

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

ТЕКСТИ (конспект лекцій) з дисципліни

«Робочі процеси автомобілів»

для студентів спеціальності 133

«Галузеве машинобудування»

(«Колісні та гусеничні транспортні засоби»),
усіх форм навчання

Частина 6 - змістовий модуль 3.

Системи управління і підвіска

2020

ТЕКСТИ (конспект лекцій) з дисципліни «Робочі процеси автомобілів» для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» («Колісні та гусеничні транспортні засоби») усіх форм навчання. Частина 6 - змістовий модуль 3. Системи управління і підвіска / Укл. : О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. 80 с.

Укладачі: О.М. Артюх, доцент, канд.техн.наук;
О.В. Дударенко, доцент, канд.техн.наук;
А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук;
А.В. Щербина, доцент, канд.техн.наук

Рецензенти: О.С. Слюсаров, доцент, канд.техн.наук;
С.М. Турпак, професор, д-р.техн.наук

Відповідальний за випуск: А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук

Затверджено
на засіданні кафедри «Автомобілі»
Протокол № 8
від « 30 » червня 2020.

Рекомендовано для видання
НМК Транспортного факультету
Протокол № 88
від « 31 » серпня 2020.

ЗМІСТ

Частина 6

Вступ	396
Тематичний план лекційних занять	397
Лекція № 11. Гальмове управління	399
Лекція № 12. Підвіска.....	440
Рекомендована література	469
Базова	469
Допоміжна.....	469
Інформаційні ресурси	471

ВСТУП

В результаті інтенсивного вдосконалювання конструкцій автомобілів, більш частого відновлення моделей що випускаються, додання їм високих споживчих якостей, виникає необхідність підвищення рівня підготовки майбутніх інженерів за фахом «Колісні та гусеничні транспортні засоби».

Тому при розробці даного курсу - «Робочі процеси автомобілів», автори ставили перед собою завдання викладу основних інженерних відомостей, необхідних майбутньому інженеру для конструювання й розрахунків автомобіля.

При цьому велику увагу приділено розгляду динамічних процесів, що протікають в окремих агрегатах і автомобілі в цілому, що дає можливість повніше оцінити вплив різних конструктивних факторів і правильно підійти до вибору оптимальних параметрів при конструюванні автомобіля.

Вивченню даного курсу повинне передувати вивчення загального устрою автомобіля, а також загальнотехнічних дисциплін.

У пропонованому курсі лекцій розглядаються питання конструювання, розрахунків і практичного застосування вузлів і агрегатів автомобіля відповідно до сучасних вимог. Виклад теоретичних основ ілюструється практичними прикладами аналізу, розрахунків і конструювання сучасних агрегатів автомобіля.

Комплексний характер даного лекційного курсу, природно, не дозволяє повністю вичерпати всі питання, що відносяться до розрахунків кожного типу автомобіля. Тут розглядаються лише загальні питання проектувальних і перевірочних розрахунків, конструювання й експлуатації окремих агрегатів, які можуть знайти застосування як у навчальному процесі, так і надалі при інженерній роботі випускників.

Враховуючи величезний ріст інформації в області теорії, розрахунків і конструкції автомобілів, автори визнали за можливе не захащувати даний курс надмірним математичним апаратом, а відносно конструктивних рішень, використовуваних у серійному виробництві автомобілів, обмежилися або типовими, або найбільш новими варіантами.

Даний конспект лекцій повинен допомогти студентам легко орієнтуватися в посібниках та довідниках з питань конструювання й розрахунків на міцність агрегатів автомобіля.

ТЕМАТИЧНИЙ ПЛАН ЛЕКЦІЙНИХ ЗАНЯТЬ

Загальний об'єм курсу становить 255 годин і складається з чотирьох змістових модулів. Даний конспект лекцій дисципліни «Робочі процеси автомобілів» складається з семи частин, і розроблений відповідно до:

Робоча програма з дисципліни «Робочі процеси автомобілів» для студентів за напрямом підготовки 6.050503 - «Машинобудування», спеціальністю 133 - Галузеве машинобудування (Колісні та гусеничні транспортні засоби), усіх форм навчання. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. 24 с.

Нижче наведено назву змістового модуля дисципліни «Робочі процеси автомобілів», найменування тем лекційних занять в модулі і вказано кількість годин аудиторних занять, для студентів денної форми навчання, окремо для кожної лекції.

Для кожної теми лекції вказано перелік питань які треба розглянути під час даної лекції. Слід враховувати те, що в даному конспекті лекцій приведено лише стислий огляд питань кожної лекції. Крім того навчальним планом дисципліни передбачено активну самостійну роботу студентів за вказаними темами курсу.

Вкінці кожної лекції наведено перелік питань для самоперевірки. Для самостійної роботи студенту слід користуватися рекомендованою літературою для вивчення дисципліни, перелік якої наведено в кінці даного конспекту лекцій, а також використовувати розроблені методичні вказівки:

Методичні вказівки з вивчення дисципліни «Робочі процеси автомобілів» та виконання контрольних завдань, для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» («Колісні та гусеничні транспортні засоби»), усіх форм навчання / Укл. : О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. 62 с.

Змістовий модуль 3. Системи управління і підвіска.**Тема 9. Карданна передача (4 год.)**

Класифікація карданних передач і вимоги до них. Робочий процес карданних передач: карданні шарніри; вібрації карданних передач. Розрахунки на працездатність.

Тема 10. Рульове управління (4 год.)

Класифікація рульових управлінь і вимоги до них. Робочий процес рульового управління з керованими колесами. Основні параметри робочого процесу. Рульовий привод. Рульові механізми. Підсилювачі рульового управління. Розрахунки на працездатність.

Тема 11. Гальмове управління (4 год.)

Класифікація гальмового управління й вимоги до нього. Робочий процес гальмових механізмів: барабанні, колодкові гальмові механізми; дискові гальмові механізми; гідродинамічні гальмові механізми. Порівняльний аналіз механічних гальмових механізмів. Розрахунки гальмових механізмів на нагрівання. Гальмові приводи. Регулятор гальмових сил. Антиблокувальна система. Розрахунки на працездатність.

Тема 12. Підвіска (4 год.)

Класифікація підвісок і вимоги до них. Робочий процес підвіски: напрямний пристрій підвіски; пружний пристрій підвіски; пристрій гасіння коливань підвіски; керовані підвіски. Розрахунки на працездатність.

ЛЕКЦІЯ № 11. ГАЛЬМОВЕ УПРАВЛІННЯ

План лекції. Класифікація гальмового управління й вимоги до нього. Робочий процес гальмових механізмів: барабанні, колодкові гальмові механізми; дискові гальмові механізми; гідродинамічні гальмові механізми. Порівняльний аналіз механічних гальмових механізмів. Розрахунки гальмових механізмів на нагрівання. Гальмові приводи. Регулятор гальмових сил. Антиблокувальна система. Розрахунки на працездатність.

Література: [8], с. 167-198; [9], с. 230-289; [12], с. 39-108.

Класифікація гальмового управління і вимоги до нього.

Гальмове управління призначене для ефективної затримки автомобіля аж до зупинки, для втримання його в нерухливому стані, а також для підтримки постійної швидкості на тривалому ухилі.

Гальмування забезпечується гальмовими системами, складених з гальмових механізмів і приводів.

Гальмові системи класифікуються по наступних *основних класифікаційних ознаках*:

- робоча або основна; повинна забезпечувати мінімальний гальмовий шлях і максимально можливі затримки (для нових автомобілів - $5,5...7,0 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$ залежно від типу автомобіля);
- стоянкова; повинна втримувати нерухливий автомобіль на ухилі (для нових автомобілів - $12...25 \%$ залежно від типу автомобіля);
- запасна або резервна; повинна забезпечувати гальмування автомобіля при виході з ладу робочої гальмової системи, маючи не менше 40% ефективності в порівнянні з останньою;
- допоміжна (для автобусів повною масою понад 5 т і вантажних автомобілів - понад 12 т); повинна забезпечувати рух автомобіля під ухил 7% і довжиною 6 км зі швидкістю 30 км/год .

Гальмові механізми підрозділяються:

а) за принципом дії (по характеру зв'язку між нерухливими частинами, й тими що рухаються);

- 1) фрикційні (дискові, барабанні: колодкові й стрічкові);
- 2) гідравлічні (гідродинамічні);

- 3) електричні (індукційні, генераторні);
 - 4) компресорні - протитиск у двигуні;
 - 5) аеродинамічні (закрылки, парашути);
- б) по розташуванню:
- 1) колісні;
 - 2) трансмісійні;
 - 3) на кузові (закрылки, парашути);
 - 4) у двигуна (протитиск у двигуні).

Гальмові приводи підрозділяються:

- а) по способу передачі енергії до гальмових механізмів:
- 1) механічні (стоянкова гальмова система);
 - 2) гідравлічні (зазвичай при повній масі $m_a < 8 \text{ т}$);
 - 3) пневматичні;
 - 4) комбіновані (гідропневматичні, пневмоелектричні);
- б) по джерелу енергії:
- 1) водій;
 - 2) водій і підсилювач (зазвичай при $8 \text{ т} > m_a > 4 \text{ т}$, для легкових автомобілів зазвичай при $m_a > 1,0 \text{ т}$);
 - 3) майже повністю підсилювач (зазвичай при $m_a > 8 \text{ т}$).

Основні вимоги до гальмового управління наступні:

- а) висока ефективність, у тому числі;
- 1) мінімальний гальмовий шлях при мінімальному часі спрацьовування робочої й запасної гальмових систем;
 - 2) стійкість при гальмуванні, синхронність збільшення й зменшення гальмового моменту всіх гальмових механізмів даної системи (зазвичай допускається різниця найбільших значень не більше 15 %);
 - 3) стабільні й високі значення коефіцієнта тертя в гальмових механізмах у всьому діапазоні можливих в експлуатації температур і тисків;
- б) легкість і зручність управління;
- в) висока надійність, безвідмовність роботи протягом усього терміну служби при будь-яких умовах експлуатації;
- г) гарний відвід теплоти від пар тертя гальмових механізмів і захист їх від зволоження й забруднення;
- д) мінімальний шум при спрацьовуванні;
- е) автоматична зупинка при розриві зчіпки автопоїзда.

Крім того, до гальмових систем, як і до інших механізмів і сис-

тем автомобіля, пред'являють також загальні вимоги: забезпечення мінімальних розмірів і маси, висока надійність (тут вона виділена окремим пунктом, оскільки з механізмів і систем автомобіля рульове управління й гальмові системи насамперед впливають на безпеку руху), мінімальне обслуговування, технологічність.

Розглянемо, якими конструктивними заходами забезпечується виконання вимог до гальмових систем.

Вимога **високої ефективності** насамперед відноситься до робочої гальмової системи й забезпечується в основному за рахунок механічних гальмових механізмів, установлених в усі колеса автомобіля (автопоїзда). Застосування регулятора гальмових сил підвищує ефективність робочої гальмової системи.

В ідеальному випадку ефективність гальмових систем і, насамперед, робочої гальмової системи повинна бути не тільки високою, але й приблизно однаковою для всіх типів автомобілів. Насправді цього поки добитися не вдається.

Найбільшою ефективністю (найменший гальмовий шлях) мають легкові автомобілі, найменшу ефективність (найбільший гальмовий шлях) - автопоїзди. Правилем № 13 ЄЕК ООН пасажирські автомобілі розділені на категорії: M_1 , M_2 , M_3 , вантажні - на N_1 , N_2 , N_3 , причепи й напівпричепи на O_1 , O_2 , O_3 , O_4 , для яких установлені припустимі значення гальмового шляху й затримки.

Стійкість при гальмуванні в основному забезпечується високим опором шин бічним зсувам і застосуванням антиблокувальної системи.

Синхронність збільшення й зменшення гальмового моменту забезпечується високою якістю роботи гальмового привода, а також однаковим станом гальмових механізмів.

Стабільні значення коефіцієнта тертя забезпечуються добором пар тертя в гальмових механізмах при проектуванні автомобіля.

Легкість і зручність управління визначаються зручним розташуванням органа управління (педалі, рукоятки) і величиною його повного ходу, який не повинен перевищувати приблизно 200 мм для педалі робочої гальмової системи; невисокими значеннями зусилля, необхідного для переміщення органа управління.

Зазвичай для службових гальмувань зусилля на педалі робочої гальмової системи не повинне перевищувати 200 Н. Застосування підсилювача полегшує роботу водія при гальмуванні. При аварійному

гальмуванні на сухому асфальті зусилля на педалі може досягати значень 600 Н і більше.

Висока надійність гальмових систем забезпечується в основному досить великими запасами по напругах у деталях. Для забезпечення затримки автомобіля аж до його зупинки при відмовах у робочій гальмовій системі введена запасна гальмова система.

Насправді цієї системи на автомобілях немає, але її вимоги перенесені на робочу гальмову систему (у неї повинно бути не менше двох незалежних контурів) і на стоянкову гальмову систему (її конструкція повинна забезпечувати можливість її використання для гальмування при русі автомобіля; цей вимозі не відповідає трансмісійний гальмовий механізм і храповий пристрій - «паркінг»).

Уведення допоміжної гальмової системи на вантажних автомобілях і автобусах дозволяє з її допомогою забезпечувати затримку автомобіля, хоча й не до повної зупинки.

Гарний відвід теплоти від пар тертя гальмових механізмів робочої гальмової системи не потрібен при однократному аварійному гальмуванні, але він необхідний при частих і тривалих підгальмуваннях. Забезпечується застосуванням різних каналів і оребрень, що збільшують обдув повітрям пар тертя. Сучасні механічні гальмові механізми робочої гальмової системи виконані відкритими, не захищеними від влучення вологи й бруду.

Мінімальний шум при спрацьовуванні механічних гальмових механізмів забезпечується добором пар тертя й підвищеною жорсткістю деталей, що брали участь у створенні гальмового моменту.

Автоматична зупинка - спрацьовування гальмової системи причепа при розриві зчіпки забезпечується установкою на причепі (і напівпричепі) автономної гальмової системи, з'єднаної з гальмовою системою тягача таким чином, що якщо це з'єднання порушується, то це приводить до спрацьовування гальмової системи причепа, що забезпечує його зупинку.

Робочий процес гальмових механізмів.

Барабанні колодкові гальмові механізми.

Гальмові механізми призначені для створення гальмових моментів. Робочий процес гальмових механізмів в основному визначається особливостями схеми сил на них.

Прийнявши постійним розподіл тиску $p = \text{const}$ (справедливо

для прироблених накладок) по дузі β накладки й розташування рівнодіючої X_1 у центрі цієї дуги, одержимо для однієї колодки:

$$X_1 = p\beta r_6 b, \quad M_{r1} = \mu X_1 r_6, \quad (11.1)$$

де $r_6 = d_k/2$ - радіус барабана, $r_6 = (20...30)$ мм;

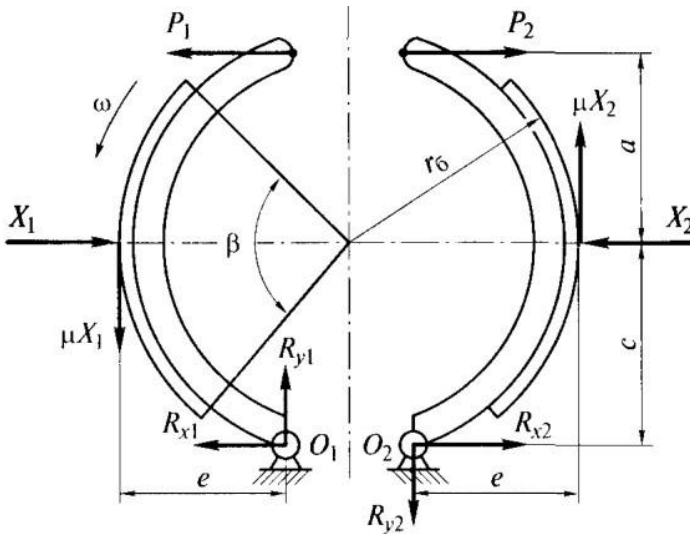
d_k - діаметр обода колеса;

b - ширина накладки;

μ - коефіцієнт тертя; зазвичай $\beta = 1,6...1,8$ рад;

$p_{\max} < 2,5$ МПа при екстремому гальмуванні, $\mu = 0,3...0,35$.

Величина гальмового моменту M_T залежить від розташування опор колодок і конструкції розтискного пристрою. Знайдемо залежність M_T від приводних сил P для гальмового механізму з однобічними опорами (на рис. 11.1 показані сили, прикладені до колодок).



P - приводні сили; R - реакції в опорах; a, c, e, r - розміри

Рисунок 11.1 - Схема сил у колодковому гальмовому механізмі

При напрямку обертання барабана проти ходу годинникової стрілки, ліва колодка буде активною - вона притискається до барабана силою μX_1 , права буде пасивною - вона віджимається від барабана силою μX_2 . З рівнянь моментів щодо точок O_1 і O_2 одержуємо:

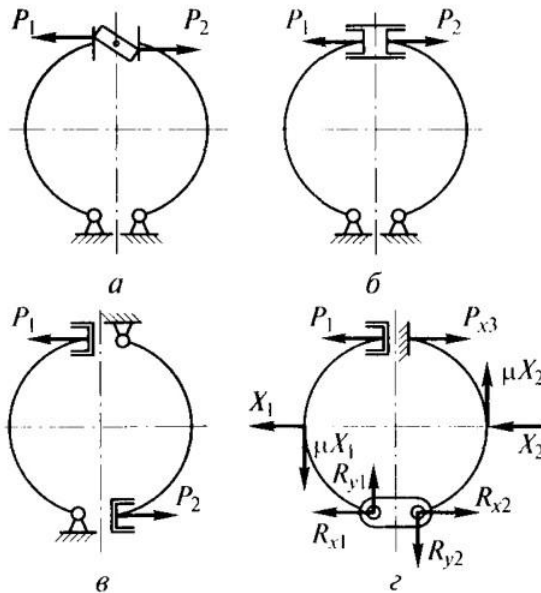
$$X_1 = P_1(a + c)/(c - \mu e) \text{ и } X_2 = P_2(a + c)/(c + \mu e). \quad (11.2)$$

Гальмовий момент двох колодок:

$$M_r = \mu r_6(X_1 + X_2) = \mu r_6(a + c) [P_1/(c - \mu e) + P_2/(c + \mu e)]. \quad (11.3)$$

Найпоширеніші наступні конструкції гальмових механізмів.

Гальмовий механізм із одnobічними опорами й рівним переміщенням колодок: $S_1 = S_2$ (розтискний кулак зафіксований в опорах - рис. 11.2, а) $P_1 < P_2$ ($P_2 = 2P_1$), $X_1 = X_2$.



а - з рівним переміщенням; б - з рівними приводними силами;

в - з рознесеними опорами; г - з великим самопосиленням;

P - приводні сили; R - реакції в опорах

Рисунок 11.2 - Схеми колодкових гальмівних механізмів

тоді з рівняння (11.2)

$$P_1/(c - \mu e) = P_2/(c + \mu e), \quad (11.4)$$

$$M_r = 2\mu r_6 P_1(a + c)/(c - \mu e) = M_{тс}. \quad (11.5)$$

Цей гальмовий механізм врівноважений по радіальних силах ($X_1 = X_2$), зношування обох колодок однаковий.

Гальмовий механізм із одnobічними опорами й рівними приводними силами: $P_1 = P_2$ - рис. 11.2, б (циліндр гідроприводу, а також плаваючий кулак, клин), $X_1 = X_2$

$$M_T = 2\mu r_6 P_1 (a + c) c / (c^2 - \mu^2 e^2) = M_{TS} c / (c + \mu e) = 0,7 M_{TS}. \quad (11.6)$$

Цей гальмовий механізм не врівноважений по радіальних силах ($X_1 > X_2$), зношування активної колодки вище, ніж пасивної, якщо їх розміри однакові.

Гальмовий механізм із рознесеними опорами (рис. 11.2, в) - обидві колодки активні (при русі заднім ходом - обидві пасивні). Якщо $P_1 = P_2$ (циліндр гідроприводу, клин), тоді:

$$M_{T,раз} = \mu r_6 P_1 (a + c) |1/(c - \mu e) + 1/(c + \mu e)| = M_{1v}. \quad (11.7)$$

Цей гальмівний механізм урівноважений, знос колодок однаковий.

Гальмівний механізм з великим самопідсиленням в одному напрямку (рис. 8.2, з):

$$R_{x2} = R_{x1} = X_1 - P_1 (R_{x2} = 2P_1), \quad P_2 = 0, \quad (11.8)$$

$$M_{T,c} = \mu r_6 P_1 (a + c)^2 / (c - \mu e)^2 =, \quad (11.9)$$

$$= 0,5 M_{TS} (a + c) / (c - \mu e) = 1,4 M_{TS}$$

Обидві колодки активні (при русі заднім ходом - обидві пасивні). Приводна сила тільки одна - P_1 , а для другої колодки функції приводної сили виконує:

$$R_{x2} = 2P_1. \quad (11.10)$$

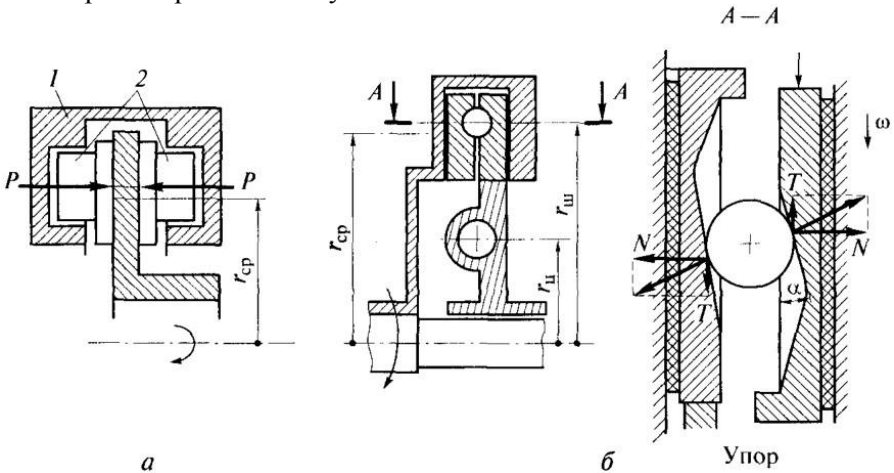
Цей гальмовий механізм має значну не врівноваженість і значно більше зношування другої (правої на рис. 11.2, з) колодки.

При $c - \mu e = 0$ активна колодка притискається до барабана навіть при $P=0$ (заклинює), що неприпустимо. Повинно бути $c > \mu e$.

Дискові гальмові механізми.

Дискові гальмові механізми бувають двох типів: з обертовим диском (відкритий); з обертовим корпусом (закритий).

Гальмовий механізм із обертовим диском (рис. 11.3, а), має наступні особливості в порівнянні з колодковими гальмами: меншу масу; гарний відвід теплоти; урівноваженість осевих, але не окружних сил при одній парі плоских колодок; менші зазори між поверхнями тертя (0,1...0,15 мм замість 0,35...0,5 мм у колодкових гальмових механізмів) і менший хід поршня (0,35...0,40 мм замість 1,5...2,0 мм у колодкових гальмових механізмів); гірший захист від вологи й бруду й в 2-3 рази більші зноси через тиск на накладках, що досягають 5 МПа при екстрених гальмуваннях.



а - з обертовим диском; б - з обертовим корпусом;
1 - корпус; 2 - поршень

Рисунок 11.3 - Схеми дискових гальмівних механізмів

Величина гальмового моменту:

$$M_{\Gamma} = \mu P r_{cp} n, \quad (11.11)$$

не залежить від напрямку обертання (n - число плоских колодок, зазвичай $n = 2$).

Замість двох поршнів 2 може застосовуватися один, але в цьому випадку корпус 1 виконується плаваючим, що переміщується уздовж осі поршня.

Гальмовий механізм із обертовим корпусом (рис. 11.3, б) має дві пари тертьових поверхонь і кілька кульок у лунках. Один з дисків

має упор. При нерухливому корпусі:

$$M_r = 2\mu N r_{cp} = 2\mu P r_{cp} r_{ц} n_{ц} / (r_{ш} \operatorname{tg} \alpha), \quad (11.12)$$

тому що сума моментів щодо осі гальмового механізму:

$$P r_{ц} n_{ц} - N r_{ш} \operatorname{tg} \alpha = 0, \quad (11.13)$$

де r_{cp} - середній радіус поверхні тертя;

$r_{ц}$, $r_{ш}$ - відстані від осі обертання до осі робочого циліндра й до осі кульки;

$n_{ц}$ - число робочих циліндрів.

При обертанні корпуса:

$$M_T = 2\mu N r_{cp} = 2\mu P r_{cp} r_{ц} n_{ц} / (r_{ш} \operatorname{tg} \alpha - \mu r_{cp}), \quad (11.14)$$

тому що в цьому випадку

$$P r_{ц} n_{ц} - N r_{ш} \operatorname{tg} \alpha + N \mu r_{cp} = 0. \quad (11.15)$$

Щоб гальмовий механізм не заклинював, повинно бути

$$\operatorname{tg} \alpha > \mu r_{cp} / r_{ш}. \quad (11.16)$$

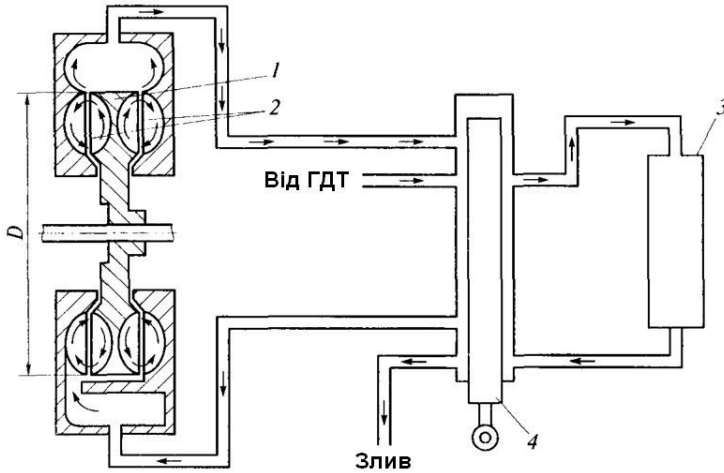
Зазвичай $\alpha = 30 \dots 35^\circ$.

Гідродинамічні гальмові механізми.

Гідродинамічний гальмовий механізм використовують у якості регульованого гальма-сповільнювача допоміжної гальмової системи. Його встановлюють зазвичай в коробці передач. Ротор 1 (рис. 11.4) з обертовими лопатевими колесами закріплений на валу, нерухливі лопатеві колеса - статори 2 закріплені в нерухливому корпусі.

Робоча порожнина виконана у вигляді здвоєної гідромуфти для зрівноважування осьових сил і зменшення радіальних габаритів, але може виконуватися й у вигляді одинарної гідромуфти.

Робоча рідина (масло) у робочу порожнину надходить через клапан управління 4, за допомогою якого водій, змінюючи кількість масла в сповільнювачі, міняє величину гальмового моменту. Теплота розсіюється в теплообміннику 3. Час включення залежить від продуктивності насоса живлення й становить зазвичай близько 2...3 с.



1 - ротор; 2 - статор; 3 - теплообмінник; 4 - клапан управління

Рисунок 11.4 - Схема гідродинамічного гальмового механізму

Гальмовий момент гідродинамічного гальма-сповільнювача, як і моменти на валах гідротрансформатора, залежить від квадрата кутової швидкості ротора $\omega_{(p)}$:

$$M_T = \lambda_T \rho_{ж} \omega_p^2 D^5, \quad (11.17)$$

де $\rho_{ж}$ - щільність робочої рідини;

D - активний (найбільший) діаметр робочої порожнини.

Величина коефіцієнта моменту λ_T змінюється залежно від ступеня заповнення робочої порожнини рідиною.

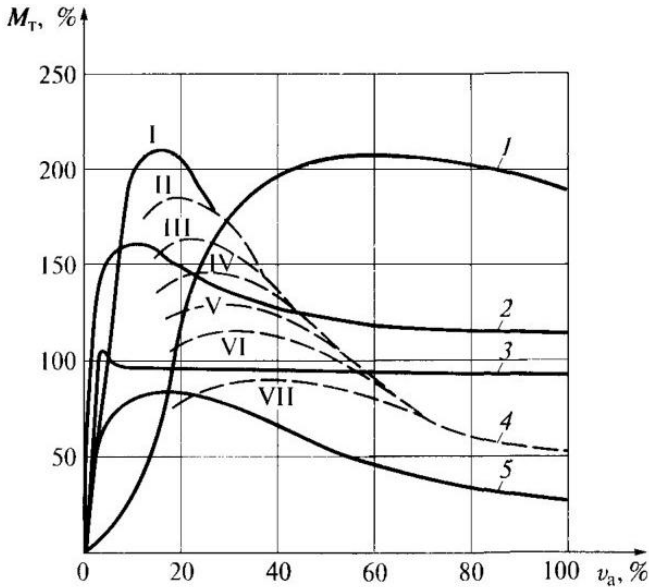
У допоміжній гальмовій системі використовують також електричний гальмовий механізм (ротор закріплений на валу, статор - на нерухливому корпусі), або моторне гальмо-сповільнювач. Останнє застосовують при використанні дизелів.

Гальмовий момент дизеля становить близько 40 % від максимального тягового моменту (у бензинового двигуна - близько 25 %). При однаковій максимальній потужності тяговий момент дизеля приблизно в 1,5 рази більший, чим у бензинового двигуна, через меншу в 1,5 рази ω_N .

Поставивши у вихлопну трубу заслінку, що прикривається з ка-

біни водія на режимі гальмування, забезпечують збільшення гальмового моменту за рахунок використання такту вихлопу. При цьому автоматично відключається подача палива у двигун.

Значний гальмовий момент можна одержати у двигуна, якщо забезпечити його роботу в насосному режимі в якості компресора. Для цього необхідно, відключивши подачу палива, за допомогою, наприклад, електромагнітних клапанів, що відкриваються на такті розширення (робочого ходу), випускати із циліндрів повітря, стисле на такті стиску.



- 1 - гідродинамічний гальмом-сповільнювач; 2 - електричний гальмом-сповільнювач; 3 - фрикційний гальмом-сповільнювач (трансмісійний гальмівний механізм); 4 - двигуном в режимі насоса;
5 - двигуном з заслінкою на вихлопній трубі;
I - VII - передачі в коробці передач

Рисунок 11.5 - Порівняння гальмівних моментів M_t , створюваних допоміжними гальмівними системами

Порівняння по створюваному гальмовому моменту M_t допоміжних гальмових систем з різними гальмами-сповільнювачами наведено на рис. 11.5.

Порівняльний аналіз механічних гальмових.

Зазвичай для порівняння використовують наступні критерії: гальмова ефективність, стабільність, врівноваженість.

Гальмову ефективність не можна порівнювати по рівняннях гальмових моментів, тому що в різних гальмових механізмах для їхнього створення необхідні різні по величині приводні сили P . Тому застосовують коефіцієнт ефективності:

$$k_z = M_t / M_p, \quad (11.18)$$

де M_p - момент, обчислений по приводних силах P і радіусу додатка сил тертя $r_{тр} = r_6$ (або $r_{ср}$ для дискового гальмового механізму).

$$M_p = \sum P r_{тр}. \quad (11.19)$$

Порівняння гальмових механізмів за коефіцієнтом ефективності наведене в табл. 11.1.

Таблиця 11.1 - Порівняння гальмових механізмів за коефіцієнтом ефективності

Гальмовий механізм	k	k , в % від барабанного механізму з $S_1 = S_2$
Барабанний з $S_1 = S_2$ (рис. 11.2, а)	0,70	100
Барабанний з $P_1 = P_2$ (рис. 11.2, б)	0,81	116
Барабанний з рознесеними опорами (рис. 11.2, в)	1,11	159
Барабанний з великим самопосиленням (рис. 11.2, г)	3,54	505
Дисковий з обертовим диском (рис. 11.3, а)	0,35	50
Дисковий з обертовим корпусом (рис. 11.3, б)	2,0	286

У табл. 11.1 наведені значення k_z при $e_1 = e_2 = 0,85r_6$, $a = c = 0,8r_6$, $\mu = 0,35$.

Отже, за коефіцієнтом ефективності k_z найкращим є гальмовий механізм із великим самопосиленням, а дисковий з обертовим диском за цим критерієм у 10 разів гірший. Якби потрібно було розмістити в заданих малих габаритах гальмовий механізм із найбільшим гальмо-

вим моментом при найменшій приводній силі, то варто було б використовувати гальмовий механізм із великим самопосиленням.

Однак для автомобілів завдання інше: розмістити в ободі колеса гальмовий механізм, що створює максимальний гальмовий момент:

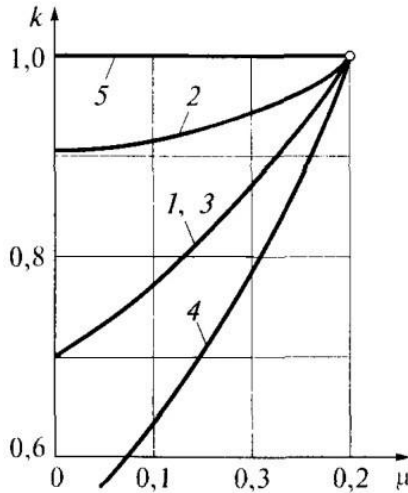
$$M_{\text{тmax}} = P_{\text{тmax}} r_{\text{к}}, \quad (11.20)$$

де $P_{\text{тmax}}$ - максимально можливий коефіцієнт зчеплення;

$G_{\text{1ц}}$ - зчіпна вага, що доводиться на одне колесо.

$$P_{\text{тmax}} = \varphi_{\text{max}} G_{\text{1ц}}. \quad (11.21)$$

Для вирішення такого завдання годиться кожний з розглянутих гальмових механізмів. Набагато важливіший інший критерій - стабільність.



- 1 - з рівними переміщеннями; 2 - з рівними приводними силами;
 3 - з рознесеними опорами; 4 - з великим самопідсиленням;
 5 - дискових з обертовим диском

Рисунок 11.6 - Графік, що характеризує стабільність гальмівного моменту гальмівних механізмів

Стабільність величини гальмового моменту залежить від багатьох факторів і насамперед від зміни коефіцієнта тертя μ (рис. 11.6, лінії 1-5 відповідають гальмовим механізмам по табл. 11.1), причому стабільність оцінюється за допомогою коефіцієнта k :

$$k = (M_{\tau}/\mu)/(M_{\tau 0}/\mu_0). \quad (11.22)$$

Індекс 0 відповідає $\mu = 0,3$. Найбільшу чутливість до μ мають гальмові механізми з більш високим коефіцієнтом ефективності k_3 . Для автомобілів набагато важливіше невелике підвищення k , ніж значне підвищення k_3 . Урівноваженість сил, особливо радіальних, зменшує навантаження підшипників коліс.

Гальмові барабани, колодки та їхні опори повинні мати високу жорсткість для зниження зношування й гучності («скрипу»). Скрип гальм зазвичай викликають високочастотні вібрації (500... 1500 Гц і вище) барабана й колодки, а також значна різниця в статичному й динамічному коефіцієнтах тертя.

Розрахунок гальмівних механізмів на нагрів.

Енергетичний баланс автомобіля при гальмуванні записується в такий спосіб:

$$\delta' m_a (v_{a.n}^2 - v_{a.k}^2)/2 = A_{\tau} + A_k + A_{\phi} + A_b, \quad (11.23)$$

де δ' - коефіцієнт обліку обертових мас (при від'єднаному двигуні $\delta' = 1,04$);

m_a - повна маса автомобіля;

A_{τ} - робота сил тертя в гальмових механізмах;

A_k, A_{ϕ}, A_b - робота сил опору коченню (включаючи втрати в трансмісії), ковзання шин, повітря відповідно.

Якщо λ - коефіцієнт ковзання загальмованого колеса, тоді:

$$A_{\tau} = P_{\tau} S_{\tau} (1 - \lambda), \quad (11.24)$$

$$A_k = f g m_a S_{\tau} (1 - \lambda), \quad (11.25)$$

$$A_{\phi} = \phi g m_a S_{\tau} \lambda, \quad (11.26)$$

$$A_b = P_{b.c.p} S_{\tau}, \quad (11.27)$$

де P_{τ} - сила гальмування гальмових механізмів;

S_{τ} - шлях гальмування.

При блокуванні коліс:

$$\lambda = 1, A_{\tau} = A_k = 0. \quad (11.28)$$

У табл. 11.2 наведені дані по енергетичному балансу гальмування двохосового автомобіля з початковою швидкістю $v_{a.n} = 60$ км/год.

Таблиця 11.2 - Співвідношення робіт сил опору при гальмуванні

Сили	Сила на педалі, Н			Число блокованих коліс	
	0	100	600	Два	Всі
Тертя в гальмових механізмах	0	61	86	49	0
Опору коченню	87	32	8	4	0
Опору повітря	13	7	2	2	2
Ковзання шин	0	0	4	45	98

При розрахунках навантаження гальмових механізмів значеннями A_k , A_f , A_b зазвичай зневажають. Зношування фрикційних накладок побічно оцінюють по величині питомої роботи тертя при одноразовому гальмуванні до $v_{a,n} = 0$:

$$A_{т.уд} = A_t / F_{сум}, \quad (11.29)$$

де $F_{сум}$ - сумарна поверхня фрикційних накладок.

При гальмуванні з $v_{a,n} = 60$ км/год повинно бути залежно від типу автомобіля:

$$A_{т.уд} < (4 \dots 10) \times 10^3 \text{ Дж/см}^2. \quad (11.30)$$

Використовують також оцінку по питомому навантаженню накладок:

$$q = g m_a / F_{сум}. \quad (11.31)$$

Для легкових автомобілів $q = 10 \dots 20$ Н/см², для вантажних $q = 20 \dots 40$ Н/см².

Підвищення температури гальмового барабана (диска в дискового гальмового механізму) при одноразовому інтенсивному й короткочасному (аварійному) гальмуванні, зневажаючи розсіюванням теплоти в навколишнє середовище, одержимо з умови:

$$P_t dS_t = m_{б.сум} c dt, \quad (11.32)$$

$$\Delta t = A_t / (m_{б.сум} c), \quad (11.33)$$

де $m_{б.сум}$ - сумарна маса всіх барабанів (або дисків);

$c = 482 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{°C)}$ - питома теплоємність чавуну або сталі ($c = 840 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{°C)}$ для алюмінію).

Повинно бути $\Delta t < 60 \text{ °C}$ при $v_{ан} = 60 \text{ км/год}$.

Поки немає загальних норм на підвищення температури Δt при тривалому гальмуванні, коли значна частина теплоти встигає піти в навколишнє середовище, хоча відомо, що для зменшення Δt необхідно збільшувати $F_{сум}$. Практично при обробленні барабанів температура при тривалому гальмуванні знижується на 35...40 %.

Слід враховувати, що при гальмуванні гальмові механізми передніх і задніх осей можуть мати різну енергонавантаженість. При тривалих гальмуваннях температура барабанів може досягати 250 °C , дисків - 500 °C . Перегрів гальмових механізмів призводить до руйнування фрикційних накладок.

Гальмові приводи.

Для підвищення надійності привод, крім механічного, повинен мати не менше двох незалежних контурів, для підвищення ефективності - підсилювач і регулятор гальмових сил, а також антиблокувальну систему.

Механічний привод застосовується тільки в стоянкових гальмових системах. Він простий - зазвичай це троси й зрівняльні важелі, а при пневматичному приводі робочої гальмової системи, гальмові камери середнього й заднього мостів на стоянці включаються пружинами, вимикаються стисненням повітрям, час дії не обмежений, але має низький ККД (0,8...0,85 і менше), великі пружні деформації, дійсний хід важеля складе:

$$S_{рл} = (1,2 \dots 1,4) S_p, \quad (11.34)$$

де S_p - розрахунковий хід).

Гідравлічний привод забезпечує одночасність дії гальмових механізмів, має слідкуючу дію (по зусиллю), високий ККД (0,92...0,98), малий час спрацювання, але можливе замаслення гальмових меха-

нізмів при витоку рідини й навіть вихід з ладу, а при $t^o < -30\text{ }^{\circ}\text{C}$ - зниження ефективності через загустіння рідини.

При службових гальмуваннях тиск у системі при екстрених гальмуваннях - 8...12 МПа:

$$p_0 = 0,4 P_{\Pi} u_{\Pi} \eta_{\Pi} / (\pi d_r^2) \text{ МПа}, \quad (11.35)$$

де P_{Π} - зусилля на педалі;

u_{Π} - передаточне число від педалі до головного гальмового циліндра;

d_r - діаметр головного гальмового циліндра.

Хід педалі для двохосового автомобіля:

$$S_{\Pi} = u_{\Pi} [2d_1^2 (\delta'_1 + \delta''_1) + 2d_2^2 (\delta'_2 + \delta''_2)] / d_r^2 + \delta_0 u_{\Pi}, \quad (11.36)$$

де d_1, d_2 - діаметри циліндрів передніх і задніх гальмових механізмів;

δ', δ'' - переміщення поршнів першої й другої колодки гальмового механізму;

δ_0 - зазор у приводі педалі.

Силowe передаточне число гідравлічного приводу двохосового автомобіля причому для легкових автомобілів $u_c = 30...40$, для вантажних - $u_c = 50...60$:

$$u_c = \sigma(P_1 + P_2) / P_{\Pi} = 4(d_1^2 + d_2^2) u_{\Pi} \eta / d_r^2, \quad (11.37)$$

На рис. 11.7 наведені деякі схеми робочих гальмових систем з гідравлічним приводом. Для схеми, наведеної на рис. 11.7, *а*, відмова переднього контуру дозволяє зберегти лише близько 40 % гальмової ефективності для легкових автомобілів (при статичному розподілі ваги по осях по 50 %).

Схеми, наведені на рис. 11.7, *б* і *в*, забезпечують збереження 50 % гальмової ефективності при відмові кожного із двох контурів. Для схеми, зображеної на рис. 11.7, *в*, необхідне застосування негативного плеча обкатування керованих коліс через появу моменту що розвертає автомобіль при відмові одного з контурів.

Пневматичний підсилювач гідравлічного приводу (рис. 11.8).

За умови $\sum P = 0$ для штока головного гальмового циліндра 3:

$$X = \pi d_1^2 p / (0,4\eta) = X_1 + X_2, \quad (11.38)$$

де d_1 - діаметр поршня головного гальмового циліндра;

X_1 - зусилля, створюване силою $P_{\text{и}}$;

$$X_1 = (P_{\text{и}} l - P_{\text{пр}} d c / b) / a, \quad (11.39)$$

$P_{\text{пр}}$ - зусилля пружини крана управління 1;

X_2 - зусилля, створюване пневмоциліндром 4 підсилювача;

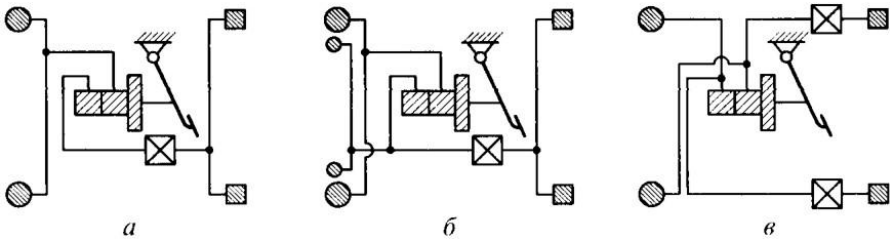
$$X_2 = S(p_{\text{в}} - p_{\text{а}}) - c_{\text{пр}} h, \quad (11.40)$$

$$S = \pi(D_y^2 - d_y^2)/4, \quad (11.41)$$

$p_{\text{в}} - p_{\text{а}}$ - надлишковий тиск повітря в циліндрі підсилювача;

$c_{\text{пр}}$ - жорсткість пружини циліндра;

h - хід штока.



а - з роздільними контурами; б - задній контур з додатковими передніми робочими циліндрами; в - діагональна схема привода

Рисунок 11.7 - Деякі схеми робочих двоконтурних гальмових систем з гідравлічним приводом

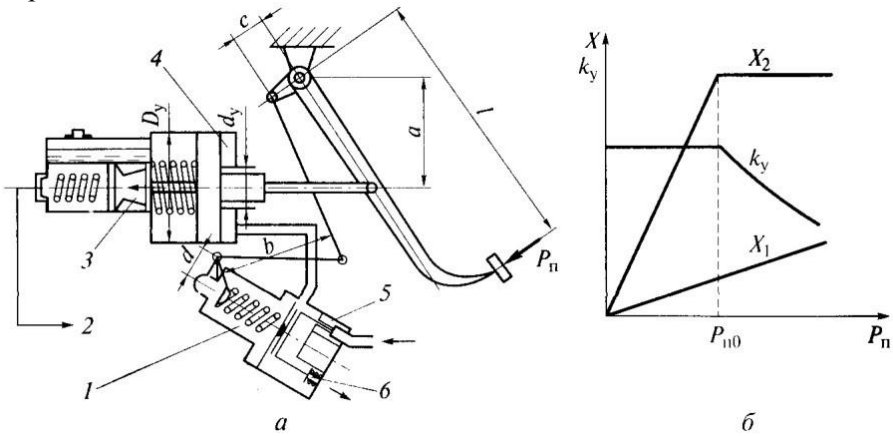
Коефіцієнт підсилення k_y (аналогічно коефіцієнту ефективності підсилювача рульового управління):

$$k_y = (X_1 + X_2) / X_1. \quad (11.42)$$

Поки $h < h_{\text{max}}$ маємо $k_y = \text{const}$ (рис. 11.7, 6), тому що зусилля на педалі пропорційне ходу штока, причому зазвичай $k_{y \text{ max}} = 6 \dots 10$. Зменшення k_y при гальмуваннях з великими значеннями $P_{\text{и}}$ - істотний недолік цього підсилювача.

Працює пневматичний підсилювач у такий спосіб. При натисканні на гальмову педаль через систему тяг і важелів із плечима c, b, d передається зусилля на пружину крана управління 1. Це зусилля, впливаючи на двоплечий важіль, закриває клапан 6, через який відбу-

вається сполучення з атмосферою, і відкриває клапан 5, через який відбувається сполучення зі стисненим повітрям, що перебуває у ресивері.



- а - схема; б - характеристика; 1 - кран управління;
 2 - до гальмових механізмів; 3 - головний гальмовий циліндр;
 4 - пневмоциліндр підсилювача; 5 - клапан для з'єднання
 з ресивером; 6 - клапан для сполучення з атмосферою;
 X_1 , X_2 - зусилля, створювані водієм і підсилювачем, відповідно;
 P_n - зусилля на педалі; k_y - коефіцієнт підсилення;
 a , b , c , d - розміри; D_y , d_y - зовнішній і внутрішній діаметри

Рисунок 11.8 - Пневматичний підсилювач
гідравлічного гальмового привода

Порція стисненого повітря проходить у пневмоциліндр 4 підсилювача, а також створює зусилля, що протидіє пружині крана управління 1, забезпечуючи закриття клапана 5. Обидва клапани виявилися закритими. Чим сильніше натиснута гальмова педаль, тим більший тиск стисненого повітря необхідний для закриття клапана 5.

У такий спосіб у цьому підсилювачі здійснюється спостереження по зусиллю. При розгальмовуванні відкривається клапан 6, через який стиснене повітря з підсилювача виходить в атмосферу. Пневматичний підсилювач працює як при працюючому, так і при непрацюючому двигуні.

Вакуумний підсилювач гідравлічного привода (рис. 11.9). За

умови $\sum P = 0$ на штоку 8 поршня 9 одержимо:

$$X = Fp_B = X_1 + X_2, \quad (11.43)$$

де $X_1 = Fp_A$ - зусилля, створюване водієм;

p_B, p_A - тиск у лініях Б і А;

F - площа поршня 9;

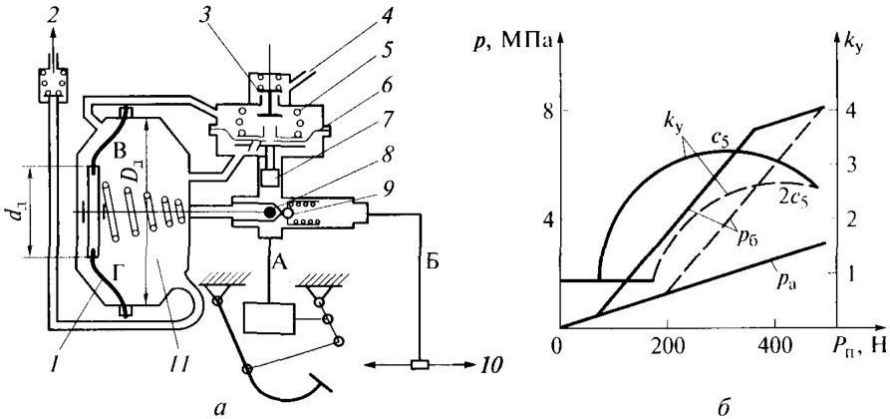
X_2 - зусилля, створюване підсилювачем;

$$X_2 = S(p_B - p_A) - (P_{пр} + c_{пр}h), \quad (11.44)$$

S - робоча площа діафрагми 1;

$$S = \pi(D_y^2 + D_y d_y + d_y^2)/4, \quad (11.45)$$

$P_{пр}$ - попередній натяг пружини 11 діафрагми.



а - схема; б - характеристика; 1, 6 - діафрагми; 2 - випуск до впускного колектора двигуна; 3 - здвоєні клапани; 4 - випуск у атмосферу; 5, 11 - пружини; 7, 9 - поршні; 8 - шток; 10 - випуск до гальмових механізмів

Рисунок 11.9 - Вакуумний підсилювач гідравлічного гальмового привода

Величину $p_B - p_A$ визначають із умови $\sum P = 0$ для діафрагми 6 клапана управління з поршнем 7:

$$S_5(p_B - p_A) = P_{пр5} d_6^2/d_7^2 - (P_{пр5} + P_{пр8}), \quad (11.46)$$

де $P_{пр5}, P_{пр8}$ - натяг пружин 5 і 8.

Коефіцієнт підсилення буде в цьому випадку мати вигляд кривої з опуклістю нагору (рис. 11.9, б), причому зазвичай $k_{y\max} = 2,5...3,5$. Значення $k_{y\max}$ суттєво залежать від жорсткості c_5 пружини 5 діафрагми клапана управління. На рис. 11.9, б показана зміна характеристики при збільшенні c_5 у 2 рази (штрихові лінії).

Працює вакуумний підсилювач у такий спосіб. При працюючому двигуні повітря відсмоктується у впускний колектор двигуна з порожнин В і Г (рис. 11.9, а), що сполучаються через нижній клапан здвоєного клапана 3. При цьому верхній клапан закритий. При натисканні на гальмову педаль тиском у лінії А на поршень 7, якщо його достатньо для подолання зусилля пружини 5, піднімається сідло нижнього клапана, закріплене на діафрагмі 6.

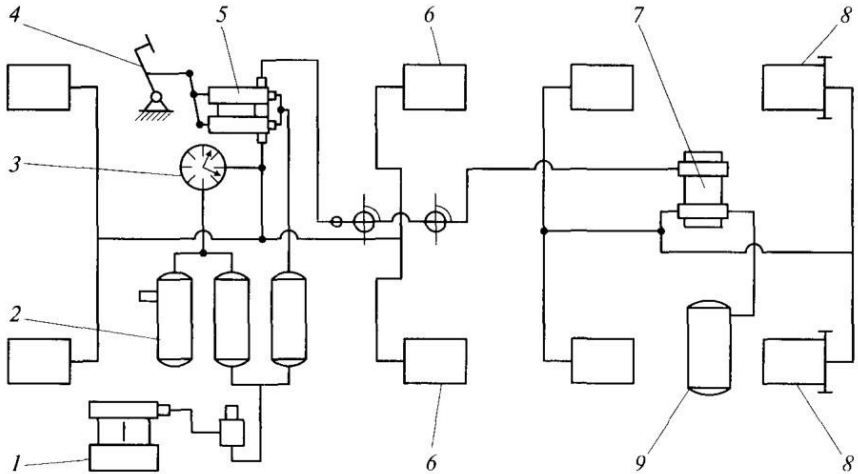
Нижній клапан закривається, а верхній клапан відкривається, пропускаючи порцію повітря з атмосфери в порожнину В і в порожнину над діафрагмою. При цьому верхній клапан закривається. Обидва клапани виявилися закритими. Чим сильніше натиснута гальмова педаль, тем більший тиск атмосферного повітря необхідний для закриття верхнього клапана. У такий спосіб у цьому підсилювачі здійснюється спостереження по зусиллю. При розгальмовуванні відкривається нижній клапан, через який повітря з порожнини В відсмоктується через порожнину Г у впускний колектор двигуна. При непрацюючому двигуні вакуумний підсилювач не працює.

Пневматичний привід працює з посиленням. На рис. 11.10 представлена найбільш проста, зручна для вивчення схема одноконтурного (для тягача) однопровідного (для зв'язку із причепом) пневматичного привода без регулятора гальмових сил і без антиблокувальної системи. У даний час такі приводи не застосовуються.

Джерелом енергії є компресор 1 і балони 2, 9 зі стисненим повітрям (ресивери). Водій через педаль 4 впливає на гальмовий кран 5, забезпечуючи підведення повітря під тиском до гальмових камер 6 тягача й (через клапан 7 причепа) до гальмових камер 8 причепа.

Пневматичний привід має в порівнянні з гідравлічним більш високу надійність і більш просте з'єднання з гальмовою системою причепа, але більшу вагу й габарити вузлів (через значно менші тиски), а також більший час спрацювання.

До того ж час видалення повітря з гальмових пристроїв в 1,5-2 рази більший, ніж час їх заповнення. Для прискорення видалення повітря з гальмових камер застосовують прискорювальні клапани.



- 1 - компресор з регулятором тиску; 2 - ресивер тягача;
 3 - манометр; 4 - гальмова педаль; 5 - двосекційний гальмовий кран;
 6 - гальмова камера тягача; 7 - гальмовий клапан причепа;
 8 - гальмова камера причепа; 9 - ресивер причепа

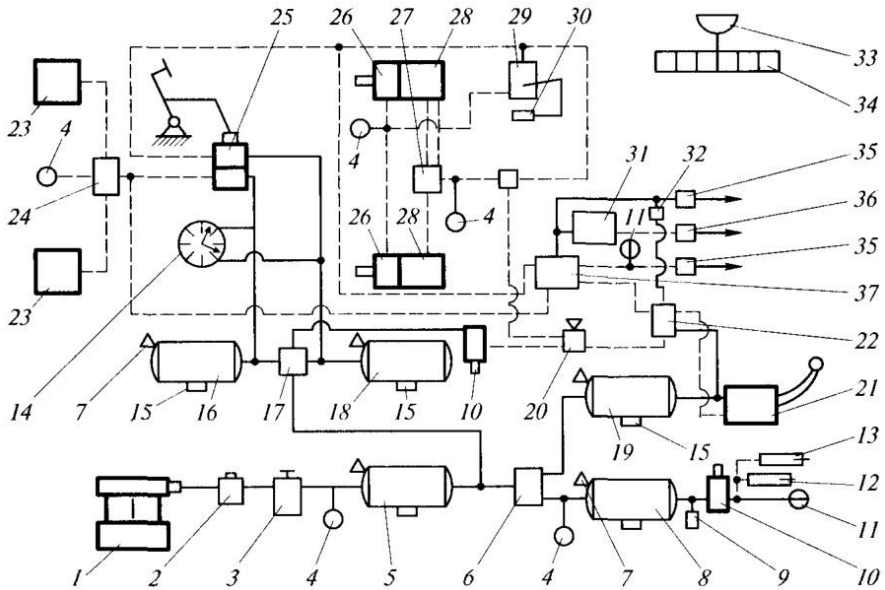
Рисунок 11.10 - Схема одноконтурного однопровідного пневматичного приводу автопоїзда

Тиск повітря в гальмовій системі тягача підтримується на рівні 0,7...0,8 МПа (запобіжний клапан настроєно на 0,9 МПа). Тиск у гальмовій системі причепа при однопровідній системі повинен бути нижче на 0,2...0,25 МПа, щоб зменшити час спрацювання гальмової системи причепа.

Істотним недоліком однопровідної системи є падіння тиску в гальмовій системі причепа при частих гальмуваннях, наприклад, на спусках. Це відбувається тому, що повітря з ресивера причепа витрачається, а необхідна підзарядка від ресиверів тягача не надходить.

Тому в сучасних автопоїздах застосовується двопровідна система із двома пневмолініями: живильної й керуючої. На багатьох тягачах передбачена можливість приєднання причепів не тільки із двопровідною системою, але й з однопровідною.

На рис. 11.11 представлена як приклад одна зі схем сучасного двоконтурного одно- й двопровідного пневматичного приводу (без антиблокувальної системи) тягача.



- 1 - компресор; 2 - регулятор тиску; 3 - запобіжник від замерзання;
 4 - клапан контрольного виводу; 5 - ресивер з конденсацією вологи;
 6 - захисний двоконтурний клапан; 7 - датчик падіння тиску;
 8, 16, 18, 19 - ресивери; 9 - повітророзподільник; 10 - кран;
 11 - датчик сигналу гальмування; 12 - пневмоциліндр привода
 заслінки допоміжної гальмової системи; 13 - пневмоциліндр
 вимикання подачі палива; 14 - манометр; 15 - кран зливу конденсату;
 17 - потрійний захисний клапан; 20 - двомагістральний клапан;
 21 - кран стоянкової гальмової системи; 22 - прискорювальний клапан;
 23 - передня гальмова камера; 24 - клапан-обмежувач тиску;
 25 - двосекційний гальмовий кран; 26 - задня гальмова камера;
 27 - клапан швидкого розгальмовування; 28 - пружинний
 енергоакумулятор; 29 - регулятор гальмових сил; 30 - пружний
 елемент зв'язку із заднім мостом; 31 - клапан управління
 однопровідним приводом причепа; 32 - захисний клапан;
 33 - звуковий сигнал; 34 - блок сигнальних ламп; 35, 36 - сполучні
 головки; 37 - клапан управління двопровідним приводом причепа

Рисунок 11.11 - Схема двоконтурного одно- й двопровідного пневматичного привода тягача

На схемі виділені жирними лініями компресор 1, крани 10

управління допоміжною гальмовою системою й аварійного розгальмовування стоянкової гальмової системи, кран 21 стоянкової гальмової системи, двосекційний гальмовий кран 25 з гальмовою педаллю, передні гальмові камери 23, задні гальмові камери 26 із пружинними енергоаккумуляторами 28. На схемі не показані трубопроводи, що з'єднують датчики падіння тиску 7 із блоком сигнальних ламп 34. Суцільними лініями показані трубопроводи, що постійно перебувають під тиском.

Ускладнення пневматичного привода відбулося у зв'язку з появою ряду сучасних вимог до гальмових систем. При цьому, крім основних частин живлення (позиції 1-5), можна виділити п'ять автономних контурів. Так, робоча гальмова система повинна бути двоконтурною.

У зв'язку із цим секції двосекційного гальмового крана 25, що спрацьовують від гальмової педалі, почали управляти тиском у передньому контурі з гальмовими камерами 23 через клапан-обмежувач тиску 24 і в задньому контурі з гальмовими камерами 26 через регулятор гальмових сил 29.

Гальмова система причепа при однопровідному приєднанні одержує команду на гальмування й стиснене повітря через клапан управління 31 і сполучну головку 36, а при двоконтурному приєднанні - через клапан управління 37 і сполучні головки 35 з урахуванням тисків у передньому й задньому контурах тягача. Клапан 37 має з'єднання й із краном 21 стоянкової гальмової системи.

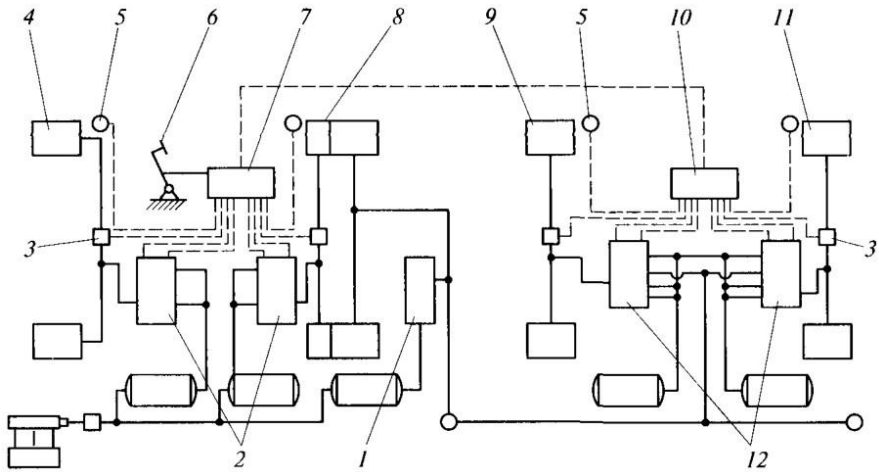
Стоянкова гальмова система (пружинні енергоаккумулятори 28, що впливають на задні гальмові механізми) має пневматичне управління від крана 21 через прискорювальний клапан 22, двомагістральний клапан 20 і клапан швидкого розгальмовування 27. До цієї лінії приєднаний і кран аварійного розгальмовування 10.

Допоміжна гальмова система управляється краном 10, що впливає на пневмоциліндр 12 привода заслінки у вихлопній трубі й на пневмоциліндр 13 вимикання подачі палива.

У пневматичному гальмовому приводі на рис. 11.11 передбачені запобіжник від замерзання 3 і клапани 4 контрольного виводу. Крім основного ресивера 5, передній і задній гальмові контури, стоянкова й допоміжна гальмові системи живляться від своїх ресиверів 16, 18, 19, 8, у яких передбачені крани 15 для зливу конденсату й датчики 7 падіння тиску, з'єднані із сигнальними лампами в блоці 34.

Електропневматичний привод усе частіше застосовують на автопоїздах, де довжина пневмоліній між тягачем і причепом може бути 15...20 м і більше, що призводить до неприпустимого збільшення часу спрацювання гальмової системи причепа.

У сучасних електропневматичних приводах застосовується електронне управління процесом гальмування, при якому не тільки забезпечується висока швидкодія, але й регулюється розподіл гальмових сил між мостами. Одна зі схем електропневматичного привода наведена на рис. 11.12.



- 1 - кран ручного управління; 2, 12 - модулятори; 3 - датчик тиску повітря;
4, 8 - гальмівні камери тягача; 5 - датчик навантаження; 6 - педаль;
7, 10 - блоки управління; 9, 11 - гальмівні камери причепа

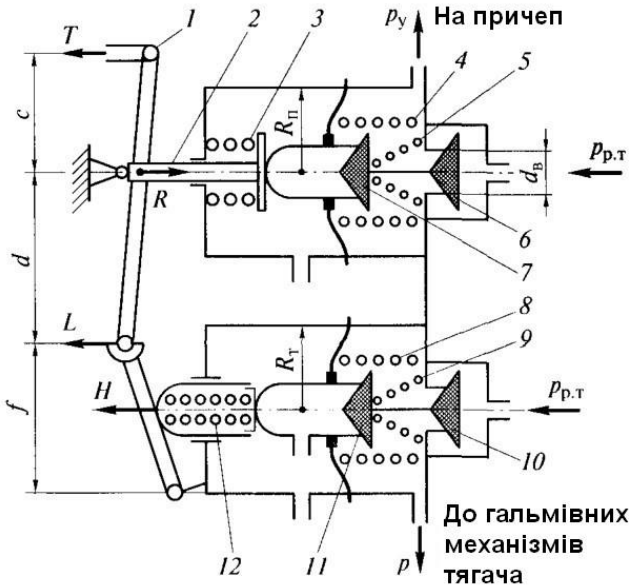
Рисунок 11.12 - Схема електропневматичного гальмівного приводу автопоїзда

При натисканні на гальмову педаль 6 електронні блоки управління (БУ) 7 і 10 подають команду на електромагнітні клапани модуляторів 2 і 12, які сполучають ресивери з гальмовими камерами 4 і 8 тягача й 9 і 11 причепа.

Тиск у гальмових камерах установлюється пропорційно переміщенню гальмової педалі, на якій є потенціометричний датчик, а також відповідно до навантаження на мости, на яких установлені датчики тиску повітря й датчики 5 навантаження на мости.

При ушкодженні електроланок для гальмування автопоїзда використовують кран 1 ручного управління. Використання електропневматичного привода з електронними БУ дозволяє виключити ряд традиційних пристроїв гальмового пневмопривода.

Двосекційний гальмовий кран застосовується в пневмоприводі автопоїзда. На рис. 11.13 він показаний у стані сталого гальмування.



- 1 - тяга; 2 - шток; 3, 4, 8 - робочі пружини; 5, 9 - пружини клапанів;
 6, 10 - впускні клапани; 7, 11 - атмосферні клапани; 12 - стакан;
 T, R, L, H - приводні сили; $p_{р.т}$ - тиск у ресиверах тягача;
 p - тиск у гальмових механізмах тягача; p_y - тиск у лінії управління гальмовими механізмами прицепа;
 R_t, R_n - радіуси секцій тягача й прицепа

Рисунок 11.13 - Схема двохсекційного гальмового крана

Якщо до тяги 1 крана прикладене зусилля $T = P_n u_n$ тоді на шток 2 верхньої секції (секція прицепа) буде сила $R = T(d + c)/d$, а на стакані 12 нижньої секції (секція тягача) буде сила:

$$H = Tc(c + f)/(df), \quad (11.47)$$

Зусилля у вильчатому з'єднанні важелів:

$$L = R - T = Tc/d, \quad (11.48)$$

Таким чином:

$$R/H = f(c + d)/[(e + f)c], \quad (11.49)$$

Слідкуюча дія (по зусиллю) обумовлена рівновагою сил, що діють на діафрагму (без обліку тертя) як для верхньої (зворотної дії), так і для нижньої (прямой дії) секцій:

для верхньої секції

$$P_{\Pi} k_{\Pi\text{в}} = P_{\Pi\text{р3}} - P_{\Pi\text{р4}} - p_y F_d, \quad (11.50)$$

для нижньої секції

$$P_{\Pi} k_{\Pi\text{н}} = p F_d + P_{\Pi\text{р8}}, \quad (11.51)$$

де p_y - тиск повітря в лінії управління гальмовими механізмами причепа;

p - тиск повітря в гальмових камерах тягача.

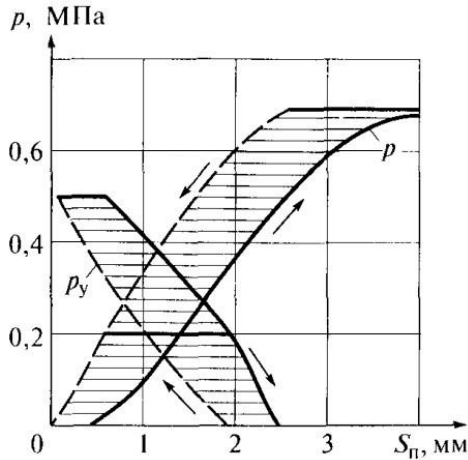
По рівняннях (11.50) і (11.51) можна побудувати так звану статичну характеристику гальмового крана, тобто залежність p і p_y від зусилля на педалі P_{Π} або від ходу педалі S_{Π} . Ці залежності повинні бути лінійними, але з урахуванням сил тертя й пружності деталей вони виходять нелінійними (рис. 11.14).

Розглянемо роботу гальмового крана (рис. 11.13). Якщо гальмова педаль відпущена, у секції причепа відкритий впускний клапан 6 (магістраль управління під тиском) і закритий атмосферний клапан 7, а в секції тягача впускний клапан 10 закритий, атмосферний клапан 11 відкритий (робоча магістраль тягача без тиску).

При натисканні на педаль гальма клапани послідовно займають наступні положення (ВК - впускний клапан, АК - атмосферний клапан):

- у секції причепа: 1) ВК - відкритий, АК - закритий; 2) ВК і АК - закриті; 3) ВК - закритий, АК - відкритий (падає тиск у магістралі управління); 4) ВК і АК - закриті;
- секції тягача: 1) ВК - закритий, АК - відкритий; 2) ВК і АК - закриті; 3) ВК - відкритий (зростає тиск у робочій магістралі тягача), АК - закритий; 4) ВК і АК - закриті.

Кінець перехідних процесів, коли всі клапани закриті (гальмування, що встановилося), показаний на рис. 11.13.



p - тиск у гальмових механізмах тягача;

p_y - тиск у лінії управління гальмовими механізмами причепа

Рисунок 11.14 - Характеристика двосекційного гальмового крана

Початок гальмування причепа відповідає моменту порушення герметичності атмосферного клапана секції причепа. У деяких межах секція причепа нечутлива до зміни зусилля R . Те ж саме стосується й зусилля H для секції тягача. Слід зазначити, що зони нечутливості заштриховані на рис. 11.14.

Досконалість крана по точності спостереження й спрацьовуванню оцінюють коефіцієнтами нечутливості:

$$\sigma_r = 1 - R_{\min}/R_{\max}, \quad (11.52)$$

$$\sigma_h = 1 - H_{\min}/H_{\max}, \quad (11.53)$$

які повинні становити 0,05...0,3 (більші значення відповідають малим p і p_y).

Витрата повітря на одне гальмування:

$$V_T = V_{\text{ц}}n + V_{\text{м}}, \quad (11.54)$$

де $V_{\text{ц}}$ - обсяг однієї гальмової камери або циліндра;

n - число камер;

V_M - обсяг магістралей.

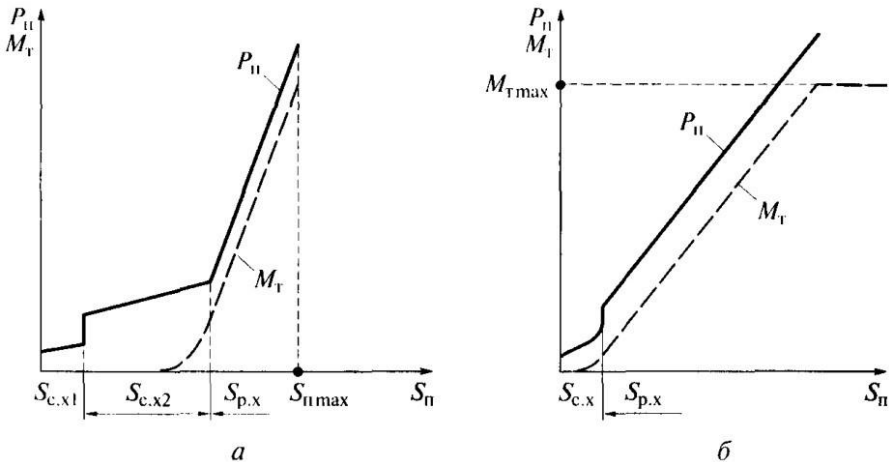
Вважаючи, що число гальмувань в 1 хв $m = 0,8...1,4$ при русі в місті й $0,2...0,5$ при русі за містом, приймають $m = 1$ і визначають продуктивність компресора:

$$Q = V_1 m + Q_{yt} + Q_{дп}, \quad (11.55)$$

де Q_{yt} - витрата витоків повітря;

$Q_{дп}$ - витрата на інші потреби: приводи дверей, склоочисники, підсилювачі, тощо.

Загальний обсяг ресиверів повинен відповідати $20...40$ гальмуванням $V_p = (20...40)V_T$. Діаметр трубопроводів визначають для швидкості руху повітря по них $10...20 \text{ мс}^{-1}$. Залежність зусилля P_n на гальмовій педалі від ходу S_n педалі різна при гідравлічному й пневматичному приводах. При гідравлічному приводі (рис. 11.15, а) тиск рідини й M_T не підвищується доти, поки всі колодки не впруться в барабани (диски).



а - при гідравлічному приводі; б - при пневматичному приводі

Рисунок 11.15 - Залежності зусилля P_n на педалі гальма і гальмівного моменту M_T від ходу S педалі

Це відповідає переміщенню $S_{сх2}$ педалі, після чого M_1 збільшу-

ється пропорційно P_n , а переміщення педалі відбувається тільки через пружності деталей. Максимальне значення M_t обмежене упором педалі в обмежник ходу.

При пневматичному приводі (рис. 11.15, б) немає S_{cx2} , але час спрацювання більше, чим при гідравлічному приводі, тому що стиснене повітря повинно пройти від гальмового крана по трубопроводах до гальмових камер, причому в гальмовому крані повинен настати рівноважний стан.

Максимальне значення M_{tmax} визначається максимальним тиском повітря в системі, яке зазвичай не перевищує 0,75 МПа. Для зменшення часу розгальмовування близько гальмових камер установлюють прискорювальні клапани. Застосувати що-небудь подібне для зменшення часу спрацювання пневматичного привода при включенні гальмових механізмів поки не вдається.

Регулятор гальмових сил.

Тому що максимальна сила гальмування обмежена зчепленням коліс із дорогою, для випадку одночасного гальмування всіх коліс до юза, коли $P_{tn} = g m_n \varphi$, для передньої (індекс 1) і задньої (індекс 2) осей повинно бути:

$$P_{t1 \max} = \varphi g m_a (b + h \varphi) / L, \quad (11.56)$$

$$P_{t2 \max} = \varphi g m_a (a - h \varphi) / L, \quad (11.57)$$

де a, b, h - відстань від центру ваги до передньої осі, до задньої осі, до дороги відповідно;

L - база автомобіля.

Використовуючи залежності (11.56) і (11.57), одержимо оптимальне значення коефіцієнта розподілу гальмових сил $\beta_t = P_{t1}/P_{t2}$ для різних значень φ (рис. 11.16, а). Однак для реального автомобіля без регулятора можна реалізувати тільки одне значення:

$$\beta_{t0} = (b + h \varphi_0) / (a - h \varphi_0), \quad (11.58)$$

При $\varphi > \varphi_0$, першими при збільшенні зусилля на гальмовій педалі блокуються задні колеса, що зазвичай призводить до заносу автомобіля. При $\varphi < \varphi_0$, першими блокуються передні колеса, що може призвести до втрати керованості, ліквідованої легше, чим занос. Тому

для автомобіля без регулятора рекомендувалося проектувати робочу гальмову систему при повному навантаженні на $\varphi_0 = 0,7$.

Для автомобілів з регулятором гальмових сил рекомендуються при повному навантаженні значно менші φ_0 . Як приклад оберемо легковий п'ятимісний автомобіль, для якого при повному (100 %) навантаженні $a/L = b/L = 0,5$, $h/L = 0,37$.

Прийнявши $\varphi_0 = 0,42$ для повного навантаження ($\beta_{T0} = 1,275$), одержимо $\varphi_0 = 0,22$ і $\beta_{T0} = 1,34$ для 20 % навантаження (легковий автомобіль із водієм). Для реального автомобіля замість ідеальних залежностей (11.56 - 11.57) маємо:

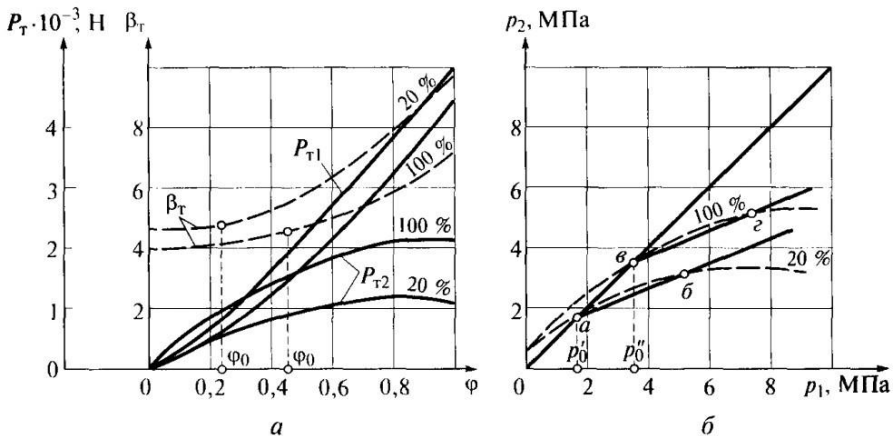
$$P_{T1} = C_1(p_1 - p_1'), \quad (11.59)$$

$$P_{T2} = C_2(p_2 - p_2'), \quad (11.60)$$

де C_1, C_2 - конструктивні постійні;

p_1', p_2' - тиску, пропорційні зусиллям зворотних пружин, причому для реального автомобіля без регулятора $p_2 = p_1$.

На рис. 11.16, а наведені ідеальні залежності P_{T1} і P_{T2} , а на рис. 11.16, б - ідеальні залежності $p_2 = f(p_1)$ (штрихові лінії).



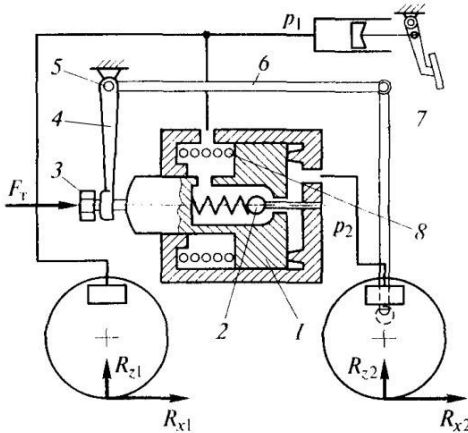
прямі ab і $вг$ відповідають регулятору гальмівних сил;
100 і 20% відповідають ступеню навантаження на автомобіль

Рисунок 11.16 - Ідеальні залежності гальмівних сил P_T і коефіцієнта β_T від коефіцієнта зчеплення φ (а) і залежність тиску в задніх гальмівних механізмах p_2 від тиску в передніх гальмівних механізмах p_1 (б)

Таким чином, для реалізації максимальних гальмових сил необхідно нелінійна й різна при різних навантаженнях зміна p_2 від p_1 при зміні φ .

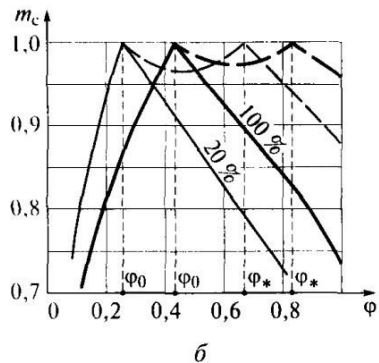
Динамічний регулятор гальмових сил із пропорційним клапаном обмежує тиск p_2 не тільки залежно від зусилля на педалі гальма, але й від вертикального навантаження на задні колеса. Такі регулятори (рис. 11.17, а) забезпечують залежність p_2 від p_1 у вигляді ламаних прямих $0ab$ і $0\phi\gamma$ (рис. 11.16, б).

Розглянемо роботу й схему такого регулятора. Корпус із поршнем 1 (рис. 11.17, а) і клапаном 2 укріплений на кузові. На поршень від важеля 4 через гвинт 3 діє сила P_T від торсіона 5, розташованого перпендикулярно площині малюнка. Інший кінець торсіона з'єднаний тягами 6 і 7 з балкою заднього мосту. На поршень діє також сила P_n від пружини 8.



а

- 1 - поршень; 2 - клапан; 3 - регулювальний гвинт; 4 - важіль; 5 - торсіон;
6, 7 - тяги; 8 - пружина; R - реактивні сили дороги;
----- гальмування за участю регулятора; _____ - без участі регулятора



б

Рисунок 11.17 - Схема динамічного регулятора гальмових сил (а)
і залежність коефіцієнта використання зчепної ваги
від коефіцієнта зчеплення φ (б)

Система регулювання тиску p_2 залежно від тиску p_1 і реакції R_{z2} є по впливу R_{z2} , вираженому через прогин f підвіски, замкненою. Вона складається із трьох елементів: автомобіль - торсіон - регулятор. Рів-

няння регулятора виражається формулою:

$$p_2 = p_1 \text{ при } p_1 < p_0, \quad (11.61)$$

$$p_2 = [P_{\tau} + P_{\pi} + (F_2 - F_1)p_1]/F_2 \text{ при } p_1 > p_0, \quad (11.62)$$

Рівняння статичної рівноваги автомобіля й лінеаризоване рівняння задньої підвіски мають вигляд:

$$R_{z2} = |gm_a a - (P_{\tau 1} + P_{\tau 2})h|/L, \quad R_{z2} = R_{z20} + (f - f_0)c_{\pi}, \quad (11.63)$$

де f - прогин підвіски;

c_{π} - жорсткість підвіски на робочій ділянці.

Вирішуючи спільно рівняння (11.61) - (11.63) для $p_1 > p_0$, одержимо залежність виду $p_2 = a_1 p_1 + a_2$. Це є рівняння прямої для ділянок ab і $вг$ (рис. 11.16, б).

Застосувавши для оцінки ефективності регулятора коефіцієнт використання зчіпної ваги m_c , що показує, у скільки раз гальмова сила автомобіля з даною гальмовою системою менша, чим при оптимальному розподілі гальмових сил, коли використовується вся вага автомобіля, одержимо:

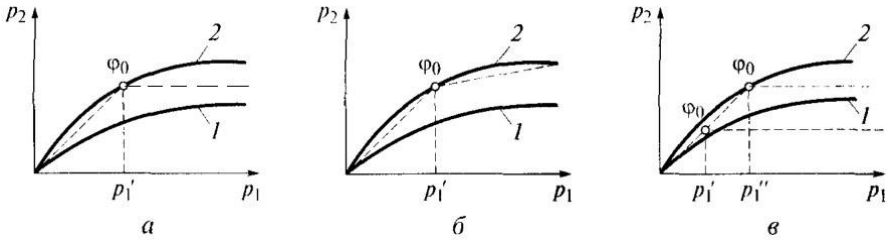
$$m_c = (P_{\tau 1} + P_{\tau 2})/gm_a \varphi. \quad (11.64)$$

На рис. 11.17, б представлена ця залежність із розглянутим динамічним регулятором - штрихові криві й без нього - суцільні криві, при 100 % навантаженню - жирні лінії й при 20 % - тонкі лінії.

З рис. 11.17, б виходить, що регулятор значно збільшує коефіцієнт m_c , наближаючи його до одиниці, але тільки в зоні $\varphi > \varphi_0$ (значення φ_0 відповідають точкам $б$ і $г$ на рис. 11.16, б). Однак і при $\varphi < \varphi_0$ забезпечується деяке поліпшення з регулятором за рахунок того, що при використанні регулятора приймають φ_0 приблизно в 1,5 рази менше, чим для гальмової системи без регулятора.

Статичний регулятор гальмових сил обмежує тиск p_2 тільки залежно від зусилля на педалі гальма. Статичний регулятор досить добре виконує своє призначення (особливо із пропорційним клапаном - рис. 11.18, б) при завантаженому автомобілі.

При ненавантаженому автомобілі відбувається недогальмовування задніх коліс. Тому статичні регулятори припустимі тільки на автомобілях з малою зміною навантаження в процесі експлуатації.



а - статичного з відсічним клапаном; б - статичного із пропорційним клапаном; в - динамічного з відсічним клапаном;
1 - без вантажу; 2 - з вантажем; ----- - реальна залежність при роботі регулятора гальмових сил

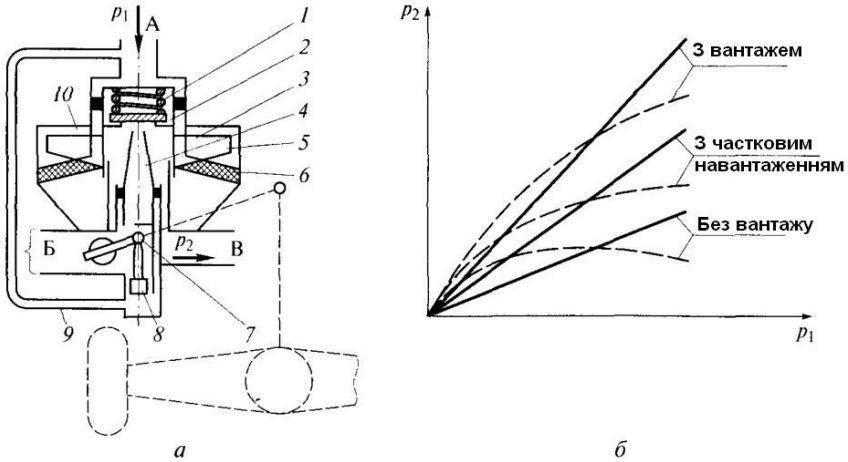
Рисунок 11.18 - Залежності тиску в задніх гальмівних механізмах p_2 від тиску в передніх гальмівних механізмах p_1 при регуляторах гальмівних сил

Помітне поліпшення характеристик статичних і динамічних регуляторів забезпечує застосування пропорційного клапана замість відсічного. Слід зазначити, що регулятор гальмових сил порівняно простий, не вимагає застосування електроніки, насосів, баків і т.п., його можна встановлювати в майже будь-який гальмовий привод: одноконтурний, двоконтурний і т.д., гідравлічний і пневматичний.

При службових гальмуваннях автомобілі з регулятором і без нього рівноцінні по гальмових властивостях. При екстрених гальмуваннях автомобілі з регулятором мають менший гальмовий шлях, ніж автомобілі без регулятора при всіх значеннях φ , крім $\varphi = \varphi_0$ для автомобіля без регулятора.

Променевий регулятор гальмових сил, застосовуваний при пневматичному приводі, представлений на рис. 11.19, а. При відсутності гальмування гальмові камери через порожнину В, штовхач 4 і порожнина Б сполучені з атмосферою. При гальмуванні тиск p_1 з боку порожнини А змушує поршень 2 і мембрану 6, закріплену на поршні й корпусі 10, опускатися. Поршень сідає на штовхач 4, роз'єднуючи гальмові камери з атмосферою.

Потім відкривається клапан 1, пропускаючи стиснене повітря через порожнину В у гальмові камери. Одночасно стиснене повітря проходить під мембрану 6. Рівноважний стан від тисків знизу й зверху визначається співвідношенням площі поршня 2 і ефективної площі мембрани 6 і призводить до закриття клапана 1.



- 1 - клапан; 2 - поршень; 3 - ребра поршня; 4 штовхач; 5 - ребра корпусу;
 6 - мембрана; 7 - кулачок; 8 - плунжер; 9 - сполучна трубка;
 10 - корпус регулятора; _____ - характеристики регулятора;
 ----- - ідеальні залежності

Рисунок 11.19 - Схема променевого регулятора гальмівних сил (а) і його характеристика (б)

Ефективна площа мембрани тим більше, чим нижче розташовується поршень, віджимаючи своїми ребрами 3 мембрану від ребер 5 корпусу. Залежність між тисками p_2 і p_1 наведена у вигляді прямої (променя) з початком у точці $p_2 = p_1 = 0$ і визначається вираженням:

$$p_2 k d_m^2 / 4 = p_1 \pi d_p^2 / 4, \quad (11.65)$$

де k - коефіцієнт, що визначає активну площу мембрани й залежний від положення штовхача 4;

d_m - зовнішній діаметр мембрани 6;

d_p - діаметр поршня 2.

Чим більше навантаження автомобіля, тем вище розташовується пряма лінія (промінь) на характеристиці регулятора (рис. 11.19, б), тому що тим вище розташовується штовхач 4 за допомогою кулачка 7.

Променевий регулятор гальмових сил для гідравлічного приводу має іншу конструкцію, але застосовується рідко.

Клапан-обмежувач установлюється в гальмовому приводі пе-

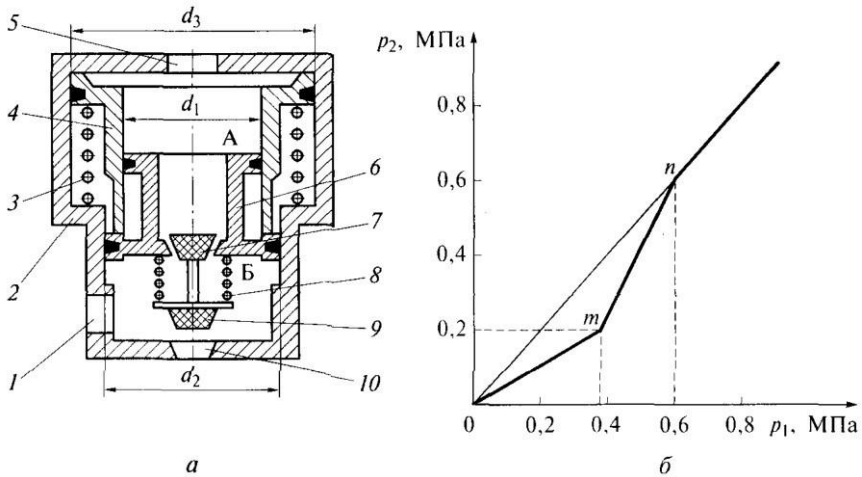
редніх коліс деяких вантажних автомобілів для збереження керованості на дорогах з малим коефіцієнтом зчеплення. На рис. 11.20, *a* наведена схема клапана-обмежувача, об'єднаного в одному корпусі 2 із клапаном швидкого розгальмовування (прискорювальним клапаном).

Коли автомобіль розгальмований, великий поршень 4 перебуває у верхньому положенні під дією пружини 5. Впускний клапан 7 притиснутий до сідла пружиною 8. Атмосферний клапан 9 піднятий, тому гальмові камери передніх коліс, приєднані до отвору 1, сполучені з атмосферою через отвір 10.

При гальмуванні стиснене повітря входить через отвір 5 і переміщає східчастий поршень 6 униз. При цьому атмосферний клапан 9 закриває отвір 10, а клапан 7 відкривається, пропускаючи стиснене повітря через порожнини А і Б і отвір 1 до гальмових камер передніх коліс. Рівноважний стан, при якому клапани 7 і 9 закриті, установлюється залежно від співвідношення площ східчастого поршня:

$$p_2 = p_1 d_1^2 / d_2^2, \quad (11.66)$$

де d_1 , d_2 - відповідно малий і великий діаметр східчастого поршня.



- 1, 5, 10 - отвори; 2 - корпус клапана-обмежувача; 3, 8 - пружини;
4 - великий поршень; 6 - ступінчастий поршень;
7 - впускний клапан; 9 - атмосферний клапан

Рисунок 11.20 - Схема клапана-обмежувача тиску (*a*)
і його характеристика (*б*)

Це співвідношення зберігається до $p_1 = 0,35$ МПа на рис. 11.20, б, точка m , після чого через збільшення p_1 переміщується вниз великий поршень 4, створюючи додаткове зусилля на східчастий поршень 6. Тепер рівновага відповідає умові:

$$p_2 = p_1 d_1^2 / d_2^2 - 4P_{\text{пр}} / (\pi d_2^2), \quad (11.67)$$

де $P_{\text{пр}}$ - зусилля пружини, врівноважене тиском p_1 на великий поршень,

$$P_{\text{пр}} = p_1 \pi d_3^2 / 4, \quad (11.68)$$

d_3 - діаметр великого поршня.

При $p_1 = 0,6$ МПа на рис. 11.20, б, точка n , східчастий поршень 6 зупиняється, упираючись у виступ корпусу 2, клапан 7 залишається постійно відкритим, тиск у порожнинах А і Б стає однаковим.

При розгальмовуванні тиск у порожнині А падає, і поршні переміщуються нагору разом із клапанами 7 і 9. Отвір 10 відкривається, і через нього стиснене повітря з гальмових камер передніх коліс виходить в атмосферу. Таким чином, клапан виконує функцію прискорювального клапана, тому що значно скорочує шлях стисненого повітря з гальмових камер в атмосферу.

Антиблокувальна система.

Антиблокувальна система (АБС) автоматично знижує надлишковий гальмовий момент і, усуваючи блокування коліс, дозволяє здійснювати гальмування всіма колесами на грані юза (рис. 11.21). З великого числа різних АБС найбільш ефективними зазвичай вважають ті, які регулюють величину гальмового моменту (гальмової сили) по величині проковзування коліс. Такі АБС дозволяють зберегти середню величину проковзування λ близькою до критичного значення $\lambda_{\text{ф}}$, при якому коефіцієнт зчеплення $\varphi = \varphi_{\text{max}}$.

Розглянемо роботу однієї системи АБС. Гальмова сила $P_{\text{т}}$, наприклад, на задніх колесах, збільшуючись, перевищила в точці a (рис. 11.21) значення $P_{\text{фmax}}$, що відповідає φ_{max} .

Задні колеса почали переходити в стан чистого ковзання, їх кутова швидкість ω_6 стала зменшуватися в порівнянні зі ω_n неблокованих, у нашому прикладі - передніх коліс.

У точці b різниця $\omega_n - \omega_6$ досягла значення $\Delta\omega_p$, яке встановлю-

ється в електронній системі управління блоком оцінки проковзування (БОП). Від БОП сигнал (це перший сигнал) передається блоку відпрацьовування гальмових моментів (БГМ) або модулятору, який із запізнюванням τ спрацьовує (точка c).

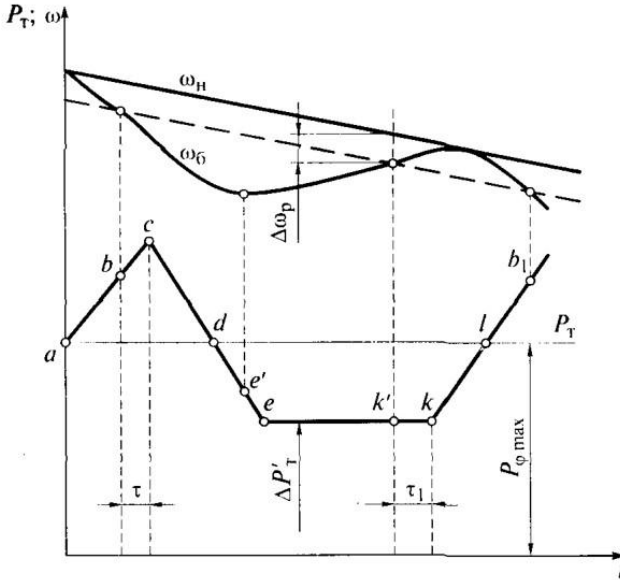


Рисунок 11.21 - Схема роботи АБС

Починається зменшення M_T (і P_T). У точці d ω_B продовжує зменшуватися, тому що при $\lambda > \lambda_{\phi}$ значення $\phi < \phi_{\max}$ і тільки в точці e' буде $P_T = P_{\phi}$ і затримка коліс припиняється, тобто $d\omega_B/dt = 0$.

Це фіксується в системі управління, яка дає сигнал (це другий сигнал) у БГМ. У точці e БГМ припиняє зниження гальмового моменту. Блоковані колеса, починаючи із точки e' , розганяються, тому що $P_T < P_{\phi}$.

У точці k' різниця $\omega_H - \omega_B$ стає рівною $\Delta\omega_p$, тому БОП подає сигнал (це третій сигнал) у БГМ, який із запізнюванням τ' спрацьовує - точка k . У точці l знову $\omega_H = \omega_B$ і $P_T = P_{\phi max}$, як було в точці a . Однак P_T збільшується, тому ω_B починає зменшуватися. Цикл повторюється, причому зазвичай із частотою близько 6...12 Гц.

Показником ефективності АБС зазвичай вважають ступінь використання q максимального значення коефіцієнта зчеплення $\phi_{\max}$.

Значення q досягають 0,8, при цьому довжина гальмового шляху скорочується на 10...15 % на слизькій дорозі.

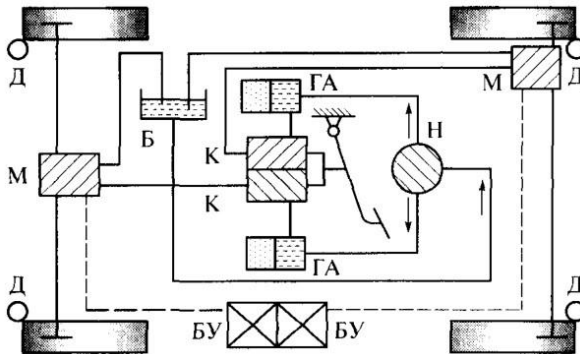
Слід зазначити, що АБС досить складна система, вимагає застосування електроніки, при гідравлічному приводі (рис. 11.22) - ще й насосів, баків і т.п. Крім того, необхідні окремі контури для кожного гальмового механізму з регульованим тиском. Створюються спрощені АБС, у тому числі й механічні (без електроніки).

В основному вираш від застосування АБС спостерігається на слизькій дорозі, на сухому асфальті вирашу в гальмовому шляху може й не бути. На будь-якій дорозі суттєво підвищується стійкість при гальмуванні автомобіля з АБС, що особливо важливо для автопоїздів.

З 01.01.1991 у Західній Європі заборонена експлуатація без АБС для автомобілів наступних категорій: вантажні з повною масою > 16 т, міжміські автобуси з $m_a > 12$ т, причепи й напівпричепи з $m_a > 10$ т.

Протибуксовочні системи (ПБС) не беруть участь у процесі гальмування автомобіля. Вони запобігають пробуксовці ведучих коліс у тяговому режимі, особливо при русі по дорогах з низьким або змінним коефіцієнтом зчеплення.

У цих умовах вони забезпечують більш швидкий розгін, підвищення стійкості руху, зменшення зношування шин, зниження витрати палива. Робочий процес ПБС подібний з робочим процесом АБС.



Б - бак; БУ блок управління; ГА - гідроаккумулятор;
Д - датчик; ДО - клапан; М - модулятор; Н - насос

Рисунок 11.22 - Схема робочої гальмової системи з гідроприводом і АБС

Зазвичай ПБС без АБС не застосовують, причому блок управління ПБС використовує показання колісних датчиків АБС і дає команду на підгальмовування ведучого колеса, що буксує, через елементи АБС, а також на зменшення подачі палива у двигун (у бензинового двигуна - ще й на систему запалювання).

У деяких ПБС використовується диференціал підвищеного тертя з регульованим коефіцієнтом блокування. У найпростішому варіанті ПБС складається із блоку управління й сигнальної лампи, а зміна режиму руху покладається на водія.

Розрахунки на працездатність.

Розрахункові навантаження. Для деталей гальмових механізмів розрахунки проводяться по максимальному зчепленню з дорогою: $M_{тр} = m_{сш} g r_k \varphi_{max}$ при $\varphi_{max} = 0,8...1,0$; для деталей гальмового привода - по розрахунковому зусиллю 1 500 Н на педалі (800 Н на важелі) або по максимальному розрахунковому тискові в системі (при пневматичному приводі).

Матеріали. Гальмові барабани зазвичай відливають із легованого міддю, нікелем, молібденом чавуну, іноді зі сталі з додаванням міді. Часто їх виготовляють у вигляді комбінованої конструкції зі сталевим диском або з алюмінієвим корпусом і чавунною гільзою.

Колодки - зварені сталеві або литі із чавуну або легких сплавів. Корпуса кранів, клапанів і т.п. часто виготовляють із цинкового або алюмінієвого сплаву. Фрикційні накладки виготовляють із безазбестової суміші.

Розрахунки. Колодки розраховують на вигин і жорсткість, палець кріплення колодок - на вигин і зріз; поверхні тертя - на нагрівання й питому роботу тертя; педаль - на вигин; трубопроводи - на розрив із запасом близько 2.

Питання для самоперевірки

1. У чому полягають особливості робочого процесу гальмового керування?
2. Як класифікують гальмові системи, гальмові механізми, гальмові приводи ?
3. Перелічіть вимоги до гальмових систем.
4. Якими конструктивними заходами забезпечуються вимоги до гальмових систем автомобілів?
5. Перелічіть основні типи гальмових механізмів, їх особливості,

критерії оцінки.

6. Які переваги дає застосування регулятора гальмових сил і антиблокувальної системи?
7. Назвіть матеріали, застосовувані для виготовлення основних деталей гальмових механізмів.
8. Назвіть види розрахунків на працездатність деталей гальмової системи автомобіля.
9. Користуючись схемами розкажіть робочий процес гальмівної системи автомобіля з АБС.
10. Яке призначення клапана-обмежувача в гальмовому приводі?
11. Намалюйте характеристику клапана-обмежувача тиску в гальмовому приводі автомобіля і поясніть її.
12. Які залежності характеризують роботу регулятора гальмових сил?
13. Намалюйте характеристику вакуумного підсилювача гідравлічного гальмового привода і поясніть її.

ЛЕКЦІЯ № 12. ПІДВІСКА

План лекції. Класифікація підвісок і вимоги до них. Робочий процес підвіски: напрямний пристрій підвіски; пружний пристрій підвіски; пристрій гасіння коливань підвіски; керовані підвіски. Розрахунки на працездатність.

Література: [8], с. 199-222; [9], с. 145-173; [12], с. 109-175.

Класифікація підвісок і вимоги до них.

Підвіска здійснює пружний зв'язок рами або кузова з колесами, пом'якшуючи поштовхи й удари, що виникають при наїзді коліс на нерівності, передаючи всі сили й моменти між колесами й рамою.

Зазвичай класифікацію підвіски розглядають залежно від типу напрямного, пружного й пристроїв гасіння, що складають підвіску.

Основними *класифікаційними ознаками підвісок* є наступні:

а) по типу напрямного пристрою:

- 1) незалежна підвіска (важільна, телескопічна, комбінована) з переміщенням колеса:
 - у поздовжній площині (з поперечними важелями);
 - у поперечній площині (з поздовжніми важелями);
 - в обох площинах;
 - уздовж напрямної (свічкова телескопічна підвіска);
 - комбінована (важільно-телескопічна підвіска);
- 2) залежна підвіска для коліс даної осі:
 - із жорсткою балкою між лівим і правим колесами (балка мосту, або додаткова поперечна балка)
 - без реактивних штанг або з ними;
- 3) залежна підвіска для коліс різних осей (блокована), причому колеса кожної осі можуть мати залежну або незалежну підвіску. Зазвичай застосовують зрівняльні важелі-балансири для з'єднання коліс сусідніх осей - такі підвіски називають балансирними;

б) по типу основного пружного елемента в пружному пристрої:

- 1) металевий (листова ресора, кручена пружина, торсіон);
- 2) неметалічний (гумовий, пневматичний, гідравлічний);
- 3) комбінований однорідний (пневмогідравлічний, ресор-

- но-пружинний);
- 4) різнорідний (ресорно-пневматичний);
- 5) без пружного елемента (жорстке кріплення до рами осі колеса, або балки мосту, або осі балансира);
- в) по типу пристрою гасіння коливань, з тертям:
 - 1) тільки в ресорі й шарнірах;
 - 2) тільки в амортизаторах;
 - 3) в амортизаторах та в інших елементах, наприклад, у ресорах.

Основні вимоги до підвісок наступні:

- плавність ходу;
- рух автомобіля по нерівних дорогах без удару в обмежник;
- ефективне згасання коливань кузова;
- протидія нахилу кузова при розгонах, гальмуваннях, поворотах;
- узгодження з кінематикою рульового управління;
- передача на кузов або раму зусиль і реактивних моментів від коліс.

Крім того, до підвісок, як і до інших механізмів і систем автомобіля, пред'являють також загальні вимоги: забезпечення мінімальних розмірів і маси, висока надійність, мінімальне обслуговування, технологічність.

Розглянемо, якими конструктивними заходами забезпечується виконання вимог до підвісок.

Плавність ходу в основному визначається величиною статичного прогину f_p . Однак для різних умов експлуатації поліпшення плавності ходу забезпечується при різному значенні f_p , що можна одержати за допомогою керованих підвісок зі змінюваними характеристиками пружного пристрою, та пристрою гасіння. Поки що розробка керованих підвісок не досягла рівня, необхідного для їхнього широкого застосування.

Рух автомобіля без удару в обмежник при значних нерівностях в основному визначається величиною динамічного прогину $f_{дв}$. Вважається, що величина вертикального навантаження при $f_{дв}$ повинна в 3-4 рази перевищувати вертикальне навантаження при статичному прогині. Ця умова поки ще не виконується на багатьох автомобілях.

Ефективне загасання коливань кузова для різних типів автомобілів і різних вантажів потрібно в різному ступені. Найкраще зага-

сання коливань при різних умовах експлуатації забезпечують амортизатори зі змінюваною характеристикою, що входять у керовані підвіски, поки що зрідка застосовувані. У багатьох випадках досить ефективні звичайні телескопічні амортизатори.

Вважається, що для задніх підвісок вантажних автомобілів, призначених для перевезення вантажів, нечутливих до вертикальних коливань, достатнє загасання забезпечується міжлистовим тертям ресор.

Протидія нахилу кузова при розгонах, гальмуваннях, поворотах в основному забезпечується пружною характеристикою підвіски й типом напрямного пристрою. Якщо цього недостатньо, застосовується стабілізатор поперечної стійкості.

Передача на кузов або раму зусиль і реактивних моментів від коліс здійснюється в такий спосіб. Вертикальні зусилля передаються пружним пристроєм (при використанні ресор із закріпленими кінцями в багатьох конструкціях усі зусилля й моменти передаються в основному ресорами). Інші зусилля й моменти передаються напрямним пристроєм.

Робочий процес підвіски.

Підвіска забезпечує передачу вертикальної R_z , поздовжньої R_x і поперечної R_y сил, що діють на колесо від дороги, та їх моментів. В основному цю функцію виконує напрямний пристрій. Він же визначає й кінематику переміщень кузова й коліс. Пружний пристрій забезпечує зменшення динамічних навантажень, обумовлених головним чином дією сил R_z . Наявність пружного пристрою викликає коливання кузова. Загасання коливань забезпечується пристроєм гасіння.

Переваги залежної підвіски: простота конструкції й мала вартість.

Переваги незалежної підвіски: краща, ніж при залежній підвісці, пристосовність до нерівностей; менша вага непідресорених частин і більший статичний прогин - краща плавність ходу.

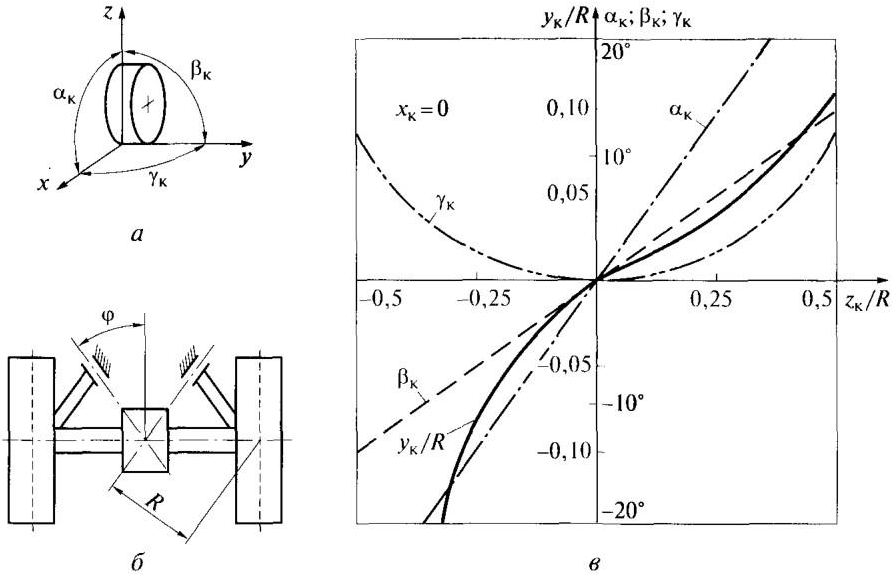
Переваги балансірної підвіски: удвічі менші переміщення кузова при переміщенні одного з коліс; для деяких схем - рівність вертикальних сил при розгонах і гальмуваннях.

Напрямний пристрій підвіски.

Конструкція напрямного пристрою визначає кінематичну характеристику, число шарнірних з'єднань, крен кузова, схему сил. Її вибір

у значній мірі визначається компонованням автомобіля.

Кінематична характеристика підвіски - це залежність переміщень x_k , y_k і кутів нахилу α_k , β_k , γ_k колеса від вертикального переміщення z_k . На рис. 12.1, а наведена така характеристика (на рис. 12.1, а - система координат) для одноважільної незалежної підвіски за схемою рис. 12.1, б з кутом $\varphi = 60^\circ$.



а - система координат; б - схема одноважільної підвіски;
в - кінематична характеристика одноважільної підвіски

Рисунок 12.1 - Направляючий пристрій підвіски

Із цього прикладу можна одержати **окремі випадки**:

- при $\varphi = 0$ переміщення колеса будуть тільки в поперечній площині, причому $x_k = \gamma_k = \alpha_k = 0$;
- те ж саме при двоважільній паралелограмній підвісці дасть $x_k = \gamma_k = \alpha_k = \beta_k = 0$;
- при заміні паралелограма на трапецію $x_k = \gamma_k = \alpha_k = 0$, $\beta_k \approx 0$, $y_k \approx 0$.

Бажано, щоб при вертикальному переміщенні колеса, значення α_k , β_k , γ_k , x_k , y_k були мінімальними, особливо для керованих коліс. Так, $x_k \neq 0$ спотворює іноді кінематику кермового привода, $\beta_k \neq 0$ сприяє

$$\beta = M_p / (c_{\beta 1} + c_{\beta 2}), \quad (12.1)$$

де M_p - момент, що викликає крен кузова;

$$M_p = m_{\text{п}} g h_{\text{кр}} (\mu + \beta), \quad (12.2)$$

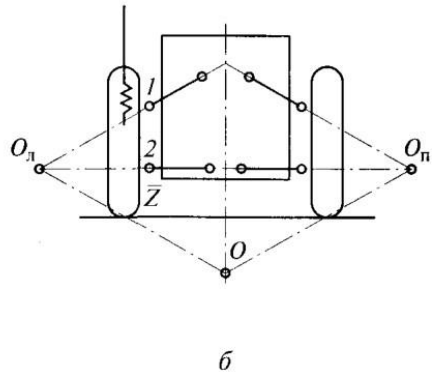
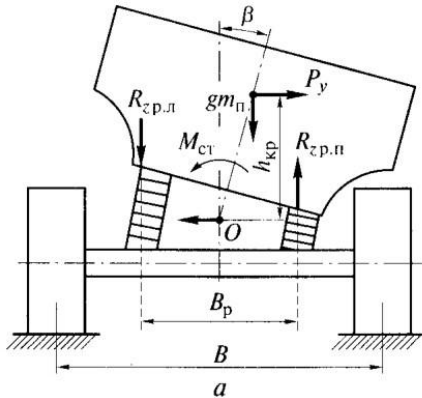
$h_{\text{кр}}$ - плече крену - відстань від точки додатку бічної сили (вітер або відцентрова сила) до осі крену;

μ - питома бічна сила;

$$\mu = P_y / (m_{\text{п}} g), \quad (12.3)$$

$m_{\text{п}}$ - маса підресорених частин;

$c_{\beta 1}$, $c_{\beta 2}$ - наведені кутові жорсткості пружних елементів передньої й задньої підвісок.



a - визначення кута крену β ; b - визначення центру крену O ;

1 - верхній важіль підвіски; 2 - нижній важіль підвіски

Рисунок 12.3 - Бічний крен кузова

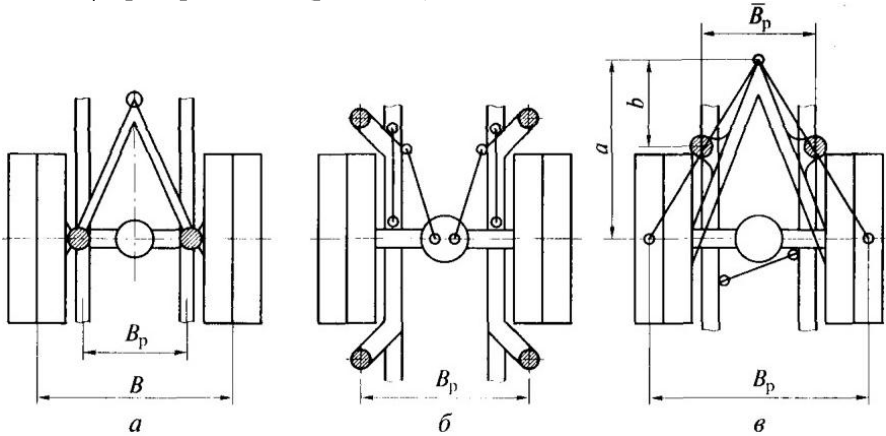
Висота h центру крену (від поверхні дороги) підвіски визначається для залежної підвіски - точкою, що лежить трохи нижче осей вушок ресор; для підвісок свічкової або з переміщенням колеса в поздовжній площині - точкою, що лежить на дорозі ($h = 0$); для однавжільної підвіски з поперечними важелями - точкою, що лежить на перетині ліній, проведених через вісь повороту важеля й точку контакту шини з дорогою; для двоважільних підвісок - точкою, що лежить на перетинанні ліній, проведених через миттєвий центр обертання $O_{\text{п}}$ або $O_{\text{л}}$ (рис. 12.3, б), і точку контакту шини з дорогою.

Кутова жорсткість залежної підвіски:

$$c_{\beta} = 0,5c_p B_p^2, \quad (12.4)$$

де c_p - вертикальна жорсткість підвіски;

B_p - ресорна колія (рис. 12.4).



а - $B_p < B$; б - $B_p = B$; в - $B_p > B$

Рисунок 12.4 - Ресорна колія B_p при різних напрямних пристроях підвіски

Для незалежної підвіски:

$$c_{\beta} = 0,5c_{np} B_p^2, \quad (12.5)$$

Момент стабілізатора:

$$M_{ст} = c_{\beta ст} \beta, \quad (12.6)$$

Зневажаючи пружність шин і враховуючи момент стабілізатора (12.6), одержимо для передньої незалежної підвіски:

$$c_{\beta 1} = 0,5c_{np1} B_1^2 + c_{\beta ст}, \quad (12.7)$$

де c_{np} - наведена вертикальна жорсткість підвіски.

З рівняння (12.1) одержимо:

$$\beta = \mu m_{пг} g h_{кр} / (c_{\beta 1} + c_{\beta 2} - g m_{пг} h_{кр}), \quad (12.8)$$

Таким чином, зменшення поперечного крену забезпечується не тільки збільшенням жорсткості підвіски, що погіршує плавність ходу,

але й збільшенням B_p і зменшенням $h_{кр}$. Вважається припустимим $\beta=6\dots7^\circ$ при $\mu=0,4$.

Стабілізатор поперечної стійкості зменшує бічний крен на 20...40 %. Він застосовується на всіх сучасних легкових автомобілях, а також на багатьох вантажні. Зазвичай він являє собою торсійний стрижень, який, закручуючись при боковому крені, створює додаткову силу опору крену.

На багатьох легкових автомобілях стабілізатор установлюють як на передній, так і на задній підвісках. Стабілізатор задньої підвіски часто є елементом прямого пристрою. Схеми сил, що діють на деталі підвісок, дані на рис. 12.5 і 12.6.

При залежній підвісці часто застосовують у якості пружного пристрою кручені пружини (задні підвіски легкових автомобілів). При цьому для передачі на кузов інших двох сил, крім вертикальної, і трьох моментів доводиться застосовувати п'ять реактивних штанг. Якщо застосовується ресора, то схема сил гранично проста.

Однак при кріпленні одного кінця ресори за допомогою серги (рис. 12.5, а) на цьому кінці ресори буде існувати горизонтальна реакція опори. При відсутності поздовжньої сили R_x через наявність серги будуть горизонтальні реакції в опорах R_{x1} і R_{x2} :

$$R_{z1} = R_z l_2 / (l_1 + l_2), \quad (12.9)$$

$$R_{z2} = R_z l_1 / (l_1 + l_2), \quad (12.10)$$

$$R_{x2} = R_{z2} \operatorname{tg} \alpha, \quad R_{x1} = R_{x2}, \quad (12.11)$$

При наявності поздовжньої сили R_x реакції в опорах зміняться:

$$R_{z1} = (R_z l_2 + R_x c) / (l_1 + l_2), \quad (12.12)$$

$$R_{z2} = (R_z l_1 - R_x c) / (l_1 + l_2), \quad (12.13)$$

$$R_{x2} = R_{z2} \operatorname{tg} \alpha, \quad (12.14)$$

$$R_{x1} = R_x - R_{x2}, \quad (12.15)$$

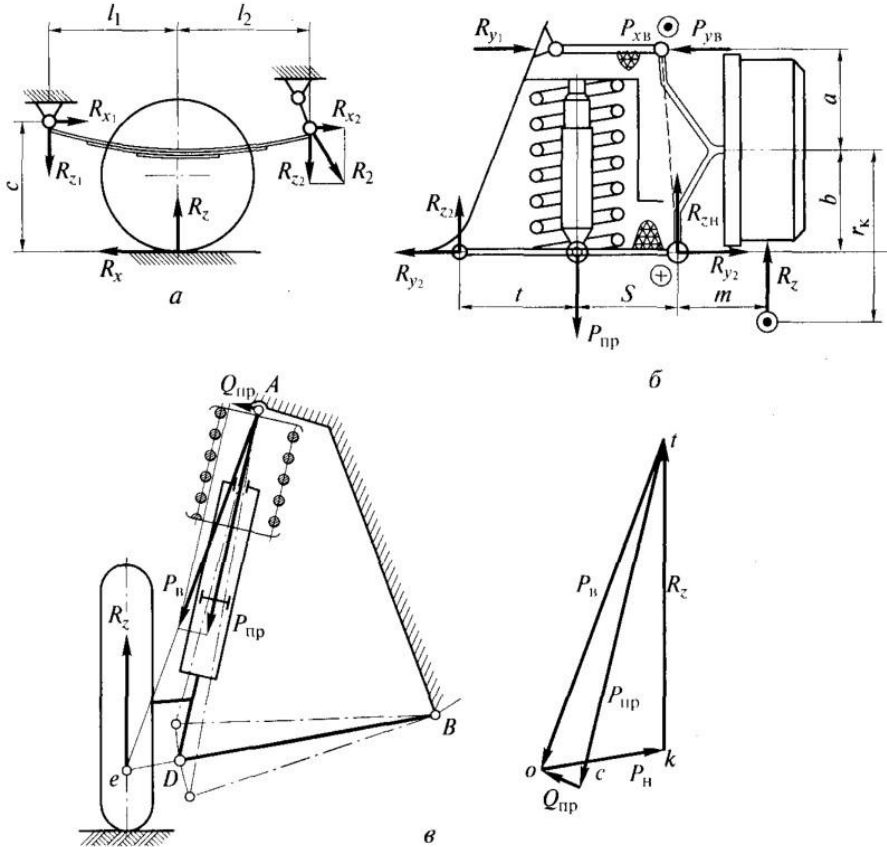
Крім того, ці сили, як і в інших схемах, створюють моменти.

При незалежній підвісці найпоширеніші двоважільні з поперечними важелями й важільно-телескопічна підвіски. Для незалежної двоважільної підвіски не ведучих коліс на рис. 12.5, б показані сили, прикладені до верхнього й нижнього важелів:

$$R_{zH} = 0, \quad (12.16)$$

$$R_{zH} = R_z, \quad (12.17)$$

$$R_{yB} = R_{yH} = R_z m / (a + b), \quad (12.18)$$



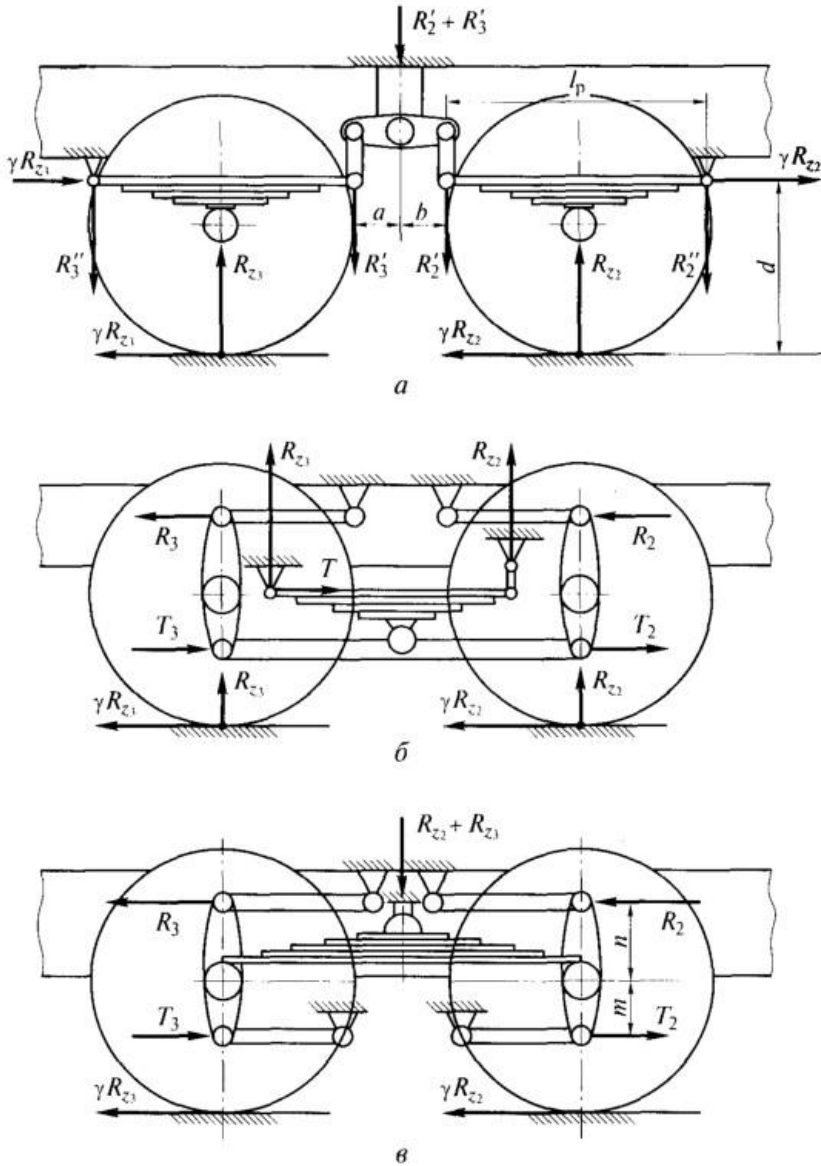
а - залежної ресорної; б - незалежної двоважільної;

в - незалежної важільно-телескопічної та її план сил

Рисунок 12.5 - Схема сил в напрямному пристрої підвіски

Крім того, при гальмуванні (додається $R_x = P_T$) будуть:

$$R_{xB} = R_x(r_k - b) / (a + b), \quad (12.19)$$



а - у трьох місцях; б - у двох місцях; в - в одному місці

Рисунок 12.6 - Схема сил у напрямному пристрої балансірної підвіски при передачі на раму вертикального навантаження

$$R_{\text{хн}} = R_{\text{х}}(r_{\text{к}} + a)/(a + b). \quad (12.20)$$

Реакції опор:

$$R_{y1} = R_{yn}, \quad (12.21)$$

$$R_{y2} = R_{yn}, \quad (12.22)$$

$$R_{z2} = R_{zn} - P_{\text{пр}}, \quad (12.23)$$

$$R_{z1} = 0. \quad (12.24)$$

Для незалежної важільно-телескопічної підвіски (рис. 9.5, в) співвідношення між вертикальною силою R_z і силою пружини $P_{\text{пр}}$ можна одержати із двох силових трикутників *otc* і *otk*.

Нагадаємо, що при побудові силових трикутників лінії сил проводять паралельно їхнім лініям дії. Трикутник *otk* складають сили R_z , $P_{\text{п}}$ осі, що діють уздовж, нижнього важеля, і сила $P_{\text{в}}$, що діє уздовж лінії *Ae*. Силу $P_{\text{в}}$ можна розкласти на дві взаємно-перпендикулярні складові: $P_{\text{пр}}$ і $Q_{\text{пр}}$.

Сила $Q_{\text{пр}}$ хоча й невелика, але вона викликає тертя й зношування штока й поршня в напрямній стійці. Для виключення цих впливів вісь пружини повинна пройти через точку перетинання осі нижнього важеля й вертикальної сили R_z . Тому вісь пружини іноді зміщують щодо осі стійки підвіски.

При балансирній підвісці коліс двох мостів можливі три основних варіанта. Для балансирної підвіски (рис. 12.6, а) вертикальне навантаження на раму передається через три точки силами $R'_2 + R'_3$, R''_2 , R''_3 . При симетричних ресорах одержимо:

$$R_{z3}/R_{z2} = [a(l_{\text{р}} \pm 2\alpha\gamma_3)]/[b(l_{\text{р}} \pm 2\alpha\gamma_2)], \quad (12.25)$$

де γ_2 , γ_3 - питома поздовжня сила другого й третього мостів;

знак «+» - для гальмування;

знак «-» - для розгону.

При різкому гальмуванні R_{z3} виходить в 2-3 рази більше, чим R_{z2} . Тому застосовують автоматичне блокування балансира, що включається при гальмуванні.

Для балансирної підвіски (рис. 12.6, б) вертикальне навантаження на раму передається через дві точки силами R_{z2} і R_{z3} . Реактивні моменти сприймають верхні штанги й балансир, тому $R_{z2} = R_{z3}$ і при га-

льмуванні, і при розгоні. Для балансірної підвіски (рис. 12.6, в), застосовуваної на багатьох автомобілях, у тому числі на автомобілях ЗИЛ, КрАЗ, Урал, вертикальне навантаження на раму передається через одну точку силою $R_{z2} + R_{z3}$. При цьому горизонтальні навантаження сприймаються в реактивних штангах:

$$R_i = \gamma_i R_{zi} (r_k - m) / (m + n), \quad (12.26)$$

$$T_i = \gamma_i R_{zi} [(r_k + n)(0,5c - e) / (m + n)c \pm e/c], \quad (12.27)$$

де c - відстань між нижніми штангами;

e - зсув верхньої штанги від середини мосту.

Автомобільні мости є складальною одиницею й зазвичай складаються в основному з балки мосту, яка є частиною прямого пристрою підвіски автомобіля. В основному мости розділяють на ведучі, керовані, підтримуючі (ведені), комбіновані (ведучі й керовані).

Міст у зборі зазвичай містить у собі колісні гальмові механізми, а іноді й колеса. У ведучих і комбінованих мостах розташовуються головна передача, диференціал, півосі (або карданні передачі), які є частинами трансмісії.

Поворотні цапфи керованих і комбінованих мостів входять у рульове керування, однак зазвичай їх розрахунки на міцність приводять в одному розділі з розрахунками балки мосту. Мости не застосовують при незалежній підвісці керованих коліс і при бортовій схемі трансмісії.

Пружний пристрій підвіски.

Пружний пристрій оцінюють пружною характеристикою підвіски, яка являє собою залежність вертикального навантаження на колесо від деформації підвіски, обмірюваної безпосередньо над віссю колеса:

$$R_z = f(f). \quad (12.28)$$

Розрахунковою величиною є умовний статичний прогин f_p , причому:

$$f_p = m_n g / 2c_p = g / \omega_c^2, \quad (12.29)$$

де $m_n g = R'_{z0}$ - вага підресорених частин автомобіля;

$c_p = \operatorname{tg} \alpha$ - жорсткість підвіски;

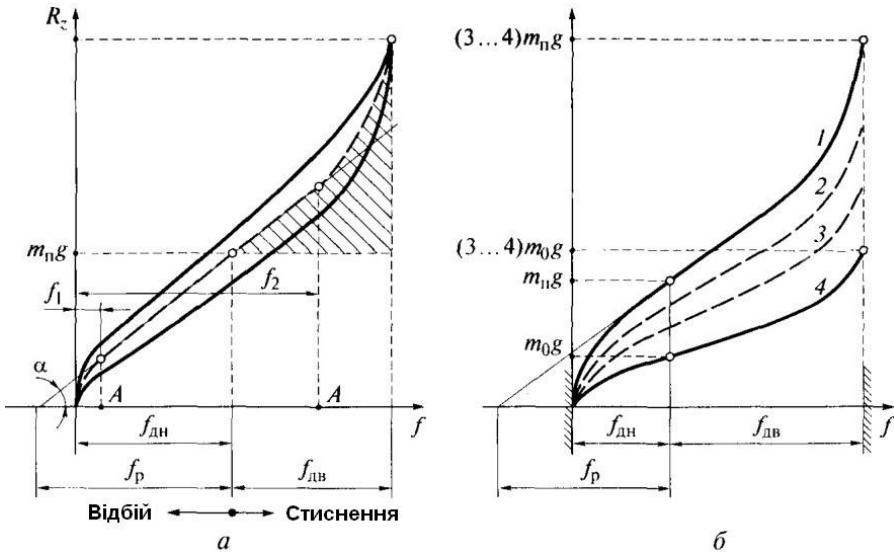
ω_c - власна частота коливань підресорених частин.

У даний час зазвичай для передньої незалежної підвіски легкових автомобілів $f_{p1} = 150...300$ мм, для задньої підвіски $f_{p2} = 125...250$ мм. Для підвісок вантажних автомобілів зазвичай $f_{p1} = 75...100$ мм, $f_{p2} = 70...120$ мм.

Збільшення f_p одержують в основному зменшенням жорсткості, але це призводить до збільшення динамічного прогину $f_{дв}$ - до упору у верхній обмежник. Точки А на рис. 12.7, а - упор у гумовий буфер.

Зазвичай для легкових автомобілів $f_{дв} = 0,5f_p$, для вантажних $f_{дв} = f_p$, для автобусів $f_{дв} = 0,75f_p$.

Заштрихована площа відповідає потенційній енергії, що запасасться підвіскою при наїзді на нерівність, або так називаної динамічної ємності.



а - звичайного металевого; б - близького до ідеального

Рисунок 12.7 - Характеристика пружного пристрою

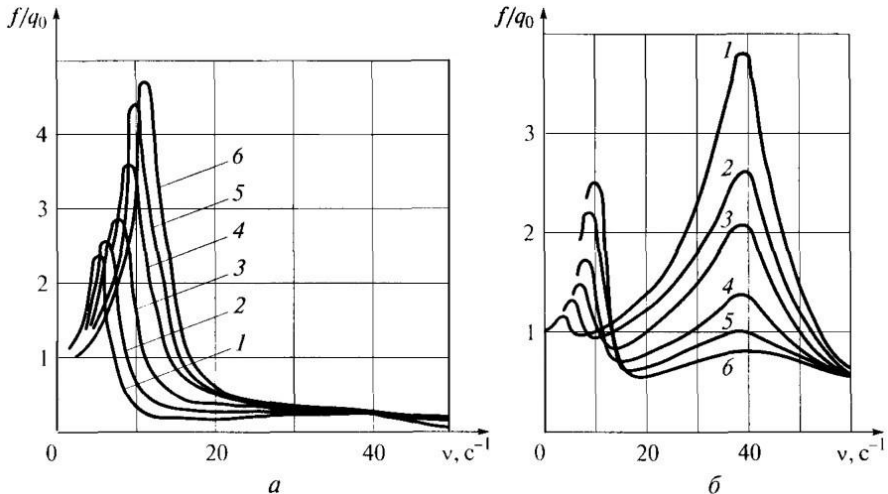
Чим вона більше, тем менше ймовірність ударів в обмежник при русі по нерівній дорозі. Уява про оптимальну пружну характеристику (рис. 12.7, б) в основному зводиться до трьох умов. По перше, для збереження достатньої динамічної ємності при малому $f_{дв}$ необхідна пружна характеристика з $R'_{z \max} = (3...4)R'_{z0}$.

По-друге, що особливо важливо, якщо вага підресорених частин змінюється суттєво при русі з вантажем і без нього, бажано, щоб пружна характеристика складалася із сімейства кривих з однаковими f_p і $f_{дв}$. По-третє, для зменшення жорсткості підвіски поблизу повного статичного прогину й для виконання першої умови необхідно мати нелінійну пружну характеристику.

Виконання цих умов можливе при пневматичних або гідравлічних пружних пристроях. Нелінійність можна одержати й при металевих основних і додаткових пружних пристроях.

Статичний прогин (через жорсткість) суттєво впливає на плавність ходу. На рис. 12.8 наведені розрахункові амплітудно-частотні характеристики - залежності відносного переміщення f/q_0 (q_0 - амплітуда нерівності дороги) кузова (рис. 12.8, а) і колеса (рис. 12.8, б) від частоти ν , Гц, при жорсткостях підвіски $c_p = 5; 10; 15; 30; 45; 60 \text{ Нм}^{-1}$ (відповідно криві 1-6).

Зниження жорсткості зменшує амплітуду переміщень кузова й колеса при низькочастотному резонансі, зміщуючи його в більш низькі частоти, де ймовірність появи резонансу нижча.



а - кузова; б - колеса; 1-6 - для жорсткості підвіски
 $c_p = 5; 10; 15; 30; 45; 60 \text{ Нм}^{-1}$ відповідно;

f/q_0 - переміщення, віднесене до висоти нерівності; ν - частота

Рисунок 12.8 - Амплітудно-частотні характеристики (розрахунок)

Однак при високочастотному резонансі зі зменшенням жорсткості істотно зростають переміщення колеса.

Колісні машини без підвісок - це багато типів тихохідних (з максимальною швидкістю 30...40 км/год) колісних машин, наприклад, вилочні й фронтальні навантажувачі. У них колеса або мости жорстко кріпляться до рами, пружний та пристрій гасіння відсутні. Однак ці короткобазні колісні машини зазвичай при швидкості руху більше 20 км/год входять у галопування (поздовжні коливання навколо поперечної осі, що проходить через центр мас).

Шини мають деякі пружні властивості, що й гасять коливання. Радіальна жорсткість шин автомобілів $c_{\text{ш}}$ зазвичай в 6-12 разів вища, ніж жорсткість пружного пристрою й лише в 2-3 рази вище в автомобілів із шинами регульованого тиску.

Тому з'являється можливість при використанні шин збільшеного діаметра з регульованим тиском і при значному збільшенні колісної бази (відстані між осями переднього й заднього мостів) створити спеціальні багатовісні автомобілі з максимальною швидкістю 60...70 км/год. Такі автомобілі з колісною формулою 8х8: ЗИЛ-135 К (колісна база 7,5 м, усі колеса без підвіски) і ЗИЛ-135ЛМ (колісна база 6,3 м, передні й задні колеса з торсіонною підвіскою, чотири середні колеса без підвіски) та їх модифікації випускалися в 1960-90-ті рр.

З іншого боку, сучасні тягачі великовантажних автопоїздів, використовуваних для міжміських і міжнародних перевезень, крім підвіски коліс, для зниження вібрацій на місці водія, мають вторинне підресорювання: підвіску кабіни, а також підвіску сидіння.

Металеві пружні пристрої. Листові ресори зазвичай виконують функції всіх трьох пристроїв підвіски. Недоліки: мала довговічність, міжлистове тертя, що погіршує плавність ходу, великі габарити й маса. Потенційна енергія, віднесена до одиниці об'єму для листової ресори:

$$A_{\text{ул}} = A/V = \sigma^2/(6E). \quad (12.30)$$

Вона в 4 рази менша при $\sigma = \tau$, ніж для пружини й торсіона, у яких $A_{\text{ул}} = \tau^2/(4G)$ (відношення модулів пружності $E/G = 2,6$). Деформації пружних пристроїв підвіски: листової ресори $f_{\text{рес}}$ (працює на

вигин), витої пружині $f_{\text{пр}}$ (працює на стиск, але її дріт працює на крутіння), торсіона $\varphi_{\text{тор}}$ (працює на крутіння) визначають по формулах:

$$f_{\text{рес}} = P_p \delta l_3^3 (1 - \varepsilon^2)^2 / (48 E J_0), \quad (12.31)$$

$$f_{\text{пр}} = P_p 8 n D^3 / (d_{\text{пр}}^4 G), \quad (12.32)$$

$$\varphi_{\text{тор}} = M_p 32 l_{\text{тор}} / (\pi d_{\text{тор}}^4 G), \quad (12.33)$$

де $\delta = 1,25 \dots 1,50$ - коефіцієнт деформації;

$l_3 = l - l_0$ - ефективна довжина ресори (повна довжина мінус відстань між стрем'янками в центрі ресори);

$\varepsilon = (l_2 - l_1) / l$ - коефіцієнт асиметрії, причому $l_1 + l_2 = l$,

$J_0 = b \sum h_i^3 / 12$ - сумарний момент інерції ресори в середньому перетині; $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа;

n, D - число витків і діаметр пружини;

$d_{\text{пр}}, d_{\text{тор}}$ - діаметри дроту й торсіона;

$G = 8,5 \cdot 10^4$ МПа;

$l_{\text{тор}}$ - довжина торсіона без шліцьових кінців.

У задній підвісці вантажних автомобілів часто застосовують основну ресору з додатковою ресорою. Сила, що навантажує основну ресору, до моменту початку дії додаткової ресори дорівнює:

$$P_o = c_1 f_0, \quad (12.34)$$

де c_1 - жорсткість основної ресори.

При роботі обох ресор:

$$P_p = P_o + (c_1 + c_2)(f - f_0), \quad (12.35)$$

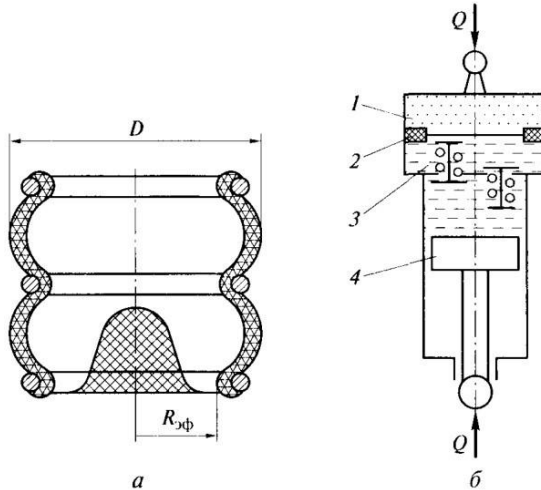
де f - повний прогин основної ресори;

c_2 - жорсткість додаткової ресори.

Таким чином:

$$f = (P_p + c_2 f_0) / (c_1 + c_2), \quad (12.36)$$

Неметалеві пружні пристрої. Для пневматичних підвісок часто застосовують подвійні гумові балони (рис. 12.9, а) з тиском при статичному прогині $p_c = 0,25 \dots 0,50$ МПа.



1 - порожнина з газом; 2 - роздільник; 3 - порожнина з рідиною;
4 - поршень; $R_{эф}$ - ефективний радіус; D - діаметр; Q - витрата

Рисунок 12.9 - Балон (а) пружного пристрою пневматичної підвіски
й циліндр (б) гідропневматичної підвіски

Для балона:

$$P = pF_{эф}, \quad (12.37)$$

де $F_{эф} = \pi R_{эф}^2$ - ефективна площа;

p - надлишковий тиск, МПа, який при динамічній зміні навантаження змінюється наступним чином:

$$p = (p_c + 0,1)(V_c/V)^k - 0,1, \quad (12.38)$$

де V_c , V - сумарний обсяг балона й додаткового резервуара в статичному й розрахунковому положеннях;

$k = 1,3 \dots 1,35$ - показник політропи.

Жорсткість балона:

$$c = dP/df = k(p + 0,1)F_{эф}/V + p dF_{эф}/df, \quad (12.39)$$

де перший доданок характеризує вплив обсягу, другий - форми балона. У пневмогідравлічних підвісках тиск (до 20 МПа) передається газу 1 (рис. 12.9, б) від рідини 3 через роздільник 2. Жорсткість такого

елемента, що не має протитиску знизу на поршень 4, можна визначити з рівняння (12.39), враховуючи:

$$dF_{\text{эф}}/df = 0, p + 0,1 \approx p. \quad (12.40)$$

Пристрій гасіння коливань підвіски.

Ефективними пристроями що гасять коливання, є амортизатори.

Телескопічні амортизатори більш легкі, ніж важільні, мають більш розвинену поверхню охолодження, працюють при менших тисках (2,5...5,0 МПа), більш технологічні.

Характеристика амортизатора - залежність сили, виникаючої на поршні, від швидкості поршня $P_{\text{п}} = f(v_{\text{п}})$ зазвичай нелінійна, але її можна апроксимувати двома прямими для початкової й клапанної ділянок (рис. 12.10, а) із силами опору:

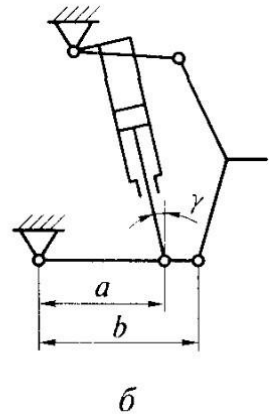
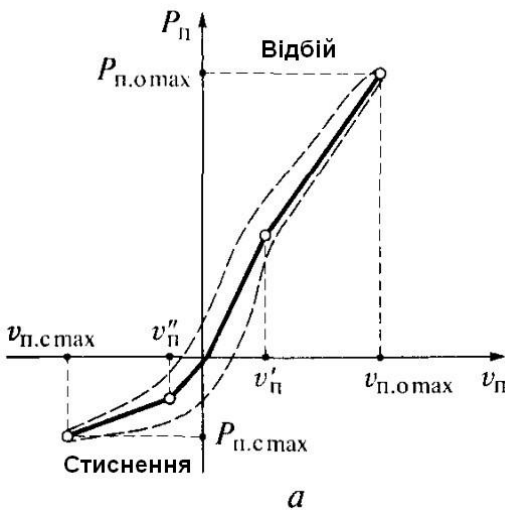
$$P_{\text{п}} = k_{\text{п}} v_{\text{п}}^m, \quad (12.41)$$

$$P_{\text{п}} = P'_{\text{п}} + k_{\text{к}}(v_{\text{п}} - v'_{\text{п}}), \quad (12.42)$$

де k - коефіцієнт опору;

m - показник ступеня, причому зазвичай $1 \leq m \leq 3$;

$v_{\text{п}}$ - швидкість поршня.



а - характеристика; б - схема установки в автомобілі

Рисунок 12.10 - Амортизатор

Площа під кривою $P_{\text{п}} = f(v_{\text{п}})$ відповідає потужності, преутвореної в амортизаторі в теплоту. Визначивши $N_{\text{с}}$ для ходу стиску й N_0 для ходу відбою, можна знайти для умовного амортизатора з лінійною характеристикою ($m = 1$) середні значення:

$$k_{\text{ср.с}} = 2 N_{\text{с}} / v_{\text{п.с}}^2 \max, \quad (12.43)$$

$$k_{\text{ср.о}} = 2 N_0 / v_{\text{п.о}}^2 \max, \quad (12.44)$$

а також еквівалентний коефіцієнт опору:

$$k_{\text{з}} = (k_{\text{ср.с}} + k_{\text{ср.о}}) / 2. \quad (12.45)$$

Тоді коефіцієнт опору, наведений до колеса автомобіля, буде:

$$k_{\text{пр}} = k_{\text{з}} u_{\text{ам}}^2 \cos^2 \gamma_{\text{ам}}, \quad (12.46)$$

де $u_{\text{ам}} = a/b$ - передаточне число й кут установки амортизатора на автомобілі (рис. 12.10, б).

Основні оцінні параметри амортизатора:

а) коефіцієнт аперіодичності (впливає на загасання коливань)

$$\psi_{\text{а}} = k_{\text{пр}} \sqrt{m_{\text{п}} c_{\text{р}}}, \quad (12.47)$$

де $m_{\text{п}}$ - маса підресорених частин;

$c_{\text{р}}$ - жорсткість підвіски; зазвичай $\psi_{\text{а}} = 0,2 \dots 0,4$;

б) максимальні зусилля при стиску й відбої, $P_{\text{макс с}} < P_{\text{макс о}}$;

в) критичні швидкості поршня $v'_{\text{п}}$ і $v''_{\text{п}}$ (рис. 12.10, а).

Теплові розрахунки амортизатора зазвичай проводять при $v_{\text{пр}}$ близько $0,3 \text{ мс}^{-1}$ (границі початкових ділянок). Потужність, Вт, поглинену амортизатором, приймають рівною:

$$N_{\text{ам}} = 0,5(P_{\text{рс}} + P_{\text{ро}})v_{\text{пр}}, \quad (12.48)$$

Потужність, що розсіюється амортизатором у навколишнє середовище, буде дорівнювати:

$$N_{\text{ам}} = k_{\text{т}} F(t_{\text{макс}} - t_{\text{в}}), \quad (12.49)$$

де $F = \pi D(D/2 + l)$ - площа зовнішньої поверхні амортизатора;

$t_{\text{max}} = 120^{\circ}\text{C}$ - припустима температура зовнішньої поверхні амортизатора;

$t_{\text{в}}$ - температура повітря;

$k_{\text{т}} = 45 \dots 60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ - коефіцієнт тепловіддачі.

Керовані підвіски.

Керовані підвіски мають змінювані характеристики й параметри пружного й пристрою гасіння при зміні маси перевезеного вантажу або дорожніх умов. Таке керування зазвичай здійснюється в пневматичних і гідропневматичних підвісках, де спочатку застосовували автоматичні регулятори положення кузова й регулятори жорсткості підвіски. З появою електроніки можливості керованих підвісок розширилися. Перші керовані підвіски створювалися для вирішення конкретних прикладних завдань.

Наприклад, для автокранів - з метою зменшити розмахи крана при русі поза дорогами, для розвізних фургонів - з метою знизити навантажувальну висоту кузова, для пасажирських автомобілів - з метою зменшити крен кузова при русі на поворотах, для спортивних автомобілів - з метою збільшити швидкості проходження поворотів.

У деяких випадках застосування таких керованих підвісок не виправдало себе. Так, наприклад, Міжнародна автомобільна федерація заборонила застосування керованих підвісок на гоночних автомобілях через їхню недостатню швидкодію.

Сучасні керовані підвіски можна розділити на дві великі групи, що відрізняються в основному швидкодією. Це підвіски зі статичним регулюванням і підвіски з динамічним регулюванням.

Підвіски зі статичним регулюванням - це підвіски, у яких параметри заздалегідь устанавлюються відповідно до очікуваної зміни умов використання або умов руху автомобіля. Якщо ці умови не змінюються, то параметри підвіски також не змінюються, і вона працює як некерована. Підвіски зі статичним регулюванням являють собою перший етап створення САУ підвіскою коліс.

Типові підвіски зі статичним регулюванням - це підвіски з регулятором рівня підлоги кузова або іноді застосовувані підвіски з регулюванням опору амортизаторів.

Добре зарекомендували себе підвіски зі статичним регулюванням на автомобілях із довгоходовою підвіскою, наприклад, на багато-

вісних автокранах. У них при русі по бездоріжжю потрібен великий хід підвіски, при русі по дорогах гарної якості - малий хід підвіски. При роботі крана необхідне блокування підвіски.

Підвіски з динамічним регулюванням - це підвіски зі змінним у часі додатковим силовим впливом на підресорену масу з боку підвіски. Вплив створюється або зміною параметрів пасивних елементів підвіски - це напівактивні підвіски, або за допомогою спеціальних активних елементів з підведенням енергії ззовні - це активні підвіски.

Поки що практичне застосування знайшли тільки САУ статичного регулювання. При цьому фірми використовують різні рішення. Фірми «Міцубісі» і «Сітроен» у якості регульованого параметра використовують положення кузова, а також жорсткість підвіски, фірма «Тойота» - опір амортизаторів.

Розрахунки на працездатність.

Розрахункові навантаження. При розрахунках прямого пристрою зазвичай розглядають три навантажувальні режими: прямолінійний рух, занос, динамічне навантаження. Для металевого пружного пристрою основними є розрахунки на утомну міцність.

Розрахунки на утомну міцність металевого пружного пристрою проводять залежно від умов експлуатації, розрахунки на статичну міцність - по зчіпній вазі з урахуванням коефіцієнта динамічності $P_p = g m_{\text{сн}} k_d$ причому k_d береться залежно від умов експлуатації.

Матеріали. Листові ресори, стабілізатори й пружини виготовляють із пружинних сталей 50ХГА, 65Г та ін., торсіони - з 45ХНМФА, 60С2А, 70С2А твердістю 45...50 HRC. Деталі прямого пристрою - з литої сталі 35Л, 45Л, з кувань стали 20, 30Х, 40Х, зі штампованої товстолистової сталі 14Г2, 30Т і т.п. або 20кп, 25пс.

Розрахунки. Листову ресору розраховують на вигин (корінний лист із урахуванням тягової й гальмової сил), кручену пружину - на стиск, торсіон - на крутіння, причому розрахунки виконують для повного прогину зі збитим гумовим буфером. Ресорні пальці розраховують на вигин і зминання, важелі прямого пристрою - на вигин з урахуванням стиску.

Ресори розраховують у такий спосіб. Для симетричної напівеліптичної багатолістової ресори напруга вигину складе:

$$\sigma_{\text{и}} = 1,5 P_p L / (n b h^2), \quad (12.50)$$

де P_p - навантаження на ресору;
 L - повна довжина ресори;
 n - число листів ресори;
 b - ширина листа;
 h - товщина листа.

Для несиметричної напівеліптичної багатолистової ресори напруга вигину:

$$\sigma_{и} = 6P_p l_1 l_2 / (Ln b h^2). \quad (12.51)$$

Для подвійної ресори напруга вигину основної й додаткової ресор:

$$\sigma_{и.о} = P_1 L / (2n_o W_o), \quad (12.52)$$

$$\sigma_{и.д} = P_2 L_d / (2n_d W_d), \quad (12.53)$$

де P_1, P_2 - навантаження на кінцях основної і додаткової ресор відповідно;

W_o, W_d - моменти опору основної та додаткової ресор відповідно.

Для всіх наведених варіантів $[\sigma_{и}] = 1\,000$ МПа.

Складна напруга $\sigma_{сл}$ у корінному листі у вушка ресори, викликувана поздовжньою силою R_x , складається з напруг вигину $\sigma_{и}$ й стиску $\sigma_{сж}$ (або розтягання):

$$\sigma_{сл} = 3R_x(d + h)/(bh^2) + R_x/bh, \quad (12.54)$$

$$[\sigma_{сл}] = 350 \text{ МПа}$$

де d - діаметр пальця ресори.

Пружину розраховують за методикою, розглянутою раніше.

Торсіон розраховують за формою перетину. Напруга крутіння торсіона круглого перетину:

$$\tau = 16M/(\pi d^2), \quad (12.55)$$

Напруга крутіння в пластинчастому торсіоні:

$$\tau = 3M(1 + 0,6h/b)/(nh^2b), \quad (12.56)$$

де n, h, b - число, товщина, ширина пластин відповідно.

Для обох варіантів $[\tau] = 1\,000$ МПа.

Гумові пружні деталі розраховують залежно від способу навантаження по наступних формулах:

на стиск (рис. 12.11. а):

$$\sigma_{сж} = P/F \text{ при } f/h < 0,2, \quad (12.57)$$

де F - площа поперечного перерізу гумової деталі;

f, h - стисла частина й повна висота (перпендикулярно силі P) гумової деталі;

на плоске зрушення (рис. 12.11, б):

$$\sigma_{сд} = P/F \text{ при } f/S < 0,35, \quad (12.58)$$

де f, S - величина зрушення й повна висота (перпендикулярно силі P) гумової деталі;

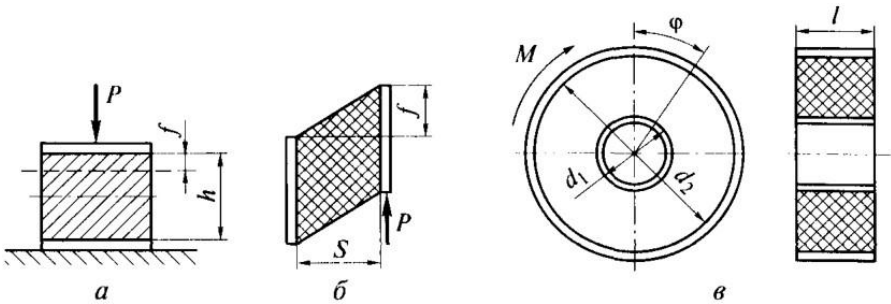
на кругове зрушення (рис. 12.11, в):

$$\tau = 2M/(\pi d_1 l) \text{ при } \varphi < 40^\circ, \quad (12.59)$$

де d_1 - внутрішній діаметр гумової деталі;

l - висота гумової деталі;

φ - кут закручення при деформації гумової деталі.



а - при стиску; б - при плоскому зрушенні;

в - при круговому зрушенні; f - лінійна деформація при дії сили P ;

φ - кутова деформація при дії моменту M

Рисунок 12.11 - Розрахункові схеми гумових пружних деталей

Балка заднього ведучого мосту розраховується в такий спосіб.

При прямолінійному русі (розгоні): згинальний момент у вертикальній площині (рис. 12.12):

$$M_{н.в} = R''_{ц1} l = R''_{цпр} l, \quad (12.60)$$

де $R''_{\text{л}}, R''_{\text{пр}}$ - нормальні (вертикальні) реакції дороги на лівому і правому колесах за винятком ваги колеса $G_{\text{к}}$;

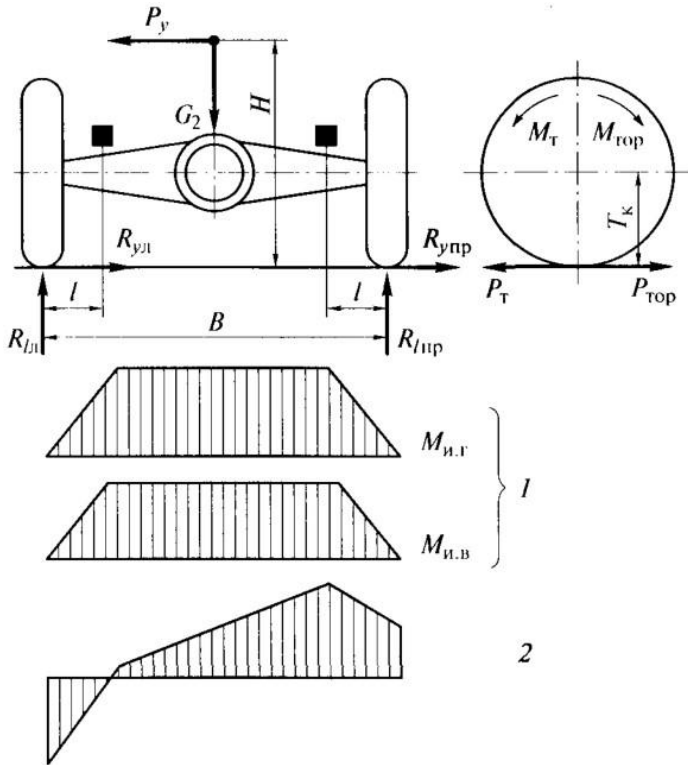
$R_{\text{л}} = R_{\text{пр}} = m_2 G_2 / 2$ - нормальні реакції дороги;

$m_2 = 1, 2$ - коефіцієнт перерозподілу навантаження на задній міст при розгоні;

згинальний момент у горизонтальній площині

$$M_{\text{и.г}} = P_{\text{т.л}} l = P_{\text{т.пр}} l, \quad (12.61)$$

де $r_{\text{к}}$ - радіус колеса.



1 - прямолінійний рух; 2 - занос; l - відстань до кріплення ресори до балки мосту; $P_{\text{т}}$ - сила тяги; $P_{\text{тор}}$ - сила гальмування

Рисунок 12.12 - Розрахункова схема балки ведучого мосту

Результуюча (складна) напруга від вигину й крутіння для круг-

лого трубчастого перетину:

$$\sigma_{\text{сш}} = \frac{1}{W} \sqrt{M_{\text{и.в}}^2 + M_{\text{и.г}}^2 + M_{\text{кр}}^2}, \quad (12.62)$$

де $W = 0,2(D^4 - d^4)/D$ - момент опору трубчастого перетину.

Для прямокутного й коробчастого перетинів напруги в горизонтальній і вертикальній площинах визначають роздільно й підсумовують по залежності:

$$\sigma = M_{\text{и.в}}/W_{\text{в}} + M_{\text{и.г}}/W_{\text{г}}, \quad (12.63)$$

При цьому напругу крутіння не підсумовують із напругою вигину:

$$\tau = P_{\text{т.л}} r_{\text{к}}/W_{\text{кр}} = P_{\text{т.пр}} r_{\text{к}}/W_{\text{кр}}, \quad (12.64)$$

Максимальні напруги вигину відносяться до крайніх волокон перетину, а максимальні напруги крутіння - до середніх волокон перетину. При заносі балку мосту розраховують, розраховуючи $P_{\text{т.л}} = P_{\text{т.пр}} = 0$, на вигин у вертикальній площині. Згинальні моменти:

$$M_{\text{и.л}} = R'_{\text{зл}} l - R_{\text{ул}} r_{\text{к}}, \quad (12.65)$$

$$M_{\text{и.пр}} = R'_{\text{зпр}} l + R_{\text{упр}} r_{\text{к}}, \quad (12.66)$$

де $R_{\text{ул}}$, і $R_{\text{пр}}$ - бічні реакції при заносі;

$$R_{\text{ул}} = R'_{\text{зл}} \varphi, \quad (12.67)$$

$$R'_{\text{зл}} = 0,5 G_2 (1 + 2\varphi H/B) \quad (12.68)$$

$$R_{\text{упр}} = R'_{\text{зпр}} \varphi, \quad (12.69)$$

$$R'_{\text{зпр}} = 0,5 G_2 (1 - 2\varphi H/B), \quad \varphi = 1,0. \quad (12.70)$$

Небезпечний переріз перебуває в місці кріплення ресори, де напруга вигину:

$$\sigma = M_{\text{и}}/W_{\text{и}}, \quad (12.71)$$

При динамічному (наїзд лівим колесом) згинальний момент у вертикальній площині:

$$M_{\text{и}} = R_{\text{зл}} K_{\text{д}} l, \quad (12.72)$$

де $K_{\text{д}} = 1,5 \dots 3,0$ - коефіцієнт динамічності.

Відповідно напруга вигину (12.71).

Для балок мостів, литих зі сталі й чавуну, $[\sigma] = 300$ МПа, для

штампованих зі сталевго листа - $[\sigma] = 500 \text{ МПа}$.

Розрахунки балки переднього мосту роблять так само, як і заднього мосту. При гальмуванні коефіцієнт перерозподілу навантаження на передній міст $m_1 = 1,2$. Вертикальні реакції:

$$R_{\text{зл}} = R_{\text{зпр}} = m_1 G_1 / 2, \quad (12.73)$$

де G_1 - навантаження на передні колеса.

Необхідно враховувати, що балка переднього керованого мосту може мати змінний перетин: двотаврове в середній частині, а до країв після ресорного майданчика поступово перехідне в кругле. В таких випадках або спрощують розрахункову схему або ускладнюють розрахунки, застосовуючи метод кінцевих елементів.

Поворотна цапфа (рис. 12.13, а) розраховується для тих же трьох випадків: прямолінійний рух, занос, динамічне навантаження.

При прямолінійному русі (гальмуванні) сумарний згинальний момент у вертикальній площині:

$$M_{\text{и}} = c \sqrt{R_{\text{зл}}'^2 + P_{\text{тор}}^2}, \quad (12.74)$$

де c - гальмова сила на колесі:

$$R_{\text{зл}}'' = R_{\text{зл}} - G_{\text{к}}, \quad (12.75)$$

$$P_{\text{тор}} = R_{\text{зл}} \varphi, \quad (12.76)$$

При заносі (уліво) напруги вигину на цапфах при $P_{\text{тор}} = 0$

$$\sigma_{\text{и.л}} = (R_{\text{зл}}' l - R_{\text{уд.к}}) / W_{\text{и}}, \quad (12.77)$$

$$\sigma_{\text{и.пр}} = (R_{\text{зпр}}' l + R_{\text{уд.к}}) / W_{\text{и}}, \quad (12.78)$$

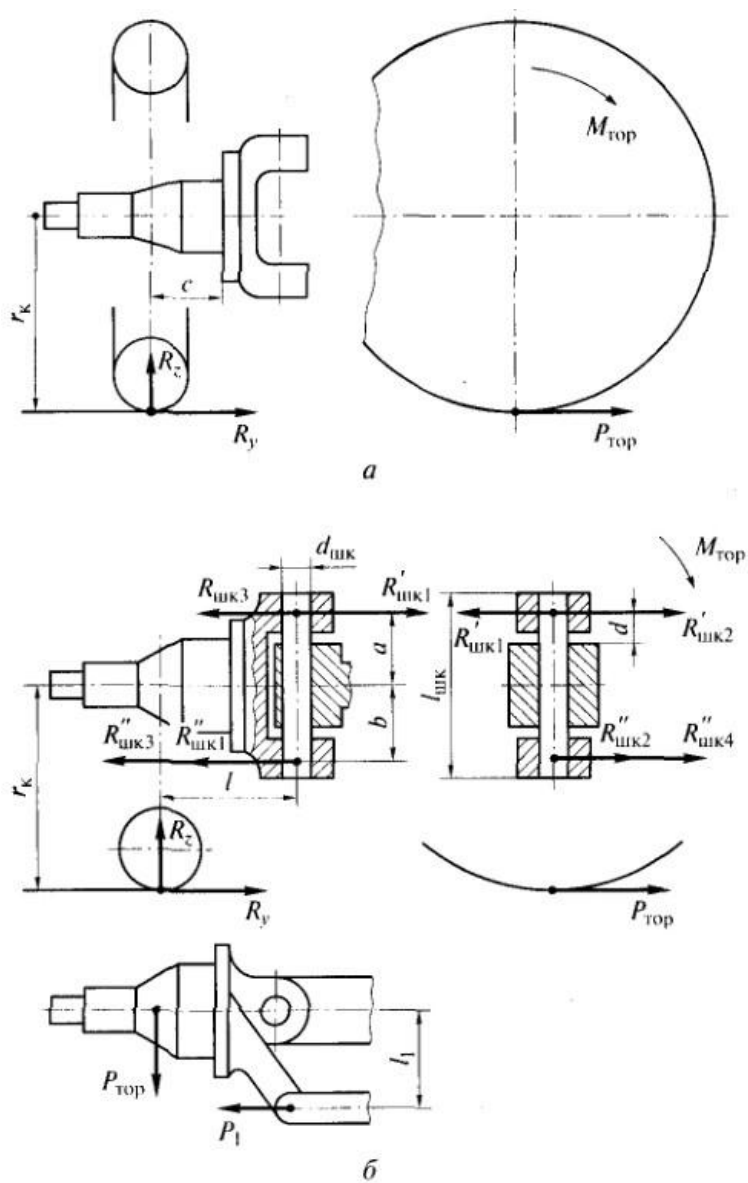
При динамічному навантаженні (наїзд лівим колесом) напруга вигину складе:

$$\sigma_{\text{и}} = R_{\text{зл}} c K_{\text{д}} / W_{\text{и}}, \quad [\sigma_{\text{и}}] = 500 \text{ МПа}, \quad (12.79)$$

де $K_{\text{д}} = 1,5 \dots 3,0$ - коефіцієнт динамічності.

Шворінь (рис. 12.13, б) розраховується в тих же режимах, що й цапфа. Нахилом шворня нехтують.

При прямолінійному русі (гальмуванні) визначаються реакції, що навантажують верхній $R_{\text{шк.в}}$ і нижній $R_{\text{шк.н}}$ кінці шворня, обумовлені відповідною дією, отже:



а - поворотної цапфи; б - шкворня

Рисунок 12.13 - Розрахункова схема

вертикальної реакції R_z :

$$R_{шк1в} = R_{шк1н} = R_z l / (a + b), \quad (12.80)$$

сили $P_{тор}$:

$$R_{шк2в} \approx P_{тор} b / (a + b), \quad (12.81)$$

$$R_{шк2н} = P_{тор} a / (a + b), \quad (12.82)$$

реактивної сили:

$$R_{шк3в} = P_l b / (a + b), \quad (12.83)$$

$$R_{шк3н} = P_l a / (a + b), \quad (12.84)$$

де $P_l = P_{тор} l / l_1$;

гальмового моменту

$$M_{тор} = P_{тор} r_k, \quad (12.85)$$

$$R_{шк4в} = P_{тор} r_k / (a + b). \quad (12.86)$$

Сумарні сили, що діють на кінці шворня, будуть дорівнювати:

$$R_{шк.в} = \sqrt{(R_{шк1в} - R_{шк3в})^2 + (R_{шк4в} - R_{шк2в})^2}, \quad (12.87)$$

$$R_{шк.н} = \sqrt{(R_{шк1н} + R_{шк3н})^2 + (R_{шк4н} + R_{шк2н})^2}, \quad (12.88)$$

На шворінь діють напруги:

зрізу

$$\tau = 4 R_{шк.н} / (\pi d_{шк}^2), [\tau] = 100 \text{ МПа}, \quad (12.89)$$

вигину

$$\sigma_{и} = R_{шк.н} d / W_{и}, [\sigma_{и}] = 500 \text{ МПа}, \quad (12.90)$$

зминання

$$\sigma_{см} = R_{шк.н} / d_{шк} l_{шк}, [\sigma_{см}] = 50 \text{ МПа}. \quad (12.91)$$

При заносі діють тільки поперечні сили від R_z і R_y :
від вертикальної реакції

$$R_{шк1в} = R_{шк1н} = R_z l / (a + b), \quad (12.92)$$

від бічної сили й від моменту, створюваного цієї силою:

$$R_{шк1в} = R_{шк1н} = R_y r_k / (a + b), \quad (12.93)$$

сумарне навантаження на лівому шворні

$$R_{\text{шк.в.л}} = [R_{\text{ул}}(r_{\text{к}} - b) - R_{\text{эл}}l]/(a + b), \quad (12.94)$$

$$R_{\text{шк.н.л}} = [R_{\text{ул}}(r_{\text{к}} + a) - R_{\text{эл}}l]/(a + b), \quad (12.95)$$

сумарне навантаження на правому шворні

$$R_{\text{шк.в.пр}} = [R_{\text{упр}}(r_{\text{к}} - b) + R_{\text{эл}}l]/(a + b), \quad (12.96)$$

$$R_{\text{шк.н.пр}} = [R_{\text{упр}}(r_{\text{к}} + a) + R_{\text{эл}}l]/(a + b), \quad (12.97)$$

Напруги визначаються так само, як і при гальмуванні.

При динамічному навантаженні (наїзд лівим колесом) визначається напруга вигину у вертикальній площині:

$$\sigma_{\text{и}} = R_{\text{эл}}lK_{\text{л}}/W_{\text{и}}. \quad (12.98)$$

Питання для самоперевірки

1. У чому полягають особливості робочого процесу підвіски?
2. Як класифікують підвіски по напрямному пристрою?
3. Як класифікують підвіски по пружному пристрою?
4. Перелічіть вимоги до підвісок.
5. Якими конструктивними заходами забезпечуються вимоги до підвісок автомобілів?
6. Як виглядають характеристики пружного пристрою, та пристрою гасіння (амортизатора)?
7. Які розрахункові навантаження для балок мосту й поворотних цапф?
8. Що таке керовані підвіски?
9. Які переваги забезпечують керовані підвіски?
10. Назвіть матеріали, застосовувані для виготовлення основних деталей підвіски.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

Базова

1. Автомобілі. Теорія : навчальний посібник / В. П. Сахно, В. І. Сирота, В. М. Поляков. Одеса : Військова академія, 2017. 414 с.
2. Гащук П. Автомобіль. Теорія колісного рушія : навч. посібник. Київ : Кондор, 2018. 328 с.
3. Сахно В. П., Григорашенко О. В., Вакуліч А. В. Автомобілі. Всеколісне керування. К. : Національний транспортний університет, 2013. 200 с.
4. Оборський Г. О. Засоби та методи діагностування підвіски та ходової частини автомобіля в умовах станції технічного обслуговування : навч. посіб. Одеса : Наука і техніка, 2012. 265 с.
5. Кравець С. В., Лук'янчук О. П., Тимейчук О. Ю. Дослідження робочих процесів машин і методи оптимізації : навч. посіб. Рівне : НУВГП, 2011. 240 с.
6. Волков В. П., Вільський Г. Б. Теорія руху автомобіля : підручник. Суми : Університетська книга, 2010. 320 с.
7. Сахно В. П., Безбородова Г. Б., Маяк М. М., Шарай С. М. Автомобілі. Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність : навч. посіб. К. : КВЦ, 2004. 174 с.

Допоміжна

8. Нарбут А. Н. Автомобили : Рабочие процессы и расчет механизмов и систем : учебник для студ. высш. учеб. заведений М. : Академия, 2007. 256 с.
9. Скутнев В. М. Основы конструирования и расчета автомобиля. Тольятти : ТГУ, 2012. 295 с.
10. Автомобили: Основы проектирования : Учеб. пособие для вузов / А. Г. Выгонный и др. ; под ред. М. С. Высоцкого. Мн. : Высшая школа, 1987. 152 с.
11. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия : Учеб. пособие для спец. «Автомобили и тракторы» /А. И. Гришкевич и др. ; под ред. А. И. Гришкевича. Мн.: Высшая школа, 1985. 240 с.
12. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Системы

- управления и ходовая часть : Учеб. пособие для вузов / А. И. Гришкевич и др. ; под ред. А. И. Гришкевича. Мн.: Высшая школа, 1987. 200 с.
13. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин: учеб. для вузов. М. : Машиностроение, 1990. 352 с.
 14. Лукин П. П., Гаспарянц Г. А., Родионов В. Ф. Конструирование и расчет автомобиля. М. : Машиностроение, 1984. 376 с.
 15. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости : учебник для вузов / И. С. Цитович и др. ; под общ. ред. Н. Ф. Бочарова. М. : Машиностроение, 1983. 299 с.
 16. Чичекин И. В. Конструирование и расчет шасси автомобиля. Проектирование сцепления. М. : МГИУ, 2010. 115 с.
 17. Бухарин Н. А., Прозоров В. С., Щукин М. М. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля : учеб. пособие для вузов. Л. : Машиностроение, 1973. 504 с.
 18. Peter Lugner. Vehicle dynamics of modern passenger cars. Vienna : CISM International Centre for Mechanical Sciences, 2019. 382 p.
 19. Xiubin Zhang, Muhammad Mansoor Khan. Principles of intelligent automobiles. Shanghai : Shanghai Jiao Tong University Press, 2019. 286 p.
 20. David Crolla. Encyclopedia of automotive engineering. New York : John Wiley & Sons, 2015. 2697 p.
 21. Ansel C. Ugural. Mechanical design of machine components. Boca Raton : CRC Press, 2015. 1008 p.
 22. Dieter Schramm, Manfred Hiller, Roberto Bardini. Vehicle dynamics modeling and simulation. Berlin : Springer-Verlag, 2014. 417 p.
 23. Giampiero Mastinu. Road and off-road vehicle system dynamics handbook. Boca Raton : CRC Press, 2014. 1678 p.
 24. Giancarlo Genta. Motor vehicle dynamics modeling and simulation. London : World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., 2006. 537 p.
 25. Hocine Imine. Sliding mode based analysis and identification of vehicle dynamics. Berlin : Springer-Verlag, 2011. 138 p.
 26. Joseph Katz. Automotive aerodynamics. New York : John Wiley & Sons, 2016. 611 p.
 27. Masato Abe. Vehicle handling dynamics, theory and application. Waltham : Butterworth-Heinemann, 2015. 305 p.
 28. Reza N. Jazar. Vehicle dynamics theory and applications. New York :

- Springer Science+Business Media, LLC, 2014. 1074 p.
29. Richard Stone, Jeffrey K. Ball. Automotive engineering fundamentals. Warrendale : SAE International, 2004. 637 p.
 30. Robert L. Norton design of machinery. New York : McGraw-Hill College, 2011. 541 p.
 31. Victoria A. Banks, Neville A. Stanton. Automobile automation distributed cognition on the road. Boca Raton : CRC Press, 2017. 189 p.
 32. Jo Yung Wong. Theory of ground vehicles. New York : John Wiley & Sons, 2001. 558 p.
 33. Brad Schofield. Model based vehicle dynamics control for active safety Lund : Media-Tryck, 2008. 186 p.
 34. Hans B. Pacejka. Tire and vehicle dynamics. Burlington : Butterworth-Heinemann, 2012. 629 p.
 35. Harald Naunheimer, Bernd Bertsche, Joachim Ryborz. Automotive transmissions : fundamentals, selection, design and application. Dordrecht : Springer Science + Business Media, 2011. 742 p.
 36. Joseph Katz. Race car aerodynamics designing for speed (engineering and performance). Cambridge : Robert Bentley Inc., 1995. 279 p.
 37. Karl Popp, Werner Schiehlen. Ground vehicle dynamics. Berlin : Springer-Verlag, 2010. 357 p.
 38. Massimo Guiggiani. The science of vehicle dynamics handling, braking, and ride of road and race cars. Dordrecht : Springer Science + Business Media, 2014. 364 p.
 39. Moustapha Doumiati, Ali Charara, Alessandro Victorino. Vehicle dynamics estimation using kalman filtering experimental validation. New York : John Wiley & Sons, 2013. 250 p.
 40. Rajesh Rajamani. Vehicle dynamics and control. New York : Springer Science + Business Media, 2006. 485 p.
 41. Rill Georg. Road vehicle dynamics fundamentals and modeling. Boca Raton : CRC Press, 2012. 363 p.
 42. Thomas D. Gillespie. Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale : SAE International, 1992. 486 p.
 43. William F. Milliken, Douglas L. Milliken. Race car vehicle dynamics. Warrendale : SAE International, 1995. 466 p.

Інформаційні ресурси

44. Електронно-пневматична гальмівна система транспортного засобу.

- URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/1871> (дата звернення: 31.03.2020).
45. Теоретичні основи створення та вдосконалення пневматичних апаратів гальмівного керування, підвіски та зчеплення автотранспортних засобів. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/2415> (дата звернення: 31.03.2020).
 46. Система контролю вихідних параметрів руху транспортного засобу. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/2183> (дата звернення: 31.03.2020).
 47. Теоретичні основи створення та вдосконалення пневматичних апаратів гальмівного керування, підвіски та зчеплення автотранспортних засобів. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/2630> (дата звернення: 31.03.2020).
 48. Керованість та стійкість руху автомобілів та тракторів. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/44154> (дата звернення: 31.03.2020).
 49. Обзор современных трансмиссий многоосных транспортных средств. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/11507> (дата звернення: 31.03.2020).
 50. Особливості розподілу потоків потужності у безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісіях. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/43826> (дата звернення: 31.03.2020).
 51. Порівняльний аналіз безступінчастих двопотокових гідрооб'ємно-механічних трансмісій. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/43799> (дата звернення: 31.03.2020).
 52. Порівняльний аналіз математичних моделей процесу розгону універсальних самохідних машин. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/42189> (дата звернення: 31.03.2020).
 53. Прочностной расчет методом конечных элементов звеньев бесступенчатых двухпоточных гидрообъемно-механических трансмиссий. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/3789> (дата звернення: 31.03.2020).
 54. Управление потоками мощности ДВС как средство улучшения технико-экономических показателей автомобиля. URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/17610> (дата звернення: 31.03.2020).