, град;  
 $\beta_m$  – кут перекоосу мостів, град;  
 $\Delta\beta_k$  – зміна кута установки площини обертання колеса, град;  
 $\beta_{\text{куз}}$  – кут крену кузова, град;  
 $\delta$  – кут бічного відведення колеса, град;  
 $\delta_k$  – кути сходження керованих колеса, град;  
 $\Theta_k$  – кут повороту колеса;  
 $\Theta_n, \Theta_v, \Theta$  – кути повороту зовнішнього, внутрішнього коліс та середній кут повороту керованих коліс, град.

## Сили, реакції, моменти та потужності

- $G_a$  – сила тяжіння автомобіля повної маси  $m_a$ , Н;  
 $G_{ап}$  – сила тяжіння підресореної маси  $m_{п}$ , Н;  
 $G_k$  – вага, яка припадає на колесо, Н;  
 $G$  – вага автомобіля, Н;  
 $G_0, G_{100}$  – вага автомобіля відповідно без навантаження і з повним навантаженням (навантаження 0% і 100%), Н;  
 $G_1$  і  $G_2$  – вага автомобіля з повним навантаженням, яка припадає відповідно на передні та задні колеса, Н;  
 $G_{01}$  і  $G_{02}$  – вага автомобіля без навантаження, яка припадає відповідно на передні та задні колеса, Н;  
 $G_{\phi}$  – зчіпна вага, Н;  
 $G_{\phi 1}, G_{\phi 2}$  – зчіпна вага відповідно передніх і задніх коліс автомобіля, Н;  
 $G_{п}$  – вага підресореної маси  $m_{п}$ , Н;  
 $G_T$  – корисне навантаження на автомобіль при виконанні транспортної роботи (тонни вантажу або кількість пасажирів);  
 $P_z$  – нормальне навантаження на колесо, Н;  
 $P_{бок}$  – бічна сила, Н;  
 $P_{j\Sigma}$  – сумарна сила інерції автомобіля, Н;  
 $P_{jy}$  – бічна складова сили інерції, Н;  
 $P_{jx}$  – поздовжня складова сили інерції, Н;  
 $P'_{jy}$  – відцентрова сила, Н;  
 $P''_{jy}$  – бічна сила, яка з'являється внаслідок повороту керованих коліс, Н;  
 $P'''_{jy}$  – бічна сила, яка з'являється внаслідок зміни швидкості руху автомобіля, Н;  
 $P_j$  – сила інерції поступально рухомих мас автомобіля, Н;  
 $P_{Je}$  – сила інерції обертових мас двигуна і трансмісії, приведена до ведучих коліс, Н;  
 $P_{Jk}$  – сила інерції обертових мас коліс автомобіля, Н;  
 $P_{ja}$  – сила опору розгону автомобіля, Н;  
 $P_{jt}$  – сила інерції поступально рухомих мас автомобіля при гальмуванні, Н;

$P_{J_k+J_e}$  – сумарна сила інерції оберткових мас автомобіля, приведена до ведучих коліс, Н;

$P_{J_{T \max}}$  – сила інерції, що виникає при максимальному уповільненні автомобіля, Н;

$P_{ик}$  – сила інерції колеса, Н;

$P_x$  – поздовжнє навантаження на колесо, Н;

$P_k$  – повна сила тяги, Н;

$P_B$  – сила опору повітря, Н;

$P_{f1}, P_{f2}$  – сила опору кочення відповідно коліс передньої та задньої осей, Н;

$P_\alpha$  – сила опору підйому, Н;

$P_{св}$  – вільна сила тяги автомобіля, Н;

$P_\phi$  – сила зчеплення коліс з опорною поверхнею, Н;

$P_{\phi y}$  – сила зчеплення керованих коліс з опорною поверхнею, Н;

$P_{\phi 1}, P_{\phi 2}$  – сила зчеплення відповідно коліс передньої і задньої осей автомобіля, Н;

$P_y$  – бічна сила, Н;

$P_{y1}, P_{y2}$  – бічна сила, що діє відповідно на передню і задню осі, Н;

$P_{цб}$  – відцентрова сила, Н;

$P_{цб1}, P_{цб2}$  – відцентрова сила, яка припадає відповідно на передню і задню осі, Н;

$\Sigma P$  – сума сил опору руху автомобіля, Н;

$P_T$  – гальмівна сила, Н;

$P_{T1}, P_{T2}$  – гальмівна сила на колесах відповідно на передній і задній осях автомобіля, Н;

$P_{T \max}$  – максимальна сумарна гальмівна сила автомобіля, Н;

$P_{T1 \max}, P_{T2 \max}$  – максимальна гальмівна сила відповідно на колесах передньої і задньої осей автомобіля, Н;

$P_\tau$  – гальмівна сила двигуна, приведена до ведучих коліс, Н;

$P_{II}$  – стале значення зусилля на педалі гальма, Н;

$P_0$  – зусилля нечутливості гальмівної системи, Н;

$[P_{II \max}]$  – максимально допустиме зусилля на педалі гальма, Н;

$P_{II \max}$  – рекомендоване значення зусилля на педалі гальма, при якому досягається максимальне уповільнення автомобіля, Н;

$P_a$  – сила опору амортизатора, Н;

$P_{аква}$  – підйомна сила рідинної плівки, Н;

$R$  – сумарна реакція на колесі, Н;

$R_1, R_2$  – сумарна реакція відповідно на колесах передньої та задньої осей автомобіля, Н;

$R_{1н}, R_{1в}$  – сумарна реакція відповідно на зовнішньому та внутрішньому колесі передньої осі, Н;

$R_{2н}, R_{2в}$  – сумарна реакція відповідно на зовнішньому та внутрішньому колесі задньої осі, Н;

$R_z$  – нормальна реакція на колесі, Н;

$R_{z1}, R_{z2}$  – сумарна нормальна реакція відповідно на передній та задній осях автомобіля, Н;

$R_{zл}, R_{zп}$  – нормальна реакція відповідно на лівих і правих колесах автомобіля, Н;

$R_{zn}, R_{zp}$  – сумарна нормальна реакція відповідно на завантаженому та розвантаженому борту автомобіля, Н;

$R_x$  – поздовжня реакція на колесі, Н;

$R_{xл}, R_{xп}$  – поздовжня реакція відповідно на лівому і правому колесах автомобіля, Н;

$R_{x1}, R_{x2}$  – сумарна поздовжня реакція відповідно на передній та задній осях автомобіля, Н;

$R_{x1н}, R_{x1в}$  – поздовжня реакція відповідно на зовнішньому та внутрішньому колесах передньої осі, Н;

$R_{xn}, R_{xp}$  – поздовжня реакція відповідно на навантаженому та розвантаженому борту автомобіля, Н;

$R_{x1max}, R_{x2max}$  – максимальна поздовжня реакція відповідно на передній та задній осях автомобіля, Н;

$R_{xmax}$  – максимальна сумарна поздовжня реакція на осях автомобіля, Н;

$R_y$  – бічна реакція на колесі, Н;

$R_{yl}, R_{yp}$  – бічна реакція відповідно на лівому і правому колесах автомобіля, Н;

$R_{y1}, R_{y2}$  – сумарна бічна реакція відповідно на передній та задній осях автомобіля, Н;

$R_{yn}, R_{yp}$  – сумарна бічна реакція відповідно на навантаженому та розвантаженому борту автомобіля, Н;

$R_{y1н}, R_{y1в}$  – бічна реакція відповідно на зовнішньому та внутрішньому колесах передньої осі, Н;

$M_e$  – поточне значення ефективного крутного моменту на валу двигуна, Н·м;

$M_{e\max}$  – максимальний ефективний крутний момент на валу двигуна, Н·м;

$M_k$  – крутний (ведучий) момент, що прикладається від трансмісії до ведучого колеса, Н·м;

$M_T$  – гальмівний момент, що прикладається від гальмівного механізму до колеса, Н·м;

$M_N$  – крутний момент на валу двигуна при максимальній потужності, Н·м;

$M_{ид}$  – інерційний момент обертових частин двигуна, Н·м;

$M_{ик}$  – інерційний момент колеса, Н·м;

$M_{ик1}$ ,  $M_{ик2}$  – інерційний момент відповідно коліс передньої і задньої осей автомобіля, Н·м;

$M_{P_y}$  – перекидаючий момент, створюваний відцентровою силою, Н·м;

$M_{G_a}$  – момент, створюваний силою тяжіння автомобіля, Н·м;

$M_{подв}$  – пружний момент крутіння підвіски, Н·м;

$M_r$  – момент опорів у двигуні, Н·м;

$M_{гирг}$ ,  $M_{гирв}$  – гіроскопічний момент керованих коліс відповідно у горизонтальній та вертикальній площинах, Н·м;

$M_d$  – дестабілізуючий момент, Н·м;

$M_\beta$  – ваговий стабілізуючий момент керованого колеса, Н·м;

$M_\alpha$  – швидкісний стабілізуючий момент керованого колеса, Н·м;

$M_{сш}$  – стабілізуючий момент шини керованого колеса, Н·м;

$N_e$  – поточна ефективна потужність двигуна, кВт;

$N_{\max}$  – максимальна потужність двигуна, кВт;

$N_{e\max}$  – максимальна ефективна потужність двигуна, кВт;

$N_k$  – потужність, що підведена до ведучих коліс автомобіля (підведена від двигуна через трансмісію), кВт;

$N_\psi$  – потужність, що витрачається на подолання сумарного дорожнього опору, кВт;

$N_v$  – потужність, що витрачається на подолання опору повітря, кВт;

$N_j$  – потужність, що витрачається на розгін (прискорення) автомобіля, кВт;

$N_{тр}$  – потужність, що втрачається у трансмісії, кВт;

$N_3$  – запас потужності на ведучих колесах, кВт.

## Швидкості, прискорення та час

$n_e$  – поточна частота обертання колінчастого вала двигуна, об/хв;

$n_{\max}$  – максимальна частота обертання колінчастого вала двигуна, об/хв;

$n_{e\min}$  – мінімальна стійка частота обертання колінчастого вала двигуна при повній подачі палива, об/хв;

$n_0$  – частота обертання колінчастого вала двигуна, при якій вмикається обмежувач частоти обертання, об/хв;

$n_N$  – частота обертання колінчастого вала двигуна, при максимальній потужності двигуна, об/хв;

$n_N^*$  – теоретична частота обертання колінчастого вала двигуна, при якій була б досягнута максимальна ефективна потужність двигуна в разі відсутності обмежувача максимальної частоти обертання, об/хв;

$n_M$  – частота обертання колінчастого вала при максимальному крутному моменті, об/хв;

$n_v$  – частота обертання колінчастого вала при максимальній швидкості автомобіля, об/хв;

$n_{gemin}$  – частота обертання колінчастого вала, при якій двигун працює з найменшою питомою витратою палива, об/хв;

$\omega_k$  – кутова швидкість колеса, рад/с;

$\omega_{k1}$  – кутова швидкість коліс передньої осі, рад/с;

$\omega_{k2}$  – кутова швидкість колеса задньої осі, рад/с;

$\omega_e$  – кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с;

$\omega_a$  – кутова швидкість автомобіля, рад/с;

$\frac{d\beta_k}{dt}$  – кутова швидкість зміни площини обертання керованих коліс, рад/с;

$v$  – швидкість автомобіля, м/с;

$v_w$  – швидкість автомобіля відносно повітряного простору, м/с;

$v_a$  – швидкість автомобіля, км/год;

$v_{amax}$  – максимальна швидкість автомобіля, км/год;

$v_{amin}$  – мінімальна стійка швидкість автомобіля при повній подачі палива, км/год;

$v_k$  – поступова швидкість колеса, м/с;

$v_T$  – теоретична поступова швидкість колеса, м/с;

$v_{аква}$  – швидкість аквапланування, м/с;

$v_H, v_{kj}$  – швидкість відповідно на початку ділянки і в кінці ділянки розгону, м/с;  
 $v_{cp}$  – середня швидкість руху на ділянці, м/с;  
 $v_{a\phi}, v_{\phi}$  – критична швидкість за бічним ковзанням відповідно км/год, м/с;  
 $v_{aоп}, v_{оп}$  – критична швидкість за бічним перекиданням відповідно км/год, м/с;  
 $v_{\phi y}$  – критична швидкість за умовами керованості, м/с;  
 $v_{a\delta}, v_{\delta}$  – критична швидкість за бічним відведенням відповідно км/год, м/с;  
 $v_{a\delta x}$  – характерна швидкість за бічним відведенням, км/год;  
 $v_{kz}$  – вектор миттєвої швидкості гойдання колеса навколо полюса, м/с;  
 $v_1, v_2$  – швидкість осі автомобіля відповідно передньої і задньої, м/с;  
 $v_{1x}, v_{2x}$  – швидкість осі автомобіля відповідно передньої і задньої уздовж осі  $x$ , м/с;  
 $v_{z1}, v_{z2}$  – швидкість заносу автомобіля відповідно передньої і задньої осі уздовж осі  $y$ , м/с;  
 $v_{ан}$  – початкова швидкість гальмування, км/год;  
 $v_{ак}$  – кінцева швидкість гальмування, км/год;  
 $v_{ап}, v_{п}$  – швидкість автомобіля перед перемиканням передачі відповідно км/год, м/с;  
 $v_{апп}, v_{пп}$  – швидкість автомобіля після перемикання передачі відповідно км/год, м/с;  
 $v_{аек}$  – швидкість руху автомобіля, при якій бажано мати найменшу шляхову витрату палива, км/год;  
 $v_{опт}$  – оптимальна швидкість руху автомобіля, м/с;  
 $V_{п}$  – швидкість руху поршня амортизатора, м/с;  
 $V_a, V_{аш}$  – середня швидкість руху автомобіля відповідно по бездоріжжю і шосе, км/год;  
 $\epsilon_k = d\omega_k/dt$  – кутове прискорення колеса,  $c^{-2}$ ;  
 $j_k$  – прискорення колеса,  $m/c^2$ ;  
 $j_a$  – прискорення автомобіля,  $m/c^2$ ;  
 $j_H$  і  $j_k$  – прискорення автомобіля відповідно на початку ділянки і в кінці ділянки,  $m/c^2$ ;  
 $j_{cp}$  – середнє прискорення на ділянці,  $m/c^2$ ;  
 $j_{п}$  – прискорення автомобіля при перемиканні передач,  $m/c^2$ ;  
 $j_T$  – уповільнення автомобіля при гальмуванні,  $m/c^2$ ;

$j_{T0 \max}, j_{Tn \max}$  – максимальне уповільнення автомобіля при гальмуванні відповідно без навантаження і з повним навантаженням, м/с<sup>2</sup>;

$t_p$  – час розгону автомобіля, с;

$\Delta t_1, \Delta t_2, \Delta t_3, \dots, \Delta t_k$  – час проходження ділянки ( $k$  – номер ділянки при розгоні на даній передачі), с;

$\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_{n_k}$  – час розгону на кожній передачі в коробці передач, с;

$t_{п}$  – час перемикання передач у коробці передач, с;

$t_{п(1-2)}, t_{п(2-3)}$  – час перемикання передач відповідно з першої на другу і з другої на третю, с;

$t_{p100}$  – контрольний час розгону легкових автомобілів, с (час розгону до швидкості 100 км / год);

$t_{p60}$  – контрольний час розгону вантажних автомобілів, с (час розгону до швидкості 60 км / год);

$t_T$  – час гальмування, с;

$\tau_p$  – час реакції водія, с;

$\tau_3$  – час запізнювання, с;

$\tau_H$  – час наростання уповільнення, с;

$\tau_c$  – час спрацьовування, с;

$\tau_y$  – час гальмування зі сталим уповільненням, с;

$\tau_{раст}$  – час розгальмування, с.

## Коефіцієнти

$k_B$  – коефіцієнт опору повітря, Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;

$k_e$  – емпіричний коефіцієнт зменшення ефективності зчеплення;

$c_x$  – коефіцієнт аеродинамічного опору (безрозмірний);

$c_w$  – безрозмірний коефіцієнт повної аеродинамічної сили;

$f$  – коефіцієнт опору коченню;

$f_v$  – коефіцієнт опору коченню при максимальній швидкості;

$f_0$  – коефіцієнт опору коченню при малій швидкості;

$f_1, f_2$  – коефіцієнт опору коченню коліс відповідно передньої і задньої осей;

$i$  – коефіцієнт опору підйому (поздовжній ухил дороги);

$k_M, k_{\omega}$  – коефіцієнт пристосовності двигуна відповідно за моментом та за обертами;

$k_{\delta}$  – коефіцієнт опору колеса бічному відведенню, Н/град;  
 $k_{\delta 1}, k_{\delta 2}$  – коефіцієнт опору бічному відведенню коліс відповідно передній та задній осях, Н/град;  
 $k_{\text{ту}}^0, k_{\text{ту}}^{\text{п}}$  – коефіцієнт ефективності гальмівного керування автомобіля відповідно без навантаження і з повним навантаженням,  $(\text{м/с}^2) / \text{Н}$ ;  
 $k_{\text{п}}$  – коефіцієнт поздовжньої сили;  
 $k_{\text{т}}$  – коефіцієнт тяги;  
 $k_{\text{ф}}$  – коефіцієнт зчіпної маси;  
 $k_h$  – коефіцієнт профілю шини;  
 $k_u$  – коефіцієнт, що враховує залежність  $g_e = f(u)$ ;  
 $k_n$  – коефіцієнт, що враховує залежність  $g_e = f(n)$ ;  
 $k_{\text{Г}}$  – коефіцієнт вантажопідйомності;  
 $k_{\text{Гс}}$  – середнє значення коефіцієнта вантажопідйомності;  
 $s_{\text{б}}$  – коефіцієнт буксування;  
 $s_{\text{бкр}}$  – коефіцієнт критичного буксування;  
 $s$  – коефіцієнт поздовжнього ковзання;  
 $s_{\text{кр}}$  – коефіцієнт критичного поздовжнього ковзання;  
 $c_{\text{шз}}$  – коефіцієнт нормальної жорсткості шини, Н/м;  
 $c_{\text{шх}}$  – коефіцієнт поздовжньої жорсткості шини, Н/м;  
 $c_{\text{ш}\beta}$  – коефіцієнт крутильної жорсткості шини, Н·м/рад;  
 $c_{\text{ш}\Theta}$  – коефіцієнт кутової жорсткості шини, Н·м/рад;  
 $c_{\text{ш1}}, c_{\text{ш2}}$  – коефіцієнти жорсткості шин відповідно передньої і задньої осей, Н/м;  
 $c_{\text{п1}}, c_{\text{п2}}$  – коефіцієнт жорсткості підвіски відповідно передньої і задньої, Н/м;  
 $c_{\text{пр}}$  – коефіцієнт приведеної жорсткості підвіски, Н/м;  
 $c_{\text{пр1}}, c_{\text{пр2}}$  – коефіцієнт приведеної жорсткості підвіски відповідно передньої і задньої, Н/м;  
 $m_{z1}, m_{z2}$  – коефіцієнт зміни нормальної реакції на осі автомобіля відповідно передньої та задньої;  
 $m_{\text{F}}$  – коефіцієнт заповнення лобової площі автомобіля;  
 $u_{\text{N}}$  – коефіцієнт використання потужності двигуна;  
 $\beta_{\text{Г}}$  – коефіцієнт розподілу гальмівних сил автомобіля;  
 $\beta_{\text{опт}}$  – оптимальний коефіцієнт розподілу гальмівних сил автомобіля;

$\beta_{\text{опт1}}$ ,  $\beta_{\text{опт2}}$  – оптимальний коефіцієнт розподілу гальмівних сил автомобіля відповідно перше і друге значення;  
 $\beta_{\text{const}}$  – постійне значення коефіцієнта розподілу гальмівних сил;  
 $\gamma_{\text{T}}$  – коефіцієнт питомої гальмівної сили;  
 $\delta_{\text{вр}}$  – коефіцієнт врахування обертових мас;  
 $\delta_{\text{вр0}}$  – коефіцієнт врахування обертових мас при русі накатом;  
 $\varphi_x$  – коефіцієнт поздовжнього зчеплення колеса з опорною поверхнею;  
 $\varphi_y$  – коефіцієнт бічного зчеплення колеса з опорною поверхнею;  
 $\varphi_{x \text{ аква}}$  – коефіцієнт поздовжнього зчеплення колеса з опорною поверхнею за наявності рідинної плівки;  
 $\varphi_{x1}$ ,  $\varphi_{x2}$  – коефіцієнт поздовжнього зчеплення коліс відповідно передньої і задньої осей автомобіля;  
 $\varphi_{x0}$ ,  $\varphi_{xп}$  – коефіцієнт поздовжнього зчеплення коліс автомобіля відповідно без навантаження і з повним навантаженням;  
 $\varphi_{\text{опт}}$  – оптимальне значення коефіцієнта зчеплення;  
 $\lambda_{\text{ш}}$  – коефіцієнт радіальної деформації шини;  
 $\eta_{\text{тр}}$  – коефіцієнт корисної дії трансмісії;  
 $\eta_{\text{п}}$  – коефіцієнт поперечної стійкості автомобіля;  
 $\eta_{\text{с}}$  – коефіцієнт збігу слідів передніх і задніх коліс;  
 $\psi$  – сумарний коефіцієнт опору дороги;  
 $\Psi_v$  – сумарний коефіцієнт опору дороги, який може здолати автомобіль при максимальній швидкості руху автомобіля.

### Параметри трансмісії

$u_0$  – передавальне число головної передачі;  
 $u_{\text{к}}$  – передавальне число коробки передач;  
 $u_{\text{к1}}$ ,  $u_{\text{к2}}$ ,  $u_{\text{к3}}$ , ...  $u_{\text{кик}}$  – передавальні числа коробки передач (де 1, 2, 3, ...  $i_{\text{к}}$  – номери передач);  
 $i_{\text{к}}$  – порядковий номер передачі в коробці передач;  
 $u_{\text{кv}}$  – вище розрахункове передавальне число коробки передач, на якій досягається задана максимальна швидкість автомобіля;  
 $u_{1\psi}$  – передавальне число першої передачі за умови забезпечення можливості подолання максимального дорожнього опору;  
 $u_{1v}$  – передавальне число першої передачі за умови забезпечення можливості маневрування із заданою мінімальною швидкістю;

$u_{1\phi}$  – передавальне число першої передачі за умови відсутності буксування ведучих коліс при подоланні максимального дорожнього опору;

$n_k$  – кількість передач (ступенів) в коробці (за винятком прискорювальної передачі та передачі заднього ходу.);

$m_v$  – порядковий номер передачі в коробці передач, на якій досягається  $v_{\max}$  (це номер передачі, якій відповідає передавальне число  $u_{kv}$ );

$u_{зх}$  – передавальне число передачі заднього ходу;

$u_p$  – передавальне число додаткового редуктора;

$u_{pv}$  – передавальне число передачі в додатковому редукторі, при якому досягається максимальна швидкість руху автомобіля;

$u_{pн}$  – передавальне число нижчої передачі додаткового редуктора;

$u_{pв}$  – передавальне число вищої передачі додаткового редуктора;

$u_{ркн}$  – передавальне число нижчої передачі роздавальної коробки;

$u_{ркв}$  – передавальне число вищої передачі роздавальної коробки;

$n_{бк}$  – кількість передач базової коробки;

$u_{бкв}$  – вища передача в базовій коробці;

$u_{бкп}$  – передавальне число прямої передачі базової коробки;

$u_{бкп}, u_{бк(n-1)}$  – передавальні числа відповідно останньої та передостанньої передачі базової коробки;

$i_b$  – порядковий номер передачі в базовій коробці;

$q_{бк}$  – знаменник геометричного ряду базової коробки;

$D_k$  – діапазон коробки передач;

$D_{др}$  – діапазон додаткового редуктора;

$D_{рк}$  – діапазон роздавальної коробки;

$K_M$  – емпіричний коефіцієнт для розрахунку  $v$  аква;

$z_k$  – кількість обертів колеса.

## Коливання автомобіля

$f_{ст}$  – статична деформація підвіски, м;

$f_{п}$  – статична деформація пружного елемента підвіски, м;

$f_{ш}$  – статична деформація шини, м.

$z, \dot{z}, \ddot{z}$  – деформація, швидкість і прискорення деформації пружного елемента підвіски, м, м/с, м/с<sup>2</sup>;

$\xi, \dot{\xi}, \ddot{\xi}$  – деформація, швидкість і прискорення деформації шини,  
м, м/с, м/с<sup>2</sup>;

$\eta_{01}, \eta_{01}$  – коефіцієнт зв'язку вільних коливань відповідно передньої і задньої підвісок;

$\varepsilon_y$  – коефіцієнт розподілу підресорених мас;

$\omega_1, \omega_2$  – парціальні частоти вільних коливань, с<sup>-1</sup>;

$\omega_0$  – парціальна частота коливань підресореної маси  $m_{\Pi}$  при нерухомій непідресореній масі  $m_H$ , с<sup>-1</sup>;

$\omega_{k0}$  – парціальна частота коливань непідресореної маси  $m_H$  при нерухомій непідресореній масі  $m_{\Pi}$ , с<sup>-1</sup>;

$\omega_k$  – парціальна частота коливань непідресореної маси  $m_H$  при нерухомій непідресореній масі  $m_{\Pi}$  і при  $c_{\text{ш}} = 0$ , с<sup>-1</sup>;

$k$  – коефіцієнт непружного опору амортизатора, Н/(м/с) = кг/с;

$k_1, k_2$  – коефіцієнт непружного опору амортизаторів відповідно на передній і задній осях, Н·м/с = кг/с;

$h$  – коефіцієнт непружного опору підвіски;

$h_0$  – парціальний коефіцієнт згасання коливань підресореної маси  $m_{\Pi}$ ; с<sup>-1</sup>;

$h_k$  – парціальний коефіцієнт згасання коливань непідресореної маси  $m_H$ , с<sup>-1</sup>;

$\omega_h$  – частота коливань із згасанням, с<sup>-1</sup>;

$\omega_{0h}$  – частота коливань підресореної маси із згасанням, с<sup>-1</sup>;

$\omega_{kh}$  – частота коливань непідресореної маси із згасанням, с<sup>-1</sup>;

$\omega_d$  – частота нерівностей дороги, с<sup>-1</sup>;

$q_0$  – амплітуда хвилі нерівностей дороги, м;

$l_d$  – довжина хвилі нерівностей дороги, м;

$x$  – абсциса точки, для якої визначається ордината  $q$ , м;

$z_a$  – амплітуда змушених коливань автомобіля, м;

$\varphi_{\Pi}$  – початковий фазовий кут коливань підресореної маси, рад;

$\varphi_H$  – початковий фазовий кут коливань непідресореної маси, рад;

$\varphi_v$  – фазовий кут змушених коливань, рад;

$\psi_q$  – відносний коефіцієнт згасання підвіски;

$\psi_{q0}$  – відносний коефіцієнт згасання підресореної маси;

$\psi_{qk}$  – відносний коефіцієнт згасання непідресореної маси.

## Різне

$p_B$  – тиск у шині, кПа;

$p_K$  – середній тиск у плямі контакту колеса, МПа;

$p_{\text{кпр}}$  – середній тиск виступів протектора в плямі контакту колеса, МПа;

$\Delta p_1, \Delta p_2$  – приріст тиску в передньому і задньому гальмівному контурах, МПа;

$\Delta_K$  – дисбаланс колеса, кг·м;

$q_B$  – швидкісний напір повітря, кг/(м·с<sup>2</sup>);

$\rho_B$  – щільність повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_T$  – щільність палива, кг/л;

$\rho_6$  – щільність бензину, кг/л;

$\rho_d$  – щільність палива для дизеля, кг/л;

$W_B$  – фактор обтічності автомобіля, Н·с<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>;

$D_0, D_{100}$  – динамічний фактор автомобіля, відповідно без навантаження і з повним навантаженням (навантаження 0% і 100%);

$D_{\varphi_{100}}, D_{\varphi_0}$  – динамічний фактор за зчепленням автомобіля з повним навантаженням і без навантаження;

$D_{\Pi}$  – динамічний фактор автомобіля при перемиканні передач;

$m_{D0}$  – масштаб динамічного фактора автомобіля без навантаження;

$m_{D100}$  – масштаб динамічного фактора автомобіля з повним навантаженням;

$Q_t$  – годинна витрата палива, кг/год;

$Q$  – кількість витраченого палива, кг;

$g_e$  – питома витрата палива двигуна, г/(кВт·год);

$g_{e\text{min}}$  – мінімальна питома витрата палива двигуна, г/(кВт·год);

$g_N$  – питома витрата палива при максимальній потужності двигуна, г/(кВт·год);

$q_s$  – шляхова витрата палива, кг/100км;

$q_{\text{сл}}$  – шляхова витрата палива, л/100 км;

$q_T$  – питома витрата на перевезення вантажів, г/ткм;

$q_{\Pi}$  – питома витрата на перевезення пасажирів, г/пкм;

$o$  – центр крену підвіски;

$p$  – полюс гойдання колеса;

$O$  – миттєвий центр повороту автомобіля;

$O_{\Theta}$  – миттєвий центр повороту автомобіля з жорсткими колесами;

$O_\delta$  – миттєвий центр повороту автомобіля з еластичними колесами;  
 $n$  – пасажиромісткість, люд.;  
 $n_{\text{п}}$  – номінальна кількість пасажирів автобуса-аналога;  
 $n_{\text{с}}$  – кількість місць для сидіння пасажирів;  
 $n_{\text{r}}$  – кількість місць для проїзду стоячи;  
 $x, z$  – поздовжня і вертикальна осі.

## ТЕМА 1

### ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ТЕОРІЇ АВТОМОБІЛЯ

#### 1.1. Теорія автомобіля як наукова дисципліна

*Теорія автомобіля* – це наука, що вивчає механіку його руху.

Предметом вивчення теорії автомобіля є:

– явища, що відбуваються при взаємодії автомобіля з опорною поверхнею і повітрям;

– механіка його агрегатів і вузлів, що забезпечують кероване змінювання вектора швидкості руху автомобіля;

– експлуатаційні властивості автомобіля.

Експлуатаційні властивості автомобіля характеризують можливість його ефективного використання в певних умовах, дозволяючи оцінити, якою мірою його конструкція відповідає вимогам експлуатації.

Залежно від параметрів, що характеризують експлуатаційні властивості автомобіля, їх можна розділити на дві групи:

– властивості автомобіля, пов'язані з його рухом: тягово-швидкісні властивості, гальмівні властивості, паливна економічність, керованість, поворотність, маневреність, стійкість, прохідність, плавність ходу, екологічність, безпека руху;

– властивості автомобіля, не пов'язані з його рухом: місткість, міцність, довговічність, пристосованість до технічного обслуговування і ремонту, пристосованість до вантажно-розвантажувальних робіт, пристосованість до посадки-висадки пасажирів.

Друга група експлуатаційних властивостей характерна тим, що параметри їх оцінки можна визначити на нерухомому автомобілі. Значення тих чи інших експлуатаційних властивостей автомобіля визначаються його видом і класом, призначенням та умовами експлуатації.

У теорії автомобіля розглядаються його експлуатаційні властивості, які визначають можливість, характер та закономірності руху автомобіля. Наведемо визначення цих властивостей.

Тягово-швидкісними властивостями називаються властивості автомобіля, що характеризують діапазони зміни швидкостей руху та максимальні прискорення розгону в різних дорожніх умовах. Ці властивості проявляються в тяговому режимі роботи автомобіля, при якому від двигуна до ведучих коліс через трансмісію підводяться потужність і крутний момент, необхідні для руху.

Гальмівними властивостями називаються властивості автомобіля виконувати гальмування з максимальною ефективністю та з ефективністю, необхідною для керування рухом, утримуватися в загальмованому стані на місці, а також рухатися з рівномірною швидкістю на затяжних спусках.

Тягово-швидкісні та гальмівні властивості визначають динамічність автомобіля.

Паливна економічність – це властивість автомобіля раціонально використовувати енергію палива при виконанні транспортної роботи.

Керованість автомобіля – це сукупність властивостей, що визначають характеристики кінематичних і силових реакцій автомобіля на керуючий вплив водія, що формують траєкторію руху.

Поворотність автомобіля – це його властивість змінювати кінематичні параметри повороту під дією зовнішніх бокових сил при фіксованій величині кута повороту керованих коліс.

Маневреність – це здатність автомобіля повертатися на мінімальній площі і вписуватися в дорожні габарити.

Стійкість автомобіля – це сукупність його властивостей, що забезпечують рух в потрібному напрямку без занесення, ковзання або перекидання.

Стійкість автомобіля разом з його гальмівними властивостями і керованістю визначають безпеку його руху.

Прохідність – це властивість автомобіля, яка визначає можливість рухатися по поганих дорогах, поза дорогами і при подоланні різних перешкод.

Плавність ходу – це властивість автомобіля забезпечувати можливість тривалої їзди по різних дорогах без втоми або обтяжливих відчуттів у пасажирів і водія, забезпечуючи при цьому високі швидкості руху і збереження вантажу.

Теорія автомобіля вивчає такі задачі:

- 1 – вибір потужності двигуна;
- 2 – вибір типу трансмісії та її параметрів;
- 3 – зниження опору руху автомобіля;
- 4 – покращення динамічності, керованості та стійкості;
- 5 – зменшення витрати палива при експлуатації автомобіля;
- 6 – підвищення плавності руху та прохідності;
- 7 – зниження маси автомобіля;
- 8 – раціональні методи керування автомобілем.

## 1.2. Основні параметри автомобіля

Для теорії автомобіля основними вважаються такі параметри.

*1 – Параметри, що характеризують автомобіль в цілому:*

1.1. Габаритні розміри (рис. 1.1) – ширина  $B_a$ , м; висота  $H_a$ , м; довжина  $L_a$ , м.

1.2. Колія автомобіля (рис. 1.1) – передніх коліс  $B_1$ , задніх коліс  $B_2$ , м.

1.3. Координати центру тяжіння (рис. 1.1):  $a$ ,  $b$ ,  $h_g$ , м.

1.4. База автомобіля (рис. 1.1)  $L$ , м.

1.5. Коефіцієнт опору повітря  $k_v$ ,  $\text{H}\cdot\text{c}^2/\text{M}^4$ .

1.6. Повна маса автомобіля  $m_a$ , кг.

1.7. Маса, яка припадає на передню вісь  $m_{a1}$ , кг.

1.8. Маса, яка припадає на задню вісь  $m_{a2}$ , кг.

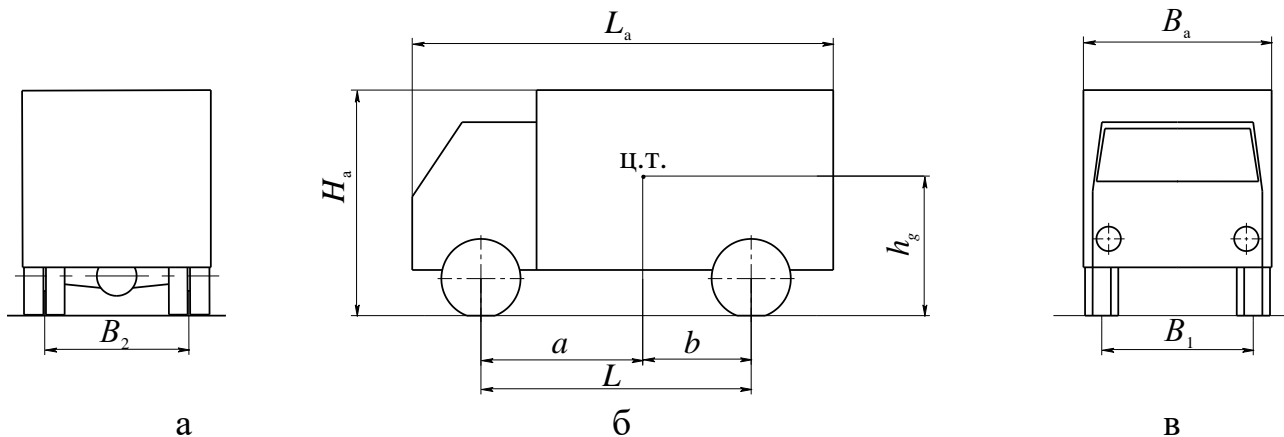


Рис. 1.1. Основні геометричні параметри автомобіля:

а – вигляд ззаду; б – вигляд зліва; в – вигляд спереду;

Ц.Т. – центр тяжіння автомобіля

*2 – Параметри, що характеризують двигун:*

2.1. Максимальна потужність  $N_{\max}$ , кВт.

2.2. Максимальна частота обертання колінчастого вала  $n_{\max}$ , об/хв.

2.3. Максимальний крутний момент  $M_{e\max}$ , Н·м.

2.4. Частота обертання колінчастого вала при максимальному моменті  $n_m$ , об/хв.

2.5. Питома витрата палива  $g_e$ , г·кВт/год.

2.6. Комплексна характеристика властивостей двигуна – зовнішня швидкісна характеристика двигуна (ЗШХД).

3 – Параметри, що характеризують шасі автомобіля:

3.1. Передавальні числа коробки передач (роздавальної коробки)  $u_{к1}, u_{к2}, u_{к3}, \dots u_{ки}, u_{рк}$ .

3.2. Передавальне число головної передачі  $u_0$ .

3.3. Статичний радіус колеса  $r_c$ , м.

3.4. Коефіцієнт корисної дії трансмісії  $\eta_{тр}$ .

### 1.3. Координати центру тяжіння автомобіля

Координати центру тяжіння автомобіля залежать від його компонування, а також від величини, розташування і щільності вантажів, які суттєво змінюються при експлуатації автомобіля.

Координати центру тяжіння автомобіля можуть бути визначені аналітично або графічно за заданими значеннями ваги і координат центрів ваги його окремих частин або зважуванням автомобіля в горизонтальному і похилому положеннях і шляхом подальшого розрахунку.

При зважуванні автомобіля для знаходження координат  $a$  і  $b$  (відповідно відстаней між проєкціями на дорогу центру тяжіння і передньої і задньої осей) знаходять реакції  $R_{z1}$  і  $R_{z2}$  за допомогою ваг, встановлених під колесами автомобіля на горизонтальній поверхні (рис. 1.2). З рівнянь рівноваги суми моментів відносно осі передніх та задніх коліс знаходимо

$$\Sigma M_1 = 0; R_{z2} \cdot L - G_a \cdot a = 0 \rightarrow a = \frac{R_{z2}}{G_a} \cdot L; \quad (1.1)$$

$$\Sigma M_2 = 0; R_{z1} \cdot L - G_a \cdot b = 0 \rightarrow b = \frac{R_{z1}}{G_a} \cdot L. \quad (1.2)$$

Для визначення висоти центру тяжіння автомобіля його зважують в похилому стані, підставивши під колеса передньої осі підставку висотою  $h_{п}$ . При цьому підвіски блокують для виключення їх деформації розпирками. Схема зважування автомобіля в стані нахилу представлена на рисунку 1.3.

З умови рівноваги відносно осі передніх коліс можна записати рівність

$$G_a \cos \alpha + G_a \sin \alpha \cdot h_0 - R'_{z2} \cos \alpha \cdot L = 0, \quad (1.3)$$

де  $h_0$  – висота центру ваги автомобіля над площиною, що проходить через центри коліс;

$R'_{z2}$  – реакція на задні колеса автомобіля в похилому положенні, що визначається на вагах;

$\alpha$  – кут нахилу автомобіля відносно горизонту розраховується.

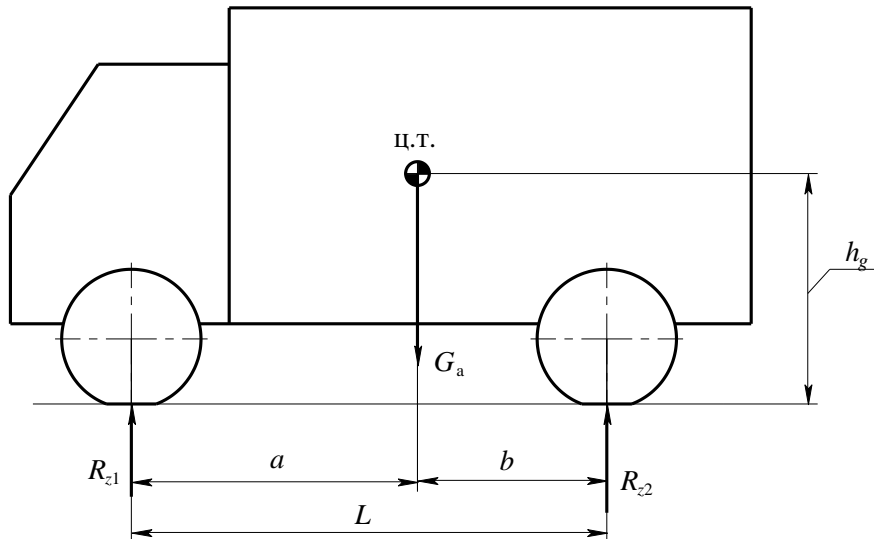


Рис. 1.2. Схема для визначення поздовжніх координат центру тяжіння автомобіля

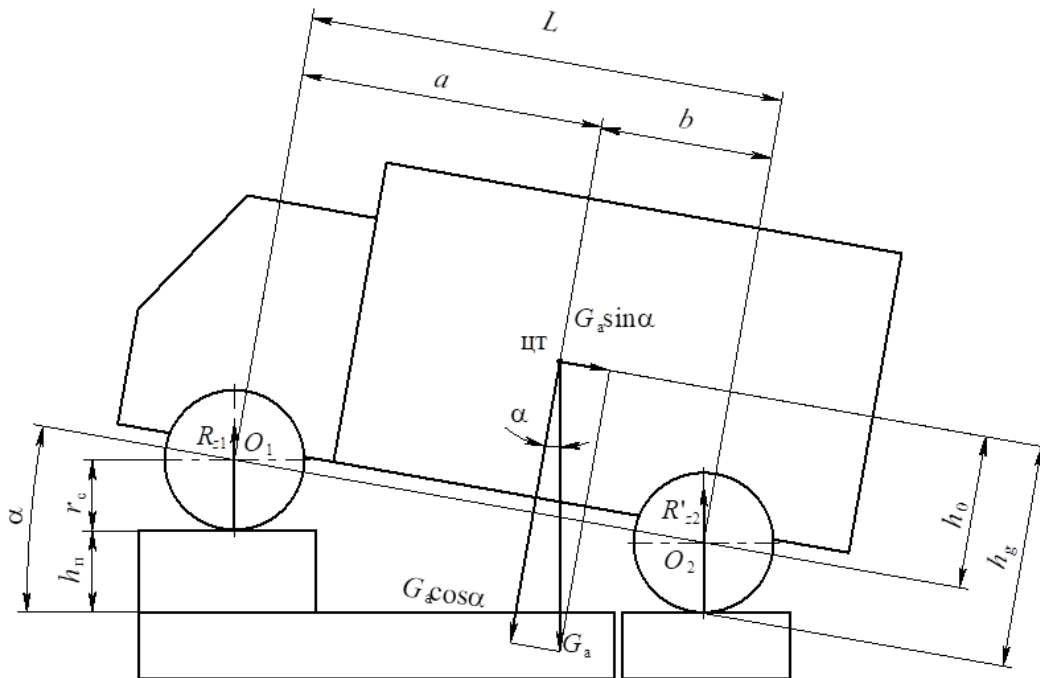


Рис. 1.3. Схема для визначення висоти центру тяжіння автомобіля

Висота центру ваги автомобіля над площиною, що проходить через центри коліс, визначається відношенням, отриманим з рівняння рівноваги

$$h_0 = \frac{R'_{z2} \cdot \cos \alpha \cdot L - G_a \cdot \cos \alpha \cdot a}{G_a \cdot \sin \alpha}. \quad (1.4)$$

У чисельнику винесемо за дужки  $G_a \cdot \cos \alpha$ , і враховуючи, що  $\frac{G_a}{L} \cdot a = R_{z2}$  після перетворень отримаємо

$$h_0 = \frac{L}{G_a} \cdot \frac{R'_{z2} - R_{z2}}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (1.5)$$

Висота центру ваги автомобіля над опорною поверхнею більше на величину статичного радіуса колеса:

$$h_g = h_0 + r_c = \frac{L}{G_a} \cdot \frac{R'_{z2} - R_{z2}}{\operatorname{tg} \alpha} + r_c. \quad (1.6)$$

## 1.4. Характеристики двигуна

### 1.4.1. Швидкісна характеристика двигуна

*Швидкісна характеристика двигуна* – це залежність основних параметрів:

$N_e$  – ефективної потужності;

$M_e$  – ефективного крутного моменту;

$g_e$  – питомої витрати палива

від частоти обертання колінчастого вала двигуна  $n_e$ , при постійній подачі палива (або положенні дросельної заслінки).

Швидкісна характеристика може бути зовнішньою або частковою.

*Зовнішньою швидкісною характеристикою двигуна (ЗШХД)* називається залежність  $N_e = f(n_e)$ ;  $M_e = f(n_e)$ ;  $g_e = f(n_e)$  при повній подачі палива (що відповідає повністю відкритій дросельній заслінці), тобто при повному навантаженні.

Частковою швидкісною характеристикою двигуна називається залежність  $N_e = f(n_e); M_e = f(n_e); g_e = f(n_e)$  при неповних навантаженнях двигуна.

#### 1.4.1.1. Графік зовнішньої швидкісної характеристики двигуна внутрішнього згорання без обмежувача частоти обертання

На графіку зовнішньої швидкісної характеристики зазвичай наводять залежності  $N_e = f(n_e); M_e = f(n_e); g_e = f(n_e)$  (рис. 1.4). Також вказують характерні точки:  $N_{e\max}, M_{e\max}, M_N, g_{e\min}, n_{e\min}, n_M, n_N$  і  $n_{e\max}$ . Двигуни з такою характеристикою встановлюють на легкові автомобілі.

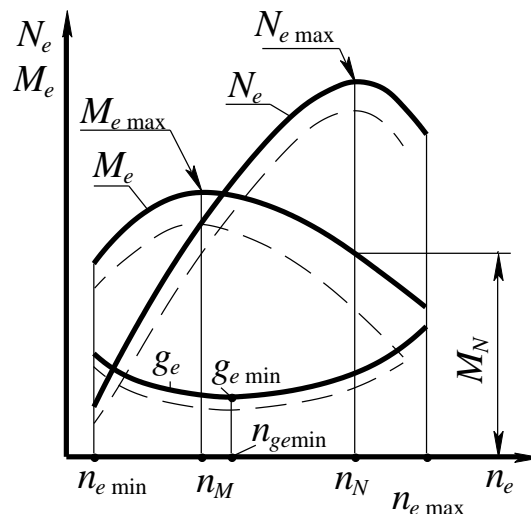


Рис. 1.4. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна внутрішнього згорання без обмежувача частоти обертання:

$n_{e\min}$  – мінімальна частота обертання колінчастого вала, при якій двигун стійко працює під повним навантаженням  $N_{e\max}, M_{e\max}$  – відповідно максимальна потужність і момент;  $M_N$  – момент при максимальній потужності;  $n_M, n_N$  – частота обертання колінчастого вала відповідно при максимальному моменті  $M_{e\max}$  і максимальній потужності  $N_{e\max}$ ;  $g_{e\min}$  – мінімальна питома витрата палива;  $n_{ек}$  – частота обертання при мінімальній витраті палива

Зазвичай двигуни внутрішнього згорання з обмежувачем частоти обертання мають такі значення частоти обертання вала:

$$n_{e\min} = 800 \dots 1000 \text{ об/хв}; n_{e\max} = 5000 \dots 7000 \text{ об/хв}.$$

На графіку штриховою лінією показана часткова характеристика двигуна  $N'_e$ , їй будуть відповідати залежності  $M'_e = f(n_e); g'_e = f(n_e)$ .

### 1.4.1.2. Графік зовнішньої швидкісної характеристики двигуна з обмежувачем частоти обертання

На вантажних автомобілях двигуни з іскровим запалюванням зазвичай є обмежувач максимальної частоти обертання (рис. 1.5). Оскільки характеристика  $N_e = f(n_e)$  при частоті обертання  $n_N^*$  має пологий екстремум, остільки зменшення частоти обертання на 10...20 % не приводить до суттєвого зменшення потужності. Але при цьому суттєво зменшується знос двигуна. При досягненні частоти обертання  $n_0$  включається обмежувач максимальної частоти обертання вала. Тому максимальна частота обертання вала двигуна  $n_{e\max}$  дорівнює частоті  $n_0$ . При максимальній частоті обертання  $n_{e\max}$  досягається максимальна потужність  $N_{\max}$  двигуна та максимальна швидкість автомобіля, тому справедливий запис  $n_{e\max} = n_0 = n_N = n_v$ .

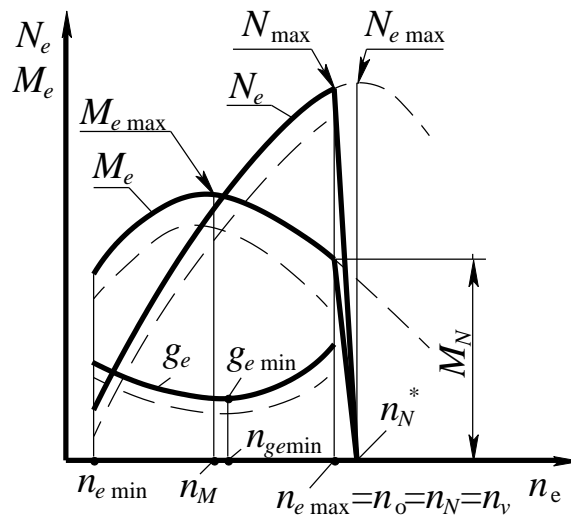


Рис. 1.5. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна внутрішнього згоряння з обмежувачем частоти обертання:

$N_{e\max}$  – максимальна ефективна потужність двигуна;  $N_{\max}$  – максимальна потужність двигуна;  $n_{e\max}$  – частота обертання колінчастого вала, при максимальній швидкості автомобіля;  $n_N^*$  – теоретична частота обертання вала двигуна, при якій була б досягнута максимальна ефективна потужність  $N_{e\max}$  в разі відсутності обмежувача максимальної частоти обертання

Зазвичай двигуни внутрішнього згоряння з обмежувачем частоти обертання мають такі значення частоти обертання вала:

$$n_{e\max} = n_0 = n_N = n_v = (0,8...0,9)n_N^* ;$$

$$n_{e\max} = 600...800 \text{ об/хв}; \quad n_{e\max} = 3000...3200 \text{ об/хв}.$$

### 1.4.1.3. Графік зовнішньої швидкісної характеристики дизеля

У дизеля внаслідок особливостей робочого процесу залежності  $N_e = f(n_e)$  і  $M_e = f(n_e)$  мають меншу нелінійність, менший швидкісний діапазон, а регулятор частоти обертання вала з обмежувачем максимальної частоти є обов'язковим (рис. 1.6).

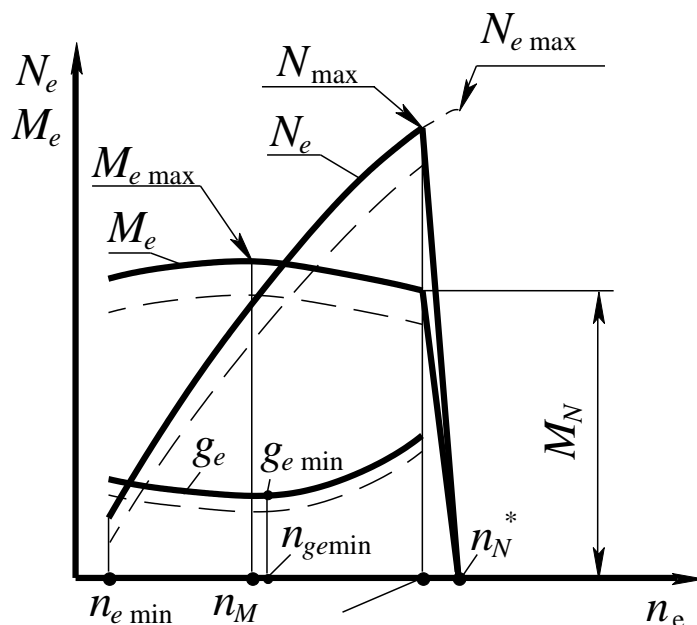


Рис. 1.6. Зовнішня швидкісна характеристика дизеля

Зазвичай дизелі мають такі значення частоти обертання вала:

$$n_{e \max} = n_0 = n_N = n_v = (1,0 \dots 0,91) n_N^*;$$

$$n_{e \min} = 900 \text{ об / хв};$$

$$n_{e \max} = 2100 \dots 2800 \text{ об / хв у дизелів вантажних автомобілів};$$

$$n_{e \max} = 3000 \dots 4000 \text{ об / хв у дизелів легкових автомобілів}.$$

### 1.4.2. Коефіцієнт пристосованості двигуна

Навантаження двигуна змінюються під час експлуатації залежно від умов руху автомобіля. Здатність двигуна до подолання короткочасної зміни навантажень залежить від його типу та організації робочого процесу. Цю здатність двигуна характеризують коефіцієнти пристосованості за моментом  $k_M$  і частотою  $k_\omega$ . Ці коефіцієнти визначаються як відношення:

$$k_M = \frac{M_{e\max}}{M_N}; \quad (1.7)$$

$$k_\omega = \frac{n_N}{n_M}. \quad (1.8)$$

На рисунку 1.7 наведені характеристики двох двигунів з однаковим значенням моментів  $M_N$  і частотами обертання  $n_M$  та  $n_N$ . При цьому коефіцієнти пристосованості  $k_{M1} > k_{M2}$  і  $k_{\omega1} = k_{\omega2}$ . Розглянемо випадок руху автомобілів з такими двигунами при частоті обертання їх валів  $n_N$ . У разі підвищення опору руху на однакову величину  $\Delta M$ , частота обертання двигуна, що має більший коефіцієнт пристосованості  $k_{M1}$ , знизиться на меншу величину  $\Delta n_1 < \Delta n_2$ . Це сприяє тому, щоби не перемикати передачу для підтримання швидкості руху автомобіля.

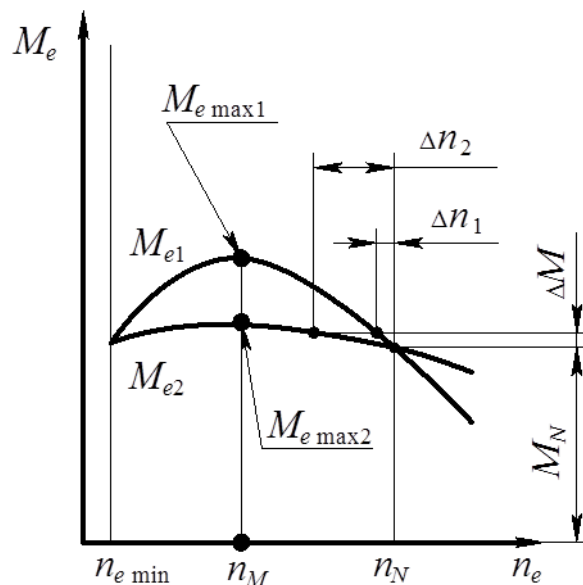


Рис. 1.7. Характеристики двигунів з різними  $k_M$  та однаковими  $k_\omega$

Чим більше  $k_M$  і  $k_\omega$ , тим краще самоприспособаність двигуна до зміни зовнішнього навантаження. У цьому випадку двигун здатний забезпечити рух автомобіля без перемикання передач в широкому діапазоні швидкостей. Таку здатність двигуна називають *еластичністю*. Зазвичай значення коефіцієнтів пристосованості двигунів знаходяться в інтервалах:

$$k_M = \begin{cases} 1,2 - 1,4 & \text{двигуни з іскровим запалюванням;} \\ 1,05 - 1,25 & \text{дизелі.} \end{cases}$$

$$k_\omega = \begin{cases} 1,5 - 2,5 & \text{двигуни з іскровим запалюванням;} \\ 1,4 - 2 & \text{дизелі.} \end{cases}$$

Дизелі мають меншу здатність пристосування до зміни навантаження, тому на автомобілях з дизелями коробки передач повинні мати більшу кількість передач.

### 1.4.3. Аналіз ЗШХД різних типів двигунів

На автомобілі встановлюють двигуни різних типів. Конкретний тип двигуна різною мірою відповідає характеру навантаження – початок руху нерухомого автомобіля, його розгін і рух з постійною швидкістю. *Ідеальна характеристика двигуна* – це характеристика 1 (рис. 1.8а), яка забезпечує можливість роботи двигуна з максимальною потужністю у всьому швидкісному діапазоні від нуля до максимальної частоти обертання. Для порівняння візьмемо характеристики трьох типів двигунів: внутрішнього згорання, газову турбіну та електродвигун (рис. 1.8).

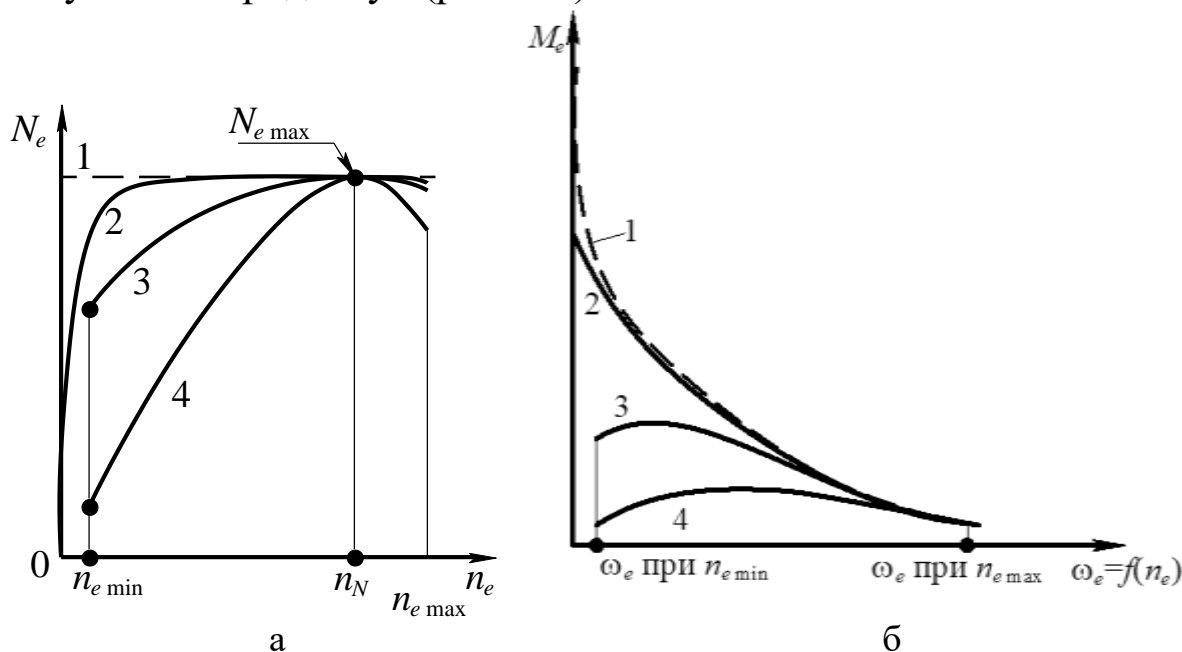


Рис. 1.8. Характеристики двигунів різних типів:

а – залежності потужностей від частоти обертання вала;

б – залежності моменту від частоти обертання вала;

1 – ідеальна характеристика; 2 – електродвигун; 3 – газова турбіна; 4 – ДВЗ

Виберемо двигуни з однаковою потужністю  $N_{\text{emax}}$  при однаковій частоті обертання вала  $n_N$ . Характеристика двигуна залежить від його робочого процесу. Очевидно, що електродвигун здатний розвивати потужність, близьку до максимальної потужності в більш широкому швидкісному діапазоні, ніж газова турбіна і ДВЗ (рис. 1.8а).

Слід зазначити, що електродвигун здатний розвивати крутний момент при нерухомому валу, а значить, забезпечує можливість початку руху нерухомого автомобіля без додаткових пристроїв у трансмісії (рис. 1.8б). Газова турбіна і ДВЗ мають мінімально стійку частоту обертання вала, тому трансмісії автомобілів з такими двигунами мають зчеплення. Це необхідно для забезпечення плавного з'єднання вала двигуна, що обертається, і вала трансмісії, що не обертається. Крім цього, характеристика ДВЗ така, що при малій частоті обертання вала двигун здатний розвивати крутний момент значно менший за величиною, ніж при ідеальній характеристиці. Для підвищення крутного моменту і наближення до ідеальної характеристики в автомобілів із ДВЗ у трансмісії встановлюють коробку передач.

### 1.5. Передача потужності до ведучих коліс. Коефіцієнт корисної дії трансмісії

Ефективна потужність  $N_e$ , що розвивається двигуном, передається на ведучі колеса автомобіля не вся, частина її втрачається в трансмісії. Втрати потужності оцінюють і коефіцієнтом корисної дії (ККД)  $\eta_{\text{тр}}$

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{N_{\text{к}}}{N_e} = \frac{N_e - N_{\text{тр}}}{N_e} = 1 - \frac{N_{\text{тр}}}{N_e}, \quad (1.9)$$

де  $N_{\text{к}}$  – потужність, підведена до ведучих коліс;

$N_e$  – ефективна потужність двигуна;

$N_{\text{тр}}$  – потужність, що втрачається в трансмісії (визначається експериментально).

Потужність, що втрачається в трансмісії, залежить:

– прямо пропорційно від потужності, що передається через трансмісію (втрати на тертя між зубами шестерень, тертя в підшипниках механізмів трансмісії і ведучих коліс);

– прямо пропорційно від швидкості руху (тертя в сальниках, тертя, пов'язані з переднатягом підшипників);

– пропорційно квадрату частоти обертання колінчастого вала двигуна (і, отже, при незмінній передачі в коробці передач);

– пропорційно квадрату швидкості руху автомобіля (гідравлічні втрати в КП, пов'язані з обертанням її шестерень в масляній ванні).

$$\eta_{\text{тр}} = \begin{cases} 0,88 - 0,92 & \text{– легкові автоавтомобілі;} \\ 0,8 - 0,9 & \text{– вантажні автомобілі;} \\ 0,78 - 0,85 & \text{– підвищеної прохідності.} \end{cases}$$

Очевидно, що коефіцієнт корисної дії трансмісії залежить від кількості зубчастих з'єднань, що беруть участь в передачі крутного моменту. Чим більше зубчастих з'єднань, тим менше коефіцієнт корисної дії.

### Контрольні запитання

1. Перелічіть основні експлуатаційні властивості і параметри автомобіля.
2. Як визначаються і від чого залежать координати центра мас автомобіля?
3. Дайте визначення зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.
4. Чим відрізняються зовнішні швидкісні характеристики двигуна без обмежувача максимальної частоти обертання колінчастого вала і з ним?
5. Що розуміють під коефіцієнтом пристосованості?
6. Який двигун має кращу пристосованість до зміни зовнішнього навантаження?
7. Які фактори впливають на величину ККД?

## ТЕМА 2

# ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ І ДИНАМІКА АВТОМОБІЛЬНОГО КОЛЕСА

### 2.1. Основні параметри еластичного колеса

Параметри колеса належать до основних параметрів автомобіля.

*Основні параметри колеса з точки зору теорії автомобіля:*

- радіуси колеса;
- жорсткість шини;
- допустиме навантаження на колесо;
- допустима швидкість автомобіля.

#### 2.1.1. Радіуси колеса

Еластичне (автомобільне) колесо характеризується такими розмірами:

- 1 – номінальний (вільний) радіус  $r_0$ ;
- 2 – статичний радіус  $r_c$ ;
- 3 – динамічний радіус  $r_d$ ;
- 4 – радіус кочення  $r_k$ .

*1. Номінальний (вільний) радіус  $r_0$*  – це радіус окружності бігової доріжки в центральній площині не навантаженого колеса.

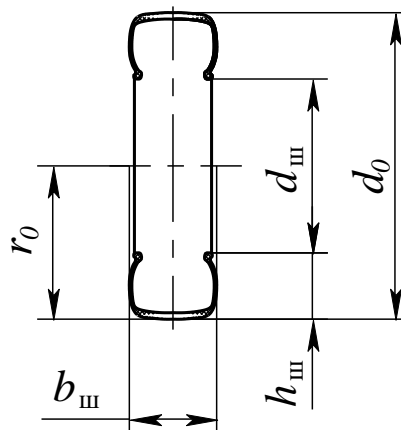


Рис. 2.1. Розміри колеса у вільному (не навантаженому) стані:

- $r_0$  – радіус вільний;  $d_0$  – діаметр центральної бігової доріжки;  
 $d_{ш}$  – посадковий діаметр шини;  $b_{ш}$  – ширина профілю шини;  
 $h_{ш}$  – висота профілю шини

Вільний радіус колеса можна визначити:

– експериментально:

визначивши довжину окружності бігової доріжки в центральній площині і обчисливши за формулою:

$$r_0 = \frac{l_0}{2\pi}, \quad (2.1)$$

де  $l_0$  – довжина окружності бігової доріжки шини;

– теоретично:

використовуючи параметри позначення шини, обчисливши за формулою

$$r_0 = \frac{d_0}{2} = \frac{d_{\text{ш}}}{2} + h_{\text{ш}}; \quad (2.2)$$

$$r_0 = \frac{d_0}{2} = \frac{d_{\text{ш}}}{2} + b_{\text{ш}} \cdot k_h, \quad (2.3)$$

де  $k_h = \frac{h_{\text{ш}}}{b_{\text{ш}}}$  – коефіцієнт профілю шини (відношення висоти  $h_{\text{ш}}$

профілю шини до ширини профілю  $b_{\text{ш}}$ ).

*Приклад.* Шина 165/70R13: 165 –  $b_{\text{ш}}$ ; 70 –  $k_h/100\% \rightarrow k_h = 0,7$ ;  
R – радіальна шина; 13 –  $d_{\text{ш}}$  (в дюймах; 1 дюйм = 25,4 мм);

$$r_0 = \frac{13 \cdot 25,4}{2} + 165 \cdot 0,7 = 280,6 \text{ (мм)}.$$

2. Статичний радіус  $r_c$  – це відстань від осі нерухомого колеса, навантаженого навантаженням  $P_z$ , до опорної поверхні.

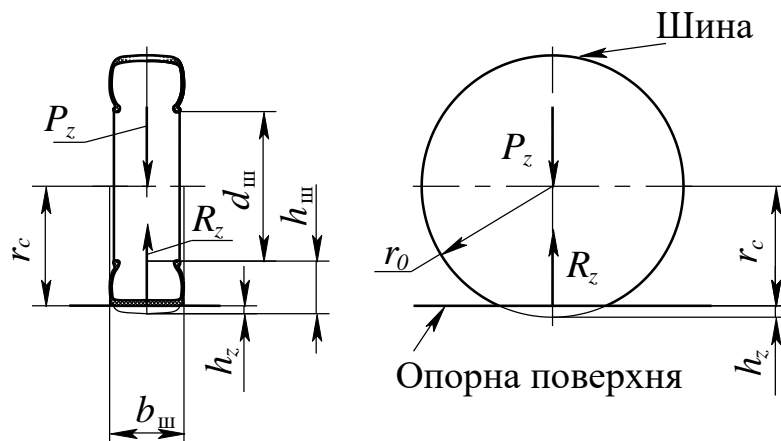


Рис. 2.2. Схема для визначення статичного радіуса колеса

$$r_c = 0,5 \cdot d_{\text{ш}} + k_h \cdot b_{\text{ш}} \cdot (1 - \lambda_{\text{ш}}), \quad (2.4)$$

де  $\lambda_{\text{ш}}$  – коефіцієнт радіальної деформації шини:

– для шин легкових автомобілів  $\lambda_{\text{ш}} = 0,14 - 0,16$ ;

– для шин вантажних автомобілів  $\lambda_{\text{ш}} = 0,1 - 0,13$ .

*Коефіцієнт радіальної деформації шини* – це відношення нормальної деформації шини до висоти профілю шини

$$\lambda_{\text{ш}} = \frac{h_z}{h_{\text{ш}}}, \quad (2.5)$$

де  $h_z$  – нормальна деформація шини (прогин шини) у вертикальній площині під дією  $P_z$ .

Нормальна деформація шини виражена через параметри шини і коефіцієнт нормальної деформації має значення

$$h_z = b_{\text{ш}} \cdot k_h \cdot \lambda_{\text{ш}}. \quad (2.6)$$

3. Динамічний радіус  $r_d$  – це відстань від осі колеса до опорної поверхні, при цьому колесо навантажено нормальним навантаженням і крутним моментом

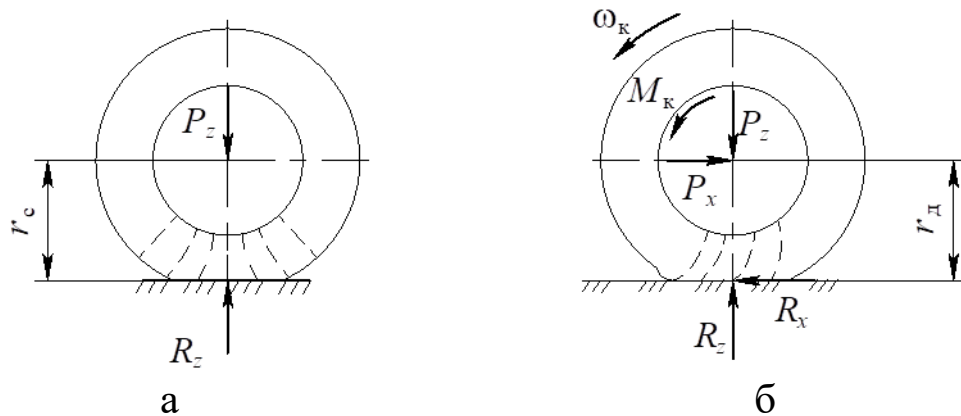


Рис. 2.3. Схеми навантаження і деформації колеса:  
а – нормальним навантаженням; б – нормальним навантаженням і крутним моментом

при збільшенні  $M_k \rightarrow r_d \downarrow$ ;

при збільшенні  $\omega_k \rightarrow r_d \uparrow$ .

4. Радіус кочення  $r_k$  – це кінематична характеристика колеса, що визначається як відношення поздовжньої складової швидкості колеса до його кутової швидкості

$$r_k = v_k / \omega_k, \quad (2.7)$$

де  $v_k$  – поздовжня швидкість колеса;  
 $\omega_k$  – кутова швидкість колеса.

Тобто радіус кочення колеса характеризує зв'язок між поздовжньою і кутовою швидкістю та процес кочення колеса. Цю характеристику можна визначити як радіус умовного колеса, яке котиться по поверхні без ковзання. Схема, що пояснює визначення радіуса кочення колеса, наведена на рисунку 2.4.

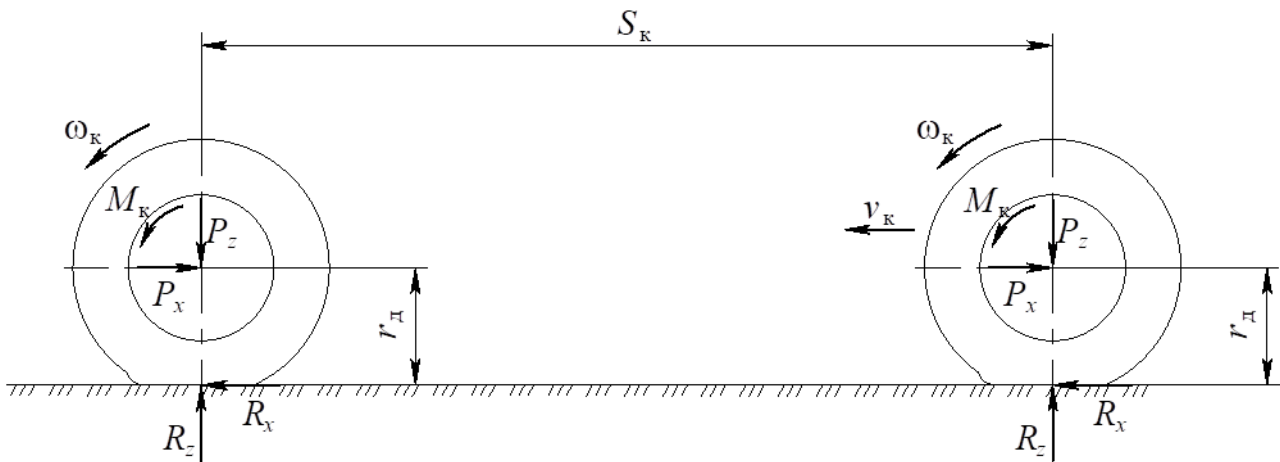


Рис. 2.4. Схема визначення радіуса кочення еластичного колеса

Шлях, що пододало колесо за відсутності ковзання:

$$S_k = 2\pi \cdot r_k \cdot z_k, \quad (2.8)$$

де  $z_k$  – кількість обертів колеса.

Відповідно за відсутності ковзання радіус умовного колеса, що перекотилося на відстань  $S$ , дорівнює

$$r_k = \frac{S_k}{2\pi \cdot z_k}. \quad (2.9)$$

Радіус кочення колеса залежить від величини ковзання в плямі контакту. Радіус кочення характеризує процес кочення колеса та може змінюватися в діапазоні  $0 < r_k < \infty$ .

Наприклад:

- колесо буксує (автомобіль стоїть на місці) при цьому  $S_k = 0 \rightarrow r_k = 0$ ;
- колесо ковзає (колесо не обертається, автомобіль рухається при гальмуванні) при цьому  $S_k \neq 0, z_k = 0 \rightarrow r_k = \infty$ .

### 2.1.2. Деформація еластичного автомобільного колеса

Під дією зовнішнього навантаження шина піддається складній деформації. Для зручності вивчення цю деформацію розбивають на чотири прості: нормальну, бічну, крутильну, поворотну.

1. Нормальна (радіальна) деформація шини – це деформація шини під дією нормального навантаження  $P_z$  (рис. 2.5). При цьому тиск повітря в шині майже не змінюється, оскільки об'єм деформації дуже малий порівняно з об'ємом повітря в шині. Тому збільшення тиску в шині внаслідок додання до неї нормального навантаження мале і складає 1–2 %.

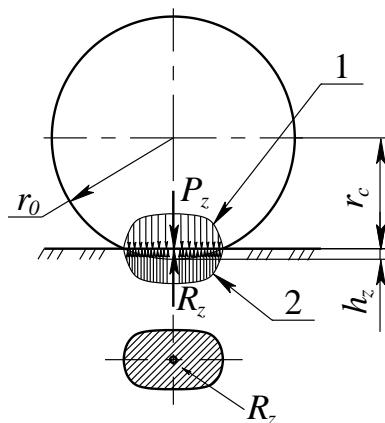


Рис. 2.5. Схема навантаження колеса нормальним навантаженням:  
1, 2 – епюри відповідно тиску шини на опорну поверхню і нормальних реакцій;  $R_z$  – нормальна реакція опорної поверхні (рівнодіюча всіх елементарних нормальних реакцій 2 опорної поверхні)

Характеристики нормальної деформації:

- нормальний прогин шини  $h_z$  – це лінійне зміщення центру колеса відносно опорної поверхні під дією нормального навантаження;
- нормальна жорсткість шини.

Коефіцієнт нормальної жорсткості шини

$$c_{шз} = \frac{P_z}{h_z}. \quad (2.10)$$

Нормальна деформація шини неоднакова при навантаженні та розвантаженні (рис. 2.6). Внаслідок наявності внутрішнього тертя в шині спостерігається гістерезис у зміні деформації (гістерезис у перекладі з грецької мови – відставання).

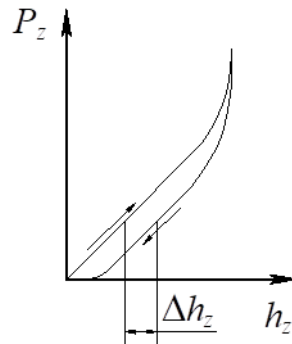


Рис. 2.6. Залежність нормальної деформації від навантаження:  
 $\Delta h_z$  – гістерезис шини

Нормальна жорсткість шини впливає на:

- плавність ходу автомобіля;
- демпфівальну здатність;
- навантаження в деталях ходової частини.

Нормальна жорсткість шини залежить від:

- конструкції шини
- тиску повітря в шині;
- температури шини;
- навантаження.

2. Бічна деформація шини – це деформація шини під дією нормального навантаження  $P_z$  та бокового навантаження  $P_y$  (рис. 2.7).

Характеристики бокової деформації:

- бічний прогин шини  $h_y$  – це лінійне зміщення центру колеса відносно центральної площини колеса під дією бічного та нормального навантаження;
- бічна жорсткість шини.

Коефіцієнт бічної жорсткості шини

$$c_{шy} = \frac{P_y}{h_y}. \quad (2.11)$$

Бічна жорсткість шини впливає на: умови її роботи, стійкість і керуваність автомобіля.

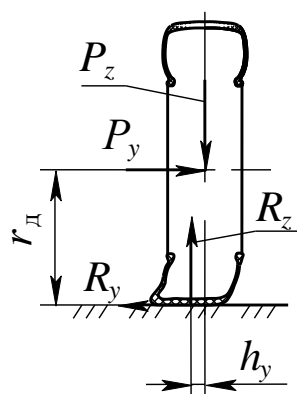


Рис. 2.7. Схема навантаження колеса бічним та нормальним навантаженням:

$P_y$  – бічне навантаження;  $R_y$  – бічна реакція опорної поверхні (рівнодіюча всіх елементарних бічних реакцій опорної поверхні)

Бічна жорсткість шини залежить від: конструкції шини, тиску повітря в шині, коефіцієнта зчеплення, температури шини, вантажо-підйомності.

3. Крутильна деформація шини – це деформація шини під дією крутного моменту  $M_k$  (рис. 2.8).

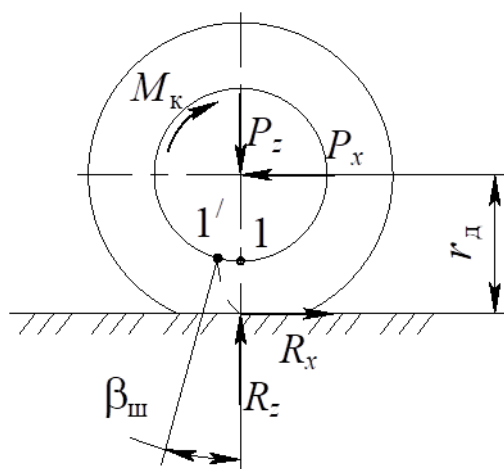


Рис. 2.8. Схема навантаження колеса крутним моментом

Характеристики крутильної деформації:

– кут закрутки шини  $\beta_{ш}$  – це кутове зміщення точки обода колеса навколо осі обертання колеса відносно нерухомої в контактній точки шини в результаті збільшення крутного моменту, вимірюваного в площині обертання колеса.

– крутильна жорсткість шини.

## Коефіцієнт крутильної жорсткості шини

$$c_{ш\beta} = \frac{M_{\kappa}}{\beta_{ш}}. \quad (2.12)$$

Крутильна жорсткість шини впливає на кінематику руху автомобільного колеса.

Крутильна жорсткість шини залежить від: конструкції шини, тиску повітря в шині, коефіцієнта зчеплення, температури шини, крутного моменту, поздовжньої сили, вантажопідйомності.

4. Поворотна деформація шини – це деформація шини під дією поворотного моменту  $M_{\Pi}$  (рис. 2.9). Поворотний момент колеса на нерухомому автомобілі виникає з боку кермового приводу. Повороту колеса протидіють результуючі сил тертя в зоні контакту шини з опорною поверхнею. При нерухомому відносно опорної поверхні відбитку шини поворот колеса відбувається завдяки її пружності.

Характеристики поворотної деформації:

– кутове пружне зміщення колеса  $\Theta_{\kappa}$  – це кутове зміщення точки обода колеса відносно нерухомої в контактній точці шини навколо нормалі, що проходить через центр колеса, під дією збільшення поворотного моменту  $M_{\Pi}$ ;

– кутова жорсткість шини.

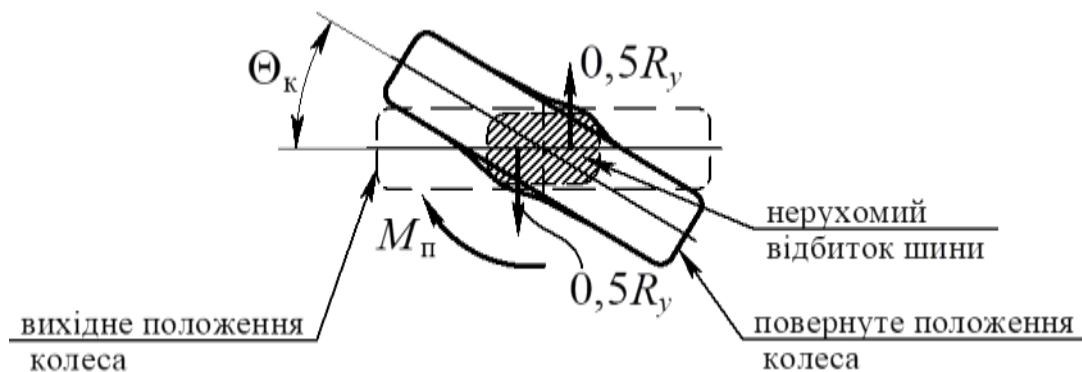


Рис. 2.9. Схема навантаження колеса поворотним моментом

## Коефіцієнт кутової жорсткості шини

$$c_{ш\Theta} = \frac{M_{\Pi}}{\Theta_{\kappa}}. \quad (2.13)$$

Поворотна жорсткість шини впливає на керованість руху та стійкість автомобіля.

Поворотна жорсткість шини залежить від: конструкції шини, тиску повітря в шині, коефіцієнта зчеплення, температури шини, поворотного моменту, вантажопідйомності.

### 2.1.3. Допустимі навантаження на колесо і швидкість автомобіля

Конструкція шини визначає допустиму швидкість автомобіля і навантаження на колесо. На шині вказуються літерні індекси допустимої швидкості автомобіля і цифрові індекси вантажопідйомності. Ці параметри регламентуються міжнародними правилами R30 ЄЕК ООН. Фрагменти регламенту представлені в таблицях 2.1 і 2.2.

Таблиця 2.1 – Індекси швидкості автомобільних шин

Індекс швидкості	<i>L</i>	<i>M</i>	<i>N</i>	<i>P</i>	<i>Q</i>	<i>R</i>	<i>S</i>	<i>T</i>	<i>U</i>	<i>H</i>
Максимальна допустима швидкість $v_a$ , км/год	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210

Таблиця 2.2 – Індекси вантажопідйомності автомобільних шин

Індекс	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79
Навантаження $G_k$ , Н	3350	3450	3550	3650	3750	3870	4000	4120	4250	4370
Індекс	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89
Навантаження $G_k$ , Н	4500	4620	4750	4870	5000	5150	5300	5450	5600	5800
Індекс	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99
Навантаження $G_k$ , Н	6000	6150	6300	6500	6700	6900	7100	7300	7500	7750
Індекс	100	101	102	103	104	105	106	107	108	109
Навантаження $G_k$ , Н	8000	8250	8500	8750	9000	9250	9500	9750	10000	10500

Приклади:

– позначення шини 175/80R16 Q88 – шини допускають рух автомобіля до швидкості 160 км / год (індекс Q) і навантаження на колесо до 5600 Н (індекс 88);

– позначення шини 175 / 80R16 N104 / 102 – шини допускають рух автомобіля до швидкості 140 км / год (індекс N) і навантаження на односкатне колесо до 9000 Н (індекс 104) і на двоскатне 8500 Н. (шина в двоскатному колесі має меншу вантажопідйомність за цілою низкою причин, в тому числі через тертя між скатами).

## **2.2. Кочення колеса по поверхні, яка не деформується**

### **2.2.1. Кочення еластичного колеса по поверхні, яка не деформується при навантаженнях, що діють в площині його обертання**

При русі автомобіля його колеса можуть котитися в різних режимах, які визначаються причинами, що викликали кочення.

#### **2.2.1.1. Кочення колеса під дією сили, що штовхає**

Якщо автомобіль стоїть на горизонтальній поверхні, то його колеса нерухомі. При цьому до колеса прикладене нормальне навантаження  $P_z$ , яке складається з частини ваги автомобіля, що припадає на колесо, та плюс вага колеса. Оскільки колесо є еластичним, при контакті з жорсткою поверхнею дороги його шина отримує нормальний прогин  $h_z$ . В плямі контакту шини з опорною поверхнею виникає нормальна реакція опорної поверхні  $R_z$  – рівнодіюча всіх елементарних нормальних реакцій опорної поверхні. Якщо зі сторони осі колеса до нього прикласти поздовжнє навантаження  $P_x$ , то за рахунок елементарних сил тертя в плямі контакту формується сумарна поздовжня реакція  $R_x$  (рис. 2.10).

Поздовжні сила  $P_x$  та реакція  $R_x$  є парою сил, які на плечі  $r_d$  формують обертальний момент, що викликає кочення колеса. При цьому колесо здійснює поступовий рух з поступовою швидкістю  $v_k$  та обертальний рух з кутовою швидкістю  $\omega_k$ .

При коченні колеса шина постійно деформується в контакті колеса з опорною поверхнею. У передній частині контакту шина стискається, а в задній розпрямляється. Стиску шини і її розпрямленню протидіють сили внутрішнього тертя. Оскільки сила тертя завжди спрямована проти руху, то в передній частині відбитка її напрямок збігається з навантаженням, а в задній частині вона спрямована проти навантаження, що зменшується. У результаті цього в передній частині відбитка шини елементарні нормальні

реакції за величиною більші, ніж у задній частині. Унаслідок зміни епюри нормальних реакцій при коченні колеса сумарна нормальна реакція  $R_z$  набуває зносу  $a_{ш}$ .

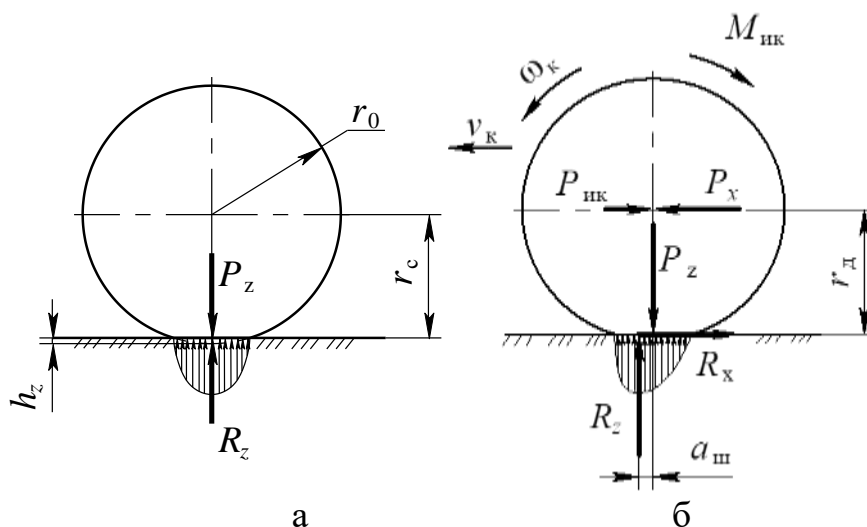


Рис. 2.10. Схема сил і моментів, що діють на нерухоме колесо (а), та в веденому режимі (б):

$P_x$  – поздовжнє навантаження колеса;  $R_x$  – поздовжня реакція дороги;  
 $P_{ик}$  – сила інерції колеса;  $M_{ик}$  – інерційний момент колеса;  
 $a_{ш}$  – знос нормальної реакції дороги;  $r_d$  – динамічний радіус колеса;  
 $\omega_k$  – кутова швидкість колеса;  $v_k$  – поступова швидкість колеса

Якщо колесо прискорюється, то виникають сила інерції поступового руху  $P_{ик}$  та інерційний момент обертального руху  $M_{ик}$ . Сила інерції колеса визначається залежністю

$$P_{ик} = m_k j_k, \quad (2.14)$$

де  $m_k$  – маса колеса;

$j_k$  – прискорення колеса.

Інерційний момент колеса залежить від його кутового прискорення і моменту інерції

$$M_{ик} = J_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt}, \quad (2.15)$$

де  $J_k$  – момент інерції колеса;

$\varepsilon = d\omega_k/dt$  – кутове прискорення колеса.

Сила  $P_x$ , прикладена до осі колеса з боку автомобіля, сила  $P_z$  діє з боку колеса на дорогу в зоні контакту (на рисунку її умовно перемістили в центр колеса). Сили  $R_z$  і  $R_x$  є реакціями з боку дороги.

Рівняння руху колеса для несталого руху

$$P_x - R_x - P_{ик} = 0. \quad (2.16)$$

Для сталого руху  $P_{ик} = 0$  і рівняння набуде вигляду

$$P_x - R_x = 0 \text{ або } P_x = R_x, \quad (2.17)$$

тобто поздовжня реакція дороги  $R_x$  дорівнює поздовжній силі  $P_x$  та прикладається до осі колеса і спрямована в бік, протилежний руху. Тому реакція  $R_x$  являє собою силу опору коченню

$$P_f = P_x = R_x. \quad (2.18)$$

Для того щоб визначити силу опору коченню  $P_f$  складемо рівняння моментів, що діють на колесо відносно його осі:

$$R_x \cdot r_d - R_z \cdot a_{ш} - M_{ик} = 0. \quad (2.19)$$

Для сталого режиму руху  $M_{ик} = 0$  і рівняння набуде вигляду

$$R_x \cdot r_d - R_z \cdot a_{ш} = 0, \quad (2.20)$$

звідси

$$R_x = R_z \cdot a_{ш} / r_d. \quad (2.21)$$

Введемо поняття *коефіцієнт опору кочення* – відношення поздовжньої реакції до нормальної реакції на колесі

$$f = \frac{R_x}{R_z} = \frac{R_z \cdot a_{ш} / r_d}{R_z} = \frac{a_{ш}}{r_d}, \quad (2.22)$$

з урахуванням введеного поняття сила опору коченню  $P_f$  визначається виразом

$$P_f = R_x = R_z \cdot a_{ш} / r_d = R_z \cdot f. \quad (2.23)$$

Відповідно момент опору кочення дорівнює

$$M_f = P_f \cdot r_d. \quad (2.24)$$

Для несталого руху поздовжня реакція визначається виразом

$$R_x = R_z \frac{a_{ш}}{r_d} + \frac{M_{ик}}{r_d} = R_z \cdot f + \frac{J_k}{r_d} \cdot \frac{d\omega_k}{dt}. \quad (2.25)$$

### 2.2.1.2. Кочення колеса під дією крутного моменту (ведучий режим)

У разі підведення до ведучої осі крутного моменту  $M_k$  колесо прагне обертатися (рис. 2.11). Внаслідок сил тертя в зоні контакту колеса з опорною поверхнею виникає поздовжня реакція  $R_x$ , а внаслідок опору руху автомобіля на колесі виникає поздовжнє навантаження  $P_x$ . Ця сила є реакцією з боку осі автомобіля на колесо.

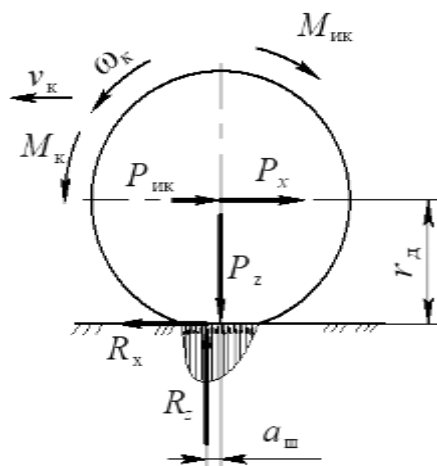


Рис. 2.11. Схема сил і моментів, що діють на колесо, у ведучому режимі:

$M_k$  – крутний (ведучий) момент, що прикладається від ведучої осі до колеса;  $P_x$  – поздовжнє навантаження колеса; інші позначення – див. рис. 2.10

Пара сил  $R_x$  та  $P_x$  на плечі  $r_d$  формують реактивний момент, який спрямований проти крутного моменту  $M_k$ . Якщо крутний момент  $M_k$  більше реактивного, то колесо набуває поступального руху зі швидкістю  $v_k$  і обертального руху з кутовою швидкістю  $\omega_k$ .

Рівняння руху колеса має вигляд

$$R_x - P_x - P_{ик} = 0. \quad (2.26)$$

Для сталого руху  $P_{ик} = 0$  і рівняння набуде вигляду

$$P_x - R_x = 0 \text{ або } P_x = R_x, \quad (2.27)$$

тобто поздовжня реакція дороги  $R_x$  дорівнює поздовжньому навантаженню з боку осі автомобіля  $P_x$  і спрямована в бік, протилежний руху.

Рівняння моментів, що діють на колесо відносно його осі

$$M_k - R_z \cdot a_{ш} - R_x \cdot r_d - M_{ик} = 0. \quad (2.28)$$

Поздовжня реакція дороги

$$R_x = \frac{M_k}{r_d} - R_z \frac{a_{ш}}{r_d} - \frac{J_k}{r_d} \cdot \frac{d\omega_k}{dt}. \quad (2.29)$$

Для сталого режиму руху в плямі контакту діє реакція

$$R_x = \frac{M_k}{r_d} - R_z \frac{a_{ш}}{r_d} = \frac{M_k}{r_d} - R_z \cdot f = \frac{M_k}{r_d} - P_f. \quad (2.30)$$

Введемо поняття *повна сила тяги* – це відношення крутного моменту до динамічного радіуса

$$P_k = \frac{M_k}{r_d}. \quad (2.31)$$

Ця умовна сила рівна тій реальній поздовжній силі, яка виникає при коченні колеса з постійною швидкістю  $v_{const}$  і за відсутності втрат на кочення.

З урахуванням прийнятих положень поздовжня реакція дороги і рівна їй сила, що штовхає, визначається виразом

$$R_x = P_x = P_k - P_f. \quad (2.32)$$

### 2.2.1.3. Кочення колеса при дії гальмівного моменту (гальмівний режим)

Якщо в веденому режимі кочення колеса створити штучний опір його обертанню за допомогою гальмівного механізму, то режим кочення колеса перетвориться в гальмівний (рис. 2.12).

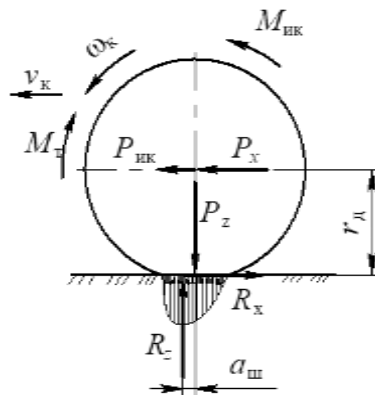


Рис. 2.12. Схема сил і моментів, що діють на колесо, в гальмівному режимі:

$M_T$  – гальмівний момент; інші позначення – див. рис. 2.10

При цьому гальмівний момент  $M_T$  має напрям проти обертання колеса. Внаслідок цього колесо починає сповільнюватися і виникає сила інерції, яка спрямована у напрямку руху, та інерційний момент  $M_{ик}$ , спрямований в бік обертання колеса. Сила  $P_x$  прагне рухати колесо зі швидкістю  $v_k$ , а реакція  $R_x$  направлена проти руху та прагне запинити його. Момент, створюваний парою сил  $P_x$  та  $R_x$ , змушує колесо обертатися з кутовою швидкістю  $\omega_k$ . Тому в гальмівному режимі колесо рухається в поздовжній площині та обертається навколо своєї осі.

Рівняння моментів, що діють на колесо відносно осі:

$$M_T + R_z \cdot a_{ш} - R_x \cdot r_d - M_{ик} = 0. \quad (2.33)$$

Гальмівний момент, створюваний гальмівним механізмом:

$$M_T = R_x \cdot r_d - R_z \cdot a_{ш} + M_{ик} = 0. \quad (2.34)$$

Гальмівна сила

$$P_T = \frac{M_T}{r_d} = R_x - R_z \frac{a_{ш}}{r_d} + \frac{J_k}{r_d} \cdot \frac{d\omega_k}{dt}. \quad (2.35)$$

Поздовжня реакція дороги

$$\begin{aligned} R_x &= \frac{M_T}{r_d} + R_z \frac{a_{ш}}{r_d} - \frac{J_k}{r_d} \cdot \frac{d\omega_k}{dt} = \\ &= \frac{M_T}{r_d} + R_z \cdot f - \frac{J_k}{r_d} \cdot \frac{d\omega_k}{dt} = P_T + P_f - \frac{J_k}{r_d} \cdot \frac{d\omega_k}{dt}. \end{aligned} \quad (2.36)$$

Для сталого руху поздовжня реакція дороги дорівнює

$$R_x = P_T + P_f. \quad (2.37)$$

#### 2.2.1.4. Вільний режим кочення колеса

Режим, при якому колесо приводиться в обертання крутним моментом  $M_k$ , а поздовжня сила  $P_x$  дорівнює нулю (рис. 2.13).

Такий режим кочення колеса виникає на ведучій осі при переході від веденого режиму до ведучого (та навпаки) в момент, коли крутний момент за величиною дорівнює моменту опору коченню  $M_f$ . У цьому випадку поздовжня реакція  $R_x$  в зоні контакту колеса з опорною поверхнею дорівнює нулю і відповідно поздовжня сила  $P_x = 0$ .

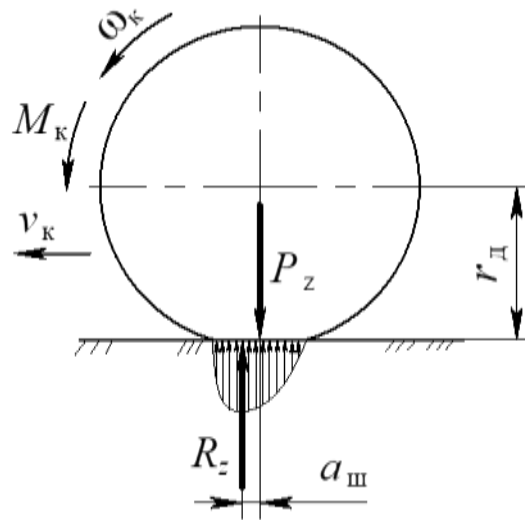


Рис. 2.13. Схема сил і моментів, що діють на колесо у вільному режимі:

$M_k$  – крутний (ведучий) момент, що прикладається від ведучої осі до колеса; інші позначення – див. рис. 2.10

Рівняння моментів, що діють на колесо

$$M_k - R_z \cdot a_{\text{ш}} = 0 \Rightarrow M_k - M_f = 0. \quad (2.38)$$

### 2.2.1.5. Нейтральний режим кочення колеса

*Нейтральний режим кочення* – це режим, при якому колесо приводиться в обертання одночасно крутним моментом  $M_k$  і силою  $P_x$ , що штовхає. Такий режим кочення колеса виникає на ведучій осі при переході від веденого режиму до вільного (та навпаки) в момент, коли крутний момент за величиною менше моменту опору коченню  $M_f = R_z \cdot a_{\text{ш}}$ .

Нейтральний режим може бути як після веденого режиму при зростанні крутного моменту від нуля до  $M_f$ , так і після вільного режиму при зменшенні крутного моменту від  $M_k = M_f$  до нуля (рис. 2.14).

Якщо в веденому режимі до колеса починає підводитися крутний момент, поздовжня реакція  $R_x$  в зоні контакту колеса з опорною поверхнею починає зменшуватися і відповідно їй зменшується поздовжня сила  $P_x$  (рис. 2.14а). Якщо крутний момент збільшиться до  $M_k = R_z \cdot a_{\text{ш}}$ , то колесо перейде в вільний режим кочення (рис. 2.13). У разі продовжування зростання крутного моменту настане ведучий режим кочення колеса.

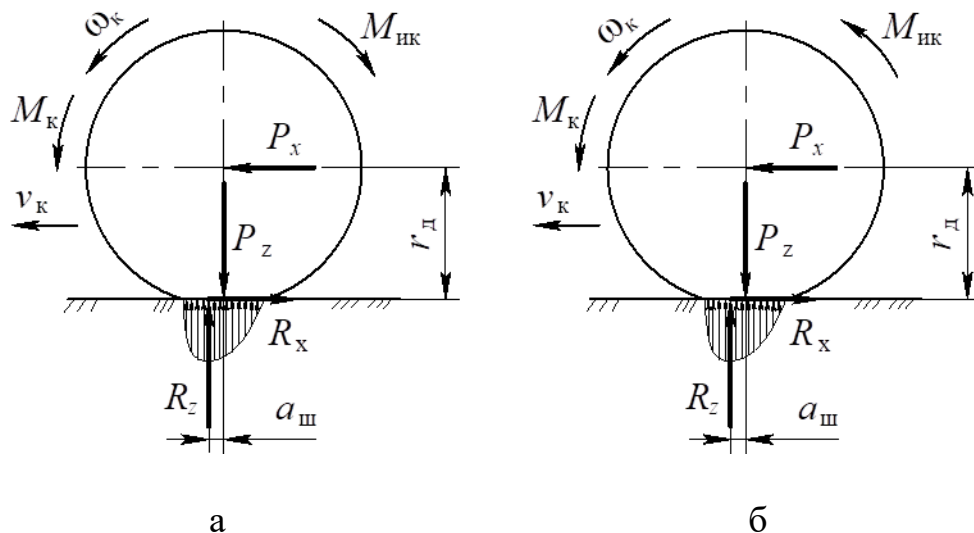


Рис. 2.14. Схема сил і моментів, що діють на колесо, в нейтральному режимі:

- а – при переході від веденого режиму до вільного;
- б – при переході від вільного режиму до веденого;
- інші позначення – див. рис. 2.10

Якщо у вільному режимі крутний момент  $M_k$  на колесі зменшується, з'являється поздовжня реакція  $R_x$  в зоні контакту колеса з опорною поверхнею і починає зростати, а відповідно їй зростає і поздовжня сила  $P_x$  (рис. 2.14б). Якщо крутний момент зменшиться до нуля, то колесо перейде у ведений режим кочення (рис. 2.10).

Рівняння моментів, що діють на колесо, в нейтральному режимі:

$$M_k - R_z \cdot a_{ш} + R_x \cdot r_{д} \pm J_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt} = 0. \quad (2.39)$$

### 2.2.1.6. Залежність радіуса кочення від режиму кочення колеса

Режим руху колеса визначається характером і величинами прикладених до нього навантажень. Внаслідок цього кінематичний радіус колеса змінюється відповідно до зміни навантажень, що діють на колесо у всіх можливих режимах кочення. Залежність радіуса кочення від режиму його кочення представлена на рисунку 2.15.

Для зручності аналізу залежності радіуса кочення колеса від режиму його кочення на рисунку 2.15 внизу представлена залежність поздовжніх реакцій від моменту, що діє на колесо.

1 – гальмівний режим;

– момент на колесі дорівнює  $M_T$ , радіус кочення колеса змінюється залежно від величини моменту в діапазоні  $r_{ко} < r_k < \infty$ , якщо колесо переходить в режим повного ковзання (рис. 2.15, межа 1'), то  $r_k = \infty$ ;

2 – ведений режим

– момент на колесі  $M_k = 0$ , радіус кочення колеса  $r_k = r_{ко}$ .

3 – нейтральний режим

– момент на колесі  $0 < M_k < M_f$ , радіус кочення колеса  $r_{ко} < r_k < r_{кc}$ .

4 – вільний режим

– момент на колесі  $M_k = M_f$ , радіус кочення колеса  $r_k = r_{кc} = \text{const}$ .

5 – ведучий режим

– момент на колесі  $M_k > M_f$ , радіус кочення колеса  $0 < r_k < r_{кc}$ , (якщо повне буксування, межа 5'), то  $r_k = 0$ .

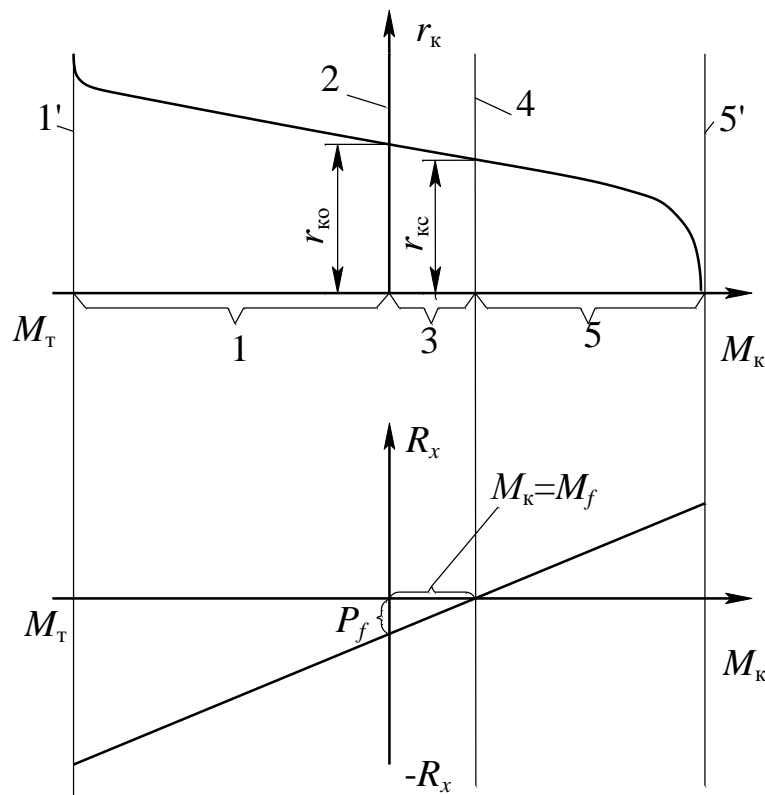


Рис. 2.15. Залежність радіуса кочення колеса від режиму кочення:

1 – гальмівний режим; 2 – ведений режим; 3 – нейтральний режим;  
 4 – вільний режим; 5 – ведучий режим

## 2.2.2. Кочення колеса по поверхні, яка не деформується, при навантаженнях, що діють у поздовжній і поперечній площинах

Розглянемо процес кочення колеса. Прямолінійне кочення колеса по поверхні, яка не деформується, може бути порушено, якщо сили і моменти, що діють на нього, викликають відхилення вектора швидкості його руху від площини обертання. У такому випадку вважають, що порушена стійкість його кочення. Причини порушення стійкості кочення жорсткого та еластичного коліс відрізняються.

### 2.2.2.1. Кочення жорсткого колеса по поверхні, яка не деформується, при дії на нього бічної сили

Кочення жорсткого колеса вважається стійким, якщо відсутнє його ковзання відносно опорної поверхні. Стійкість руху жорсткого автомобільного колеса пояснює схема, що наведена на рисунку 2.16.

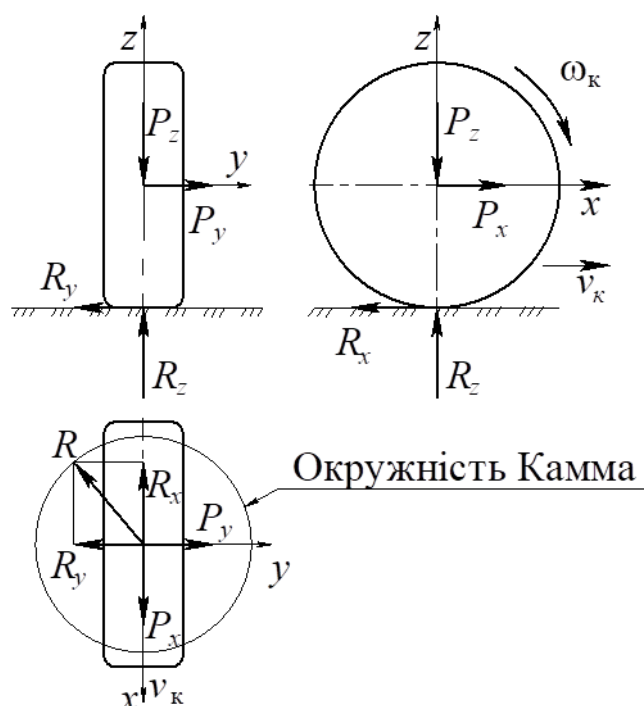


Рис. 2.16. Схема взаємодії жорсткого колеса з опорною поверхнею при дії бічної сили:

- $P_z$  – нормальне навантаження на колесо;  $R_z$  – рівнодіюча нормальних елементарних реакцій;  $P_y$  – бічна сила, що діє на колесо;
- $R_y$  – рівнодіюча дотичних елементарних реакцій у поперечній площині;
- $R_x$  – рівнодіюча дотичних елементарних реакцій у поздовжній площині;
- $R$  – рівнодіюча двох реакцій  $R_x$  і  $R_y$

На схемі представлено колесо, яке навантажено нормальним навантаженням  $P_z$  та котиться у веденому режимі внаслідок дії поздовжнього навантаження  $P_x$ . Крім цього, на нього діє бічна сила  $P_y$ . У плямі контакту колеса виникають відповідні реакції. У веденому режимі кочення колеса при дії бічної сили можливе відхилення вектора швидкості  $v_k$  від напрямку кочення  $x$ , якщо рівнодіюча двох реакцій  $R_x$  і  $R_y - R$  перевищить силу зчеплення колеса  $P_\phi = R_z \cdot \phi$ .

Рівнодіюча реакція  $R$  елементарних реакцій поверхні дороги на колесі визначається за відомою залежністю  $R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$ . Граничне значення  $R$  визначається умовою зчеплення колеса з опорною поверхнею  $R \leq P_\phi$ .

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \leq P_z \cdot \phi.$$

Геометричне місце точок розташування кінця вектора граничного значення рівнодіючої реакції  $R$ , при зміні напрямку дії сил на колесо утворює окружність (рис. 2.16). Цю окружність називають *окружністю Камма* на честь професора В. Камма, який запропонував таке графічне подання вектора реакції при зміні напрямку сумарної сили, що діє на колесо. Стійкість кочення жорсткого колеса залежить від режиму його руху та забезпечується, якщо бокова сила

$$P_y = R_y \leq \sqrt{R^2 - R_x^2}, \text{ або } P_y = R_y \leq \sqrt{(P_z \cdot \phi)^2 - R_x^2}. \quad (2.40)$$

Максимальна бічна сила  $P_{y\max}$ , при якій колесо котиться без бокового ковзання при  $R_x = 0 \Rightarrow P_{y\max} = R_{y\max} \leq P_z \cdot \phi$ .

Мінімальна бічна сила  $P_{y\min}$ , при якій колесо котиться без бокового ковзання при  $R_x = P_\phi = R_z \cdot \phi \Rightarrow R_{y\min} = 0$ .

#### **2.2.2.2. Кочення еластичного колеса по поверхні, яка не деформується, при дії на нього бічної сили**

Кочення еластичного колеса вважається стійким, якщо відсутнє відхилення вектора швидкості  $v_k$  від напрямку кочення  $x$  (рис. 2.17).

У контакті з опорною поверхнею шина отримує нормальну деформацію та має контакт у вигляді плями, передній край якого відзначений точкою 1 на центральній біговій доріжці протектора. Внаслідок дії бічної сили  $P_y$  шина набуває бічної деформації. При цьому центральна площина колеса зміщується від центру відбитка на  $a_y$ , а

центральна бігова доріжка протектора викривляється. Точки 2 і 3 на центральній біговій доріжці протектора при коченні колеса торкаються опорної поверхні з боковим відведенням, як показано на рисунку 2.17. Якщо з'єднати точки 1, 2 і 3, то отримаємо траєкторію руху колеса, а значить, і напрямок вектора швидкості  $v_K$ .

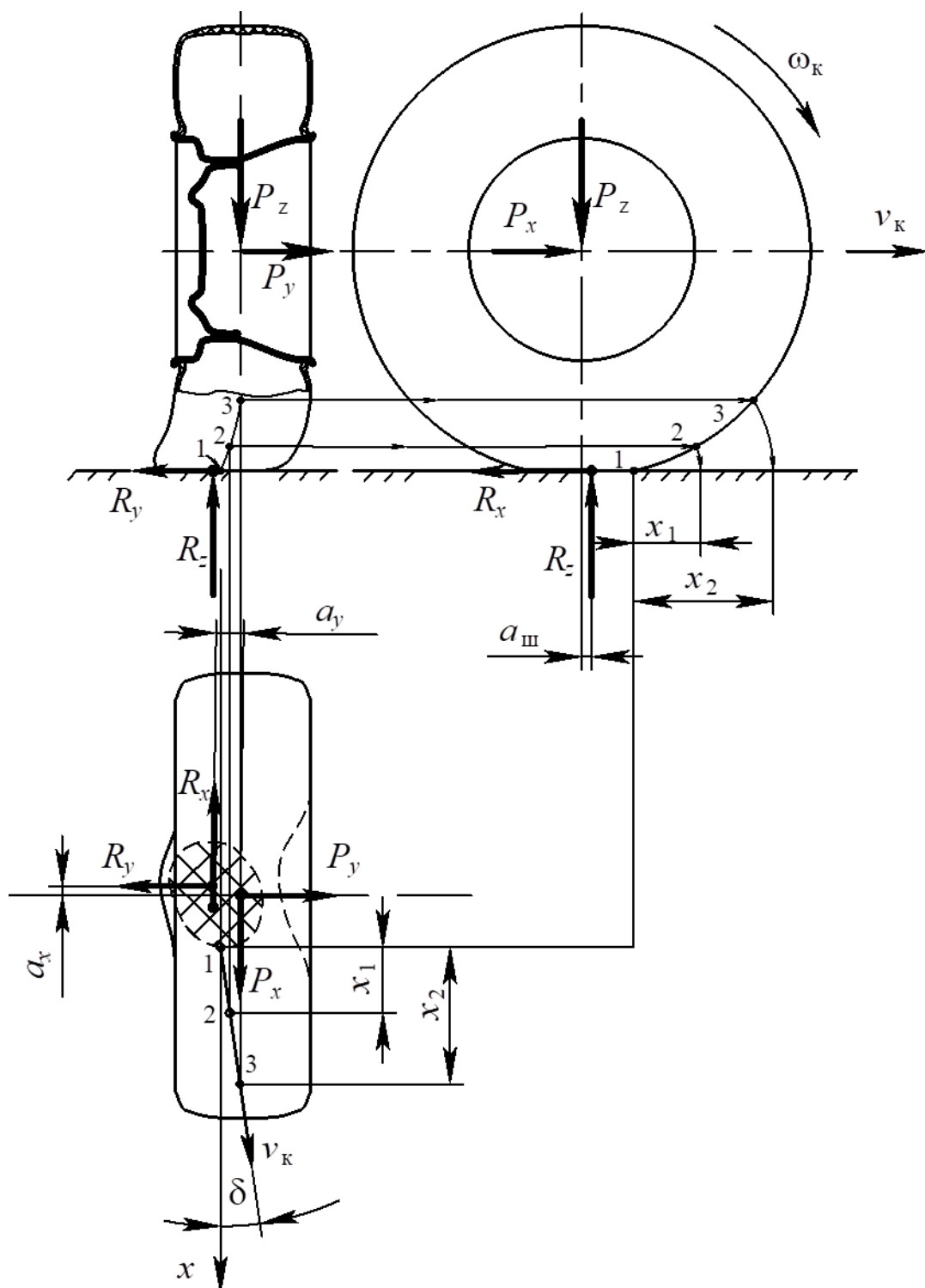


Рис. 2.17. Схема кочення еластичного колеса при дії на нього бічної сили

При дії бічної сили  $P_y$  на колесо з еластичною шиною, воно ковтається по дорозі з бічним відведенням. Кут між вектором швидкості руху колеса  $v_k$  і площиною його обертання називається *кутом бічного відведення*  $\delta$ . На відміну від жорсткого колеса, колесо з еластичною шиною відхиляється від прямолінійного напрямку руху при будь-якому бічному впливі, навіть якщо у відбитку немає бічного ковзання. Здатність шини протистояти бічному відведенню при дії бокової сили характеризує *коефіцієнт опору бічному відведенню еластичного колеса*  $k_\delta$ .

Залежність кута бічного відведення від бічної сили визначають експериментально. На рисунку 2.18 представлені залежності між бічною силою і кутом бічного відведення при різному тиску повітря  $p_v$  в шині. Залежність  $P_y = f(\delta)_1$  отримана при більшому тиску повітря в шині ніж  $P_y = f(\delta)_2$ .

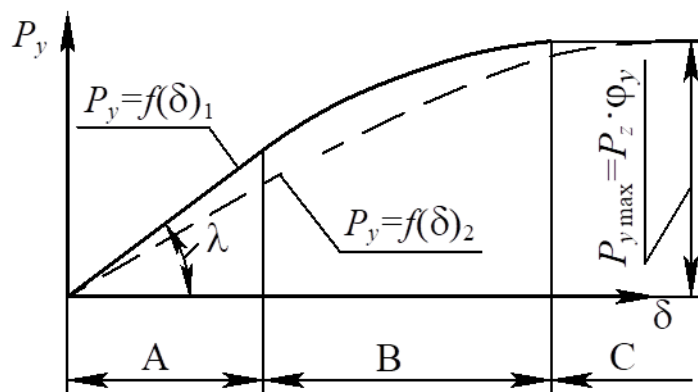


Рис. 2.18. Залежність між бічною силою і кутом бічного відведення при коченні еластичного колеса

Залежність  $P_y = f(\delta)_1$  (див. рис. 2.18) має три ділянки А, В, С. На ділянці А між бічною силою і кутом бічного відведення залежність має пропорційний характер.

$$P_y = k_\delta \cdot \delta , \quad (2.41)$$

де  $k_\delta$  – коефіцієнт опору бічному відведенню еластичного колеса, Н/град.

Коефіцієнт опору бічному відведенню є коефіцієнтом пропорційності, який визначається як тангенс кута нахилу  $\lambda$  залежності  $P_y=f(\delta)$  до абсциси.

$$k_\delta = \operatorname{tg}\lambda = \frac{P_y}{\delta}. \quad (2.42)$$

Коефіцієнт опору бічному відведенню залежить від конструкції шини, розмірів шини, тиску повітря.

Чим більші розміри шини і тиск повітря в ній, тим більше коефіцієнт опору бічному відведенню. У діагональних шинах коефіцієнт опору бічному відведенню більше ніж у радіальних. Чим більше шарів каркасу в шині, тим вище значення  $k_\delta$ .

На ділянці А кочення колеса при дії бічної сили відбувається з бічним відведенням при відсутності бокового прослизання шини в плямі контакту. Максимальна величина кута бічного відведення даної шини залежить від значення бічної сили. На сухій твердій поверхні при номінальному навантаженні на колесо ділянка А зазвичай становить  $3^\circ \dots 4^\circ$ .

На ділянці В, крім бічного відведення шини, спостерігається пружне бічне прослизання коліс відносно опорної поверхні. Умовно бічне переміщення на ділянках А і В вважають бічним відведенням.

Ділянка С відповідає значенню бічної сили, при якій спостерігається повне ковзання відбитка шини відносно опорної поверхні. Відношення  $\varphi_y = P_{y\max}/R_z$  називають *коефіцієнтом бічного зчеплення*.

### 2.3. Коефіцієнт опору коченню еластичного колеса

Коефіцієнт опору коченню еластичного колеса має складну залежність від багатьох зовнішніх і внутрішніх факторів. Залежність коефіцієнта опору коченню від деяких факторів наведена нижче.

*1. Тип і стан дорожнього покриття.* Коефіцієнт опору коченню визначають експериментально-розрахунковим методом при коченні колеса з малою швидкістю ( $v < 10$  м/с). Деякі результати наведено в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Типові значення коефіцієнта опору коченню

Тип і стан дорожнього покриття		$f_0$
Асфальтобетонна і цементно-бетонна дорога	У доброму стані	0,007 – 0,015
	У поганому стані	0,015 – 0,02
Гравійна дорога в доброму стані		0,02 – 0,025
Бруківка в доброму стані		0,025 – 0,03
Грунтова дорога	Суха укочена	0,025 – 0,03
	Після дощу	0,05 – 0,15
	У період бездоріжжя	0,1 – 0,25
Пісок	Сухий	0,1 – 0,3
	Сирий	0,06 – 0,15
Обмерзла дорога, лід		0,015 – 0,03
Укочена сніжна дорога		0,03 – 0,05
Пухкий сніг		0,1 – 0,3

2. *Швидкість руху.* Коефіцієнт опору коченню еластичного колеса від швидкості руху має нелінійну залежність (рис. 2.19). Ця залежність визначається не тільки швидкістю руху колеса, а й цілим рядом інших параметрів.

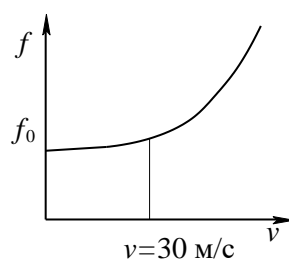


Рис. 2.19. Залежність коефіцієнта опору коченню від швидкості колеса

До швидкості менше ніж 30 м/с коефіцієнт опору коченню змінюється незначно та в деяких завданнях його можливо вважати незмінним. При швидкості більше 30 м/с коефіцієнт опору коченню зростає суттєво та його значення можна визначити за емпіричною залежністю

$$f = f_0 \cdot \left( 1 + \frac{v^2}{1500} \right), \quad (2.43)$$

де  $f_0$  – коефіцієнт опору руху при малій швидкості;  
1500 – емпіричний коефіцієнт.

3. *Температура шини.* Зі збільшенням температури шини її коефіцієнт опору коченню знижується (рис. 2.20). Це обумовлено зменшенням деформації через підвищення тиску повітря в шині і зменшення гістерезисних втрат у гумі (зниження сил тертя). У довідковій літературі зазвичай наводять значення  $f_0$  для прогрітої шини.

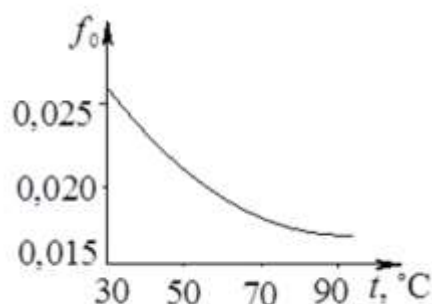


Рис. 2.20. Залежність коефіцієнта опору коченню від температури шини

4. *Тиск повітря в шині.* Внутрішній тиск у шині на різних опорних поверхнях по-різному впливає на коефіцієнт (рис. 2.21). На твердих гладких поверхнях значення коефіцієнта зменшується. На м'якій поверхні для кожної шини є оптимальне значення тиску, при якому сумарна деформація шини та опорної поверхні, а значить, і коефіцієнта має мінімальне значення.

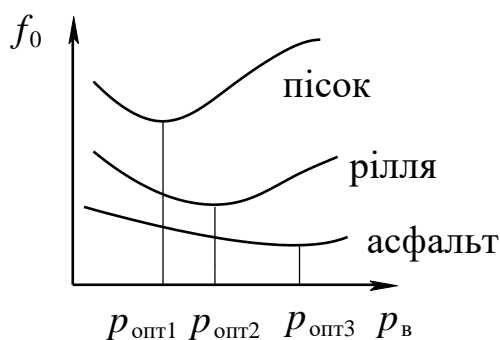


Рис. 2.21. Залежність коефіцієнта опору коченню від тиску повітря в шині на різних опорних поверхнях

Зайве підвищення тиску в шині обумовлює збільшення глибини колії, при зниженні тиску збільшується деформація шини, що призводить до зростання коефіцієнта.

5. *Навантаження на шину.* Збільшення навантаження на шину викликає збільшення її деформації і, як наслідок, зростання коефіцієнта опору коченню (рис. 2.22).

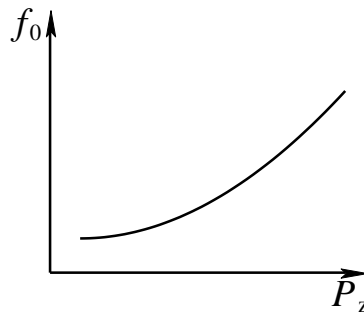


Рис. 2.22. Залежність коефіцієнта опору коченню від нормального навантаження на шину

6. *Конструктивні параметри шини.* Значення коефіцієнта опору коченню залежить від великої кількості його конструктивних параметрів:

- збільшення товщини протектора  $f \uparrow$ ;  
(при зносі шини  $f \downarrow$ );
- збільшення ширини обода до ширини профілю шини  $f \downarrow$ ;
- зменшення коефіцієнта профілю шини  $f \downarrow$ ;  
(при цьому  $\downarrow$  залежність  $f$  від  $v$ );
- будова каркаса:  
при  $v < 30 \dots 35$  м/с  $f_{\text{рад}} < f_{\text{діагон}}$ ;
- збільшення діаметра колеса  $\rightarrow f \downarrow$ ;  
(чим гірше дорога, тим значніше вплив);
- збільшення ширини колеса:  
на твердих дорогах  $f \uparrow$  незначно;  
на м'яких  $f \downarrow$  істотно.

8. *Момент, підведений до колеса.* Збільшення моменту, що підводиться до колеса, призводить до збільшення зносу нормальної реакції і роботи тертя в контактї шини з опорною поверхнею, що зумовлює зростання значення коефіцієнта опору коченню (рис. 2.23). Коефіцієнт опору коченню колеса, до якого прикладений крутний момент, можливо приблизно визначити за формулою

$$f = \frac{a_{\text{ш}}}{r_{\text{д}}} + \frac{M_{\text{к}} \cdot (r_{\text{ко}} - r_{\text{к}})}{R_z \cdot r_{\text{ко}} \cdot r_{\text{д}}}$$

в шині при її деформації, другий – втрати на тертя в контактї між шиною і опорною поверхнею.

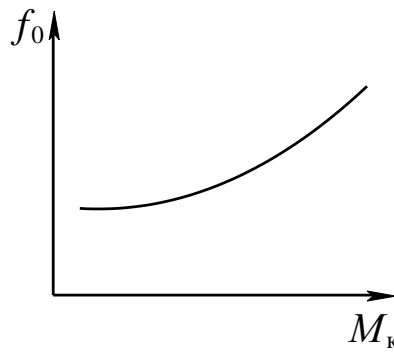


Рис. 2.23. Залежність коефіцієнта опору коченню від моменту, підведеного до колеса

## 2.4. Коефіцієнт зчеплення еластичного колеса з опорною поверхнею дороги

### 2.4.1. Граничні випадки кочення колеса

Вище було встановлено, що між поздовжньою реакцією на колесі і моментом, що підводиться до нього, існує прямий зв'язок  $R_x = f(r_k, M_k)$ . Слід зауважити, що цей зв'язок має нелінійний характер, який залежить від розмірів колеса, навантаження на колесо і ковзання в контакті з опорною поверхнею. Ця нелінійність робить істотний вплив на залежність між поздовжньою реакцією на колесі і моментом, який підводиться до нього в граничних випадках кочення колеса. Граничний випадок кочення колеса у ведучому режимі характеризується його буксуванням, а в гальмівному режимі – юзом колеса.

Для аналізу режиму кочення шин різних розмірів при навантаженні, що змінюється, і коченні колеса з прослизанням зручно використовувати залежність відносної величини  $R_x/R_z$  від деякої безрозмірної величини, пов'язаної з радіусом кочення.

Цю безрозмірну величину, пов'язану з радіусом кочення, називають:

- для ведучого режиму: *коефіцієнтом буксування*  $s_6$ ;
- для гальмівного режиму: *коефіцієнтом поздовжнього ковзання*  $s$ .

Коефіцієнт буксування

$$s_6 = \frac{v_T - v_k}{v_T} = \frac{r_{kc} \cdot \omega_k - r_k \cdot \omega_k}{r_{kc} \cdot \omega_k} = 1 - \frac{r_k}{r_{kc}}, \quad (2.44)$$

де  $v_T$  – теоретична поступова швидкість колеса ( $v_T = r_{kc} \cdot \omega_k$ ,  $r_{kc}$  – радіус кочення при  $R_x = 0$  – вільному режимі кочення);

$\omega_k$  – кутова швидкість колеса;

$v_k$  – швидкість колеса ( $v_k = r_k \cdot \omega_k$ ,  $r_k$  – радіус кочення, відповідний моменту, який реально передається).

Коефіцієнт поздовжнього ковзання

$$s = \frac{v_k - v_T}{v_k} = \frac{r_k \cdot \omega_k - r_{kc} \cdot \omega_k}{r_k \cdot \omega_k} = 1 - \frac{r_{kc}}{r_k} \quad (2.45)$$

Коефіцієнт буксування  $s_6$  (ковзання  $s$ ), помножений на 100 %, відображає, скільки відсотків площі шини в плямі контакту ковзає відносно опорної поверхні. На рисунку 2.24 представлено зміну співвідношення ділянки ковзання (заштрихована) в зоні контакту шини при збільшенні моменту, який підводиться.

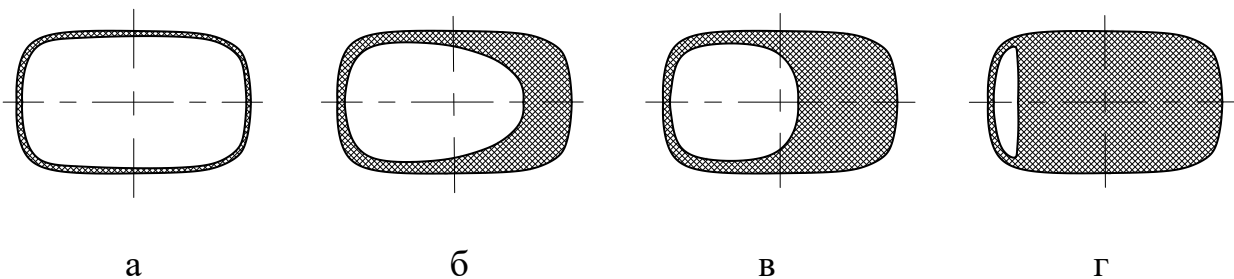


Рис. 2.24. Вигляд ділянок спокою і ковзання в зоні контакту шини з опорною поверхнею

Залежність величини  $R_x/R_z$  від ковзання (та буксування), отримана експериментальним шляхом, показана на рисунку 2.25. Величина критичного поздовжнього ковзання  $s_{кр}$  (критичного буксування  $s_{6кр}$ ), при якій  $R_x/R_z$  досягає максимального значення, а також інтенсивність зменшення  $R_x/R_z$  при подальшому збільшенні  $s$  або  $s_6$  залежать як від характеристики матеріалу протектора шини і опорної поверхні, так і від швидкості руху.

Відношення реакцій  $R_x/R_z$  визначає собою частку поздовжньої реакції колеса від нормальної реакції колеса, тому будемо в загальному випадку називати це відношення *коефіцієнтом поздовжньої сили*  $k_{п}$ . Коефіцієнт поздовжньої сили, помножений на 100 %, відображає, скільки відсотків від нормальної реакції на колесі становить поздовжня сила.

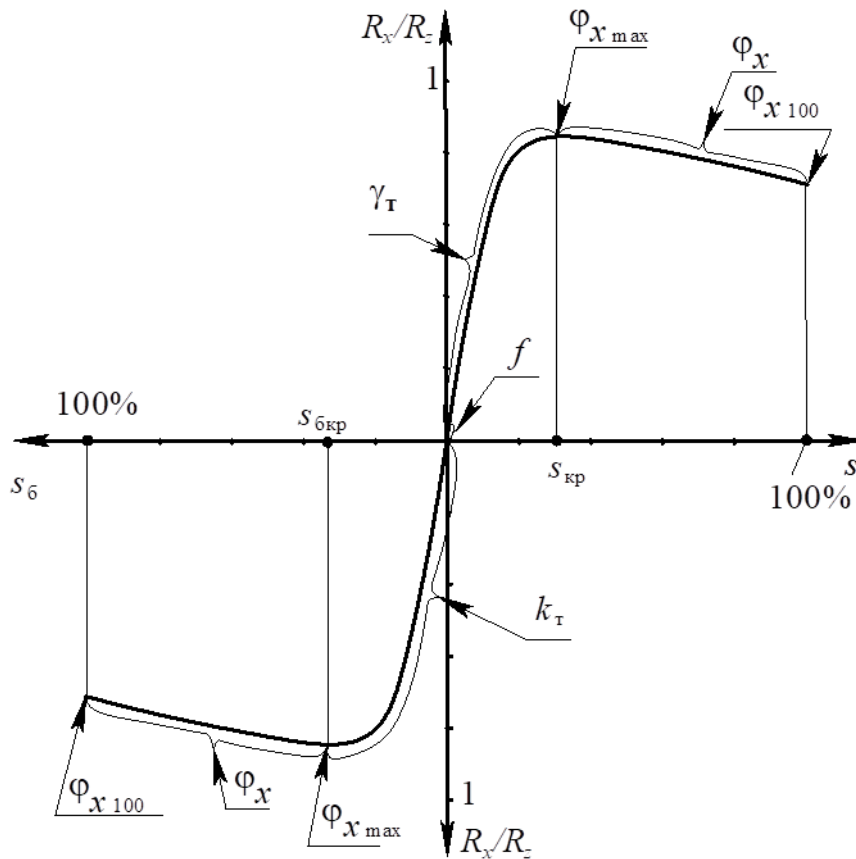


Рис. 2.25. Залежність  $R_x/R_z$  від ковзання  $s$  (буксування  $s_\delta$ )

Якщо  $s < s_{кр}$  або  $s_\delta < s_{\delta_{кр}}$ , то реакція  $R_x$  визначається тільки значенням моменту, який підводиться до колеса. Збільшення моменту приводить до підвищення як реакції  $R_x$ , так і коефіцієнта  $s$  або  $s_\delta$ . У цьому випадку коефіцієнт поздовжньої сили (тобто відношення поздовжньої реакції до нормальної реакції) називається:

- у режимі тяги: *коефіцієнтом тяги  $k_T$* ;
- у веденому і нейтральному режимах: *коефіцієнтом опору коченню  $f$* ;
- у гальмівному режимі: *коефіцієнтом питомої гальмівної сили  $\gamma_T$* .

Якщо  $s \geq s_{кр}$  або  $s_\delta \geq s_{\delta_{кр}}$ , то реакція  $R_x$  обмежується умовами взаємодії (зчеплення) колеса з опорною поверхнею. У цьому випадку коефіцієнт поздовжньої сили називають *коефіцієнтом поздовжнього зчеплення колеса  $\phi_x$  з опорною поверхнею*.

Якщо  $s = s_{кр}$  або  $s_\delta = s_{\delta_{кр}}$ , реакція  $R_x$  набуває максимально можливого за зчепленням значення  $R_{x \max}$  і коефіцієнт поздовжнього зчеплення колеса з опорною поверхнею має максимальне значення:

$$\varphi_{x \max} = \frac{R_{x \max}}{R_z} . \quad (2.46)$$

Тобто це коефіцієнт поздовжньої реакції, який отримує максимальне значення для даного колеса в даних умовах кочення.

При  $s > s_{\text{кр}}$  або  $s_{\text{б}} > s_{\text{бкр}}$  реакція  $R_x$  так само обмежується умовами взаємодії (зчеплення) колеса з опорною поверхнею. Підведення до колеса більшого моменту приведе до збільшення кутової швидкості колеса  $\omega_k$  і зниження поздовжньої реакції  $R_x$  і збільшення поздовжнього ковзання (буксування). У цьому випадку коефіцієнт поздовжньої сили також називають *коефіцієнтом поздовжнього зчеплення колеса з опорною поверхнею*. Якщо  $s = 1$  (100%) або  $s_{\text{б}} = 1$  (100%), коефіцієнт поздовжнього зчеплення колеса знижується до  $\varphi_{x100}$ .

Коефіцієнт тяги  $k_T$  і коефіцієнт питомої гальмівної сили  $\gamma_T$  відображають частку коефіцієнта поздовжнього зчеплення колеса, реалізованого в даних умовах кочення. Тому їх називають ще і *коефіцієнтами реалізованого зчеплення* у відповідних режимах. У зв'язку з цим всю залежність  $R_x/R_z = f(s)$  фахівці називають  *$\varphi$ - $s$  діаграмою*, яку для гальмівного режиму зображують у вигляді, представленому на рисунку 2.26.

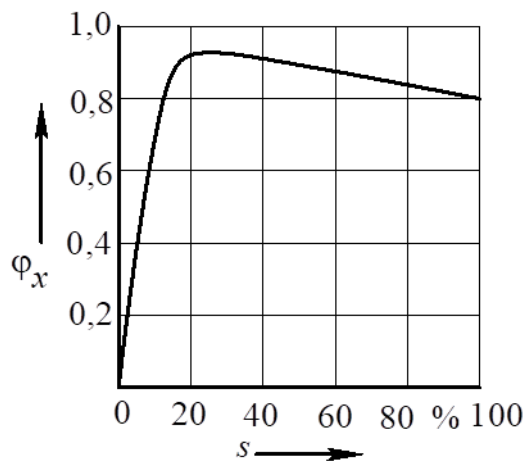


Рис. 2.26. Зображення  $\varphi_x$ - $s$  діаграми

### 2.4.2. Фактори, що впливають на коефіцієнт зчеплення

*Тип і стан покриття* робить істотний вплив на коефіцієнт поздовжнього зчеплення  $\varphi_x$  (див. табл. 2.4).

Таблиця 2.4 – Значення коефіцієнтів поздовжнього зчеплення на різних видах покриття

Вид і стан дорожнього покриття	$\varphi_x \text{ max}$	$\varphi_x 100$
Сухий асфальт і бетон	0,8-0,9	0,7-0,8
Мокрий асфальт	0,5-0,7	0,45-0,6
Мокрий бетон	0,75-0,8	0,65-0,7
Гравій	0,55-0,65	0,5-0,55
Грунтова дорога: суха	0,65-0,7	0,6-0,65
мокра	0,5-0,55	0,4-0,5
Ущільнений сніг	0,15-0,2	0,15
Лід	0,1	0,07

Коефіцієнт ковзання (буксування) колеса істотно впливає на коефіцієнт зчеплення. При збільшенні коефіцієнта ковзання коефіцієнт зчеплення спочатку зростає, а потім зменшується (рис. 2.27). При цьому величина зміни коефіцієнта зчеплення залежить від типу та стану поверхні, швидкості руху.

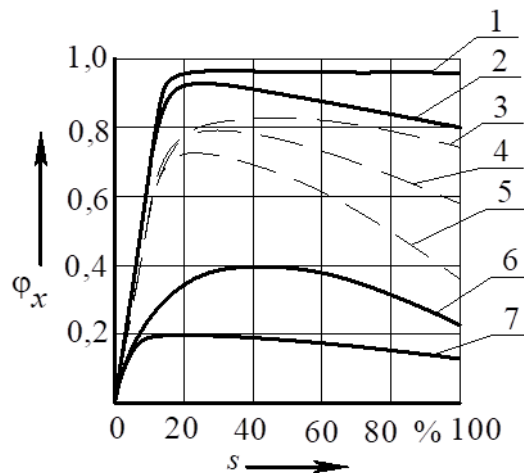


Рис. 2.27. Зображення  $\varphi_x - s$  діаграми для різних умов кочення колеса: 1 – суха дорога (швидкість 10 км/год); 2 – суха дорога (швидкість 50 км/год); 3 – мокра дорога (швидкість 10 км/год); 4 – мокра дорога (швидкість 50 км/год); 5 – мокра дорога (швидкість 90 км/год); 6 – затверділий сніг; 7 – мокрий лід

Швидкість руху і наявність вологи, пилу, бруду на опорній поверхні. При збільшенні швидкості руху коефіцієнт зчеплення спочатку зростає, а потім зменшується (рис. 2.28).

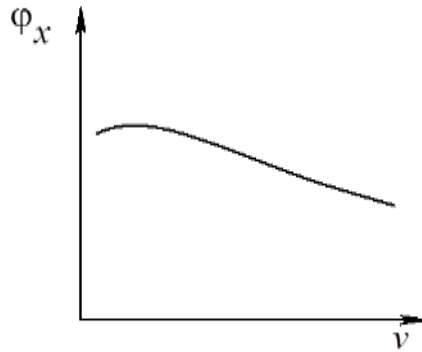


Рис. 2.28. Залежність коефіцієнта зчеплення від швидкості руху

Наявність пилу, бруду та вологи на опорній поверхні викликає погіршення умов зчеплення колеса з нею та, як наслідок, відбувається зменшення коефіцієнта зчеплення. При наявності на твердій опорній поверхні шару рідини (води) можливе виникнення *ефекту аквапланування колеса* (рис. 2.29). При коченні колеса з певною швидкістю рідина не встигає видавлюватися із зони контакту і площа контакту шини з твердою поверхнею зменшується.

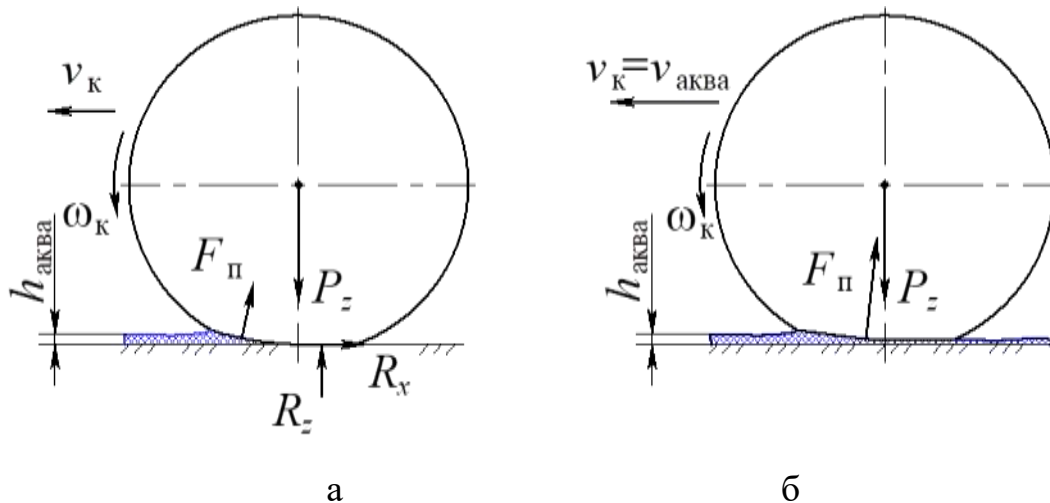


Рис. 2.29. Схема, яка пояснює виникнення ефекту аквапланування колеса:

а – зменшення контакту шини з поверхнею; б – повна втрата контакту;  
 $h_{\text{аква}}$  – висота рідинної плівки;  $F_{\text{п}}$  – підйомна сила рідинної плівки

При цьому колесо може втратити контакт з твердою поверхнею, що різко знижує умови зчеплення. Коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею за наявності рідинної плівки визначає залежність

$$\varphi_{x \text{ аква}} = \varphi_x \left( 1 - \frac{\kappa_M}{l_K \cdot p_B} \cdot v \right), \quad (2.47)$$

де  $\kappa_M$  – емпіричний коефіцієнт;

$v$  – швидкість руху, м/с;

$l_K$  – довжина контакту шини з твердою поверхнею, м;

$p_B$  – тиск у шині, МПа.

Швидкість, при якій відбувається повна втрата контакту шини з твердою опорною поверхнею, називається *швидкістю аквапланування* і визначається емпіричною формулою Хорна

$$v_{\text{аква}} = 6,34 \sqrt{p_B}. \quad (2.48)$$

*Тиск повітря у шині* чинить вплив на коефіцієнт зчеплення по-різному залежно від виду та стану опорної поверхні. На твердій рівній опорній поверхні зі збільшенням тиску повітря у шині коефіцієнт зчеплення знижується внаслідок зменшення площі відбитка контакту. На твердих поверхнях з шаром бруду у мокрому стані або на ґрунтових дорогах з мокрою поверхнею підвищення тиску сприяє видавлюванню цього бруду до контакту з твердою основою. Тому на таких поверхнях це приводить до підвищення коефіцієнта зчеплення (рис. 2.30).

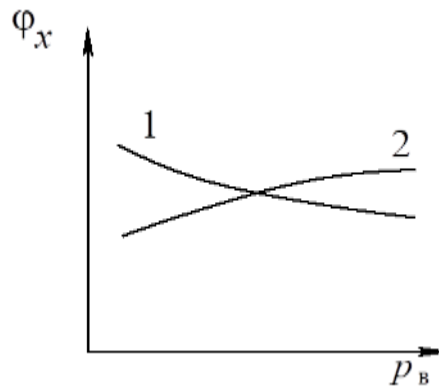


Рис. 2.30. Залежність коефіцієнта зчеплення від тиску в шині:

1 – на чистій твердій опорній поверхні; 2 – на мокрих, брудних дорогах з твердим покриттям

*Нормальне навантаження на колесо.* При збільшенні навантаження на колесо коефіцієнт зчеплення з опорною поверхнею незначно зменшується (рис. 2.31). Але при цьому сила зчеплення колеса

$P_\phi = \phi_x \cdot R_z$  зростає, тому що зменшення коефіцієнта зчеплення  $\phi_x$  відбувається значно повільніше ніж зростання нормальної реакції  $R_z$  (рівної  $P_z$ ).

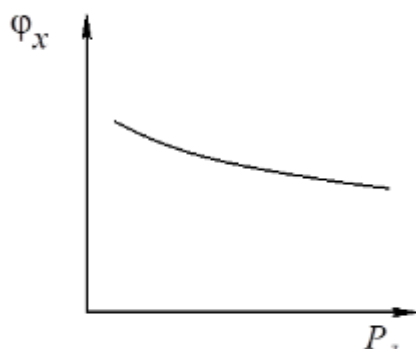


Рис. 2.31. Залежність коефіцієнта зчеплення від навантаження на колесо

*Конструктивні особливості колеса* чинять вплив на коефіцієнт зчеплення по-різному:

– при збільшенні діаметра колеса коефіцієнт зчеплення зростає, але незначно;

– вплив рисунка протектора оцінюють коефіцієнтом насиченості рисунка протектора, який визначається як відношення площі виступів протектора в контакті до площі всього контакту шини з опорної поверхнею. Збільшення коефіцієнта насиченості рисунка протектора шини збільшує коефіцієнт зчеплення на сухих дорогах з твердою поверхнею, а на мокрих дорогах і на м'яких поверхнях зменшує;

– форма рисунка та висота протектора значно впливає на коефіцієнт зчеплення при русі по мокрих твердих дорогах. Чим краще відводиться рідина та рідкий бруд із зони контакту, тим більше коефіцієнт зчеплення. При зменшенні висоти протектора шини коефіцієнт зчеплення значно зменшується.

### Контрольні запитання

1. Назвіть основні параметри еластичного колеса.
2. Перелічіть, які бувають радіуси колеса і дайте їхнє визначення.
3. Назвіть види деформації еластичного колеса.
4. Перелічіть режими руху кочення колеса.

5. Зобразіть схему сил, що діють на колесо в веденому, ведучому та гальмівному режимах і визначте повздовжні реакції.
6. Як залежить радіус кочення від режиму кочення колеса?
7. Що таке коефіцієнт опору бічному відведенню і які фактори впливають на його величину?
8. Що таке коефіцієнт опору коченню і які фактори впливають на його величину?
9. Що таке коефіцієнт зчеплення і які фактори впливають на його величину?
10. Що таке коефіцієнти буксування і ковзання?
11. Що таке  $\varphi_x$ -s діаграма?
12. Що таке критичні коефіцієнти буксування і ковзання?

## ТЕМА 3

### СИЛИ ТА РЕАКЦІЇ, ЩО ДІЮТЬ НА АВТОМОБІЛЬ

#### 3.1. Динамічна взаємодія автомобіля з навколишнім середовищем

Під час руху на автомобіль діє цілий ряд сил, які називаються *зовнішніми*:

$G_a = m_a \cdot g$  – сила тяжіння;

$R_{z1}, R_{z2}, R_{x1}, R_{x2}$  – сили взаємодії між колесами і дорогою (реакції дороги);

$P_B$  – сила взаємодії автомобіля з повітряним середовищем (реакція повітряного середовища).

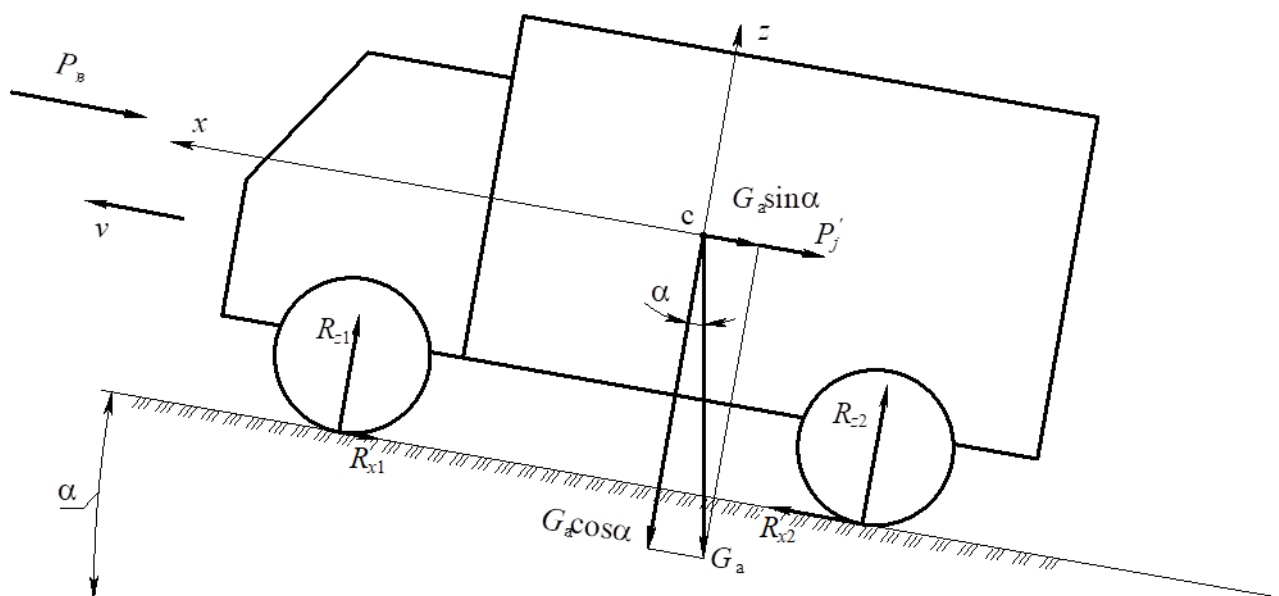


Рис. 3.1. Схема зовнішніх сил, що діють на автомобіль при русі:  
с – центр тяжіння автомобіля;  $x, z$  – поздовжня і вертикальна осі;  
 $\alpha$  – кут підйому;  $v$  – швидкість руху;  $G_a$  – сила тяжіння;  $P_B$  – сила опору повітря;  $R_{z1}, R_{x1}, R_{z2}, R_{x2}$  – реакції дороги на колесах передньої і задньої осей

Сила тяжіння  $G_a$  прикладається в центрі ваги автомобіля. При русі по поверхні, що має поздовжній ухил, ця сила розкладається на два вектори, як показано на рисунку 3.1. Дія цих векторів викликає реакції на колесах по осях  $z$  і  $x$ :  $R_{z1}, R_{z2}, R_{x1}, R_{x2}$  з боку поверхні дороги. При русі автомобіля виникає реакція повітряного середовища, яку називають *силою опору повітря*  $P_B$ . Сила опору повітря – це резуль-

туюча сила взаємодії автомобіля з повітряним середовищем і прикладається в центрі парусності (метацентрі). У разі зміни динамічного стану автомобіля, тобто при його прискоренні або уповільненні виникає, сила інерції маси автомобіля, що рухається поступально, спрямована проти вектора прискорення. Цю силу прикладають в центрі ваги автомобіля. Положення центру парусності автомобіля і його центра ваги мало відрізняються, тому можна вважати, що центр мас автомобіля збігається з центром ваги.

### 3.2. Аналіз сил, що діють на автомобіль, який рухається в поздовжній площині

Для аналізу тягової і гальмівної динаміки автомобіля будемо вважати, що діючі на нього зовнішні сили збігаються з поздовжньою площиною автомобіля. Сили, що діють в поздовжній площині, ділять на *рушійні*, напрямом яких збігається з напрямком вектора швидкості центру мас, і *сили опору*, напрямом яких протилежно цьому вектору.

Умовно до рушійних сил відносять повну силу тяги на ведучих колесах. Всі інші сили, що діють на автомобіль, вважають силами опору. Якщо будь-які з цих сил у конкретних умовах виявляться спрямованими по руху, то їх вважають негативними силами опору.

#### 3.2.1. Поздовжні реакції дороги на колесах автомобіля

У загальному випадку розглядають процес руху автомобіля із задніми ведучими колесами і передніми веденими (див. рис. 3.2). Відповідно до теорії кочення колеса поздовжня реакція на колесах передньої осі з веденими колесами визначається виразом

$$R_{x1} = R_{z1} \cdot f_1 + \frac{J_{к1}}{r_d} \cdot \frac{d\omega_{к1}}{dt}, \quad (3.1)$$

де  $R_{z1}$  – нормальна реакція дороги на передню вісь автомобіля;

$f_1$  – коефіцієнт опору коченню коліс передньої осі;

$J_{к1}$  – сумарний момент інерції коліс передньої осі;

$r_d$  – динамічний радіус коліс;

$\omega_{к1}$  – кутова швидкість коліс передньої осі.

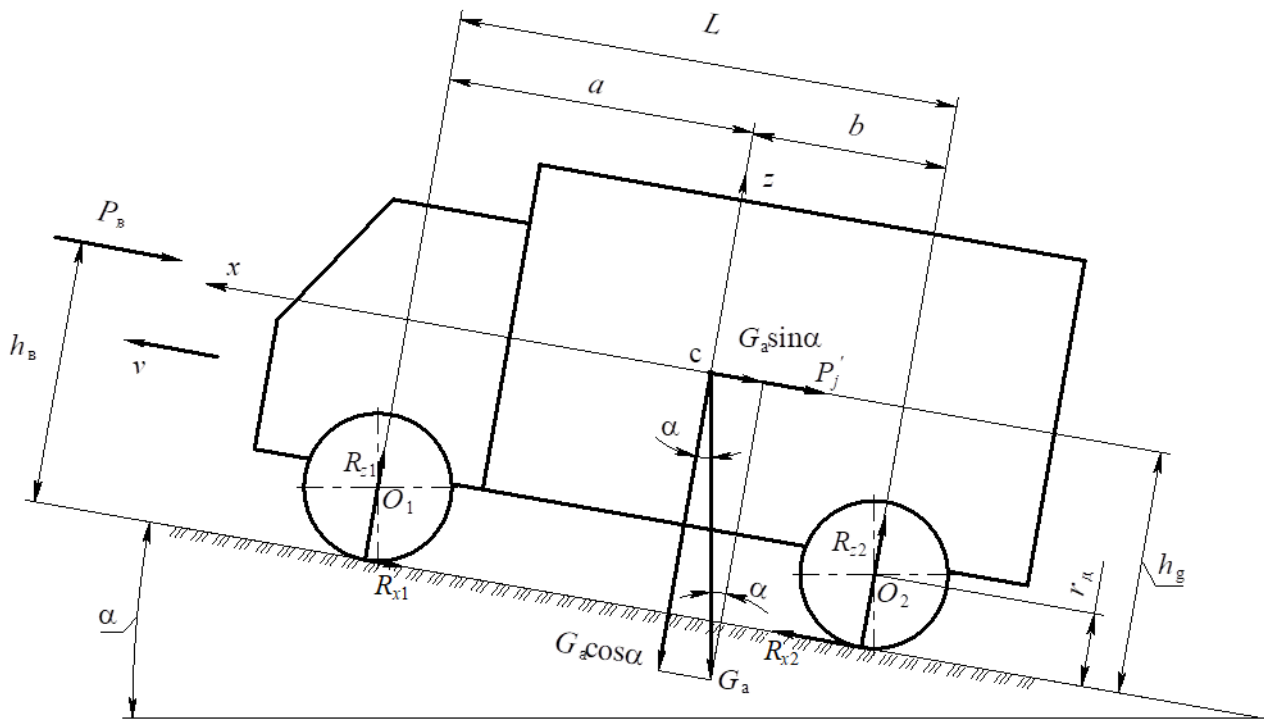


Рис. 3.2. Схема сил, що діють на автомобіль при русі на підйом:  
 с – центр тяжіння автомобіля;  $x, z$  – поздовжня і вертикальна осі;  
 $L$  – база автомобіля;  $a, b, h_g$  – координати центру тяжіння;  
 $h_b$  – висота центра парусності;  $\alpha$  – кут підйому;  
 $v$  – швидкість руху

Відповідно до теорії кочення колеса поздовжня реакція на колесах задньої осі з ведучими колесами, з'єднаними з трансмісією, визначається виразом

$$R_{x2} = \frac{M_k}{r_d} - R_{z2} \cdot f_2 - \frac{J_{k2}}{r_d} \cdot \frac{d\omega_{k2}}{dt} - \frac{J_e \cdot \eta_{тр} \cdot u_{тр}}{r_d} \cdot \frac{d\omega_e}{dt}, \quad (3.2)$$

де  $\frac{M_k}{r_d} = P_k$  – повна сила тяги ведучих коліс;

$R_{z2}$  – нормальна реакція дороги на задню вісь автомобіля;

$f_2$  – коефіцієнт опору кочення коліс задньої осі;

$J_{k2}$  – сумарний момент інерції коліс задньої осі;

$\omega_{k2}$  – кутова швидкість колеса задньої осі;

$J_e$  – момент інерції обертових частин двигуна і трансмісії;

$\omega_e$  – кутова швидкість колінчастого вала двигуна.

### 3.2.2. Залежність повної сили тяги $P_k$ і швидкості руху автомобіля від параметрів двигуна

Основною рушійною силою є повна сила тяги  $P_k$  на ведучих колесах автомобіля. Вона виникає у результаті того, що до них підводиться крутний момент двигуна  $M_e$ .

Крутний момент на ведучих колесах

$$M_k = M_e \cdot \eta_{тр} \cdot u_{тр}. \quad (3.3)$$

Повна сила тяги на ведучих колесах

$$P_k = \frac{M_k}{r_d} = \frac{M_e \cdot \eta_{тр} \cdot u_{тр}}{r_d}. \quad (3.4)$$

Швидкість руху автомобіля при відсутності буксування ведучих коліс жорстко пов'язана з частотою обертання колінчастого вала двигуна

$$v = v_k = r_k \cdot \omega_k = r_k \frac{\omega_e}{u_{тр}} = r_k \frac{2\pi \cdot n_e}{60 \cdot u_{тр}}, \quad (3.5)$$

де  $v$  – швидкість руху автомобіля, м/с.

Швидкість руху автомобіля в розмірності «км/год» будемо позначати  $v_a$  і визначимо із залежності (3.5)

$$v_a = r_k \frac{2\pi \cdot n_e}{60 u_{тр}} \cdot \frac{3600}{1000} = 0,377 \frac{r_k \cdot n_e}{u_{тр}}. \quad (3.6)$$

Оскільки прийнято допущення про відсутність буксування ведучих коліс, то справедлива рівність  $r_k = r_d = r_c$ .

### 3.2.3. Сила опору коченню $P_f$ автомобіля

Сила опору коченню виникає при русі автомобіля та обумовлена тертям у шині, тертям між шиною і дорогою і втратами на утворення колії

$$P_f = P_{f1} + P_{f2} = R_{z1} \cdot f_1 + R_{z2} \cdot f_2, \quad (3.7)$$

де  $P_{f1}$ ,  $P_{f2}$  – сила опору коченню відповідно коліс передньої та задньої осей.

Можна вважати, що  $f_1 \approx f_2 \approx f$ , тоді

$$P_f = (R_{z1} + R_{z2}) \cdot f = G_a \cdot \cos \alpha \cdot f. \rightarrow P_f = G_a \cdot f \cdot \cos \alpha. \quad (3.8)$$

Якщо автомобіль рухається на підйомі (на спуску), то  $P_f \downarrow$ , причому тим сильніше, чим більше кут  $\alpha$ .

Сила опору коченню автомобіля по горизонтальній дорозі

$$P_f = G_a \cdot f. \quad (3.9)$$

### 3.2.4. Сила опору підйому $P_\alpha$

Сила опору підйому – це складова сила тяжіння автомобіля, паралельна площині підйому. Тоді

$$P_\alpha = G_a \cdot \sin \alpha. \quad (3.10)$$

У дорожньому будівництві тангенс кута нахилу дороги до горизонту називають *поздовжнім ухилом*  $i$  (рис. 3.3).

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h_{\text{под}}}{l_{\text{под}}} = i,$$

$l_{\text{под}}, h_{\text{под}}$  – відповідно довжина і висота ухилу.

Поздовжній ухил  $i$  вимірюється в частках або процентах.

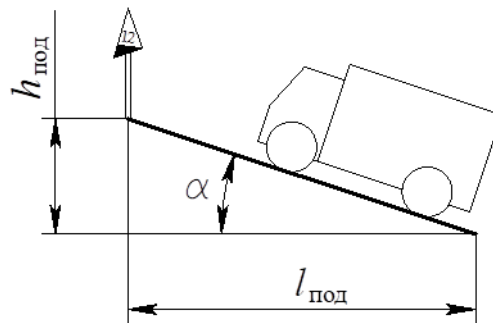


Рис. 3.3. Схема ухилу дороги

При малих кутах ( $\alpha \leq 5^\circ$ )  $\operatorname{tg} \alpha \approx \sin \alpha$ , значить,  $\sin \alpha \approx i$ .

Відповідно до цього сила опору підйому

$$P_\alpha = G_a \cdot i. \quad (3.11)$$

Сила опору підйому може бути як позитивною, так і негативною. Знак  $P_\alpha$  визначається знаком кута  $\alpha$ , який вважається позитивним на підйомі.

### 3.2.5. Сила опору дороги $P_\psi$

Ця сила визначається сумою сил опору коченню і опору підйому. Користуючись значеннями цих сил, визначимо

$$P_\psi = P_f + P_\alpha = G_a \cdot f \cdot \cos\alpha + G_a \cdot \sin\alpha = G_a (f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha);$$

$$P_\psi = G_a (f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha), \quad (3.12)$$

для малих  $\alpha$  (до  $5^\circ$ )  $\cos\alpha \approx 1$ , отже,  $\sin\alpha \approx i$ , і можна записати

$$P_\psi = G_a (f + i). \quad (3.13)$$

Суму  $(f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha) \approx f + i \approx \psi$  називають *сумарним коефіцієнтом опору дороги*. З урахуванням цього рівняння (3.13) набуде вигляду

$$P_\psi = G_a \cdot \psi. \quad (3.14)$$

### 3.2.6. Сила опору повітря $P_w$

На поверхню автомобіля повітря діє безліччю елементарних сил. Рівнодіючу всіх елементарних сил, що діють на поверхню автомобіля, називають *повною аеродинамічною силою*

$$P_w = c_w \cdot F \cdot q, \quad (3.15)$$

де  $c_w$  – безрозмірний коефіцієнт повної аеродинамічної сили;

$F$  – площа міделевого перерізу автомобіля,  $\text{м}^2$ ;

$q$  – швидкісний напір,  $\text{кг}/(\text{м} \cdot \text{с}^2)$ , що дорівнює кінематичній енергії кубічного метра повітря, що рухається зі швидкістю, рівною швидкості руху автомобіля відносно повітряного середовища  $v_w$ .

*Площа міделевого перерізу автомобіля* – це найбільша площа перерізу автомобіля площиною, перпендикулярною його поздовжній осі.

Швидкісний напір дорівнює кінематичній енергії кубічного метра повітря, що рухається зі швидкістю, рівною швидкості руху автомобіля відносно повітряного середовища  $v_w$

$$q = \frac{\rho_B \cdot v_w^2}{2}, \quad (3.16)$$

де  $v_w$  – швидкість руху автомобіля відносно повітряного середовища, м/с;

$\rho_B$  – щільність повітря, кг/м<sup>3</sup>.

Розмірність швидкісного напору:  $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot \frac{\text{м}^2}{\text{с}^2} = \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}^2} \cdot \frac{\text{м}}{\text{м}^3} = \text{Н} \cdot \text{м} \cdot \frac{1}{\text{м}^3} = \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3}$ .

Щільність повітря при нормальному тиску атмосфери  $\rho_B = 101\,325$  Па залежить від температури:

при  $t = 0$  °С –  $\rho_B = 1,293$  кг/м<sup>3</sup>;

при  $t = 20$  °С –  $\rho_B = 1,204$  кг/м<sup>3</sup>.

Проекцію повної аеродинамічної сили на поздовжню вісь автомобіля називають *силою опору повітря*  $P_B$  (або силою лобового опору). Ця сила прикладається в центрі парусності автомобіля

$$P_B = c_x \frac{\rho_B \cdot v^2}{2} F_a = 0,5c_x \cdot \rho_B \cdot F_a \cdot v^2, \quad (3.17)$$

де  $c_x$  – коефіцієнт аеродинамічного опору (безрозмірний);

$F_a$  – площа лобового опору автомобіля, м<sup>2</sup>.

Введемо позначення  $k_B = 0,5c_x \cdot \rho_B$ . З урахуванням прийнятого позначення формула (3.17) набуде вигляду

$$P_B = k_B \cdot F_a \cdot v^2, \quad (3.18)$$

або

$$P_B = \frac{k_B \cdot F_a \cdot v_a^2}{13}, \quad (3.19)$$

де  $k_B$  – коефіцієнт опору повітря,  $\left[ \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right]$  або  $\left[ \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4} \right]$ .

Введемо ще одне позначення  $W_B = k_B \cdot F_a$  – фактор обтічності автомобіля, тоді

$$P_B = W_B \cdot v^2 \text{ або } P_B = \frac{W_B \cdot v_a^2}{13}. \quad (3.20)$$

Наближено лобова площа автомобіля  $F_a$ , м<sup>2</sup>, може бути визначена за формулою:

$$F_a = m_F \cdot B_1 \cdot H_a, \quad (3.21)$$

де  $m_F$  – коефіцієнт заповнення лобової площі автомобіля;

$B_1$  – колія передніх коліс автомобіля, м;

$H_a$  – габаритна висота автомобіля, м.

Значення коефіцієнта  $m_F$  прийняти такі:

- для вантажних автомобілів з бортовою платформою, самоскидів, цистерн ..... 0,9;
- легкових автомобілів ..... 1,0;
- фургонів ..... 1,05;
- автобусів ..... 1,1.

Значення коефіцієнта опору повітря  $k_B$ :

- легкові автомобілі – 0,2 ... 0,35 Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;
- автобуси – 0,35 ... 0,55 Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;
- вантажні автомобілі – 0,5 ... 0,8 Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>.

Сила опору повітря може бути представлена у вигляді складових.

Опір форми (50 %...60 %  $P_B$ ) – обумовлений різницею між підвищеним фронтальним тиском, що виникає перед автомобілем, і зниженим тиском, викликаним завихреннями позаду нього. Вирішальне значення при цьому має форма таких частин кузова, як капот, крила, вітрове скло, дах, бічне скло, багажник.

Внутрішній опір (10 %...15 %  $P_B$ ), що створюється потоками повітря, які проходять всередині автомобіля для вентиляції або обігріву кузова, а також охолодження двигуна.

Опір поверхневого тертя (5 %...10 %  $P_B$ ), яке викликається силами в'язкості приграничного шару повітря, що рухається біля поверхні автомобіля, і залежний від розміру і шорсткості цієї поверхні.

Індукований опір (5 %...10 %  $P_B$ ), який викликається взаємодією сил, що діють в напрямку вертикальної осі автомобіля і поперек автомобіля.

Додатковий опір (15 %  $P_B$ ), що створюється різними виступаючими частинами: фарами, покажчиками повороту, ручками, номерними знаками.

### 3.2.7. Сила опору розгону $P_j$

Сила опору розгону обумовлюється силою інерції поступально рухомих мас автомобіля і силами інерції обертових мас

$$P_j = P'_j + P_{j\text{дв}} + P_{j\text{к}}, \quad (3.22)$$

де  $P'_j$  – сила інерції поступально рухомих мас;

$P_{j\text{дв}}$  – сила інерції обертових мас двигуна і трансмісії, приведена до ведучих коліс;

$P_{j\text{к}}$  – сила інерції обертових мас коліс автомобіля.

Для визначення сили опору розгону автомобіля на рисунку 3.4 представлена схема сил та інерційних моментів.

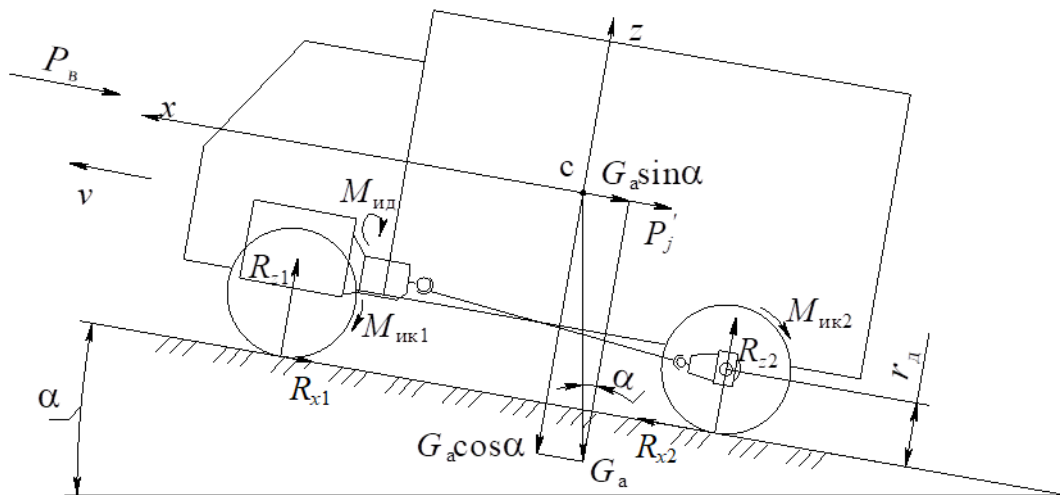


Рис. 3.4. Схема для визначення сили опору розгону автомобіля:

$M_{нд}$  – інерційний момент обертових частин двигуна;

$M_{ик1}, M_{ик2}$  – інерційні моменти коліс передньої і задньої осей автомобіля

а) сила інерції поступально рухомих мас автомобіля виникає при прискоренні автомобіля

$$P'_j = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt}, \quad (3.23)$$

де  $\frac{dv}{dt} = j_a$  – прискорення автомобіля, м/с<sup>2</sup>.

Ця сила прикладається в центрі мас автомобіля і спрямована в протилежний бік прискорення.

б) сили інерції обертових мас

– обертові маси двигуна, приведені до ведучого колеса:

$$P_{j_{дв}} = \frac{M_{ид} \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр}}{r_d} = \frac{J_e \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр}}{r_d} \cdot \frac{d\omega_e}{dt} = \frac{J_e \cdot u_{тр}^2 \cdot \eta_{тр}}{r_d \cdot r_k} \cdot \frac{dv}{dt} \quad (3.24)$$

У перетворенні виразу (3.24) використано співвідношення

$$\omega_e = \frac{v}{r_k} \cdot u_{тр}.$$

– колесо, що обертається

$$P_{j_k} = \frac{M_{ик}}{r_d} = \frac{J_k}{r_d} \cdot \frac{d\omega_k}{dt} = \frac{J_k}{r_d \cdot r_k} \cdot \frac{dv}{dt} \quad (3.25)$$

У перетворенні виразу (3.25) використано співвідношення

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

Склавши сили інерції поступально рухомих мас і сили інерції його обертових мас, отримуємо силу опору розгону

$$\begin{aligned} P_j &= P'_j + P_{j_{дв}} + \Sigma P_{j_k} = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{J_e \cdot u_{тр}^2 \cdot \eta_{тр}}{r_d \cdot r_k} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{\Sigma J_k}{r_d \cdot r_k} \cdot \frac{dv}{dt} = \\ &= \left( \frac{G_a}{g} + \frac{J_e \cdot u_{тр}^2 \cdot \eta_{тр} + \Sigma J_k}{r_d \cdot r_k} \right) j_a. \end{aligned} \quad (3.26)$$

Введемо позначення

$$M_{пр} = \frac{G_a}{g} + \frac{J_e \cdot u_{тр}^2 \cdot \eta_{тр} + \Sigma J_k}{r_d \cdot r_k}, \quad (3.27)$$

де  $M_{пр}$  – приведена маса автомобіля.

*Приведена маса*  $M_{пр}$  – це умовна маса, що використовується для тягового розрахунку автомобіля.

З урахуванням прийнятого позначення (3.27) рівняння (3.26) набуде вигляду

$$P_j = M_{\text{пр}} \cdot j_a. \quad (3.28)$$

Введемо поняття – коефіцієнт врахування обертових мас

$$\delta_{\text{вр}} = \frac{M_{\text{пр}}}{m_a} = 1 + \frac{J_e \cdot u_{\text{тр}}^2 \cdot \eta_{\text{тр}} + \sum J_k}{G_a \cdot r_k \cdot r_d} g. \quad (3.29)$$

З урахуванням введеного поняття сила опору розгону автомобіля визначається виразом

$$P_j = \frac{G_a}{g} \cdot \delta_{\text{вр}} \cdot j_a. \quad (3.30)$$

Коефіцієнт  $\delta_{\text{вр}}$  – показує у скільки разів сила, необхідна для розгону із заданим прискоренням, поступально рухомих і обертових мас автомобіля більше сили, необхідної для розгону тільки його поступально рухомих мас.

Часто на практиці коефіцієнт врахування обертових мас  $\delta_{\text{вр}}$  визначають за емпіричною формулою

$$\text{для розгону} \quad \delta_{\text{вр}} = 1 + 0,04 \left( u_k^2 \right) \frac{G_a}{G}; \quad \delta_{\text{вр}} = 1,04 + 0,04 u_k^2;$$

$$\text{для нахату} \quad \delta_{\text{вр}} = 1 + 0,04 \frac{G_a}{G},$$

де  $u_k$  – передавальне число КП;

$G_a$  – сила тяжіння автомобіля повної маси;

$G$  – вага автомобіля.

### 3.3. Зміна нормальних реакцій у процесі руху автомобіля

Нормальні реакції дороги, що діють на колеса автомобіля, не залишаються постійними. Вони змінюються залежно від сил і моментів, що діють на автомобіль. Для визначення динамічних значень нормальних реакцій на осях автомобіля скористаємося схемою, наведеною на рисунку 3.5.

Спроектувавши всі сили на опорну поверхню дороги, отримаємо

$$R_{x2} - R_{x1} - P_B - P_\alpha - P'_j = 0. \quad (3.31)$$

Для визначення нормальної реакції на передній осі складемо рівняння моментів відносно зони контакту коліс задньої осі

$$\Sigma M = 0; \quad G_a \cdot \cos \alpha \cdot b - (P'_j + P_\alpha) \cdot h_g - P_B \cdot h_B - R_{z1} \cdot L = 0. \quad (3.32)$$

Прийmemo допущення, що  $h_g \approx h_B$ , тоді залежність (3.32) перепишемо у вигляді

$$G_a \cdot \cos \alpha \cdot b - (P'_j + P_\alpha + P_B) \cdot h_g - R_{z1} \cdot L = 0. \quad (3.33)$$

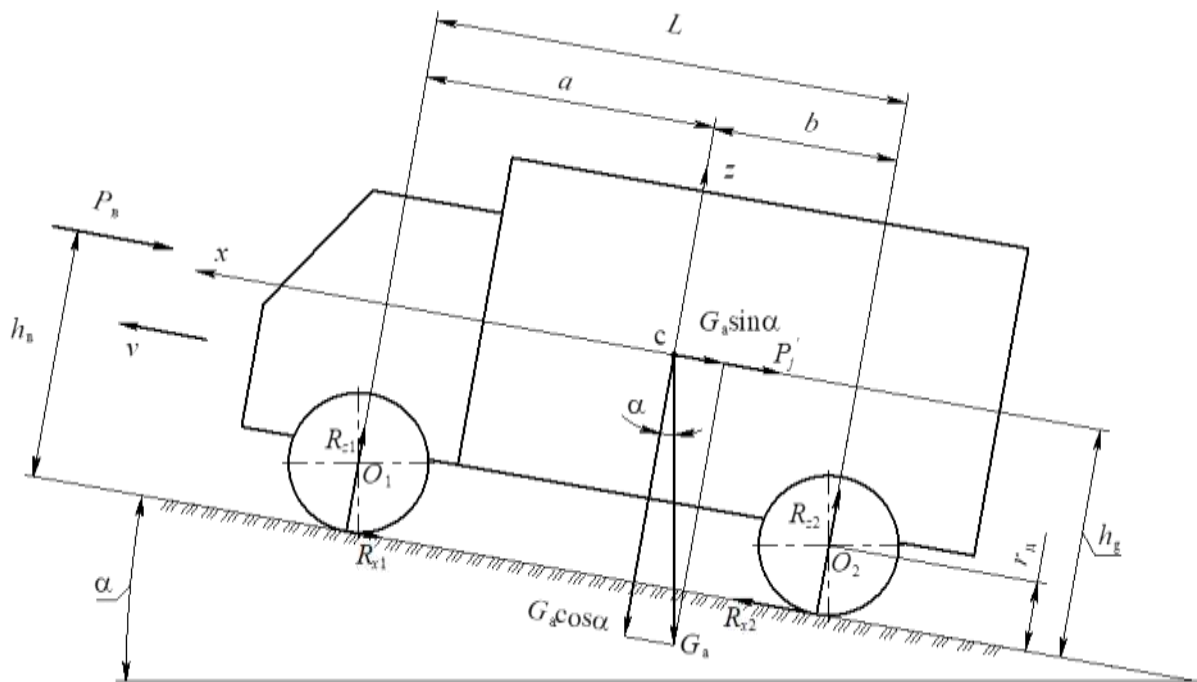


Рис. 3.5. Схема для визначення нормальних реакцій на осях автомобіля

З рівняння (3.33) отримаємо

$$R_{z1} = G_a \cdot \cos \alpha \frac{b}{L} - (P'_j + P_\alpha + P_B) \cdot \frac{h_g}{L}. \quad (3.34)$$

З урахуванням рівняння (3.31) перетворимо (3.34) до вигляду

$$R_{z1} = G_a \cdot \cos \alpha \frac{b}{L} - (R_{x2} - R_{x1}) \cdot \frac{h_g}{L}. \quad (3.35)$$

Запишемо значення  $R_{x2}$  і  $R_{x1}$ , при цьому прийнемо припущення, що коефіцієнти опору кочення на обох осях однакові та дорівнюють  $f$

$$R_{x1} = R_{z1} \cdot f + \frac{J_{к1}}{r_{д} \cdot r_{к}} \cdot \frac{dv}{dt}; \quad (3.36)$$

$$R_{x2} = \frac{M_{к}}{r_{д}} - R_{z2} \cdot f - \frac{J_{к2}}{r_{д} \cdot r_{к}} \cdot \frac{dv}{dt} - \frac{J_{е} \cdot u_{тр}^2 \cdot \eta_{тр}}{r_{д} \cdot r_{к}} \cdot \frac{dv}{dt}. \quad (3.37)$$

Підставимо значення  $R_{x2}$  і  $R_{x1}$  у вираз (3.35) і, враховуючи, що  $R_{z1} + R_{z2} = G_a \cdot \cos \alpha$ , перетворимо його до вигляду

$$\begin{aligned} R_{z1} &= G_a \cdot \cos \alpha \frac{b}{L} - \\ &- \left( \frac{M_{к}}{r_{д}} - R_{z2} \cdot f - \frac{J_{к2}}{r_{д} \cdot r_{к}} \cdot \frac{dv}{dt} - \frac{J_{е} \cdot u_{тр}^2 \cdot \eta_{тр}}{r_{д} \cdot r_{к}} \cdot \frac{dv}{dt} - R_{z1} \cdot f - \frac{J_{к1}}{r_{д} \cdot r_{к}} \cdot \frac{dv}{dt} \right) \cdot \frac{h_g}{L} = \\ &= G_a \cdot \cos \alpha \frac{b}{L} + G_a \cdot \cos \alpha \cdot f \frac{h_g}{L} - \frac{M_{к}}{r_{д}} \cdot \frac{h_g}{L} + \frac{\Sigma J_{к} + J_{е} \cdot u_{тр}^2 \cdot \eta_{тр}}{r_{д} \cdot r_{к}} \cdot \frac{h_g}{L} \cdot j_a, \end{aligned}$$

остаточно отримаємо

$$R_{z1} = G_a \cdot \cos \alpha \frac{b + f \cdot h_g}{L} - \frac{M_{к}}{r_{д}} \cdot \frac{h_g}{L} + \frac{\Sigma J_{к} + J_{е} \cdot u_{тр}^2 \cdot \eta_{тр}}{r_{д} \cdot r_{к}} \cdot \frac{h_g}{L} \cdot j_a. \quad (3.38)$$

Для визначення нормальної реакції на задній осі складемо рівняння моментів відносно зони контакту коліс передньої осі

$$\Sigma M = 0; \quad G_a \cdot \cos \alpha \cdot a + (P'_j + P_\alpha) \cdot h_g + P_b \cdot h_b - R_{z1} \cdot L = 0. \quad (3.39)$$

Використовуючи аналогічні перетворення, викладені при визначенні нормальної реакції на передній осі, отримаємо вираз, що визначає нормальну реакцію на задній осі:

$$R_{z2} = G_a \cdot \cos \alpha \frac{a - f \cdot h_g}{L} + \frac{M_{к}}{r_{д}} \cdot \frac{h_g}{L} - \frac{\Sigma J_{к} + J_{е} \cdot u_{тр}^2 \cdot \eta_{тр}}{r_{д} \cdot r_{к}} \cdot \frac{h_g}{L} \cdot j_a. \quad (3.40)$$

При рівномірному русі на горизонтальній дорозі нормальні реакції на осях автомобіля відповідно рівні:

$$R_{z1} = G_a \cdot \frac{b + f \cdot h_g}{L} - \frac{M_k}{r_d} \cdot \frac{h_g}{L}; \quad (3.41)$$

$$R_{z2} = G_a \cdot \frac{a - f \cdot h_g}{L} + \frac{M_k}{r_d} \cdot \frac{h_g}{L}. \quad (3.42)$$

При нерухомому автомобілі на горизонтальній дорозі нормальні реакції на осях автомобіля відповідно рівні:

$$R_{z1} = G_a \frac{b}{L} = G_1; \quad (3.43)$$

$$R_{z2} = G_a \frac{a}{L} = G_2, \quad (3.44)$$

де  $G_1$  і  $G_2$  – вага, яка припадає на передню і задню осі в статичному стані.

При збільшенні крутного моменту нормальна реакція на передній осі зменшується, а на задній настільки ж збільшується.

Зміна реакцій  $R_{z1}$  і  $R_{z2}$  при русі порівняно із навантаженням, що випадають на осі в статичному стані  $G_1$  і  $G_2$ , оцінюються коефіцієнтом зміни реакцій.

Коефіцієнт зміни реакції (перерозподілу навантаження) – це відношення нормальної реакції при русі до реакції, що діє на ту ж вісь при нерухомому автомобілі на горизонтальній дорозі. Відповідно для передньої і задньої осей:

$$m_{z1} = \frac{R_{z1}}{G_1}; \quad m_{z2} = \frac{R_{z2}}{G_2}. \quad (3.45)$$

Для виконаних конструкцій автомобілів коефіцієнт зміни реакцій має такі значення:

- при розгоні  $m_{z1} = 0,65 \dots 0,8$ ;  $m_{z2} = 1,1 \dots 1,3$ ;
- при гальмуванні  $m_{z1} = 1,25 \dots 1,4$ ;  $m_{z2} = 0,6 \dots 0,75$ .

## Контрольні запитання

1. Які сили діють на автомобіль під час його руху?
2. Як залежить повна сила тяги і швидкість руху автомобіля від параметрів двигуна?
3. Визначте сили, які діють на автомобіль при його русі.
4. Що таке коефіцієнт врахування обертових мас автомобіля?
5. Що таке приведена маса автомобіля?
6. Визначте нормальні реакції на осях автомобіля при його русі.
7. Що таке коефіцієнт зміни нормальних реакцій на осях автомобіля?

## ТЕМА 4

### ТЯГОВА ДИНАМІКА АВТОМОБІЛЯ І ТЯГОВО-ШВИДКІСНІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОМОБІЛЯ

#### 4.1. Вимірювачі і показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля

*Тягово-швидкісні властивості (ТШВ)* – це властивості автомобіля, що визначають діапазони зміни швидкостей руху та максимальні прискорення при розгоні в тяговому режимі.

*Тяговий режим* – це режим руху автомобіля, при якому від двигуна до ведучих коліс через трансмісію підводяться потужність і крутний момент, необхідні для руху.

Методи оцінки тягово-швидкісних властивостей можуть бути використані при вирішенні завдань:

– *аналізу*: визначення швидкостей, прискорень і граничних дорожніх умов, в яких можливий рух автомобіля із заданими конструктивними параметрами (*перевірочний тяговий розрахунок автомобіля*);

– *синтезу*: визначення конструктивних параметрів, які можуть забезпечити задані значення швидкостей і прискорень у заданих дорожніх умовах, а також знаходження граничних дорожніх умов (*проектувальний тяговий розрахунок автомобіля*).

Вимірювачем експлуатаційного властивості називається одиниця вимірювання, що характеризує цю властивість з якісної сторони (наприклад, швидкість руху автомобіля).

Показником експлуатаційної властивості називається число, що визначає величину вимірювача цієї властивості, його кількість (наприклад, значення максимальної швидкості).

Найбільш вживаними і достатніми для порівняльної оцінки тягово-швидкісних властивостей автомобілів є такі вимірювачі:

- 1) *максимальна швидкість\**;
- 2) *умовна максимальна швидкість*;
- 3) *час розгону на шляху 400 і 1000 м*;
- 4) *час розгону до заданої швидкості\**;
- 5) *швидкісна характеристика розгін – вибіг\**;
- 6) *швидкісна характеристика розгону на вищій передачі*;

7) швидкісна характеристика на дорозі зі змінним поздовжнім профілем;

8) мінімально стійка швидкість\*;

9) максимальний підйом, який можливо здолати\*;

10) стала швидкість на затяжних підйомах;

11) прискорення при розгоні\*;

12) сила тяги на гаку;

13) довжина динамічно подоланого підйому.

\*) Найбільш вживані вимірювачі для оцінки тягово-швидкісних властивостей автомобіля в навчальному процесі.

## 4.2. Рівняння руху автомобіля

Рівняння руху автомобіля є основним у тяговій динаміці. Воно пов'язує сили, які рухають автомобіль, з силами опору і дозволяє визначити характер руху автомобіля у кожен момент часу. При вивченні динамічності автомобіля вважають, що його можливості обмежені лише потужністю двигуна і зчепленням шин ведучих коліс з дорогою.

Розглянемо схему сил, що діють на автомобіль під час його нерівномірного руху на підйомі (рис. 4.1).

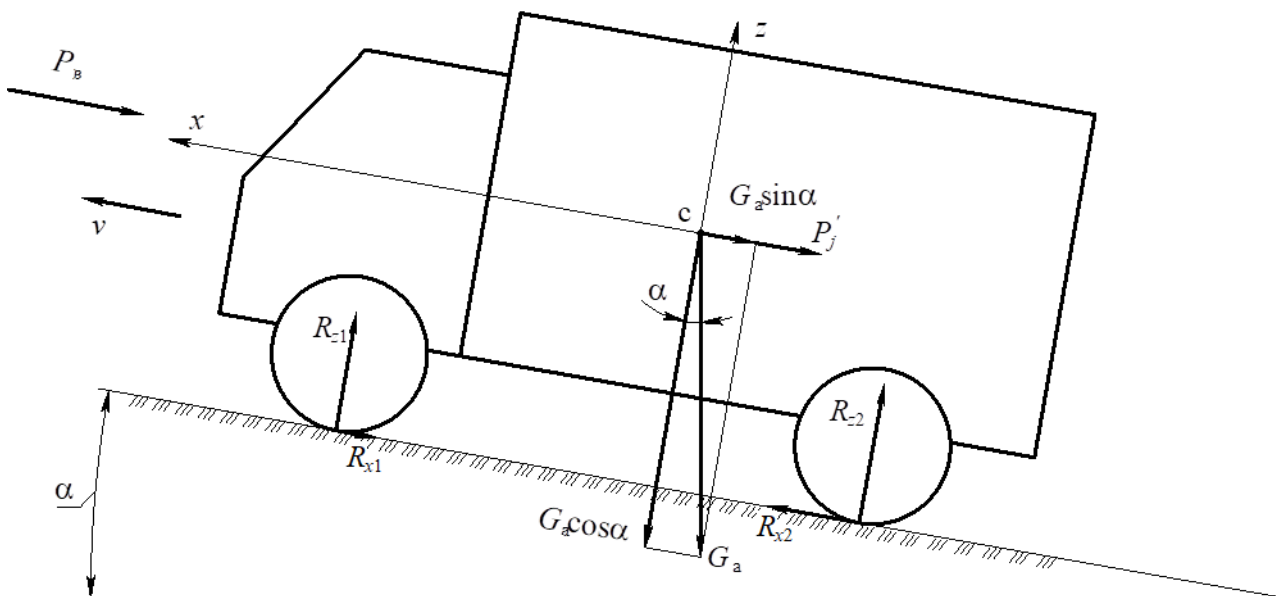


Рис. 4.1. Схема сил, що діють на автомобіль при розгоні на підйом дороги

У центрі мас автомобіля прикладені сила тяжіння  $G_a$ , сила інерції поступально рухомих мас  $P_j'$ , сила опору підйому  $P_\alpha$ .

Проектуємо всі сили на площину дороги

$$R_{x2} - R_{x1} - P_\alpha - P_B - P_j' = 0, \quad (4.1)$$

$$\text{де } R_{x2} = \frac{M_k}{r_d} - R_{z2} \cdot f - \frac{J_{k2}}{r_d r_k} j_a - \frac{J_e \eta_{\text{тр}} u_{\text{тр}}^2}{r_d r_k} j_a;$$

$$R_{x1} = R_{z1} f + \frac{J_{k1}}{r_d r_k} j_a;$$

$$P_j' = \frac{G_a}{g} j_a.$$

Розкриємо рівняння (4.1)

$$\frac{M_k}{r_d} - R_{z2} f - \frac{J_{k2}}{r_d r_k} j_a - \frac{J_e \eta_{\text{тр}} u_{\text{тр}}^2}{r_d r_k} j_a - R_{z1} f - \frac{J_{k1}}{r_d r_k} j_a - P_\alpha - P_B - \frac{G_a}{g} j_a = 0,$$

з урахуванням (3.4), (3.12), (3.18), (3.26) і (3.30) отримуємо

$$P_k - P_\psi - P_B - P_j = 0. \quad (4.2)$$

Слід зазначити дві умовності, прийняті при виведенні рівняння руху. По-перше, сила  $P_k$  відноситься до сталого руху автомобіля, а рівняння дійсно для загального випадку руху. Правильніше було б при аналізі розгону величину  $P_k$  зменшувати відповідно до витрат потужності на зміну енергії обертових деталей, а не змінювати умовно масу автомобіля введенням коефіцієнта  $\delta_{\text{вр}}$ . Такий прийом допустимий лише тому, що в більшості випадків він не впливає на результати розрахунків, а експериментальні залежності сили  $P_k$  від швидкості відомі лише для сталих режимів руху. По-друге, силу опору коченню  $P_f$  включаємо в силу опору дороги  $P_\psi$ , як зовнішню силу опору руху. При русі ж по дорогах з твердим покриттям основна частина енергії, що витрачається на кочення, обумовлена внутрішнім тертям у шинах, і сила  $P_f$  може бути названа зовнішньою лише умовно.

Рівняння руху дозволяє визначити можливість та характер руху автомобіля в даних дорожніх умовах.

Безперервний рух можливий за умови

$$P_k \geq P_\psi + P_b. \quad (4.3)$$

Ця нерівність пов'язує конструктивні фактори автомобіля з факторами, що зумовлюють опір руху. Виконання його необхідно, але недостатньо для невинного руху автомобіля, оскільки останній можливий лише за відсутності буксування ведучих коліс. З огляду на це безперервний рух можливий при виконанні умови

$$R_{z2} \varphi_x = P_\varphi \geq P_k \geq P_\psi + P_b. \quad (4.4)$$

Умова рівномірного руху автомобіля

$$P_\varphi \geq P_k = P_\psi + P_b. \quad (4.5)$$

Якщо збільшити силу  $P_k$  порівняно з сумою  $P_\psi + P_b$ , то це приведе до розгону автомобіля. Однак так буде тривати до тих пір, поки тягова сила не виявиться рівною силі зчеплення  $P_\varphi$ . Подальше збільшення  $P_k$  викличе лише прискорене буксування коліс, не змінюючи параметрів руху автомобіля.

### 4.3. Тяговий (силовий) баланс автомобіля

Якщо рівняння руху автомобіля (4.5) записати у вигляді рівняння (4.6), то отримаємо рівняння силового балансу автомобіля

$$P_k = P_b + P_\psi + P_j. \quad (4.6)$$

Цю залежність використовують при проектуванні нових й оцінці тягово-швидкісних властивостей існуючих автомобілів.

При проектуванні нових автомобілів відповідно до вимог, які тягово-швидкісні властивості автомобіля визначають:

- необхідні параметри двигуна  $M_e, N_e, n_e$ ;
- передавальні числа трансмісії  $u_k, u_0$ .

При оцінці тягово-швидкісних властивостей існуючих автомобілів визначають:

- максимальну швидкість  $v_{\max}$ ;
- прискорення  $j_a$ ;

- подолання підйому  $i$ ;
- інші тягово-швидкісні показники.

У цьому випадку потрібно знати дорожні умови, основні конструктивні параметри автомобіля і його тягово-швидкісну характеристику.

Тягово-швидкісна характеристика автомобіля – це залежність повної сили тяги на ведучих колесах від швидкості руху автомобіля на всіх передачах трансмісії  $P_k = f(v)$ . Ця характеристика являє граничні тягово-швидкісні властивості автомобіля і розраховується за параметрами зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.

Аналіз тягово-швидкісних властивостей зручно виконувати на основі графічного рішення рівняння (4.6) силового балансу автомобіля. Для цього рівняння силового балансу представимо у вигляді графіка тягово-швидкісної характеристики автомобіля, на якому по осі абсцис (рис. 4.2) відкладаємо швидкість руху автомобіля  $v$ , а по осі ординат повну силу тяги на ведучих колесах  $P_k$  на всіх передачах трансмісії. Розгін автомобіля з місця до швидкості  $v_{a \min}$  відбувається з буксуванням зчеплення. Ця ділянка мала і при аналізі тягово-швидкісних властивостей не враховується.

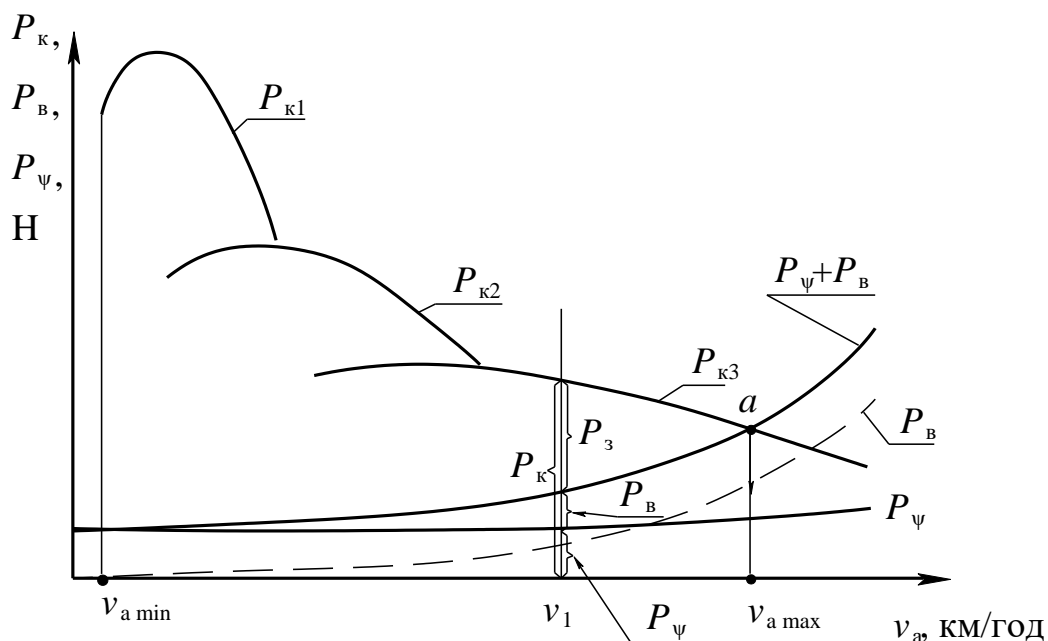


Рис. 4.2. Графік тягового (силового) балансу автомобіля

Крім тягово-швидкісної характеристики автомобіля, на графік також наносять залежність сили опору дороги  $P_\psi$ . Значення сили опору повітря  $P_B$  на графіку відкладають від кривої  $P_\psi$ , отримуючи криву сумарних значень сил  $P_B + P_\psi$ .

Ордината будь-якої точки кривих  $P_{к1}$ ,  $P_{к2}$ ,  $P_{к3}$  характеризує величину сили тяги на ведучих колесах при заданій швидкості руху на відповідних передачах. Наприклад, сила тяги  $P_k$  (див. рис. 4.2) при русі на третій передачі зі швидкістю  $v_1$ . При цьому ордината  $P_\psi$  характеризує силу опору дороги при цій швидкості, а ордината  $P_B + P_\psi$  – силу сумарного опору дороги та повітря. Відрізок між ординатами  $P_{к3}$  і  $P_B + P_\psi$  являє залишок сили тяги на ведучих колесах при швидкості  $v_1$ . Цей залишок називають *запас сили тяги*  $P_3$ . Його можливо витратити на розгін автомобіля, буксировку причепа або на подолання додаткового опору руху зі швидкістю  $v_1$ . Як видно з графіка, запас сили тяги на нижчих передачах завжди більше ніж на вищих. Саме тому рух у тяжких дорожніх умовах здійснюється на нижчих передачах.

За допомогою графіка силового балансу можна вирішувати різні завдання, пов'язані з вивченням тягово-швидкісних властивостей автомобіля. Наприклад:

– *визначення максимальної швидкості  $v_{\max}$* . Максимальна швидкість руху  $v_{\max}$  автомобіля визначається точкою перетину  $a$  кривої повної сили тяги  $P_k$  на вищій передачі і кривої суми сил опору  $P_B + P_\psi$  (рис. 4.2). У цій точці запас сили по тязі і прискорення автомобіля  $j_a$  дорівнюють нулю. Швидкість його руху максимальна, оскільки її подальше збільшення неможливо;

– *визначення сили тяги на ведучих колесах автомобіля при русі з рівномірною швидкістю*. Для руху автомобіля з рівномірною швидкістю, меншою від максимальної, треба зменшити потужність двигуна. Для цього знижують рівень подачі палива і двигун працюватимете на частковій швидкісній характеристиці. На графіку тягового балансу (рис. 4.3) тягова характеристика автомобіля з частковою подачею палива зображена штриховими лініями. При цьому сила тяги на ведучих колесах при русі на відповідних передачах позначені  $P_{к1}^\alpha, P_{к2}^\alpha, P_{к3}^\alpha$ . Слід зазначити, що рівномірний рух автомобіля зі швидкістю  $v_1$  можливий як на другій, так і на третій передачах. При цьому сила тяги на ведучих колесах на обох передачах буде мати однакове значення, рівне сумі сил опору дороги і опору повітря

$$P_{к2}^\alpha = P_{к3}^\alpha = P_k = P_\psi + P_B.$$

Рух автомобіля зі швидкістю  $v_1$  (рис. 4.3) на першій передачі неможливий тому, що навіть при максимальній частоті обертання вала двигуна не досягається зазначена швидкість руху автомобіля;

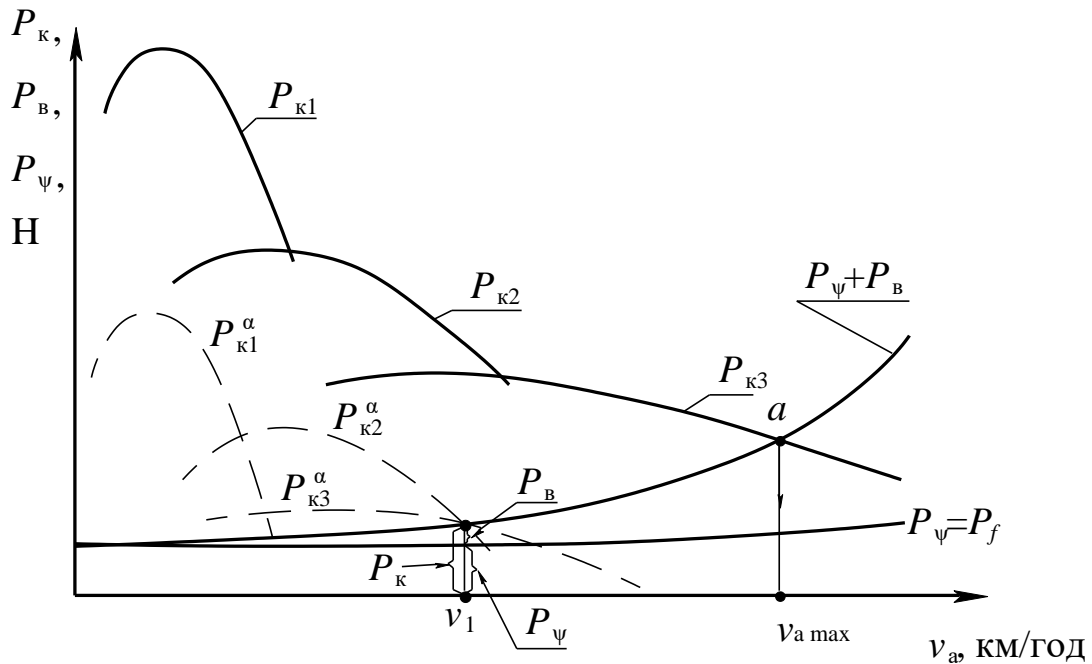


Рис. 4.3. Визначення сили тяги на ведучих колесах автомобіля при русі з рівномірною швидкістю

– визначення максимальної сили опору дороги  $P_{\psi \max}$  (рис. 4.4). Зазвичай подолання максимальної сили опору дороги відбувається на пониженій передачі на малій швидкості руху автомобіля. При цьому сила опору повітря надто мала і тому можна вважати, що вона дорівнює нулю (див. рис. 4.4).

$$P_{\psi \max} = P_{k \max} - P_B \approx P_{k \max}; \quad (4.7)$$

– визначення максимального подоланого підйому  $i_{\max}$ . Значення максимального підйому, який подолає автомобіль, розраховується відповідно до значення максимальної сили опору дороги (рис. 4.4).

$$P_{\psi \max} = P_{\alpha \max} + P_f = P_{k \max} - P_B \rightarrow P_{\alpha \max} = P_{k \max} - (P_f + P_B),$$

розкриваючи силу опору підйому  $P_{\alpha \max}$ , після перетворень отримуємо значення максимального подоланого підйому  $i_{\max}$

$$G_a \cdot i_{\max} = P_{k \max} - (P_f + P_B) \rightarrow i_{\max} = \frac{P_{k \max} - (P_f + P_B)}{G_a}. \quad (4.8)$$

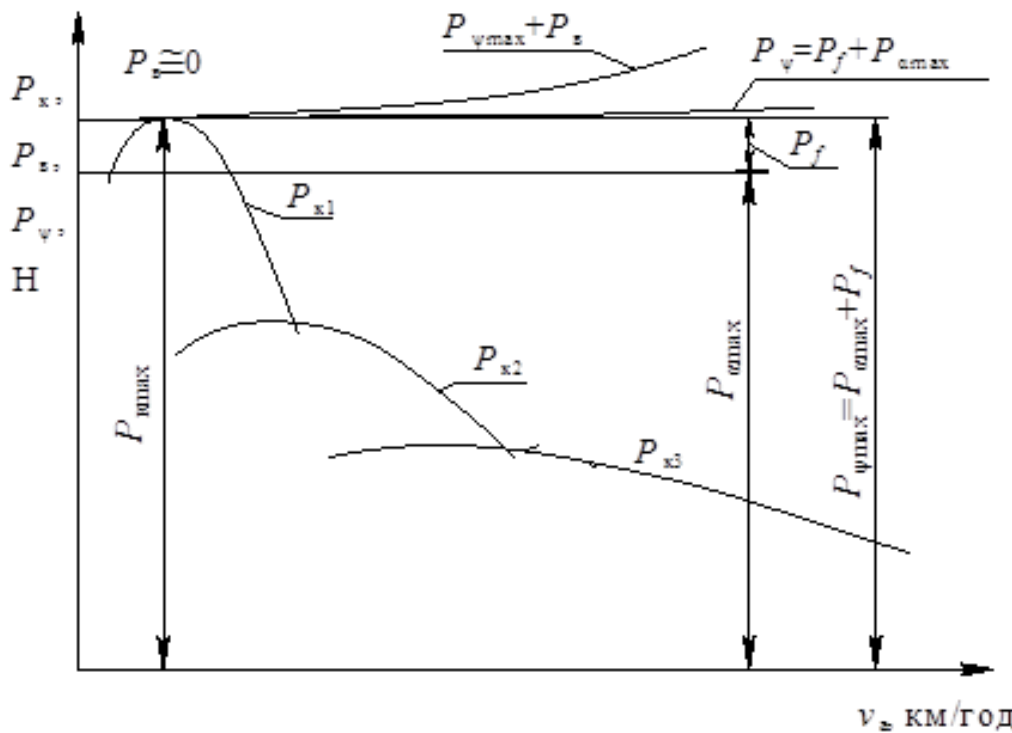


Рис. 4.4. Визначення максимальної сили опору дороги, яку подолає автомобіль

Максимальна сила опору дороги, яку долає автомобіль, рухаючись рівномірно на заданій швидкості  $v_1$ , визначається як різниця повної сили тяги  $P_K$  і сили опору повітря  $P_B$  при цій швидкості (рис. 4.5).

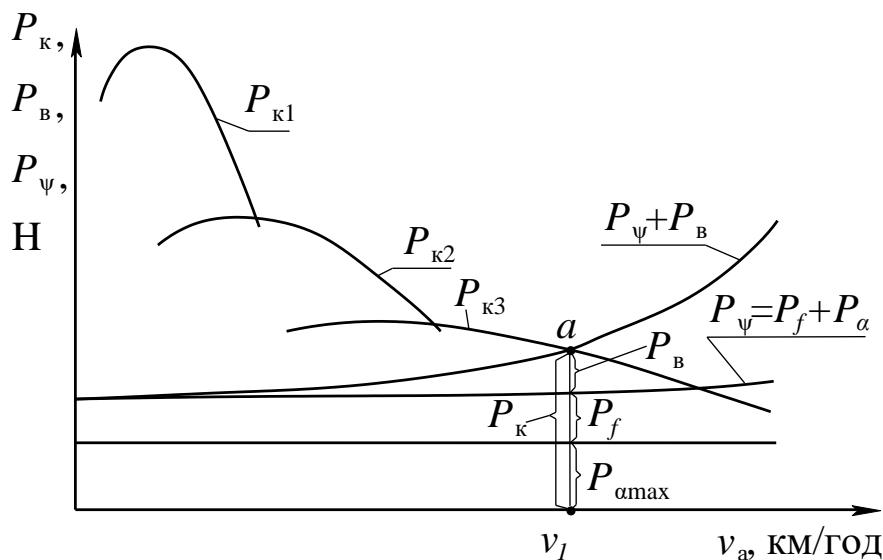


Рис. 4.5. Визначення максимальної сили опору дороги при русі зі швидкістю  $v_1$

Значення максимального підйому  $i_{\max}$ , який зможе подолати автомобіль, рухаючись зі швидкістю  $v_1$ , розраховується за формулою (4.8), замінивши  $P_{K \max}$  на  $P_K$ .

– визначення максимально можливого прискорення руху автомобіля  $j_{a\max}$  при даній швидкості руху. Значення максимально можливого прискорення автомобіля при швидкості  $v_2$  розраховується за значенням запасу сили тяги  $P_3$ , що визначається за графіком (4.6). При цьому вважається, що весь запас сили тяги використовується на прискорення автомобіля, тобто  $P_3 = P_j$ .

$$P_j = P_k - (P_\psi + P_B) = P_3;$$

$$\frac{G_a}{g} \delta_{вр} \cdot j_a = P_3 \rightarrow j_{a\max} = \frac{P_3}{G_a \cdot \delta_{вр}} g. \quad (4.9)$$

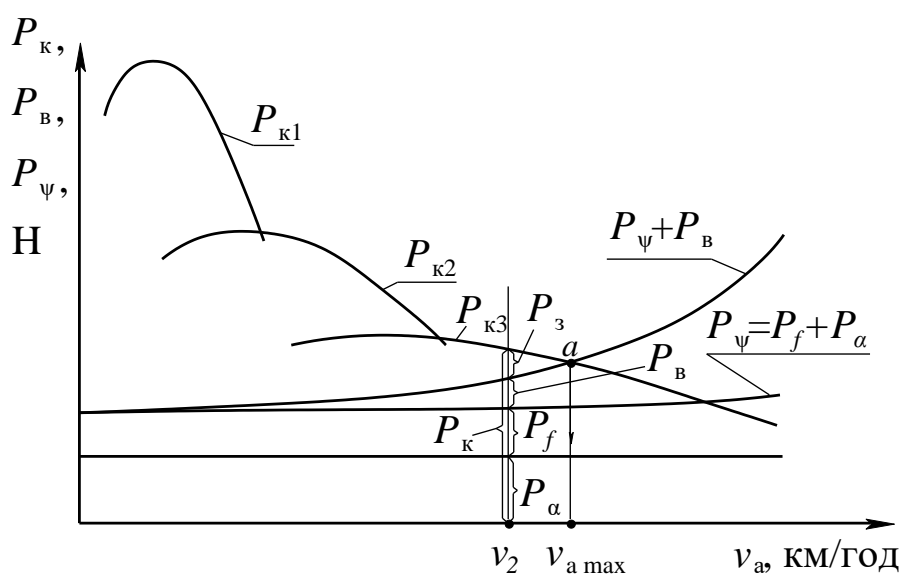


Рис. 4.6. Визначення максимально можливого прискорення автомобіля при русі зі швидкістю  $v_2$

– визначення можливості буксування ведучих коліс. При необхідності визначення можливості буксування ведучих коліс при сталому русі автомобіля на графік тягового балансу наносять залежність сили зчеплення  $P_\phi$  ведучих коліс від швидкості (рис. 4.7). Визначення можливості буксування ведучих коліс виконують за умовами

$$P_\phi < P_k - \text{колеса буксують}; \quad (4.10)$$

$$P_\phi \geq P_k - \text{колеса не буксують}. \quad (4.11)$$

Як видно з рисунку 4.7, рух автомобіля відбувається без буксування ведучих коліс з швидкістю менше ніж  $v_1$ . Але на ділянці від  $v_1$  до  $v_2$  сила  $P_k$  перевищує силу  $P_\phi$ , тому колеса буксують, що обумовлює обмеження прохідності автомобіля. В такому разі раціонально знизити подачу палива так, щоби зменшити силу тяги  $P_k$  до рівня сили зчеплення  $P_\phi$ . Якщо сталий рух відбувається зі швидкістю  $v_2$  або більше буксування коліс відсутнє навіть при повній подачі палива.

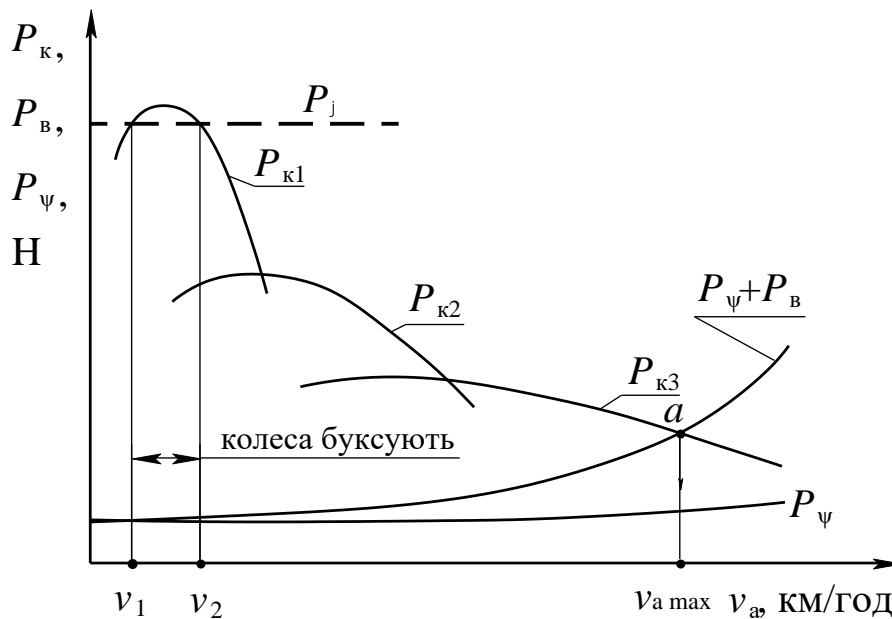


Рис. 4.7. Визначення буксування ведучих коліс автомобіля

Метод силового балансу автомобіля зручний для аналізу динаміки конкретного автомобіля, але порівнювати динаміку різних автомобілів (наприклад, КраЗ і Ланос) незручно, оскільки у них суттєво відрізняються вага і повна сила тяги. Для аналізу динаміки різних автомобілів зручно використовувати динамічний фактор і динамічну характеристику автомобіля.

#### 4.4. Динамічний фактор і динамічна характеристика автомобіля

У рівнянні силового балансу силу опору повітря  $P_v$  перенесемо в ліву частину, а сили опору дороги  $P_\psi$  і розгону  $P_j$  напишемо в розгорнутому вигляді

$$P_K = P_B + P_\psi + P_j; \quad (4.12)$$

$$P_K - P_B = P_\psi + P_j; \quad (4.13)$$

$$P_K - P_B = G_a \cdot \psi + \frac{G_a}{g} \cdot \delta_{вр} \cdot j_a; \quad (4.14)$$

$$\frac{P_K - P_B}{G_a} = \psi + \frac{\delta_{вр}}{g} \cdot j_a. \quad (4.15)$$

У теорії автомобіля застосовується позначення:  $D = \frac{P_K - P_B}{G_a}$  –

динамічний фактор автомобіля. *Динамічний фактор автомобіля* являє собою відношення повної сили тяги на ведучих колесах за вирахуванням сили опору повітря до сили тяжіння автомобіля і є безрозмірною величиною, яка залежить тільки від конструктивних параметрів автомобіля і визначає якість його конструкції з точки зору його динаміки.

Динамічна характеристика автомобіля – це графічне зображення динамічного фактора залежно від швидкості автомобіля при різних передачах у коробці (рис. 4.8).

Запишемо динамічний фактор автомобіля у вигляді

$$D = \psi + \frac{\delta_{вр}}{g} \cdot j_a. \quad (4.16)$$

При постійній швидкості  $v_a = \text{const} \rightarrow j_a = 0$  і відповідно  $D = \psi$ . Отже, будь-яка точка кривих  $D$  на графіку відповідає сумарному коефіцієнту опору дороги при рівномірному русі.

Слід відзначити, що на рисунку 4.8 позначено:

– при  $v_{\max} \rightarrow D_v = \psi_v$ ;

– при  $v_D \rightarrow D_{\max} = \psi_{\max}$ ,

де  $D_v$  – динамічний фактор автомобіля при  $v_{\max}$ ;

$\psi_v$  – коефіцієнт опору дороги, який може здолати автомобіль при  $v_{\max}$ ;

$D_{\max}$  – максимальний динамічний фактор автомобіля;

$\psi_{\max}$  – максимальний коефіцієнт опору дороги, який може здолати автомобіль;

$v_D$  – критична швидкість автомобіля за умовою тяги.

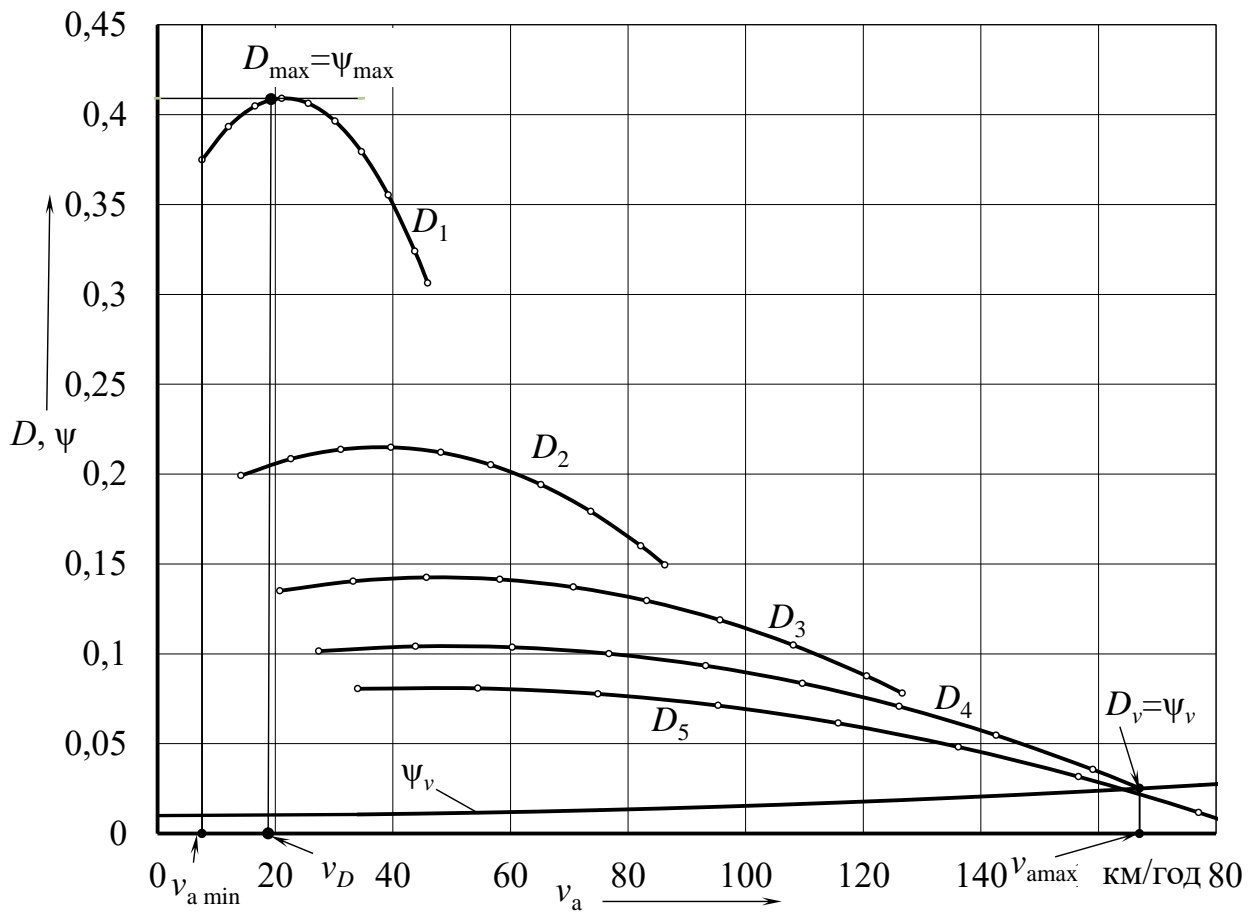


Рис. 4.8. Динамічна характеристика автомобіля

Критична швидкість автомобіля за умовою тяги  $v_D$  існує на кожній передачі відповідно при максимальному динамічному факторі на ній. Якщо швидкість руху автомобіля на даній передачі більше ніж відповідна критична швидкість, то двигун має можливість пристосуватися до зростання навантаження. Тому:

- при  $v_a > v_D$  – рух автомобіля стійкий;
- при  $v_a < v_D$  – рух автомобіля можливий, але нестійкий.

Динамічний фактор за зчепленням. Динамічний фактор за зчепленням визначимо аналогічно динамічному фактору за тягою, замінивши повну силу тяги на ведучих колесах силою зчеплення ведучих коліс

$$D_{\varphi} = \frac{P_{\varphi} - P_B}{G_a} \quad (4.17)$$

Вважаючи, що при буксуванні автомобіля  $P_B$  незначне, то

$$D_{\varphi} \approx \frac{P_{\varphi}}{G_a} = \frac{G_{\varphi} \cdot \varphi_x}{G_a}, \quad (4.18)$$

де  $P_{\varphi}$  – сила зчеплення ведучих коліс;  
 $G_{\varphi}$  – вага, що припадає на ведучі колеса.  
 Для повнопривідного автомобіля

$$D_{\varphi} = \frac{G_a \cdot \varphi_x}{G_a} = \varphi_x. \quad (4.19)$$

Умова безперервного руху

$$D \geq \psi. \quad (4.20)$$

Умова безперервного руху автомобіля без пробуксовки коліс

$$D_{\varphi} \geq D \geq \psi. \quad (4.21)$$

За допомогою динамічної характеристики можна вирішувати реальні завдання, пов'язані з тяговими властивостями автомобіля:

1. Визначення  $v_{\max}$  при заданому  $\psi$  і зворотна задача: визначення  $\psi_{\max}$  при заданій швидкості  $v$  (рис. 4.8).

2. Визначення максимального підйому  $i_{\max}$ , який може подолати автомобіль на будь-якій передачі із заданим опором коченню  $f$ .

Наближене значення максимального підйому  $i_{\max} = \operatorname{tg} \alpha_{\max}$ , можна визначити, якщо можливо прийняти припущення, що  $\cos \alpha_{\max} \approx 1$  і  $\sin \alpha_{\max} \approx \operatorname{tg} \alpha_{\max}$ , тобто при  $i_{\max} < 0,2$  ( $\alpha_{\max} < 12^\circ$ )

$$D_{\max} = \psi_{\max} = f \cdot \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max} \Rightarrow D_{\max} \approx f + \sin \alpha_{\max}. \quad (4.22)$$

Звідси отримуємо

$$\sin \alpha_{\max} \approx \operatorname{tg} \alpha_{\max} \approx i_{\max} = D_{\max} - f. \quad (4.23)$$

Точне визначення значення максимального кута підйому  $\alpha_{\max}$  отримується після перетворень умови (4.22)

$$\alpha_{\max} = \arcsin \frac{D_{\max}}{\sqrt{f^2 + 1}} - \operatorname{arctg} f. \quad (4.24)$$

Перетворення умови (4.22) наведено у пункті 10.3.1.

3. Визначення максимального прискорення  $j_{\max}$ , яке може розвинути автомобіль на заданій ділянці дороги на будь-якій передачі

$$D_{\max} = \psi + \frac{\delta_{\text{вр}}}{g} j_{\max} \Rightarrow j_{\max} = \frac{D_{\max} - \psi}{\delta_{\text{вр}}} g. \quad (4.25)$$

4. Визначення ділянки сталого руху автомобіля без буксування коліс за умовою (4.26). Більш докладно про це написано у підрозділі 4.6.

$$D_{\varphi} \geq D. \quad (4.26)$$

#### 4.5. Вплив ваги (навантаження) на тягово-швидкісні властивості

Аналіз здійснюємо за допомогою графіка динамічної характеристики, доповненої номограмою завантаженості автомобіля. Визначимо співвідношення динамічних факторів навантаженого і не навантаженого автомобілів

$$D = \frac{P_{\text{к}} - P_{\text{в}}}{G} \left| \begin{array}{l} D_{100} = \frac{P_{\text{к}} - P_{\text{в}}}{G_{100}} \\ D_0 = \frac{P_{\text{к}} - P_{\text{в}}}{G_0} \end{array} \right. \left| \begin{array}{l} P_{\text{к}} - P_{\text{в}} = D_{100} \cdot G_{100} \\ P_{\text{к}} - P_{\text{в}} = D_0 \cdot G_0 \end{array} \right. \left| \begin{array}{l} D_{100} \cdot G_{100} = D_0 \cdot G_0 \\ D_0 = \frac{D_{100} \cdot G_{100}}{G_0} \end{array} \right. , \quad (4.27)$$

де  $D_0, D_{100}$  – динамічний фактор автомобіля відповідно без навантаження і повним навантаженням (навантаження 0 % і 100 %);

$G_0, G_{100}$  – вага автомобіля відповідно без навантаження і повним навантаженням (навантаження 0 % і 100 %).

Значить, для аналізу на графіку динамічної характеристики потрібно побудувати ще одну ординату  $D_0$  у відповідному масштабі

$$m_{D_0} \cdot G_0 = m_{D_{100}} \cdot G_{100} \Rightarrow m_{D_0} = m_{D_{100}} \frac{G_{100}}{G_0}. \quad (4.28)$$

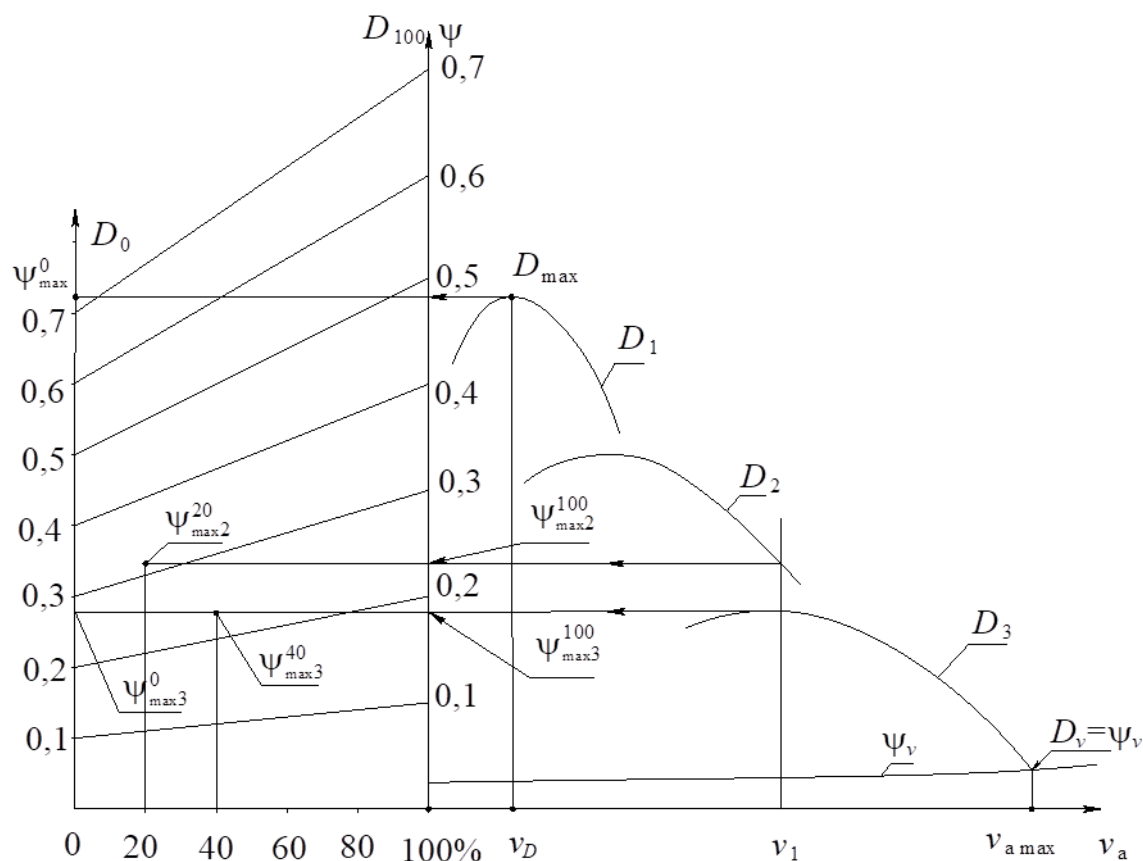
На рисунку 4.9 представлений приклад динамічної характеристики автомобіля з урахуванням навантаження. Ордината динамічного фактора автомобіля без навантаження  $D_0$  будувється на деякій

відстані вліво від ординати  $D_{100}$ . Значення динамічного фактора автомобіля без навантаження  $D_0$  відкладають, враховуючи масштаб  $m_{D0}$ .

Наприклад, якщо відношення  $D_{100}/D_0 = 1,43$ , а масштаб  $m_{D100} = 0,007 \text{ мм}^{-1}$ , то  $m_{D0} = 1,43 \cdot m_{D100} = 0,01$ , тобто відрізок 0–0,1 на ординаті  $D_{100}$  у 1,43 рази більше ніж на ординаті  $D_0$ .

Відрізок абсциси номограми навантажень між координатами  $D_{100}$  і  $D_0$  розбивають на рівні частини, які відповідні навантаженню автомобіля, вираженому у відсотках.

Однакові значення динамічного фактора автомобіля на ординатах при повному навантаженні і без навантаження з'єднують відрізками. Кожна точка цих відрізків відповідає значенню динамічного фактора автомобіля, значення яких вони з'єднують, але при відповідному навантаженні.



**Рис. 4.9. Вплив завантаження автомобіля на динамічні характеристики**

При визначенні значення динамічного фактора при будь-якій швидкості для будь-якого навантаження автомобіля спочатку

визначають значення  $D_{100}$ . Потім проводять горизонтальну лінію до перетину з ординатою  $D_0$ . Отримане значення динамічного фактора характеризує динаміку автомобіля без навантаження. Якщо від абсциси номограми навантажень для заданого значення навантаження провести вертикальний відрізок, то точка перетину з горизонтальною лінією між  $D_0$  і  $D_{100}$  відповідає значенню динамічного фактора автомобіля для даного навантаження. При рівномірному русі справедлива рівність  $D = \psi$ .

На рисунку 4.9 представлений приклад визначення  $D$  і  $\psi$  для автомобіля без навантаження, з навантаженням 40 % і 100 % при русі з постійною швидкістю  $v_1$  на третій передачі і на другій передачі з навантаженням 20 % і 100 %. Рух автомобіля при швидкості  $v_1$  можливий на другій та третій передачах. При цьому з повним навантаженням на другій передачі він подолає опір  $\psi_{\max 2}^{100} = 0,235$ , на третій  $\psi_{\max 3}^{100} = 0,18$ . На третій передачі без навантаження автомобіль зможе подолати опір  $\psi_{\max 3}^0 = 0,28$ , а з навантаженням 40 % є змога подолати опір  $\psi_{\max 3}^{40} = 0,23$ . На другій передачі з навантаженням 20 % автомобіль подолає опір  $\psi_{\max 2}^{20} = 0,32$ .

Визначені значення опору дороги автомобіль зможе подолати за умови відсутності буксування ведучих коліс.

#### 4.6. Вплив коефіцієнта зчеплення на тягово-швидкісні властивості

Умова можливості руху автомобіля

$$P_{\phi} \geq P_{\kappa} \geq P_{\psi} + P_{\text{в}}, \quad (4.29)$$

де  $P_{\phi} = G_{\phi} \cdot \phi_x$  – сила зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею ( $G_{\phi}$  – зчіпна вага автомобіля).

*Зчіпна вага автомобіля* – це вага, що припадає на ведучі колеса:  
– у випадку задніх ведучих коліс зчіпна вага визначається як

$$G_{\phi 2} = m_{z2} \cdot G_2, \quad (4.30)$$

де  $m_{z2}$  – коефіцієнт перерозподілу навантаження на задню вісь;

– у разі передніх ведучих коліс зчіпна вага визначається як

$$G_{\varphi 1} = m_{z1} \cdot G_1, \quad (4.31)$$

де  $m_{z1}$  – коефіцієнт перерозподілу навантаження на передню вісь.  
Динамічний фактор за зчепленням

$$D_{\varphi} = \frac{P_{\varphi} - P_B}{G_a} = \frac{G_{\varphi} \cdot \varphi_x - P_B}{G_a}. \quad (4.32)$$

При малій швидкості  $P_B \approx 0$ , тому можна вважати, що динамічний фактор за зчепленням

$$D_{\varphi} = \frac{G_{\varphi} \cdot \varphi_x - P_B (\approx 0)}{G_a} = \frac{G_{\varphi}}{G_a} \cdot \varphi_x. \quad (4.33)$$

Для автомобіля з усіма ведучими колесами

$$D_{\varphi} = \frac{G_a \cdot \varphi_x}{G_a} = \varphi_x. \quad (4.34)$$

Умова можливості руху автомобіля без пробуксовки коліс

$$D_{\varphi} \geq D \geq \psi. \quad (4.35)$$

На рисунку 4.10 наведено приклад оцінки впливу коефіцієнта зчеплення на тягово-швидкісні властивості автомобіля.

При деякому значенні коефіцієнта зчеплення  $\varphi_x$  привід задніх ведучих коліс автомобіля забезпечує динамічний фактор за зчепленням  $D_{\varphi 2}$ . У разі сталого руху автомобіля з повною подачею палива на дорозі з коефіцієнтом опору  $\psi_2$ , його колеса будуть буксувати в діапазоні швидкостей від  $v_{\min}$  до  $v_6$ . Подальший усталений рух автомобіля можливий зі швидкостями менше  $v_{\psi 2}$ , ведучі колеса при цьому буксувати не будуть.

У разі збільшення коефіцієнта опору дороги до значення  $\psi_1$ , наприклад, викликане збільшенням ухилу, рух автомобіля стає неможливим через буксування задніх ведучих коліс, оскільки спостерігається умова  $\psi_1 > D_{\varphi 2}$ . Якщо включити повний привід коліс, динамічний фактор за зчепленням зростає до  $D_{\varphi}$  і автомобіль зможе рухатися по дорозі з коефіцієнтом опору  $\psi_1$  з максимально можливою швидкістю  $v_{\psi 1}$ . При цьому автомобіль зможе подолати максимальний можливий дорожній опір  $\psi_{\max}$  без буксування ведучих коліс.

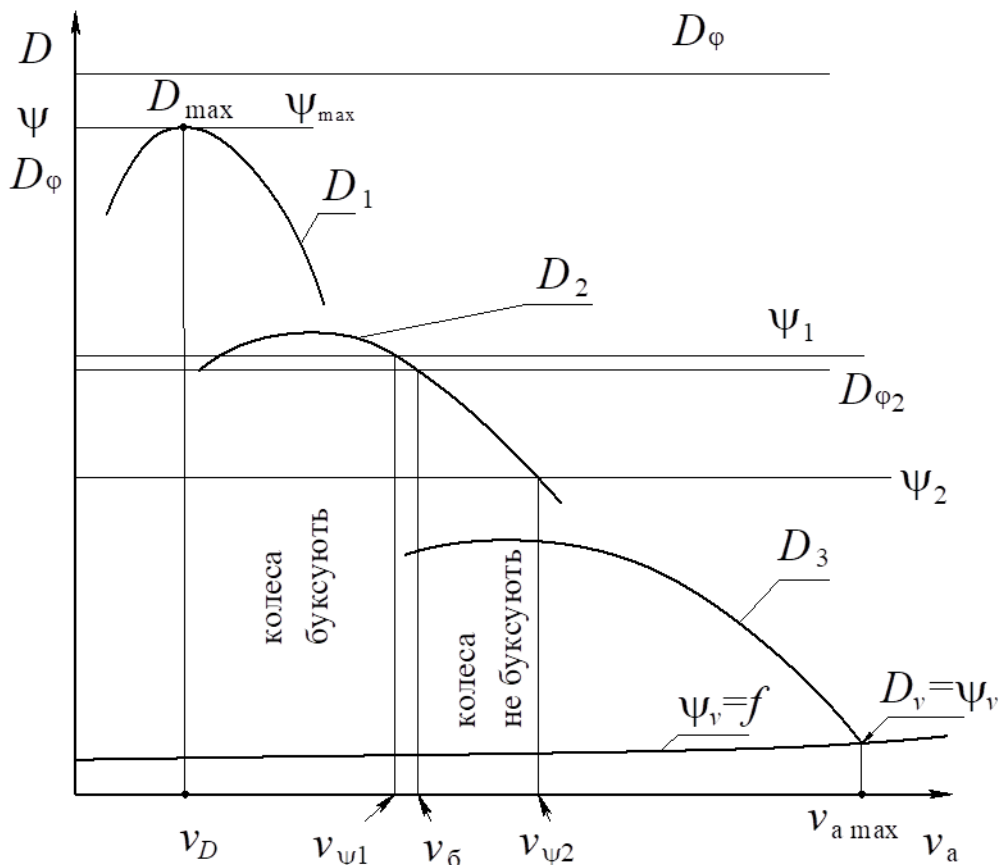


Рис. 4.10. Аналіз можливості і характеру руху автомобіля

#### 4.7. Динамічний паспорт автомобіля

Динамічний паспорт являє собою динамічну характеристику автомобіля з номограмою навантажень і графіком контролю буксування. Таким чином, для отримання динамічного паспорта автомобіля необхідно графік, представлений на рисунку 4.9, доповнити графіком контролю буксування. Графіком контролю буксування є залежність динамічного фактора за буксуванням від ступеня навантаження на ведучі колеса автомобіля. Динамічний фактор автомобіля за буксуванням залежить від коефіцієнта зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею, кількості ведучих осей і їх розташування, а також від виду, ваги автомобіля і розподілу її між осями. Так, для автомобіля із задньою ведучою віссю динамічний фактор за зчепленням дорівнює

$$D_{\varphi_{100}} = \frac{G_2 \cdot \varphi_x}{G_a}; \quad (4.36)$$

$$D_{\varphi_0} = \frac{G_{02} \cdot \varphi_x}{G_0}, \quad (4.37)$$

де  $D_{\varphi_{100}}, D_{\varphi_0}$  – динамічний фактор за зчепленням автомобіля з повним навантаженням і без навантаження;

$G_a, G_0, G_2, G_{02}$  – відповідно вага автомобіля з повним навантаженням, без навантаження і вага, що припадає на задні ведучі колеса при повному навантаженні і без навантаження.

Як приклад розглянемо легковий автомобіль класичної компоновки із задньою ведучою віссю. У цьому випадку можна прийняти  $G_2 = 0,55 \cdot G_a$  і  $G_{02} = 0,45 \cdot G_0$ . Коефіцієнт зчеплення ведучих коліс автомобіля змінюється в діапазоні  $\varphi_x = 0,1 \dots 0,8$ . Для побудови графіка контролю буксування приймемо значення 0,2, 0,4, 0,6, 0,8, 1,0. Розрахунки динамічного фактора за зчепленням автомобіля з повним навантаженням і без навантаження представлені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати розрахунку динамічного фактора за зчепленням

	Повне навантаження	Без навантаження
$\varphi_x$	$D_{\varphi_{100}} = \frac{G_2 \cdot \varphi_x}{G_a} = 0,55 \cdot \varphi_x$	$D_{\varphi_0} = \frac{G_{02} \cdot \varphi_x}{G_0} = 0,45 \cdot \varphi_x$
0,2	$D_{\varphi_{100}} = 0,55 \cdot 0,2 = 0,11$	$D_{\varphi_0} = 0,45 \cdot 0,2 = 0,09$
0,4	$D_{\varphi_{100}} = 0,55 \cdot 0,4 = 0,22$	$D_{\varphi_0} = 0,45 \cdot 0,4 = 0,18$
0,6	$D_{\varphi_{100}} = 0,55 \cdot 0,6 = 0,33$	$D_{\varphi_0} = 0,45 \cdot 0,6 = 0,27$
0,8	$D_{\varphi_{100}} = 0,55 \cdot 0,8 = 0,44$	$D_{\varphi_0} = 0,45 \cdot 0,8 = 0,36$
1,0	$D_{\varphi_{100}} = 0,55 \cdot 1,0 = 0,55$	$D_{\varphi_0} = 0,45 \cdot 1,0 = 0,45$

Для побудови графіка контролю буксування на лівій ординаті нанесемо значення динамічного фактора за зчепленням автомобіля без навантаження, на правій автомобіля з повним навантаженням (рис. 4.11). Значення динамічного фактора за зчепленням для однакового коефіцієнта зчеплення на лівій і правій ординатах з'єднаємо відрізками. Над кожним відрізком напишемо значення коефіцієнта зчеплення, якому відповідав би даний динамічний фактор за зчепленням.

На рисунку 4.11 представлений приклад визначення тягово-швидкісних властивостей для автомобіля з різним навантаженням

при русі з постійною швидкістю  $v_1$  на другій передачі. З повним навантаженням автомобіль зможе рухатися по дорозі з коефіцієнтом опору  $\psi = 0,25$ , з навантаженням 50 % –  $\psi = 0,3$ , а без навантаження –  $\psi = 0,38$ . Але для цього необхідно щоб коефіцієнт зчеплення  $\phi_x$  ведучих коліс для відповідного навантаження автомобіля дорівнював або був більше ніж 0,44, 0,56, 0,8.

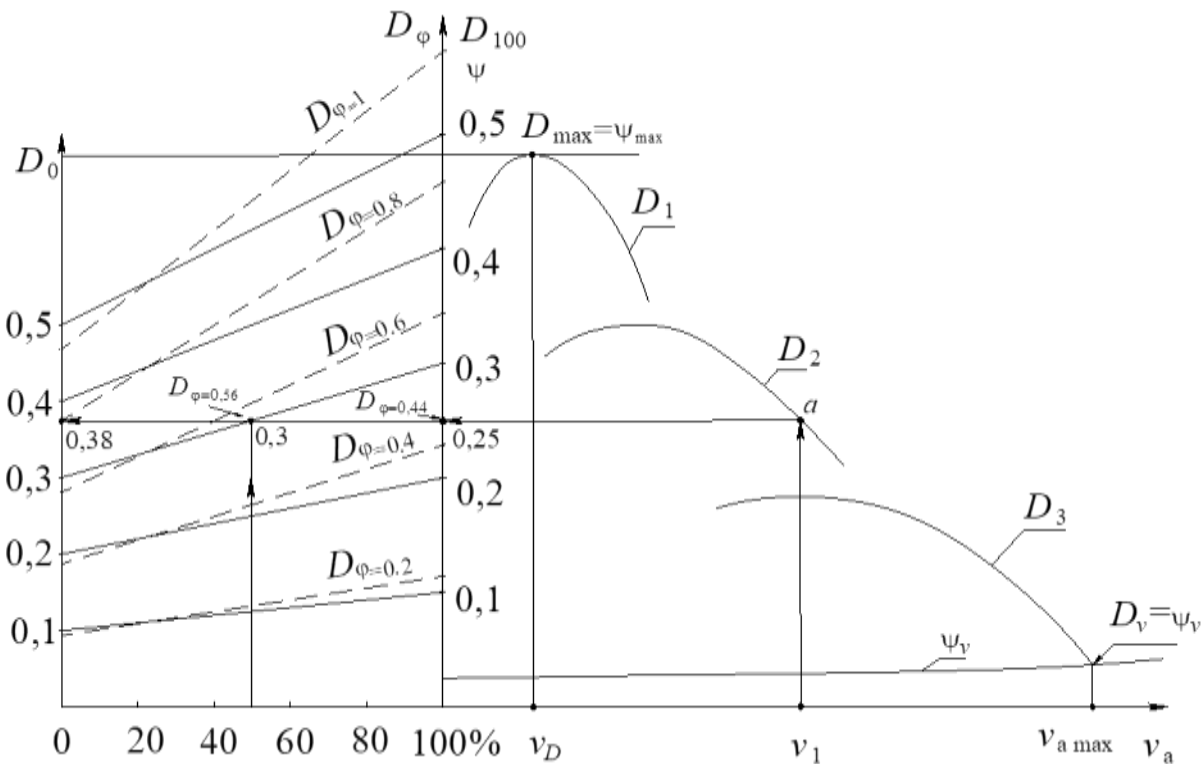


Рис. 4.11. Динамічний паспорт автомобіля

#### 4.8. Баланс потужностей автомобіля

Показники динамічності автомобіля, поряд з використанням силового балансу, можна отримати за допомогою балансу потужностей. Рівняння балансу потужностей автомобіля з рівняння силового балансу. Тому що за визначенням потужність  $N = P \cdot v$ , то, помноживши рівняння силового балансу на швидкість руху  $v$  автомобіля, отримаємо рівняння балансу потужностей:

$$P_K = P_\psi + P_B + P_j \quad \times v; \quad (4.38)$$

$$P_K \cdot v = P_\psi \cdot v + P_B \cdot v + P_j \cdot v. \quad (4.39)$$

Рівняння балансу потужностей автомобіля

$$N_k = N_\psi + N_B + N_j, \quad (4.40)$$

де  $N_k$  – потужність, підведена до ведучих коліс автомобіля (підведена від двигуна через трансмісію);

$N_\psi$  – потужність, що витрачається на подолання сумарного дорожнього опору;

$N_B$  – потужність, що витрачається на подолання опору повітря;

$N_j$  – потужність, що витрачається на розгін (прискорення) автомобіля.

Потужність  $N_k$ , кВт, підведена до ведучих коліс автомобіля

$$N_k = P_k \cdot v = N_e - N_{тр} = N_e \cdot \eta_{тр}, \quad (4.41)$$

де  $N_{тр}$  – потужність, що втрачається в трансмісії;

$\eta_{тр}$  – ККД трансмісії.

Потужність, що витрачається на подолання сумарного дорожнього опору

$$N_\psi = P_\psi \cdot v = G_a \cdot \psi \cdot v, \text{ [Вт]}, v \text{ [м/с]}; \quad (4.42)$$

$$N_\psi = \frac{G_a \cdot \psi \cdot v_a}{3600}, \text{ [кВт]}, v_a \text{ [км/год]}. \quad (4.43)$$

Потужність, що витрачається на подолання опору повітря:

$$N_B = P_B \cdot v = k_B \cdot F_a \cdot v^2 \cdot v = k_B \cdot F_a \cdot v^3, \text{ [Вт]}, v \text{ [м/с]}; \quad (4.44)$$

$$N_B = \frac{k_B \cdot F_a \cdot v_a^3}{46656}, \text{ [кВт]}, v_a \text{ [км/год]}. \quad (4.45)$$

Потужність, що витрачається на прискорення автомобіля:

$$N_j = P_j \cdot v = \frac{G_a}{g} \cdot \delta_{вр} \cdot j_a \cdot v, \text{ [Вт]}, v \text{ [м/с]}; \quad (4.46)$$

$$N_j = \frac{G_a}{3600g} \cdot \delta_{вр} \cdot j_a \cdot v_a, \text{ [кВт]}, v_a \text{ [км/год]}. \quad (4.47)$$

### 4.8.1. Графік балансу потужностей автомобіля

Рішення рівняння балансу потужностей може бути виконано графоаналітичним методом. Для цього необхідно побудувати графік балансу потужностей автомобіля (рис. 4.12), на якому представлені залежності  $N_e$ ,  $N_k$ ,  $N_\psi$ ,  $N_B$  від швидкості руху автомобіля.

При цьому залежність  $N_e = f(v_a)$  зображують для швидкості руху, на тій передачі в трансмісії, на якій досягається максимальна швидкість автомобіля. Для цієї ж передачі зображують сумарну залежність  $(N_\psi + N_B) = f(v_a)$ . Залежність потужності на ведучих колесах автомобіля  $N_k = f(v_a)$  зображують для кожної передачі в трансмісії.

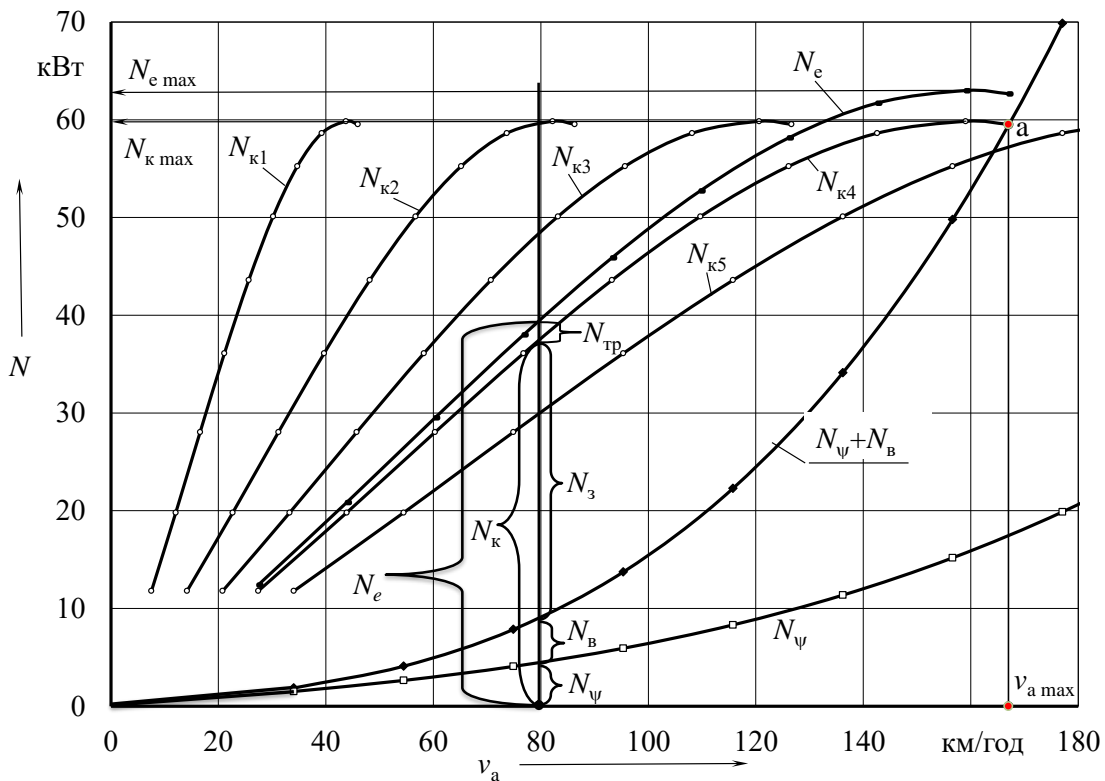


Рис. 4.12. Графік балансу потужностей легкового автомобіля

На рисунку 4.12 визначено баланс потужностей автомобіля при швидкості 80 км/год. Кожний відрізок вертикалі обмежений фігурними дужками характеризує значення відповідної потужності. Показано, що в балансі потужностей присутня складова  $N_3$ , яка характеризує запас потужності на ведучих колесах при русі з даною швидкістю. Цей запас потужності  $N_3$  може бути використаний для прискорення автомобіля, подолання додаткових дорожніх опорів, буксирування причепа. При максимальній швидкості руху запас потужності відсутній, тому автомобіль більше не може прискорюватися.

## 4.8.2. Аналіз тягово-швидкісних властивостей автомобіля за допомогою графіка балансу потужностей

### 1. Визначення максимальної швидкості руху автомобіля.

Максимальна швидкість руху автомобіля – це постійна швидкість руху тому, що запас сили тяги відсутній і автомобіль не в змозі прискорюватися. Тобто прискорення  $j_a = 0$  і відповідно потужність, яка витрачається на прискорення  $N_j = 0$ . У цьому випадку рівняння балансу потужностей має вигляд  $N_k = N_\psi + N_B$ .

Графічним рішенням цього рівняння (рис. 4.13) є точка перетину графіків  $N_k = f(v_a)$  і  $N_\psi + N_B = f(v_a)$ . Таких точок на рисунку дві «а» і «б». При цьому в якості рішення треба визначити таку точку, якій відповідає найбільша швидкість, тобто на рисунку 4.13 це точка «а».

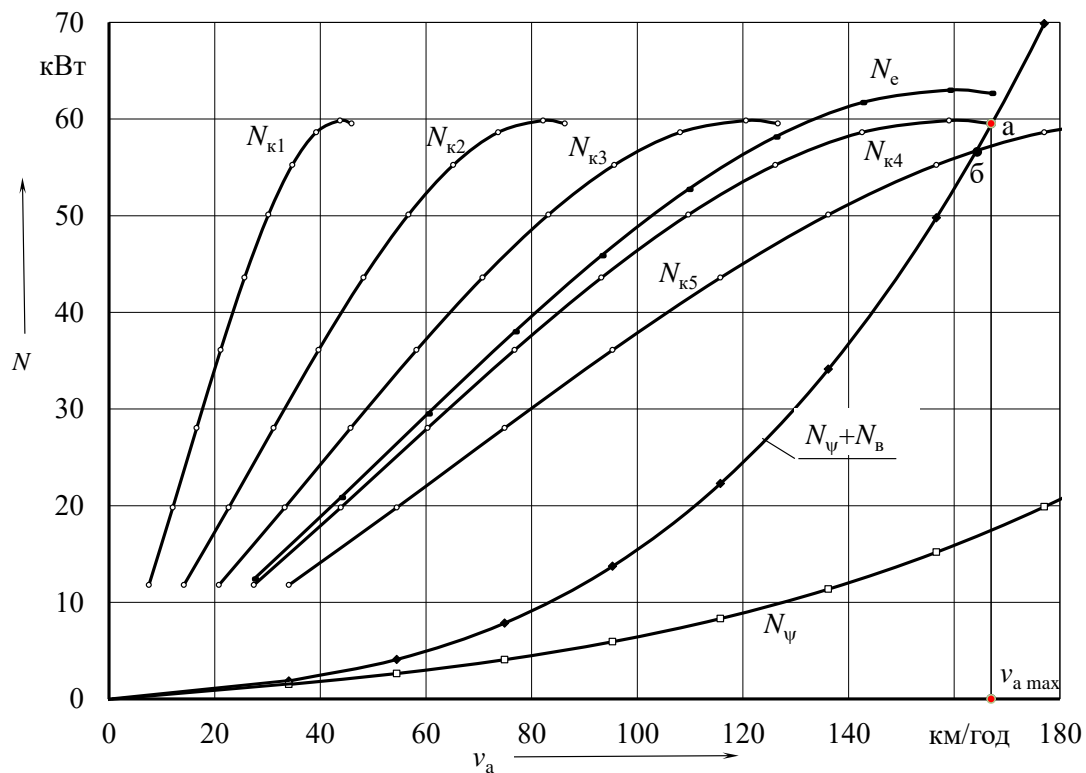


Рис. 4.13. Визначення максимальної швидкості руху автомобіля

2. Визначення максимального дорожнього опору, який може подолати автомобіль на заданій швидкості руху  $v_1$ . Подолання автомобілем максимального дорожнього опору відбувається при постійній швидкості тому, оскільки на це використано весь запас потужності. У цьому випадку потужність, що витрачається на подолання максимального дорожнього опору, дорівнює сумі  $N_{\psi_{\max}} = N_\psi + N_3$  і визначається з рівняння балансу потужностей

$$N_K = N_\Psi + N_3 + N_B = N_{\Psi_{\max}} + N_B \rightarrow N_{\Psi_{\max}} = N_K - N_B$$

Графічне визначення потужностей  $N_K$  і  $N_B$  виконується за шкалою ординати  $N$  (рис. 4.14). Значення максимального дорожнього опору  $\Psi_{\max}$  розраховується за отриманим значенням потужності  $N_{\Psi_{\max}}$ :

$$N_{\Psi_{\max}} = \frac{G_a \cdot \Psi_{\max} \cdot v_1}{13} \rightarrow \Psi_{\max} = \frac{13 \cdot N_{\Psi_{\max}}}{G_a \cdot \Psi_{\max} \cdot v_1}$$

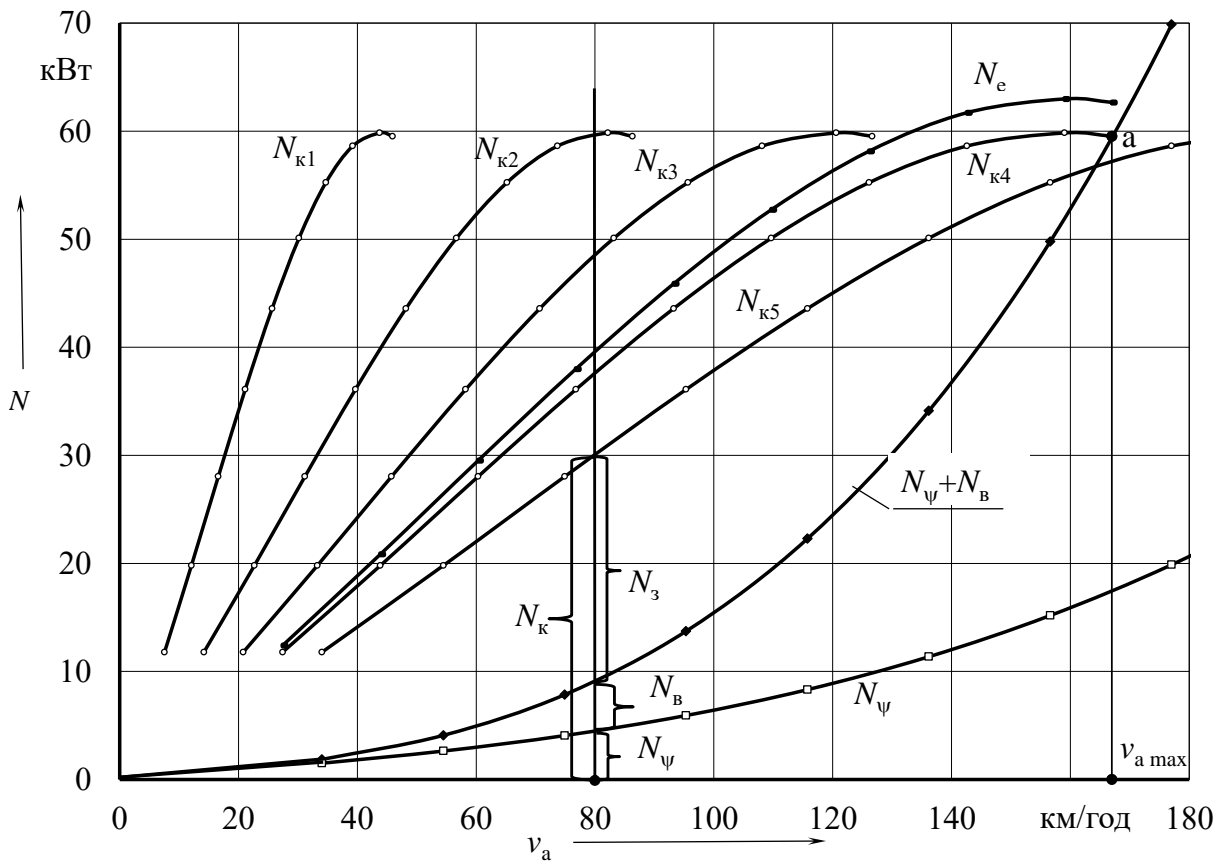


Рис. 4.14. Визначення максимального дорожнього опору, який може подолати автомобіль при швидкості  $v_1$  ( $v_1 = 80$  км /год)

Рух автомобіля зі швидкістю  $v_1$  (рис. 4.14) можливий на другій, третій, четвертій та п'ятій передачах. Потужність, що підведена до ведучих коліс  $N_{k2} > N_{k3} > N_{k4} > N_{k5}$ , тому і запас потужності на другій передачі самий великий. Очевидно, що саме на цій передачі автомобіль подолає найбільший опір руху при швидкості  $v_1$ .

3. Визначення потужності двигуна, необхідної для рівномірного руху автомобіля. Рух автомобіля з рівномірною швидкістю, меншою

ніж максимальна швидкість, яка можлива в даних умовах, відбувається при роботі двигуна на частковій характеристиці. На графіку балансу потужностей всі залежності відповідають роботі двигуна на зовнішній швидкісній характеристиці (рис. 4.15).

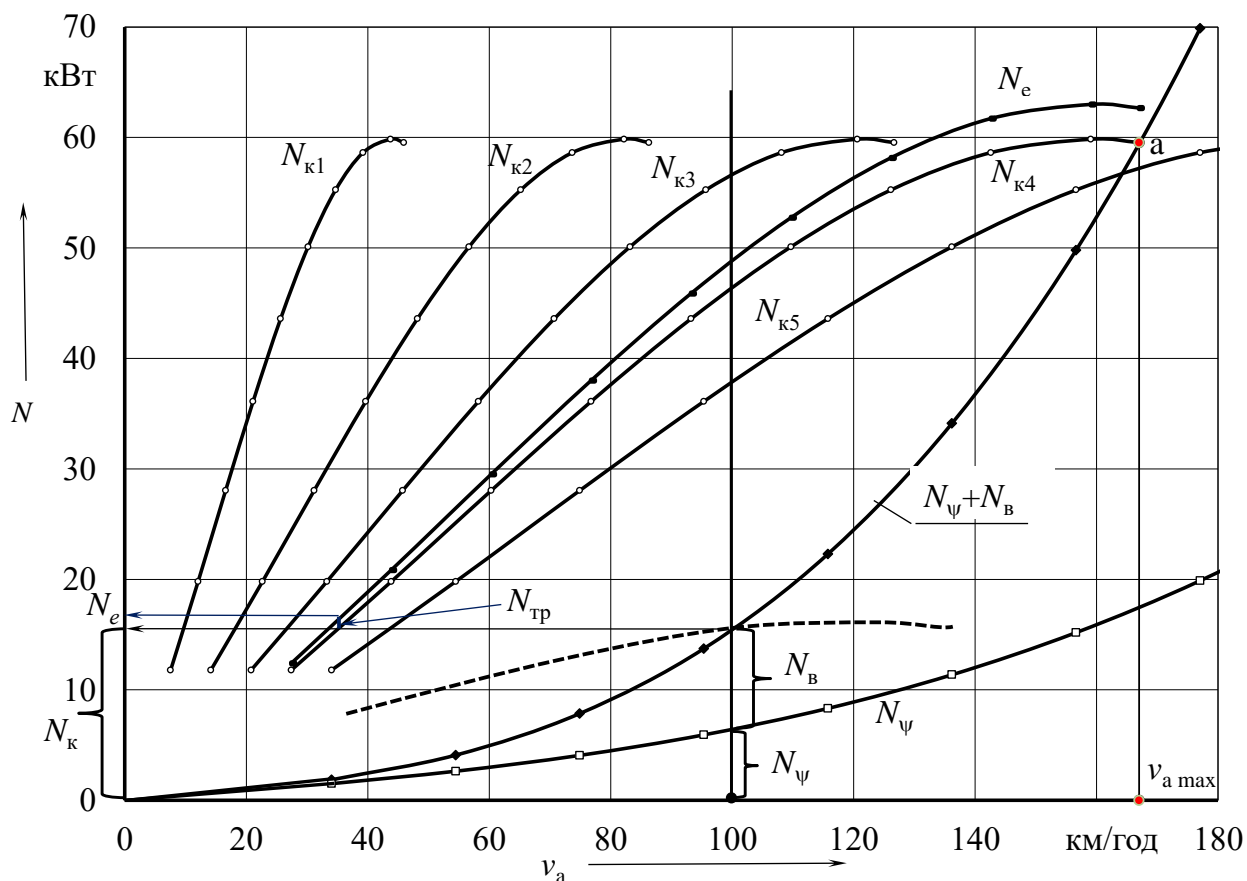


Рис. 4.15. Визначення потужності двигуна автомобіля при постійній швидкості руху 100 км / год

Для того щоб за нею визначити потужність двигуна, необхідну для рівномірного руху (на рис. 4.15 – 100 км/год), спочатку треба визначити яка потужність потрібна на ведучих колесах для руху з цією швидкістю. Ця потужність визначається з умови рівномірного руху  $N_k = N_\psi + N_B$ , як точка перетину вертикалі від даної швидкості з графіком  $N_\psi + N_B = f(v_a)$ .

На рисунку 4.15 штриховою лінією показана залежність  $N_k = f(v_a)$  при роботі двигуна на частковій характеристиці. Слід зазначити, що така потужність  $N_k$  не залежить від того на якій передачі відбувається рух автомобіля на даній швидкості. Це

пояснюється тим, що потужність на ведучих колесах при рівномірному русі залежить тільки від опору руху.

Для того щоб знайти потужність двигуна, необхідну для рівномірного руху автомобіля, треба до потужності  $N_k$  додати потужність  $N_{тр}$ , яка витрачається в трансмісії при передачі цієї потужності до ведучих коліс. Графічне додавання  $N_{тр}$  до  $N_k$  здійснюється на графіку тієї передачі, для якої побудовано залежність  $N_e$  при повній подачі палива (на рис. 4.15 – четверта передача). Від точки перетину вертикалі і залежності  $N_e$  горизонталь до осі ординат визначає необхідну потужність двигуна.

4. Визначення максимально можливого прискорення автомобіля на заданій передачі і швидкості руху. Максимальне прискорення автомобіля на заданій передачі і швидкості руху можливе якщо весь запас потужності  $N_3$  використати на подолання потужності опору розгону  $N_j$ . Значення запасу потужності  $N_3$  визначається графічно (рис. 4.14), враховуючи, що:

$$N_k = N_{\psi} + N_B + N_3 \rightarrow N_3 = N_k - N_{\psi} - N_B.$$

Прирівнюючи  $N_3 = N_j$  і розгортаючи  $N_j$ , отримаємо

$$N_3 = \frac{G_a}{g} \cdot \delta_{вр} \frac{v_a}{3600} \cdot j_{a \max},$$

звідки розрахуємо максимальне можливе прискорення автомобіля при даній швидкості (на рис. 4.14  $v_a=80$  км/год)

$$j_{a \max} = \frac{3600 \cdot N_3 \cdot g}{G_a \cdot \delta_{вр} \cdot v_a}.$$

На рисунку 4.14 видно, що рух на даній швидкості можливий на другій, третій, четвертій та п'ятій передачах. Потужність, підведена до ведучих коліс  $N_{k2} > N_{k3} > N_{k4} > N_{k5}$ , тому і запас потужності  $N_3$  на другій передачі самий великий. Очевидно, що саме на цій передачі автомобіль матиме максимально можливе прискорення при швидкості  $v_1$ .

5. Визначення потужності двигуна при заданій швидкості руху на будь-якій передачі. Під час розгону автомобіля з повною подачею палива при кожному значенні швидкості двигун розвиває певну ефективну потужність  $N_e$ . При одній і тій же швидкості руху автомобіля на різних передачах двигун розвиває різну ефективну

потужність. Для того щоб визначити потужність двигуна при заданій швидкості (рис. 4.16 – 90 км/год), треба провести перпендикуляр до залежності  $N_k = f(v_a)$ , що відповідає передачі, на якій рухається автомобіль (на рис. 4.16 –  $N_{k3}, N_{k4}, N_{k5}$ ).

Найпростіше визначити ефективну потужність двигуна при русі автомобіля на тій передачі, для якій побудовано залежність  $N_e = f(v_a)$  – на рисунку 4.16 це четверта передача. У точці перетину  $a$  перпендикуляра із залежністю  $N_{k4} = f(v_a)$  визначається потужність на ведучих колесах. До цієї потужності додати потужність, що витрачається в трансмісії, – відрізок  $N_{тр4}$  і визначити ефективну потужність двигуна  $N_{e4}$  на ординаті  $N$ . На рисунку 4.16 всі складові балансу потужності позначені фігурними дужками.

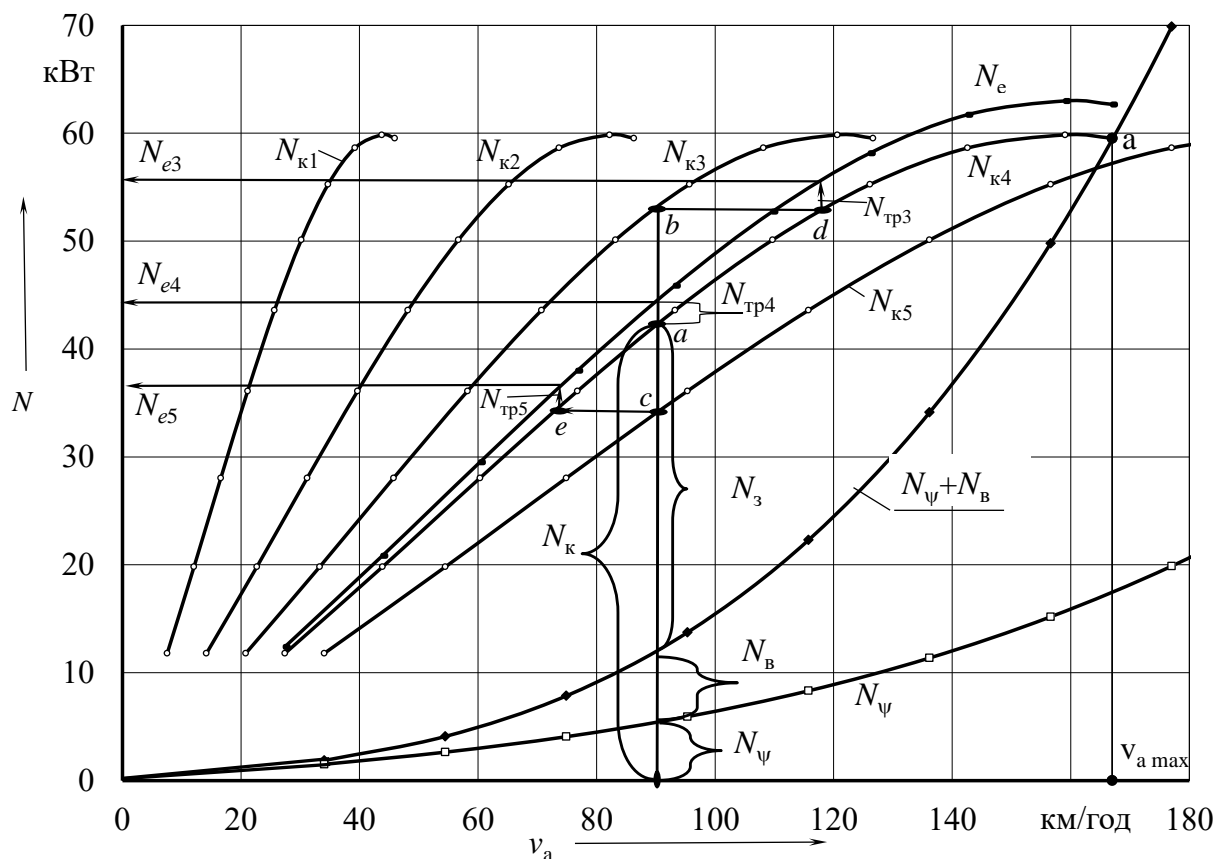


Рис. 4.16. Визначення потужності двигуна при заданій швидкості автомобіля

Ефективну потужність двигуна при русі автомобіля на будь-якій передачі визначають у такій же самій послідовності. При русі на третій передачі потужність на ведучих колесах  $N_{k3}$  визначається точкою  $b$ . Відшукуємо таке саме значення потужності  $N_k$  на перетині горизонталі в точці  $d$  із залежністю  $N_{k4} = f(v_a)$ , визначаємо потужність, що

витрачається в трансмісії  $N_{\text{тр}3}$ . Ефективна потужність двигуна  $N_{e3}$  при русі на третій передачі на заданій швидкості визначається на ординаті  $N$ . Так само визначається і ефективна потужність двигуна  $N_{e5}$ . Точка  $c$  відповідає потужності на ведучих колесах  $N_{к5}$ . В точці  $e$  ордината між залежностями  $N_e$  і  $N_{к4}$  характеризує потужність  $N_{\text{тр}5}$ . Горизонталь до ординати  $N$  визначає ефективну потужність двигуна  $N_{e5}$ .

Різниця ефективних потужностей двигуна при русі автомобіля з однією і тією ж швидкістю обумовлена тим, що при цьому він розвиває різний крутний момент на різній частоті обертання колінчастого вала.

б. Визначення швидкості руху автомобіля на будь-якій передачі для заданої ефективної потужності двигуна. Якщо двигун розвиває певну потужність, то рух автомобіля на різних передачах відбувається з різною швидкістю (рис. 4.17).

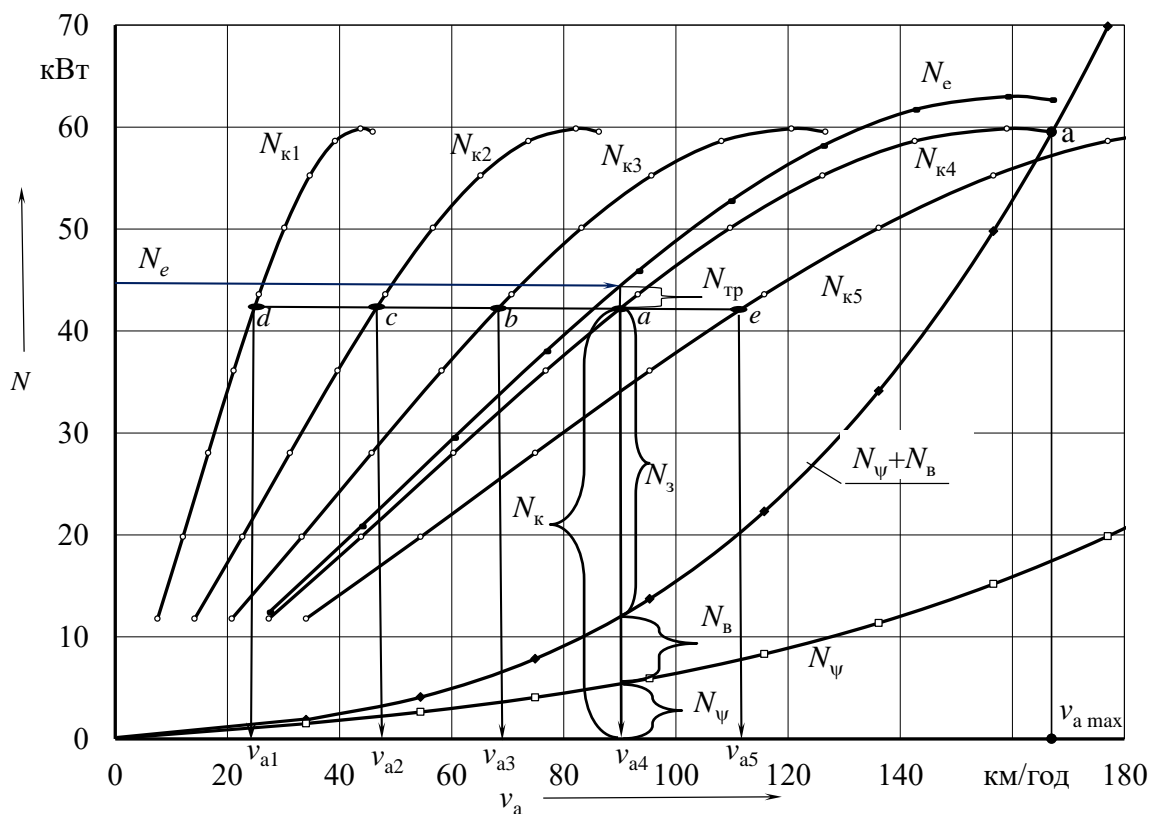


Рис. 4.17. Визначення швидкості руху автомобіля при заданій потужності двигуна

Визначення швидкості руху автомобіля при заданій потужності двигуна є зворотною задачею розглянутій вище.

Для визначення швидкості руху автомобіля треба знати потужність на ведучих колесах на відповідних передачах  $N_{к1}$ ,  $N_{к2}$ ,  $N_{к3}$ ,  $N_{к4}$ ,  $N_{к5}$ . Якщо задана ефективна потужність двигуна  $N_e$ , потужність

на ведучих колесах при русі на четвертій передачі  $N_{к4}$  визначається точкою  $a$  перетину вертикалі і залежності  $N_{к4} = f(v_a)$ . При цьому вертикаль продовжена до осі абсцис вказує величину швидкості руху автомобіля  $v_{a4}$ , якщо включена четверта передача.

Тому що ефективна потужність двигуна  $N_e$  однакова, то однакова і потужність, що підведена до ведучих коліс на різних передачах, тобто  $N_{к1} = N_{к2} = N_{к3} = N_{к4} = N_{к5}$ . Їх величини (точки  $b, c, d$  і  $e$ ) визначає горизонталь, проведена через точку  $a$ . При цьому вертикалі, проведені до абсциси з точок  $b, c, d$  і  $e$ , вказують величини відповідних швидкостей руху  $v_{a1}, v_{a2}, v_{a3}$  і  $v_{a5}$ .

### 4.8.3. Коефіцієнт використання потужності двигуна

*Коефіцієнт використання потужності двигуна* – це відношення потужності, необхідної для рівномірного руху автомобіля із заданою швидкістю до потужності, що розвивається двигуном на ведучих колесах при тій же швидкості і повній подачі палива:

$$u_N = \frac{N_{\psi} + N_B}{N_K} = \frac{N_{\psi} + N_B}{N_e \cdot \eta_{тр}}. \quad (4.48)$$

Чим більше коефіцієнт, тим ефективніше використовується двигун, але менше запас потужності, а значить, і менше можливе прискорення.

## 4.9. Розгін автомобіля

В умовах експлуатації автомобіль більшу частину рухається нерівномірно. В умовах міста автомобіль рухається: рівномірно – 15...25 %; накатом і з гальмуванням – 30...40 %; розгін – 30...45 %.

Розгін автомобіля визначається його прийомистістю. *Прийомистістю* автомобіля називається його здатність швидко збільшувати швидкість руху і характеризується показниками:

- 1) прискорення при розгоні  $j_a, \text{ м/с}^2$ ;
- 2) час розгону  $t_p, \text{ с}$ ;
- 3) шлях розгону  $S_p, \text{ м}$ .

### 4.9.1. Прискорення автомобіля при розгоні

Величина прискорення при розгоні автомобіля визначається з рівняння силового балансу

$$P_k = P_\psi + P_B + P_j \Rightarrow P_j = P_k - P_\psi - P_B; \quad (4.49)$$

$$\frac{G_a}{g} \delta_{вр} \cdot j_a = P_k - P_\psi - P_B; \quad (4.50)$$

$$j_a = \frac{P_k - P_\psi - P_B}{G_a \cdot \delta_{вр}} \cdot g. \quad (4.51)$$

Аналіз прийомистості автомобіля зручно виконувати за графіком прискорень при розгоні

$$j_a = \frac{D - \psi}{\delta_{вр}} \cdot g. \quad (4.52)$$

При побудові графіка робимо такі припущення:

- 1) автомобіль розганяється на горизонтальній дорозі з твердим покриттям;
  - 2) буксування коліс відсутнє;
  - 3) розгін відбувається при повній подачі палива.
- З урахуванням цих припущень для розрахунку прискорення можна брати формулу

$$j_a = \frac{D - f}{\delta_{вр}} \cdot g. \quad (4.53)$$

Графік прискорювання легкового автомобіля на кожній передачі наведено на рисунку 4.18а. На ділянці  $0 \rightarrow v_{amin}$  – автомобіль прискорюється на першій передачі з пробуксовкою зчеплення. Динамічний фактор при цьому невизначено, але ця ділянка дуже мала і тому може не враховуватися при визначенні параметрів розгону автомобіля. Прискорення автомобіля на всіх інших передачах розраховується від мінімально можливої швидкості до максимальної. Оскільки рух автомобіля при швидкості, яка менше ніж критична, нестійкий, тому і розгін на ній не здійснюється. Для забезпечення найкращої прийомистості автомобіля, тобто, щоб розганятися з максимально можливим прискоренням, треба

раціонально вибрати швидкість, при якій здійснюється перемикання передачі з нижчої на вищу.

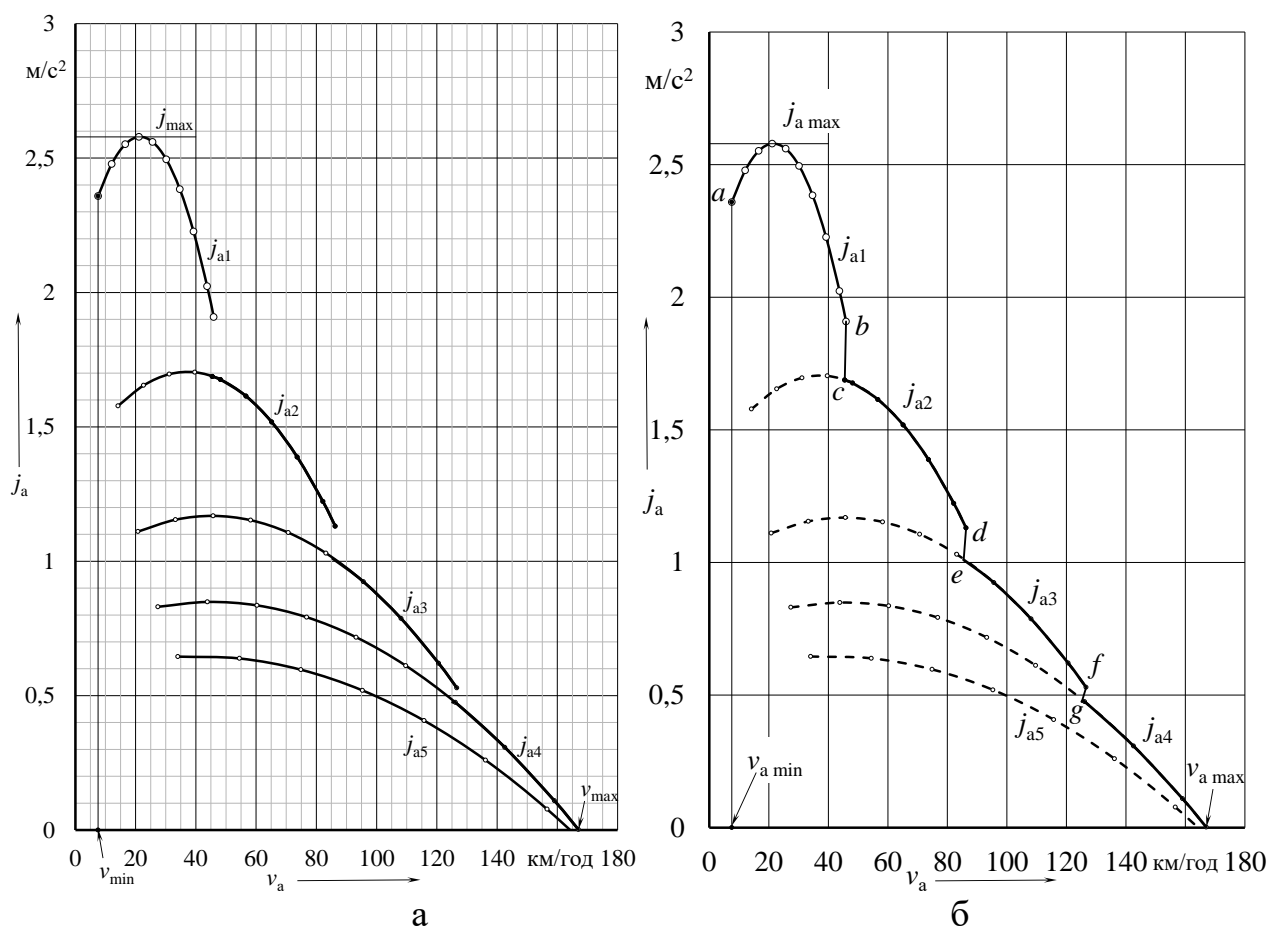


Рис. 4.18. Графік прискорень легкового автомобіля:

а – у всьому діапазоні швидкостей; б – при розгоні з максимальним прискоренням;  $v_{amin}$  – швидкість руху, що відповідає мінімально стійким оборотам колінчастого вала;  $v_{amax}$  – максимальна швидкість руху

На рисунку 4.18б наведено, що перемикання з першої передачі на другу раціонально виконати при швидкості автомобіля  $v_b$ , яка відповідає точці  $b$ , тому що подальший розгін неможливий. Розгін на другій передачі почнеться зі швидкості  $v_c$ , яка відповідає точці  $c$ .

При перемиканні передач відбувається відключення двигуна від ведучих коліс й автомобіль рухається накатом із прискоренням

$$j_{\Pi} = \frac{D_{\Pi} - f}{\delta_{вр}} \cdot g, \quad (4.54)$$

де  $j_{\Pi}$  – прискорення автомобіля при перемиканні передачі;  
 $D_{\Pi}$  – динамічний фактор автомобіля при перемиканні передач.

Оскільки при перемиканні передач крутний момент  $M_k$  до ведучих коліс не подається, тому повна сила тяги  $P_k$  дорівнює нулю і динамічний фактор автомобіля визначається залежністю

$$D_{\Pi} = \frac{P_k (= 0) - P_B}{G_a} = -\frac{P_B}{G_a}, \quad (4.55)$$

де  $P_B$  – сила опору повітря при швидкості автомобіля під час перемикання передач.

Оскільки динамічний фактор (4.55) має негативне значення тому і прискорення (4.54) набуде негативного значення, тобто автомобіль під час перемикання передачі рухається з уповільненням. Тому за час перемикання передачі швидкість руху автомобіля зменшиться на величину

$$\Delta v_{\Pi} = j_{\Pi} \cdot t_{\Pi}, \quad (4.56)$$

де  $\Delta v_{\Pi}$  – зниження швидкості автомобіля за час перемикання передачі (має негативне значення), м/с;

$t_{\Pi}$  – час перемикання передачі.

Час перемикання передач залежить від кваліфікації водія та конструкції коробки передач, і його значення визначаються інтервалом  $t_{\Pi} = 0,5 \text{ с} \dots 1,5 \text{ с}$ . Зазвичай при розрахунках показників розгону автомобіля час перемикання приймають рівним 0,8 с.

Розгін на другій передачі почнеться зі швидкості (4.57), яка відповідає точці  $c$ , значення якої дорівнює сумі:

$$v_c = v_b + \Delta v_{\Pi}. \quad (4.57)$$

Зниження швидкості автомобіля за час перемикання передачі тим більше, чим більше опір повітря, тобто при високих швидкостях.

Раціональна швидкість автомобіля для початку перемикання і швидкість, при якій починається розгін автомобіля на наступній передачі, показані на рисунку 4.18б. П'ята передача цього автомобіля при максимальному прискоренні не використовується. Це спеціальна – економна передача.

Графік прискорень вантажного автомобіля представлено на рисунку 4.19. Через велике значення  $\delta_{вр}$  на першій передачі, прискорення автомобіля при розгоні на першій і другій передачах можуть мало відрізнятися. З цієї причини при великих значеннях

передавальних чисел першої передачі прискорення вантажного автомобіля на другій передачі вище, ніж на першій. У цьому випадку при розгоні вантажного автомобіля на дорозі з невеликим опором дороги раціонально рушати на другій передачі в КП. А перша передача на таких автомобілях служить не для розгону, а для подолання максимальних дорожніх опорів.

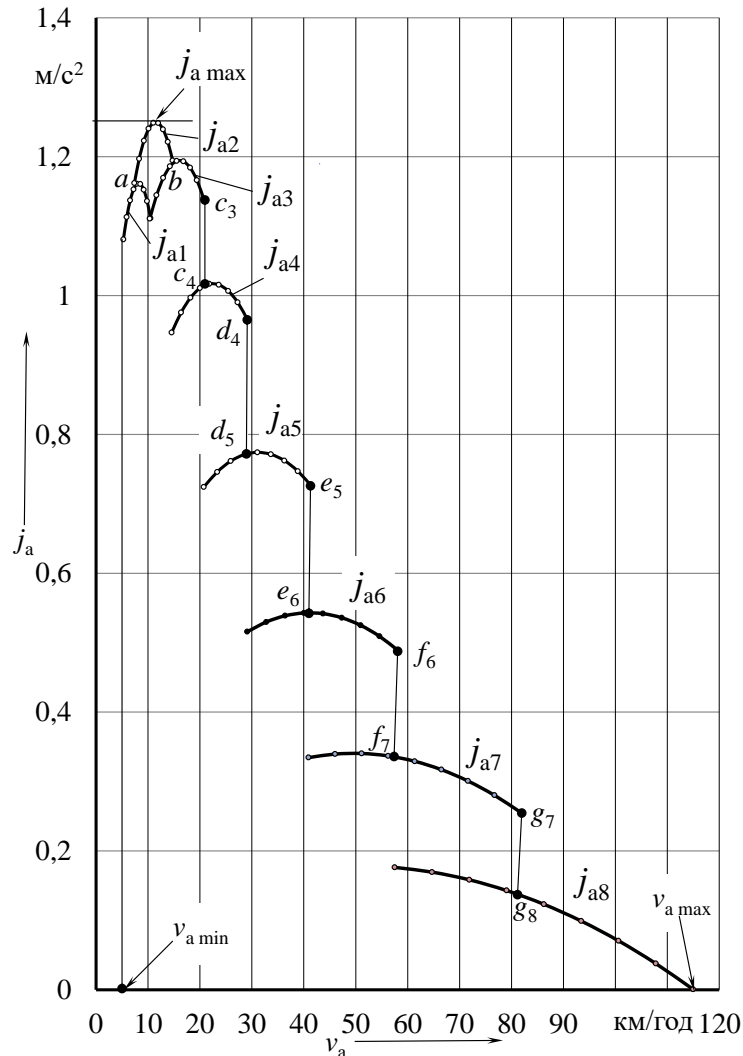


Рис. 4.19. Графік прискорень вантажного автомобіля

Більш інформативними показниками про прийомистість автомобіля є час  $t_p$  і шлях  $S_p$  розгону в заданому інтервалі швидкостей.

#### 4.9.2. Час розгону автомобіля

Час розгону автомобіля можна визначити експериментальним методом шляхом вимірювання або чисельним методом, розв'язуючи

диференціальне рівняння руху автомобіля. Також для теоретичного визначення часу  $t_p$  і шляху  $s_p$  розгону запропоновано кілька графоаналітичних методів. Метод Чудакова Є.О. і Яковлева М.О. полягає в тому, що розрахунковий інтервал швидкостей розбивають на дрібні ділянки. При цьому прийнято допущення, що на кожній ділянці автомобіль розганяється з постійним прискоренням, що має середнє значення для даної ділянки. Пояснення використання даного методу подано на рисунку 4.20.

Для кожної ділянки розраховують середнє прискорення  $j_{cp}$ .

$$j_{cp} = 0,5(j_n + j_k), \quad (4.58)$$

де  $j_n$  та  $j_k$  – прискорення на початку ділянки і в кінці ділянки.

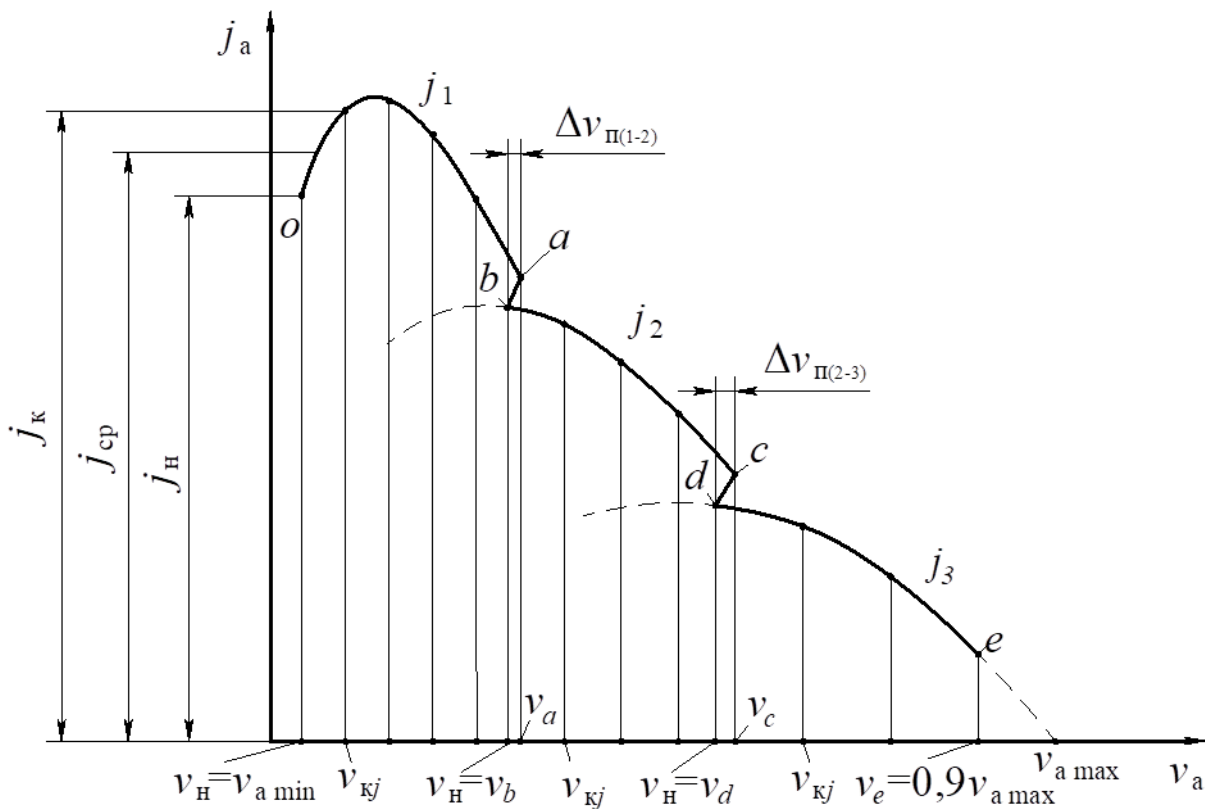


Рис. 4.20. Схема розбиття діапазону розгону автомобіля на ділянки:  
 $v_n$  і  $v_{kj}$  – швидкість на початку ділянки і в кінці ділянки розгону

При цьому швидкість на початку і в кінці ділянки пов'язані відомою залежністю

$$v_{kj} = v_n + j_{cp} \cdot \Delta t, \quad (4.59)$$

$\Delta t$  – час проходження ділянки.

Визначимо з виразу (4.59) час проходження кожної ділянки

$$\Delta t = \frac{v_{kj} - v_H}{j_{cp}}. \quad (4.60)$$

Час розгону автомобіля на  $i$ -ій передачі отримаємо, склавши час проходження всіх ділянок розгону на даній передачі:

$$\tau_i = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \dots + \Delta t_k, \quad (4.61)$$

де  $\Delta t_1, \Delta t_2, \Delta t_3, \dots, \Delta t_k$  – час проходження ділянки ( $k$  – номер ділянки при розгоні на даній передачі).

Час розгону автомобіля  $t_p$  на всьому розрахунковому діапазоні визначимо як суму

$$t_p = \tau_1 + t_{п(1-2)} + \tau_2 + t_{п(2-3)} + \dots + \tau_{n_k}, \quad (4.62)$$

де  $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_{n_k}$  – час розгону на кожній передачі в КП;

$n_k$  – кількість передач у КП, на яких відбувається розгін;

$t_{п(1-2)}, t_{п(2-3)}$  – час перемикання передач відповідно з першої на другу і з другої на третю.

Графік часу розгону автомобіля має вигляд, показаний на рисунку 4.21.

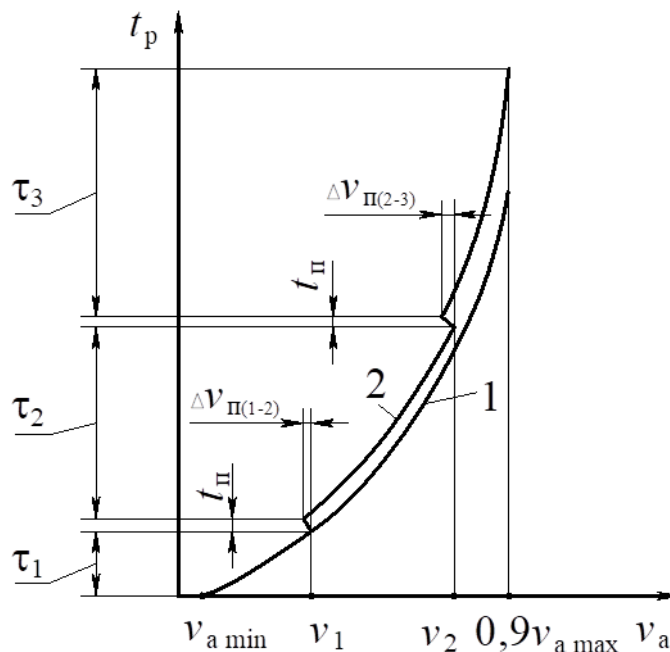


Рис. 4.21. Графік часу розгону автомобіля:  
1 – без урахування часу перемикання передач;  
2 – з урахуванням часу перемикання передач

Для оцінки впливу часу перемикання передач на рисунку представлені залежності часу розгону автомобіля з урахуванням часу перемикання передач і без урахування часу перемикання передач, тобто при безступінчастій коробці передач.

Для оцінки прийомистості автомобіля використовують контрольний час розгону до встановленої швидкості. Контрольний час розгону:

$t_{p100}$  – для легкових автомобілів – час розгону до швидкості 100 км/год;

$t_{p60}$  – для вантажних автомобілів – час розгону до швидкості 60 км/год.

### 4.9.3. Шлях розгону автомобіля

Шлях розгону автомобіля визначають як суму шляхів розгону на кожній ділянці діапазону. Шлях, пройдений автомобілем на кожній ділянці від  $v_n$  до  $v_{kj}$ , визначають за відомою залежністю (4.63), вважаючи, що автомобіль на даній ділянці рухається із середньою швидкістю

$$\Delta s = v_{cp} \cdot \Delta t, \quad (4.63)$$

де  $v_{cp} = 0,5(v_n + v_{kj})$  – середня швидкість руху на ділянці розгону.

Шлях, пройдений автомобілем при розгоні на  $i$ -ій передачі в КП:

$$s_i = \Delta s_1 + \Delta s_2 + \Delta s_3 + \dots + \Delta s_k. \quad (4.64)$$

Шлях, пройдений автомобілем при розгоні:

$$S_p = s_1 + s_{п(1-2)} + s_2 + s_{п(2-3)} + \dots + s_{n_k}, \quad (4.65)$$

де  $s_{п(1-2)}$ ,  $s_{п(2-3)}$  – шлях, пройдений автомобілем за час перемикання передач відповідно з першої на другу і з другої на третю.

Шлях, пройдений автомобілем при кожному перемиканні, визначають за відомою залежністю (4.66), вважаючи, що автомобіль при цьому рухається із середньою швидкістю  $v_{пср}$ :

$$s_{п} = v_{пср} \cdot t_{п} = (v + 0,5 \cdot \Delta v_{п}) \cdot t_{п}, \quad (4.66)$$

де  $v$  – швидкість автомобіля в момент вимикання передачі, м/с.

Графік шляху розгону автомобіля має вигляд, представлений на рисунку 4.22. Для оцінки прийомистості автомобіля використовують контрольний шлях розгону до встановленої швидкості.

Контрольний шлях розгону:

$S_{p100}$  – для легкових автомобілів – час розгону до швидкості 100 км/год;

$S_{p60}$  – для вантажних автомобілів – час розгону до швидкості 60 км/год.

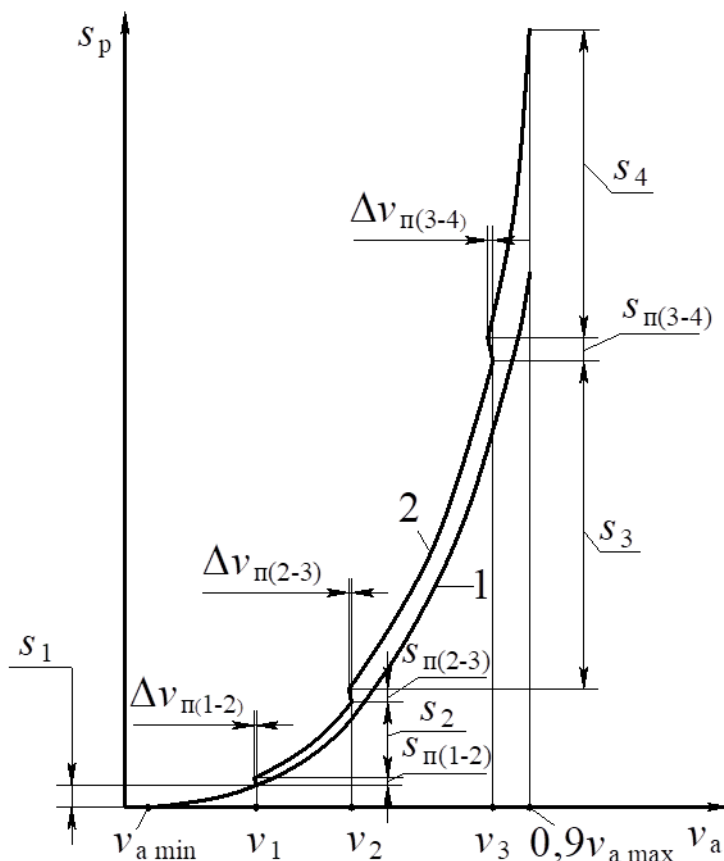


Рис. 4.22. Графік шляху розгону:

1 – без урахування часу перемикавання передач;

2 – з урахуванням часу перемикавання передач

При побудові графіків часу та шляху розгону автомобіля розрахунки виконують зі швидкості  $v_{amin}$  до швидкості  $0,9v_{amax}$ . Тому що при швидкості, близькій до максимальної, прийомистість автомобіля значно зменшується, а час та шлях розгону суттєво зростають.

Для порівняння прийомистості різних автомобілів зручно використати результуючий графік розгінної характеристики – залежність часу розгону від пройденого шляху (рис. 4.23). З рисунка

видно, що за один і той же час руху  $t_1$  автомобіль 1 подолає шлях  $s_1$ , який більше ніж шлях  $s_2$ , що подолав автомобіль 2. Це свідчить, що автомобіль 1 має кращу динамічність. Але за час  $t_2$  автомобіль 2 наздожене автомобіль 1, про що свідчить рівність  $s_1 = s_2$ , а потім і пережене його. Це свідчить про більш високу максимальну швидкість автомобіля 2.

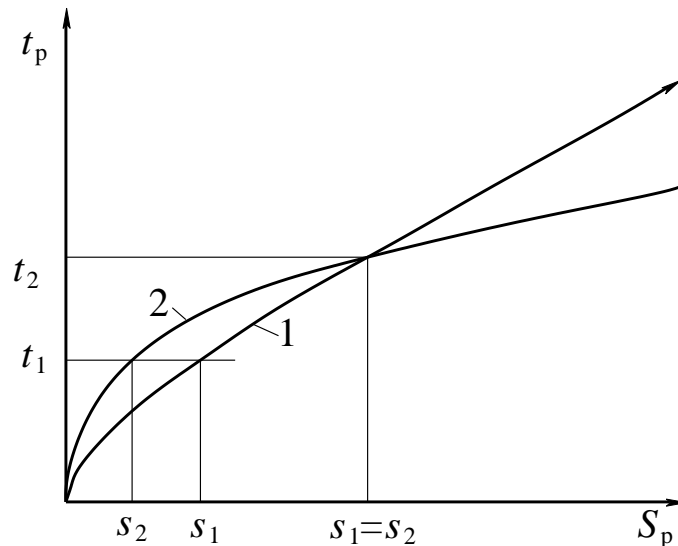


Рис. 4.23. Розгінна характеристика автомобіля:  
 1 – характеристика високодинамічного автомобіля;  
 2 – характеристика автомобіля з низькою динамічністю, але високою  
 максимальною швидкістю

### Контрольні запитання

1. Назвіть вимірювачі і показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля.
2. Запишіть рівняння руху автомобіля.
3. Які фактори впливають на величину коефіцієнта врахування обертових мас автомобіля?
4. Що називають рівнянням тягового балансу і графіком тягової характеристики автомобіля?
5. Запишіть необхідні та достатні умови для неперервного руху автомобіля.
6. Що називають динамічним фактором і графіком динамічної характеристики автомобіля?
7. Запишіть рівняння руху автомобіля в безрозмірній формі.

8. Що називають динамічним паспортом автомобіля?
9. Як визначають умову відсутності буксування ведучих коліс при подоланні дорожнього опору  $\psi$ ?
10. Що називають рівнянням балансу потужностей автомобіля і графіком балансу потужностей автомобіля?
11. Запишіть рівняння автомобіля при розгоні та при рівномірному русі.
12. Поясніть послідовність побудови графіків прискорення, часу і шляху розгону автомобіля?
13. Які конструктивні параметри й експлуатаційні фактори впливають на тягово-швидкісні властивості автомобіля?

## ТЕМА 5

### ПАЛИВНА ЕКОНОМІЧНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

#### 5.1. Вимірювачі і показники паливної економічності автомобіля

*Паливна економічність автомобіля* – це його властивість раціонально використовувати енергію палива при експлуатації в різних умовах.

##### 5.1.1. Вимірювачі паливної економічності

Паливна економічність автомобіля значною мірою залежить від показників економічності двигуна:

$Q_t$  – годинна витрата палива, кг/год – маса палива, витрачена двигуном за одну годину роботи із заданим навантаженням;

$g_e$  – питома витрата палива, г/(кВт · год) – маса палива, витрачена двигуном за одну годину роботи на одиницю потужності.

Вимірювач паливної економічності автомобіля:

$q_s$  – шляхова витрата палива, кг/100 км, і  $q_{сл}$  л/100 км – маса (об'єм) палива, витраченого двигуном автомобіля на подолання 100 км шляху.

Вимірювачі рівня організації транспортного процесу:

$q_T$  – питома витрата на перевезення вантажів, г/ткм;

$q_{п}$  – питома витрата на перевезення пасажирів, г/пкм.

##### 5.1.2. Показники паливної економічності автомобіля

Паливна економічність автомобіля оцінюється такими показниками:

- 1 – контрольна витрата палива;
- 2 – витрата палива в магістральному їздовому циклі на дорозі;
- 3 – витрата палива в міському їздовому циклі на дорозі;
- 4 – витрата палива в міському циклі на стенді;
- 5 – паливна характеристика усталеного руху;
- 6 – паливно-швидкісна характеристика на магістрально-горбистій дорозі.

*Показник 1* – це витрата палива при заданій швидкості руху по прямій горизонтальній дорозі на вищій передачі.

*Показники 2 і 3* – це витрата палива, отримана на прямій горизонтальній дорозі при регламентованих режимах руху, що імітують магістральні (міські) експлуатаційні режими.

*Показник 4* – це витрата палива, отримана на стенді при регламентованому режимі руху, що імітує міський експлуатаційний режим.

*Показник 5* – це залежність шляхової витрати палива від швидкості сталого руху на вищій передачі.

*Показник 6* – це залежність шляхової витрати палива та швидкості руху від дозволеної швидкості при русі на магістрально горбистій дорозі із заданим поздовжнім профілем.

Показник 1 використовують для непрямой оцінки технічного стану автомобіля. Показник 5 використовують для порівняльної оцінки паливної економічності автомобілів-аналогів, а решта показників – для визначення середніх витрат палива в типових умовах руху.

### **5.1.3. Аналіз вимірювачів паливної економічності двигуна та автомобіля**

Годинна витрата палива  $Q_b$ , кг/год, визначається експериментально на стенді і характеризує витрату палива в сталому режимі двигуна. На рисунку 5.1 наведена ЗШХД із графіком годинної витрати палива. Для визначення годинної витрати палива двигун працює на вимірювальному стенді при заданому навантаженні і частоті обертання вала, при цьому вимірюється кількість витраченого палива за 1 годину роботи. При заданій частоті обертання вала  $n_e$  поступово збільшують подачу палива і навантаження на двигун  $M_e$  так, щоб частота обертання вала залишалась постійною, до тих пір поки подача палива не досягне максимуму. Із заданим навантаженням двигун працює деякий час  $t$  (декілька секунд) і вимірюють кількість витраченого палива  $Q$  (декілька грам). За отриманими даними розраховують годинну витрату палива, кг/год, за формулою  $Q_t = 3,6 \cdot Q/t$ . На графіку ЗШХД при відповідній частоті обертання  $n_e$  фіксують значення годинної витрати палива  $Q_t$ . Так повторюють для декількох значень  $n_e$ .

Питома витрата палива  $g_e$ , г/(кВт · год), розраховується для кожного значення  $n_e$  за відповідними значеннями  $N_e$  і  $Q_t$  за формулою

$$g_e = \frac{Q_t}{N_e} \cdot 1000. \quad (5.1)$$

Питома витрата палива дозволяє оцінити якість конструкції двигуна і досконалість організації його робочого процесу.

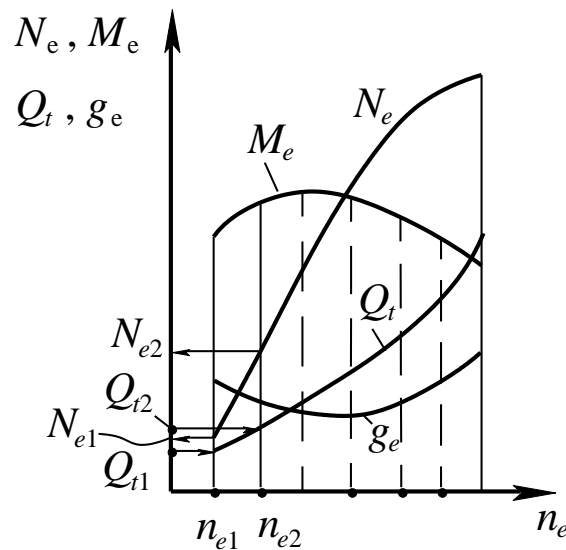


Рис. 5.1. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

Для сучасних двигунів внутрішнього згоряння  $g_e$  знаходиться в межах:

$$g_{e \min} = \begin{cases} 260 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год}) \dots 310 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год}) - \text{бензинові двигуни;} \\ 195 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год}) \dots 230 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{год}) - \text{дизелі .} \end{cases}$$

Шляхова витрата палива  $q_s$  визначається експериментально:

- вимірюється кількість витраченого палива  $Q$  на пройдений шлях  $S_a$ ;
- і розраховується за формулою

$$g_s = 100 \frac{Q}{S_a}, \quad (5.2)$$

де  $Q$  – кількість витраченого палива, кг;

$S_a$  – шлях, пройдений автомобілем, км.

При сталому русі автомобіля справедлива формула

$$Q = Q_t \cdot t, \quad (5.3)$$

де  $t$  – час руху автомобіля.

У цьому випадку можна визначити шляхову витрату палива  $q_s$ , кг/100 км, за формулою

$$q_s = 100 \cdot \frac{Q_t \cdot t}{S_a} = 100 \frac{Q_t}{v_a} = 100 \frac{g_e \cdot N_e}{1000 v_a} = \frac{g_e \cdot N_e}{10 v_a}, \quad (5.4)$$

де  $v_a$  – швидкість усталеного руху, км/год.

Або в об'ємних одиницях  $q_{сл}$ , л/100 км,

$$q_{сл} = \frac{g_e \cdot N_e}{10 v_a \cdot \rho_T}, \quad (5.5)$$

де  $\rho_T$  – щільність палива, кг/л.

Щільність бензину залежить від його октанового числа і знаходиться в діапазоні  $\rho_b \approx 0,76$  кг/л ...  $0,78$  кг/л. Щільність палива для дизеля залежить від його виду (літнє, зимове) –  $\rho_d \approx 0,83$  кг/л ...  $0,86$  кг/л.

*Вимірювач рівня організації транспортного процесу* – це шляхова витрата палива в грамах, віднесена до одиниці транспортної роботи. Наприклад: для вантажних перевезень, в грамах на тонно-кілометр – г/ткм, а для пасажирських перевезень в грамах на пасажиро-кілометр – г/пкм.

$$q_T = \frac{q_s \cdot 1000}{100 G_T} = \frac{10 q_s}{G_T}, \quad (5.6)$$

де  $G_T$  – корисне навантаження на автомобіль при виконанні транспортної роботи (тонни вантажу або кількість пасажирів).

#### 5.1.4. Рівняння витрати палива

Рівняння витрати палива можна отримати якщо в рівнянні шляхової витрати палива  $q_{сл}$  (5.5) ефективну потужність двигуна  $N_e$  виразити через потужність на ведучих колесах  $N_k$  і потім її замінити відповідно до балансу потужностей (4.40) сумою  $N_\psi + N_b + N_j$ . Після нескладних перетворень отримаємо рівняння витрати палива у вигляді рівняння (5.7).

Рівняння витрати палива визначає залежність шляхової витрати палива від питомої витрати палива двигуна  $g_e$ , швидкості  $v_a$ , прискорення  $j_a$  руху, завантаження автомобіля  $G_a$  та опору руху  $\psi$ .

$$\begin{aligned}
q_{\text{сл}} &= \frac{g_e \cdot N_e}{10\rho_T \cdot v_a} = \frac{g_e \cdot N_k}{10\rho_T \cdot v_a \cdot \eta_{\text{тр}}} = \frac{g_e}{10\rho_T \cdot v_a} \cdot \frac{N_\psi + N_B + N_j}{\eta_{\text{тр}}} = \\
&= \frac{g_e}{10\rho_T \cdot v_a} \cdot \frac{G_a \cdot \psi \frac{v_a}{3600} + \frac{K_B \cdot F \cdot v_a^3}{46656} + \frac{G_a}{g} \delta_{\text{вр}} \cdot j_a \frac{v_a}{3600}}{\eta_{\text{тр}}} = \\
&= \frac{g_e}{36000\rho_T \cdot \eta_{\text{тр}}} \cdot \left( G_a \cdot \psi + \frac{K_B \cdot F \cdot v_a^2}{13} + \frac{G_a}{g} \cdot \delta_{\text{вр}} \cdot j_a \right) \quad (5.7)
\end{aligned}$$

Користуючись рівнянням витрати палива, можна знайти  $q_{\text{сл}}$  для заданих умов руху, якщо відома залежність  $g_e = f(N_e, n_e)$ .

Залежність питомої витрати палива  $g_e = f(N_e, n_e)$  називають *навантажувальною характеристикою*. Навантажувальна характеристика двигуна (рис. 5.2б) отримується шляхом перерахунку параметрів ЗШХД (рис. 5.2а).

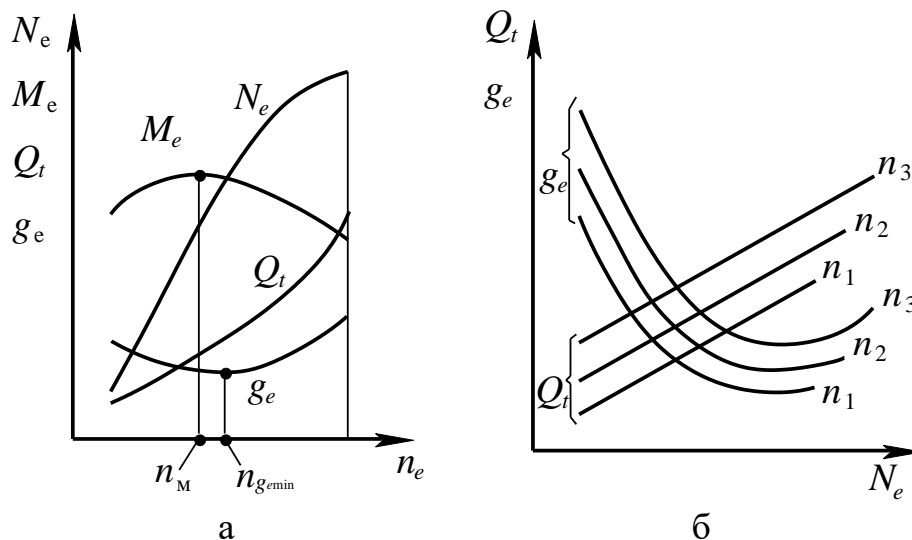


Рис. 5.2. Характеристики двигуна:  
а – зовнішня швидкісна; б – навантажувальна

Питома витрата палива двигуна залежить від коефіцієнта використання потужності. Залежність питомої витрати палива від коефіцієнта використання потужності двигуна при різних частотах обертання колінчатого вала наведено на рисунку 5.3.

Професор І.С. Шліппе запропонував наближений метод визначення  $g_e$  для всього діапазону роботи двигуна

$$g_e = g_N \cdot k_u \cdot k_n, \quad (5.8)$$

де  $g_N = (1,15 \dots 1,05)g_{e\min}$  – питома витрата палива при максимальній потужності;

$k_u$  – коефіцієнт, що враховує залежність  $g_e = f(u)$ ;

$k_n$  – коефіцієнт, що враховує залежність  $g_e = f(n)$ .

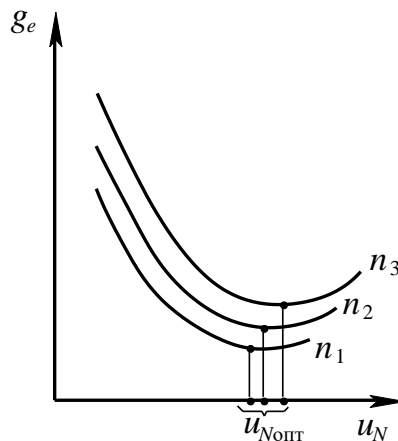


Рис. 5.3. Вплив режиму роботи двигуна на питому витрату палива

Коефіцієнт, що враховує вплив частоти обертання вала двигуна на витрату палива, визначається експериментально і може бути описаний поліномом

$$k_n = 1,25 - 0,99 \frac{n_e}{n_N} + 0,98 \cdot \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^2 - 0,24 \cdot \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^3$$

Екстремум полінома  $k_{n\min} = 0,9544$  при  $n_e = 0,67n_N$ .

Коефіцієнт, що враховує залежність витрати палива від навантаження двигуна, визначається для різних двигунів.

Для двигунів з іскровим запалюванням даний коефіцієнт описує такий поліном:

$$k_u = 3,27 - 8,22 \frac{N_e}{N_{\max}} + 9,13 \cdot \left( \frac{N_e}{N_{\max}} \right)^2 - 3,18 \cdot \left( \frac{N_e}{N_{\max}} \right)^3$$

Екстремум даного полінома  $k_{u\min} = 0,8977$  при  $N_e = 0,72N_{\max}$ .

Для дизелів даний коефіцієнт описує поліном виду

$$k_u = 1,2 + 0,14 \frac{N_e}{N_{\max}} - 1,8 \cdot \left( \frac{N_e}{N_{\max}} \right)^2 + 1,46 \cdot \left( \frac{N_e}{N_{\max}} \right)^3$$

Екстремум даного полінома  $k_{u\min} = 0,9069$  при  $N_e = 0,78N_{\max}$ .

## 5.2. Паливно-економічна характеристика автомобіля

### 5.2.1. Аналіз параметрів паливно-економічної характеристики автомобіля

Паливно-економічна характеристика автомобіля дозволяє виконати аналіз зв'язку витрати палива з умовами його руху. Запропонований академіком Є.О. Чудаковим графік паливно-економічної характеристики має вигляд, представлений на рисунку 5.4. Кожна залежність на графіку характеризує шляхову витрату палива при русі автомобіля із різним значенням сталої швидкості на дорогах із різним коефіцієнтом опору. На графіках (рис. 5.4) наведено характеристики двох автомобілів при русі на одній з передач у коробці. Аналогічні характеристики можуть бути отримані для кожної передачі.

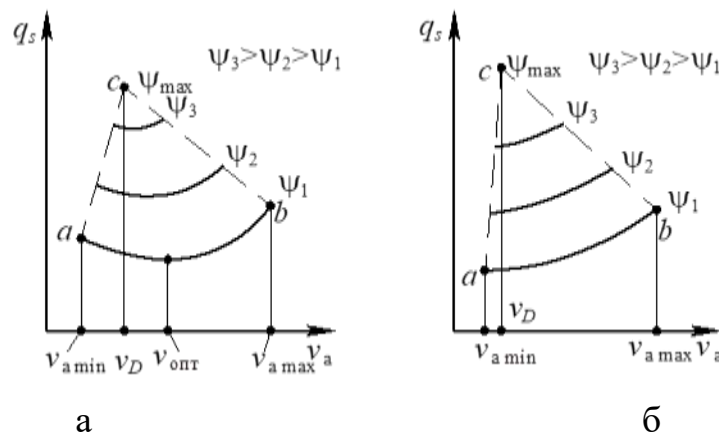


Рис. 5.4. Паливно-економічна характеристика автомобіля:  
а – з двигуном з іскровим запалюванням; б – з дизелем

Для автомобілів з двигунами з іскровим запалюванням залежності  $q_s = f(v_a)$  можуть мати мінімум при швидкості  $v_{\text{опт}}$ . Значення швидкості  $v_{\text{опт}}$  зменшується зі збільшенням коефіцієнта опору дороги (рис. 5.4а). Для автомобілів з дизелем шляхова витрата

палива підвищується у всьому діапазоні значень сталої швидкості на дорозі із заданим коефіцієнтом опору (рис. 5.4б).

У випадку  $D = \psi_{\max}$  рух автомобіля можливий тільки з критичною швидкістю  $v_D$ , при цьому витрата палива досягає максимуму.

Кожна точка лінії  $a-c$ , що з'єднує перші точки залежностей  $q_s = f(v_a)$  відповідає витраті палива при русі з мінімально стійкими швидкостями на дорогах з різним  $\psi$ . При збільшенні опору руху значення  $v_{\min}$  зростає. При цьому рух автомобіля відбувається при коефіцієнті використання потужності двигуна  $u_N < 100\%$ . Крива  $b-c$ , що з'єднує кінцеві точки залежностей  $q_s = f(v_a)$  паливно-економічної характеристики, відповідає максимально можливим швидкостям руху на дорогах з різним опором, тому характеризує витрату палива при коефіцієнті використання потужності двигуна  $u_N = 100\%$ .

### 5.2.2. Побудова паливно-економічної характеристики автомобіля

Паливно-економічна характеристика автомобіля будується за результатами експериментальних досліджень або за результатами розрахунку (рис. 5.5). При експериментальному визначенні параметрів характеристики на вимірній ділянці з коефіцієнтом опору  $\psi_1$  автомобіль рухається з постійною швидкістю  $v_1 = v_{a \min}$  та вимірюється шляхова витрата палива  $q_{s1}$  (рис. 5.5а).

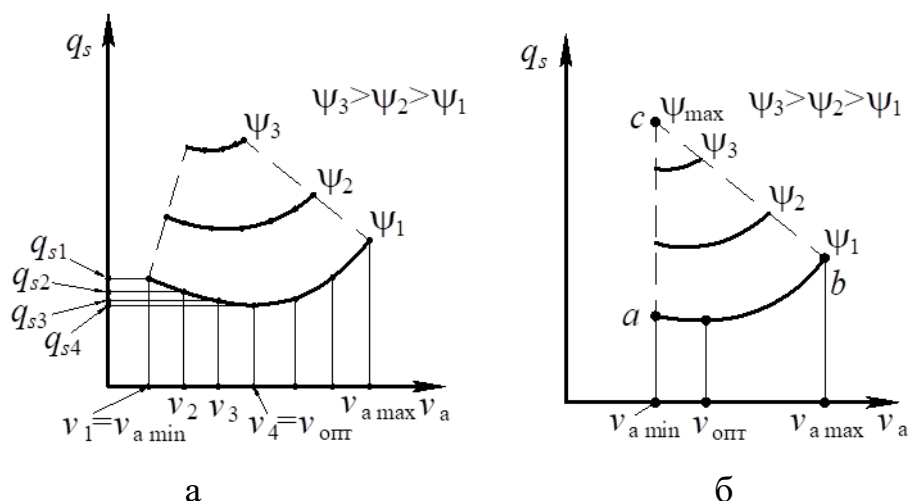


Рис. 5.5. Побудова паливно-економічної характеристики автомобіля:  
а – параметри характеристики; б – спрощений вигляд характеристики

Потім на тій же ділянці автомобіль рухається з постійною швидкістю  $v_2$  і вимірюється шляхова витрата палива  $q_{s2}$ . Дослід проводять і для інших значень постійної швидкості  $v_3, v_4, \dots v_{a \max}$  і вимірюють відповідні значення шляхової витрати палива  $q_{s3}, q_{s4}, \dots$ . Вимірювання повторюють на інших ділянках дороги з різними коефіцієнтами. За отриманими результатами будується графік паливно-економічної характеристики. Побудована характеристика дає можливість визначити шляхову витрату палива автомобіля при заданій швидкості руху на дорозі з відомим  $\psi$ .

Параметри паливно-економічної характеристики автомобіля можна отримати розрахунковим способом. Один із розрахункових способів має таку послідовність:

1) вибирають номер передачі в КП, для якої будується характеристика (далі всі обрані параметри повинні відповідати параметрам руху автомобіля на даній передачі);

2) задаються значенням  $\psi$ ;

3) задають 5 ... 7 значень швидкості автомобіля;

4) для кожного значення швидкості розраховують значення потужності  $N_\psi, N_B$ , відповідній потужності двигуна  $N_e = (N_\psi + N_B)/\eta_{тр}$  і частоти обертання колінчастого вала  $n_e = v_a \cdot u_0 \cdot u_K / (0,377 \cdot r_K)$ ;

5) визначають коефіцієнт використання потужності двигуна  $u_N = (N_\psi + N_B)/(N_e \eta_{тр})$ ;

6) визначають  $n_e/n_N$ ;

7) визначають коефіцієнти  $k_u$  і  $k_n$ ;

8) визначають питому витрату палива двигуна  $g_e = g_N \cdot k_u \cdot k_n$ ;

9) визначають шляхову витрату  $q_{sl} = \frac{g_e \cdot (N_\psi + N_B)}{10 \rho_T \cdot \eta_{тр} \cdot v_a}$ .

### 5.3. Фактори, що впливають на паливну економічність автомобіля

#### 5.3.1. Конструктивні фактори, що впливають на паливну економічність

На паливну економічність автомобіля суттєво впливають:

1) *тип двигуна*. Автомобіль з дизелем має кращу економічність, оскільки:

- у двигунів з іскровим запалюванням  $g_{e \min} = 260$  г/(кВт · год) ...310 г/(кВт · год);
- у дизелів  $g_{e \min} = 195$  г/(кВт · год) ...230 г/(кВт · год);
- залежність  $g_e = f(u)$  у дизелів менше ніж у двигунів з іскровим запалюванням;
- щільність палива для дизеля більше, ніж у бензину, що впливає на шляхову витрату палива

$$q_{сл} = \frac{g_e}{36000\rho_T \cdot \eta_{тр}} \cdot \left( G_a \cdot \psi + \frac{K_B \cdot F \cdot v_a^2}{13} + \frac{G_a}{g} \cdot \delta_{вр} \cdot j_a \right);$$

- 2) поліпшення організації робочого процесу двигуна:
  - електронна система запалювання;
  - безпосереднє впорскування бензину;
  - регулювання фаз газорозподілу;
  - застосування наддуву з проміжним охолодженням повітря;
  - відключення частини циліндрів;
  - ДВЗ зі змінним робочим об'ємом;
  - зниження витрат потужності на привід допоміжних агрегатів (електропривід вентилятора);
  - адіабатичний робочий процес двигуна;
- 3) збільшення коефіцієнта використання ДВЗ;
- 4) вибір передавальних чисел трансмісії:
  - пряма передача;
  - передача, що прискорює (економна), має передавальне число  $i_{ку}$ , яке є функцією двох параметрів:
    - частоти обертання вала двигуна;
    - навантаження на двигун;
- 5) зниження маси автомобіля;
- 6) покращення аеродинамічних властивостей автомобіля;
- 7) удосконалення конструкції шин;
- 8) підвищення ККД трансмісії;
- 9) збільшення корисного навантаження.

### 5.3.2. Експлуатаційні фактори, що впливають на паливну економічність автомобіля

1) *швидкість руху автомобіля*. Оптимальна швидкість з точки зору витрати палива визначається інтервалом:

$$v_{\text{опт}} \approx \begin{cases} 10 \text{ м/с} \dots 12 \text{ м/с} & \text{– для легкових автомобілів;} \\ 7 \text{ м/с} \dots 8 \text{ м/с} & \text{– для вантажних автомобілів.} \end{cases}$$

2) *коефіцієнт використання вантажопідйомності автопоїзда*;

3) *вибір оптимальної передачі*;

4) *стиль водіння*:

- рівномірність руху;
- використання кінетичної і потенційної енергії;
- динамічне подолання підйомів;

5) *технічний стан автомобіля*:

- стан двигуна (система запалювання, зазори клапанів, система живлення);
- ходова частина (тиск у шинах, кути установки коліс).

### Контрольні запитання

1. Назвіть вимірювачі і показники паливної економічності двигуна, автомобіля та організації транспортного процесу?

2. Який зв'язок між питомою витратою палива двигуном та шляховою витратою палива автомобілем?

3. Напишіть рівняння витрати палива автомобілем при русі.

4. Як впливає на питому витрату палива двигуна його навантаження та швидкісний режим?

5. Що таке паливно-економічна характеристика автомобіля?

6. Опишіть як будується паливно-економічна характеристика автомобіля за результатами експериментальних досліджень?

7. Назвіть послідовність розрахункового способу побудови паливно-економічної характеристики автомобіля.

8. Які конструктивні фактори впливають на паливну економічність?

9. Які експлуатаційні фактори впливають на паливну економічність?

## ТЕМА 6

### ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЯ

#### 6.1. Мета тягового розрахунку автомобіля

Метою тягового розрахунку автомобіля є визначення основних параметрів двигуна і трансмісії  $N_{\max}$ ,  $n_N$ ,  $u_0$ ,  $u_{\text{кп}}$ ,  $u_p$ , які забезпечують автомобілю максимальну швидкість руху  $v_{\max}$  по звичайних дорогах і можливість руху по дорогах з підвищеним опором.

При тяговому розрахунку знову спроектованого автомобіля доводиться мати дії із такими групами параметрів:

- 1) параметри, що задаються технічним завданням (ТЗ) на проєкт;
- 2) параметри, що обираються;
- 3) параметри, що розраховуються.

*Параметри, що задаються ТЗ:*

- 1) тип автомобіля: легковий (вантажний, автобус);
- 2) вантажопідйомність (пасажиромісткість):  $q$ ,  $n$ ;
- 3) максимальна швидкість  $v_{a \max}$ ;
- 4) коефіцієнт опору дороги  $\psi_v$ , який автомобіль може подолати

при  $v_{a \max}$ ;

5) максимальний коефіцієнт опору дороги  $\psi_{\max}$ , який автомобіль може подолати на нижчій передачі;

- 6) мінімально стійка швидкість  $v_{a \min}$ ;
- 7) тип двигуна;
- 8) тип трансмісії.

*Параметри, що обираються:*

- 1) вага автомобіля в спорядженому стані:  $G_0$ ;
- 2) фактор обтічності:  $W_v = k_v \cdot F_a$ ;
- 3) розподіл ваги по осях:  $G_{01}$  і  $G_{02}$ ,  $G_1$  і  $G_2$ ;
- 4) обороти колінчастого вала ДВЗ при максимальній потужності

$n_N$ , ( $n_0$ ,  $n_v$ );

- 5) ККД трансмісії:  $\eta_{\text{тр}}$ .

*Параметри, що розраховуються:*

- 1) максимальна потужність двигуна  $N_{\max}$ ;
- 2) передавальне число головної передачі,  $u_0$ ;
- 3) передавальні числа коробки передач:  $u_i$ ,  $i$  – кількість передач;
- 4) передавальне число додаткового редуктора (мультиплікатора, демультиплікатора, роздаточної коробки).

## 6.2. Визначення параметрів автомобіля, що обираються

У результаті аналізу експлуатаційних і технічних характеристик найближчих аналогів встановлюються та обґрунтовуються: компоновальна схема АТЗ, повна маса, кількість осей, в тому числі ведучих, розподіл повної маси по осях, база, висота центру тяжіння над опорною поверхнею, габаритна висота і колія передніх коліс і на їх основі – площа лобової поверхні АТЗ, тип і розмірність шин, а за нею – статичний радіус колеса з навантаженням, тип і оборотність двигуна, коефіцієнт опору повітря і коефіцієнт корисної дії трансмісії. При цьому враховуються основні тенденції в розвитку конструкцій АТЗ: зниження витрати палива і зменшення спорядженої маси.

При виборі компоновальної схеми легкових автомобілів враховується, що останніми роками в особливо малому й малому класах отримали розвиток передньопривідні автомобілі.

Спочатку визначається споряджена маса автомобіля (маса автомобіля із заправкою і спорядженням, але без водія і пасажирів).

Споряджена маса легкових автомобілів залежить від класу і групи. Робочий об'єм двигуна – основний параметр, що визначає належність автомобіля до відповідного класу і групи, для проєктованого автомобіля приймають за аналогом. Споряджену масу легкового автомобіля вибирають з відповідного діапазону за таблицею 6.1. Менші значення спорядженої маси (табл. 6.1) приймаються для автомобілів з переднім приводом, а більші – для задньопривідних.

Таблиця 6.1 – Діапазони спорядженої маси легкових автомобілів відповідно до класу і групи

Клас автомобіля	Група	Робочий об'єм двигуна $V_L$ , л	Споряджена маса $m_o$ , кг
1	1	до 0,849	до 699
	2	0,85÷1,099	700÷864
2	1	1,1÷1,299	865÷989
	2	1,3÷1,499	965÷1139
	3	1,5÷1,799	1115÷1239
3	1	1,8÷2,499	1240÷1319
	2	2,5÷3,499	1390÷1609
4	1	3,5÷4,999	1610÷2020
	2	понад 5	не регламентована

Для вантажних автомобілів передбачувану споряджену масу автомобіля визначають за статистичними даними аналізу найближчих аналогів, виходячи з коефіцієнта вантажопідйомності:

$$k_{\Gamma} = \frac{q_{\Pi}}{m_{0\Pi}}, \quad (6.1)$$

де  $q_{\Pi}$  – вантажопідйомність автомобіля-аналога;  
 $m_{0\Pi}$  – споряджена маса автомобіля-аналога.

Споряджена маса проєктованого вантажного автомобіля визначається за середнім значенням коефіцієнта вантажопідйомності трьох автомобілів-аналогів за формулою

$$m_0 = \frac{q}{k_{\Gamma c}}, \quad (6.2)$$

де  $k_{\Gamma c} = \Sigma k_{\Gamma} / 3$  – середнє значення коефіцієнта вантажопідйомності.

Споряджена маса автобуса залежить від його номінальної місткості. При цьому під номінальною місткістю  $n$  розуміють кількість пасажирів, яких перевозять автобусом при нормальних умовах руху (не в час пік). Споряджену масу автобуса визначають за питомою спорядженою масою автобуса-аналога

$$\alpha_{m_0} = \frac{m_{0\Pi}}{n_{\Pi}}, \quad (6.3)$$

де  $m_{0\Pi}$  – споряджена маса автобуса-аналога;  
 $n_{\Pi}$  – номінальна кількість пасажирів автобуса-аналога.

Споряджена маса проєктованого автобуса визначається за середнім значенням питомої спорядженої маси автобусів-аналогів за формулою

$$m_0 = n \cdot \alpha_{m_0 c}, \quad (6.4)$$

де  $\alpha_{m_0 c} = \Sigma \alpha_{m_0} / 3$  – середнє значення питомої спорядженої маси автобусів-аналогів.

Повну масу автомобіля можна визначити за формулами:  
 для вантажних автомобілів

$$m_a = m_0 + m_{\Gamma p} + (m_{\text{ч}} + m_{\text{б}}) \cdot (n_c + 1); \quad (6.5)$$

автобусів міського типу

$$m_a = m_0 + (m_{\text{ч}} + m_{\text{б}}) \cdot (n_{\text{с}} + n_{\text{р}} + 1); \quad (6.6)$$

легкових автомобілів і автобусів міжміського типу

$$m_a = m_0 + (m_{\text{ч}} + m_{\text{б}}) \cdot (n_{\text{с}} + 1), \quad (6.7)$$

де  $m_0$  – споряджена маса автомобіля (маса автомобіля із заправкою і спорядженням, але без водія і пасажирів), кг;

$m_{\text{ГР}}$  – маса вантажу (вантажопідйомність), кг;

$m_{\text{ч}}=75$  кг – маса водія або пасажирів;

$n_{\text{с}}$  и  $n_{\text{р}}$  – кількість місць для сидіння пасажирів та для проїзду стоячи відповідно;

$m_{\text{б}}$  – маса багажу, кг.

Масу багажу водія і пасажирів вантажних автомобілів і міських автобусів приймають рівною 5 кг, автобусів для міжміських перевезень – 15 кг і легкових автомобілів – 10 кг на одну людину.

Розподіл повної маси між осями легкового автомобіля залежить від його компоновки. При класичній компоновці на задню вісь приймають  $(0,52 - 0,55) \cdot m_a$ , при передньоприводній компоновці  $(0,43 - 0,47) \cdot m_a$ , а задньомоторній –  $(0,56 - 0,60) \cdot m_a$ .

Визначення розподілу маси вантажного автомобіля по його осях виконують із умови повного використання вантажопідйомності шин, дотримання норм, що обмежують максимальне допустиме навантаження на вісь, та статистичними даними. При цьому враховують, що за допустимим на одну вісь навантаженням автомобілі поділяються на дві групи: А і Б. У автомобілів групи А на одну вісь допускається навантаження до 100 кН, групи Б – до 60 кН. Допустиме навантаження на один міст балансірної підвіски залежить від відстані між осями суміжних мостів та складає 70 % – 100 % від навантаження, яке допускається на одиночний міст при відстані між мостами відповідно 1 м – 2,5 м. Збільшення навантаження на ведучу вісь приводить до збільшення зчипної ваги і відповідно до підвищення його прохідності. Але вантажопідйомність при цьому знижується. Масу, що припадає на ведучий міст, колеса якого мають здвоєні шини, рекомендується приймати в автомобілів групи А  $(0,65 - 0,70) \cdot m_a$ , а в автомобілів групи Б –  $(0,7 - 0,80) \cdot m_a$ . Окрему групу складають позашляхові автомобілі, навантаження на осі яких зазвичай не регламентується. Рух таких автомобілів по дорогах загального користування, як правило, заборонено.

### 6.3. Визначення максимальної потужності двигуна

Визначення максимальної потужності двигуна  $N_{\max}$  виконується в два етапи.

*Перший етап.* На першому етапі визначається потужність  $N_v$ , необхідна для рівномірного руху автомобіля з максимальною швидкістю. Баланс потужностей автомобіля при русі з максимальною швидкістю

$$N_k = N_\psi + N_B;$$
$$N_e \cdot \eta_{\text{тр}} = \frac{G_a \cdot \psi_v \cdot v_{a\max}}{3600} + \frac{K_B \cdot F \cdot v_{a\max}^3}{46656}. \quad (6.8)$$

Потужність двигуна при максимальній швидкості  $N_e = N_v$

$$N_v = \frac{G_a \cdot \psi_v \cdot v_{a\max}}{3600 \cdot \eta_{\text{тр}}} + \frac{K_B \cdot F \cdot v_{a\max}^3}{46656 \cdot \eta_{\text{тр}}}, \quad (6.9)$$

де  $G_a = m_a \cdot g$  – сила тяжіння автомобіля повної маси;

$\psi_v$  – коефіцієнт сумарного дорожнього опору при максимальній швидкості автомобіля ( $\psi_v = f_v = f_0 + 5,4 \cdot 10^{-7} \cdot v_{a\max}^2$ ).

Коефіцієнт опору коченню при малій швидкості можна наближено прийняти для легкових автомобілів  $f_0 = 0,01$  і для вантажних  $f_0 = (0,015 \dots 0,02)$ .

*Другий етап.* На другому етапі визначається максимальна потужність двигуна. Максимальна потужність двигуна є функцією розрахованої потужності  $N_v$ , типу двигуна внутрішнього згоряння і обраної за прототипом частоти обертання колінчастого вала  $n_N$

$$N_{e\max} = f(N_v, n_N). \quad (6.10)$$

*Випадок 1* – двигуни бензинові без обмежувача максимальної частоти обертання (двигуни легкових автомобілів).

У цьому випадку максимальна швидкість автомобіля обмежується потужністю двигуна. При цьому максимальна ефективна потужність двигуна дорівнює

$$N_{e \max} = \frac{N_v}{A_1 \frac{n_v}{n_N} + A_2 \left( \frac{n_v}{n_N} \right)^2 - \left( \frac{n_v}{n_N} \right)^3}, \quad (6.11)$$

де  $n_v$  – частота обертання вала двигуна при максимальній швидкості автомобіля;

$A_1 = A_2 = 1$  – емпіричні коефіцієнти, що характеризують тип двигуна.

Очевидно, що в цьому випадку частота обертання вала двигуна при максимальній швидкості автомобіля  $n_v$  є максимальною частотою обертання вала двигуна. Для сучасних конструкцій двигунів внутрішнього згоряння без обмежувача максимальної частоти обертання вала двигуна характерне співвідношення  $n_v = n_{e \max} = (1,01 \dots 1,05) \cdot n_N$ . Так само очевидно, що максимальна потужність двигуна в цьому випадку дорівнює максимальній ефективній потужності двигуна  $N_{\max} = N_{e \max}$ .

*Випадок 2* – двигуни бензинові з обмежувачем максимальної частоти обертання (двигуни вантажних автомобілів і потужних легкових), а також дизелі.

У цьому випадку максимальна швидкість автомобіля обмежується максимальною частотою обертання вала двигуна. При цьому справедлива рівність

$$n_v = n_{\max} = n_o = n_N, \quad (6.12)$$

де  $n_o$  – частота обертання вала двигуна, при якій вмикається обмежувач максимальної частоти обертання.

Очевидно, що потужність двигуна при русі з максимальною швидкістю є максимальною потужністю двигуна, оскільки обмежувач максимальної частоти обертання перешкоджає збільшенню ефективної потужності і справедлива рівність

$$N_v = N_{\max}, \quad (6.13)$$

де  $N_{\max}$  – максимальна потужність двигуна, що відповідає частоті обертання вала  $n_N$ .

Максимальна ефективна потужність двигуна  $N_{e \max}$  була б досягнута при частоті обертання вала  $\psi_{\max}$ , якби не було обмежувача час-

тоти обертання. Її значення можна визначити за розрахованою потужністю  $N_v = N_{\max}$  і обраним за аналогом заданого типу двигуна значенням частоти  $n_N$

$$N_{e\max} = \frac{N_v}{A_1 \frac{n_v}{n_N^*} + A_2 \left( \frac{n_v}{n_N^*} \right)^2 - \left( \frac{n_v}{n_N^*} \right)^3}, \quad (6.14)$$

де  $n_N^*$  – теоретична частота обертання вала двигуна, при якій була б досягнута максимальна ефективна потужність  $N_{e\max}$  в разі відсутності обмежувача максимальної частоти обертання (для дизеля  $n_N^* = (1,0 \dots 1,1) \cdot n_N$ ; для бензинових двигунів з обмежувачем максимальної частоти  $n_N^* = (1,1 \dots 1,25) \cdot n_N$ ).

Емпіричні коефіцієнти, що характеризують дизель  $A_1 = 0,5$ ,  $A_2 = 1,5$ .

## 6.4. Визначення передавальних чисел трансмісії

### 6.4.1. Визначення передавального числа головної передачі $u_o$

Передавальне число головної передачі визначають з умови руху автомобіля з максимальною швидкістю при максимальній частоті обертання вала двигуна.

Відома залежність швидкості руху автомобіля від частоти обертання вала двигуна

$$v_a = 0,377 \frac{n_e \cdot r_k}{u_o \cdot u_k}. \quad (6.15)$$

При русі автомобіля з максимальною швидкістю мають місце рівності  $v_a = v_{a\max}$  і  $n_e = n_{e\max}$ . З огляду на це з виразу швидкості автомобіля визначимо передавальне число головної передачі

$$u_o = 0,377 \frac{n_{e\max} \cdot r_k}{v_{a\max} \cdot u_{kv}}, \quad (6.16)$$

де  $u_{kv}$  – вище розрахункове передавальне число коробки передач, на якій досягається максимальна швидкість автомобіля.

У відомих конструкцій автомобілів вище розрахункове передавальне число коробки передач приймають залежно від конструктивної схеми коробки передач, виду автомобіля і типу двигуна:

– для тривальних коробок передач легкових автомобілів і легких вантажних з бензиновим двигуном  $u_{kv} = 1$ ;

– для тривальних коробок передач автомобілів з дизелем  $u_{kv} = 0,6 \dots 0,8$ ;

– для двовальних коробок передач передньопривідних легкових автомобілів  $u_{kv} = 0,6 \dots 0,9$  (менше значення для автомобілів з дизелем);

– для двовальних коробок передач легкових автомобілів з задньомоторним компонованням  $u_{kv} = 0,94 \dots 1,06$ .

Розраховане значення передавального числа головної передачі  $u_0$  потім уточнюється з умови цілого значення кількості зубів зачеплення.

## **6.4.2. Визначення передавальних чисел коробки передач**

### **6.4.2.1. Визначення передавального числа першого ступеня коробки передач**

Передавальне число першого ступеня коробки передач (першої передачі) вибирається з умов забезпечення:

– можливості подолання максимального дорожнього опору із заданим коефіцієнтом опору дороги  $\psi_{\max}$ ;

– можливості маневрування із заданою мінімальною стійкою швидкістю  $v_{\min}$ ;

– відсутності буксування ведучих коліс при подоланні максимального дорожнього опору.

*Передавальне число першої передачі за умови забезпечення можливості подолання максимального дорожнього опору. У цьому випадку автомобіль розвиває максимальний динамічний фактор*

$$D_{\max} = \frac{P_{kl}^{\max} - P_B}{G_a}. \quad (6.17)$$

Подолання максимального дорожнього опору відбувається при постійній швидкості руху, оскільки автомобіль більше не здатний розганятися. При цьому справедлива рівність  $D_{\max} = \psi_{\max}$ . З урахуванням цього і при допущенні, що при швидкості автомобіля, на якій

долається максимальний дорожній опір, сила опору повітря мало відрізняється від нуля, можна записати

$$\frac{P_{к1}^{\max}}{G_a} = \Psi_{\max}. \quad (6.18)$$

Розкриваючи значення повної сили тяги на ведучих колесах, отримаємо

$$\frac{M_{e\max} \cdot u_{1\psi} \cdot u_o \cdot \eta_{тр}}{G_a \cdot r_d} = \Psi_{\max}, \quad (6.19)$$

звідки отримаємо

$$u_{1\psi} = \frac{G_a \cdot \Psi_{\max} \cdot r_d}{M_{e\max} \cdot u_o \cdot \eta_{тр}}, \quad (6.20)$$

де  $u_{1\psi}$  – передавальне число першої передачі, що забезпечує автомобілю можливість подолання заданого максимального дорожнього опору.

*Передавальне число першої передачі за умови забезпечення можливості маневрування із заданою мінімальною стійкою швидкістю  $v_{amin}$  визначається виразом*

$$u_{1v} = 0,377 \frac{n_{emin} \cdot r_k}{u_o \cdot v_{amin}}, \quad (6.21)$$

де  $u_{1v}$  – передавальне число першої передачі, що забезпечує можливість маневрування із заданою мінімальною швидкістю  $v_{min}$ .

$n_{emin}$  – мінімально стійка частота обертання колінчастого вала двигуна, об / хв;

$v_{amin} = < (4 \dots 5) \text{ км/год}$  – швидкість маневрування.

Зазвичай приймають  $n_{emin} = (0,16 \dots 0,18)n_N$ .

*Передавальне число першої передачі за умови відсутності буксування ведучих коліс при подоланні максимального дорожнього опору*

$$D_{\phi} \geq D_{\max} = \Psi_{\max}. \quad (6.22)$$

Для задньопривідного автомобіля динамічний фактор за зчепленням

$$D_{\varphi} = \frac{P_{\varphi 2}}{G_a} = \frac{G_2 \cdot m_{z2} \cdot \varphi_x}{G_a} = \frac{P_{k \max}}{G_a} = \frac{M_{e \max} \cdot u_{1\varphi} \cdot u_0 \cdot \eta_{\text{тр}}}{G_a \cdot r_d},$$

звідки отримуємо

$$u_{1\varphi} = \frac{G_2 \cdot m_{z2} \cdot \varphi_x \cdot r_d}{M_{e \max} \cdot u_0 \cdot \eta_{\text{тр}}}. \quad (6.23)$$

Порядок вибору передавального числа першої передачі коробки передач:

- а) порівнюють значення  $u_{1\psi}$  та  $u_{1\nu}$  і вибирають більше значення;
- б) порівнюють значення передавального числа, обраного за пунктом «а», зі значенням  $u_{1\varphi}$  і вибирають менше значення;
- в) значенню передавального числа коробки передач, обраному за пунктом «б», привласнюють позначення  $u_{k1}$ .

#### 6.4.2.2. Визначення кількості ступенів коробки передач

Кількість ступенів є однією з основних характеристик коробки передач і визначається її діапазоном, типом і призначенням автомобіля. Діапазон коробки передач  $D_k$  – це відношення

$$D_k = \frac{u_{k1}}{u_{kv}}. \quad (6.24)$$

У загальному випадку чим більше ступенів в коробці передач, тим краща тягова характеристика автомобіля. Слід зазначити, що збільшення кількості ступенів веде до подорожчання коробки і викликає труднощі у водія у виборі потрібної передачі. Тому коробки передач з неавтоматичним керуванням для легкових автомобілів мають 4 – 6 ступенів і для вантажних автомобілів 5 – 12. Коробки передач з автоматичним керуванням можуть мати більшу кількість ступенів. Такі коробки передач для вантажних автомобілів мають 16–24 передачі. Залежність кількості ступенів у коробці передач від її діапазону наведено в таблиці 6.2.

Якщо передавальне число першої передачі більше ніж 8,5, габаритні розміри коробки передач проєктованого автомобіля вийдуть занадто великі. Для зменшення габаритів коробки передач в трансмісію автомобіля додають додатковий редуктор.

Таблиця 6.2 – Залежність кількості ступенів коробки передач від її діапазону

Параметр	Значення						
Діапазон коробки $D_k$	3,1–4,7	5,7–8,5	7,9–9,35	8–10	9,2–8,5	13–19,4	17–24,7
Кількість ступенів, $n_k$	4	5	6	8	10	16	20

У цьому випадку передавальне число першої передачі визначає вираз

$$u_{1\psi} = \frac{G_a \cdot \psi_{\max} \cdot r_d}{M_{e\max} \cdot u_o \cdot u_{pH} \cdot \eta_{TP}}, \quad (6.25)$$

де  $u_{pH}$  – передавальне число нижчої передачі додаткового редуктора.

Як правило, передавальне число нижчої передачі додаткового редуктора виконується в межах  $u_{pH} = 1,8 \dots 2,3$ .

### 6.4.2.3. Визначення передавальних чисел ступенів проміжних передач коробки

Визначення передавальних чисел ступенів проміжних передач коробки зазвичай виконується так, щоб їх значення розподілялись за геометричною прогресією або гармонійним рядом.

а) Передавальні числа КП, що розподіляються за геометричною прогресією:

$$u_{ki} = n_k^{-1} \sqrt[n_k]{u_{k1}^{n_k-i}}, \quad (6.26)$$

де  $n_k$  – кількість передач в коробці (за винятком прискорювальної передачі та передачі заднього ходу);

$i$  – порядковий номер передачі.

У цьому випадку забезпечується можливість роботи двигуна при розгоні автомобіля в однаковому режимі на всіх передачах у КП, що переважно для вантажних автомобілів.

б) Передавальні числа КП, що розподіляються за гармонійним рядом:

$$u_{ki} = \frac{u_{k1}}{\frac{i-1}{m_v-1} \cdot \left( \frac{u_{k1}}{u_{kv}} - 1 \right) + 1}, \quad (6.27)$$

де  $m_v$  – номер передачі в КП, на якій досягається  $v_{\max}$  (це номер передачі, якій відповідає передавальне число  $u_{kv}$ ).

У цьому випадку забезпечується зростання швидкості при розгоні автомобіля на одну й ту ж саму величину на кожній передачі в КП, що переважно для легкових автомобілів.

*в) Визначення передавального числа прискорювальної (економної) передачі коробки передач.*

Передавальне число прискорювальної (економної) передачі коробки передач визначається з умови забезпечення мінімальної шляхової витрати палива при тривалому русі автомобіля з постійною швидкістю, із так званою «крейсерською» швидкістю.

$$u_{\text{аек}} = 0,377 \frac{n_{\text{гемін}} \cdot r_k}{v_{\text{аек}} \cdot u_0}, \quad (6.28)$$

де  $n_{\text{гемін}} = (0,6 \dots 0,7) \cdot n_N$  – частота обертання колінчастого вала, при якій двигун працює з найменшою питомою витратою палива;

$v_{\text{аек}}$  – швидкість руху автомобіля, при якій бажано мати найменшу шляхову витрату палива.

Зазвичай значення «крейсерської» швидкості руху приймають відповідно до допустимої швидкості, наприклад  $v_{\text{аек}} = 90$  км/год, або  $v_{\text{аек}} = 130$  км/год.

*г) Визначення передавального числа передачі заднього ходу.*

Значення передавального числа передачі заднього ходу визначається з конструктивних міркувань при розробці конструкції коробки передач. Зазвичай воно має значення

$$u_{\text{зх}} = (0,9 \dots 1,3) \cdot u_{k1}. \quad (6.29)$$

#### **6.4.2.4. Визначення передавального числа роздавальної коробки**

Зазвичай в роздавальній коробці дві передачі: вища і нижча. Вища задається, а нижча визначається з умови буксування коліс

$$u_{\text{рн}} = \frac{G_a \cdot \varphi_x \cdot r_d}{M_{e\text{max}} \cdot u_{\text{к1}} \cdot u_0 \cdot \eta_{\text{тр}}}, \quad (6.30)$$

де  $\varphi_x = 0,8$ .

Знайдене значення необхідно перевірити за величиною мінімальної стійкої швидкості, одержуваної при даному значенні  $u_{\text{рн}}$ .

$$v_{a\text{min}} = 0,377 \frac{n_{e\text{min}} \cdot r_k}{u_0 \cdot u_{\text{к1}} \cdot u_{\text{рн}}}, \quad (6.31)$$

де  $n_{e\text{min}}$  – мінімально стійкі оберти колінчатого вала двигуна;

$v_{a\text{min}} = (2 - 3)$  км/год – рекомендована мінімальна швидкість.

Мінімально стійкі оберти колінчатого вала двигуна приймають  $n_{e\text{min}} = 0,5n_N$ .

### Контрольні запитання

1. Наведіть види тягового розрахунку та їх мету.
2. Які групи параметрів визначаються при тяговому розрахунку автомобіля?
3. Опишіть як визначається максимальна потужність двигуна.
4. Опишіть послідовність визначення передавальних чисел трансмісії.
5. Напишіть формулу для визначення передавального числа головної передачі.
6. Напишіть формули для визначення передавального числа першого ступеня коробки передач.
7. Як визначають кількість передач у коробці передач?
8. Як визначаються передавальні числа проміжних передач у коробці?
9. Як визначаються передавальні числа економної передачі та передачі заднього ходу?
10. Як визначаються передавальні числа роздавальної коробки?

## ТЕМА 7

### ГАЛЬМІВНА ДИНАМІКА АВТОМОБІЛЯ

#### 7.1. Процес гальмування автомобіля і рівняння руху автомобіля при гальмуванні

Процес гальмування автомобіля – це створення штучного опору обертанню коліс. При цьому кінетична енергія автомобіля витрачається на здійснення роботи тертя в гальмівних механізмах та плямі контакту шини з дорогою. Тепло, яке утворюється при цьому, розсіюється в навколишній атмосфері.

Здатність автомобіля виконувати гальмування з максимальною ефективністю та з ефективністю, необхідною для керування рухом, утримуватися в загальмованому стані на місці, а також рухатися з рівномірною швидкістю на затяжних спусках називаються *гальмівними властивостями автомобіля*. Гальмівні властивості автомобіля визначають не тільки його гальмівну динаміку, а й його загальну динаміку руху.

Види гальмування:

– *екстрене гальмування* – гальмування з максимально можливою ефективністю. Мета: якнайшвидша зупинка автомобіля (3 %...5 % всіх гальмувань);

– *службове гальмування* – гальмування з ефективністю, необхідною для керування рухом автомобіля. Мета – знизити швидкість руху автомобіля (95 %...97 % всіх гальмувань).

Прийоми гальмування:

– гальмування тільки гальмівною системою;

– гальмування тільки двигуном;

– спільне гальмування гальмівною системою і двигуном;

– гальмування періодичною дією гальмівної системи.

При гальмуванні автомобіля подача палива припиняється і тягове зусилля  $P_k = 0$ . Природне тертя в шинах та опір повітря  $P_v$  зменшують швидкість руху автомобіля і, як наслідок, з'являється сила інерції. При цьому, якщо зчеплення не вимкнене, то до ведучих коліс від колінчастого вала двигуна передається момент опорів у двигуні  $M_r$ , що викликає появу на них сили опору обертанню  $P_r$ . Після натискання на педаль гальма на колесах з'являється гальмівна сила  $P_t$ .

У цьому випадку опір обертанню коліс і відповідно руху автомобіля формується не тільки природним тертям в шинах, а й опором двигуна, який підведений до ведучих коліс, і штучно створеним тертям у гальмівних механізмах. Внаслідок опору обертанню коліс у плямі контакту з опорною поверхнею дороги виникають поздовжні реакції  $R_{x1}$ ,  $R_{x2}$ , спрямовані проти вектора швидкості автомобіля (рис. 7.1).

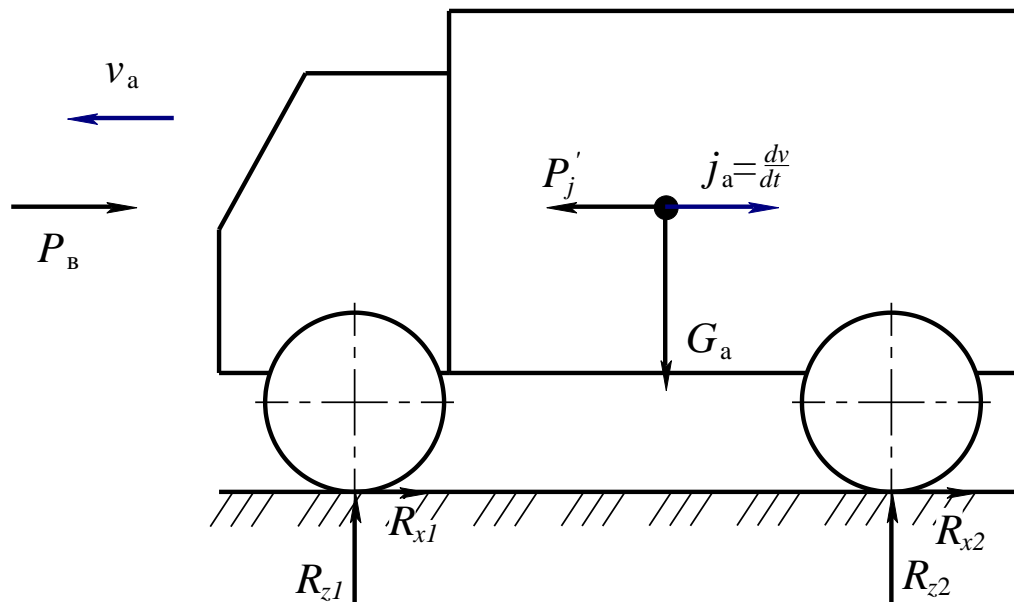


Рис. 7.1. Схема сил, що діють на автомобіль при гальмуванні

Рівняння руху автомобіля при гальмуванні зв'язує сили, що викликають зміну його динамічного стану, – зменшення швидкості та сили інерції, які протидіють цій зміні. Зазвичай процес гальмування автомобіля розглядається на горизонтальній дорозі.

Сума сил, що викликають зменшення швидкості автомобіля:

$$\sum P = R_{x1} + R_{x2} + P_B. \quad (7.1)$$

Сили, які викликають зміну швидкості автомобіля, і сили інерції, що виникають внаслідок зміни швидкості, завжди рівні, але протилежно спрямовані

$$\sum P = P_{j_t}, \quad (7.2)$$

де  $P_{j_t} = m_a \cdot \left(-\frac{dv}{dt}\right)$  – сила інерції поступально рухомих частин автомобіля при гальмуванні.

Позначимо негативне прискорення автомобіля « $-\frac{dv}{dt}$ » ідентифікатором  $j_T$  і назвемо його *уповільненням*, а масу автомобіля визначимо як відношення  $G_a/g$ , тоді

$$P_{j_T} = \frac{G_a}{g} \cdot j_T. \quad (7.3)$$

З урахуванням значень сил рівність (7.2) набуде вигляду

$$R_{x1} + R_{x2} + P_B = \frac{G_a}{g} \cdot j_T, \quad (7.4)$$

або

$$R_{x1} + R_{x2} + P_B - \frac{G_a}{g} \cdot j_T = 0, \quad (7.5)$$

де  $R_{x1} = \frac{M_{\tau1}}{r_d} + P_{f1} - \frac{J_{k1}}{r_d \cdot r_k} \cdot \left(-\frac{dv}{dt}\right)$  – поздовжня реакція на колесах передньої осі;

$R_{x2} = \frac{M_{\tau2}}{r_d} + P_{f2} - \frac{J_{k2} + J_e \cdot u_{\text{тр}}^2 \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_d \cdot r_k} \cdot \left(-\frac{dv}{dt}\right) + \frac{M_{\tau} \cdot u_{\text{тр}}}{r_d \cdot \eta_{\text{тр}}}$  – поздовжня реакція на колесах задньої осі, з'єднаних з двигуном.

З урахуванням значень реакцій  $R_{x1}$ ,  $R_{x2}$  і що  $-\frac{dv}{dt} = j_T$  вираз (7.5) набуде вигляду

$$\begin{aligned} & \frac{M_{\tau1}}{r_d} + P_{f1} - \frac{J_{k1}}{r_d \cdot r_k} \cdot j_T + \frac{M_{\tau2}}{r_d} + P_{f2} - \\ & - \frac{J_{k2} + J_e \cdot u_{\text{тр}}^2 \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_d \cdot r_k} \cdot j_T + \frac{M_{\tau} \cdot u_{\text{тр}}}{r_d \cdot \eta_{\text{тр}}} + P_B - \frac{G_a}{g} \cdot j_T = 0. \end{aligned} \quad (7.6)$$

позначимо:

$$P_T = P_{\tau1} + P_{\tau2} = \frac{M_{\tau1}}{r_d} + \frac{M_{\tau2}}{r_d} - \text{гальмівна сила автомобіля};$$

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

$P_{j_t} = \frac{G_a}{g} \cdot j_t$  – сила інерції поступально рухомих частин автомобіля;

$P_{J_k+J_e} = \frac{\sum J_k + J_e \cdot u_{tr}^2 \cdot \eta_{tr}}{r_d \cdot r_k} \cdot j_t$  – сумарна сила інерції обертових

мас автомобіля, що приведена до гальмівних коліс;

$P_\tau = \frac{M_\tau \cdot u_{tr}}{r_d \cdot \eta_{tr}}$  – гальмівна сила двигуна, що приведена до гальмі-

вних коліс ( $M_\tau$  – момент опору обертання колінчастого вала в режимі гальмування двигуном).

З урахуванням прийнятих позначень рівняння руху автомобіля при гальмуванні набуде вигляду

$$P_T + P_f - P_{J_k+J_e} + P_B + P_\tau - P_{j_t} = 0. \quad (7.7)$$

При гальмуванні автомобіля з відключенням двигуна від коліс рівняння руху набуде вигляду

$$P_T + P_f - P_{J_k} + P_B - P_{j_t} = 0, \quad (7.8)$$

де  $P_{J_k} = \frac{\sum J_k}{r_d \cdot r_k} \cdot j_t$  – сила інерції обертових мас коліс.

При екстремому гальмуванні, тобто з повним використанням зчіпних властивостей коліс з дорогою, можна допустити, що  $P_B \approx 0$  тоді

$$P_{T_{max}} + P_f - P_{J_k} - P_{j_{t_{max}}} = 0. \quad (7.9)$$

При цьому на колесах формується максимальна сумарна поздовжня реакція, рівна силі зчеплення коліс автомобіля з дорогою  $P_\phi$ , тобто  $R_{x_{max}} = P_\phi = P_{T_{max}} + P_f - P_{J_k}$ , відповідно можна записати

$$R_{x_{max}} - P_{j_{t_{max}}} = 0. \quad (7.10)$$

При допущенні рівності коефіцієнтів зчеплення коліс передньої і задньої осей  $\phi_{x1} = \phi_{x2} = \phi_{x_{max}}$ , можна вважати, що

$$R_{x_{max}} = P_{\phi 1} + P_{\phi 2} = (R_{z1} + R_{z2}) \cdot \phi_x = G_a \cdot \phi_x.$$

З урахуванням прийнятого допущення і, розкриваючи  $P_{j_{T \max}}$ , перетворимо рівняння (7.10) до вигляду

$$G_a \cdot \varphi_{x \max} - \frac{G_a}{g} \cdot j_{T \max} = 0. \quad (7.11)$$

Після поділу рівняння (7.11) на вагу автомобіля  $G_a$ , отримаємо рівняння руху автомобіля при гальмуванні з максимальною ефективністю в безрозмірній формі запису

$$\varphi_{x \max} - \frac{j_{T \max}}{g} = 0. \quad (7.12)$$

## 7.2. Вимірники і показники гальмівних властивостей автомобіля

У якості вимірників ефективності гальмівних властивостей (за аналогією з тяговою динамічністю) служать: уповільнення  $j_T$ ; час гальмування  $t_T$ ; шлях гальмування  $S_T$ . Показниками ефективності гальмування є:

- максимальне уповільнення при екстремому гальмуванні  $j_{T \max}$ ;
- мінімальний час гальмування із заданою швидкістю;
- мінімальний гальмівний шлях із заданою швидкістю.

### 7.2.1. Максимальне уповільнення автомобіля

Максимальне уповільнення автомобіля при екстремому гальмуванні розраховують з рівняння руху, представленого у відносній формі (7.12). З рівняння (7.12) отримаємо

$$j_{T \max} = g \cdot \varphi_{x \max}. \quad (7.13)$$

При коефіцієнті зчеплення  $\varphi_{x \max} = 0,8$  максимально можливе уповільнення дорівнює  $j_{T \max} = 7,85 \text{ м/с}^2$ .

### 7.2.2. Час екстремого гальмування

Час екстремого гальмування автомобіля визначають за максимальним уповільненням  $j_{T \max}$ , виразивши його як негативне прискорення  $-dv/dt$

$$-\frac{dv}{dt} = g \cdot \varphi_{x \max}. \quad (7.14)$$

Рівняння (7.14) перетворимо в диференціальне рівняння з роздільними змінними

$$dt = -\frac{1}{g \cdot \varphi_{x\max}} dv. \quad (7.15)$$

Для визначення часу гальмування проінтегруємо ліву і праву частину рівняння (7.15) за відповідними змінними:

$$\int_0^{t_T} dt = -\frac{1}{g \cdot \varphi_{x\max}} \int_{v_H}^{v_K} dv, \quad (7.16)$$

де 0 і  $v_H$  – нижні межі інтегрування, що відповідають початковому часу і початковій швидкості гальмування;

$t_T$  і  $v_K$  – верхні межі інтегрування, відповідні часу гальмування і кінцевій швидкості гальмування.

При допущенні, що  $\varphi_{x\max}$  не змінюється за час гальмування, визначимо час гальмування

$$t_T = -\frac{1}{g \cdot \varphi_{x\max}} (v_K - v_H). \quad (7.17)$$

При гальмуванні до повної зупинки, враховуючи, що  $v_K = 0$ , час гальмування набуває значення

$$t_T = \frac{v_H}{g \cdot \varphi_{x\max}}. \quad (7.18)$$

У формулі (7.18) усі компоненти представлені в системі СІ. Для використання розмірності швидкості в км/год перепишемо формулу (7.18) у вигляді

$$t_T = \frac{v_{\text{ан}}}{3,6 \cdot g \cdot \varphi_{x\max}}, \quad (7.19)$$

де  $v_{\text{ан}}$  – початкова швидкість гальмування, км/год.

Мінімальний час гальмування автомобіля до повної зупинки з початковою швидкістю  $v_{\text{ан}} = 80$  км/год, при коефіцієнті зчеплення  $\varphi_{x\max} = 0,8$ , відповідно до формули (7.19) дорівнює  $t_T = 2,83$  с.

### 7.2.3. Шлях гальмування автомобіля

Шлях гальмування  $S_T$  автомобіля визначається з диференціального виразу шляху

$$dS = v \cdot dt. \quad (7.20)$$

Підставимо в нього значення  $dt$  з формули (7.15)

$$dS = -\frac{1}{g \cdot \varphi_{x\max}} v \cdot dv. \quad (7.21)$$

Проінтегруємо цей вираз у відповідних межах

$$\int_0^{S_T} dS = -\frac{1}{g \cdot \varphi_{x\max}} \int_{v_H}^{v_K} v \cdot dv, \quad (7.22)$$

і визначимо значення гальмівного шляху при гальмуванні з  $v_H$  до  $v_K$

$$S_T = -\frac{1}{2g \cdot \varphi_{x\max}} (v_K^2 - v_H^2) \quad \text{або} \quad S_T = \frac{1}{2g \cdot \varphi_{x\max}} (v_H^2 - v_K^2). \quad (7.23)$$

Якщо швидкість автомобіля виразити в км/год, то гальмівний шлях

$$S_T = \frac{1}{26g \cdot \varphi_{x\max}} (v_{ан}^2 - v_{ак}^2). \quad (7.24)$$

При гальмуванні до повної зупинки  $v_{ак} = 0$ , в цьому випадку

$$S_T = \frac{v_{ан}^2}{26g \cdot \varphi_{x\max}}. \quad (7.25)$$

Мінімальний гальмівний шлях автомобіля до повної зупинки з початкової швидкості  $v_{ан} = 80$  км/год, при коефіцієнті зчеплення  $\varphi_{x\max} = 0,8$ , відповідно до формули (7.25) дорівнює  $S_T = 32$  м.

При виведенні формул для шляху і часу гальмування не враховувалася невідповідність гальмівних сил нормальним реакціям, тому фактичний мінімальний гальмівний шлях виявляється на 20% – 40 % більше теоретичного. Для врахування експлуатаційних умов введемо в формулу емпіричний коефіцієнт зменшення ефективності зчеплення  $k_e$

$$k_e = \begin{cases} 1,2 - \text{легкові автомобілі;} \\ 1,3 - 1,4 - \text{вантажні автомобілі.} \end{cases}$$

З огляду на це гальмівний шлях автомобіля визначає вираз

$$S_T = \frac{k_c}{26g \cdot \varphi_{x\max}} v_{\text{ан}}^2. \quad (7.26)$$

Для легкового автомобіля при  $v_{\text{ан}} = 80$  км/год і  $\varphi_{x\max} = 0,8$  гальмівний шлях дорівнює  $S_T = 37,6$  м.

#### 7.2.4. Гальмівна діаграма автомобіля

Для комплексної оцінки гальмівної динаміки автомобіля використовують графічне відображення залежності уповільнення  $j_T$  від часу  $t$  (рис. 7.2). Іноді графік  $j_T = f(t)$  доповнюють залежністю гальмівної сили  $P_T = f(t)$ , швидкості при гальмуванні  $v_a = f(t)$  і зусиллям на педалі гальма  $P_{\text{п}} = f(t)$  від часу гальмування. Цей графік називають *гальмівною діаграмою автомобіля*.

Під час руху автомобіля водій помічає небезпеку на дорозі (точка А) і з цього моменту починається відлік часу та шляху його зупинки. Час зупинки автомобіля складається з часу реакції водія та часу гальмування. Час реакції водія залежить від цілого ряду чинників: кваліфікації, віку, стану здоров'я та ін. Зазвичай час реакції водія визначає інтервал 0,2...1,5 с. Час реакції водія – це час прийняття ним рішення про гальмування та переносу ноги на педаль гальма. При розрахунках час реакції приймають рівним 0,8 с. Після натиснення водієм на педаль гальма створювання гальмівних моментів на колесах автомобіля відбувається через деякий час. Час запізнювання гальмівної системи залежить від типу приводу гальм і типу гальмівних механізмів. Зазвичай він знаходиться в інтервалі 0,05...0,07 с для дискових гальмівних механізмів і 0,15...0,2 – для барабанних в разі гідравлічного гальмівного приводу. При пневматичному гальмівному приводі час запізнювання становить 0,2...0,4 с. Час наростання характеризує темп наростання уповільнення автомобіля після того як гальмівні механізми почали створювати гальмівний момент. Час наростання залежить від типу гальмівного приводу: для гідроприводу – 0,05...0,2 с, для пневмоприводу – 0,15...0,6 с.

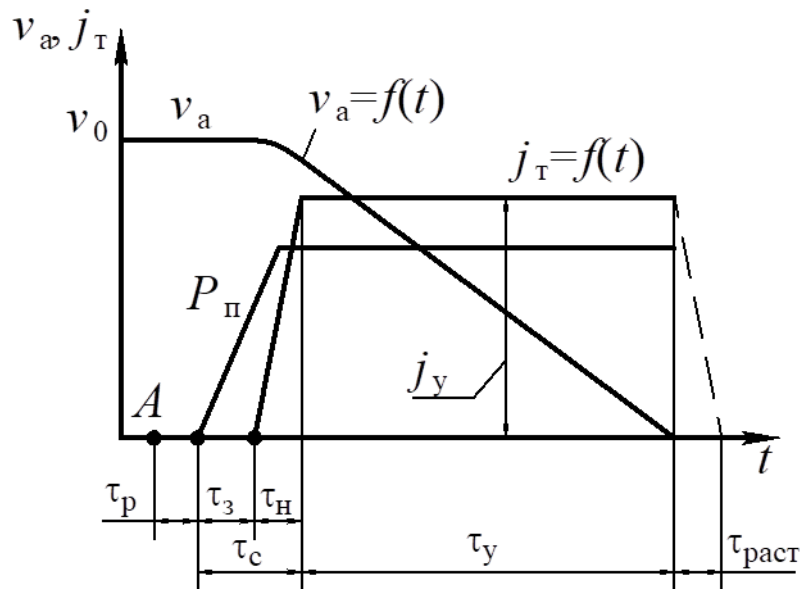


Рис. 7.2. Гальмівна діаграма автомобіля:

$v_{ан}$  – початкова швидкість гальмування;  $\tau_p$  – час реакції водія;  
 $\tau_3$  – час запізнювання;  $\tau_H$  – час наростання;  $\tau_c$  – час спрацювання;  
 $\tau_y$  – час гальмування зі сталим уповільненням  $j_y$ ;  
 $\tau_{раст}$  – час розгальмування

За допомогою гальмівної діаграми можна визначити гальмівний шлях автомобіля, тобто шлях, пройдений автомобілем з моменту прикладення зусилля до педалі гальма до його зупинки:

$$S_T = \frac{v_0}{3,6} (\tau_3 + 0,5\tau_H) + \frac{k_e}{26g \cdot \varphi_{x\max}} v_0^2. \quad (7.27)$$

Зупинний шлях автомобіля, тобто шлях, пройдений автомобілем з моменту виявлення небезпеки (точка А) до його зупинки:

$$S_o = \frac{v_0}{3,6} (\tau_p + \tau_3 + 0,5\tau_H) + \frac{k_e}{26g \cdot \varphi_{x\max}} v_0^2. \quad (7.28)$$

Для легкового автомобіля гальмівний шлях при  $v_{ан} = 80$  км/год і  $\varphi_{x\max} = 0,8$  з урахуванням часу спрацювання гальмівної системи ( $\tau_3 = 0,05$  с,  $\tau_H = 0,12$  с) дорівнює  $S_T = 38,8$  м, а зупинний шлях з врахуванням часу реакції водія  $\tau_p = 0,8$  с дорівнює  $S_o = 56,6$  м.

### 7.2.5. Статична характеристика гальмівного керування автомобіля

Статична характеристика гальмівного керування – це залежність сталого уповільнення автомобіля від усталеного зусилля на педалі гальма (рис. 7.3). Статична характеристика визначає *гальмівну керованість автомобіля* – здатність створювати уповільнення автомобіля відповідно до керуючих сигналів водія. Оцінку гальмівної керованості автомобіля виконують за значенням коефіцієнта ефективності гальмівного керування.

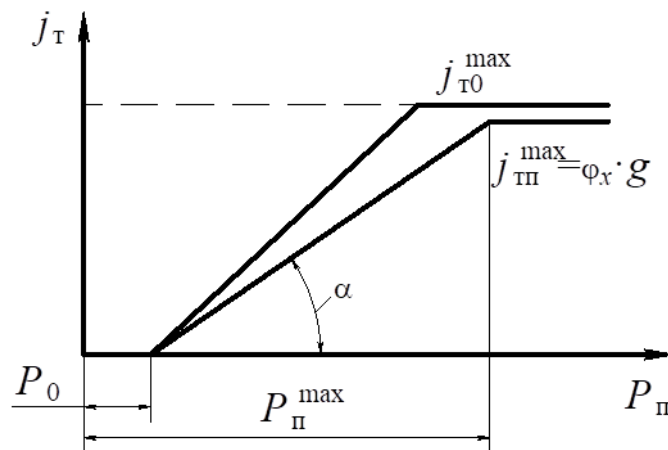


Рис. 7.3. Статична характеристика гальмівного керування автомобіля

Коефіцієнт ефективності гальмівного керування (гальмівної системи) визначається як відношення

$$k_{\text{ту}} = \frac{j_a}{P_{\text{п}} - P_0}; \left[ \frac{\text{м/с}^2}{\text{Н}} \right] = \left[ \frac{1}{\text{кг}} \right], \quad (7.29)$$

де  $P_{\text{п}}$  – стале значення зусилля на педалі гальма;  
 $P_0$  – зусилля нечутливості гальмівної системи.

Оскільки справедливе співвідношення  $\phi_{x0} > \phi_{\text{лп}}$  (зі зменшенням нормального навантаження на колесо коефіцієнт зчеплення зростає), то справедливе і співвідношення

$$j_{\text{т0max}} = \phi_{x0} \cdot g > j_{\text{тлпmax}} = \phi_{\text{лп}} \cdot g, \quad (7.30)$$

де  $j_{\text{т0max}}$ ,  $j_{\text{тлпmax}}$  – максимальне уповільнення автомобіля відповідно без навантаження і з повним навантаженням;

$\varphi_{x0}, \varphi_{xp}$  – коефіцієнт зчеплення коліс автомобіля відповідно без навантаження і з повним навантаженням.

З огляду на співвідношення (7.30) відповідно до формули (7.29) можна стверджувати

$$k_{\text{ту}}^0 > k_{\text{ту}}^{\text{п}}, \quad (7.31)$$

де  $k_{\text{ту}}^0, k_{\text{ту}}^{\text{п}}$  – коефіцієнт ефективності гальмівного керування автомобіля відповідно без навантаження і з повним навантаженням.

Чим більше коефіцієнт ефективності гальмівного керування, тим менше зусилля на педалі для формування заданого (і зокрема максимального) уповільнення автомобіля. Однак верхня межа  $k_{\text{ту}}^0$  обмежується погіршенням регулювання (дозування) уповільнення для автомобіля без навантаження, а нижня межа  $k_{\text{ту}}^{\text{п}}$  визначається зусиллям на педалі гальма, що допускається. У конструкції автомобіля прагнуть забезпечити зміну коефіцієнта ефективності гальмівного керування при зміні ступеня навантаження в межах  $0,026 \frac{\text{м/с}^2}{\text{Н}} \leq k_{\text{ту}} \leq 0,045 \frac{\text{м/с}^2}{\text{Н}}$ .

Статична характеристика гальмівного керування повинна мати зону нечутливості в діапазоні  $P_0 = 45 \dots 100 \text{ Н}$ . При цьому забезпечується компенсація ваги стопи водія. Максимально допустиме зусилля на педалі регламентується стандартами: для легкових автомобілів  $[P_{\text{п}}^{\text{max}}] = 500 \text{ Н}$ , а для вантажних автомобілів  $[P_{\text{п}}^{\text{max}}] = 700 \text{ Н}$ . Однак для підвищення комфорту керування гальмуванням рекомендується значення зусилля на педалі, при якому досягається максимальне уповільнення автомобіля  $P_{\text{п}}^{\text{max}} = 120 \text{--} 300 \text{ Н}$ .

### **7.3. Розподіл нормальних реакцій на колесах при гальмуванні автомобіля і їх вплив на процес гальмування**

#### **7.3.1. Оптимальний розподіл гальмівних сил по осях автомобіля**

Істотне значення для точності визначення сталого уповільнення і гальмівного шляху має припущення про те, що гальмівні сили досягають максимально можливих за зчепленням величин одночасно на всіх колесах. Для дотримання цього припущення необхідно, щоб розподіл

гальмівних сил між колесами різних осей автомобіля задовольняв умові

$$\frac{P_{\tau 1}}{P_{\tau 2}} = \frac{R_{x1\max}}{R_{x2\max}} = \frac{P_{\varphi 1}}{P_{\varphi 2}} = \frac{R_{z1} \cdot \varphi_{x1}}{R_{z2} \cdot \varphi_{x2}}, \quad (7.32)$$

де  $P_{\tau 1}, P_{\tau 2}$  – гальмівні сили на колесах передньої і задньої осей;  
 $R_{x1\max}, R_{x2\max}$  – максимальні поздовжні реакції на колесах передньої і задньої осей;

$P_{\varphi 1}, P_{\varphi 2}$  – сили зчеплення коліс передньої і задньої осей;

$\varphi_{x1}, \varphi_{x2}$  – коефіцієнти зчеплення коліс передньої і задньої осей.

Якщо допустити, що  $\varphi_{x1} = \varphi_{x2} = \varphi_x$ , то справедлива рівність

$$\frac{P_{\tau 1}}{P_{\tau 2}} = \frac{R_{z1}}{R_{z2}}. \quad (7.33)$$

Оптимальність такого розподілу пояснюється двома обставинами:

– коефіцієнт зчеплення досягає свого максимуму при певній величині ковзання  $s_{кр}$ , яка відповідає переходу поздовжніх сил до максимально можливих за зчепленням. Якщо така величина ковзання  $s_{кр}$  досягається одночасно на всіх колесах, то на кожному з них гальмівна сила буде максимально можливою;

– при цьому ковзанні ще досить висока здатність колеса протистояти боковим силам (див. рис. 7.4 при  $s_{кр} = 0,24$ ;  $\varphi_{x\max} = 0,86$ ;  $\varphi_y = 0,35$ ).

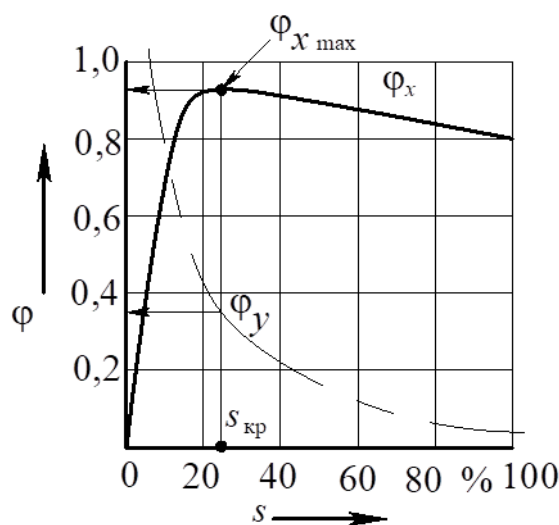


Рис. 7.4.  $\varphi$ - $s$  діаграма

### 7.3.2. Розподіл нормальних реакцій на колесах при гальмуванні автомобіля

Для визначення оптимального розподілу гальмівних сил потрібно знати нормальні реакції, що діють на колеса кожної з осей при гальмуванні. Для визначення нормальних реакцій на колесах при гальмуванні з повним використанням зчіпних властивостей коліс, тобто відповідно до умови (7.32), скористаємося схемою, представленою на рисунку 7.5.

Оскільки сила опору повітря швидко убуває і її значення мале, її можна прийняти рівною нулю. Рівняння моментів відносно точки  $o_2$  при допущенні, що  $P_B = 0$ :

$$\Sigma M_{o_2} = 0; R_{z1} \cdot L - P_{jT \max} \cdot h_g - G_a \cdot b = 0. \quad (7.34)$$

Враховуючи, що  $P_{jT \max} = R_{x1 \max} + R_{x2 \max}$ , отримаємо

$$R_{z1} = G_a \cdot \frac{b}{L} + (R_{x1 \max} + R_{x2 \max}) \cdot \frac{h_g}{L}. \quad (7.35)$$

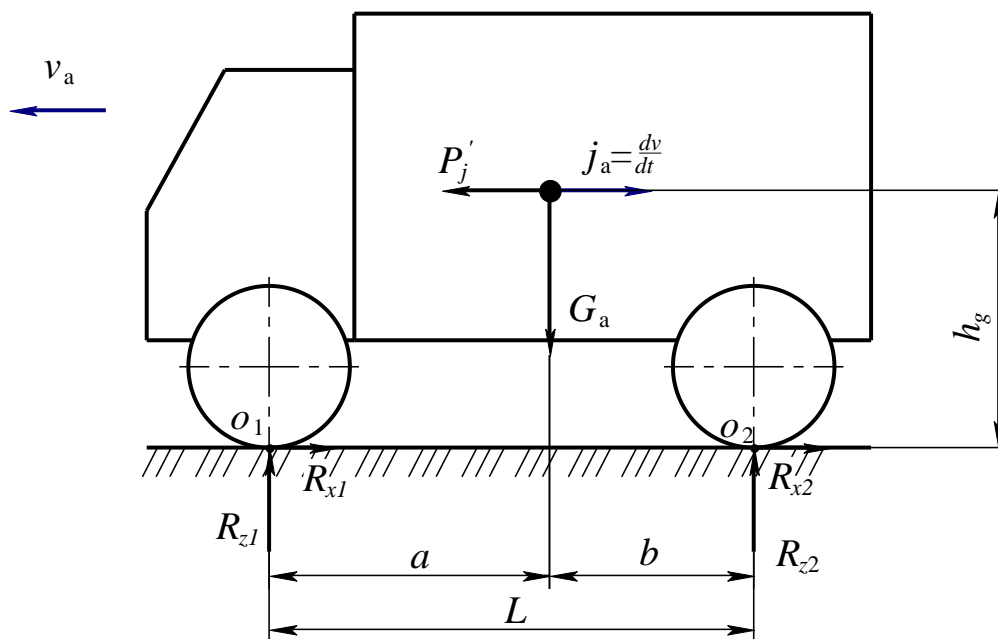


Рис. 7.5. Схема для визначення нормальних реакцій на осях при гальмуванні автомобіля з повним використанням зчіпних властивостей коліс

Враховуючи те, що максимальні поздовжні реакції на колесах рівні силам їх зчеплення з дорогою, перетворимо (7.35) до вигляду

$$\begin{aligned}
R_{z1} &= G_a \cdot \frac{b}{L} + (R_{z1} \cdot \varphi_{x\max} + R_{z2} \cdot \varphi_{x\max}) \cdot \frac{h_g}{L} = \\
&= G_a \cdot \frac{b}{L} + G_a \cdot \varphi_{x\max} \cdot \frac{h_g}{L} = G_a \left( \frac{b}{L} + \varphi_{x\max} \cdot \frac{h_g}{L} \right). \quad (7.36)
\end{aligned}$$

Склавши рівняння моментів відносно точки  $o_1$ , після аналогічних перетворень отримаємо нормальну реакцію на задній осі автомобіля

$$R_{z2} = G_a \left( \frac{a}{L} - \varphi_{x\max} \cdot \frac{h_g}{L} \right). \quad (7.37)$$

Очевидно, що при гальмуванні автомобіля нормальна реакція на колесах передньої осі збільшується, а на колесах задньої осі зменшується на таку ж величину. Зміна нормальних реакцій на осях при гальмуванні визначається співвідношенням висоти центру ваги до бази автомобіля і коефіцієнта зчеплення при гальмуванні.

При цьому оптимальний розподіл нормальних реакцій відповідно до (7.33) визначає рівність

$$\frac{P_{r1}}{P_{r2}} = \frac{R_{z1}}{R_{z2}} = \frac{G_a \left( \frac{b}{L} + \varphi_{x\max} \cdot \frac{h_g}{L} \right)}{G_a \left( \frac{a}{L} - \varphi_{x\max} \cdot \frac{h_g}{L} \right)} = \frac{b + \varphi_{x\max} \cdot h_g}{a - \varphi_{x\max} \cdot h_g}. \quad (7.38)$$

Всі величини, що входять у праву частину рівності, є змінними. Координати  $a$ ,  $b$ , і  $h_g$  змінюються зі зміною навантаження на автомобіль, а коефіцієнт зчеплення  $\varphi_x$  залежить від умов гальмування і властивостей шин.

Слід зазначити, що фактичний розподіл гальмівних моментів (а, отже, і гальмівних сил) між колесами різних осей у кожного конкретного автомобіля залежить від конструктивних особливостей гальмівної системи (наприклад, від розмірів гальмівних дисків і діаметрів циліндрів передніх і задніх гальмівних механізмів).

### 7.3.3. Коефіцієнт розподілу гальмівних сил автомобіля

З виразу (7.38) видно, що для того щоб гальмування автомобіля могло відбуватися з максимальним уповільненням при будь-яких до-

рожніх умовах та при будь-якому навантаженні, необхідно, щоб гальмівні сили на колесах передньої та задньої осей завжди були б пропорційні нормальним реакціям на цих осях. У цьому випадку вважають, що розподіл гальмівних сил є оптимальним. Конструкція гальмівної системи автомобіля може бути такою, що між гальмівними силами передніх та задніх коліс існує незмінне відношення, або в неї є пристрої, які змінюють це відношення так, щоб наблизитися до ідеального відношення. У цьому випадку вважається, що розподіл гальмівних сил автомобіля є реальним без регулювання та з регулюванням.

Розподіл гальмівних сил на колесах при гальмуванні автомобіля прийнято характеризувати коефіцієнтом розподілу гальмівних сил  $\beta_T$ . Коефіцієнт розподілу гальмівних сил визначається як відношення гальмівної сили на передній осі до гальмівної сили автомобіля

$$\beta_T = \frac{P_{T1}}{P_T}, \quad (7.39)$$

де  $P_{T1}$  – гальмівна сила передньої осі автомобіля;

$P_T$  – гальмівна сила автомобіля.

При ідеальному розподілу гальмівних сил гальмування автомобіля може відбуватися з максимально можливими гальмівними силами на колесах передніх та задніх осей, які дорівнюють силам їх зчеплення з поверхнею. У цьому випадку коефіцієнт розподілу  $\beta_T$  називають оптимальним  $\beta_{\text{опт}}$ .

$$\beta_{\text{опт}} = \frac{P_{T1\text{max}}}{P_{T\text{max}}}. \quad (7.40)$$

Максимального значення гальмівні сили у виразі (7.40) набувають при максимальному значенні коефіцієнта зчеплення. Приймемо допущення, що значення максимальних коефіцієнтів зчеплення коліс передньої і задньої осей однакові. З урахуванням прийнятого допущення отримаємо

$$\beta_{\text{опт}} = \frac{R_{z1} \cdot \varphi_{x\text{max}}}{G_a \cdot \varphi_{x\text{max}}} = \frac{G_a (b + \varphi_{x\text{max}} \cdot h_g)}{G_a \cdot L} = \frac{b + \varphi_{x\text{max}} \cdot h_g}{L}, \quad (7.41)$$

Оптимальний коефіцієнт розподілу гальмівних сил автомобіля  $\beta_{\text{опт}}$  залежить від його конструкції (бази  $L$ ), координат центру мас

( $b$  і  $h_g$ ) і від значення максимального коефіцієнта зчеплення  $\varphi_{x\max}$  на даній дорозі. Слід пам'ятати, що значення максимального коефіцієнта зчеплення  $\varphi_{x\max}$  залежно від дорожніх умов змінюються від 0,1 до 0,9.

### 7.3.4. Залежність оптимального коефіцієнта розподілу гальмівних сил автомобіля від коефіцієнта зчеплення

Як було встановлено вище, коефіцієнт розподілу гальмівних сил автомобіля  $\beta_{\text{опт}}$  для заданих параметрів автомобіля є змінною величиною, залежною від коефіцієнта зчеплення. Перетворимо рівняння (7.41) до вигляду

$$\beta_{\text{опт}} = \frac{b}{L} + \frac{h_g}{L} \cdot \varphi_{x\max}. \quad (7.42)$$

Очевидно, що це рівняння прямої лінії, що не проходить через початок координат. Слід зазначити, що без спеціальних автоматичних пристроїв у гальмівній системі автомобіля коефіцієнт розподілу гальмівних сил є величиною, незалежною від коефіцієнта зчеплення. У цьому випадку коефіцієнт розподілу гальмівних сил при заданих параметрах автомобіля має постійне значення  $\beta_{\text{const}}$ . На рисунку 7.6 представлений графік залежності коефіцієнтів розподілу гальмівних сил для оптимального розподілу (теоретичного) і за відсутності автоматичних пристроїв у гальмівній системі.

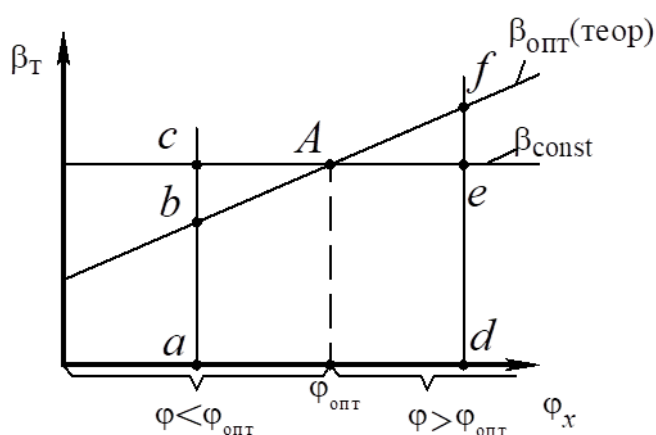


Рис. 7.6. Залежність коефіцієнта розподілу гальмівних сил

Лінія  $\beta_{\text{опт}}$  є геометричним місцем точок, що визначають значення коефіцієнта розподілу гальмівних сил, при якому всі колеса автомобіля досягнуть максимального значення за зчепленням на дорозі з

будь-яким коефіцієнтом зчеплення. Для лінії  $\beta_{const}$  існує тільки одне значення коефіцієнта зчеплення  $\varphi_{opt}$ , при якому всі колеса автомобіля досягнуть максимального значення за зчепленням.

Для випадку  $\varphi < \varphi_{opt}$

$$ac = \beta_{const}; ab = \beta_{opt}; ac > ab \rightarrow \beta_{const} > \beta_{opt}.$$

$$P_{T1} = \beta_T \cdot P_T \rightarrow P_{T1const} > P_{T1opt}.$$

Оскільки в цьому випадку гальмівна сила на передніх колесах автомобіля з постійним розподілом гальмівних сил більше оптимального значення, то вони блокуються першими.

Для випадку  $\varphi > \varphi_{opt}$

$$ed = \beta_{const}; fd = \beta_{opt}; ed < fd \rightarrow \beta_{const} < \beta_{opt}.$$

$$P_{T1} = \beta_T \cdot P_T \rightarrow P_{T1const} < P_{T1opt}.$$

Оскільки в цьому випадку гальмівна сила на передніх колесах автомобіля з постійним розподілом гальмівних сил менше оптимального значення, то першими блокуються задні колеса.

### 7.3.5. Графік розподілу гальмівних сил автомобіля

Розподіл гальмівних сил між осями автомобіля подають у вигляді залежності гальмівної сили на задній осі від гальмівної сили на передній осі  $P_{T2} = f(P_{T1})$ . Графічне подання цієї залежності показано на рисунку 7.7.

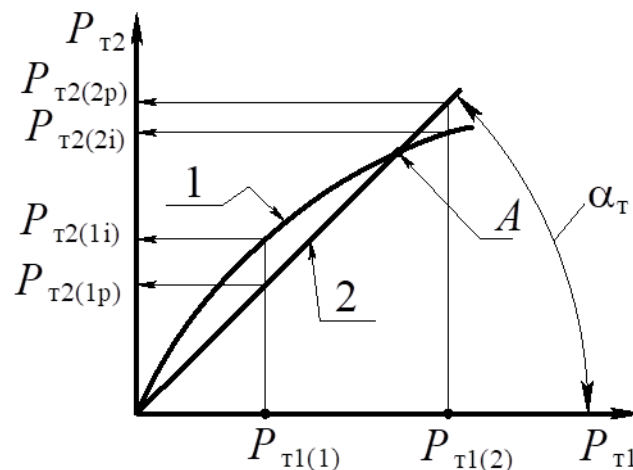


Рис. 7.7. Розподіл гальмівних сил між осями автомобіля: 1 – оптимальний (ідеальний) розподіл; 2 – реальний розподіл

При оптимальному розподілі гальмівних сил між осями залежність гальмівної сили на задній осі від гальмівної сили на передній осі визначається з виразу

$$P_{T2\max} = P_{T\max} - P_{T1\max}. \quad (7.43)$$

Відповідно до визначення оптимального коефіцієнта розподілу гальмівних сил (7.40) можна записати

$$P_{T\max} = \frac{P_{T1\max}}{\beta_{\text{опт}}}, \quad (7.44)$$

враховуючи (7.43), перетворимо вираз (7.44) до вигляду

$$P_{T2\max} = \frac{P_{T1\max}}{\beta_{\text{опт}}} - P_{T1\max} = P_{T1\max} \left( \frac{1}{\beta_{\text{опт}}} - 1 \right) = P_{T1\max} \left( \frac{1 - \beta_{\text{опт}}}{\beta_{\text{опт}}} \right). \quad (7.45)$$

Крива 1 на рисунку 7.7, побудована відповідно до залежності (7.45) для оптимального коефіцієнта розподілу, називається *графіком ідеального розподілу гальмівних сил*.

Реальна гальмівна система, яка не має регулятора гальмівних сил, забезпечує розподіл гальмівних сил між осями автомобіля відповідно до залежності  $P_{T2} = P_{T1} \cdot \text{tg}\alpha_T$ . Кут нахилу  $\alpha_T$  залежності 2 (рис. 7.7) визначається конструкцією і параметрами гальмівних механізмів передньої і задньої осей.

Графік розподілу гальмівних сил автомобіля дає змогу аналізувати ступінь наближення реального розподілу до оптимального (ідеального) розподілу. Так, якщо на передній осі діє гальмівна сила  $P_{T1(1)}$ , то на задній осі при реальному розподілі діє сила  $P_{T2(1p)}$ , а при ідеальному – сила  $P_{T2(1i)}$ . Очевидно, що при даній ефективності гальмування задні колеса автомобіля при реальному розподілі гальмівних сил не використовують можливості за зчепленням, оскільки менше за ідеальне значення гальмівної сили. Це дозволяє зробити висновок, що у випадку обмеження максимальної ефективності гальмування умовами зчеплення при гальмівній силі на передній осі  $P_{T1(1)}$ , колеса цієї осі заблокуються першими. Якщо на передній осі діє гальмівна сила  $P_{T1(2)}$ , то на задній осі при реальному розподілі діє сила  $P_{T2(2p)}$ , а при ідеальному – сила  $P_{T2(2i)}$ . Очевидно, що при даній ефективності гальмування задні колеса автомобіля при реальному розподілі гальмівних сил гальмуються більше ніж можливості за зчепленням, оскільки гальмівна сила на задній осі більше ніж ідеальне значення гальмівної сили. Це дозволяє зробити

висновок, що у цьому випадку першими заблокуються колеса задньої осі. Також з графіка (рис. 7.7) видно, що якщо гальмування автомобіля відбувається при  $P_{т1(A)}$ , то реальний розподіл гальмівних сил відповідає оптимальному (ідеальному) розподілу.

### 7.3.6. Регулювання розподілу гальмівних сил автомобіля

У випадку блокування першими коліс передньої осі автомобіль втрачає керованість рухом. Якщо першими блокуються задні колеса, автомобіль втрачає стійкість руху, що дуже небезпечно. Тому для покращення гальмівних властивостей у конструкцію гальмівної системи включають автоматичні пристрої або системи регулювання розподілу гальмівних сил автомобіля.

Ціль регулювання розподілу гальмівних сил автомобіля – це наближення до ідеального розподілу. Ідеальний розподіл гальмівних сил автомобіля визначається його конструкцією і залежить не тільки від коефіцієнта зчеплення, але і від навантаження автомобіля, оскільки при цьому змінюються координати центру ваги  $b$  і  $h_g$ . На рисунку 7.8 представлені залежності ідеального розподілу гальмівних сил автомобіля у завантаженому 1 і не навантаженому 2 станах.

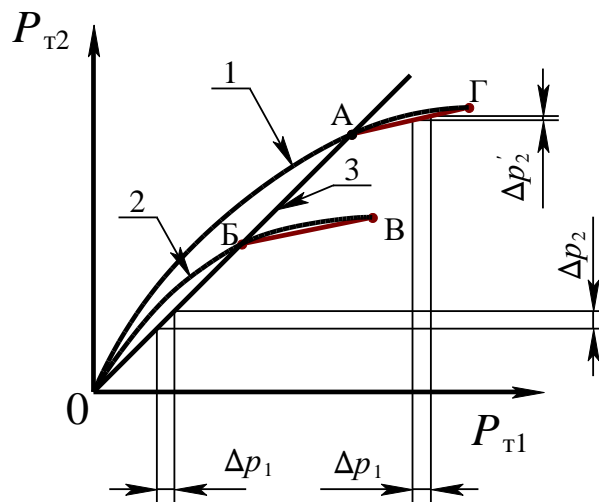


Рис. 7.8. Регулювання розподілу гальмівних сил між осями автомобіля:  $\Delta p_1$ ,  $\Delta p_2$  – приріст тиску в передньому і задньому гальмівних контурах

Це означає, що «ідеальний» регулятор повинен змінювати співвідношення (7.38) від ступеня завантаженості автомобіля. Один із способів регулювання гальмівних сил полягає в регулюванні тиску

робочого тіла (рідини або повітря) у гальмівних контурах передніх і задніх коліс. Залежність реального розподілу гальмівних сил залежить від закону регулювання. На рисунку 7.8 ламані лінії 0АГ і 0БВ відображають реальний розподіл гальмівних сил автомобіля відповідно в навантаженому і не навантаженому стані. Точки А і Б відповідають вмиканню регулятора при різних станах завантаження. Після вмикання регулятора приріст тиску в гальмівному контурі передніх коліс на  $\Delta p_1$  обумовлює збільшення тиску в контурі задніх коліс на  $\Delta p'_2$ , менше ніж до вмикання регулятора  $\Delta p_2$ . Гілки АГ і БВ називаються *регуляторними гілками характеристики розподілу гальмівних сил*. Регулювання розподілу гальмівних сил дозволяє уникнути першочергового блокування задніх коліс і запобігти втраті стійкості автомобіля.

### 7.3.7. Регулювання гальмівного моменту на колесі

Ідеальний розподіл гальмівних сил автомобіля забезпечує одночасне досягнення величин поздовжніх реакцій на всіх колесах, максимально можливих за зчепленням. Слід зазначити, що таке регулювання не виключає можливість блокування коліс внаслідок збільшення гальмівних моментів, створюваних гальмівними механізмами. Блокування коліс призводить до втрати керованості і стійкості автомобіля. Щоб не допустити блокування коліс у різних умовах гальмування застосовують автоматичне регулювання гальмівного моменту. Такі системи, відповідно до функціонального призначення, називають *антиблокувальними (АБС)*.

Будь-яка АБС незалежно від її конструкції (рис. 7.9), як система автоматичного управління, складається з:

- датчики параметрів кочення колеса;
- блок управління;
- виконавчі механізми (для гальмівних систем з гідравлічним і пневматичним приводами їх називають *модуляторами тиску*).

На рисунку 7.9 представлена схема гідравлічної гальмівної системи, що містить гальмівну педаль 1, головний гальмівний циліндр 2, робочий гальмівний циліндр 6 й елементи АБС: модулятор тиску 3, блок управління 4, датчик частоти обертання колеса 5.

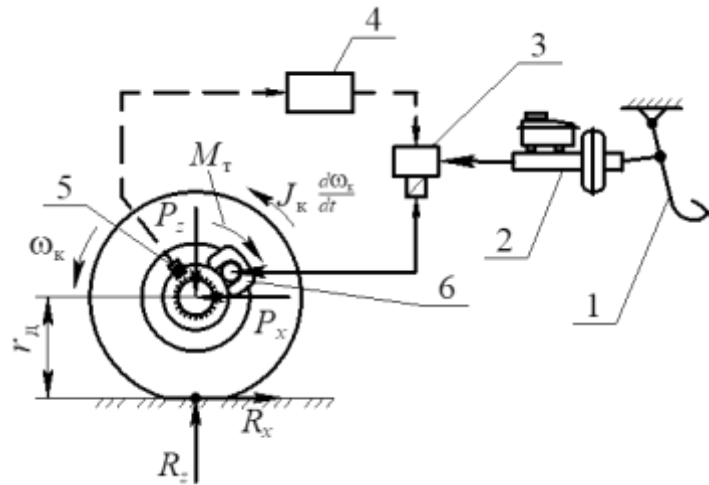


Рис. 7.9. Структурна схема АБС

Для з'ясування, коли і як працює модулятор тиску АБС, розглянемо рівняння моментів, що діють на гальмуюче колесо при максимальному використанні зчіпних властивостей шини

$$R_x \cdot r_d + J_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt} - M_T = 0, \quad (7.46)$$

де  $R_x = P_\phi$  – сила зчеплення колеса з опорною поверхнею;

$\frac{d\omega_k}{dt} = \varepsilon_k$  – кутове уповільнення колеса;

$J_k$  – момент інерції колеса;

$M_T$  – гальмівний момент, створюваний гальмівним механізмом.

Перший доданок у рівнянні (7.46) являє собою момент зчеплення колеса з опорною поверхнею  $M_\phi = R_x \cdot r_d$ . З огляду на те, що ми розглядаємо випадок  $R_x = P_\phi$ , момент зчеплення можна виразити  $M_\phi = R_z \cdot \phi_x \cdot r_d = (R_z \cdot r_d) \cdot \phi_x$ . При допущенні, що  $R_z$  і  $r_d$  в процесі гальмування не змінюються, можна стверджувати величина моменту зчеплення  $M_\phi$  пропорційна величині  $\phi_x$ . Тобто залежність  $M_\phi = f(s)$  можна подати як  $\phi_x = f(s)$ , враховуючи коефіцієнт пропорційності  $(R_z \cdot r_d)$  по осі ординат (рис. 7.10). Для аналізу балансу моментів, які діють на колесо, що гальмує на рисунку 7.10 зображена і залежність гальмівного моменту від ковзання колеса  $M_T = f(s)$ .

При натисканні на педаль гальма 1 (рис. 7.9) в головному гальмівному циліндрі 2 формується тиск рідини. З головного галь-



відсутності блокування колеса зберігається керованість і стійкість автомобіля при гальмуванні.

Розглянемо, яким чином АБС з керуванням за кутовим уповільненням колеса  $\varepsilon_k$  забезпечує регулювання ковзання колеса  $s$  поблизу  $s_{кр}$ , а значить, і регулювання гальмівного моменту  $M_T$  поблизу  $M_{\phi max}$ .

Перепишемо рівняння (7.46) у вигляді

$$M_{\phi} + J_k \cdot \varepsilon_k - M_T = 0, \quad (7.47)$$

і розв'яжемо його відносно кутового уповільнення колеса  $\varepsilon_k$

$$\varepsilon_k = \frac{M_T - M_{\phi}}{J_k}. \quad (7.48)$$

На рисунку 7.10 видно, що ордината між кривими  $M_T$  і  $M_{\phi}$  характеризує інерційний момент колеса  $M_j = J_k \cdot \varepsilon_k$ . Оскільки момент інерції колеса  $J_k$  постійна величина, то можна вважати, що ордината між кривими  $M_T$  і  $M_{\phi}$  характеризує кутове уповільнення колеса  $\varepsilon_k$ . У міру зростання гальмівного моменту  $M_T$  збільшується і кутове уповільнення  $\varepsilon_k$  колеса. Ковзання колеса  $s_{кр}$  виміряти неможливо, а кутове уповільнення колеса  $\varepsilon_k$  розраховується в блоці управління за даними датчика частоти обертання колеса 5. Особливо швидко уповільнення колеса  $\varepsilon_k$  наростає на ділянці  $a-b$  (рис. 7.10), де різниця  $M_T - M_{\phi}$  різко збільшується внаслідок зниження  $M_{\phi}$ . Різке зростання кутового уповільнення колеса свідчить про те, ковзання колеса стало дещо більше критичного  $s_{кр}$ . Тому при гальмівному моменті  $M_T$ , відповідному значенням у точці  $b$ , блоком управління формується і подається команда модулятору на зниження тиску в робочому гальмівному циліндрі. Точка  $b$  відповідає першій команді, за якою гальмівний момент  $M_T$  знижується і в точці  $c$  стає рівним моменту за зчепленням  $M_{\phi}$ . Відповідно до (7.48) уповільнення колеса  $\varepsilon_k = 0$ . Відсутність уповільнення колеса служить підставою (точка  $c$ ) для подачі другої команди для модулятора на підтримання постійного тиску в робочому гальмівному циліндрі. Але внаслідок інерційності гідроприводу гальм тиск дещо знижується, а значить, знижується і гальмівний момент  $M_T$ . В цьому випадку чисельник у

виразі (7.48) стає негативним, кутове уповільнення колеса змінює знак і колесо починає прискорюватися за рахунок сили інерції автомобіля. Максимальне прискорення колеса досягається при  $s_{кр}$ , оскільки момент  $M_{\phi}$  має максимальне значення, а момент  $M_T$  мінімальне. Третя команда на підвищення тиску відповідає точці  $d$ . При цьому гальмівний момент  $M_T$  наростає до точки  $a$  і цикл роботи АБС повторюється.

На рисунку 7.11 показано зміну параметрів руху автомобіля при гальмуванні. Кутова швидкість колеса  $\omega_k$  при гальмуванні без АБС швидко зменшується і в момент часу  $\tau_1$  колесо перестає обертатися – блокується.

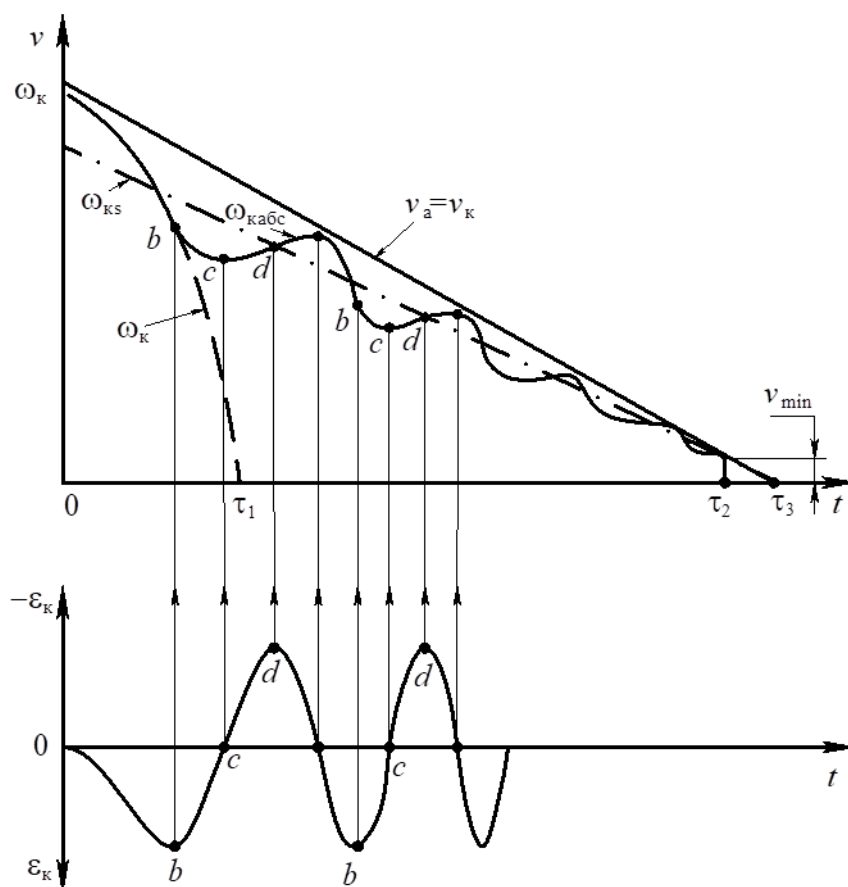


Рис. 7.11. Графік залежності параметрів руху автомобіля від часу при гальмуванні

У разі функціонування антиблокувальної системи кутова швидкість колеса  $\omega_{кабс}$  циклічно знижується–зростає поблизу значення кутової швидкості колеса  $\omega_{кс}$  при ідеальному регулюванні моменту з критичним ковзанням колеса. При зниженні швидкості автомобіля до

деякого значення  $v_{\min}$  антиблокувальну систему відключають, і колесо блокується в момент часу  $\tau_2$ . У цей момент швидкість руху автомобіля мала і блокування коліс не викличе порушення стійкості і керованості, оскільки автомобіль зупиниться вже у момент часу  $\tau_3$ . Відключення АБС в кінці гальмування необхідне для повної зупинки автомобіля, адже, якщо працює АБС, то колесо ніколи не перестане обертатися, наприклад при русі на ухилі.

### Контрольні запитання

1. На подолання яких опорів витрачається кінетична енергія автомобіля при гальмуванні?
2. Якими вимірниками і показниками оцінюються гальмівні властивості автомобіля?
3. Зобразіть та поясніть схему сил і моментів, що діють на автомобіль при гальмуванні.
4. Напишіть рівняння руху автомобіля при гальмуванні.
5. Напишіть рівняння руху автомобіля при екстремому гальмуванні.
6. Як визначається максимальне уповільнення автомобіля при гальмуванні?
7. Як визначається час екстремого гальмування автомобіля?
8. Як визначається шлях екстремого гальмування автомобіля?
9. Зобразіть і поясніть гальмівну діаграму автомобіля.
10. Зобразіть статичну характеристику гальмівного керування автомобілем.
11. Що характеризує коефіцієнт ефективності гальмівного керування?
12. Як визначаються нормальні реакції на осях автомобіля при гальмуванні?
13. Напишіть умову оптимального розподілу гальмівних сил по осях автомобіля.
14. Як визначається коефіцієнт розподілу гальмівних сил?
15. Графік залежності оптимального коефіцієнта розподілу гальмівних сил автомобіля від коефіцієнта зчеплення.
16. Графік розподілу гальмівних сил автомобіля.
17. Зміна моментів на гальмівному колесі при функціонуванні АБС.
18. Графік залежності параметрів руху автомобіля від часу при гальмуванні з АБС.

## ТЕМА 8

### СТІЙКІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

#### 8.1. Визначення стійкості автомобіля та її види. Показники поперечної стійкості

Стійкістю автомобіля називається сукупність його якостей, що забезпечують рух у потрібному напрямку без занесення (ковзання) або перекидання.

Залежно від напрямку перекидання і ковзання розрізняють *поздовжню і поперечну стійкість*. Ймовірніше і тому небезпечніше порушення поперечної стійкості, що виникає внаслідок дії бічних сил: відцентрової сили, бокової складової сили тяжіння, бічного вітру, ударів об нерівності дороги.

Показники поперечної стійкості:

- критична швидкість за бічним ковзанням:  $v_{аф}$ , км/год;
- критична швидкість за бічним перекиданням:  $v_{аоп}$ , км/год;
- критичний кут поперечного ухилу дороги (косогору) за бічним ковзанням:  $\beta_{ф}$ , град;
- критичний кут поперечного ухилу дороги (косогору) за перекиданням:  $\beta_{оп}$ , град;
- коефіцієнт поперечної стійкості,  $\eta_{п}$ .

При визначенні показників поперечної стійкості автомобіля будемо вважати, що колеса в бічному напрямку жорсткі, тобто не будемо враховувати кут бічного відведення шин.

Критична швидкість за бічним ковзанням. При рівномірному русі автомобіля по колу на горизонтальній дорозі (рис. 8.1) бічне ковзання його коліс може виникнути в результаті дії бічної сили – відцентрової сили в той момент, коли вона стане рівною силі зчеплення, тобто

$$P_y = P_{фy}, \quad (8.1)$$

де  $P_y$  – бічна сила (відцентрова сила);

$P_{фy}$  – сила зчеплення коліс з дорогою в бічному напрямку.

Підстави значення відцентрової сили і сили зчеплення

$$\frac{G_a \cdot v_a^2}{13g \cdot r_\Theta} = G_a \cdot \phi_y, \quad (8.2)$$

де  $r_\Theta$  – радіус повороту.

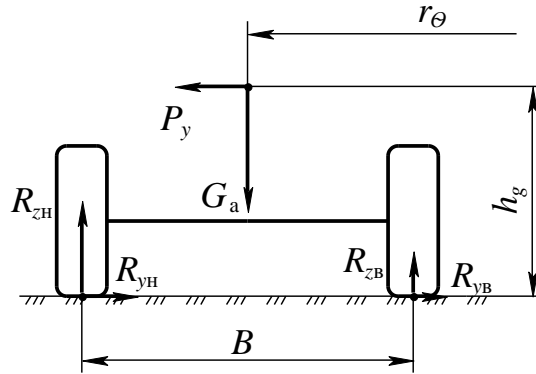


Рис. 8.1. Схема для визначення критичної швидкості за стійкістю на горизонтальній дорозі

Враховуючи, що в цьому випадку  $v_a = v_{аф}$ , з рівняння (8.2) визначимо критичну швидкість за бічним ковзанням

$$v_{аф} = 3,6\sqrt{g \cdot r_\Theta \cdot \phi_y}. \quad (8.3)$$

*Критичною швидкістю за бічним ковзанням* називається гранична швидкість, після досягнення якої можливий занос автомобіля.

Занос автомобіля може відбутися тільки при збільшенні швидкості, зменшенні радіуса повороту або максимальному бічному збуренні (порив вітру, бічний удар колеса об нерівність дороги, поперечний ухил).

Критична швидкість за бічним перекиданням. При повороті на горизонтальній дорозі поперечна сила  $P_y$ , що діє на автомобіль, може викликати не тільки бічне ковзання, але і перекидання автомобіля. Перекидання автомобіля при русі на горизонтальній дорозі по криволінійній траєкторії відбувається відносно його навантажених (зовнішніх по відношенню до центру кривизни) коліс (див. рис. 8.1). У момент відриву коліс (внутрішніх по відношенню до центру кривизни) від дороги їх нормальні реакції  $R_{зВ} = 0$  і вся вага автомобіля сприймається зовнішніми колесами  $R_{зН} = G_a$ . У цьому випа-

дку перекидний момент, створюваний поперечною силою, врівноважується моментом, що створюється силою тяжіння автомобіля:

$$M_{P_y} = M_{G_a}, \quad (8.4)$$

де  $M_{P_y}$  – момент, створюваний відцентровою силою;

$M_{G_a}$  – момент, створюваний силою тяжіння автомобіля.

Підставивши значення моментів, отримаємо

$$P_y \cdot h_g = G_a \frac{B}{2}; \quad (8.5)$$

$$\frac{G_a \cdot v_a^2}{13g \cdot r_\Theta} \cdot h_g = G_a \cdot \frac{B}{2}. \quad (8.6)$$

З огляду на те, що в цьому випадку  $v_a = v_{\text{аоп}}$ , визначимо критичну швидкість автомобіля за бічним перекиданням

$$v_{\text{аоп}} = 3,6 \sqrt{\frac{g \cdot r_\Theta \cdot B}{2h_g}}. \quad (8.7)$$

*Критичною швидкістю за бічним перекиданням* називається гранична швидкість, після досягнення якої можливе перекидання автомобіля.

При русі автомобіля на повороті з критичною швидкістю за перекиданням його перекидання може і не бути. Перекидання відбудеться в разі мінімального бокового збурення і при зменшенні радіуса повороту або збільшенні швидкості руху. Перекидання автомобіля є більш небезпечним чим його бокове ковзання, тому треба забезпечити  $v_{\text{аф}} < v_{\text{аоп}}$ .

Критичний кут поперечного ухилу дороги за бічним ковзанням. При прямолінійному русі автомобіля по дорозі з поперечним ухилом (косогором) втрату його поперечної стійкості викликає складова сили тяжіння автомобіля, паралельна площині косогору:

$$P_y = G_a \cdot \sin \beta, \quad (8.8)$$

де  $\beta$  – кут поперечного ухилу дороги (косогору).

Бокове ковзання автомобіля може початися в момент при виконанні умови

$$P_y = P_{\text{фy}}. \quad (8.9)$$

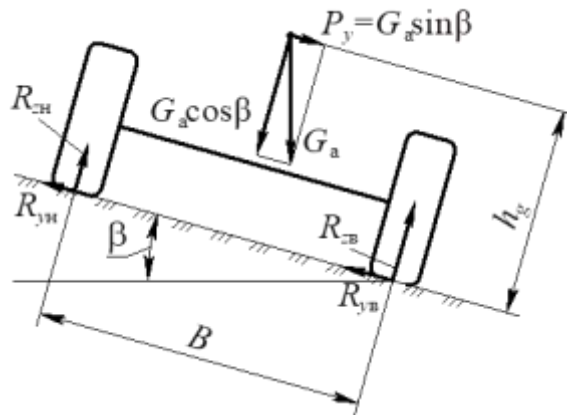


Рис. 8.2. Схема для визначення критичного кута поперечного ухилу дороги

Підставимо значення сил і отримаємо

$$G_a \cdot \sin \beta = G_a \cdot \cos \beta \cdot \varphi_y. \quad (8.10)$$

З огляду на те, що в даному випадку  $\beta = \beta_\phi$ , визначимо критичний кут поперечного ухилу дороги за бічним ковзанням  $\beta_\phi$ , поділивши обидві частини рівності (8.10) на  $\cos \beta$

$$\operatorname{tg} \beta_\phi = \varphi_y \text{ або } \beta_\phi = \arctg \varphi_y. \quad (8.11)$$

Очевидно, що критичний кут поперечного ухилу за бічним ковзанням залежить тільки від коефіцієнта зчеплення коліс у бічному напрямку. Наприклад, при  $\varphi_y = 0,8$  кут  $\beta_\phi = 39^\circ$  і при  $\varphi_y = 1$  кут  $\beta_\phi = 45^\circ$ .

*Критичним кутом поперечного ухилу дороги за бічним ковзанням називається граничний кут, при якому ще можливий прямолінійний рух автомобіля по косогору без бокового ковзання коліс. Бокове ковзання автомобіля в цих умовах почнеться при дії будь-якого мінімального поперечного збурення.*

Критичний кут поперечного ухилу дороги за перекиданням. При прямолінійному русі по дорозі з поперечним ухилом перекидання автомобіля може початися в тому випадку, коли перекидний момент, створюваний поперечною силою  $P_y$ , урівноважений відновлюваним моментом від нормальної складової сили тяжіння автомобіля

$$M_{P_y} = M_{G_a}. \quad (8.12)$$

Підставимо значення моментів у (8.12)

$$G_a \cdot \sin \beta \cdot h_g = G_a \cdot \cos \beta \frac{B}{2}. \quad (8.13)$$

З огляду на те, що в даному випадку  $\beta = \beta_{\text{оп}}$ , визначимо критичний кут поперечного ухилу дороги за перекиданням, розділивши обидві частини рівності (8.13) на  $\cos \beta$

$$\operatorname{tg} \beta_{\text{оп}} = \frac{B}{2h_g}; \rightarrow \beta_{\text{оп}} = \operatorname{arctg} \frac{B}{2h_g}. \quad (8.14)$$

*Критичним кутом поперечного ухилу дороги за перекиданням* називається граничний кут, при якому ще можливий прямолінійний рух автомобіля по косягору без перекидання. Перекидання автомобіля в цьому випадку може статися при будь-якому мінімальному бічному впливі.

Значення критичного кута ухилу дороги за перекиданням залежить від конструкції автомобіля - співвідношення колії коліс і висоти центру мас. Нижче наведені типові значення критичного кута поперечного ухилу дороги для різних типів автомобілів.

$$\beta_{\text{оп}} = \begin{cases} 40^\circ - 50^\circ - \text{легкові автомобілі;} \\ 30^\circ - 40^\circ - \text{вантажні автомобілі;} \\ 25^\circ - 35^\circ - \text{автобуси.} \end{cases}$$

Перекидання автомобіля є більш небезпечним чим його бокове ковзання, тому треба забезпечити  $\beta_{\phi} < \beta_{\text{оп}}$ .

Коефіцієнт поперечної стійкості автомобіля. При експлуатації автомобіля може настати будь-який вид порушення його поперечної стійкості. Вид втрати поперечної стійкості автомобіля залежить від його конструкції та умов експлуатації. Коефіцієнт поперечної стійкості дозволяє визначити, який з двох видів втрати поперечної стійкості (занос або перекидання) більш імовірний в експлуатації.

Коефіцієнт поперечної стійкості автомобіля визначається як відношення колії коліс до подвоєної висоти його центру мас

$$\eta_{\text{п}} = \frac{B}{2h_g}. \quad (8.15)$$

Для прикладу розглянемо випадок руху автомобіля при повороті на горизонтальній дорозі. З цією метою порівняємо критичні швидкості за бічним ковзанням і перекиданням

$$v_{\text{ап}} = v_{\text{аоп}}. \quad (8.16)$$

Підставимо у (8.16) відповідні значення із (8.3) та (8.7)

$$3,6\sqrt{g \cdot r_{\Theta} \cdot \varphi_y} = 3,6\sqrt{\frac{g \cdot r_{\Theta} \cdot B}{2h_g}}. \quad (8.17)$$

Звідки знаходимо

$$\varphi_y = \frac{B}{2h_g} = \eta_{\text{п}}. \quad (8.18)$$

На підставі аналізу (8.18) можна стверджувати, що якщо коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою в поперечному напрямку менше коефіцієнта поперечної стійкості, тобто  $\varphi_y < \eta_{\text{п}}$ , то при бічній силі більш ймовірний занос у поперечному напрямку більше коефіцієнта поперечної стійкості, тобто  $\varphi_y > \eta_{\text{п}}$ , то перекидання автомобіля може відбутися без попереднього його заносу, що можливо на дорогах з великим коефіцієнтом зчеплення. Нижче наведені типові значення коефіцієнта поперечної стійкості для різних типів автомобілів.

$$\eta_{\text{п}} = \begin{cases} 0,9 - 1,2 - \text{легкові автомобілі;} \\ 0,55 - 0,80 - \text{вантажні автомобілі;} \\ 0,5 - 0,6 - \text{автобуси.} \end{cases}$$

## 8.2. Стійкість автомобіля проти заносу і перекидання під час руху по криволінійній дорозі з поперечним ухилом

Для визначення критичної швидкості під час руху автомобіля по криволінійній дорозі з поперечним ухилом скористаємося схемою, представленою на рисунку 8.3. Розглянемо випадок рівномірного руху автомобіля по колу з поперечним ухилом дороги до центру повороту.

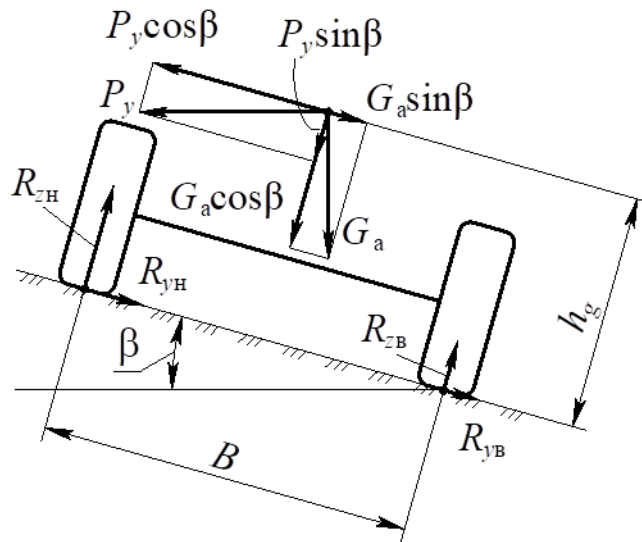


Рис. 8.3. Схема для визначення критичної швидкості за стійкістю автомобіля на криволінійній дорозі з поперечним ухилом

Бокове ковзання його коліс може виникнути в результаті дії сумарної бічної сили  $P_{\text{бок}}$ , що діє в площині, паралельній дорозі, що проходить через центр ваги, у той момент, коли вона стане рівною силі зчеплення, тобто:

$$P_{\text{бок}} = P_{\text{ф}}. \quad (8.19)$$

Використовуючи схему (рис. 8.3), можна записати

$$P_y \cdot \cos \beta - G_a \cdot \sin \beta = (G_a \cdot \cos \beta + P_y \cdot \sin \beta) \cdot \varphi_y. \quad (8.20)$$

Перетворимо вираз (8.20)

$$\begin{aligned} P_y \cdot \cos \beta - G_a \cdot \sin \beta - G_a \cdot \cos \beta \cdot \varphi_y - P_y \cdot \sin \beta \cdot \varphi_y &= 0; \\ P_y \cdot (\cos \beta - \sin \beta \cdot \varphi_y) &= G_a \cdot (\sin \beta + \cos \beta \cdot \varphi_y). \end{aligned} \quad (8.21)$$

У рівнянні (8.21) розкриємо значення  $P_y$ , як відцентрову силу

$$\frac{G_a \cdot v^2}{g \cdot r_{\Theta}} \cdot (\cos \beta - \sin \beta \cdot \varphi_y) = G_a \cdot (\sin \beta + \cos \beta \cdot \varphi_y). \quad (8.22)$$

Враховуючи, що в цьому випадку  $v = v_{\text{ф}}$ , з рівняння (8.22) визначимо критичну швидкість за бічним ковзанням

$$v_{\varphi} = \sqrt{\frac{r_{\Theta} \cdot g (\sin \beta + \cos \beta \cdot \varphi_y)}{\cos \beta - \sin \beta \cdot \varphi_y}}. \quad (8.23)$$

Поділимо чисельник і знаменник виразу (8.23) на  $\cos \beta$  і приведемо його до вигляду

$$v_{\varphi} = \sqrt{r_{\Theta} \cdot g \frac{(\operatorname{tg} \beta + \varphi_y)}{(1 - \operatorname{tg} \beta \cdot \varphi_y)}}, \quad (8.24)$$

де  $v_{\varphi}$  – критична швидкість автомобіля при русі по дорозі з поперечним ухилом, м/с.

Для визначення критичної швидкості у км/год перепишемо вираз (8.24) у вигляді

$$v_{\text{аф}} = 3,6 \sqrt{r_{\Theta} \cdot g \frac{(\operatorname{tg} \beta + \varphi_y)}{(1 - \operatorname{tg} \beta \cdot \varphi_y)}}. \quad (8.25)$$

Умову стійкості автомобіля за перекиданням  $M_{P_y} = M_{G_a}$ , використовуючи схему, представлену на рисунку 8.3, можна записати у вигляді

$$(P_y \cdot \cos \beta - G_a \cdot \sin \beta) \cdot h_g = (G_a \cdot \cos \beta - P_y \cdot \sin \beta) \cdot \frac{B}{2}. \quad (8.26)$$

Розкриємо дужки в рівнянні (8.26)

$$P_y \cdot \cos \beta \cdot h_g - G_a \cdot \sin \beta \cdot h_g = G_a \cdot \cos \beta \cdot \frac{B}{2} - P_y \cdot \sin \beta \cdot \frac{B}{2}. \quad (8.27)$$

З огляду на те, що  $P_y$  – відцентрова сила, можна записати

$$\frac{G_a}{g} \cdot \frac{v^2}{r_{\Theta}} = \frac{G_a \cdot (\sin \beta \cdot h_g + \cos \beta \cdot \frac{B}{2})}{\cos \beta \cdot h_g - \sin \beta \cdot \frac{B}{2}}. \quad (8.28)$$

З огляду на те, що в цьому випадку  $v = v_{\text{оп}}$ , з рівняння (8.28) визначимо критичну швидкість за боковим перекиданням

$$v_{\text{оп}} = \sqrt{\frac{g \cdot r_{\ominus} \cdot \left( \sin \beta \cdot h_g + \cos \beta \cdot \frac{B}{2} \right)}{\cos \beta \cdot h_g - \sin \beta \cdot \frac{B}{2}}}. \quad (8.29)$$

Помножимо чисельник і знаменник виразу (8.29) на  $2/\cos\beta$  і з огляду на те, що  $v_{\text{аоп}} = 3,6v_{\text{оп}}$ , приведемо його до вигляду

$$v_{\text{аоп}} = 3,6 \sqrt{\frac{g \cdot r_{\ominus} (2\text{tg}\beta \cdot h_g + B)}{2h_g - \text{tg}\beta \cdot B}}. \quad (8.30)$$

Порівнюючи критичні швидкості за бічним ковзанням, що визначаються за виразами (8.3), (8.25), і перекидання, що визначаються за виразами (8.7), (8.30), неважко встановити, що при значенні поперечного ухилу  $\beta = 0$  їх значення однакові. При збільшенні поперечного ухилу дороги в бік центру повороту критичні швидкості за бічною стійкістю збільшуються. Ця обставина враховується у дорожньому будівництві для підвищення стійкості автомобілів.

### 8.3. Стійкість автомобіля проти перекидання з урахуванням крену кузова

При дії бічної сили кузов автомобіля нахилиється внаслідок властивостей підвіски коліс. Це явище називається *креном кузова*. Крен кузова впливає на стійкість автомобіля проти перекидання. Крен кузова відбувається навколо осі крену. Вісь крену кузова автомобіля – це лінія, яка з'єднує центри крену передньої і задньої підвісок.

#### 8.3.1. Центр крену підвіски автомобіля

Центр крену підвіски залежить від конструкції її направляючого устрою. Слід зазначити, що положення центру крену незалежних підвісок залежить від ступеня навантаження, а значить, змінюється в експлуатації.

Визначення центру крену незалежних підвісок показано на рисунку 8.4. Центр крену підвіски знаходиться в точці перетину лінії, що з'єднує центр відбитка колеса і миттєвий центр гойдання колеса з центральною поздовжньою площиною автомобіля.

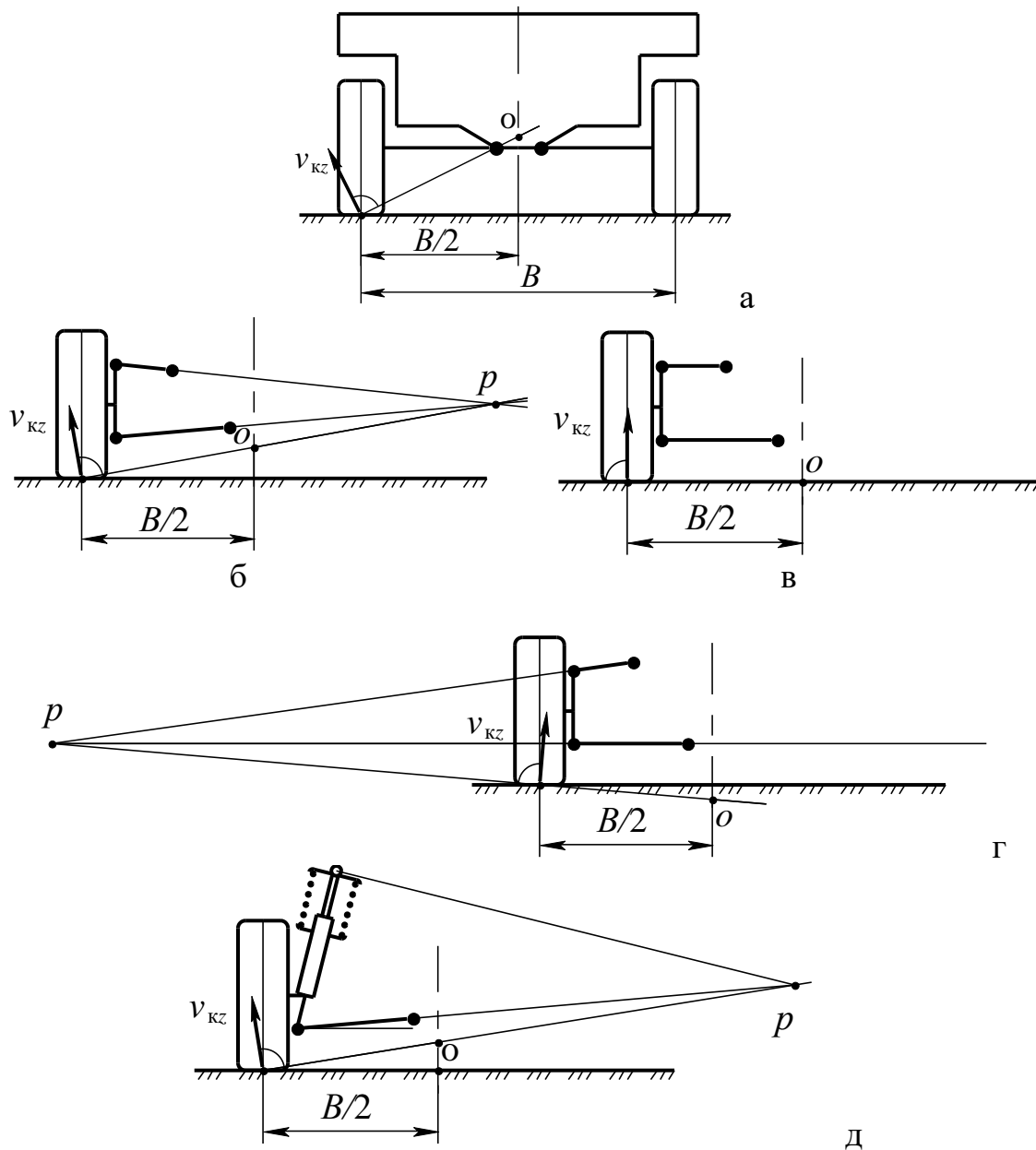


Рис. 8.4. Визначення центру крену незалежних підвісок:

а – з одним важелем; б, в, г – з двома важелями;

д – підвіска Мак Ферсон;  $B$  – колія автомобіля;  $v_{кз}$  – вектор миттєвої швидкості гойдання колеса навколо полюса  $p$ ;  $o$  – центр крену підвіски

Визначення центру крену незалежної підвіски з одним поперечним важелем показано на рисунку 8.4а. У цій підвісці миттєвий центр гойдання колеса збігається з шарніром важеля. Точка перетину «о» центральної поздовжньої площини автомобіля і лінії, яка проведена через центр відбитка колеса і шарнір важеля, і є *центром крену підвіски*.

Положення центру крену незалежної підвіски на двох поперечних важелях (рис. 8.4б, 8.4в, 8.4г) залежить від їх розташування. Миттєвий центр гойдання колеса у таких підвісок знаходиться в точці перетину ліній, проведених через важелі. У підвіски з паралельними важелями (рис. 8.4в) така точка розташована в нескінченності. Лінія, проведена з нескінченності до центру відбитка колеса, лежить на опорній поверхні, тому центр крену у такої підвіски співпадає з рівнем опорної поверхні.

Миттєвий центр гойдання колеса у підвіски Мак-Ферсон (рис. 8.4д) знаходиться в точці перетину лінії, проведеної через важіль, і лінії, яка проведена перпендикулярно до осі стійки через верхній шарнір.

Центр крену залежної підвіски також визначається конструкцією її направляючого устрою. У пружинної підвіски з поперечним важелем центр крену знаходиться на перетині його осі з центральною поздовжньою площиною автомобіля.

У ресорної підвіски центр крену визначається перетином горизонтальної лінії, що проходить через вузол кріплення ресори до кузова з центральною поздовжньою площиною автомобіля (рис. 8.5б). З рисунка 8.5б видно, що центр крену кузова залежить від способу кріплення ресори до балки моста.

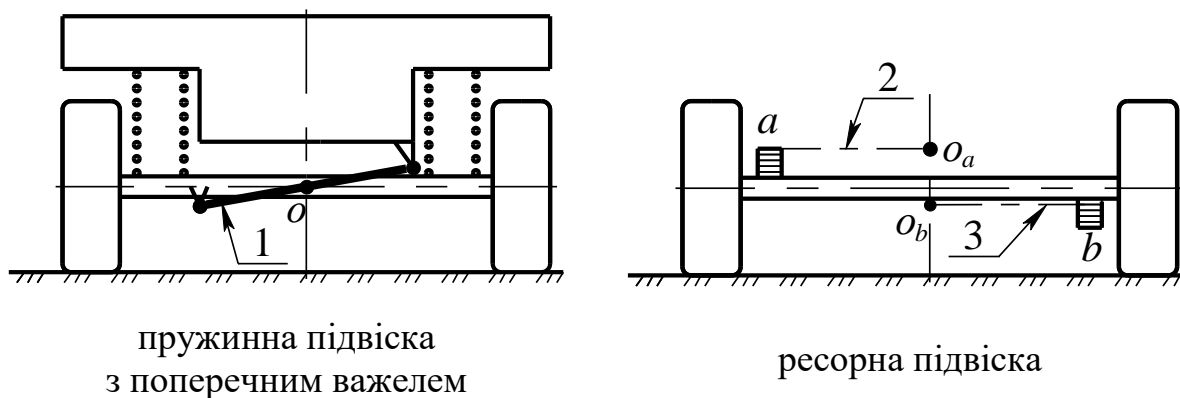


Рис. 8.5. Визначення центру крену залежних підвісок:

1 – поперечний важіль підвіски; 2, 3 – горизонталь від центру кріплення ресори до кузова до перетину з поздовжньою площиною;  $a$  – при установці ресори зверху на балці моста;  $b$  – при установці ресори знизу на балці моста

### 8.3.2. Вісь крену кузова автомобіля

Положення осі крену кузова показано на рисунку 8.6. При цьому крен кузова виникає внаслідок дії бічної сили. У разі руху автомобіля по колу бічна сила за своєю природою є відцентровою силою, що діє в центрі тяжіння підресореної маси.

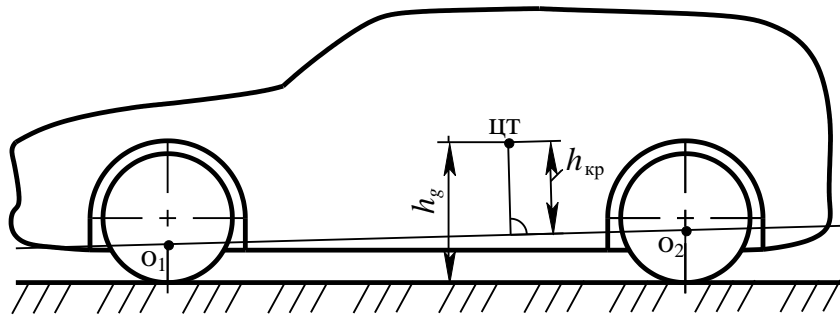


Рис. 8.6. Вісь крену автомобіля:

$O_1, O_2$  – центр крену відповідно передньої і задньої підвісок;  
 ЦТ – центр тяжіння кузова автомобіля (підресореної маси);  
 $h_g$  – висота центру тяжіння кузова;  $h_{кр}$  – висота крену кузова

При цьому висота крену кузова визначається як відстань між центром тяжіння і віссю крену. У разі прямолінійного руху автомобіля бічна сила може формуватися силою бічного вітру. При цьому бічна сила, що викликає крен кузова, за своєю природою є сумарною результуючою силою, з боку повітря прикладеною в центрі парусності кузова.

### 8.3.3. Критична швидкість автомобіля за перекиданням з урахуванням крену кузова

Бічна сила  $P_y$ , що викликає крен кузова і перекидання автомобіля в бічному напрямку, прикладена в точці  $c$  (рис. 8.7). Якщо бічна сила викликана відцентровою силою внаслідок руху по колу – це центр ваги кузова (підресореної маси). При дії пориву бічного вітру – це центр парусності кузова.

Бічна сила прагне нахилити кузов на пружних елементах підвіски. При цьому в підвісці формується пружний момент, який компенсує перекидний момент, викликаний бічною силою.

Умова рівноваги кузова на підвісці при дії відцентрової сили

$$M_{\text{подв}} = P_y (h_{кр} - \Delta h) + G_{\text{ап}} \cdot \Delta B, \quad (8.31)$$

де  $M_{\text{подв}}$  – пружний момент крутіння підвіски;

$\Delta h$  – зменшення висоти центру тяжіння;

$G_{\text{ап}}$  – сила тяжіння підресореної маси автомобіля (кузова);

$\Delta B$  – зміщення центру тяжіння.

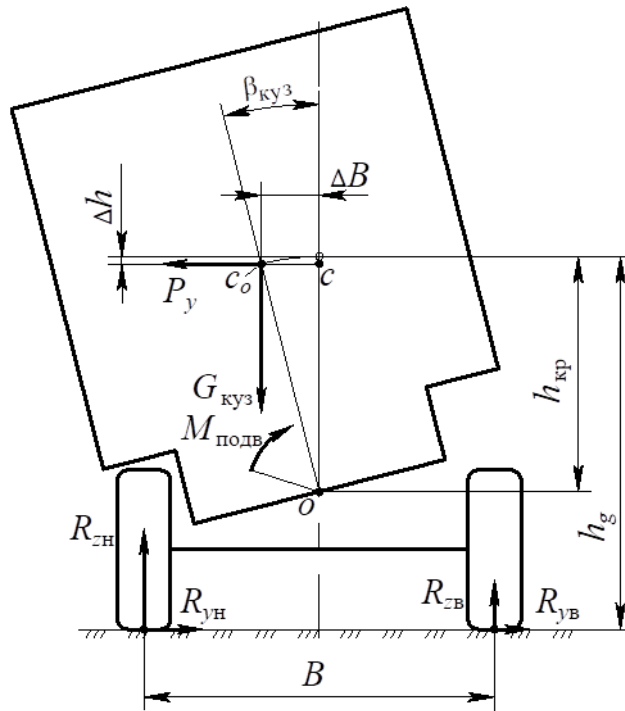


Рис. 8.7. Схема для визначення стійкості автомобіля проти перекидання з урахуванням підвіски

Зміщення центру тяжіння  $\Delta h$  і  $\Delta B$  нескладно визначити з трикутника  $o, c_o, c$

$$\Delta h = h_{кр} \cdot (1 - \cos \beta_{куз}); \quad (8.32)$$

$$\Delta B = h_{кр} \cdot \sin \beta_{куз}. \quad (8.33)$$

При малих значеннях кута  $\beta_{куз}$  можна вважати, що  $\Delta B \approx h_{кр} \cdot \beta_{куз}$  і  $\Delta h = 0$ .

Пружний момент крутіння підвіски  $M_{подв}$  визначається її крутильною жорсткістю

$$M_{подв} = (c_1 + c_2) \cdot \beta_{куз}, \quad (8.34)$$

де  $c_1, c_2$  – крутильна жорсткість відповідно передньої і задньої підвісок, Н·м/рад.

З урахуванням викладеного вище рівняння рівноваги (8.31) набуде вигляду

$$(c_1 + c_2) \cdot \beta_{куз} = P_y \cdot h_{кр} + G_{ап} \cdot h_{кр} \cdot \beta_{куз}. \quad (8.35)$$

Звідки визначимо кут крену кузова

$$\beta_{\text{куз}} = \frac{P_y \cdot h_{\text{кр}}}{c_1 + c_2 + G_{\text{ап}} \cdot h_{\text{кр}}} \quad (8.36)$$

Зміщення центру тяжіння в бік визначає вираз

$$\Delta B = h_{\text{кр}} \cdot \beta_{\text{куз}} = \frac{P_y \cdot h_{\text{кр}}^2}{c_1 + c_2 + G_{\text{ап}} \cdot h_{\text{кр}}} \quad (8.37)$$

Критичну швидкість автомобіля за перекиданням з урахуванням крену кузова отримаємо з виразу (8.6), враховуючи при цьому, що плече відновлювального моменту зменшилося на  $\Delta B$ .

$$v_{\text{аоп}} = 3,6 \sqrt{\frac{g \cdot r_{\Theta} \cdot \left( \frac{B}{2} - \Delta B \right)}{h_g}} = 3,6 \sqrt{\frac{g \cdot r_{\Theta} \cdot (B - 2\Delta B)}{2h_g}} \quad (8.38)$$

#### 8.4. Рух автомобіля при занесенні однієї з осей

У першому підрозділі даного розділу ми розглянули стійкість автомобіля проти заносу одночасно обох осей. Але реально ковзати починає одна з осей.

Розглянемо особливості руху автомобіля в момент початку занесення однієї з осей. Для кочення колеса без занесення (бічного ковзання) необхідна така умова:

$$P_{\phi} \geq \sqrt{R_x^2 + R_y^2},$$

де  $P_{\phi}$  – сила зчеплення колеса з дорогою;

$R_x$  – поздовжня реакція дороги на колесі;

$R_y$  – бічна реакція дороги на колесі.

Для випадку кочення колеса без ковзання бічна реакція дороги повинна відповідати умові

$$R_y \geq \sqrt{P_{\phi}^2 - R_x^2}.$$

Бічна реакція  $R_y$ , що додається до колеса і не викликає бічного ковзання, тим більша, чим більше  $P_\phi$  і менша  $R_x$ . При  $R_x = P_\phi$  колесо почне ковзати при найменшому бічному впливі.

Висновок: при заданих умовах зчеплення ( $P_\phi$ ) колесо стійкіше проти бокового ковзання в разі, якщо поздовжня реакція  $R_x$  має менше значення!

*Порівняння бічної стійкості ведених, ведучих і гальмівних коліс:*

– випадок 1 – поздовжня реакція на веденому колесі  $R_x = P_f$ ;

– випадок 2 – поздовжня реакція на ведучому колесі  $R_x = P_k - P_f$ ;

– випадок 3 – поздовжня реакція на гальмівному колесі  $R_x = P_T + P_f$ .

Очевидно, що найбільш стійким проти бокового ковзання є ведене колесо, оскільки сила опору коченню  $P_f$  в десятки разів менше ніж повна сила тяги  $P_k$  на ведучому колесі і гальмівна сила  $P_T$  на гальмівному.

Тому в тяговому режимі руху найбільш імовірно занесення ведучої осі автомобіля. Розглянемо процес занесення однієї з осей автомобіля із задніми ведучими колесами (рис. 8.8 і 8.9).

У разі розпочатого занесення задньої осі автомобіля, викликаного дією бічної сили  $P_{бок}$ , його центр ваги рухається за деякою криволінійною траєкторією з миттєвим центром повороту в точці  $O$ . При цьому виникає відцентрова сила  $P_{цб}$ , спрямована від центра  $O$ , при цьому напрямком її складової  $P_y$  збігається з напрямком сили  $P_{бок}$ , що викликає занесення. У цьому випадку сила  $P_{бок}$ , що викликала занесення, складається з  $P_y$  і занесення посилюється, розворот автомобіля прогресує.

Занесення задньої ведучої осі не тільки більш ймовірно, але і більш небезпечно. Для зниження ймовірності занесення задньої ведучої осі доцільно знизити силу тяги на колесах. Якщо занесення задньої ведучої осі почалося, його можна погасити кермовим керуванням, повернувши керовані колеса в сторону миттєвого центру повороту  $O$ . При цьому радіус кривизни траєкторії руху зростає і відцентрова сила знижується.

При занесенні передньої осі (рис. 8.9) виникає відцентрова сила, спрямована в бік, протилежний занесенню, і перешкоджає розвитку занесення. Тому занесення передньої осі автоматично гаситься.

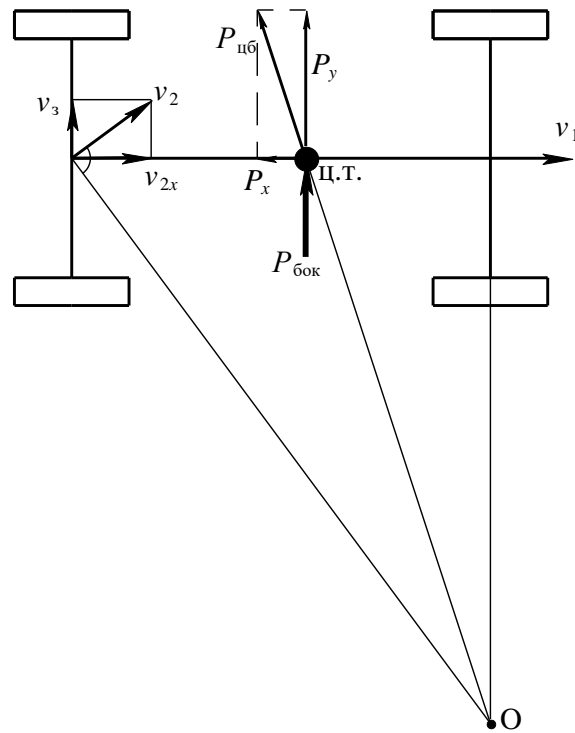


Рис. 8.8. Схема руху автомобіля при занесенні задньої осі:  
 $P_{бок}$  – бічна збурююча сила;  $P_{цб}$  – відцентрова сила, що діє на автомобіль;  
 $v_1 = v_{2x}$  – швидкість передньої і задньої осей уздовж осі  $x$ ;  $v_3$  – швидкість занесення задньої осі;  $v_2$  – фактична швидкість задньої осі;  
 $O$  – миттєвий центр повороту

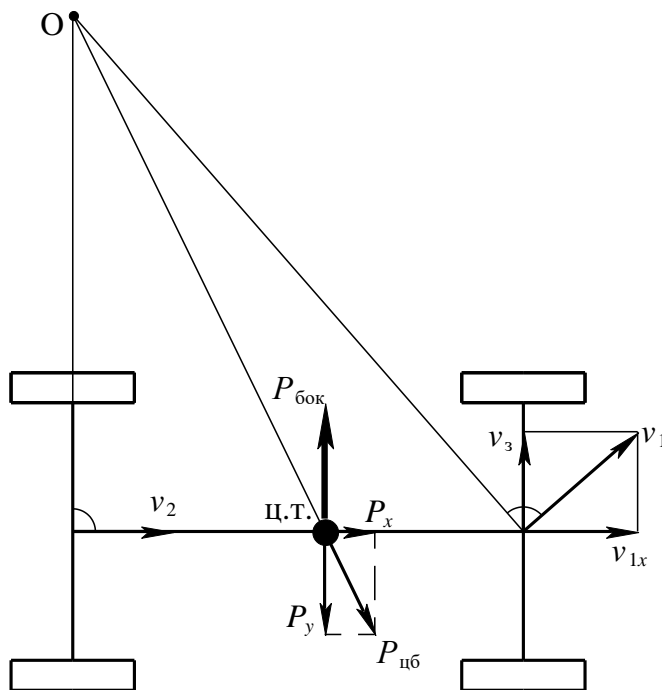


Рис. 8.9. Схема руху автомобіля при занесенні передньої осі:  
 $v_{1x} = v_2$  – швидкість передньої і задньої осей уздовж осі  $x$ ;  $v_3$  – швидкість занесення передньої осі;  $v_1$  – швидкість передньої осі;  
інші позначення див. рис. 8.8

У разі однакової ймовірності виникнення занесення ведучої осі у передньопривідного автомобіля і задньопривідного автомобіля, рух передньопривідного автомобіля більш стійкий.

### **Контрольні запитання**

1. Що таке стійкість автомобіля? Які види стійкості автомобіля існують?
2. Назвіть показники поперечної стійкості автомобіля.
3. Як впливає на поперечну стійкість автомобіля поперечний ухил дороги?
4. Як впливає на поперечну стійкість автомобіля крен кузова?
5. Як визначається центр крену підвіски?
6. Що таке вісь крену автомобіля?
7. Зобразіть схему руху автомобіля при занесенні передньої осі.
8. Зобразіть схему руху автомобіля при занесенні задньої осі.

## ТЕМА 9

# РУХ АВТОМОБІЛЯ ПО КРИВОЛІНІЙНІЙ ТРАЄКТОРІЇ ТА ЙОГО КЕРОВАНІСТЬ

### 9.1. Визначення та оцінні показники керованості автомобіля

Керованість автомобіля – це сукупність властивостей, що визначають характеристики кінематичних і силових реакцій автомобіля на керуючі діяння водія при формуванні траєкторії руху.

Керованість пов'язана з безпекою руху автомобіля. Втрата керованості зазвичай проявляється в мимовільному відхиленні траєкторії і (або) курсу руху автомобіля від положення керованих коліс, заданого водієм.

Керованість залежить від:

- бічної еластичності шин;
- стабілізації керованих коліс;
- коливань керованих коліс;
- відповідності кінематики підвіски керованих коліс кінематиці

кермового приводу.

Керованість автомобіля оцінюється стійкістю керування траєкторією і стійкістю курсового керування.

Оцінні показники стійкості керування та одиниці вимірювання:

- а) стійкість керування траєкторією, балів;
- б) стійкість курсового керування, балів;
- в) стійкість керування траєкторією при гальмуванні, балів;
- г) стійкість курсового керування при гальмуванні, балів;
- д) гранична швидкість виконання маневру,  $v_{гр}$ , км/год;
- е) швидкість початку зниження стійкості керування траєкторією,  $v_{тр}$ , км/год;
- ж) швидкість початку зниження стійкості курсового керування,  $v_{курс}$ , км/год.

Показники «а» і «б» визначають на спеціальних дорогах при максимальній швидкості руху  $v_{max}$  або на дорогах першої категорії при дозволеній швидкості руху. Оцінка показників «в», «г» відбувається при гальмуванні із запропонованої для даної категорії автомобіля

швидкості  $v_H$  до швидкості  $v = 0,5v_H$  з уповільненням  $j_a = 0,5g$ . Оцінку дають в балах за суб'єктивними відчуттями випробувача (органолептичний метод). Показники «д» – «ж» визначають при критичних режимах руху, які полягають у виконанні заданих розміткою маневрів «переставка» і «поворот».

## 9.2. Кінематика повороту автомобіля з жорсткими колесами

Кінематика повороту автомобіля з керованими передніми колесами залежить від режиму їх руху. Для випадку ведучих задніх коліс і ведених керованих передніх коліс кінематику повороту автомобіля пояснює схема, представлена на рисунку 9.1. Тут розглядається рух автомобіля на повороті з малою швидкістю. У зв'язку з цим дією відцентрових сил можна знехтувати. Для забезпечення кочення всіх коліс автомобіля без пробуксовки або ковзання вони повинні котитися по концентричних колах з миттєвим центром повороту в точці  $O$ . Тому зовнішнє колесо повертається на кут  $\Theta_H$ , а внутрішнє – на кут  $\Theta_B$ .

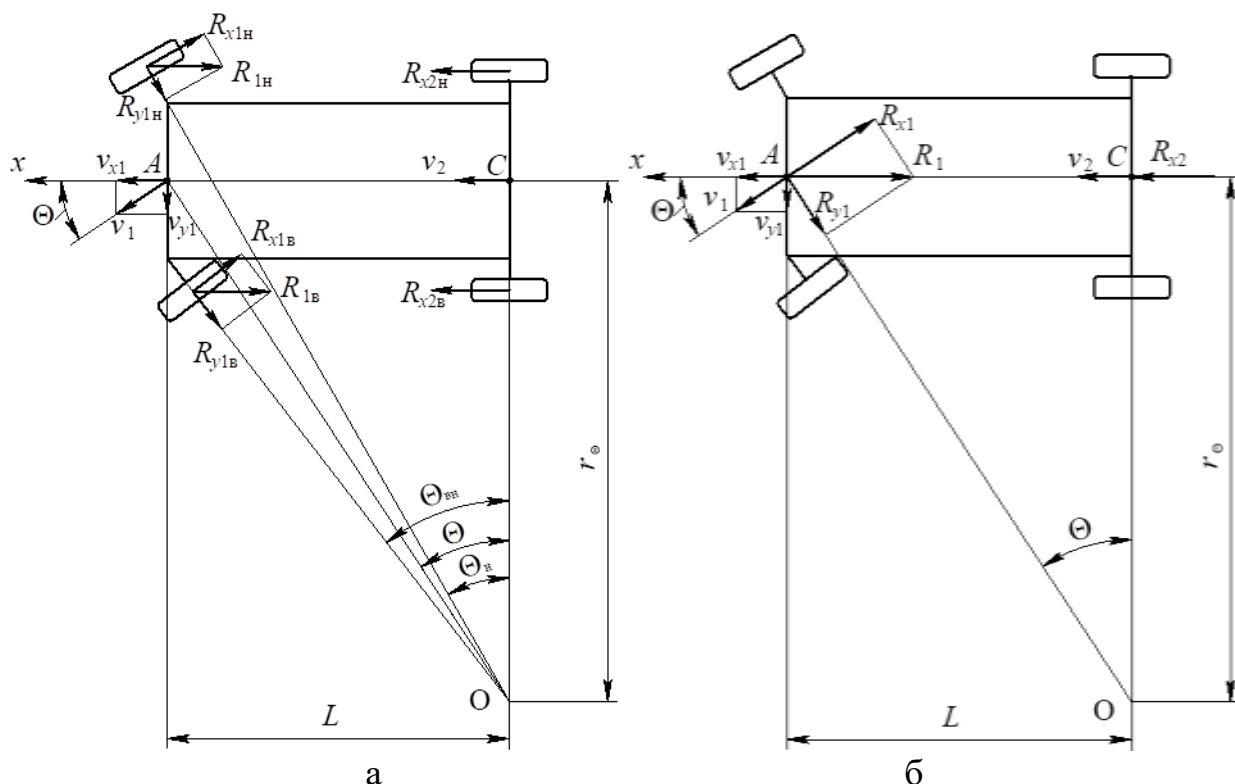


Рис. 9.1. Схема повороту автомобіля з жорсткими колесами:  
 а – з реакціями на кожному колесі; б – спрощена схема  
 (з сумарними реакціями на осях)

При аналізі кінематики повороту будемо вважати, що вектор швидкості передньої осі  $v_1$  при повороті керованих коліс відхиляється від поздовжньої осі  $x$  на середній кут  $\Theta$ , який дорівнює середньому значенню кутів повороту керованих коліс  $\Theta_H$  і  $\Theta_B$ . При цьому вектор швидкості задньої осі  $v_2$  збігається з поздовжньою віссю  $x$ . Центр повороту автомобіля  $O$  знаходиться на перетині перпендикулярів, проведених до векторів швидкостей.

При підведенні крутного моменту до ведучих задніх коліс на них формується сила тяги  $P_K$ , яка обумовлює рух автомобіля. У результаті в плямах контакту ведучих коліс виникають поздовжні реакції  $R_{x2H}$  і  $R_{x2B}$ . При цьому в плямах контакту повернених керованих коліс виникають реакції  $R_{1H}$  і  $R_{1B}$ , спрямовані проти реакцій  $R_{x2H}$  і  $R_{x2B}$ .

Кожна з реакцій  $R_{1H}$  і  $R_{1B}$  може бути розкладена на дві складові: у поздовжній площині колеса  $R_{x1H}$  і  $R_{x1B}$  і поперечній –  $R_{y1H}$  і  $R_{y1B}$ .

Якщо сума реакцій  $R_{x2H}$  і  $R_{x2B}$  перевищує силу опору руху, то керовані колеса котяться по відповідних траєкторіях і автомобіль робить поворот. При цьому в зоні контакту керованих коліс діють поздовжні реакції  $R_{x1H}$  і  $R_{x1B}$ , сума яких дорівнює силі опору коченню коліс передньої осі  $R_{x1}$ .

Для аналізу процесу повороту автомобіля спростимо його схему, замінивши реакції на колесах реакціями на відповідних осях (рис. 9.1б).

Радіус повороту автомобіля з жорсткими колесами  $r_\Theta$  – це відстань від центру повороту до середньої площини автомобіля, яка визначається з трикутника  $OAC$  (рис. 9.1а).

$$\operatorname{tg}\Theta = \frac{L}{r_\Theta} \Rightarrow r_\Theta = \frac{L}{\operatorname{tg}\Theta}. \quad (9.1)$$

Для малих кутів вираз (9.1) можна записати у вигляді

$$r_\Theta = \frac{L}{\Theta}. \quad (9.2)$$

При цьому кутова швидкість автомобіля  $\omega_a, \text{с}^{-1}$ , при русі по колу радіусом  $r_\Theta$

$$\omega_a = \frac{v}{r_\Theta} = \frac{v}{L} \cdot \operatorname{tg}\Theta; \quad \omega_a = \frac{v_a}{3,6 \cdot L} \cdot \operatorname{tg}\Theta, \quad (9.3)$$

де  $v, v_a$  – лінійна швидкість автомобіля відповідно м/с і км/год.

Лінійна швидкість автомобіля при повороті відповідає лінійній швидкості точки перетину його поздовжньої осі і радіуса повороту. Для автомобіля з жорсткими колесами ця швидкість дорівнює  $v_2$ .

Рух автомобіля по траєкторії, що відповідає положенню керованих коліс, можливий за умови відсутності їх бічного ковзання. Умова можливості виконання повороту без бокового ковзання визначає співвідношення

$$R_1 \leq P_{\varphi 1}. \quad (9.4)$$

де  $R_1$  – сумарна реакція на колесах передньої осі;

$P_{\varphi 1}$  – сила зчеплення керованих коліс передньої осі з опорною поверхнею.

Розкривши значення складових (9.4), отримаємо

$$\sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} \leq R_{z1} \cdot \varphi_{x1}. \quad (9.5)$$

Для випадку руху з малою швидкістю можна вважати, що бічна реакція  $R_{y1} = P_{y1} = R_{x1} \cdot \operatorname{tg} \Theta$ . Перетворимо (9.5), розв'язавши відносно  $R_{y1}$ , а потім визначивши  $R_{x1}$  і  $R_{y1}$  через  $R_{z1}$

$$\begin{aligned} R_{y1} &\leq \sqrt{R_{z1}^2 \cdot \varphi_{x1}^2 - R_{z1}^2 \cdot f_{x1}^2} \\ R_{y1} &= R_{x1} \cdot \operatorname{tg} \Theta = R_{z1} \cdot f_1 \cdot \operatorname{tg} \Theta \leq \sqrt{R_{z1}^2 \cdot \varphi_{x1}^2 - R_{z1}^2 \cdot f_1^2} \\ \text{або } f_1 \cdot \operatorname{tg} \Theta &\leq \sqrt{\varphi_{x1}^2 - f_1^2} \end{aligned} \quad (9.6)$$

З виразу (9.6) отримаємо умову можливості повороту за відсутності бокового ковзання керованих коліс. Ця умова обмежує максимальний кут повороту керованих коліс.

$$\Theta \leq \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{\varphi_{x1}^2 - f_1^2}}{f_1}. \quad (9.7)$$

Якщо умова (9.7) не виконується, то керовані колеса не котяться по колу, а ковзають у поздовжньому напрямку. Слід зазначити, що з урахуванням різноманітності експлуатаційних значень коефіцієнтів  $\varphi$  і  $f$  граничний кут повороту  $\Theta$  керованих коліс відповідно до (9.7) визначає інтервал 78 ... 88 градусів. Тобто при маневруванні автомобіля з малою швидкістю поворот автомобіля завжди відбувається без

бокового ковзання керуючих коліс, оскільки максимальний кут їх повороту зазвичай не перевищує 45 ... 55 градусів.

Для випадку руху автомобіля по криволінійній траєкторії з високою швидкістю умова (9.4) може не виконуватися, і рух відбувається з бічним ковзанням керованих коліс. Це обумовлено тим, що в цьому випадку бічну реакцію  $R_{y1}$  формують бічна складова  $P_{y1}$  сили, що штовхає, і відцентрова сила  $P_{цб1}$ , яка припадає на керовані колеса передньої осі.

$$R_{y1} = P_{y1} + P_{цб1}, \quad (9.8)$$

де  $P_{цб1} = \frac{G_1}{g} \cdot \frac{v_1^2}{r_\Theta \cdot \cos \Theta}$  – відцентрова сила, яка припадає на передню вісь.

Швидкість руху автомобіля по криволінійній траєкторії, при якій починається бічне ковзання керованих коліс, називається *критичною швидкістю за умовами керованості*  $v_{\phi y}$ . З урахуванням (9.8), розкриваючи відцентрову силу  $P_{цб1}$ , перетворимо вираз (9.6) до вигляду

$$R_{y1} = R_{z1} \cdot f_1 \cdot \operatorname{tg} \Theta + \frac{G_1}{g} \cdot \frac{v_1^2}{r_\Theta \cdot \cos \Theta} \leq \sqrt{R_{z1}^2 \cdot \phi_{x1}^2 - R_{z1}^2 \cdot f_1^2}. \quad (9.9)$$

З урахуванням (9.1) і при допущенні, що  $R_{z1} \approx G_1$ , вираз (9.9) для критичного випадку набуде вигляду

$$f_1 \cdot \operatorname{tg} \Theta + \frac{v_{\phi y}^2 \cdot \operatorname{tg} \Theta}{g \cdot L \cdot \cos \Theta} = \sqrt{\phi_{x1}^2 - f_1^2}. \quad (9.10)$$

Значення критичної швидкості за умовами керованості  $v_{\phi y}$  визначимо з (9.10) за такою залежністю

$$v_{\phi y} = \sqrt{\left( \frac{\sqrt{\phi_{x1}^2 - f_1^2}}{\operatorname{tg} \Theta} - f_1 \right) \cdot g \cdot L \cdot \cos \Theta}. \quad (9.11)$$

Аналіз виразу (9.11) показує, що критична швидкість за умовами керованості  $v_{\phi y}$  залежить від бази автомобіля  $L$ , середнього кута повороту керованих коліс і від умов взаємодії коліс з дорогою, коефіцієнтів  $\phi_{x1}$  і  $f_1$ . Якщо швидкість руху автомобіля більше  $v_{\phi y}$ , то керовані

колеса при повороті прослизують у поперечному напрямку. Чим більше кут повороту керованих коліс, тим менше повинна бути швидкість руху автомобіля. У разі виконання умови  $\varphi_{x1} \leq f_1 / \cos \Theta$ , наприклад, на твердій слизькій дорозі, підкореневий вираз (9.11) набуває значення нуля або негативного значення і відповідно швидкість  $v_{\varphi y}$  набуває значення уявної величини, а автомобіль стає некерованим.

### 9.3. Кінематика повороту автомобіля з еластичними колесами

На рисунку 9.2 представлена схема повороту автомобіля з еластичними колесами. Керовані колеса повернені на середній кут  $\Theta$ , але внаслідок бічного відведення шин середній вектор швидкості передньої осі  $v_1$  відхилений на кут бічного відведення  $\delta_1$ . Вектор швидкості задньої осі  $v_2$  відхилений від поздовжньої осі автомобіля на кут бічного відведення  $\delta_2$ . При цьому центр повороту автомобіля  $O_\delta$  знаходиться на перетині перпендикулярів до цих векторів. Радіус повороту  $r_\delta$  визначається як відстань від центру повороту  $O_\delta$  до поздовжньої осі автомобіля.

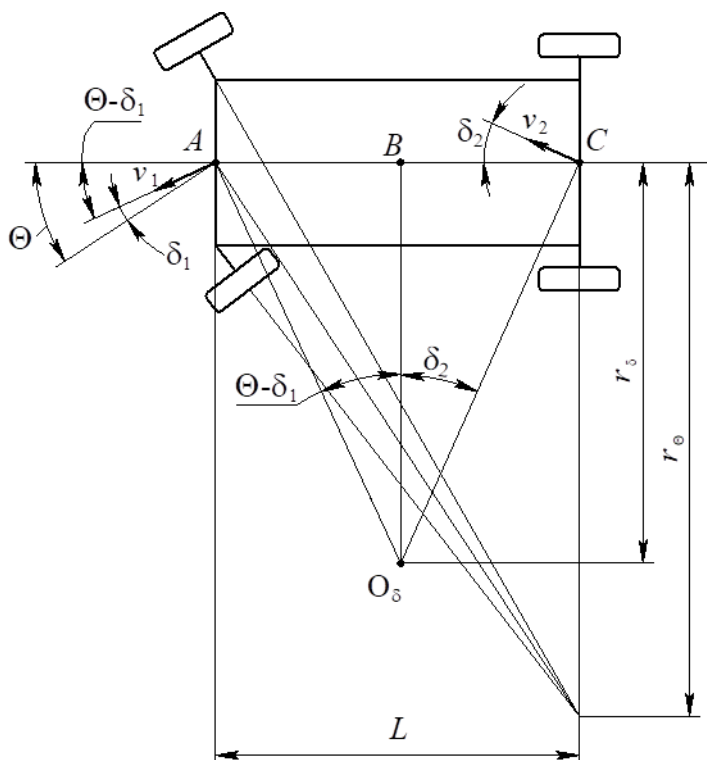


Рис. 9.2. Схема повороту автомобіля з еластичними колесами

З рисунку 9.2 випливає, що  $\angle CO_{\delta}B = \delta_2$  і  $\angle AO_{\delta}B = \Theta - \delta_1$ , тому можна записати

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \delta_2 &= \frac{BC}{BO_{\delta}} \Rightarrow BC = \operatorname{tg} \delta_2 \cdot r_{\delta}; \\ \operatorname{tg} (\Theta - \delta_1) &= \frac{AB}{BO_{\delta}} \Rightarrow AB = \operatorname{tg} (\Theta - \delta_1) \cdot r_{\delta}. \end{aligned} \right\}, \quad (9.12)$$

де  $BO_{\delta} = r_{\delta}$  – радіус повороту автомобіля з еластичними колесами.

Як видно з рисунку 9.2, база автомобіля дорівнює сумі катетів  $(AB)$  і  $(BC)$  і з урахуванням (9.12) отримаємо

$$L = AB + BC = \operatorname{tg} (\Theta - \delta_1) \cdot r_{\delta} + \operatorname{tg} \delta_2 \cdot r_{\delta}. \quad (9.13)$$

Розв'язуючи рівняння (9.13), визначимо радіус повороту автомобіля з еластичними шинами

$$r_{\delta} = \frac{L}{\operatorname{tg} \delta_2 + \operatorname{tg} (\Theta - \delta_1)}. \quad (9.14)$$

Для малих кутів  $\operatorname{tg} \delta_2 \approx \delta_2$ ,  $\operatorname{tg} (\Theta - \delta_1) \approx (\Theta - \delta_1)$ , у цьому випадку (9.14) можна записати у вигляді

$$r_{\delta} = \frac{L}{\delta_2 + \Theta - \delta_1}; \quad \text{або} \quad r_{\delta} = \frac{L}{\Theta + \delta_2 - \delta_1}. \quad (9.15)$$

При цьому кутова швидкість автомобіля  $\omega_a$ , при русі по колу радіусом  $r_{\delta}$

$$\omega_a = \frac{v}{r_{\delta}} = \frac{v}{L} \cdot [\operatorname{tg} (\Theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2] \quad \text{або} \quad \omega_a = \frac{v_a}{3,6 \cdot L} \cdot [\operatorname{tg} (\Theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2]. \quad (9.16)$$

$$\omega_a \approx \frac{v}{L} \cdot [\Theta + \delta_2 - \delta_1] \quad \text{або} \quad \omega_a \approx \frac{v_a}{3,6 \cdot L} \cdot [\Theta + \delta_2 - \delta_1]. \quad (9.17)$$

## 9.4. Поворотність автомобіля

Властивість автомобіля змінювати кінематичні параметри повороту під дією зовнішніх бокових сил при фіксованій величині кута повороту керованих коліс  $\Theta$  називають *поворотністю автомобіля*. При цьому автомобіль може повертатися навколо своєї вертикальної осі і відхилятися від траєкторії руху, яку задав водій.

Залежно від співвідношення кутів бічного відведення  $\delta_1$  і  $\delta_2$  розрізняють три види поворотності автомобіля: нейтральна, недостатня і надлишкова.

*Нейтральна поворотність* спостерігається при виконанні умови  $\delta_1 = \delta_2$ . У цьому випадку руху автомобіля при нейтральному положенні керованих коліс бічна сила (наприклад, порив бокового вітру) викликає відхилення векторів швидкостей  $v_1$  і  $v_2$  від поздовжньої осі на однакові кути. При цьому автомобіль набуває плоско-паралельного руху і відхиляється від траєкторії, заданої водієм (рис. 9.3).

*Недостатня поворотність* спостерігається при виконанні умови  $\delta_1 > \delta_2$ . У цьому випадку руху автомобіля при нейтральному положенні керованих коліс бічна сила викликає відхилення векторів швидкостей  $v_1$  і  $v_2$  від поздовжньої осі на різні кути. При цьому автомобіль набуває кругового руху навколо миттєвого центру  $O_\delta$  і відхиляється від траєкторії, заданої водієм, зі зміною курсового кута (рис. 9.3). Внаслідок кругового руху автомобіля виникає відцентрова сила  $P_{цб}$ , її складова  $P_y$  спрямована проти бічної збурюючої сили  $P_{бок}$ , і компенсує її дію.

*Надлишкова поворотність* спостерігається при виконанні умови  $\delta_1 < \delta_2$ . У цьому випадку руху автомобіля при нейтральному положенні керованих коліс бічна сила викликає відхилення векторів швидкостей  $v_1$  і  $v_2$  від поздовжньої осі на різні кути. При цьому автомобіль набуває кругового руху навколо миттєвого центру  $O_\delta$  і відхиляється від траєкторії, заданої водієм, зі зміною курсового кута (рис. 9.3в). Внаслідок кругового руху автомобіля виникає відцентрова сила  $P_{цб}$ , її складова  $P_y$  спрямована в тому ж напрямку, що і бічна збурююча сила  $P_{бок}$ , і тому збільшує її збурюючий вплив.

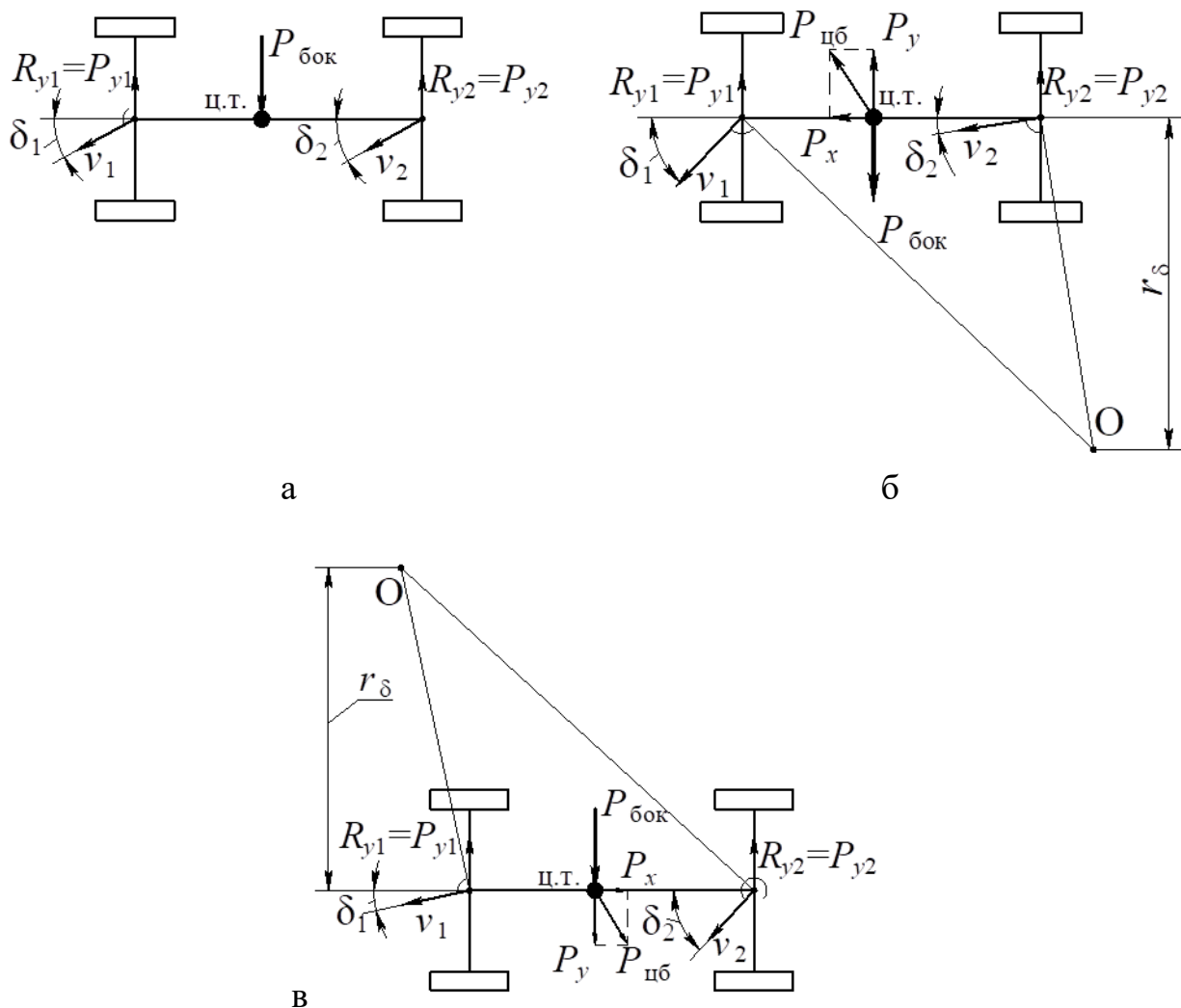


Рис. 9.3. Схема руху автомобіля з еластичними колесами при дії бічної сили:

- а – при нейтральній поворотності ( $\delta_1 = \delta_2$ );
- б – при недостатній поворотності ( $\delta_1 > \delta_2$ );
- в – при надлишковій поворотності ( $\delta_1 < \delta_2$ )

Схеми руху автомобілів при фіксованій величині кута повороту керованих коліс  $\Theta$  з різними видами поворотності представлені на рисунку 9.4. Кінематичні параметри повороту автомобіля під дією зовнішніх бокових сил змінюються залежно від виду його поворотності.

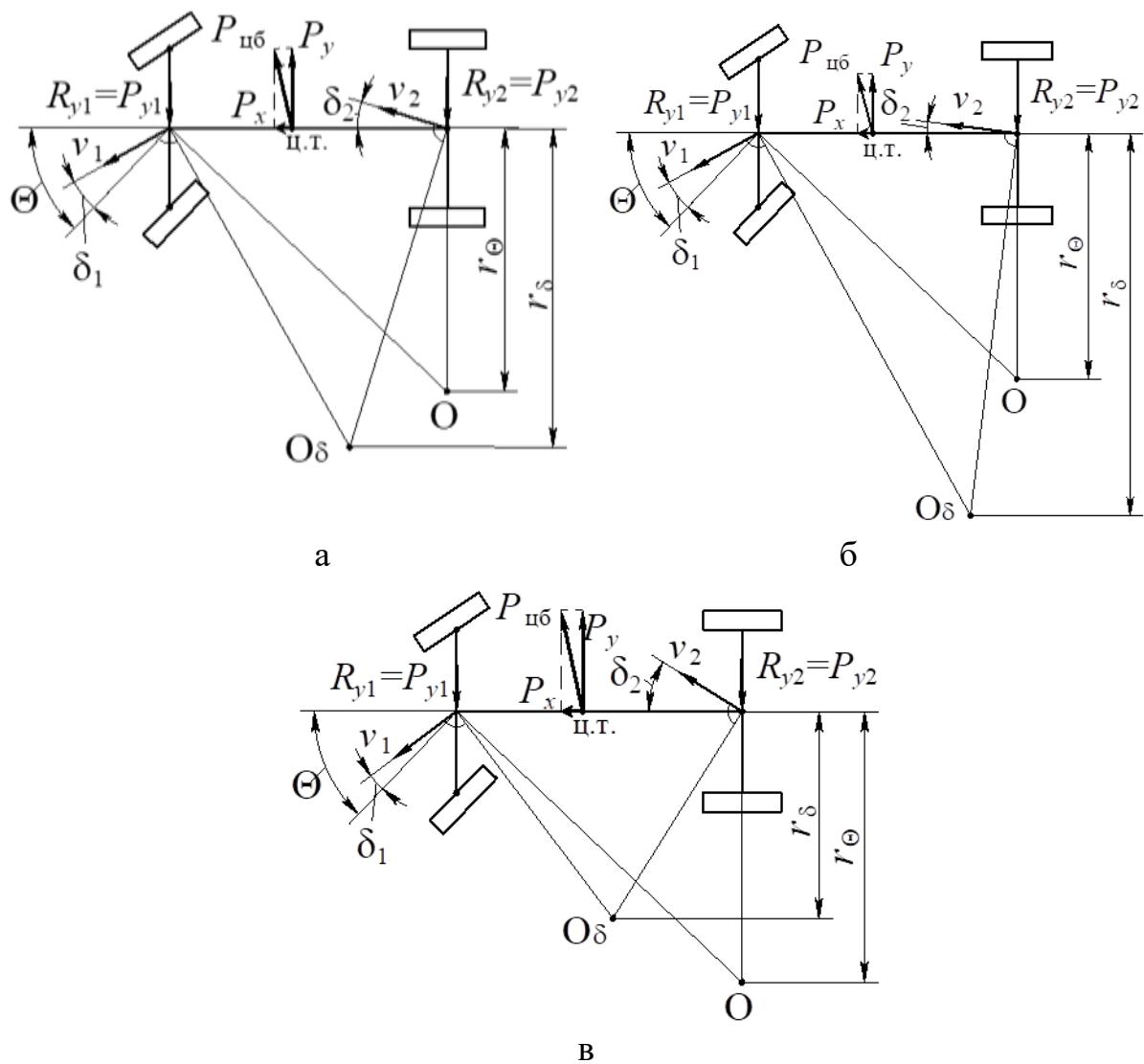


Рис. 9.4. Схема руху автомобіля з еластичними колесами при поверненнях керованих колесах:  
 а – при нейтральній поворотності ( $\delta_1 = \delta_2$ );  
 б – при недостатній поворотності ( $\delta_1 > \delta_2$ );  
 в – при надлишковій поворотності ( $\delta_1 < \delta_2$ )

В автомобілів з нейтральною і недостатньою поворотністю радіус їх повороту  $r_\delta$  перевищує радіус повороту автомобіля з жорсткими колесами  $r_\Theta$ . При цьому відповідно до (9.9) кутова швидкість автомобіля знижується. Для руху по бажаній траєкторії водієві необхідно додатково повернути керовані колеса, але рух автомобіля в цьому випадку стійкий. У разі малих кутів повороту керованих коліс  $\Theta$  автомобіля з нейтральною поворотністю можна вважати, що  $r_\delta = r_\Theta$ .

Якщо  $\Theta = \delta_1 = \delta_2$ , то відповідно до (9.7) рівність  $r_\delta = r_\Theta$  справедлива для будь-яких значень кута повороту керованих коліс  $\Theta$ .

В автомобіля з надлишковою поворотністю радіус повороту  $r_\delta$  менше радіуса повороту автомобіля з жорсткими колесами  $r_\Theta$  і при цьому відповідно збільшується його кутова швидкість. Оскільки при дії  $P_y$  радіус повороту  $r_\delta$  автомобіля зменшується, то його поздовжня вісь повертається внаслідок відведення коліс всередину повороту. При цьому відцентрова сила збільшується і викликає ще більше відведення і, як наслідок, ще більший поворот автомобіля, тобто процес прогресує. Для гасіння прогресуючого розвороту автомобіля водій повинен зменшити поворот керованих коліс. У цьому випадку рух автомобіля нестійкий.

Нейтральна поворотність в умовах експлуатації може перетворитися у надлишкову внаслідок зменшення тиску в шинах задньої осі і (або) збільшення навантаження на задню вісь. При цьому при конструюванні автомобіля задають недостатню поворотність для забезпечення запасу стійкості руху при дії бічних сил.

### 9.5. Критична швидкість автомобіля за бічним відведенням

Дія бічної сили на автомобіль, що рухається, призводить до порушення стійкості керування траєкторією і курсового керування. Причому навіть в разі прямолінійного руху автомобіля бічна збурююча сила може викликати криволінійний рух внаслідок бічного відведення шин. Це зумовлює появу відцентрової сили, величина якої залежить від лінійної швидкості автомобіля. Очевидно, що при певному значенні швидкості руху автомобіля може розпочатися не контрольований водієм рух автомобіля в бік відведення. Така швидкість називається *критичною швидкістю автомобіля за бічним відведенням*.

Значення критичної швидкості автомобіля за бічним відведенням визначимо з виразу (9.15), який за умови відсутності повороту керованих коліс набуде вигляду:

$$r_\delta = \frac{L}{\delta_2 - \delta_1}. \quad (9.18)$$

При виконанні умови (9.18), в разі  $\delta_1 \neq \delta_2$  автомобіль почне рухатися по криволінійній траєкторії з радіусом  $r_\delta$  без повороту керованих коліс.

Питання: знайти швидкість руху автомобіля по даній траєкторії, при якій виникає відцентрова така сила, що викликає прогресуюче неконтрольоване відведення коліс.

Визначимо із (9.18) різницю кутів бічного відведення і розкриємо їх значення

$$\delta_2 - \delta_1 = \frac{L}{r_\delta} \Rightarrow \frac{P_{y2}}{k_{\delta 2}} - \frac{P_{y1}}{k_{\delta 1}} = \frac{L}{r_\delta}, \quad (9.19)$$

Враховуючи, що бічні сили  $P_{y1}$  і  $P_{y2}$  формуються тільки відцентровими силами, що припадають на задню і передню підвіски, то  $P_{y2} = m_2 \cdot v^2/r_\delta$  і  $P_{y1} = m_1 \cdot v^2/r_\delta$ . Підставимо ці значення в (9.19) й отримаємо

$$\frac{m_2 \cdot v^2}{k_{\delta 2} \cdot r_\delta} - \frac{m_1 \cdot v^2}{k_{\delta 1} \cdot r_\delta} = \frac{L}{r_\delta} \Rightarrow \frac{m_2 \cdot v^2}{k_{\delta 2}} - \frac{m_1 \cdot v^2}{k_{\delta 1}} = L, \quad (9.20)$$

де  $m_2, m_1$  – маса автомобіля, що припадає відповідно на задню і передню осі;

$k_{\delta 2}, k_{\delta 1}$  – коефіцієнт опору бічному відведенню коліс відповідно задньої і передньої осей.

Вважаючи, що швидкість  $v$  є критичною швидкістю за бічним відведенням  $v_\delta$ , м/с, визначимо з (9.20):

$$v_\delta^2 = \frac{L}{\frac{m_2}{k_{\delta 2}} - \frac{m_1}{k_{\delta 1}}} \Rightarrow v_\delta = \sqrt{\frac{L}{\frac{m_2}{k_{\delta 2}} - \frac{m_1}{k_{\delta 1}}}} \text{ або } v_\delta = \sqrt{\frac{g \cdot L}{\frac{G_2}{k_{\delta 2}} - \frac{G_1}{k_{\delta 1}}}}. \quad (9.21)$$

Критичну швидкість за бічним відведенням  $v_{a\delta}$ , км/год, визначає вираз

$$v_{a\delta} = 3,6 \sqrt{\frac{L}{\frac{m_2}{k_{\delta 2}} - \frac{m_1}{k_{\delta 1}}}} \text{ або } v_{a\delta} = 3,6 \sqrt{\frac{g \cdot L}{\frac{G_2}{k_{\delta 2}} - \frac{G_1}{k_{\delta 1}}}}. \quad (9.22)$$

Критична швидкість за бічним відведенням відповідно до (9.21), (9.22) має реальне значення в разі позитивного значення знаменника підкорінного виразу. Це відповідає автомобілю з надлишковою поворотністю. При проектуванні ж автомобіля прагнуть забезпечити недостатню поворотність. Якщо за рядом причин автомобіль має надлишкову поворотність, то критична швидкість за бічним відведенням повинна бути значно більше ніж максимальна швидкість автомобіля, тобто  $v_{a\delta} \gg v_{amax}$ . Тому, що в разі досягнення автомобілем  $v_{a\delta}$  відбувається повна втрата керованості, навіть найменший бічний вплив викликає прогресуючий розворот.

Для автомобіля з недостатньою поворотністю критична швидкість за бічним відведенням не існує, що видно з (9.21), (9.22), оскільки при негативному значенні знаменника підкорінного виразу її значення стає уявною величиною. Рух на повороті автомобіля з недостатньою поворотністю внаслідок відцентрової сили відбувається за збільшеним радіусом. Для збереження бажаного радіуса повороту водієві необхідно збільшувати кут повороту керованих коліс. Для оцінки керованості за бічним відведенням автомобілів з недостатньою поворотністю визначають характерну швидкість руху. Це така швидкість, при якій радіус траєкторії руху з еластичними колесами зростає у два рази порівняно з автомобілем із жорсткими колесами, якщо кут повернення керованих коліс в обох випадках однаковий.

Визначимо кут повороту керованих коліс, при якому радіус повороту автомобіля з еластичними колесами збільшиться в два рази

$$r_{\delta} = 2r_{\Theta} \Rightarrow \Theta = \frac{L}{r_{\Theta}} = 2 \cdot \frac{L}{r_{\delta}}. \quad (9.23)$$

Перетворимо вираз (9.15) до вигляду  $\Theta + \delta_2 - \delta_1 = \frac{L}{r_{\delta}}$  і з урахуванням (9.23) отримаємо

$$2 \cdot \frac{L}{r_{\delta}} + \delta_2 - \delta_1 = \frac{L}{r_{\delta}}. \quad (9.24)$$

Після нескладних перетворень отримаємо залежність

$$\delta_2 - \delta_1 = -\frac{L}{r_\delta} \Rightarrow \delta_1 - \delta_2 = \frac{L}{r_\delta}. \quad (9.25)$$

Після перетворень виразу (9.25) отримаємо вираз, що визначає характерну швидкість за бічним відведенням,  $v_{a\delta x}$ , КМ/ГОД

$$v_{a\delta x} = 3,6 \sqrt{\frac{L}{\frac{m_1}{k_{\delta 1}} - \frac{m_2}{k_{\delta 2}}}} \quad \text{або} \quad v_{a\delta x} = 3,6 \sqrt{\frac{g \cdot L}{\frac{G_1}{k_{\delta 1}} - \frac{G_2}{k_{\delta 2}}}}. \quad (9.26)$$

### 9.6. Рух автомобіля по криволінійній траєкторії

При русі автомобіля по криволінійній траєкторії його центр тяжіння робить відносний рух навколо миттєвого центру  $O_\delta$  (рис. 9.5).

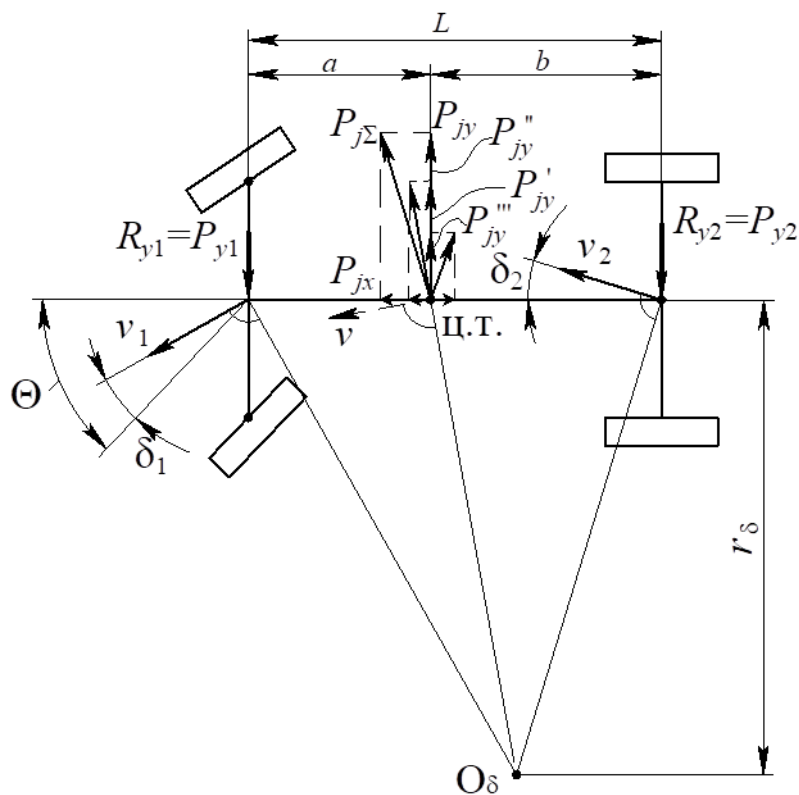


Рис. 9.5. Схема руху автомобіля по криволінійній траєкторії при прискоренні

При цьому автомобіль робить переносний рух навколо центру мас. У результаті в центрі мас автомобіля діє сила інерції  $P_{\Sigma j}$ , проєкції якої на поздовжню і поперечну осі автомобіля визначають за виразом:

$$P_{jx} = m_a \cdot \left\{ j_a - v \cdot \omega_a \cdot [b \cdot (\Theta - \delta_1) - a \cdot \delta_2] / L \right\}; \quad (9.27)$$

$$P_{jy} = m_a \cdot \left\{ v \cdot \omega_a + v \cdot [b \cdot (\dot{\Theta} - \dot{\delta}_1) - a \cdot \dot{\delta}_2] / L + \right. \\ \left. + j_a \cdot [b \cdot (\Theta - \delta_1) - a \cdot \delta_2] / L \right\}. \quad (9.28)$$

Бічна складова сили інерції  $P_{jy}$  є сумою сил, що викликаються різними факторами.

$$P_{jy} = P'_{jy} + P''_{jy} + P'''_{jy}, \quad (9.29)$$

$$\text{де } P'_{jy} = m_a \cdot v \cdot \omega_a = \frac{m_a \cdot v^2}{r_\delta};$$

$$P''_{jy} = m_a \cdot v \cdot [b \cdot (\dot{\Theta} - \dot{\delta}_1) - a \cdot \dot{\delta}_2] / L;$$

$$P'''_{jy} = m_a \cdot j_a \cdot [b \cdot (\Theta - \delta_1) - a \cdot \delta_2] / L.$$

Перший доданок  $P'_{jy}$  являє собою відцентрову силу. З урахуванням (9.15) отримаємо залежність цієї складової від бази автомобіля  $L$ , кута повороту  $\Theta$  і кутів бічного відведення коліс  $\delta_1$  і  $\delta_2$ :

$$P'_{jy} = \frac{m_a \cdot v^2}{r_\delta} \Rightarrow P'_{jy} = \frac{m_a \cdot v^2}{L} \cdot (\Theta + \delta_2 - \delta_1). \quad (9.30)$$

Другий доданок  $P''_{jy}$  являє собою бічну силу, яка з'являється при повороті керованих коліс. Причому чим при більшій швидкості автомобіля  $v$  виконується поворот керованих коліс і чим більша швидкість їх повороту  $\dot{\Theta}$ , тим більша ця складова. Слід зазначити, що  $P''_{jy}$  залежить від бази автомобіля  $L$  і розподілу навантаження між осями.

Третя складова  $P'''_{jy}$  являє собою бічну силу, яка з'являється при зміні швидкості руху автомобіля. За відсутності відведення  $P'''_{jy}$  набуває позитивне значення при прискореному русі і негативне при уповільненні.

При малих кутах повороту керованих коліс  $\Theta$  і при допущенні, що  $\delta_1 = \delta_2 = \dot{\delta}_1 = \dot{\delta}_2 = 0$ , тобто без урахування бічного відведення коліс запис бічних складових сили інерції спрощується:

$$P'_{jy} = \frac{m_a \cdot v^2 \cdot \Theta}{L}; \quad (9.31)$$

$$P''_{jy} = \frac{m_a \cdot v \cdot b \cdot \dot{\Theta}}{L}; \quad (9.32)$$

$$P'''_{jy} = \frac{m_a \cdot j_a \cdot b \cdot \Theta}{L}. \quad (9.33)$$

При рівномірному русі по колу складові (9.32) і (9.33) перетворюються в нуль.

## 9.7. Стійкість руху керованих коліс автомобіля

При русі автомобіля на керовані колеса автомобіля впливають:  
 – дестабілізуючі фактори (тобто фактори, які порушують стійкість руху керованих коліс і викликають їх виляння);  
 – стабілізуючі фактори (тобто фактори, які підвищують стійкість руху керованих коліс).

### 9.7.1. Дестабілізуючі фактори

1) Гіроскопічний момент керованих коліс виникає внаслідок зміни площини їх обертання, наприклад при наїзді на нерівність дороги (рис. 9.6). Гіроскопічний момент, який виникає, повертає кероване колесо в горизонтальній площині навколо його осі повороту (шворня), що викликає зміну траєкторії його руху.

Величина гіроскопічного моменту в горизонтальній площині  $M_{\text{гирг}}$  визначається за формулою

$$M_{\text{гирг}} = J_k \cdot \omega_k \cdot \frac{d\beta_k}{dt}, \quad (9.34)$$

де  $\frac{d\beta_k}{dt}$  – кутова швидкість зміни площини обертання керованих коліс, рад/с.

При нерухомому кермовому колесі, утримуваному водієм, дія гіроскопічного моменту викликає стиснення елементом кермового приводу. При з'їзді з нерівності дороги кут нахилу колеса зменшується, а кутова швидкість зміни площини обертання керованих коліс змінює знак. Це призводить до зміни напрямку гіроскопічного моме-

нту, причому його дія складається з силою пружності приводу. У разі збігу частоти зміни напрямку гіроскопічного моменту з власною частотою коліс виникає резонанс коливань, що неприпустимо.

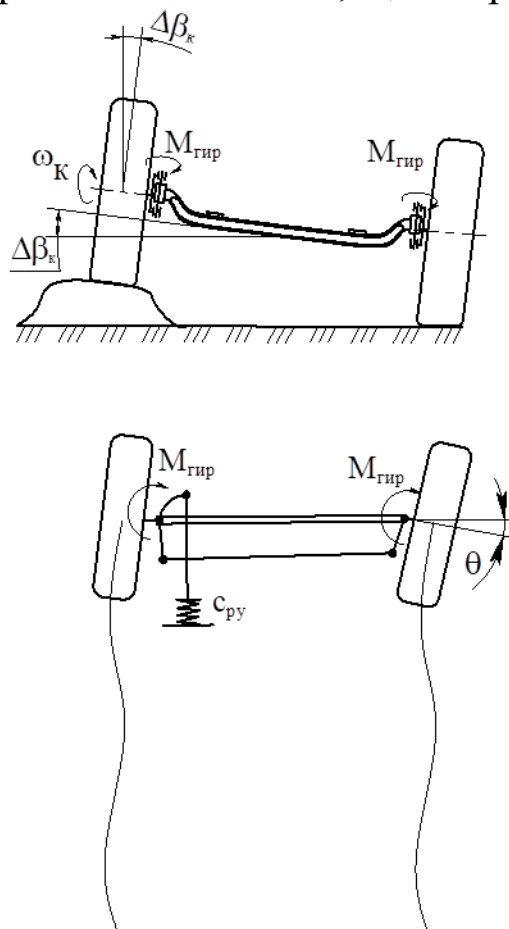


Рис. 9.6. Вплив гіроскопічного моменту керованих коліс на траєкторії їх руху:  $\Delta\beta_k$  – кут зміни площини обертання колеса;  $c_{ру}$  – жорсткість кермового приводу

Поворот керованих коліс у горизонтальній площині навколо їх осі повороту викликає гіроскопічний момент, що діє у вертикальній площині  $M_{гир}$ . Це призводить до повороту моста у вертикальній площині при залежній підвісці, а в разі незалежної підвіски до нахилу колеса у вертикальній площині. Таким чином коливання коліс в горизонтальній площині викликають їх коливання у вертикальній площині.

Величина гіроскопічного моменту керованих коліс залежить від параметрів колеса і руху автомобіля, а також конструкції підвіски. Момент інерції колеса  $J_k$  визначається його конструкцією. Кут швидкість колеса  $\omega_k$  залежить від радіуса колеса і швидкості руху автомобіля. Кут зміни площини обертання колеса  $\Delta\beta_k$  визначається висотою нерівності дороги і конструкцією підвіски колеса. Швидкість зміни

площини обертання колеса залежить від типу і конструкції підвіски. Найбільший гіроскопічний момент формується при залежних підвісках, оскільки в цьому випадку обидва колеса нахиляються в одну й ту ж саму сторону на однаковий кут  $\Delta\beta_k$ . При цьому гіроскопічні моменти обох коліс складаються, і виляння коліс посилюється.

б) Неврівноваженість керованих коліс. Неврівноваженість колеса виникає при розбіжності його центру мас з віссю його обертання внаслідок технологічних особливостей виготовлення шин, нерівномірності їх зносу та інших причин. Відхилення центру мас колеса від осі його обертання називають *ексцентриситетом*. Неврівноваженість колеса оцінюється величиною дисбалансу. Числове значення дисбалансу визначається формулою

$$\Delta_k = m_k \cdot e_{ст}, \quad (9.35)$$

де  $\Delta_k$  – дисбаланс колеса, кг·м;

$e_{ст}$  – модуль ексцентриситету колеса, м.

Наявність дисбалансу при обертанні колеса зумовлює виникнення відцентрової сили, що діє на колесо:

$$P_{цб} = \Delta_k \cdot \omega_k^2. \quad (9.36)$$

Відцентрова сила завжди спрямована від центру обертання. При обертанні колеса її напрямок постійно змінюється. На рисунку 9.7 видно, що відцентрова сила створює дестабілізуючий момент, напрямок дії якого змінюється при обертанні колеса.

Величина дестабілізуючого моменту залежить від відцентрової сили і плеча її дії.

$$M_d = P_{цб} \cdot l_{цб}, \quad (9.37)$$

де  $l_{цб}$  – плече дії відцентрової сили колеса, м.

Плече дії відцентрової сили – це відстань між площиною обертання центру мас колеса і точкою перетину осі обертання колеса з віссю його повороту.

Дія дестабілізуючого моменту при обертанні колеса призводить до його виляння. Для усунення цього явища виконують балансування коліс – установку вантажів відповідної маси на ободі колеса зі зворотного боку дисбалансу. Маса вантажу балансування, необхідна для усунення дисбалансу, визначається за формулою

$$m_{\text{бг}} = m_{\text{к}} \cdot \frac{e_{\text{ст}}}{r_{\text{бг}}}, \quad (9.38)$$

де  $m_{\text{бг}}$  – маса вантажу балансування, кг;

$r_{\text{бг}}$  – відстань від осі колеса до місця кріплення (на ободі) вантажу балансування, м.

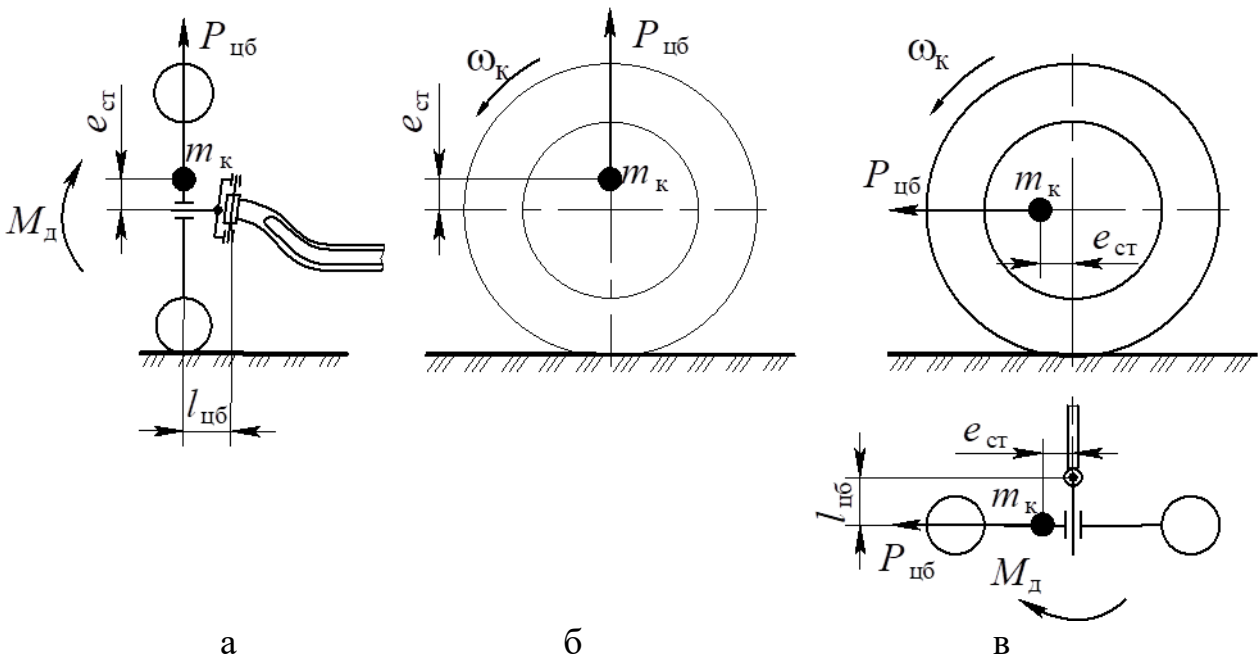
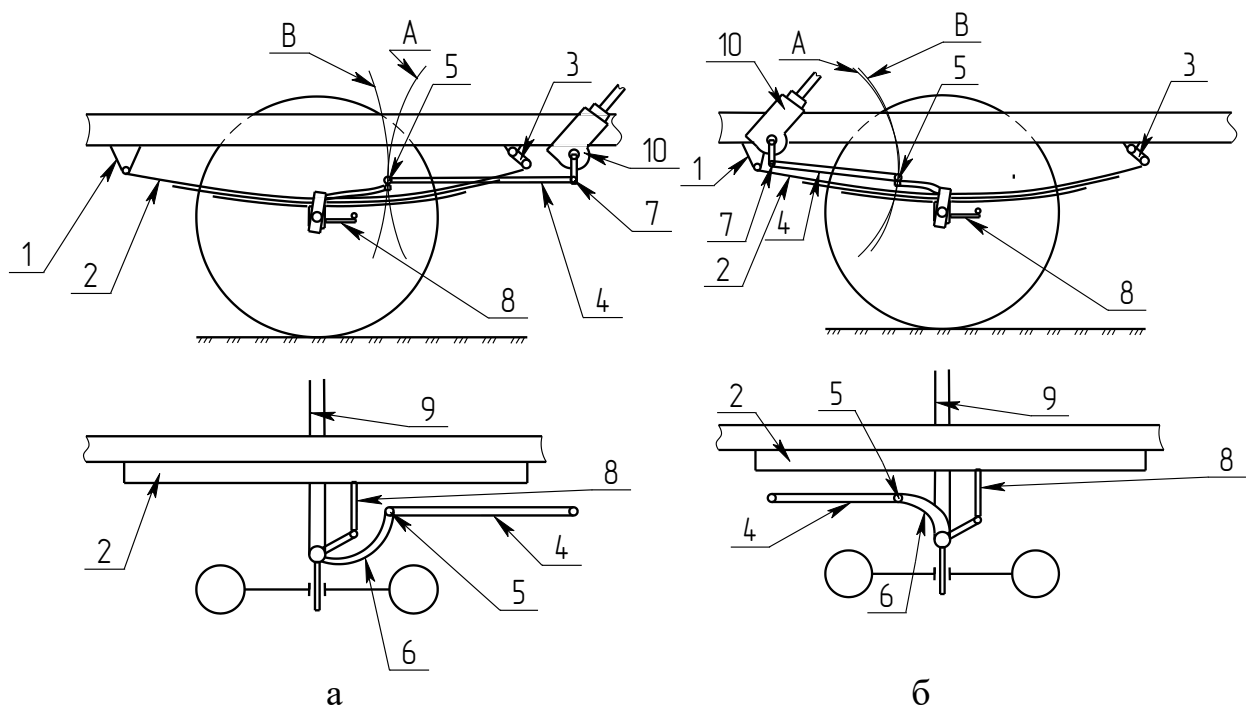


Рис. 9.7. Схема для визначення впливу нерівноваженості керованих коліс на їх стійкість:

- – центр мас колеса; а, б – центр мас колеса, розташований у вертикальній площині; в – центр мас колеса, розташований у горизонтальній площині

в) Невідповідність кінематики підвіски і кермового приводу викликає поворот керованих коліс в одну і в іншу сторони при зміні деформації підвіски, який обумовлений наявністю подвійного зв'язку їх з кузовом автомобіля. Керовані колеса встановлюються на елементах підвіски, зв'язаних із кузовом. При цьому вони мають механічний зв'язок з елементами кермового приводу, які також розташовані на кузові. Передній кінець ресори 2 (рис. 9.8) з'єднаний з рамою шарніром 1, а задній – сережкою 3. При прогинах ресори 2 балка моста 9 разом з поворотним важелем 6 і шарніром 5 переміщається по дузі В, причому вісь його гойдання розташовується близько до шарніра 1.



**Рис. 9.8. Схеми для визначення невідповідності кінематики підвіски і кермового приводу:**

**а** – погана; **б** – покращена відповідність кінематики підвіски і кермового приводу; 1 – шарнір ресори; 2 – ресора; 3 – сережка; 4 – поздовжня тяга кермового приводу; 5 – шарнір поворотного важеля; 6 – поворотний важіль; 7 – палець кермової сошки; 8 – трапеція кермового приводу; 9 – балка моста; 10 – кермовий механізм

Передній кінець поздовжньої кермової тяги 4 з'єднаний шарніром 5 з поворотним важелем 6, а задній з'єднаний із сошкою кермового механізму, встановленою на рамі. При зміні деформації ресори шарнір 5 гойдається відносно пальця кермової сошки 7 та описує дугу А. Криві А і В розходяться, тому вертикальні переміщення коліс супроводжуються поворотами їх відносно шворнів вправо. Поворот керованих (виляння) коліс при вертикальних коливаннях на пружному пристрої підвіски погіршує керованість автомобіля. При цьому підвищується швидкість стомлення водія. Для зменшення виляння коліс потрібно зблизити траєкторії руху переднього моста В і переднього кінця поздовжньої кермової тяги А. З цією метою в деяких конструкціях кермовий механізм розташовують перед переднім мостом (рис. 9.8б).

### 9.7.2. Стабілізація керованих коліс

Стабілізацією керованих коліс називають властивість зберігати нейтральне положення (займане ними при прямолінійному русі) та автоматично в нього повертатися після припинення дії зовнішніх сил. Стабілізацію керованих коліс забезпечують такі фактори:

- стабілізуючий момент шин;
- ваговий стабілізуючий момент;
- швидкісний стабілізуючий момент.

Ваговий і швидкісний стабілізуючі моменти забезпечуються:

- установкою шворня з нахилом;
- установкою керованих коліс з розвалом і сходженням.

1) Стабілізуючий момент шини  $M_{\text{сш}}$  виникає при дії на колесо бічної сили внаслідок її пружних властивостей (рис. 9.9).

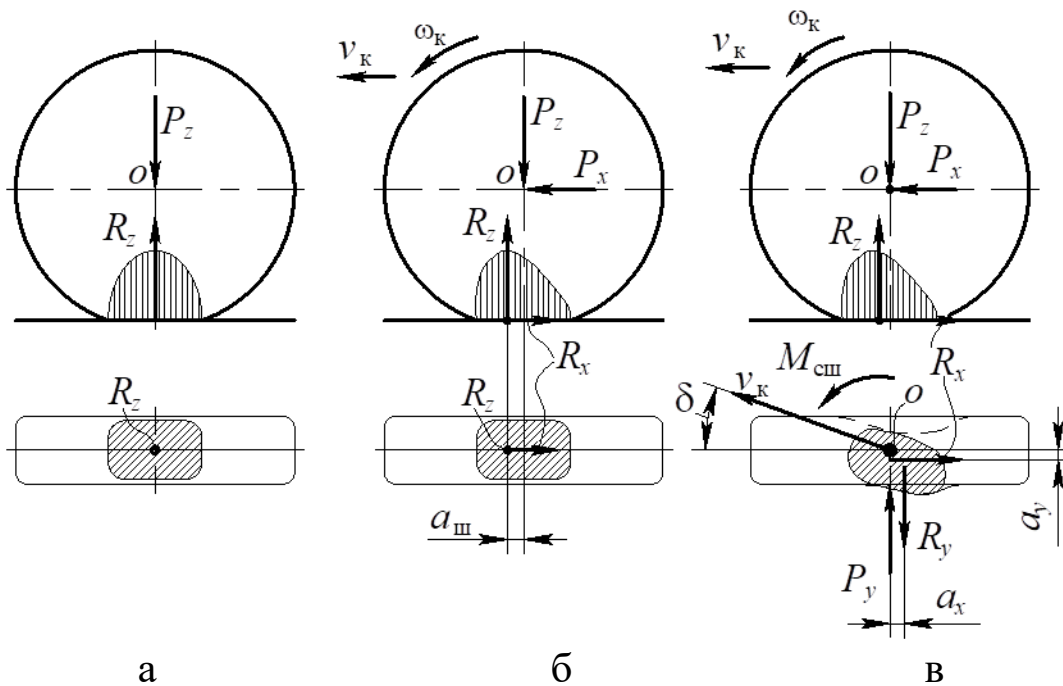


Рис. 9.9. Схема сил і моментів, що діють на колесо у різних режимах навантаження:

- а – нерухоме колесо; б – ведений режим прямолінійного руху;
- в – ведений режим руху при дії бічної сили

На рисунку 9.9 видно, що в разі кочення колеса при дії бічної сили  $P_y$  вектор швидкості  $v_k$ , внаслідок пружної деформації шини, відхиляється на кут бічного відведення  $\delta$ . При цьому в зоні контакту, крім поздовжньої реакції  $R_x$ , виникає бічна реакція  $R_y$ . Закручуванню шини перешкоджає пружний момент шини  $M_{\text{сш}}$ . Реакція  $R_y$  внаслідок пруж-

них властивостей шини набуває знесення в поздовжньому напрямку  $a_x$ , а реакція  $R_x$  у поперечному –  $a_y$ . Пружний момент шини дорівнює сумі моментів реакцій  $R_x$  і  $R_y$

$$M_{\text{шн}} = R_y \cdot a_x \mp R_x \cdot a_y. \quad (9.39)$$

Верхній знак у формулі (9.39) відповідає веденому і гальмівному режимам кочення колеса, а нижній – ведучому режиму.

Слід зазначити, що момент  $M_{\text{шн}}$  не завжди виявляється достатнім для стабілізації керованих коліс. Він істотно зменшується при збільшенні поздовжніх сил, що діють на колесо, і на слизькій опорній поверхні. Підвищення стабілізуючого моменту на керованих колесах досягається нахилом осі шворнів та установкою коліс із розвалом і сходженням.

*Віссю шворня* умовно називають вісь, навколо якої обертається кероване колесо, незалежно від конструкції підвіски. Зазвичай вісь шворня нахиляють в поперечній і поздовжній площинах.

2) Поперечний нахил шворня формує ваговий стабілізуючий момент  $M_{\beta}$ . Внаслідок поперечного нахилу шворня на кут  $\beta_{\text{шк}}$  при повороті колеса центр відбитка шини  $s$  описує коло радіусом  $r_{\beta}$  в площині, нахилений на такий же кут (рис. 9.10). Зазвичай максимальні кути повороту керованих коліс автомобілів рідко перевищують  $45^{\circ}$ . Для пояснення виникнення вагового стабілізуючого моменту  $M_{\beta}$  умовно розглянемо поворот колеса на  $180^{\circ}$ . У цьому випадку центр відбитка  $s$  переміститься в точку  $s'$ , яка, як видно з рисунка, розташована нижче рівня опорної поверхні. Оскільки на твердій поверхні колесо не може опуститися нижче її рівня, то воно котиться по колу радіусом  $l_{\beta}$ , яке називають *плечем обкатки* (рис. 9.10). При цьому відбувається піднімання передньої частини автомобіля на висоту  $h_{\beta}$ . Керовані колеса прагнуть повернутися в початкове положення під дією ваги, що припадає на них. Таким чином, виникає ваговий стабілізуючий момент  $M_{\beta}$  і забезпечується стабілізація керованих коліс. Ваговий стабілізуючий момент  $M_{\beta}$  менше ніж стабілізуючий момент шини  $M_{\text{шн}}$ , але він не залежить ні від швидкості руху, ні від зчеплення коліс з опорною поверхнею.

Відстань від центру відбитка  $s$  до точки перетину осі повороту з опорною поверхнею  $o$  називають *плечем обкатки керованих коліс*  $l_{\beta}$ . При цьому, якщо точка перетину осі повороту з опорною поверхнею

знаходиться всередині колії керованих коліс, то плече обкатки вважають *позитивним*, якщо – зовні колії, то його вважають *негативним*.

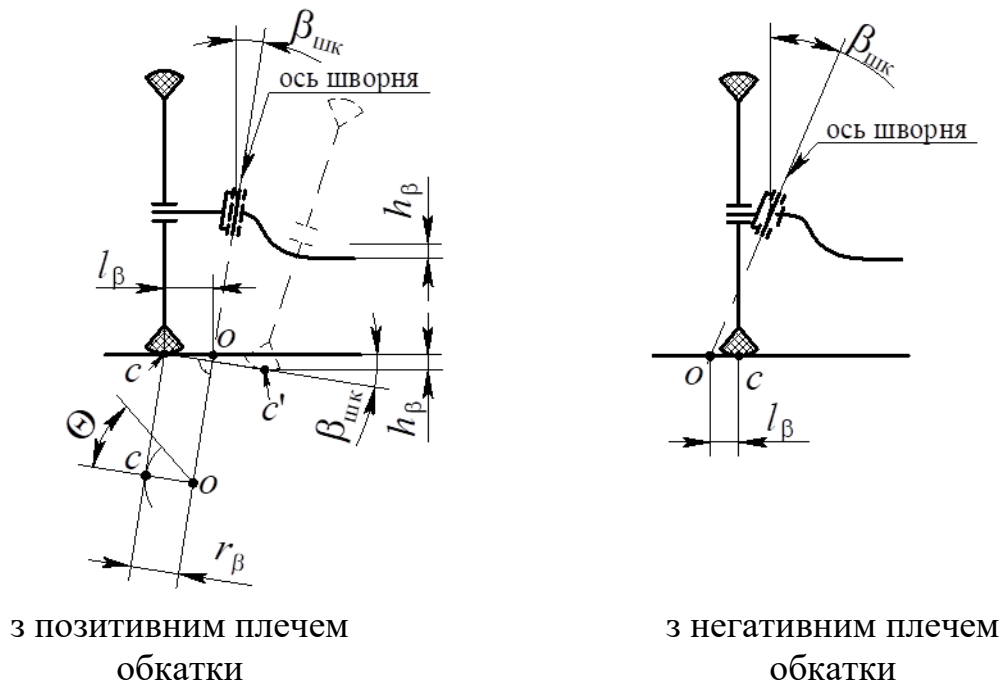


Рис. 9.10. Схема установки шворня керованого колеса в поперечній площині:  $\beta_{шк}$  – кут поперечного нахилу шворня;  $l_{\beta}$  – плече обкатки;  $r_{\beta}$  – радіус повороту керованого колеса;  $h_{\beta}$  – висота підйому передньої частини автомобіля

Ваговий стабілізуючий момент на колесах передньої керованої осі наближено можна визначити за залежністю:

$$M_{\beta} = G_1 \cdot l_{\beta} \cdot \sin \beta_{шк} \cdot \sin \Theta. \quad (9.40)$$

Ваговий стабілізуючий момент  $M_{\beta}$  зростає при збільшенні кута повороту керованих коліс  $\Theta$ , кута нахилу шворня  $\beta_{шк}$  і плеча обкатки  $l_{\beta}$ .

При цьому підвищується стабілізація керованих коліс, але ускладнюється робота водія при повороті кермового колеса. Для полегшення повороту керованих коліс плече обкатки повинно бути якомога менше, що забезпечується установкою колеса з нахилом і вильотом. А забезпечення стабілізації керованих коліс досягається збільшенням поперечного нахилу шворня.

Кут поперечного нахилу шворня зазвичай має значення:

$\beta_{шк} = 7^{\circ} \div 10^{\circ}$  – у вантажних автомобілів;

$\beta_{шк} = 4^{\circ} \div 6^{\circ}$  – у легкових автомобілів.

3) Поздовжній нахил шворня на кут  $\alpha_{\text{шк}}$  формує швидкісний стабілізуючий момент  $M_\alpha$  внаслідок створення плеча  $l_\alpha$  бічної реакції  $R_y$  (рис. 9.11а). У разі малої еластичності шини можна вважати, що це плече дорівнює відстані від центру відбитка до осі шворня. При еластичних шинах виникає істотний знос  $a_x$  бічної реакції  $R_y$  і в цьому випадку плече дії бічної реакції –  $l_{\alpha+\delta}$ .

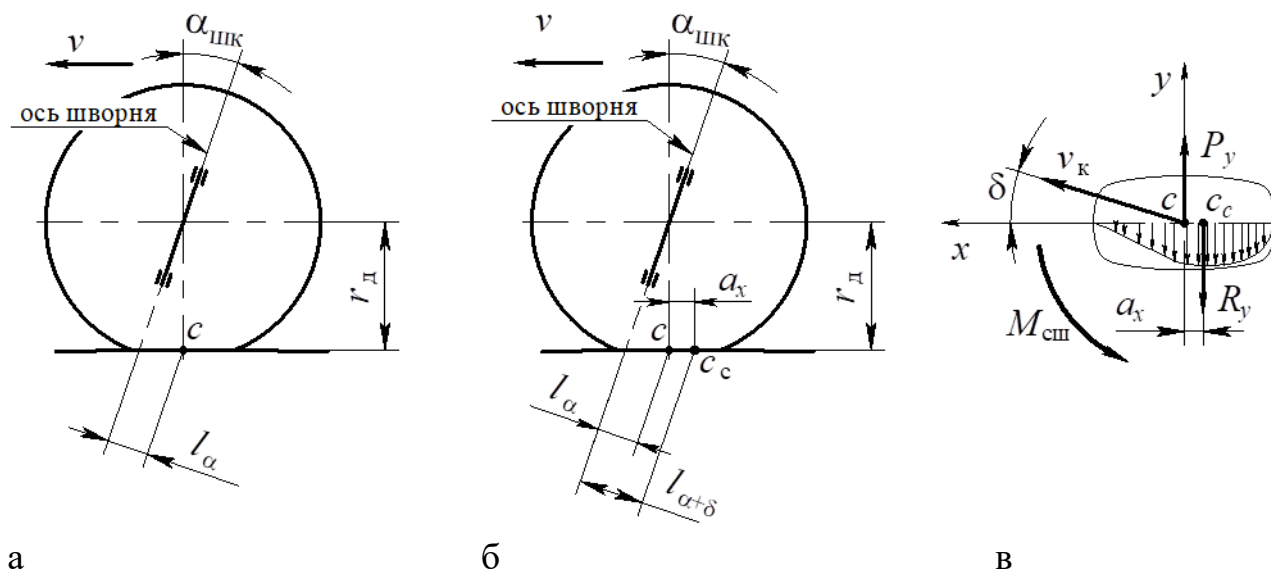


Рис. 9.11. Схема формування стабілізуючого моменту  $M_\alpha$  при нахилі шворня керованого колеса в поздовжній площині: а, б – відповідно без урахування і з урахуванням стабілізуючого моменту шини  $M_{\text{шн}}$ ; в – схема формування стабілізуючого моменту шини  $M_{\text{шн}}$

Швидкісний стабілізуючий момент визначає вираз

$$M_\alpha = R_y \cdot l_{\alpha+\delta} = R_y \cdot (r_d \cdot \sin \alpha_{\text{шк}} + a_x \cdot \cos \alpha_{\text{шк}}). \quad (9.41)$$

де  $l_{\alpha+\delta}$  – плече бічної реакції з урахуванням еластичності шини.

На рисунку 9.11в показана еюра елементарних бічних реакцій у зоні контакту шини з дорогою при коченні колеса з бічною силою  $P_y$ . При цьому сумарна реакція  $R_y$  набуває знесення  $a_x$ . Бічна сила  $P_y$  і реакція  $R_y$  формують на плечі  $a_x$  поворотний момент шини, який повертає колесо навколо вертикальної осі  $z$ . Внаслідок пружних властивостей шини на колесі формується пружний момент шини  $M_{\text{шн}}$ , який протидіє поворотному моменту колеса і тому стабілізує його положення.

Бічна реакція  $R_y$ , викликана відцентровою силою, є функцією швидкості автомобіля  $v$

$$R_y = P_{цб} = \frac{G_1}{g} \cdot \frac{v^2}{r_\delta}. \quad (9.42)$$

Чим більша швидкість  $v$ , тим більша  $R_y$ , відповідно і стабілізуючий момент  $M_\alpha$ . Тому  $M_\alpha$  і називають *швидкісним стабілізуючим моментом*. Зазвичай кут поздовжнього нахилу шворня становить  $\alpha_{шк} = 2 \div 4^\circ$ . На легкових автомобілях з високоеластичними шинами при великій швидкості руху момент  $M_\alpha$  набуває великого значення та ускладнює керування. Для забезпечення комфорту керування в цьому випадку зменшують кут поздовжнього нахилу шворня  $\alpha_{шк}$ , причому іноді навіть до нуля. При цьому швидкісний стабілізуючий момент повністю формується стабілізуючим моментом шини. Слід зазначити, що при малих швидкостях руху стабілізуючий момент шини не забезпечує надійної стабілізації керованих коліс.

Для підвищення надійності стабілізації керованих коліс, створення найменшого опору руху, зменшення зносу шин і зниження витрати палива вони повинні котитися у вертикальних площинах, паралельних поздовжній осі автомобіля. Для досягнення цього їх встановлюють з розвалом у вертикальній площині і зі сходженням у горизонтальній площині.

4) Розвал керованих коліс – це їх установка з відхиленням від вертикальної площини. Установка колеса з розвалом забезпечується нахилом осі цапфи у вертикальній площині. Кут між площиною колеса і вертикальною площиною називається *кутом розвалу*  $\beta_k$  (рис. 9.12). Якщо колесо нахилене назовні від автомобіля, то розвал вважають позитивним, а при нахилі всередину – негативним.

Розвал керованих коліс необхідний для того, щоб при виборі зазорів у підшипниках і при деформації деталей керованого моста вони займали вертикальне положення. При розвалі коліс зменшується плече обкатки, що полегшує керування, а також з'являється сила, яка притискає колесо до центру цапфи і розвантажується зовнішній підшипник. Зазвичай кут розвалу складає  $\beta_k = 0 \div 1^\circ$ . Щоб не нахилили колесо на більший кут, для отримання необхідного плеча обкатки колесо виконують з різними вильотами ЕТ (рис. 9.12).

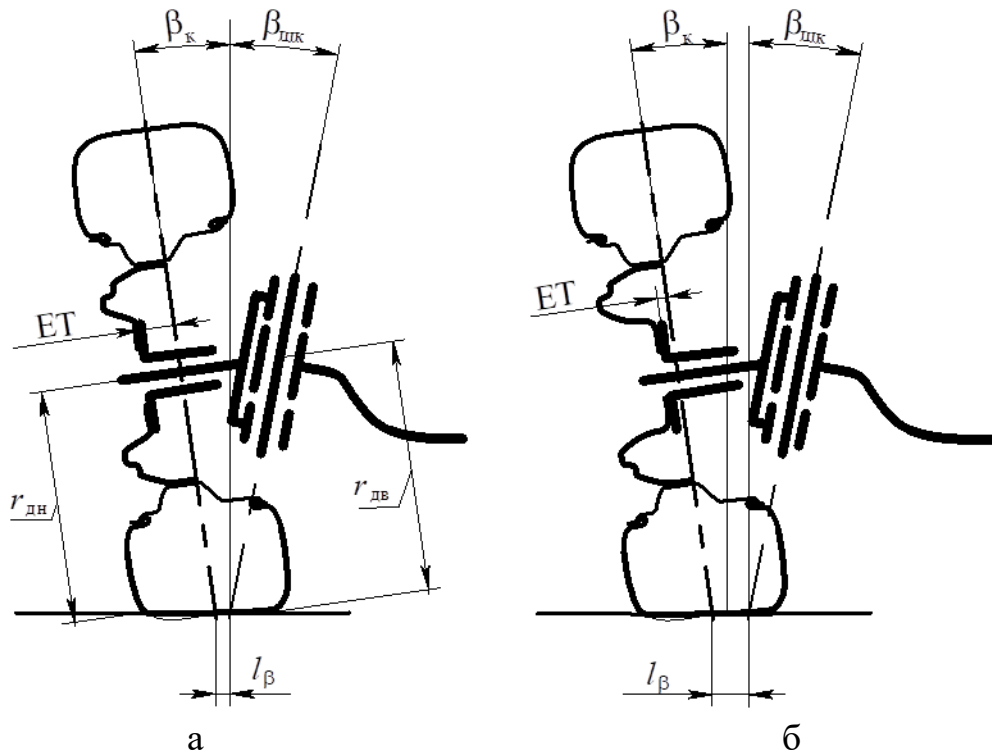


Рис. 9.12. Установка колеса з розвалом:  
а, б – установка коліс із різним вильотом ET

Колеса, встановлені з розвалом, прагнуть котитися по розбіжних траєкторіях, оскільки  $r_{дн} < r_{дв}$  (рис. 9.12), що сприяє стисненню всіх елементів кермового приводу та усуненню зазорів.

Щоб керовані колеса котилися в площинах, паралельних поздовжній осі автомобіля, їх встановлюють зі сходженням у горизонтальній площині.

5) Сходження керованих коліс – це їх установка з відхиленням від поздовжньої площини. Кути сходження керованих коліс – це кути  $\delta_k$  між площиною обертання колеса і поздовжньою площиною паралельної поздовжньої осі автомобіля. Сходження керованих коліс можна оцінити як різницю відстаней  $\Delta_{ук}$  між колесами, вимірюваними спереду і ззаду на однаковій висоті (рис. 9.13).

$$\Delta_{ук} = B - A. \quad (9.43)$$

Кути сходження керованих коліс  $\delta_k$  в автомобілів встановлюють у межах  $0^\circ 20' \dots 1^\circ$  залежно від конструкції кермового приводу. Чим більша кількість шарнірів у кермовій трапеції, що сприймають поздовжні реакції керованих коліс, тим більше кут  $\delta_k$ . Сходження керованих коліс  $\Delta_{ук}$  відповідає куту  $\delta_k$  і залежно від радіуса коліс складає 2 ... 12 мм.

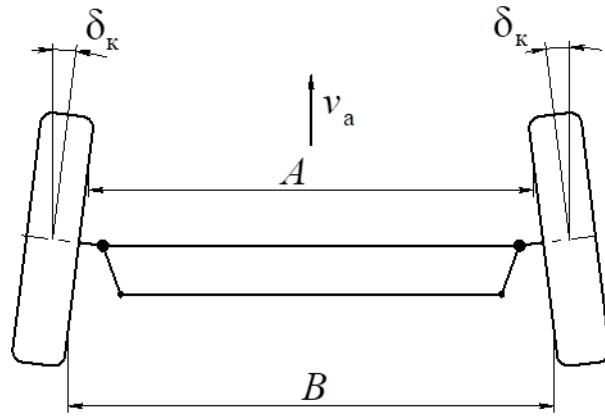


Рис. 9.13. Схема установки керованих коліс зі сходженням

Установка керованих коліс із розвалом і сходженням забезпечує їх прямолінійне кочення по дорозі без бокового ковзання. При цьому в разі правильного співвідношення між кутами розвалу і сходження забезпечується кочення керованих коліс з невеликим бічним відведенням, що формує стабілізуючий момент шини, при якому опір руху, витрата палива і знос шин будуть мінімальними. На рис. 9.14 показані отримані експериментально епюри елементарних бічних реакцій на колесо при його коченні з розвалом і сходженням. Результати отримані при збільшенні кута сходження при незмінних інших параметрах. У міру збільшення кута сходження від нуля (ліва схема) епюри елементарних бічних сил у контакті зменшуються, досягаючи мінімуму при деякому куті, після чого знову починають зростати, але в протилежному напрямку. Правильному співвідношенню між кутами розвалу і сходження відповідає третя зліва епюра. Але слід зазначити, що при зміні тиску повітря в шинах або ваги, яка припадає на керовану вісь, елементарні бічні реакції у контакті змінюються.

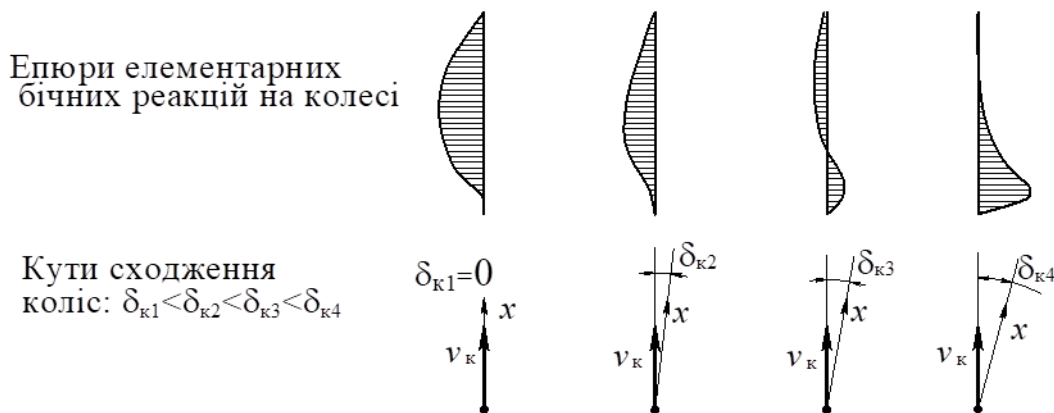


Рис. 9.14. Епюри бічних реакції на керованому колесі:

$x$  – площина обертання колеса

Тому правильне співвідношення між кутами розвалу і сходження визначається для автомобіля з повним навантаженням, що забезпечує невелике бічне відведення керованих коліс саме при максимальних навантаженнях.

### Контрольні запитання

1. Що таке керованість автомобіля та назвіть оцінні показники керованості?
2. Зобразіть схему повороту автомобіля із жорсткими колесами.
3. Як визначається радіус повороту автомобіля із жорсткими колесами та його кутова швидкість?
4. Зобразіть схему повороту автомобіля з еластичними колесами.
5. Як визначається радіус повороту автомобіля з еластичними колесами та його кутова швидкість?
6. Що таке поворотність автомобіля та назвіть її види?
7. Зобразіть схеми руху автомобіля при різних видах поворотності при дії бічної сили якщо керовані колеса не повернені.
8. Зобразіть схеми руху автомобіля при різних видах поворотності якщо керовані колеса повернені.
9. Що таке критична швидкість автомобіля за бічним відведенням та як її визначити?
10. Напишіть рівняння руху автомобіля по криволінійній траєкторії.
11. Назвіть дестабілізуючі фактори руху керованих коліс.
12. Назвіть стабілізуючі фактори руху керованих коліс.

## ТЕМА 10

### ПІДВИЩЕНИЙ ОПІР РУХУ ТА ПРОХІДНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

#### 10.1. Класифікація автомобілів за прохідністю і перешкодами руху

*Прохідністю автомобіля* називається експлуатаційна властивість, що визначає можливість його руху в погіршених умовах, по бездоріжжю і при подоланні різних перешкод з максимально можливою швидкістю.

Залежно від призначення автомобілі мають різну прохідність і в зв'язку з цим їх поділяють на:

– автомобілі звичайної прохідності, призначені для руху по дорогах п'яти категорій. Такі автомобілі мають колісну формулу 4x2 або 2x4, у трансмісії – диференціал, який не блокується, шини звичайного профілю з нерегульованим тиском;

– автомобілі підвищеної прохідності, призначені для руху по дорогах п'яти категорій і на місцевості поза дорогами. Такі автомобілі мають колісну формулу 4x4 або 6x6, у трансмісії – диференціал, який частково або повністю блокується, шини широкого профілю з регульованим тиском;

– автомобілі високої прохідності призначені для руху по дорогах і на місцевості поза дорогами з підвищеним опором і перешкодами (гірська і болотиста місцевість, водні перешкоди тощо). Такі автомобілі мають спеціальну компоновку, додаткове устаткування і оснащення, що підвищують їх прохідність.

Залежно від характеру впливу, здатного викликати втрату прохідності автомобіля, перешкоди руху поділяють на три види:

– такі, що створюють великий опір руху: розбиті дороги, круті підйоми, порогові перешкоди (пеньки, каміння), болотиста місцевість, сипучі піски, пухкий сніг, броди, рови;

– здатні викликати перекидання автомобіля: круті спуски, узгір'я, слизькі дороги;

– здатні викликати затоплення: водні перешкоди, топкі болота.

Втрата прохідності автомобіля може бути повною або частковою. *Повна втрата прохідності* – це припинення руху автомобіля

внаслідок неможливості подолання, будь-яких перешкод. *Часткова втрата прохідності* характеризує зниження ефективності використання автомобіля в даних дорожніх умовах.

## 10.2. Параметри прохідності автомобіля

На параметри прохідності автомобіля впливають різні фактори, що характеризують як автомобіль, так і ґрунт. Фактори, які характеризують автомобіль, можна розділити на три групи:

- тягово-динамічні;
- геометричні;
- конструктивні.

Зазначені фактори взаємопов'язані, тому такий розподіл є умовним – для зручності порівняльної оцінки прохідності автомобілів. При цьому розрізняють *опорну і профільну прохідність автомобіля*.

### 10.2.1. Опорна прохідність

Опорна прохідність характеризує здатність автомобіля рухатися по м'яких дорогах, на переправах (наприклад, понтони, крижані переправи) і на крутих підйомах та спусках.

Маса автомобіля. Автомобіль з меншою масою має більш високу прохідність по м'яких ґрунтах, по місцевості з нестійкою поверхнею, по крижаних і штучних переправах. Маса автомобіля впливає і на інші параметри прохідності: зчіпна маса, питома потужність та ін.

*Зчіпна маса автомобіля*  $m_\phi$  – це частина його маси, що створює нормальні навантаження ведучих коліс.

*Коефіцієнт зчіпної маси автомобіля*  $k_\phi$  – це відношення зчіпної маси до повної маси автомобіля. У загальному випадку для автомобіля на поверхні з ухилом

$$k_\phi = \frac{m_\phi}{m_a} = \frac{m_\phi \cdot g \cdot \cos \alpha}{m_a \cdot g \cdot \cos \alpha} = \frac{G_\phi}{G} = \frac{G_\phi}{G_a \cdot \cos \alpha}, \quad (10.1)$$

де  $G_\phi$  – зчіпна вага автомобіля;

$G$  – вага автомобіля.

*Зчіпна вага автомобіля*  $G_\phi$  – це навантаження на ведучих колесах.

Умова можливості руху автомобіля визначається зчепленням ведучих коліс

$$P_{\varphi} \geq P_{\psi} \text{ или } G_{\varphi} \cdot \varphi_x \geq G_a \cdot \psi, \quad (10.2)$$

звідки слідує

$$\frac{G_{\varphi}}{G_a} \geq \frac{\psi}{\varphi_x} \Rightarrow k_{\varphi} \geq \frac{f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha}{\varphi_x}. \quad (10.3)$$

Чим більше  $k_{\varphi}$ , тим вище сила тяги за зчепленням. Для вантажних автомобілів з колісними формулами 4x2, 6x4 коефіцієнт зчипної маси залежить від числа ведучих осей, конструкції ходової частини, компонування шасі і становить 0,65 ... 0,7, для автомобілів з усіма ведучими колесами  $k_{\varphi} = 1$ . Для магістральних автопоїздів встановлюється мінімально допустиме значення коефіцієнта зчипної маси  $k_{\varphi} = 0,31$ , що відповідає найгіршим можливим дорожнім умовам їх експлуатації ( $\varphi_x = 0,2$ ;  $f = 0,12$ ;  $i_{\max} = 0,06$ ).

*Питома потужність автомобіля*, кВт/т – відношення номінальної потужності двигуна до повної маси автомобіля

$$N_{\text{уд}} = \frac{N_{e\max}}{m_a}. \quad (10.4)$$

Питома потужність характеризує можливість подолання зтяжних підйомів на середній швидкості руху і коротких (зосереджених) перешкод з використанням кінетичної енергії автомобіля. Чим більше питома потужність, тим вище прохідність однотипного рухомого складу. Багато зосереджених перешкод (короткий, але крутий підйом, заболочена ділянка й ін.) можуть бути подолані з ходу з використанням кінетичної енергії автомобіля. Але можливість інтенсивного розгону автомобіля залежить від питомої потужності. Подолання зтяжних підйомів відбувається на сталій швидкості, яка також залежить від питомої потужності. Питома потужність вантажних автомобілів звичайної прохідності складає  $N_{\text{уд}} = 6 \dots 12$  кВт/т, а автомобілів підвищеної прохідності  $N_{\text{уд}} = 10 \dots 20$  кВт/т.

*Потужність опору коченню*  $N_f$  – це сума потужностей опору коченню всіх коліс автомобіля.

*Потужність опору руху* – це сума потужності опору коченню і потужності, що витрачається на подолання тертя в трансмісії і опорів підйому, інерції, повітря (і причепа).

*Потужність колісутворення автомобіля* – частина потужності опору коченню автомобіля, що витрачається на деформацію опорної поверхні колесами автомобіля.

*Повна сила тяги автомобіля*  $P_{\text{тяги}}$  – сума повної сили тяги всіх ведучих коліс.

*Вільна сила тяги автомобіля*  $P_{\text{св}}$  – це сила тяги автомобіля, що дорівнює різниці між повною силою тяги автомобіля, який рівномірно рухається по горизонтальній опорній поверхні, сумою сили опору повітря і сумою сил опору коліс.

*Коефіцієнт вільної сили тяги автомобіля*  $k_T$  – це відношення вільної сили тяги до сили тяжіння автомобіля повної маси

$$k_T = \frac{P_K - P_B - P_{f2} - P_{f1}}{G_a} = \frac{P_K - P_B}{G_a} - \frac{P_f}{G_a} = D - f. \quad (10.5)$$

Коефіцієнт вільної сили тяги  $k_T$  характеризує тягові властивості автомобіля при подоланні важких ділянок дороги з великим коефіцієнтом опору руху.

*Тиск коліс на опорну поверхню* оцінюють середнім тиском у зоні контакту колеса  $p_K$  і середнім тиском виступів протектора в плямі контакту колеса  $p_{\text{кпр}}$ .

$$p_K = \frac{G_K}{F_K}; \quad p_{\text{кпр}} = \frac{G_K}{F_{\text{кпр}}}, \quad (10.6)$$

де  $G_K$  – частина ваги автомобіля, що припадає на колесо, Н;

$F_K$  – площа плями контакту колеса з дорогою, м<sup>2</sup>;

$F_{\text{кпр}}$  – площа виступів протектора в плямі контакту колеса з дорогою, м<sup>2</sup>.

Тиск колеса на опорну поверхню характеризує прохідність по дорогах з м'яким покриттям (сніг, пісок, нещільний ґрунт і т.ін.). Низький тиск коліс на м'яку опорну поверхню зменшує глибину слідів, що знижує опір руху і покращує прохідність автомобіля. На дорогах з поверхнею, яка розкисла, але твердою основою найкраща прохідність забезпечується з високим тиском колеса, оскільки забезпечується видавлювання бруду із зони контакту і взаємодія протектора з твердою

основою. Для дорожніх автомобілів на дорогах з твердим покриття максимальний тиск регламентується:  $p_k = 0,6$  МПа,  $p_{кпр} = 0,85$  МПа.

*Коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою* характеризує прохідність автомобіля по вологих ґрунтах і слизькій (обмерзлій) дорозі. Збільшення коефіцієнта зчеплення підвищує прохідність по таких дорогах.

Для порівняльної оцінки прохідності автопоїздів застосовують такі показники:

- сила тяги на гаку – сила, прикладена до автомобіля з боку причепа;
- питома сила тяги на гаку автомобіля – сила тяги на гаку автомобіля, віднесена до повної маси автомобіля;
- тягова потужність на гаку автомобіля – потужність, яка дорівнює добутку сили тяги на гаку автомобіля на швидкість руху автомобіля;
- питома тягова потужність на гаку автомобіля – потужність, що дорівнює відношенню тягової потужності на гаку автомобіля до повної маси автомобіля.

### **10.2.2. Профільна прохідність**

Профільна прохідність характеризує можливість руху автомобіля по нерівностях дороги і його здатність вписуватися у дорожні габарити. Це геометричні параметри автомобіля, що залежать від його конструкції і компоновки (рис. 10.1).

*Дорожній просвіт* – відстань між найнижчою точкою автомобіля і дорогою. Він характеризує можливість руху без зачіпання зосереджених перешкод (каміння, пеньків, купин і т.ін.) і можливість руху по м'яких ґрунтах. Значення дорожніх просвітів виконують у таких межах:

- вантажні автомобілі дорожні – від 245 мм до 290 мм;
- вантажні автомобілі підвищеної прохідності – від 315 мм до 400 мм;
- легкові автомобілі – від 120 мм до 190 мм.

Збільшення дорожнього просвіту дозволяє підвищувати прохідність, що може бути досягнуто збільшенням діаметра коліс і зменшенням габаритів головної передачі.

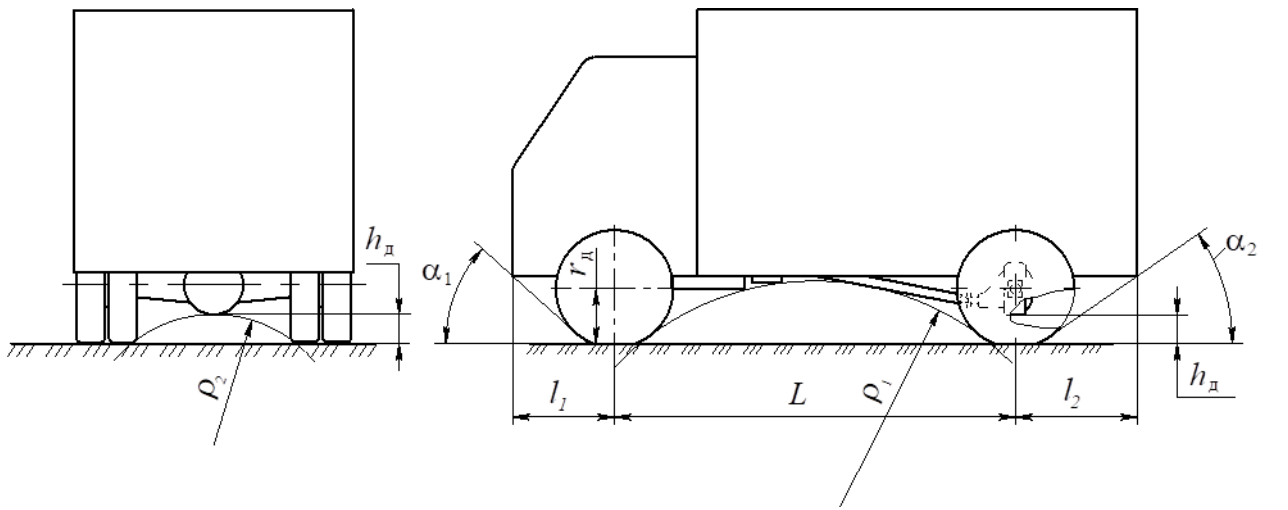


Рис. 10.1. Параметри профільної прохідності автомобіля

*Передній і задній звис автомобіля* – це відстань від крайньої точки контуру передньої (задньої) виступаючої частини автомобіля по довжині до площини перпендикулярної опорної поверхні і що проходить через центри передніх (задніх) коліс автомобіля.

*Кути переднього  $\alpha_1$  і заднього звису  $\alpha_2$*  – це кути, утворені площиною дороги і площинами, дотичними до передніх і задніх коліс і до виступаючих нижчих точок передньої і задньої частин автомобіля. Вони характеризують прохідність по нерівних дорогах під час в'їзду та з'їзду з перешкоди. Значення кутів переднього і заднього звисів виконують у таких межах:

- вантажні автомобілі дорожні –  $\alpha_1 = 25^\circ \dots 42^\circ$  і  $\alpha_2 = 18^\circ \dots 38^\circ$ ;
- вантажні автомобілі підвищеної прохідності –  $\alpha_1 = 35^\circ \dots 55^\circ$ , і  $\alpha_2 = 32^\circ \dots 42^\circ$ ;
- вантажні автомобілі високої прохідності –  $\alpha_1 > 60^\circ \dots 70^\circ$  і  $\alpha_2 > 60^\circ \dots 70^\circ$ ;
- легкові автомобілі –  $\alpha_1 = 22^\circ \dots 35^\circ$  і  $\alpha_2 = 15^\circ \dots 30^\circ$ ;
- автобуси –  $\alpha_1 > 8^\circ$  і  $\alpha_2 > 8^\circ$ .

*Поздовжній  $\rho_1$  і поперечний  $\rho_2$  радіуси прохідності* – радіуси циліндрів, дотичних до коліс і нижчих точок автомобіля відповідно в поздовжній і поперечній площинах. Ці радіуси визначають контури перешкод, які може подолати автомобіль без їх зачіпання. Чим менше радіуси, тим вище прохідність. Значення поздовжніх і поперечних радіусів прохідності виконують у таких межах:

- вантажні автомобілі дорожні –  $\rho_1$  от 2,7 м до 5,5 м;

– вантажні автомобілі підвищеної прохідності –  $\rho_1$  от 2,0 м до 3,5 м.

Куту гнучкості у вертикальній  $\beta_B$  і горизонтальній  $\beta_G$  площинах – куту можливого відхилення осі зчпної петлі причепа від осі тягового гака (рис. 10.2). Кут вертикальної гнучкості автопоїзда характеризує його прохідність по нерівностях дороги, а кут горизонтальної гнучкості – здатність вписуватися в дорожні габарити, тобто маневреність. Значення кутів гнучкості у вертикальній  $\beta_B$  і горизонтальній  $\beta_G$  площинах виконують у таких межах:

- автопоїзди з двоосними причепами –  $\beta_B > \pm 62^\circ$ ,  $\beta_G > \pm 55^\circ$ ;
- сідельні автопоїзди –  $\beta_B > \pm 8^\circ$ ,  $\beta_G > \pm 90^\circ$ .



Рис. 10.2. Куту гнучкості автопоїздів

Внутрішній  $r_{BH}$  і зовнішній  $r_H$  радіуси повороту – відстань від центру повороту відповідно до найближчої і найбільш віддаленої точок автомобіля при максимальному повороті керованих коліс (рис. 10.3).

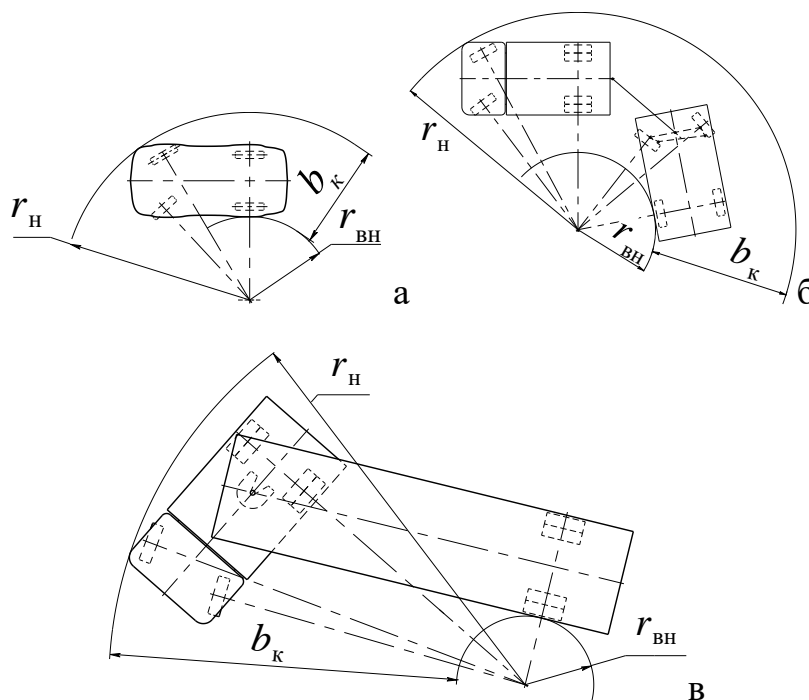


Рис. 10.3. Радіуси повороту і поворотна ширина автомобіля та автопоїздів:  
а – автомобіля; б, в – автопоїздів

Поворотна ширина автомобіля  $b_k$  – різниця між зовнішнім і внутрішнім радіусами повороту (рис. 10.3).

Радіуси повороту і поворотна ширина коридору характеризують маневреність рухомого складу.

Кут перекосу мостів  $\beta_m$  – це сума кутів повороту переднього і заднього мостів відносно поздовжньої осі автомобіля (рис. 10.4).

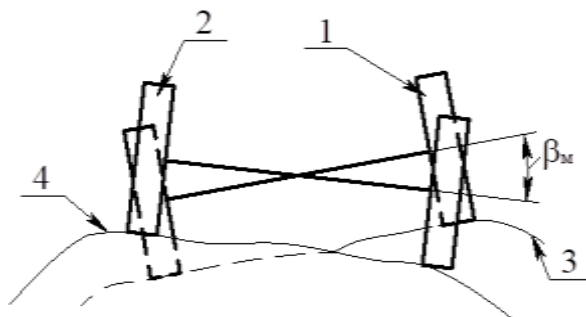


Рис. 10.4. Кут перекосу мостів (вигляд на автомобіль ззаду):  
1, 2 – передній і задній мости; 3, 4 – опорна поверхня під колесами відповідно переднього і заднього мостів

Чим більше кут  $\beta_m$ , тим краще пристосовуються колеса автомобіля до нерівностей опорної поверхні і тим краще зберігається їх контакт із дорогою. При малих кутах перекосу мостів на пересіченій місцевості може виникати значний перерозподіл навантажень на колеса і навіть «вивішування» одного з них. Величина кутів перекосу мостів стандартами не регламентується, а визначається призначенням автомобіля.

Коефіцієнт збігу слідів передніх і задніх коліс  $\eta_c = b_{сп} / b_{сз}$  (рис. 10.5). Чим ближче значення коефіцієнта  $\eta_c$  до одиниці, тим менше опір коченню коліс по ґрунтах, що деформуються. Винятком є рух по болотистому ґрунту.

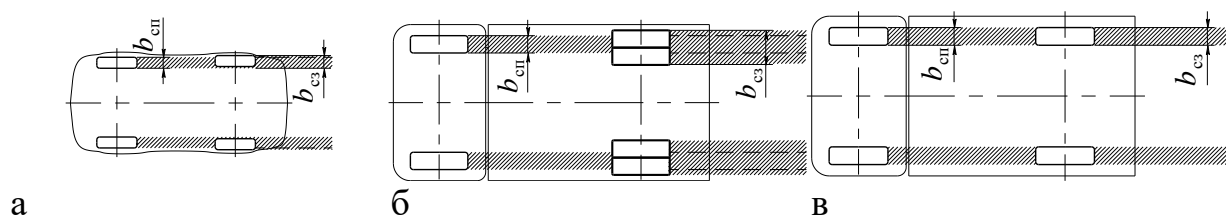


Рис. 10.5. Сліди передніх і задніх коліс автомобілів:  
а, б – сліди, що не збігаються; в – сліди, що збігаються;  
 $b_{сп}, b_{сз}$  – ширина сліду відповідно передніх і задніх коліс

### 10.2.3. Комплексний фактор прохідності

Комплексний фактор прохідності характеризує ефективність використання автомобіля при його експлуатації на важких дорогах і по бездоріжжю. Він враховує зниження продуктивності (за рахунок зменшення середньої швидкості руху і маси вантажу, що перевозиться) і погіршення паливної економічності (через збільшення витрат палива) в цих умовах експлуатації порівняно з шосейними дорогами. Цей фактор дорівнює

$$\Pi_k = \frac{G_{гр} \cdot V_a \cdot q_{сш}}{G_{грш} \cdot V_{аш} \cdot q_s}, \quad (10.7)$$

де  $G_{гр}$ ,  $G_{грш}$  – корисне навантаження автомобіля при русі відповідно по бездоріжжю і шосе;

$V_a$ ,  $V_{аш}$  – середня швидкість руху автомобіля відповідно по бездоріжжю і шосе;

$q_s$ ,  $q_{сш}$  – витрата палива автомобіля при русі відповідно по бездоріжжю і шосе.

## 10.3. Подолання зосереджених перешкод

### 10.3.1. Максимальний кут підйому

Максимальний кут підйому  $\alpha_{\max}$ , що може подолати автомобіль, обмежується можливостями тяги і зчепленням ведучих коліс. Подолання автомобілем підйому з максимальним кутом підйому  $\alpha_{\max}$  відбувається при використанні максимально можливої сили тяги на ведучих колесах. У цьому випадку справедлива умова

$$D_{\max} = \psi_{\max} = f \cdot \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max}. \quad (10.8)$$

Перетворимо вираз (10.8) так, щоб кут  $\alpha_{\max}$  визначався однією тригонометричною функцією. Для цього винесемо за дужки  $\sqrt{f^2 + 1}$

$$D_{\max} = \sqrt{f^2 + 1} \cdot \left( \frac{f}{\sqrt{f^2 + 1}} \cdot \cos \alpha_{\max} + \frac{1}{\sqrt{f^2 + 1}} \sin \alpha_{\max} \right). \quad (10.9)$$

Для визначення коефіцієнтів перед функціями  $\cos\alpha_{\max}$  і  $\sin\alpha_{\max}$  скористаємося допоміжним трикутником з катетами, рівними  $f$  і  $1$ . Відповідно гіпотенуза дорівнює  $\sqrt{f^2 + 1}$  (рис. 10.6).

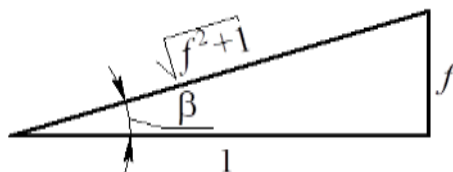


Рис. 10.6. Схема для визначення коефіцієнтів у виразі (10.9)

Як видно з рисунка 10.6, відношення  $\frac{f}{\sqrt{f^2 + 1}}$  рівно  $\sin\beta$ , а  $\frac{1}{\sqrt{f^2 + 1}} = \cos\beta$ . Підставимо значення коефіцієнтів у формулу (10.9) і перетворимо її до вигляду

$$\begin{aligned} D_{\max} &= \sqrt{f^2 + 1} \cdot (\sin\beta \cdot \cos\alpha_{\max} + \cos\beta \cdot \sin\alpha_{\max}) = \\ &= \left(\sqrt{f^2 + 1}\right) \cdot \sin(\alpha_{\max} + \beta) \end{aligned} \quad (10.10)$$

Звідки отримаємо

$$\alpha_{\max} + \beta = \arcsin\left(\frac{D_{\max}}{\sqrt{f^2 + 1}}\right) \Rightarrow \alpha_{\max} = \arcsin\left(\frac{D_{\max}}{\sqrt{f^2 + 1}}\right) - \beta. \quad (10.11)$$

Враховуючи (див. рисунок 10.6), що  $\operatorname{tg}\beta=f$  остаточно вираз для визначення максимального кута підйому, який може подолати автомобіль за умовою тяги, набуде вигляду

$$\alpha_{\max} = \arcsin\left(\frac{D_{\max}}{\sqrt{f^2 + 1}}\right) - \operatorname{arctg} f. \quad (10.12)$$

Подолання автомобілем підйому з максимальним кутом підйому  $\alpha_{\max}$  можливо при використанні максимально можливої сили зчеплення на ведучих колесах. У цьому випадку справедлива умова

$$D_{\varphi} = \psi_{\max} = f \cdot \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max} . \quad (10.13)$$

$$\alpha_{\max} = \arcsin \left( \frac{D_{\varphi}}{\sqrt{f^2 + 1}} \right) - \operatorname{arctg} f . \quad (10.14)$$

Якщо динамічний фактор визначити через коефіцієнт зчпної маси, то умова можливості руху (10.13) набуде вигляду

$$k_{\varphi} \cdot \varphi_x \cdot \cos \alpha_{\max} = \psi_{\max} = f \cdot \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max} . \quad (10.15)$$

Після поділу виразу (10.15) на  $\cos \alpha_{\max}$  і перетворень отримаємо вираз для визначення максимального кута підйому, який може подолати автомобіль, за умови зчеплення ведучих коліс

$$\alpha_{\max} = \operatorname{arctg} (k_{\varphi} \cdot \varphi_x - f) . \quad (10.16)$$

Для визначення максимального кута підйому  $\alpha_{\max}$ , який може подолати автомобіль, порівнюють значення, розраховані за (10.12) та (10.14) або (10.16), і вибирають менше значення.

Перевірка автомобіля на стійкість проти перекидання під час руху з рівномірною швидкістю на підйомі з кутом  $\alpha_{\max}$  (рис. 10.7).

Перекидання автомобіля при русі автомобіля на підйом здійснюється навколо центру відбитка шини колеса. На рисунку 10.7 показано критичне положення, при якому вектор сили тяжіння перетинає центр відбитку колеса. Подальше зростання кута підйому обумовлює перекидання автомобіля. Якщо вектор сили тяжіння перетинає ось задніх коліс, починається перекидання кузова навколо неї.

Умова стійкості автомобіля при русі на підйом, що обмежує його прохідність

$$\alpha_{\max} \leq \alpha_o = \operatorname{arctg} \left( \frac{b}{h_g} \right), \quad (10.17)$$

де  $\alpha_o$  – критичний кут за поздовжнім перекиданням.

При проєктуванні автомобіля умова (10.17) забезпечується конструкцією, але в експлуатації  $b$  і  $h_g$  можуть істотно змінюватися.

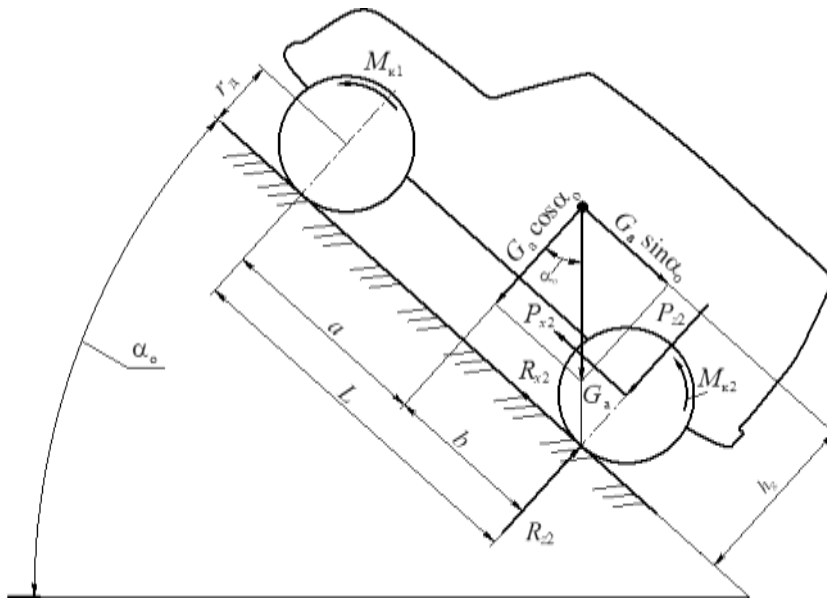


Рис. 10.7. Схема визначення стійкості автомобіля при русі на підйом

### 10.3.2. Максимальний кут спуску

Максимальний кут спуску  $\alpha_{\max}$ , подоланого автомобілем, обмежується можливостями зчеплення коліс (рис. 10.8). При цьому порушення прохідності автомобіля обмежується у вигляді некерованого поздовжнього ковзання і неможливості контролювати швидкість спуску або перекидання в разі наїзду на зосереджену перешкоду (пеньок, камінь).

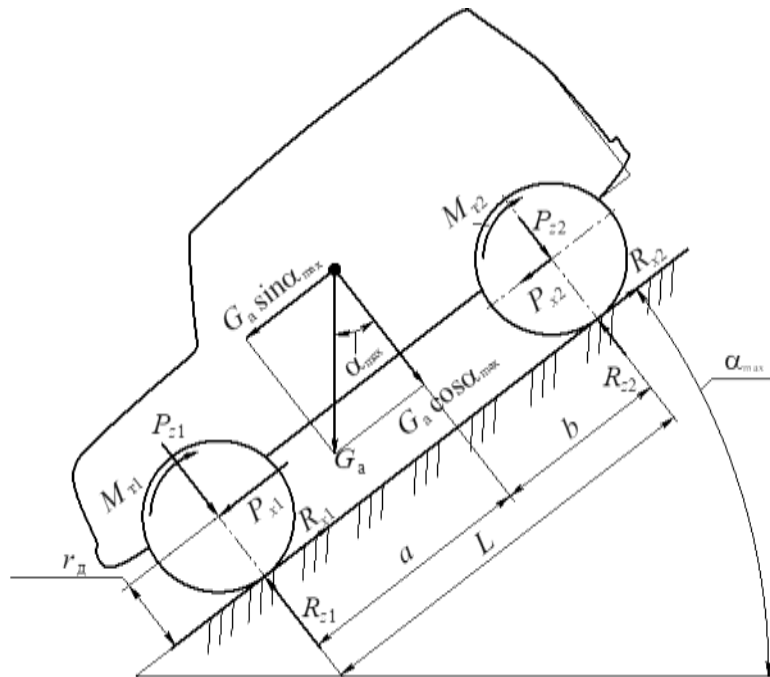


Рис. 10.8. Схема автомобіля при русі на спуску

Умова збереження контрольованої швидкості на спуску

$$\alpha_{\max} = \alpha_{\varphi} = \arctg \varphi_x, \quad (10.18)$$

де  $\alpha_{\varphi}$  – критичний кут за поздовжнім ковзанням.

### 10.3.3. Максимальна висота подоланого порога

Подолання автомобілем порогової перешкоди є послідовне перекочування коліс передньої і задньої осей через цю перешкоду. Характер перекочування колеса через порогову перешкоду залежить від його виду: ведене або ведуче. На рисунку 10.9 представлена схема для визначення максимальної висоти порога, який може подолати автомобіль з однією ведучою віссю в разі наїзду на поріг веденими колесами. Тут розглядається можливість подолання порогу без використання сили інерції автомобіля, тобто тільки за рахунок сили тяги ведучих коліс. Колесо і поріг вважаємо абсолютно жорсткими. Сили опору повітря і кочення не враховуємо, оскільки вони незначні за величиною.

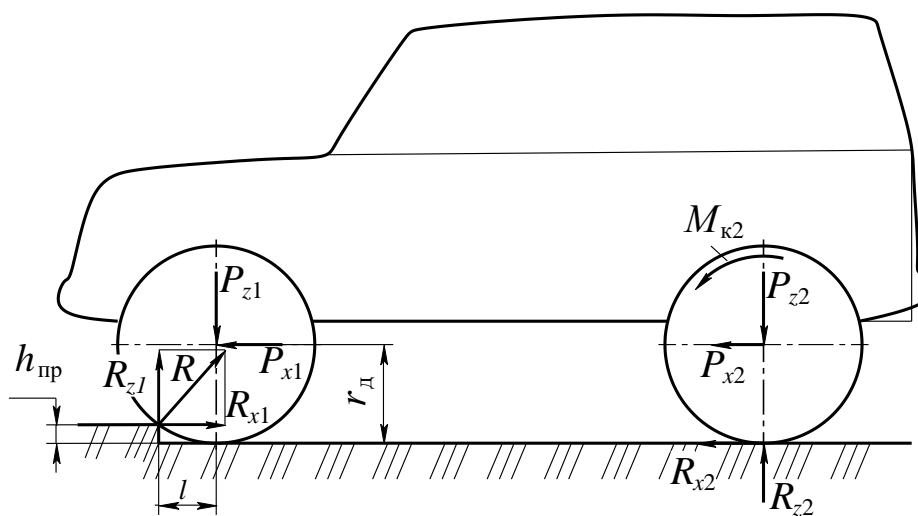


Рис. 10.9. Схема сил, що діють на автомобіль при переїзді порога з місця веденими колесами:

$h_{\text{пр}}$  – висота порога;  $l$  – плече дії реакції  $R_{z1}$

Крутний момент  $M_{k2}$  формує повздовжню реакцію  $R_{x2}$  і вільну силу  $P_{x2}$  на колесах задньої осі, яка передається на вісь передніх коліс  $o$ . При наїзді на поріг на колесо виникає реакція  $R$ , яку можна представити у вигляді складових  $R_{z1}$  і  $R_{x1}$ . При цьому перекочування колеса через поріг викличе його відрив від поверхні перед порогом. Відносно точки контакту коліс з порогом, сила  $P_{x1}$  створює момент

перекочування коліс, а нормальне навантаження на ведені колеса  $P_z$  – момент опору. Максимальну висоту порога, що долається веденим колесом, визначимо з рівняння

$$P_{x1} \cdot (r_d - h_{np}) - P_{z1} \cdot l = 0, \quad (10.19)$$

Враховуючи, що  $l = \sqrt{r_d^2 - (r_d - h_{np})^2}$ , перетворимо (10.19) до вигляду

$$P_{x1} \cdot (r_d - h_{np}) - P_{z1} \cdot \sqrt{r_d^2 - (r_d - h_{np})^2} = 0. \quad (10.20)$$

Зведемо в квадрат і розкриємо дужки

$$\begin{aligned} & P_{x1}^2 \cdot (r_d - h_{np})^2 - P_{z1}^2 \cdot \left[ r_d^2 - (r_d - h_{np})^2 \right] = \\ & = P_{x1}^2 \cdot (r_d - h_{np})^2 - P_{z1}^2 \cdot r_d^2 + P_{z1}^2 \cdot (r_d - h_{np})^2 = \\ & = (r_d - h_{np})^2 \cdot (P_{x1}^2 + P_{z1}^2) - P_{z1}^2 \cdot r_d^2 = 0. \end{aligned} \quad (10.21)$$

Розв'яжемо рівняння (10.21) відносно  $(r_d - h_{np})^2$  і розкриємо дужки:

$$(r_d - h_{np})^2 - \frac{P_{z1}^2 \cdot r_d^2}{(P_{x1}^2 + P_{z1}^2)} = r_d^2 - 2r_d \cdot h_{np} + h_{np}^2 - \frac{P_{z1}^2 \cdot r_d^2}{(P_{x1}^2 + P_{z1}^2)} = 0. \quad (10.22)$$

Перепишемо (10.22) у вигляді

$$h_{np}^2 - 2r_d \cdot h_{np} + \left( r_d^2 - \frac{P_{z1}^2 \cdot r_d^2}{(P_{x1}^2 + P_{z1}^2)} \right) = 0. \quad (10.23)$$

Вираз (10.23) є наведеним квадратним рівнянням, корінь якого

$$h_{np} = r_d \pm \sqrt{r_d^2 - \left( r_d^2 - \frac{P_{z1}^2 \cdot r_d^2}{P_{x1}^2 + P_{z1}^2} \right)} = r_d \pm r_d \sqrt{\frac{P_{z1}^2}{P_{x1}^2 + P_{z1}^2}}. \quad (10.24)$$

Фізичний зміст знака перед другим членом у виразі (10.24) має тільки знак мінус, тому можна записати

$$h_{\text{пр}} = r_{\text{д}} \left( 1 - \sqrt{\frac{P_{z1}^2}{P_{x1}^2 + P_{z1}^2}} \right). \quad (10.25)$$

При наїзді на поріг ведучого колеса виникає реакція  $R$ , від сили  $R_x$  і реакція  $R'$  від крутного моменту  $M_{\text{к1}}$  (рис. 10.10). Для визначення висоти порога, який може подолати ведуче колесо автомобіля з чотирма ведучими колесами, складемо рівняння моментів відносно точки контакту з порогом

$$M_{\text{к1}} + P_{x1} \cdot (r_{\text{д}} - h_{\text{пр}}) - P_{z1} \cdot l = 0, \quad (10.26)$$

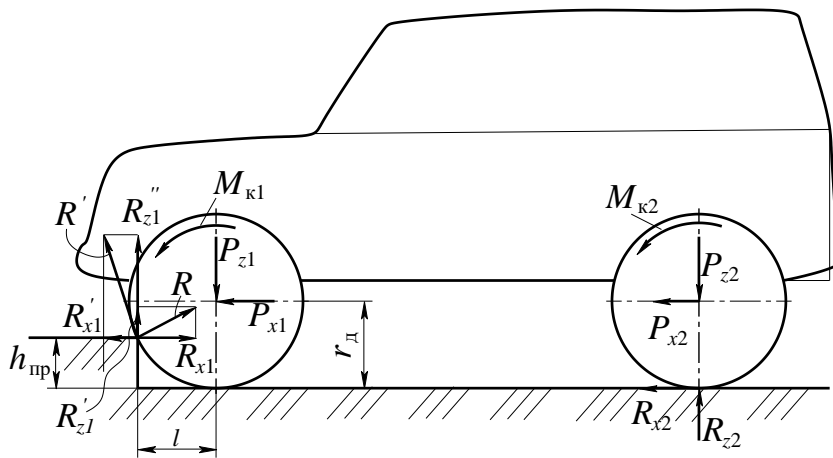


Рис. 10.10. Схема сил, що діють на автомобіль при переїзді порогу з місця ведучими колесами

Після перетворень, що аналогічні перетворенням, проведеним вище, можна записати

$$h_{\text{пр}} = r_{\text{д}} - \sqrt{\frac{P_{z1}^2 \cdot r_{\text{д}}^2 - M_{\text{к1}}^2}{P_{x1}^2 + P_{z1}^2}}. \quad (10.27)$$

З рівняння (10.27) видно, що чим більше момент  $M_{\text{к}}$ , підведений до колеса, тим менше значення під коренем, а значить тим більше висота подоланого порога.

Подолання порогу максимальної висоти з місця обмежується зчепленням ведучих коліс. При коефіцієнті зчеплення  $\varphi_x = 0,6$  для автомобіля з однаковими навантаженнями на осях максимальна висота порога, що долається веденими колесами відповідно до (10.25),

становить  $h_{\text{пр}} = 0,15r_{\text{д}}$ , а ведучими колесами відповідно до (10.27)  $h_{\text{пр}} = 0,53r_{\text{д}}$ .

Дослідженнями встановлено, що для ведених коліс навіть з використанням сили інерції максимальна висота подоланого порога не перевищує  $2/3r_{\text{д}}$ .

#### 10.3.4. Максимальна ширина подоланого рову

Якщо глибина рову не перевищує радіуса колеса, то можливість його подолання визначається розміром і типом коліс. У цьому випадку подолання рову складається з послідовного подолання уступу і порога (рис. 10.11а).

Можливість подолання глибокого рову визначається розміром і типом коліс, кількістю і розташуванням ведучих осей, положенням центра ваги по довжині автомобіля. Так, для автомобілів з колісною формулою 4x4, а також 6x4 і 6x6, якщо центр ваги не розташований над середньою віссю, ширина подоланого рову (з міцними краями) не перевищує 1,0 ... 1,3 радіуса колеса (рис. 10.11б).

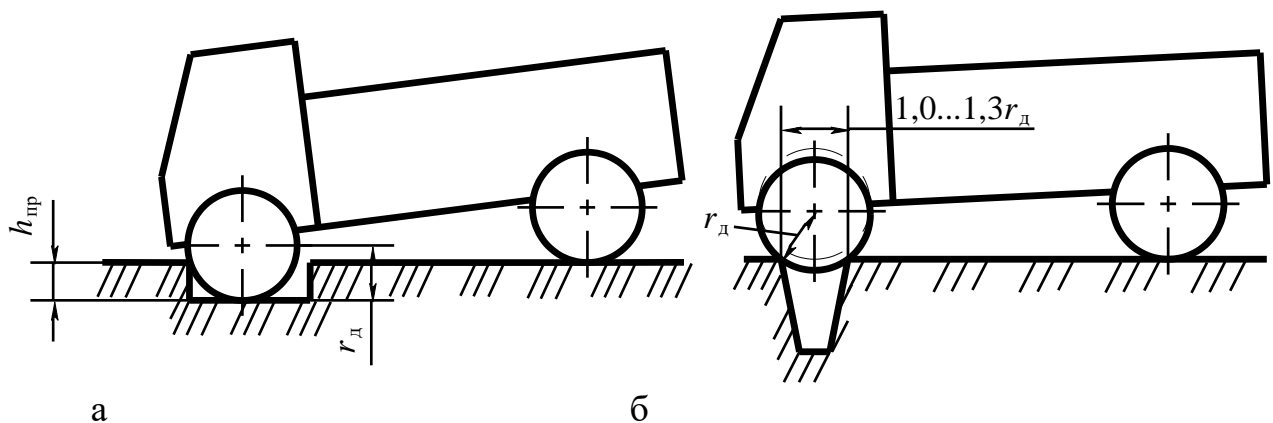


Рис. 10.11. Схеми подолання рову автомобілями з колісною формулою 4x4:

а – рів неглибокий; б – рів глибокий

Для автомобілів високої прохідності з колісною формулою 8x8 ширина подоланого рову залежить від розташування осей коліс і центра ваги (рис. 10.12). Найнижча прохідність у автомобілів, у яких два передніх і два задніх мости зближені (рис. 10.12а), а найкраща – у яких зближені три задніх мости (рис. 10.12г). При цьому в конструкції підвіски повинно бути обмеження опускання коліс і центр ваги автомобіля повинен розташовуватися між середніми мостами.

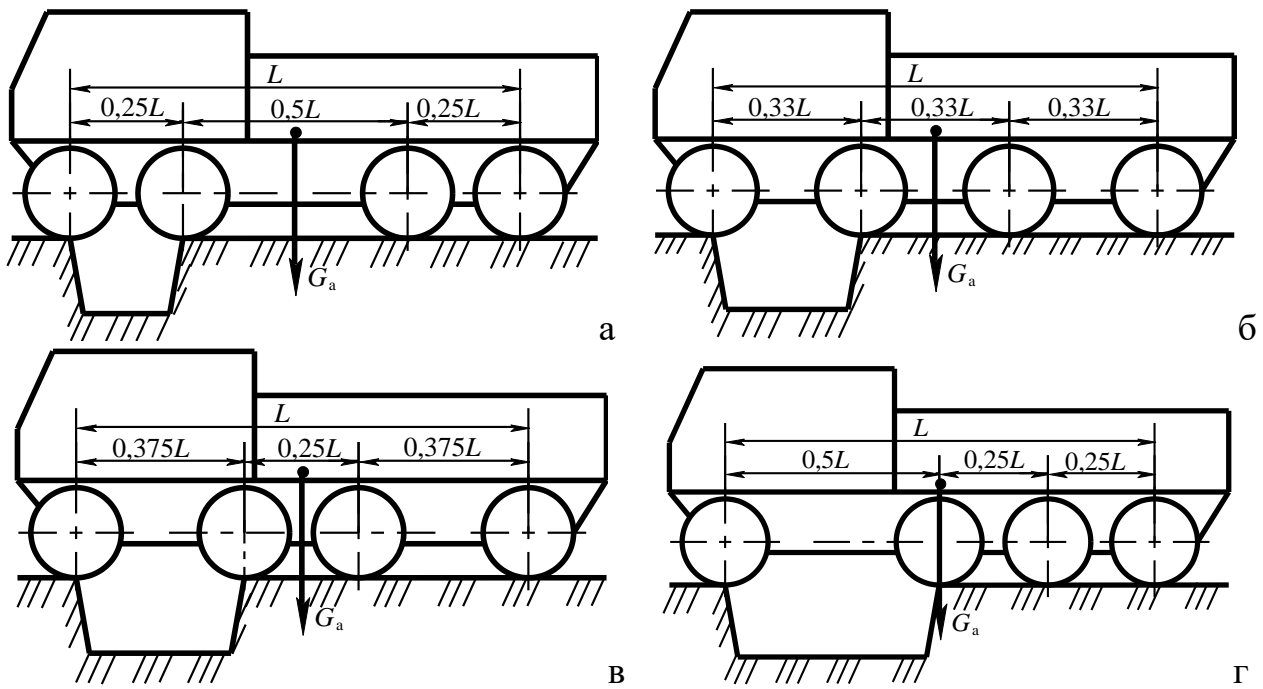


Рис. 10.12. Схеми подолання рову багатовісними автомобілями

### 10.3.5. Максимальна глибина подоланого броду

Глибина подоланого броду залежить від конструкції автомобіля, щільності донної поверхні і кваліфікації водія. Вплив конструкції автомобіля на глибину подоланого броду пояснює рисунок 10.13.

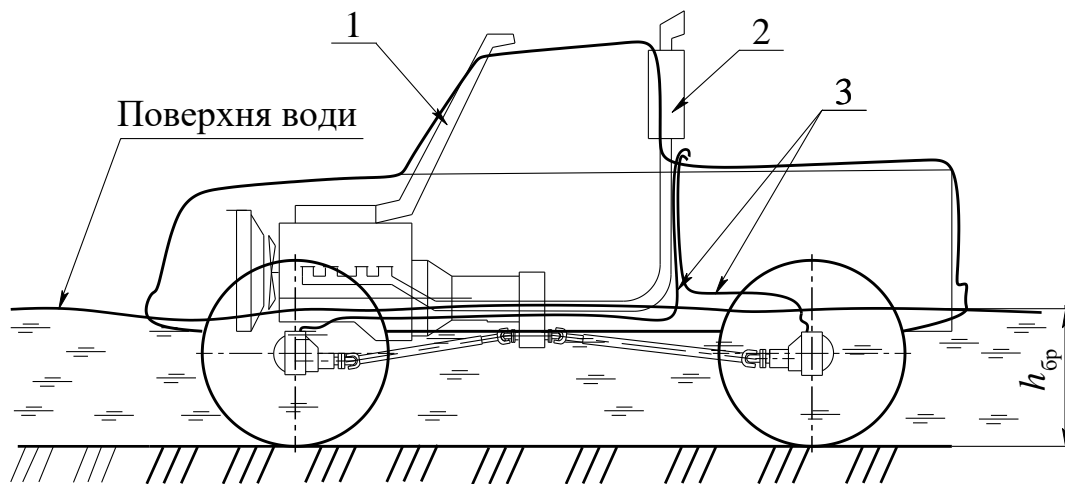


Рис. 10.13. Схема подолання броду автомобілем:

- 1 – повітрязабірник; 2 – система випуску відпрацьованих газів;
- 3 – трубки вентиляції картерів агрегатів;  $h_{бр}$  – глибина броду

Конструктивні фактори автомобіля, що впливають на глибину подоланого ним броду:

- кількість ведучих коліс (зі збільшенням кількості ведучих коліс глибина подоланого броду збільшується);

- тип двигуна:

- дизель краще пристосований для подолання броду, впливає висота розташування повітрозабірника (повітроочисника), генератора, отворів вентиляції картера та труби випуску відпрацьованих газів;

- двигун з іскровим запалюванням гірше пристосований для подолання броду. Впливає висота розташування генератора, котушки запалювання та інших компонентів системи запалювання, повітрозабірника отворів вентиляції картера та труби випуску відпрацьованих газів;

- конструкція елементів вентиляції картерів агрегатів трансмісії і висота розташування вентиляційного отвору;

- конструкція кузова автомобіля може надавати автомобілю плавучість, що погіршує контакт коліс з донною поверхнею та знижує силу зчеплення ведучих коліс з донною поверхнею.

#### **10.4. Конструктивні фактори, що впливають на прохідність автомобіля**

На прохідність автомобіля впливає цілий ряд конструктивних факторів:

- конструкція двигуна (тип і потужність);

- тип коліс (ведучі або ведені);

- конструкція коліс (розміри, рисунок протектора);

- колія передніх і задніх коліс;

- тип підвіски коліс (залежна, залежна балансірна, незалежна);

- конструкція головної передачі (подвійна центральна, подвійна рознесена);

- тип диференціала (низького тертя, підвищеного тертя, наявність блокування);

- регулювання тиску в шинах;

- гідромеханічна передача, знижена передача в роздаточній коробці;

– додаткові пристрої, що підвищують прохідність (ланцюги проти ковзання, лебідки та ін.)

*Конструкція двигуна.* Автомобілю з дизелем простіше надати властивості підвищеної прохідності ніж автомобілю з двигуном з іскровим запалюванням. Це пояснюється тим, що при однаковій потужності дизель має більший крутний момент і меншу частоту обертання.

*Тип і конструкція коліс* впливають на здатність автомобіля долати ділянки з м'яким, вологим ґрунтом, з твердою слизькою поверхнею. Зі збільшенням радіуса колеса підвищується прохідність через пороги, рови і здатність долати брід.

*Коля передніх і задніх коліс.* Як зазначалося у підпункті 10.2.2, збіг колії передніх і задніх коліс знижує опір коченню при русі по м'яких ґрунтах, що сприяє підвищенню прохідності.

*Тип підвіски коліс.* При русі по пересіченій місцевості прохідність автомобілів істотно залежить від контакту ведучих коліс з опорною поверхнею. Найкращу пристосованість до нерівностей поверхні і надійний контакт ведучих коліс з ґрунтом забезпечують незалежні підвіски коліс. Балансирна підвіска групи мостів багатовісних автомобілів з великим кутом перекосу мостів також знижує ймовірність відриву коліс від ґрунту. Застосування таких підвісок підвищує прохідність автомобіля.

*Конструкція головної передачі.* Для підвищення прохідності на автомобілях застосовують подвійну центральну передачу, що дозволяє зменшити розміри картера і збільшити дорожній просвіт автомобіля. Ще більше збільшення дорожнього просвіту досягається застосуванням подвійної рознесеної передачі. У цьому випадку не тільки зменшується картер центрального редуктора, але і підвищується висота розташування осі приводу його коліс.

*Тип диференціала.* Диференціал – це агрегат трансмісії, що дозволяє колесам одної осі обертатися з різними кутовими швидкостями, що обумовлює підвищення керованості автомобіля. При цьому він значно знижує прохідність автомобіля на слизьких дорогах. При пробуксовці одного з ведучих коліс, його кутова швидкість і деталей, пов'язаних з ним (піввісь і півосьова шестерня), збільшується порівняно з кутовою швидкістю відомої шестерні і корпусу диференціала. Позначимо її як кутову швидкість півосі, що забігає  $\omega_{заб}$  (см. рис. 10.14). При цьому піввісь, зв'язана ведучим колесом, що не буксує, обертається повільніше з кутовою швидкістю  $\omega_{от}$

(в окремому випадку взагалі не обертається  $\omega_{от} = 0$ ). Оскільки при обертанні півосьових шестерень між їх потиличною поверхнею і корпусом диференціала є тертя, то виникає момент тертя, спрямоване проти їх обертання (рис. 10.14). З урахуванням цього можна визначити крутний момент, що передається диференціалом на ведучі колеса:

$$M_{об} = 0,5(M_0 - M_{тр}); \quad (10.28)$$

$$M_{от} = 0,5(M_0 + M_{тр}), \quad (10.29)$$

де  $M_{об}$ ,  $M_{от}$ ,  $M_{тр}$  – крутний момент відповідно на колесі, що обганяє (буксує), на колесі, що відстає, та сумарний момент тертя в диференціалі.

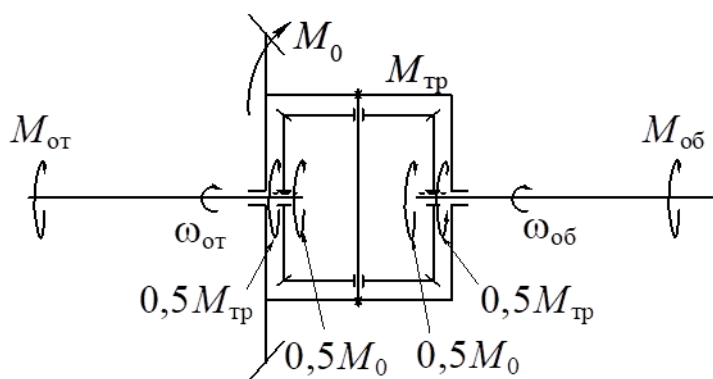


Рис. 10.14. Схема розподілу крутного моменту диференціалом при буксуванні одного колеса

При буксуванні одного колеса (колесо, що обганяє) диференціал внаслідок моменту тертя збільшує передачу крутного моменту на колесо, яке не буксує (колесо, що відстає). У результаті повна сила тяги збільшується, і прохідність автомобіля зростає.

Повна сила тяги на ведучих колесах при різних моментах на півосях визначається виразом

$$P_k = \frac{M_{об} + M_{от}}{r_d}. \quad (10.30)$$

«Ідеальний» диференціал змінює величину моменту тертя залежно від умов руху і розподіляє крутний момент між півосями так, що обидва ведучі колеса повністю реалізують зчіпні властивості

з опорною поверхнею. При цьому на ведучих колесах формуються крутні моменти, що дорівнюють їх моментам зчеплення з опорною поверхнею, які визначаються відповідними коефіцієнтами зчеплення

$$M_{об} = M_{\text{фоб}} = 0,5R_z \cdot \varphi_{x\min} \cdot r_d, \quad (10.31)$$

$$M_{от} = M_{\text{фот}} = 0,5R_z \cdot \varphi_{x\max} \cdot r_d, \quad (10.32)$$

де  $M_{\text{фоб}}$ ,  $M_{\text{фот}}$  – моменти зчеплення колеса відповідно, яке обганяє і яке відстає;

$R_z$  – нормальна реакція на ведучій осі;

$\varphi_{x\min}$ ,  $\varphi_{x\max}$  – коефіцієнти зчеплення колеса відповідно, яке обертається швидше, тобто обганяє, і колеса, яке відстає.

У цьому випадку повна сила тяги набуває значення сили зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею (максимально можливе значення в даних умовах зчеплення)

$$\begin{aligned} P_k = P_\varphi &= \frac{M_{\text{фоб}} + M_{\text{фот}}}{r_d} = \\ &= \frac{0,5R_z \cdot \varphi_{x\min} \cdot r_d + 0,5R_z \cdot \varphi_{x\max} \cdot r_d}{r_d} = R_z \frac{\varphi_{x\min} + \varphi_{x\max}}{2}. \end{aligned} \quad (10.33)$$

У разі відсутності тертя в диференціалі на обидва колеса розподіляються однакові моменти. При цьому, якщо одне з коліс, яке знаходиться на поверхні з низьким коефіцієнтом  $\varphi_{x\min}$ , забуксує, то і на друге колесо, що знаходиться на поверхні з більшим коефіцієнтом зчеплення  $\varphi_{x\max}$ , передається момент зчеплення колеса, що буксує. Тобто у цьому випадку моменти на ведучих колесах однакові. При цьому колесо, що відстає, знаходиться на поверхні з коефіцієнтом зчеплення  $\varphi_{x\max}$ , але не використовує свої потенційні можливості за зчепленням:

$$M_{об} = M_{\text{фоб}} = 0,5R_z \cdot \varphi_{x\min} \cdot r_d, \quad (10.34)$$

$$M_{от} = M_{\text{фот}} = 0,5R_z \cdot \varphi_{x\min} \cdot r_d. \quad (10.35)$$

У цьому випадку повна сила тяги обмежена коефіцієнтом зчеплення  $\varphi_{x\min}$  і визначається виразом

$$\begin{aligned}
P_k = P_\phi &= \frac{M_{\text{фоб}} + M_{\text{фот}}}{r_d} = \\
&= \frac{0,5R_z \cdot \varphi_{x\text{min}} \cdot r_d + 0,5R_z \cdot \varphi_{x\text{min}} \cdot r_d}{r_d} = R_z \cdot \varphi_{x\text{min}}. \quad (10.36)
\end{aligned}$$

Як видно з (10.33), тертя в диференціалі покращує прохідність автомобіля на слизьких дорогах. Це обумовлено тим, що момент тертя, який утворюється в диференціалі, передається на колесо, що не буксує, на якому і формується додаткова сила тяги. Для поліпшення прохідності автомобіля на слизьких дорогах застосовують диференціали підвищеного тертя.

Тертя в диференціалі створює опір обертанню його шестерень або, як прийнято говорити – блокує їх обертання. Чим більше тертя в диференціалі, тим більше рівень блокування обертання шестерень. Рівень блокування диференціалу оцінюють коефіцієнтом блокування  $k_\delta$ . В теорії автомобіля використовують три способи визначення коефіцієнта блокування диференціала:

– перший спосіб

$$k_\delta = \frac{M_{\text{тр}}}{M_0}; \quad k_\delta \text{ визначається інтервалом } 0 - 1;$$

– другий спосіб

$$k_\delta = \frac{M_{\text{от}}}{M_0}; \quad k_\delta \text{ визначається інтервалом } 0,5 - 1;$$

– третій спосіб

$$k_\delta = \frac{M_{\text{от}}}{M_{\text{об}}}; \quad k_\delta \text{ визначається інтервалом } 1 - \infty.$$

У даному навчальному посібнику застосовується перший спосіб визначення коефіцієнта блокування диференціала. Так, для дорожніх автомобілів використовуються диференціали пониженого тертя, які мають коефіцієнт блокування  $k_\delta = 0,1 \dots 0,15$ . На автомобілі підвищеної прохідності встановлюють диференціали підвищеного тертя з коефіцієнтом блокування  $k_\delta = 0,35 \dots 0,6$ .

*Понижуюча передача в роздаточній коробці* істотно підвищує прохідність автомобіля на слизьких дорогах й особливо при русі по м'яких і вологих ґрунтах. Завдяки понижуючій передачі забезпечується можливість руху з мінімальною швидкістю (0,5...1,5 км/год) і

можливість її плавної зміни. Особливо плавний початок руху і плавна зміна швидкості автомобіля досягається застосуванням гідромеханічних передач. Це забезпечує можливість безперервного і плавного руху на важких ділянках і, як результат, поліпшення прохідності.

*Регулювання тиску повітря в шинах.* Застосування систем регулювання тиску повітря в шинах дозволяє залежно від дорожніх умов змінювати його в межах 0,05...0,35 МПа. Тому прохідність автомобіля, обладнаного системами регулювання тиску повітря в шинах, істотно підвищується і в окремих випадках наближається до прохідності гусеничних машин.

Конфігурація, розміри і насиченість рисунку протектора шин істотно впливає на зчеплення з ґрунтом та опір коченню. Широкопрофільні й арочні шини дозволяють знизити тиск на ґрунт, що підвищує прохідність.

*Ланцюги проти ковзання* (рис. 10.15). Ланцюги проти ковзання встановлюють на колеса у вигляді бандажу або браслетів, які охоплюють шину (рис. 10.15а, б). При установці на ведучі колеса автомобіля ланцюгів проти ковзання їх ланки вдавлюються в опорну поверхню і збільшується площа поверхні зачеплення коліс з дорогою, що сприяє збільшенню сили зчеплення і підвищенню прохідності на м'яких, пухких ґрунтах, по сніговому покритті.

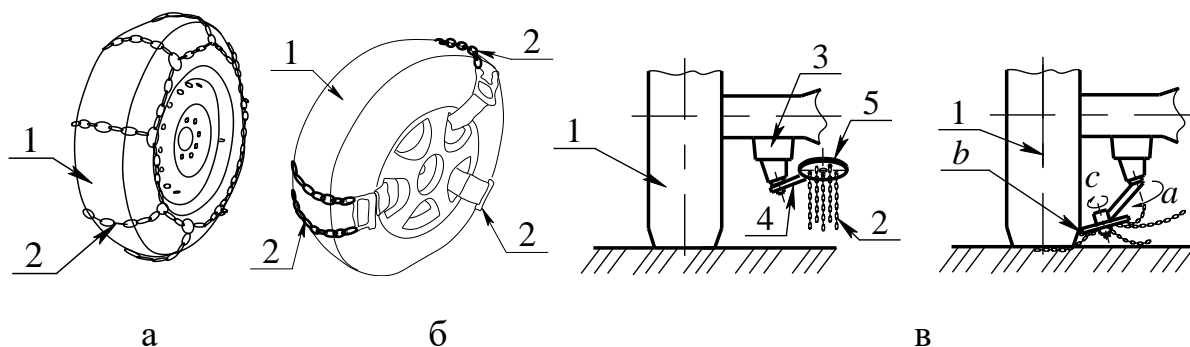


Рис. 10.15. Ланцюги проти ковзання:

- а – з установкою на колесах за типом “бандаж”;
- б – з установкою на колесах за типом “браслет”;
- в – з автоматизованим приводом до дії; 1 – колесо; 2 – ланцюг проти ковзання; 3 – кронштейн; 4 – важіль; 5 – диск

Ланцюги проти ковзання використовують тільки для тимчасового підвищення прохідності автомобіля на важких ділянках шляху. Ланцюги проти ковзання встановлюють на колеса у вигляді бандажу або браслетів, які охоплюють шину (рис. 10.15а, б). При русі на

твердих дорогах їх необхідно знімати. Під час руху по твердих дорогах з часто повторюваними сніговими переметама або ділянками з м'якою поверхнею установка та зняття ланцюгів сильно знижує середню швидкість руху автомобіля, що негативно відбивається на комплексному факторі прохідності. Ланцюги проти ковзання з автоматизованим приводом до дії значно покращують прохідність автомобіля на таких дорогах (рис. 10.15в). При русі автомобіля по твердій дорозі ланцюги не мають контакту з колесом та опорною поверхнею. На м'яких ланках водій вмикає привід, який повертає важіль 4 і підводить диск 5 до контакту з шиною колеса 1. Колесо 1, яке буксує, приводить до обертання диск 5 з ланцюгами 2. Потрапляння ланцюгів 2 до контакту між шиною і опорною поверхнею сприяє збільшенню сили зчеплення і підвищенню прохідності.

*Пристрої для самовитягування.* Застосування самовитягувальних пристроїв дозволяє значно підвищити прохідність автомобіля при подоланні особливо важких ділянок дороги. До таких пристроїв належать лебідки з приводом від коробки відбору потужності. До них також відносяться лебідки самовитягування, що вмонтовані на маточині ведучого колеса.

### **Контрольні запитання**

1. Що входить в поняття прохідності автомобіля?
2. Назвіть види прохідності автомобіля.
3. Чим визначаються тягові та опорно-зчіпні параметри прохідності?
4. Перелічіть геометричні параметри автомобіля, які визначають його габаритну прохідність.
5. Від чого залежить комплексний фактор прохідності автомобіля?
6. Як можна підвищити прохідність автомобіля?
7. В якому співвідношенні знаходиться тиск у контактні шин з дорогою з внутрішнім тиском повітря в шині для різних доріг?
8. Що визначає максимальний кут підйому та спуску, які може подолати автомобіль?
9. Що визначає максимальну висоту порога, який може подолати автомобіль при рушанні?

10. Що визначає максимальну ширину рову та глибину броду, які може подолати автомобіль?

11. Назвіть види конструктивних факторів, що впливають на прохідність автомобіля.

12. Як впливають на прохідність автомобіля тип та конструкція двигуна, коліс і їх підвіски?

13. Поясніть чому і як тертя в звичайному шестеренному диференціалі приводу ведучих коліс впливає на прохідність автомобіля?

14. Що розуміють під коефіцієнтом блокування диференціала і які його приблизні значення для різних типів диференціалів?

15. Назвіть засоби підвищення прохідності автомобіля.

## ТЕМА 11

### КОЛИВАННЯ АВТОМОБІЛЯ ТА ПЛАВНІСТЬ ЙОГО РУХУ

#### 11.1. Загальні поняття і вимірювачі коливань

При експлуатації автомобілів виникають вільні і вимушені коливання його кузова і агрегатів. Основними джерелами виникнення вимушених коливань є взаємодія коліс з опорною поверхнею, неврівноваженість коліс та інших обертових мас. Вільні коливання кузова і підвіски виникають в разі руху автомобіля по гладкій дорозі після переїзду одиничної нерівності і відсутності інших збурюючих факторів. Вимушені коливання високої частоти викликають зовнішній шум і шум у салоні, а також вібрацію елементів автомобіля. Шум і вібрація – це коливання з малою амплітудою і високою частотою.

Основними пристроями, що знижують динамічні навантаження і вібронавантаженість на автомобіль, є підвіска і шини. Водій і пасажир додатково захищені від цих впливів пружними сидіннями.

Здатність автомобіля забезпечувати можливість тривалої їзди по різних дорогах без втоми або обтяжливих відчуттів у пасажирів і водія, забезпечуючи при цьому високі швидкості руху і збереження вантажу, оцінюють його експлуатаційною властивістю, яка називається *плавністю руху*.

Від плавності руху залежать:

- комфортабельність їзди і збереження вантажу;
- середня швидкість руху;
- продуктивність автомобіля;
- витрати палива;
- міжремонтний пробіг.

При аналізі плавності руху виділяють дві основні частини автомобіля як коливальні системи: підресорена маса  $m_{\text{п}}$  та невідресорена маса  $m_{\text{н}}$ .

Оцінні показники плавності руху автомобіля:

- частота власних коливань кузова  $\nu$ , 1/с;
- технічна частота коливань  $n$ , кол./хв;
- амплітуда коливань,  $z_{\text{max}} = A$ , м.

Рівні вібраційної навантаженості водія, пасажирів, кузова:

- середньоквадратична віброшвидкість  $\dot{z}$ , м/с;
- середньоквадратичне віброприскорення  $\ddot{z}$ , м/с<sup>2</sup>.

### 11.1.1. Найпростіша модель коливань підресореної маси

Для вивчення коливань використовують різні моделі. Найпростіша модель являє собою підресорену масу на пружині (рис. 11.1). Якщо підресорену масу вивести з рівноваги, то виникнуть вільні коливання без згасання, при цьому прийнято допущення про відсутність сил тертя в пружині і між підресореною масою і повітрям. Коливання відбуваються внаслідок дії трьох сил: сили тяжіння  $G_{\Pi}$  і сили інерції  $F_{\text{и}}$ , підресореної маси, сили пружності пружини (маса пружини мала і не враховується).

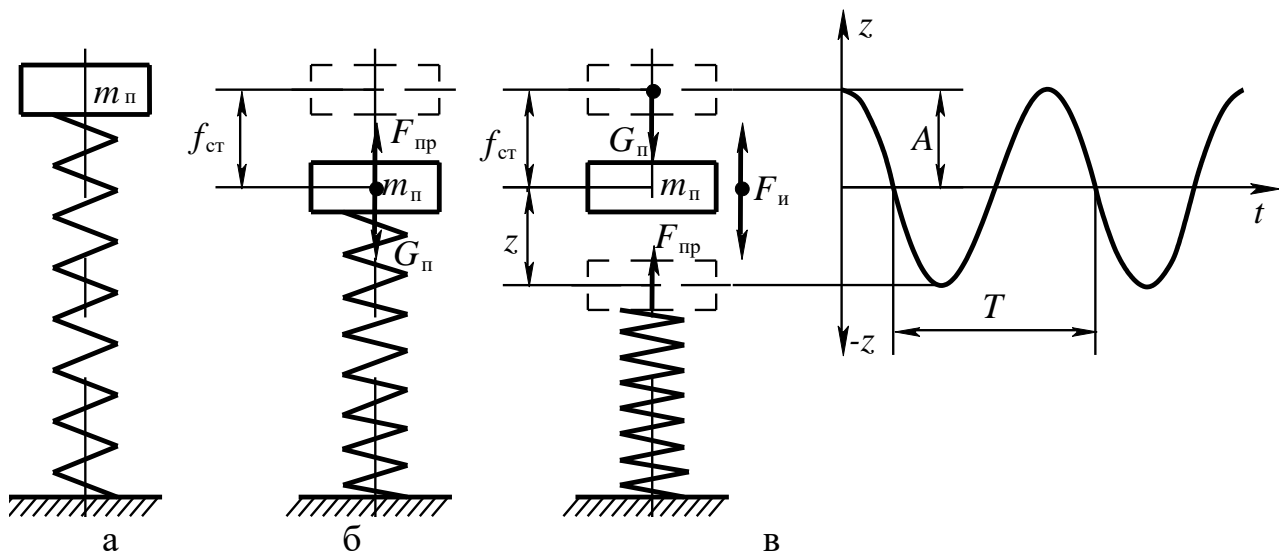


Рис. 11.1. Схема одномасової коливальної системи без згасання і її характеристика:

а – у вільному стані підвіски (пружини); б – у статичному стані системи;  
в – у коливальному стані системи та її характеристика

Коливання найпростішої одномасової коливальної системи (рис. 11.1) описується диференціальним рівнянням

$$m_{\Pi} \cdot \ddot{z} + (f_{\text{ст}} + z) \cdot c_{\Pi} - G_{\Pi} = 0, \quad (11.1)$$

де  $f_{\text{ст}}$  – статична деформація підвіски (пружини) (деформація при статичному положенні маси);

$z, \ddot{z}$  – вертикальне переміщення і прискорення переміщення положення підресореної маси від статичного положення;

$c_{\Pi}$  – коефіцієнт жорсткості підвіски (пружини).

У рівнянні (11.1) перший компонент характеризує силу інерції підресореної маси, а другий – силу пружини при зміні її деформації.

Ураховуючи, що сила тяжіння підресореної маси  $G_{\Pi}$  є постійною величиною та в статичному стані врівноважується силою пружини (рис. 11.1а), тобто  $G_{\Pi} = f_{ст} \cdot c_{\Pi}$ , перетворимо рівняння (11.1) до вигляду

$$\ddot{z} + \frac{c_{\Pi}}{m_{\Pi}} z = 0. \quad (11.2)$$

Введемо позначення  $\omega = \sqrt{\frac{c_{\Pi}}{m_{\Pi}}}$  – кутова частота коливань і приведемо рівняння (11.2) до канонічного вигляду

$$\ddot{z} + \omega^2 \cdot z = 0. \quad (11.3)$$

Розв'язання цього диференціального рівняння вільних незгасаючих коливань відоме і має вигляд

$$z = z_{\max} \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad (11.4)$$

де  $z_{\max}$  – амплітуда коливань (максимальне переміщення від статичного положення);

$t$  – час коливань.

З виразу (11.4) видно, що коливання підресореної маси мають синусоїдальний характер.

### 11.1.2. Частота коливань підресореної маси і її залежність від параметрів підвіски

При аналізі коливань використовують такі визначення поняття:

– лінійна частота власних (вільних) коливань – це зворотна величина періоду  $T$  одного коливання

$$\nu = \frac{1}{T}; \quad (11.5)$$

– кутова частота власних (вільних) коливань

$$\omega = 2\pi\nu = \frac{2\pi}{T}; \quad (11.6)$$

– технічна частота власних (вільних) коливань

$$n = \frac{60}{T} = \frac{60}{2\pi} \cdot \omega; \quad (11.7)$$

Плавність ходу автомобіля в основному залежить від частоти коливань, тому визначимо її залежність від параметрів пружини (пружного елемента). Перепишемо (11.5) з урахуванням (11.6)

$$v = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi}. \quad (11.8)$$

Враховуючи, що  $\omega = \sqrt{\frac{c_{\text{п}}}{m_{\text{п}}}}$ , і  $c_{\text{п}} = \frac{G}{f_{\text{ст}}}$ ;  $m_{\text{п}} = \frac{G}{g}$  перетворимо (11.8)

до вигляду

$$v = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{\text{п}}}{m_{\text{п}}}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{G \cdot g}{f_{\text{ст}} \cdot G}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{\text{ст}}}}. \quad (11.9)$$

Враховуючи (11.7), неважко виразити залежність технічної частоти коливань від параметра автомобіля – статичного ходу підвіски

$$n = \frac{60}{2\pi} \omega = \frac{30}{\pi} \omega = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c_{\text{п}}}{m_{\text{п}}}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{G \cdot g}{f_{\text{ст}} \cdot G}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{\text{ст}}}}. \quad (11.10)$$

З рівнянь (11.9) і (11.10) видно, що частота коливань підресореної маси однозначно залежить від статичної деформації пружного елемента підвіски  $f_{\text{ст}}$ .

## 11.2. Коливальна система автомобіля

Автомобіль являє собою багатомасову коливальну систему, що володіє численними степенями вільності. Схему плоскої коливальної системи автомобіля наведено на рис. 11.2.

Кожна маса має по шість степенів вільності – три лінійні і три кутові.

Для дослідження коливань автомобіля введемо допущення:

– загасання коливань не враховуємо (виключаємо зі схеми на рис. 11.2 демпфуючі пристрої- амортизатори);

– нехтуємо впливом непідресорених мас  $m_{\text{п1}}$  і  $m_{\text{п2}}$  на коливання підресореної маси  $m_{\text{п}}$  (виключаємо зі схеми на рис. 11.2 мас  $m_{\text{п1}}$  і  $m_{\text{п2}}$ );

– жорсткість пружних елементів підвіски і шин замінимо приведеною жорсткістю підвіски.

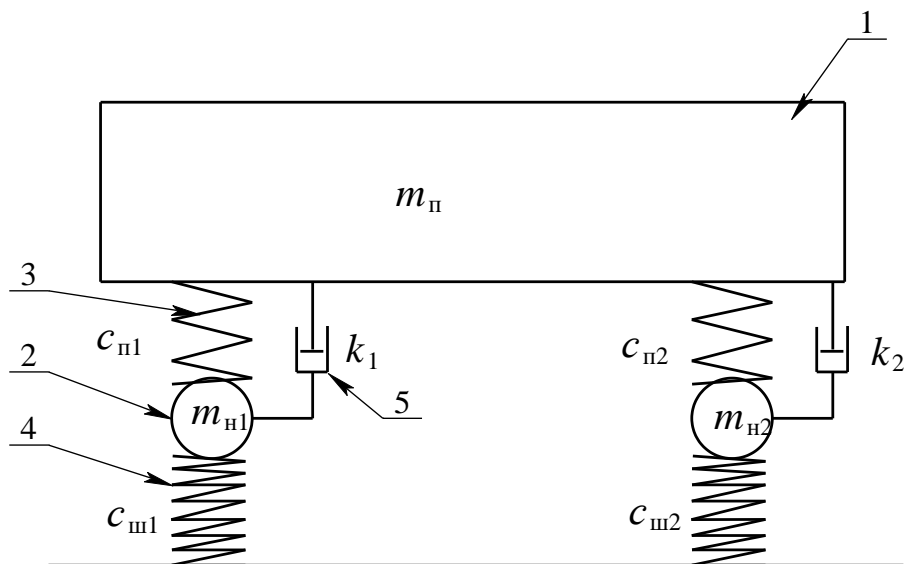


Рис. 11.2. **Схема плоскої моделі коливальної системи автомобіля:**  
 1 – підресорена маса автомобіля  $m_{\text{п}}$ ; 2 – невідресорені маси  $m_{\text{н1}}$  і  $m_{\text{н2}}$ ; 3 – передня і задня підвіски з жорсткістю  $c_{\text{п1}}$  і  $c_{\text{п2}}$ ; 4 – шини з жорсткістю  $c_{\text{ш1}}$  і  $c_{\text{ш2}}$ ; 5 – амортизатори з коефіцієнтами непружності  $k_1$  і  $k_2$ .

З урахуванням прийнятих припущень схема моделі коливальної системи автомобіля набуде вигляду, як показано на рис. 11.3.

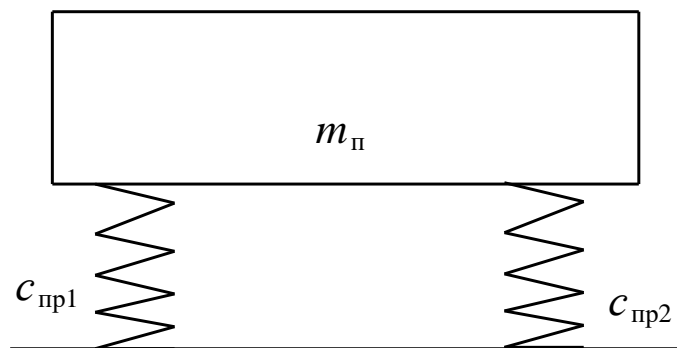


Рис. 11.3. **Схема спрощеної моделі одномасової коливальної системи автомобіля:**  
 $c_{\text{пр1}}$ ,  $c_{\text{пр2}}$  – приведена жорсткість передньої та задньої підвісок

### 11.3. Приведена жорсткість підвіски

Приведена жорсткість підвіски – це жорсткість умовного пружного елемента, у якого при заданому навантаженні формується деформація, що дорівнює сумі деформацій пружного елемента підвіски і шини.

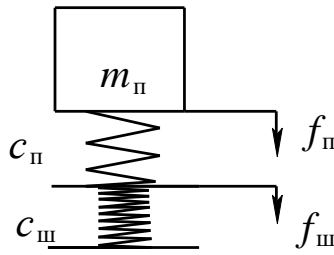


Рис. 11.4. Схема визначення приведеної жорсткості підвіски:  
 $f_п$  – статична деформація пружного елемента підвіски;  
 $f_ш$  – статична деформація шини

Приведена (сумарна) деформація підвіски

$$f_{ст} = f_п + f_ш . \quad (11.11)$$

Виразивши в (11.11) кожен деформацію через вагу і відповідну жорсткість, після перетворень визначимо приведену жорсткість підвіски

$$\frac{G_п}{c_{пр}} = \frac{G_п}{c_п} + \frac{G_п}{c_ш}; \rightarrow \frac{1}{c_{пр}} = \frac{1}{c_п} + \frac{1}{c_ш} \rightarrow c_{пр} = \frac{c_п \cdot c_ш}{c_п + c_ш}, \quad (11.12)$$

де  $G_п$  – вага підресореної маси  $m_п$ ;

$c_{пр}$  – коефіцієнт приведеної жорсткості підвіски.

#### 11.4. Вільні коливання автомобіля

Це коливання автомобіля при русі по рівній дорозі після переїзду одиничної нерівності. Для вивчення вільних коливань автомобіля в поздовжній вертикальній площині використовують плоскі моделі його колівальної системи. Залежно від завдань вивчення коливань застосовують різні моделі. Для моделювання коливань підресореної маси автомобіля при побудові моделі (рис. 11.5) прийемо такі припущення:

- підресорена маса замінена трьома приведеними масами  $M_1, M_2, M_3$ , з'єднаних між собою жорстким стрижнем;
- вплив затухання і вплив невідресорених мас на коливання підресореної маси не враховуються.

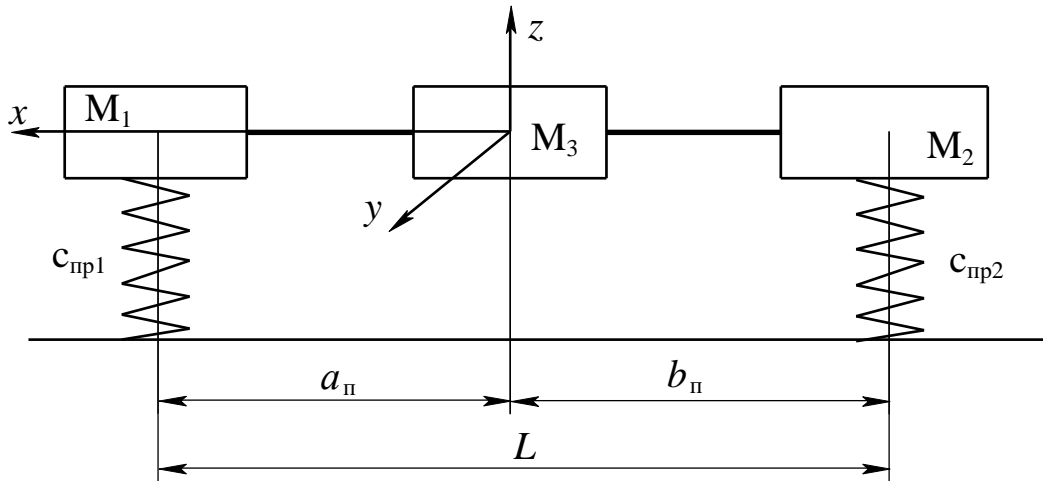


Рис. 11.5. Схема тримасової моделі коливальної системи автомобіля:  
 $a_{\text{п}}$ ,  $b_{\text{п}}$  – поздовжні координати центру тяжіння підресореної маси автомобіля

Щоб дана модель тримасової коливальної системи відповідала в динамічному відношенні дійсній підресореній масі автомобіля необхідно дотримання умов:

1. Сума всіх трьох приведених підресорених мас дорівнює підресореній масі автомобіля

$$M_1 + M_2 + M_3 = m_{\text{п}}. \quad (11.13)$$

2. Центр тяжіння тримасової коливальної системи повинен збігатися з центром тяжіння підресореної маси автомобіля

$$M_1 \cdot a_{\text{п}} = M_2 \cdot b_{\text{п}}. \quad (11.14)$$

3. Моменти інерції тримасової коливальної системи і підресореної маси автомобіля відносно осі Y, що проходить через центр мас, повинні бути рівні

$$M_1 \cdot a_{\text{п}}^2 + M_2 \cdot b_{\text{п}}^2 = m_{\text{п}} \cdot \rho_y^2, \quad (11.15)$$

де  $\rho_y$  – радіус моменту інерції підресореної маси автомобіля відносно осі y.

Розв'яжемо разом ці три рівняння і знайдемо значення приведених (зосереджених) мас  $M_1$ ,  $M_2$ ,  $M_3$ . Для цього з рівняння (11.14) висловимо маси  $M_1$ ,  $M_2$  і по черзі підставимо в рівняння (11.15), з якого знайдемо значення  $M_1$ ,  $M_2$ . А потім, підставивши в рівняння (11.15) ці значення, визначимо  $M_3$ .

З рівняння (11.14) отримаємо

$$M_1 = M_2 \frac{b_{\text{п}}}{a_{\text{п}}}; \quad \rightarrow \quad \text{в (11.15)} \quad M_2 \frac{b_{\text{п}}}{a_{\text{п}}} a_{\text{п}}^2 + M_2 \cdot b_{\text{п}}^2 = m_{\text{п}} \cdot \rho_y^2,$$

після групування і перетворення отримаємо

$$M_2 \cdot b_{\text{п}} \cdot (a_{\text{п}} + b_{\text{п}}) = m_{\text{п}} \cdot \rho_y^2,$$

враховуючи, що  $(a_{\text{п}} + b_{\text{п}}) = L$ , рівняння можна переписати у вигляді

$$M_2 \cdot b_{\text{п}} \cdot L = m_{\text{п}} \cdot \rho_y^2.$$

Звідки отримаємо

$$M_2 = m_{\text{п}} \cdot \frac{\rho_y^2}{b_{\text{п}} \cdot L}. \quad (11.16)$$

Аналогічні перетворення дозволяють записати

$$M_1 = m_{\text{п}} \cdot \frac{\rho_y^2}{a_{\text{п}} \cdot L}. \quad (11.17)$$

Маси  $M_1$  і  $M_2$  – це частини підресореної маси автомобіля, приведені відповідно до передньої і задньої підвісок. Підставимо отримані значення  $M_1$  і  $M_2$  в рівняння (11.13)

$$\begin{aligned} m_{\text{п}} \cdot \frac{\rho_y^2}{a_{\text{п}} \cdot L} + m_{\text{п}} \cdot \frac{\rho_y^2}{b_{\text{п}} \cdot L} + M_3 &= m_{\text{п}}; \\ M_3 &= m_{\text{п}} \left[ 1 - \frac{\rho_y^2}{L} \cdot \left( \frac{1}{a_{\text{п}}} + \frac{1}{b_{\text{п}}} \right) \right] = m_{\text{п}} \left( 1 - \frac{\rho_y^2}{a_{\text{п}} \cdot b_{\text{п}}} \right); \\ M_3 &= m_{\text{п}} \left( 1 - \frac{\rho_y^2}{a_{\text{п}} \cdot b_{\text{п}}} \right). \end{aligned} \quad (11.18)$$

Маса  $M_3$  – це частина підресореної маси, зосереджена в центрі підресореної маси  $m_{\text{п}}$  автомобіля.

Запишемо для тримасової коливальної моделі автомобіля систему рівнянь вільних коливань передньої і задньої підвісок:

$$M_1 \cdot \ddot{z}_1 + c_{np1} \cdot \dot{z}_1 + M_3 \cdot \ddot{z}_2 = 0; \quad (11.19)$$

$$M_2 \cdot \ddot{z}_2 + c_{np2} \cdot \dot{z}_2 + M_3 \cdot \ddot{z}_1 = 0. \quad (11.20)$$

Поділимо рівняння (11.19) на  $M_1$ , а рівняння (11.20) на  $M_2$

$$\ddot{z}_1 + \frac{c_{np1}}{M_1} \cdot \dot{z}_1 + \frac{M_3}{M_1} \cdot \ddot{z}_2 = 0; \quad (11.21)$$

$$\ddot{z}_2 + \frac{c_{np2}}{M_2} \cdot \dot{z}_2 + \frac{M_3}{M_2} \cdot \ddot{z}_1 = 0. \quad (11.22)$$

Введемо позначення:

$$\frac{c_{np1}}{M_1} = \omega_1^2, \quad \frac{c_{np2}}{M_2} = \omega_2^2 \text{ и } \frac{M_3}{M_1} = \eta_{01}, \quad \frac{M_3}{M_2} = \eta_{02},$$

де  $\omega_1, \omega_2$  – парціальні частоти вільних коливань;

$\eta_{01}, \eta_{02}$  – коефіцієнти зв'язку вільних коливань передньої і задньої підвісок.

З урахуванням прийнятих позначень отримаємо систему рівнянь, що описують вільні коливання тримасової коливальної моделі автомобіля:

$$\ddot{z}_1 + \omega_1 \cdot \dot{z}_1 + \eta_{01} \cdot \ddot{z}_2 = 0; \quad (11.23)$$

$$\ddot{z}_2 + \omega_2 \cdot \dot{z}_2 + \eta_{02} \cdot \ddot{z}_1 = 0. \quad (11.24)$$

Система рівнянь (11.23), (11.24) є зв'язаною, тобто частоти вільних коливань передньої і задньої підвісок залежні одна від одної. Рівняння коливань передньої підвіски (11.23) містять компонент  $\eta_{01} \cdot \ddot{z}_2$ . Чим більше коефіцієнт зв'язку  $\eta_{01}$ , тим більший вплив на коливання передньої підвіски надає прискорення коливань  $\ddot{z}_2$  задньої підвіски. Аналогічний зв'язок коливань відображає і рівняння коливань задньої підвіски (11.24).

## 11.5. Парціальні частоти вільних коливань

*Парціальною частотою* називається частота коливань системи, у якій всі степені вільності, крім одного, обмежені. Парціальні частоти

можна отримати для будь-якої складної коливальної системи, якщо так обмежити переміщення мас, щоб система кожен раз мала один степінь вільності. Як показано на рисунку 11.6, підресорена маса  $m_{\Pi}$  має тільки одну степінь вільності.

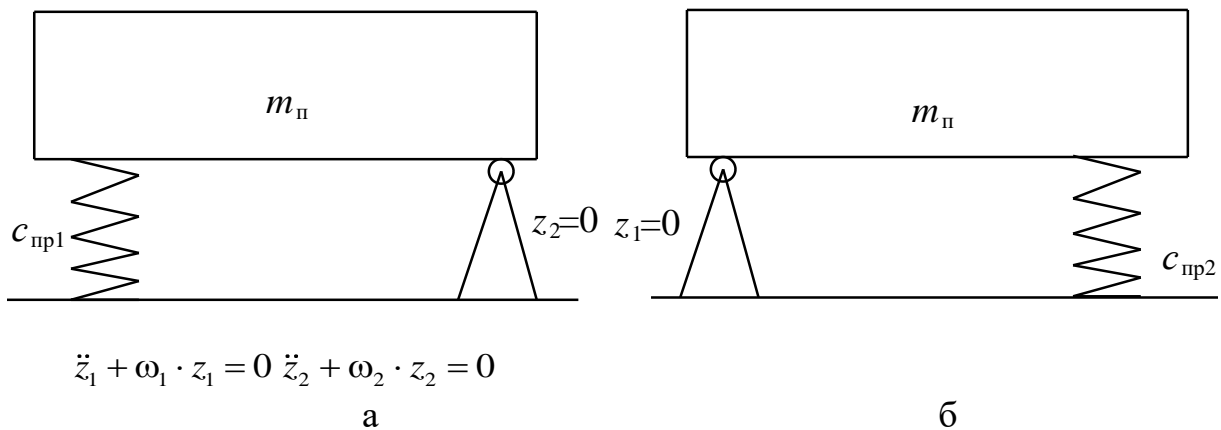


Рис. 11.6. Схеми коливальних систем з одним ступенем вільності:  
 а – коливання на передній підвісці;  
 б – коливання на задній підвісці

При обмеженні коливань задньої підвіски (рис. 11.6а) коливання на передній підвісці стають незалежними, оскільки  $z_2 = 0$ , а при обмеженні коливань передньої підвіски (рис. 11.6б) коливання на задній підвісці стають незалежними, оскільки  $z_1 = 0$ .

### 11.6. Двомасова коливальна система автомобіля

При компонуванні автомобіля для поліпшення плавності ходу прагнуть забезпечити відсутність зв'язку між коливаннями підвісок. Це досягається відповідним розподілом підресорених мас (агрегатів, вантажу та ін.) відносно центра ваги підресореної маси автомобіля (кузова).

Як видно з рівнянь (11.23), (11.24), для того щоб коливання підвісок були незалежними одне від одного необхідно, щоб коефіцієнти зв'язку коливань були рівні нулю:

$$\frac{M_3}{M_1} = \eta_{01} = 0; \quad \frac{M_3}{M_2} = \eta_{02} = 0;$$

Коефіцієнти  $\eta_{01}$  і  $\eta_{02}$  дорівнюють нулю в разі, якщо приведена підресорена маса  $M_3 = 0$ . З урахуванням (11.18) можемо записати

$$M_3 = m_{\Pi} \left( 1 - \frac{\rho_y^2}{a_{\Pi} \cdot b_{\Pi}} \right) = 0. \quad (11.25)$$

З (11.25) видно, що  $M_3 = 0$ , якщо  $\frac{\rho_y^2}{a_{\Pi} \cdot b_{\Pi}} = 1$ , звідки маємо умову, що забезпечує відсутність зв'язку коливань підвісок  $\rho_y^2 = a_{\Pi} \cdot b_{\Pi}$ .

Визначимо значення приведених підресорених мас  $M_1$ ,  $M_2$ , якщо  $M_3 = 0$  і відповідно  $\rho_y^2 = a_{\Pi} \cdot b_{\Pi}$ . Підставимо значення радіуса моменту інерції  $\rho_y$  в (11.17) і (11.16)

$$M_1 = \frac{m_{\Pi} \cdot \rho_y^2}{a_{\Pi} \cdot L} = \frac{m_{\Pi} \cdot a_{\Pi} \cdot b_{\Pi}}{a_{\Pi} \cdot L} = m_{\Pi} \frac{b_{\Pi}}{L} = m_{\Pi 1}; \quad (11.26)$$

$$M_2 = \frac{m_{\Pi} \cdot \rho_y^2}{b_{\Pi} \cdot L} = \frac{m_{\Pi} \cdot a_{\Pi} \cdot b_{\Pi}}{b_{\Pi} \cdot L} = m_{\Pi} \frac{a_{\Pi}}{L} = m_{\Pi 2}. \quad (11.27)$$

Введемо поняття коефіцієнта розподілу підресорених мас

$$\varepsilon_y = \frac{\rho_y^2}{a_{\Pi} \cdot b_{\Pi}}.$$

Повна відсутність зв'язку коливань підвісок досягається при  $\varepsilon_y = 1$ . Слід зазначити, що такий розподіл підресорених мас важко забезпечити не тільки в конструкції автомобіля, але і при його експлуатації. Добра плавність ходу досягається при значеннях коефіцієнта розподілу підресорених мас у межах  $\varepsilon_y = 0,8 \dots 1,1$ . У цьому випадку при вивченні коливань в моделях коливальних систем підресорену масу автомобіля  $m_{\Pi}$  можна подати у вигляді двох приведених мас  $M_1$  і  $M_2$ , причому ці приведені маси шарнірно зв'язані між собою жорстким невагомим стрижнем (рис. 11.7).

Для такої системи приведені маси  $M_1$  і  $M_2$  отримують певний фізичний зміст – вони характеризують підресорені маси  $m_{\Pi 1}$ ,  $m_{\Pi 2}$ , що припадають на передню і задню підвіски при нерухомому автомобілі. Система рівнянь (11.23), (11.24) розпадається на два рівняння, не зв'язані між собою.

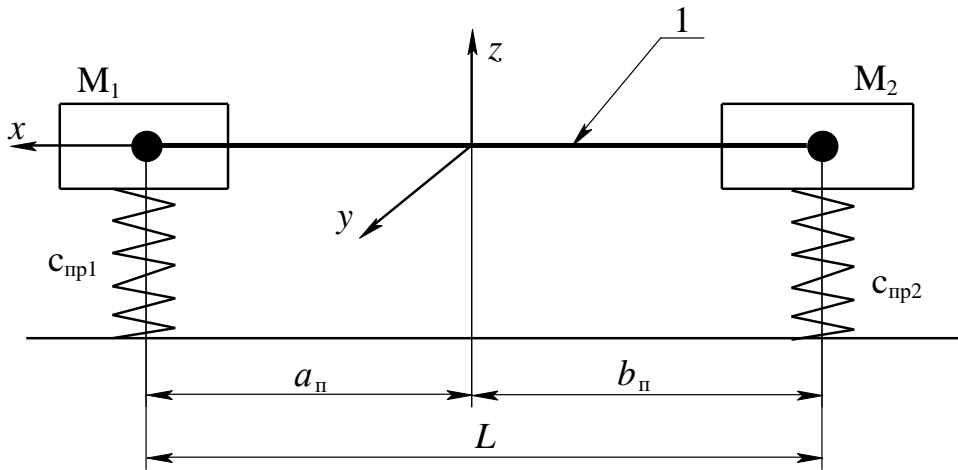


Рис. 11.7. Схема моделі двомасової коливальної системи автомобіля:

1 – шарнірний зв’язок невагомим жорстким стрижнем

Маса  $m_{п1}$  коливається з частотою  $\omega_1$

$$\ddot{z}_1 + \omega_1^2 \cdot z_1 = 0, \quad (11.28)$$

де  $\omega_1 = \sqrt{\frac{c_{пp1}}{m_{п1}}}$  – парціальна частота коливань передньої підвіски.

Маса  $m_{п2}$  коливається з частотою  $\omega_2$

$$\ddot{z}_2 + \omega_2^2 \cdot z_2 = 0, \quad (11.29)$$

де  $\omega_2 = \sqrt{\frac{c_{пp2}}{m_{п2}}}$  – парціальна частота коливань задньої підвіски.

### 11.7. Вільні коливання підресорених і невідресорених мас автомобіля без урахування згасання (чотиримасова модель)

Допущення:

- зв’язок між коливаннями задньої і передньої частини кузова відсутній, тобто  $\varepsilon_y = 1$ ;
- сили опору коливання відсутні, тобто згасання коливань немає.

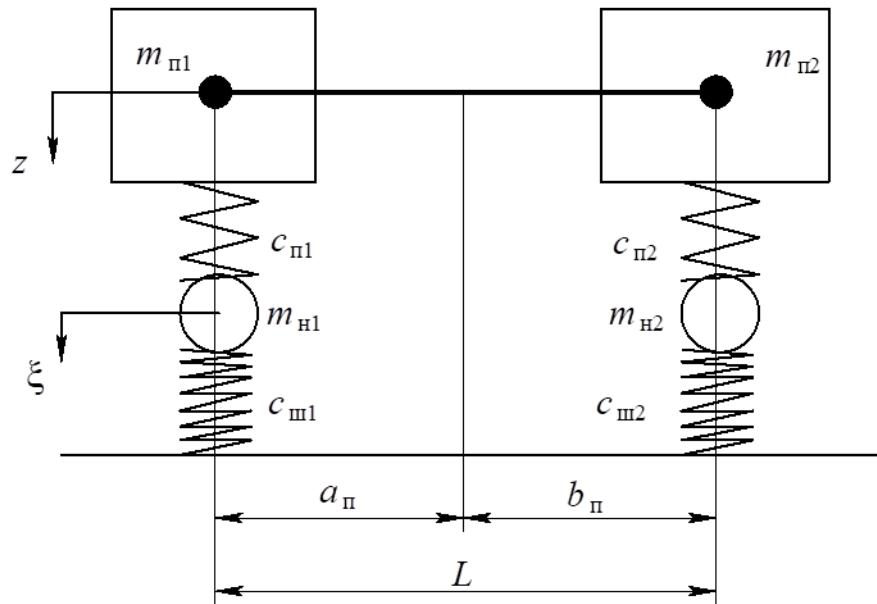


Рис. 11.8. Схема чотиримасової коливальної системи автомобіля без урахування згасання

Коливання передньої і задньої підвісок незалежні одне від одного та описуються однаковими рівняннями. Тому будемо розглядати рівняння без вказівки індексу осі.

На кожній осі маємо дві коливальні системи:

– коливання підресореної маси;

$$m_{п} \cdot \ddot{z} + c_{п} \cdot (z - \xi) = 0, \quad (11.30)$$

де  $\xi$  – деформація шини;

– коливання непідресореної маси

$$m_{н} \cdot \ddot{\xi} + c_{ш} \cdot \xi - c_{п} \cdot (z - \xi) = 0. \quad (11.31)$$

Після поділу рівняння (11.30) на  $m_{п}$ , рівняння (11.31) на  $m_{н}$  і нескладних перетворень отримаємо

$$\ddot{z} + \omega_0^2 \cdot (z - \xi) = 0; \quad (11.32)$$

$$\ddot{\xi} + \omega_{к0}^2 \cdot \xi - \omega_{к00}^2 \cdot z = 0; \quad (11.33)$$

де  $\omega_0 = \sqrt{\frac{c_{п}}{m_{п}}}$  – парціальна частота коливань підресореної маси  $m_{п}$

при нерухомій непідресореній масі  $m_{н}$  (рис. 11.9а);

$\omega_{к0} = \sqrt{\frac{c_{п} + c_{ш}}{m_{н}}}$  – парціальна частота коливань невідресореної маси

$m_{н}$  при нерухомій відресореній масі  $m_{п}$  (рис. 11.9б);

$\omega_{к00} = \sqrt{\frac{c_{п}}{m_{н}}}$  – парціальна частота коливань невідресореної маси

$m_{н}$  при нерухомій відресореній масі  $m_{п}$  і при  $c_{ш} = 0$  (рис. 11.9а).

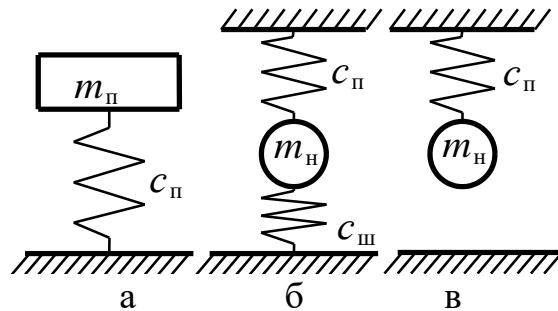


Рис. 11.9. Схема коливань з парціальними частотами:  
 а – відресореної маси при нерухомій невідресореній масі;  
 б – невідресореної маси при нерухомій відресореній масі;  
 в – невідресореної маси при нерухомій відресореній масі і при  $c_{ш} = 0$

*Висновок із системи рівнянь (11.32), (11.33)* – автомобіль має чотири частоти вільних коливань: дві низькі і дві високі. Коливання відресореної маси і невідресореної маси є залежними, оскільки обидва рівняння (11.32), (11.33) включають в себе  $z$  і  $\xi$ . При проектуванні автомобіля прагнуть зменшити взаємозв'язок коливань відресореної і невідресореної мас шляхом збільшення співвідношень  $c_{ш}/c_{р}$  і  $m_{п}/m_{н}$  (табл. 11.1).

Таблиця 11.1 – Характерні співвідношення жорсткостей і мас

Вид автомобіля	$c_{ш}/c_{р}$	$m_{п}/m_{н}$
Легкові автомобілі: малого класу середнього вищого	3...4 7...10 10...20	Для обох підвісок у будь-якому ваговому стані $> 4$
Вантажні автомобілі	2,5...5	Для задньої підвіски з повним навантаженням $> 4$ ; Без навантаження у всіх випадках $< 4$

Якщо відношення жорсткостей відповідає значенням, зазначеним у таблиці 11.1, і  $m_{\text{п}}/m_{\text{н}} > 4$ , то похибка розрахунку частот коливань без урахування взаємовпливу не перевищує 1%. Для вантажних автомобілів, якщо  $m_{\text{п}}/m_{\text{н}} < 4$ , похибка може досягати декількох відсотків (< 10 %).

*Наближені значення (без урахування взаємовпливу):*

– низьких частот коливань (коливання підресореної маси – кузова)

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_{\text{п1}}}{m_{\text{п1}}}}; \omega_2 = \sqrt{\frac{c_{\text{п2}}}{m_{\text{п2}}}}; \quad (11.34)$$

– високих частот коливань (коливання непідресорених мас – коліс, мостів)

$$\omega_{\text{к1}} = \sqrt{\frac{c_{\text{п1}} + c_{\text{ш2}}}{m_{\text{н1}}}}; \omega_{\text{к2}} = \sqrt{\frac{c_{\text{п2}} + c_{\text{ш2}}}{m_{\text{н2}}}}. \quad (11.35)$$

Зазвичай частоти коливань відповідають інтервалам:

$$\omega_1, \omega_2 = \begin{cases} 0,8-1,3 \text{ Гц (50-80 кол/хв)} - \text{легкові автомобілі;} \\ 1,2-1,8 \text{ Гц (75-110 кол/хв)} - \text{вантажні автомобілі.} \end{cases}$$

$$\omega_{\text{к1}}, \omega_{\text{к2}} = \begin{cases} 8-12 \text{ Гц (500-750 кол/хв)} - \text{легкові автомобілі;} \\ 6,5-9 \text{ Гц (400-550 кол/хв)} - \text{вантажні автомобілі.} \end{cases}$$

## 11.8. Вільні коливання автомобіля з урахуванням згасання

### 11.8.1. Коливальний процес із згасанням

У процесі коливань практично завжди відбувається розсіювання енергії і тому вільні коливання є згасаючими.

Сили опору, що викликають згасання коливань:

- опір в амортизаторі (сила непружного опору);
- міжлистова тертя в ресорах;
- тертя у втулках, шарнірах тощо;
- тертя в шині.

Сила опору амортизатора пропорційна швидкості переміщення його поршня  $V_{\text{п}}$ . Характеристика амортизатора може бути представлена у вигляді нахилоного променя (рис. 11.10).

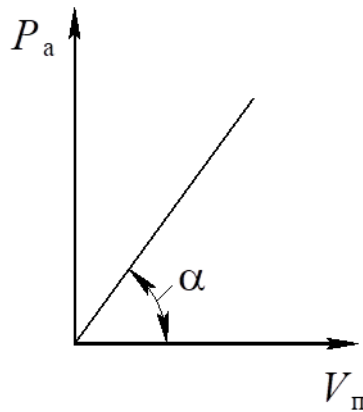


Рис. 11.10. Характеристика амортизатора  $P_a = f(V_п)$ :

$P_a$  – сила опору амортизатора;

$V_п$  – швидкість руху поршня амортизатора

Залежність сили опору амортизатора від швидкості переміщення його поршня характеризує коефіцієнт непружного опору. Значення коефіцієнта непружного опору амортизатора визначається як тангенс кута нахилу променя характеристики (рис. 11.10).

$$k = \operatorname{tg} \alpha = \frac{P_a}{V_п}. \quad (11.36)$$

Відповідно сила опору амортизатора може бути виражена у вигляді:

$$P_a = k \cdot V_п, \quad (11.37)$$

де  $k$  – коефіцієнт непружного опору амортизатора,  $\text{Н}/(\text{м}/\text{с}) = \text{кг}/\text{с}$ .

Швидкість руху поршня амортизатора пов'язана зі швидкістю переміщення колеса. Зазначений зв'язок залежить від типу підвіски й установки амортизаторів.

При аналізі плавності ходу автомобіля будемо розглядати залежну підвіску коліс з вертикально встановленими амортизаторами. В цьому випадку при наїзді коліс на нерівність швидкість його переміщення і швидкість переміщення поршня амортизатора рівні.

Вид коливального процесу підресореної маси автомобіля з урахуванням опору в підвісці відображає рис. 11.11.

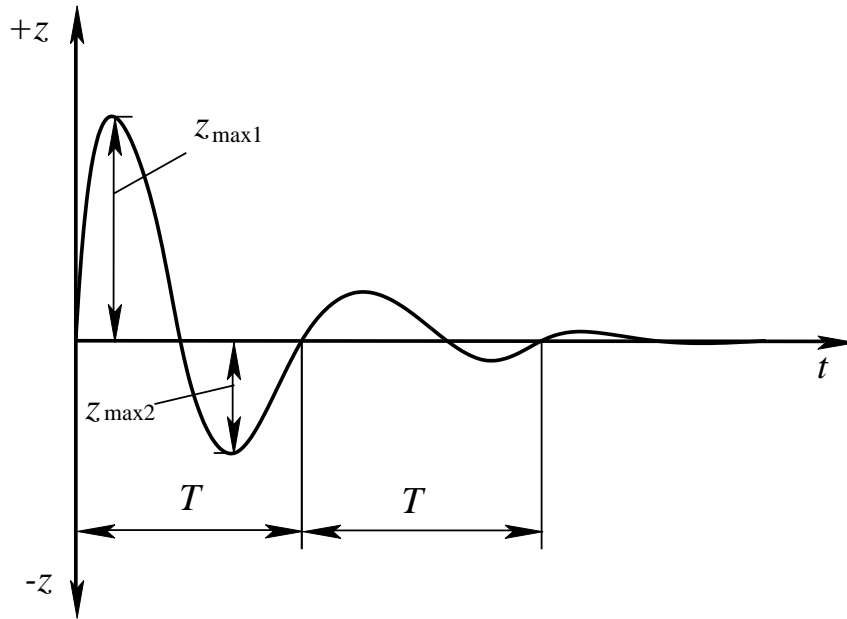


Рис. 11.11. Характеристика згасаючих коливань підресореної маси

У результаті розсіювання енергії амплітуда коливань з плином часу зменшується. Слід зауважити, що період коливань практично не змінюється.

### 11.8.2. Двомасова модель коливальної системи автомобіля з урахуванням згасання

При розробці моделі (рис. 11.12) прийняті допущення:

1 – зв’язок між коливаннями задньої і передньої частини кузова відсутній, тобто  $\varepsilon_y = 1$ ;

2 – невіднесене маси не враховуємо:  $m_{н1} = m_{н2} = 0$ ;

3 – підвіска залежна, амортизатори встановлені вертикально:  $V_{п} = \dot{z}$ .

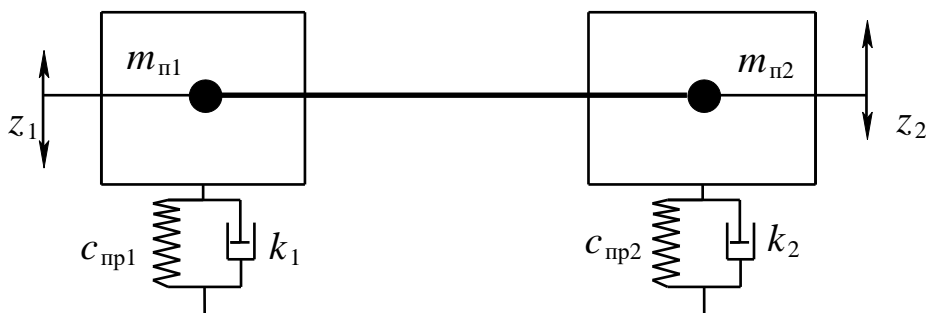


Рис. 11.12. Схема двомасової коливальної системи автомобіля з урахуванням згасання:

$c_{пр1}, c_{пр2}$  – приведена жорсткість підвіски відповідно передньої і задньої;  
 $k_1, k_2$  – коефіцієнти непружного опору амортизаторів

Рівняння коливань підресорених мас автомобіля

$$m_{\Pi} \cdot \ddot{z} + k \cdot \dot{z} + c_{\text{пр}} \cdot z = 0 \quad : m_{\Pi}; \quad (11.38)$$

$$\ddot{z} + \frac{k}{m_{\Pi}} \cdot \dot{z} + \frac{c_{\text{пр}}}{m_{\Pi}} \cdot z = 0 . \quad (11.39)$$

Введемо позначення  $h = \frac{k}{2m_{\Pi}}$  – коефіцієнт непружного опору підвіски.

У цьому випадку рівняння коливань підресорених мас автомобіля з урахуванням згасання має вигляд

$$\ddot{z} + 2h \cdot \dot{z} + \omega_0^2 \cdot z = 0 . \quad (11.40)$$

Коефіцієнт непружного опору амортизатора  $k$  характеризує його силу опору залежно від швидкості поршня (швидкості деформації підвіски), але не дає уявлення про згасання коливань у підвісці, тому що він не враховує масу, що коливається.

Коефіцієнт непружного опору підвіски  $h$  враховує масу, що коливається, і дає більш чітке уявлення про згасання коливань у підвісці. Чим більше  $h$ , тим швидше відбувається згасання коливань. Тому даний коефіцієнт називають ще і *коефіцієнтом згасання або коефіцієнтом демпфірування*.

Для порівняльної оцінки плавності руху автомобілів різного класу і виду застосовують *відносний коефіцієнт згасання підвіски*  $\psi_q$ .

$$\psi = \frac{h}{\omega_0} = \frac{k}{2m_{\Pi} \cdot \omega_0} = \frac{k}{2m_{\Pi} \sqrt{\frac{c_{\text{пр}}}{m_{\Pi}}}} = \frac{k}{2\sqrt{c_{\text{пр}} \cdot m_{\Pi}}};$$

$$\psi = \frac{k}{2\sqrt{c_{\text{пр}} \cdot m_{\Pi}}}. \quad (11.41)$$

Встановлено, що якщо  $\psi_q = 0,15 \dots 0,3$ , то плавність руху автомобіля добра. Якщо  $\psi_q = 0,3$  – краща стійкість, а якщо  $\psi_q = 0,15$ , то підвіска м'якше, але гірша стійкість.

### 11.8.3. Чотиримасова модель коливальної системи автомобіля з урахуванням згасання

Щоб врахувати вплив коливань непідресореної маси на коливання підресореної маси в модель коливальної системи (рис. 11.13) необхідно додати жорсткість шин і непідресорені маси.

Прийняти допущення:

1 – зв'язок між коливаннями задньої і передньої частин кузова відсутній, тобто  $\varepsilon_y = 1$ ;

2 – підвіска залежна, амортизатори встановлені вертикально:

$$V_{\Pi} = \dot{z};$$

3 – силою тертя в шині нехтуємо.

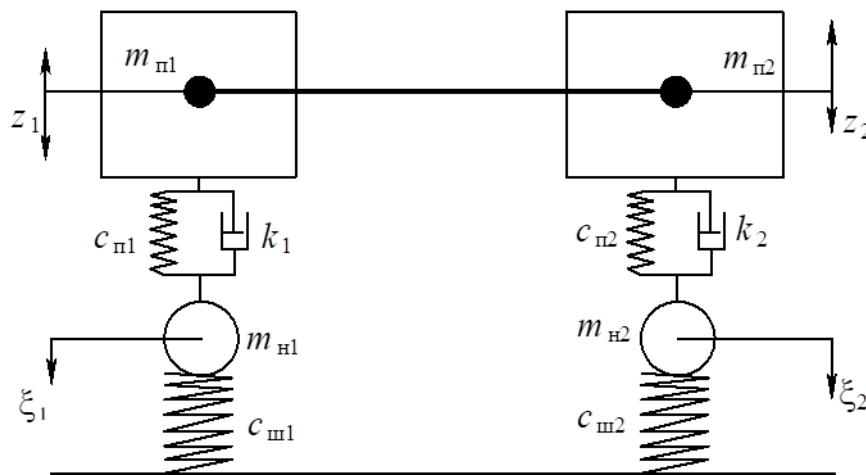


Рис. 11.13. Схема чотиримасової коливальної системи автомобіля з урахуванням згасання

Оскільки прийнято допущення про незалежність коливань передньої і задньої підвісок, то рівняння коливань для них будуть мати однаковий вигляд. Тому будемо їх записувати без позначення індексу осі.

Рівняння руху підресореної маси

$$m_{\Pi} \cdot \ddot{z} + k \cdot (\dot{z} - \dot{\xi}) + c_{\Pi} \cdot (z - \xi) = 0. \quad (11.42)$$

Рівняння руху непідресореної маси

$$m_{\Pi} \cdot \ddot{\xi} - k \cdot (\dot{z} - \dot{\xi}) - c_{\Pi} \cdot (z - \xi) + c_{\Pi} \cdot \xi = 0. \quad (11.43)$$

Перетворимо обидва рівняння до вигляду

$$\ddot{z} + \frac{k}{m_{\Pi}} \cdot (\dot{z} - \dot{\xi}) + \frac{c_{\Pi}}{m_{\Pi}} \cdot (z - \xi) = 0; \quad (11.44)$$

$$\ddot{\xi} - \frac{k}{m_{\text{H}}} \cdot (\dot{z} - \dot{\xi}) - \frac{c_{\Pi}}{m_{\text{H}}} \cdot z + \frac{c_{\Pi} + c_{\text{Ш}}}{m_{\text{H}}} \cdot \xi = 0. \quad (11.45)$$

Введемо позначення:

–  $h_0 = \frac{k}{2m_{\Pi}}$  – парціальний коефіцієнт згасання коливань підресореної маси  $m_{\Pi}$ ;

–  $h_{\text{к}} = \frac{k}{2m_{\text{H}}}$  – парціальний коефіцієнт згасання коливань непідресореної маси  $m_{\text{H}}$ .

Запишемо позначення, прийняті в рівняннях, без урахування згасання коливань (11.32), (11.33):

–  $\omega_0 = \sqrt{\frac{c_{\Pi}}{m_{\Pi}}}$  – парціальна частота коливань підресореної маси  $m_{\Pi}$  при нерухомій непідресореній масі  $m_{\text{H}}$  (рис. 11.9а);

–  $\omega_{\text{к}0} = \sqrt{\frac{c_{\Pi} + c_{\text{Ш}}}{m_{\text{H}}}}$  – парціальна частота коливань непідресореної маси  $m_{\text{H}}$  при нерухомій підресореній масі  $m_{\Pi}$  (рис. 11.9б);

–  $\omega_{\text{к}00} = \sqrt{\frac{c_{\Pi}}{m_{\text{H}}}}$  – парціальна частота коливань непідресореної маси  $m_{\text{H}}$  при нерухомій підресореній масі  $m_{\Pi}$  і при  $c_{\text{Ш}} = 0$  (рис. 11.9в).

З урахуванням прийнятих позначень рівняння (11.44), (11.45) набудуть вигляду

$$\ddot{z} + 2h_0 \cdot (\dot{z} - \dot{\xi}) + \omega_0^2 \cdot (z - \xi) = 0; \quad (11.46)$$

$$\ddot{\xi} - 2h_{\text{к}} \cdot (\dot{z} - \dot{\xi}) + \omega_{\text{к}0}^2 \cdot \xi - \omega_{\text{к}00}^2 \cdot z = 0. \quad (11.47)$$

З рівнянь (11.46) та (11.47) очевидно, що коливання підресорених і непідресорених мас взаємопов'язані. Як було показано, що при коливаннях без згасання взаємним впливом підресорених і непідресорених мас у багатьох випадках можна знехтувати. У цьому випадку в рівняннях

(11.46) і (11.47) без суттєвої похибки можна виключити члени, що визначають взаємозв'язок цих рівнянь. Тобто в рівнянні (11.46) можна прийняти, що параметри  $\xi$  і  $\dot{\xi}$  дорівнюють нулю, а в рівнянні (11.47) можна прийняти, що  $z$  і  $\dot{z}$  дорівнюють нулю. З урахуванням цього можна записати рівняння коливань підресореної і непідресореної мас

$$\ddot{z} + 2h_0 \cdot \dot{z} + \omega_0^2 \cdot z = 0 ; \quad (11.48)$$

$$\ddot{\xi} + 2h_k \cdot \dot{\xi} + \omega_{k0}^2 \cdot \xi = 0. \quad (11.49)$$

Рішення рівнянь (11.48) і (11.49) мають вигляд

$$z = \sin(\omega_h \cdot t + \varphi_{\Pi}) \cdot e^{-h_0 t} ; \quad (11.50)$$

$$\xi = \sin(\omega_{kh} \cdot t + \varphi_{\text{H}}) \cdot e^{-h_k t} , \quad (11.51)$$

де  $\omega_h = \sqrt{\omega_0^2 - h_0^2}$  – частота коливань підресореної маси із згасанням;

$\omega_{kh} = \sqrt{\omega_{k0}^2 - h_k^2}$  – частота коливань непідресореної маси із згасанням;

$\varphi_{\Pi}$  – початковий фазовий кут коливань підресореної маси;

$\varphi_{\text{H}}$  – початковий фазовий кут коливань непідресореної маси;

$t$  – час коливань.

#### 11.8.4. Аналіз впливу демпфування в підвісці на частоту коливань

Коливання підресореної маси із згасанням відбуваються з частотою

$$\omega_h = \sqrt{\omega_0^2 - h_0^2} = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{h_0^2}{\omega_0^2}} = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - \psi_{q0}^2} . \quad (11.52)$$

Як зазначалося у підпункті 11.8.2, значення відносного коефіцієнта згасання підресореної маси  $\psi_{q0}$  для автомобілів відповідають інтервалу 0,15...0,3. Оскільки коефіцієнт  $\psi_{q0}$  у формулі (11.52) зводиться до другого степеня, то навіть при максимальному його значенні 0,3 під коренем від одиниці віднімається 0,09 і відмінність між  $\omega_h$  і  $\omega_0$  не перевищує 5 %.

Тобто вплив навіть самого інтенсивного згасання на частоту коливань підресореної маси незначний і можна вважати, що коливання

відбуваються з частотою власних коливань  $\omega_0$ , яка однозначно визначається статичним ходом підвіски.

Коливання невідресореної маси із згасанням відбуваються з частотою

$$\omega_{kh} = \sqrt{\omega_{k0}^2 - h_k^2} = \omega_{k0} \cdot \sqrt{1 - \frac{h_k^2}{\omega_{k0}^2}} = \omega_{k0} \cdot \sqrt{1 - \psi_{qk}^2}. \quad (11.53)$$

Значення відносного коефіцієнта згасання невідресореної маси  $\psi_{qk}$  автомобіля визначається інтервалом 0,25 ... 0,45. Відповідно до формули (11.53) можна стверджувати, що частота згасаючих коливань  $\omega_{kh}$  відрізняється від частоти власних коливань  $\omega_{k0}$  не більше 11 %.

## 11.9. Змушені коливання автомобіля

### 11.9.1. Визначення. Модель дороги

Під час руху автомобіля виникають не тільки вільні коливання, але і змушені.

*Змушені коливання* – це коливання, які здійснює автомобіль у результаті дії періодичних змушених коливань, обумовлених хвилястою поверхнею дороги. При русі виникають випадкові збурення, що викликають змушені коливання випадкового характеру. Для виявлення фізичної сутності та основних закономірностей змушених коливань автомобіля спочатку будемо ідеалізувати дорогу, вважаючи її мікропрофіль таким, що складається із синусоїдальних нерівностей – хвиль (рис. 11.14).

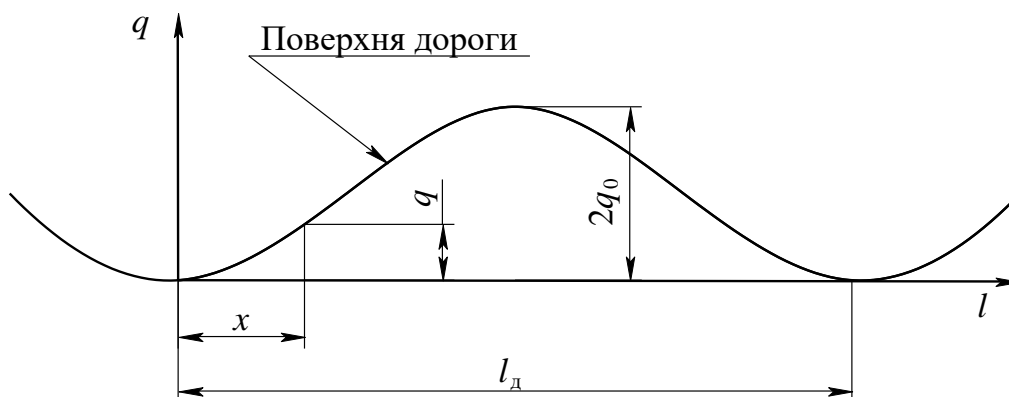


Рис. 11.14. Модель нерівності дороги:

$q_0, l_d$  – відповідно амплітуда та довжина хвилі нерівностей дороги;  
 $x$  – абсциса точки, для якої визначається ордината  $q$

Якщо за початок відліку вважати дно хвилі, то поточна вертикальна координата  $q$  поздовжнього перетину дороги визначається рівнянням

$$q = q_0 \left[ 1 - \cos \left( \frac{2\pi \cdot x}{l_d} \right) \right]. \quad (11.54)$$

При рівномірному русі автомобіля  $v = \text{const}$  справедлива рівність  $x = v \cdot t$ . Тому для даного випадку рівняння (11.54) можна записати у вигляді

$$q = q_0 \left[ 1 - \cos \left( \frac{2\pi \cdot v \cdot t}{l_d} \right) \right] = q_0 \left[ 1 - \cos(\omega_d \cdot t) \right], \quad (11.55)$$

де  $\omega_d = \frac{2\pi \cdot v}{l_d}$  – частота збурень (частота нерівностей дороги);  
 $t$  – час руху автомобіля.

### 11.9.2. Коливальна модель змушених коливань автомобіля

Для вивчення змушених коливань двовісного автомобіля, у якого  $\varepsilon_y = 1$ , тобто зв'язок між коливаннями підвісок відсутній, розроблено модель (рис. 11.15). При цьому прийняті допущення, що зв'язок між коливаннями підресорної та невідресореної мас також відсутній.

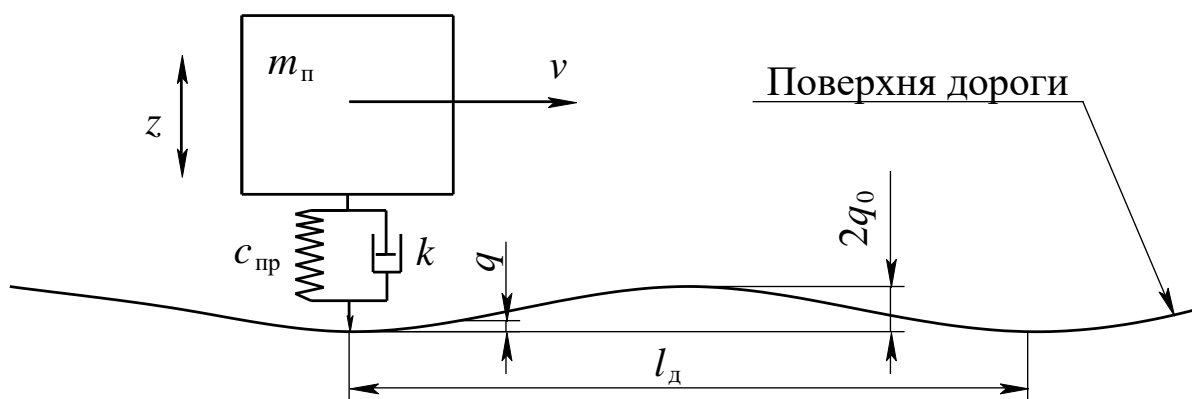


Рис. 11.15. Схема коливальної моделі змушених коливань автомобіля

Рівняння руху підресореної маси при змушених коливаннях

$$m_{\text{п}} \cdot \ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{q}) + c_{\text{пр}}(z - q) = 0, \quad (11.56)$$

підставимо значення  $q$  у рівняння (11.56) і розкриємо дужки

$$m_{\text{п}} \cdot \ddot{z} + k \cdot \dot{z} - k \left\{ q_0 \left[ 1 - \cos(\omega_{\text{д}} \cdot t) \right] \right\}' + \\ + c_{\text{пр}} \cdot z - c_{\text{пр}} \cdot q_0 \left[ 1 - \cos(\omega_{\text{д}} \cdot t) \right] = 0, \quad (11.57)$$

візьмемо похідну від третього компонента, поділимо на  $m_{\text{п}}$  і перенесемо компоненти рівняння, що містять  $\omega_{\text{д}}$ , у праву частину

$$\ddot{z} + \frac{k}{m_{\text{п}}} \cdot \dot{z} + \frac{c_{\text{пр}}}{m_{\text{п}}} \cdot z = \\ = \frac{k}{m_{\text{п}}} q_0 \cdot \omega_{\text{д}} \cdot \sin(\omega_{\text{д}} \cdot t) + \frac{c_{\text{пр}}}{m_{\text{п}}} \cdot q_0 \left[ 1 - \cos(\omega_{\text{д}} \cdot t) \right]. \quad (11.58)$$

Виконаємо у рівнянні (11.58) заміну  $\frac{k}{m_{\text{п}}} = 2h_0$  і  $\frac{c_{\text{пр}}}{m_{\text{п}}} = \omega_0^2$ .

$$\ddot{z} + 2h_0 \cdot \dot{z} + \omega_0 \cdot z = 2h_0 \cdot q_0 \cdot \omega_{\text{д}} \cdot \sin(\omega_{\text{д}} t) + \omega_0^2 \cdot q_0 \left[ 1 - \cos(\omega_{\text{д}} t) \right]. \quad (11.59)$$

У правій частині рівняння (11.59) винесемо за дужки  $\omega_0^2 \cdot q_0$

$$\ddot{z} + 2h_0 \cdot \dot{z} + \omega_0 \cdot z = \underbrace{\omega_0^2 \cdot q_0 \left[ \frac{2h_0 \cdot \omega_{\text{д}}}{\omega_0^2} \sin(\omega_{\text{д}} \cdot t) + 1 - \cos(\omega_{\text{д}} \cdot t) \right]}_{\text{прискорення збуджуючого впливу}}. \quad (11.60)$$

Кожна складова в лівій частині рівняння і права його частина представляють парціальні прискорення. Перший доданок – прискорення підресореної маси, обумовлене силою інерції, друге – силою опору амортизатора, третє – силою пружного елемента, а правої сторони прискорення, обумовлене збуджуючою силою з боку дороги.

Рівняння (11.60) є лінійним неоднорідним диференціальним рівнянням коливань підресореної маси автомобіля при дії збуджуючої сили з боку дороги при рівномірному русі по нерівностях дороги. Загальне рішення цього рівняння відомо (11.61), яке є сумою рішення

однорідного рівняння А (для випадку, коли права частина рівняння дорівнює нулю) і часткового рішення Б.

$$z = \underbrace{\left[ c_1 \cdot \sin(\omega_h \cdot t) + c_2 \cdot \cos(\omega_h \cdot t) \right] \cdot e^{-h_0 t}}_A + \underbrace{q_0 + z_a \cdot \sin(\omega_d \cdot t + \varphi_v)}_B, \quad (11.61)$$

де  $c_1^*, c_2^*$  – сталі інтегрування;

$\omega_h = \omega_0^2 \sqrt{1 - \psi_{q0}^2}$  – частота згасаючих коливань підресореної маси;

$z_a = q_0 \cdot \omega_0 \sqrt{\frac{\psi_{q0}^2 \cdot \omega_d^2 + \omega_0^2}{(\omega_0^2 - \omega_d^2)^2 + \psi_{q0}^2 \cdot \omega_0^2 \cdot \omega_d^2}}$  – амплітуда змушених коли-

вань;

$\varphi_v$  – фазовий кут змушених коливань.

У рівнянні (11.61) перший компонент А називають вільним супроводжуючим коливанням, другий компонент Б – усталеним коливанням. Через проміжок часу компонент А можна не враховувати і рівняння (11.61) набуває вигляду

$$z = q_0 + z_a \cdot \sin(\omega_d \cdot t + \varphi_v). \quad (11.62)$$

*Висновки з рівняння (11.62):*

1 – усталені змушені коливання відбуваються з частотою змушених коливань (вони не залежать від того, чи є у системі непружні опори і яка їхня величина);

2 – амплітуда сталих коливань не залежить від часу і початкових умов. З плином часу вони не згасають за наявності непружних опорів;

3 – при постійному значенні  $\psi_{q0}$  і  $\omega_0$  амплітуда сталих змушених коливань  $z_a$  підресореної маси залежить від співвідношення між власною частотою  $\omega_0$  і частотою змушених коливань  $\omega_h$ ;

4 – для сталих змушених коливань при наявності непружних опорів характерний зсув фаз переміщення і змушеної сили.

### 11.9.3. Амплітудно-частотна характеристика змушених коливань автомобіля

Амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) – це залежність амплітудних значень переміщень, віброшвидкостей і віброприскорень

від частоти змушених коливань. За допомогою АЧХ зручно виконувати аналіз плавності ходу автомобіля в разі його руху з різними швидкостями по дорогах з різними параметрами нерівностей.

В амплітудно-частотній характеристиці (рис. 11.16) зручніше користуватися відносними величинами:

– відносна амплітуда змушених коливань підресореної маси

$$\frac{z}{q_0} = 1 + \frac{z_0}{q_0} \cdot \sin(\omega_d \cdot t + \varphi_{\Pi}); \quad (11.63)$$

– відносна віброшвидкість підресореної маси

$$\frac{\dot{z}}{q_0} = \frac{z_0}{q_0} \cdot \cos(\omega_d \cdot t + \varphi_{\Pi}); \quad (11.64)$$

– відносне віброприскорення підресореної маси

$$\frac{\ddot{z}}{q_0} = -\frac{z_0}{q_0} \cdot \omega_d^2 \cdot \sin(\omega_d \cdot t + \varphi_{\Pi}). \quad (11.65)$$

АЧХ вантажного автомобіля, що наведена на рисунку 11.16, містить залежності відносної амплітуди змушених коливань  $z/q_0$ , відносного віброприскорення  $\ddot{z}/q_0$  підресореної маси та відносної амплітуди  $\xi/q_0$  непідресореної маси від частоти змушених коливань  $\omega_d$ . Частота змушених коливань  $\omega_d$  визначається висотою нерівностей  $q_0$  дороги та швидкістю руху автомобіля. Числові значення АЧХ на рисунку 11.16 відповідають параметрам вантажного автомобіля.

На амплітудно-частотній характеристиці автомобіля можна виділити п'ять зон.

Дорезонансна зона коливань характеризує коливання при русі автомобіля з малими швидкостями по дорогах з великою довжиною нерівностей. У цьому випадку відносні амплітуда коливань кузова і коліс незначні, а відносні прискорення кузова невеликі. Абсолютні значення цих параметрів залежать від висоти нерівностей дороги.

Зона низькочастотного резонансу настає в разі зменшення довжини нерівностей дороги при сталій швидкості руху (або при збільшенні швидкості автомобіля при русі по дорозі із заданою довжиною нерівностей). Це обумовлює збільшення частоти змушених коливань. Чим менше відрізняється частота змушених коливань від

власної частоти коливань кузова, тим більше амплітуда коливань кузова. У свою чергу, збільшення амплітуди коливань кузова через підвіску викликає збільшення амплітуди коливань коліс.

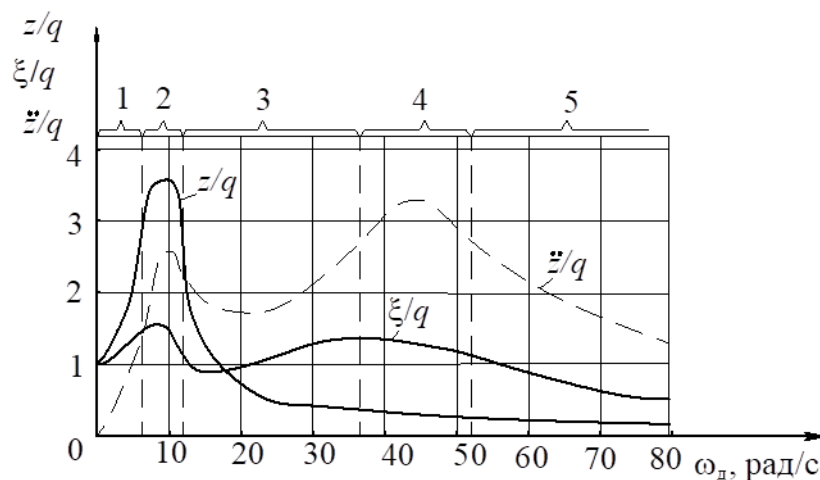


Рис. 11.16. Амплітудно-частотна характеристика вантажного автомобіля:

- 1 – дорезонансна зона; 2 – зона низькочастотного резонансу;
- 3 – міжрезонансна зона; 4 – зона високочастотного резонансу;
- 5 – зарезонансна зона

Для міжрезонансної зони характерне зменшення амплітуд коливань кузова і коліс, а також зниження віброприскорень кузова порівняно з областю низькочастотного резонансу.

Зона високочастотного резонансу настає в разі значного збільшення частоти змушених коливань. У цій зоні відбувається наближення частоти змушених коливань до значень власної частоти коливань невіднесених мас, що обумовлює збільшення амплітуди їх коливань. При збільшенні частоти змушених коливань зростає різниця між нею та власною частотою коливань кузова, що обумовлює зменшення амплітуди його коливань. Тобто для зони високочастотного резонансу характерні зменшення амплітуди коливань кузова і збільшення амплітуди коливань коліс. У свою чергу, значні переміщення коліс обумовлюють збільшення віброприскорень кузова.

У зарезонансній зоні АХЧ відбувається зменшення амплітуд переміщень кузова і коліс, а також віброприскорень кузова порівняно із зоною високочастотного резонансу, що обумовлюється збільшенням різниці між змущеною та власними частотами коливань.

У результаті аналізу АХЧ можна визначити раціональну швидкість руху автомобіля на дорозі із заданою довжиною нерівностей, на якій плавність ходу автомобіля буде комфортною. Це досягається при русі автомобіля зі швидкістю, при якій коливання кузова і коліс не будуть відбуватися у резонансних зонах.

### Контрольні запитання

1. Що називають плавністю руху автомобіля?
2. Назвіть вимірювачі плавності руху автомобіля.
3. Від яких параметрів підвіски залежить частота коливань підресореної маси автомобіля?
4. Яка частота коливань підресореної маси автомобіля найбільш комфортна для організму людини? При якому значенні статичного ходу підвіски забезпечується ця частота?
5. Що таке приведена жорсткість підвіски і як її визначити?
6. За якої умови схема тримасової моделі коливань підресореної маси автомобіля перетвориться у двомасову?
7. У чому проявляється явище галопування автомобіля і за якої умови це явище не виникає?
8. Для чого введено поняття відносного коефіцієнта згасання підвіски, що воно характеризує та які приблизні значення має цей коефіцієнт?
9. На які параметри коливального процесу впливає наявність у підвісці непружного опору (амортизатора)?
9. Що характеризують коефіцієнт непружного опору амортизатора і коефіцієнт непружного опору підвіски?
10. Зобразіть схему коливальної системи автомобіля з урахуванням коливань невіднесорених мас і з урахуванням непружного опору в підвісці.
11. Назвіть відносні показники оцінки змушених коливань автомобіля.
12. Як оцінити плавність руху автомобіля за амплітудно-частотною характеристикою?

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Волков В.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: навч. посібник. – Харків: ХНАДУ, 2003. – 306 с.
2. Волков В.П. Теорія руху автомобіля: підручник. – Суми: «ВТК «Університетська книга», 2015. – 320 с.
3. Гащук П. Автомобіль: Теорія колісного рушія: навч. посібник. – Київ: «Кондор», 2018. – 328 с.
4. Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: навч. посібник. – Київ: «Арістей», 2010. – 155 с.
5. Manfred Mitschke, Henning Wallentowitz. Dynamik der Kraftfahrzeuge – 5, überarbeitete und ergänzte Auflage, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014. – 919 s.
6. Massimo Guiggiani. The Science of Vehicle. Dynamics, Handling, Braking, and Ride of Road and Race Cars. Springer Dordrecht Heidelberg New York London, 2014. – 356 p.
7. Reza N. Jazar. Vehicle Dynamics. Theory and Application. Third Edition. Springer International Publishing AG, 2017. – 985 p.
8. Wong J. Y. Theory of ground vehicles. – 3rd ed. Carleton University Ottawa, 2001. – 528 p.

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	5
ПРИЙНЯТІ ПОЗНАЧЕННЯ .....	7
ТЕМА 1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ТЕОРІЇ АВТОМОБІЛЯ .....	24
1.1. Теорія автомобіля як наукова дисципліна .....	24
1.2. Основні параметри автомобіля.....	26
1.3. Координати центру тяжіння автомобіля .....	27
1.4. Характеристики двигуна .....	29
1.4.1. Швидкісна характеристика двигуна .....	29
1.4.1.1. Графік зовнішньої швидкісної характеристики двигуна внутрішнього згоряння без обмежувача частоти обертання .....	30
1.4.1.2. Графік зовнішньої швидкісної характеристики двигуна з обмежувачем частоти обертання.....	31
1.4.1.3. Графік зовнішньої швидкісної характеристики дизеля .....	32
1.4.2. Коефіцієнт пристосованості двигуна.....	32
1.4.3. Аналіз ЗШХД різних типів двигунів .....	34
1.5. Передача потужності до ведучих коліс. Коефіцієнт корисної дії трансмісії .....	35
ТЕМА 2. ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ І ДИНАМІКА АВТОМОБІЛЬНОГО КОЛЕСА .....	37
2.1. Основні параметри еластичного колеса .....	37
2.1.1. Радіуси колеса .....	37
2.1.2. Деформація еластичного автомобільного колеса.....	41
2.1.3. Допустимі навантаження на колесо і швидкість автомобіля.....	45
2.2. Кочення колеса по поверхні, яка не деформується .....	46
2.2.1. Кочення еластичного колеса по поверхні, яка не деформується при навантаженнях, що діють в площині його обертання.....	46
2.2.1.1. Кочення колеса під дією сили, що штовхає.....	46
2.2.1.2. Кочення колеса під дією крутного моменту (ведучий режим) .....	49
2.2.1.3. Кочення колеса при дії гальмівного моменту (гальмівний режим) ..	50
2.2.1.4. Вільний режим кочення колеса .....	51

2.2.1.5. Нейтральний режим кочення колеса.....	52
2.2.1.6. Залежність радіуса кочення від режиму кочення колеса.....	53
2.2.2. Кочення колеса по поверхні, яка не деформується, при навантаженнях, що діють у поздовжній і поперечній площинах .....	55
2.2.2.1. Кочення жорсткого колеса по поверхні, яка не деформується, при дії на нього бічної сили.....	55
2.2.2.2. Кочення еластичного колеса по поверхні, яка не деформується, при дії на нього бічної сили .....	56
2.3. Коефіцієнт опору коченню еластичного колеса .....	59
2.4. Коефіцієнт зчеплення еластичного колеса з опорною поверхнею дороги.....	63
2.4.1. Граничні випадки кочення колеса.....	63
2.4.2. Фактори, що впливають на коефіцієнт зчеплення.....	66
ТЕМА 3. СИЛИ ТА РЕАКЦІЇ, ЩО ДІЮТЬ НА АВТОМОБІЛЬ .....	72
3.1. Динамічна взаємодія автомобіля з навколишнім середовищем .....	72
3.2. Аналіз сил, що діють на автомобіль, який рухається в поздовжній площині .....	73
3.2.1. Поздовжні реакції дороги на колесах автомобіля .....	73
3.2.2. Залежність повної сили тяги $P_k$ і швидкості руху автомобіля від параметрів двигуна .....	75
3.2.3. Сила опору коченню $P_f$ автомобіля .....	75
3.2.4. Сила опору підйому $P_\alpha$ .....	76
3.2.5. Сила опору дороги $P_\psi$ .....	77
3.2.6. Сила опору повітря $P_b$ .....	77
3.2.7. Сила опору розгону $P_j$ .....	80
3.3. Зміна нормальних реакцій у процесі руху автомобіля.....	82
ТЕМА 4. ТЯГОВА ДИНАМІКА АВТОМОБІЛЯ І ТЯГОВО-ШВИДКІСНІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОМОБІЛЯ.....	87
4.1. Вимірювачі і показники тягово-швидкісних властивостей автомобіля..	87
4.2. Рівняння руху автомобіля .....	88
4.3. Тяговий (силовий) баланс автомобіля .....	90
4.4. Динамічний фактор і динамічна характеристика автомобіля .....	96
4.5. Вплив ваги (навантаження) на тягово-швидкісні властивості .....	100
4.6. Вплив коефіцієнта зчеплення на тягово-швидкісні властивості.....	102

4.7. Динамічний паспорт автомобіля .....	104
4.8. Баланс потужностей автомобіля .....	106
4.8.1. Графік балансу потужностей автомобіля.....	108
4.8.2. Аналіз тягово-швидкісних властивостей автомобіля за допомогою графіка балансу потужностей.....	109
4.8.3. Коефіцієнт використання потужності двигуна.....	115
4.9. Розгін автомобіля.....	115
4.9.1. Прискорення автомобіля при розгоні .....	116
4.9.2. Час розгону автомобіля.....	119
4.9.3. Шлях розгону автомобіля .....	122
ТЕМА 5. ПАЛИВНА ЕКОНОМІЧНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ.....	126
5.1. Вимірювачі і показники паливної економічності автомобіля .....	126
5.1.1. Вимірювачі паливної економічності.....	126
5.1.2. Показники паливної економічності автомобіля .....	126
5.1.3. Аналіз вимірювачів паливної економічності двигуна та автомобіля..	127
5.1.4. Рівняння витрати палива.....	129
5.2. Паливно-економічна характеристика автомобіля .....	132
5.2.1. Аналіз параметрів паливно-економічної характеристики автомобіля.....	132
5.2.2. Побудова паливно-економічної характеристики автомобіля .....	133
5.3. Фактори, що впливають на паливну економічність автомобіля.....	134
5.3.1. Конструктивні фактори, що впливають на паливну економічність ....	134
5.3.2. Експлуатаційні фактори, що впливають на паливну економічність автомобіля.....	136
ТЕМА 6. ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЯ .....	137
6.1. Мета тягового розрахунку автомобіля .....	137
6.2. Визначення параметрів автомобіля, що обираються .....	138
6.3. Визначення максимальної потужності двигуна .....	141
6.4. Визначення передавальних чисел трансмісії.....	143
6.4.1. Визначення передавального числа головної передачі $u_0$ .....	143
6.4.2. Визначення передавальних чисел коробки передач .....	144
6.4.2.1. Визначення передавального числа першого ступеня коробки передач .....	144

6.4.2.2. Визначення кількості ступенів коробки передач.....	146
6.4.2.3. Визначення передавальних чисел ступенів проміжних передач коробки.....	147
6.4.2.4. Визначення передавального числа роздавальної.....	148
коробки.....	148
ТЕМА 7. ГАЛЬМІВНА ДИНАМІКА АВТОМОБІЛЯ .....	150
7.1. Процес гальмування автомобіля і рівняння руху автомобіля при гальмуванні .....	150
7.2. Вимірники і показники гальмівних властивостей автомобіля .....	154
7.2.2. Час екстреного гальмування .....	154
7.2.3. Шлях гальмування автомобіля .....	156
7.2.4. Гальмівна діаграма автомобіля.....	157
7.2.5. Статична характеристика гальмівного керування автомобіля.....	159
7.3. Розподіл нормальних реакцій на колесах при гальмуванні автомобіля і їх вплив на процес гальмування .....	160
7.3.1. Оптимальний розподіл гальмівних сил по осях автомобіля .....	160
7.3.2. Розподіл нормальних реакцій на колесах при гальмуванні автомобіля.....	162
7.3.3. Коефіцієнт розподілу гальмівних сил автомобіля.....	163
7.3.4. Залежність оптимального коефіцієнта розподілу гальмівних сил автомобіля від коефіцієнта зчеплення .....	165
7.3.5. Графік розподілу гальмівних сил автомобіля .....	166
7.3.6. Регулювання розподілу гальмівних сил автомобіля .....	168
7.3.7. Регулювання гальмівного моменту на колесі .....	169
ТЕМА 8. СТІЙКІСТЬ АВТОМОБІЛЯ .....	175
8.1. Визначення стійкості автомобіля та її види. Показники поперечної стійкості.....	175
8.2. Стійкість автомобіля проти заносу і перекидання під час руху по криволінійній дорозі з поперечним ухилом .....	180
8.3. Стійкість автомобіля проти перекидання з урахуванням крену кузова.....	183
8.3.1. Центр крену підвіски автомобіля .....	183
8.3.2. Вісь крену кузова автомобіля .....	185
8.3.3. Критична швидкість автомобіля за перекиданням.....	186

з урахуванням крену кузова.....	186
8.4. Рух автомобіля при занесенні однієї з осей .....	188
<b>ТЕМА 9. РУХ АВТОМОБІЛЯ ПО КРИВОЛІНІЙНІЙ ТРАЄКТОРІЇ ТА ЙОГО КЕРОВАНІСТЬ .....</b>	<b>192</b>
9.1. Визначення та оцінні показники керованості автомобіля.....	192
9.2. Кінематика повороту автомобіля з жорсткими колесами .....	193
9.3. Кінематика повороту автомобіля з еластичними колесами .....	197
9.4. Поворотність автомобіля .....	199
9.5. Критична швидкість автомобіля за бічним відведенням .....	202
9.6. Рух автомобіля по криволінійній траєкторії.....	205
9.7. Стійкість руху керованих коліс автомобіля.....	207
9.7.1. Дестабілізуючі фактори .....	207
9.7.2. Стабілізація керованих коліс .....	212
<b>ТЕМА 10. ПІДВИЩЕНИЙ ОПІР РУХУ ТА ПРОХІДНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ .....</b>	<b>220</b>
10.1. Класифікація автомобілів за прохідністю і перешкодами руху .....	220
10.2. Параметри прохідності автомобіля.....	221
10.2.1. Опорна прохідність.....	221
10.2.2. Профільна прохідність .....	224
10.2.3. Комплексний фактор прохідності .....	228
10.3. Подолання зосереджених перешкод.....	228
10.3.1. Максимальний кут підйому .....	228
10.3.2. Максимальний кут спуску .....	231
10.3.3. Максимальна висота подоланого порога .....	232
10.3.4. Максимальна ширина подоланого рову .....	235
10.3.5. Максимальна глибина подоланого броду .....	236
10.4. Конструктивні фактори, що впливають на прохідність автомобіля ....	237
<b>ТЕМА 11. КОЛИВАННЯ АВТОМОБІЛЯ ТА ПЛАВНІСТЬ ЙОГО РУХУ .....</b>	<b>245</b>
11.1. Загальні поняття і вимірювачі коливань .....	245
11.1.1. Найпростіша модель коливань підресореної маси.....	246
11.1.2. Частота коливань підресореної маси і її залежність від параметрів підвіски .....	247

11.2. Коливальна система автомобіля .....	248
11.3. Приведена жорсткість підвіски .....	249
11.4. Вільні коливання автомобіля .....	250
11.5. Парціальні частоти вільних коливань .....	253
11.6. Двомасова коливальна система автомобіля .....	254
11.7. Вільні коливання підресорених і непідресорених мас автомобіля без урахування згасання (чотиримасова модель).....	256
11.8. Вільні коливання автомобіля з урахуванням згасання .....	259
11.8.1. Коливальний процес із згасанням .....	259
11.8.2. Двомасова модель коливальної системи автомобіля з урахуванням згасання .....	261
11.8.3. Чотиримасова модель коливальної системи автомобіля з урахуванням згасання .....	263
11.8.4. Аналіз впливу демпфування в підвісці на частоту коливань .....	265
11.9. Змушені коливання автомобіля .....	266
11.9.1. Визначення. Модель дороги .....	266
11.9.2. Коливальна модель змущених коливань автомобіля .....	267
11.9.3. Амплітудно-частотна характеристика змущених коливань автомобіля.....	269
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	273

Навчальне видання

ШУКЛІНОВ СЕРГІЙ МИКОЛАЙОВИЧ  
АЛЬОКСА МИКОЛА МИКОЛАЙОВИЧ

**АВТОМОБІЛЬ.  
ТЕОРІЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ**

*Навчальний посібник*

Відповідальний за випуск *В.І. Клименко*

Редактор *Л.А. Пустовойтова*  
Комп'ютерна верстка *Н.А. Купіної*  
Дизайн обкладинки *С.М. Шуклінова*

План 2022 р. Поз. 2 (н.п.)

**СТИЛЬ**   
**ІЗДАТ**   
ДРУКАРНЯ  
[www.stil-izdat.com](http://www.stil-izdat.com)

® Формат 60x84/16. Ум. друк. арк. 16,28. Тир. 300 прим. Зам. 869-22.

Видавець та виготовлювач ФОП Бровін О.В.  
61022, м. Харків, вул. Трінклера, 2, корп.1, к.19. Т. (066) 822-71-30  
Свідоцтво про внесення суб'єкта до Державного реєстру  
видавців та виготовників видавничої продукції серія ДК 3587 від 23.09.09 р.