

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 5 - 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 5 - 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. 76 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 5

Вступ	320
Тематичний план лекційних занять	321
Лекція № 9. Карданна передача	323
Лекція № 10. Рульове управління	359
Рекомендована література	389
Базова	389
Допоміжна	389
Інформаційні ресурси	391

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 загально-го 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 заха-ращувати 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 № 9. КАРДАННА ПЕРЕДАЧА

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

Література: [8], с. 123-142; [9], с. 62-88; [11], с. 197-210.

Вимоги до конструкції і класифікація.

Карданна передача включає три основні елементи: карданні шарніри, карданні вали та їх опори. Вона повинна задовольняти наступним основним вимогам: рівномірно (синхронно) передавати крутний момент між агрегатами що з'єднуються; мати високий ККД; бути довговічною; вібраційні навантаження й шум при роботі карданної передачі повинні бути мінімальними.

По числу застосовуваних шарнірів передачі бувають одношарнірні, двошарнірні, тришарнірні і т.д.

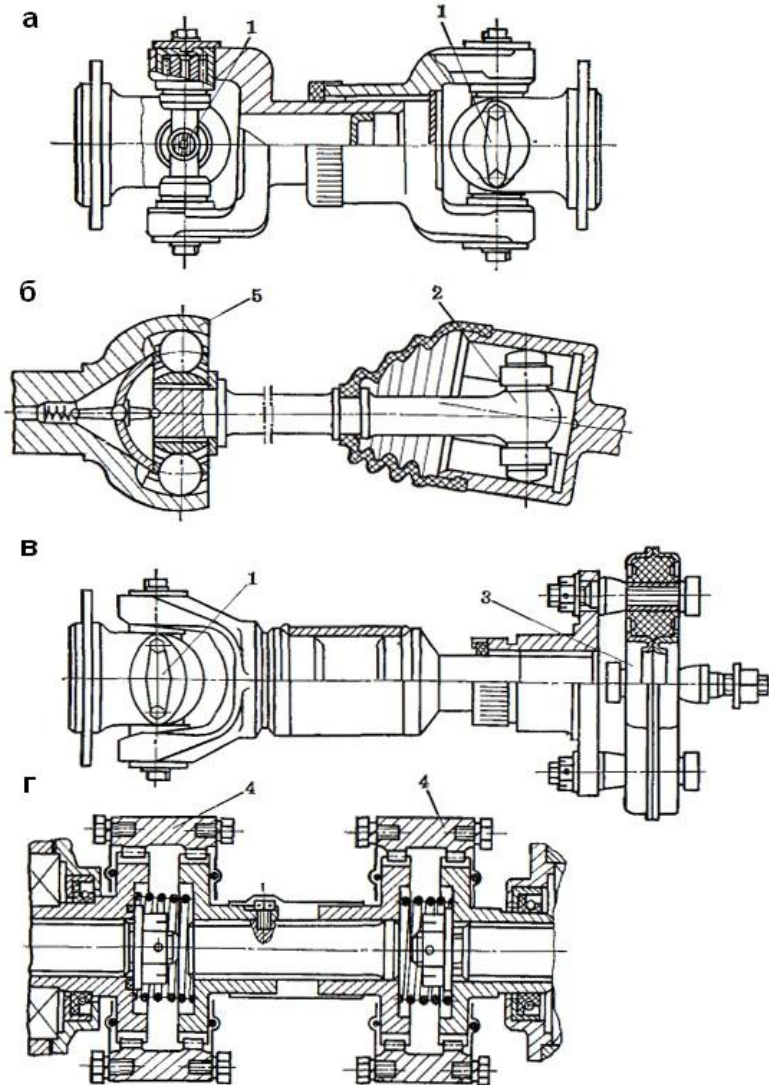
Карданні шарніри підрозділяються по кінематичних властивостях на шарніри нерівних і рівних кутових швидкостей, а по наявності фіксованих осей хитання - на повні карданні й напівкарданні шарніри.

Карданним шарніром нерівних кутових швидкостей називають шарнір, у якого при рівномірній швидкості обертання ведучого вала кутова швидкість веденого вала нерівномірна (шарніри 1-4, рис. 9.1), а карданним шарніром рівних кутових швидкостей - такий, у якого кутові швидкості ведучого й веденого валів рівні (шарнір 5, рис. 9.1, б).

Повним карданним називають шарнір, що має фіксовані осі хитання (шарніри 1, 2 і 5, рис. 9.1), напівкарданним - шарнір, що не має фіксованих осей хитання (шарніри 3, 4, рис. 9.1, в, г). Напівкарданні пружні шарніри 3 (рис. 9.1, в) допускають кутові відхилення осей валів до 5° , а жорсткі шарніри 4 (рис. 9.1, а) - до 2° .

На рис. 9.2, а показана схема карданної передачі, що одержала поширення на автомобілях з одним заднім ведучим мостом. Потужність від коробки передач 1 до мосту 5 передається через два карданні вали 2 і 4 і три шарніри. Вал 2 має проміжну опору 3.

Три двошарнірні передачі мають повноприводні автомобілі із двома ведучими мостами (рис. 9.2, б). Тут між карданными передачами установлена роздавальна коробка 6.



а - із шарнірами, що мають хрестовину; б - двошарнірна передача привода ведучого керованого колеса; в - із шарніром, що має хрестовину, та із пружним напівкарданним шарніром; г - із жорсткими напівкарданими шарнірами

Рисунок 9.1 - Карданні передачі

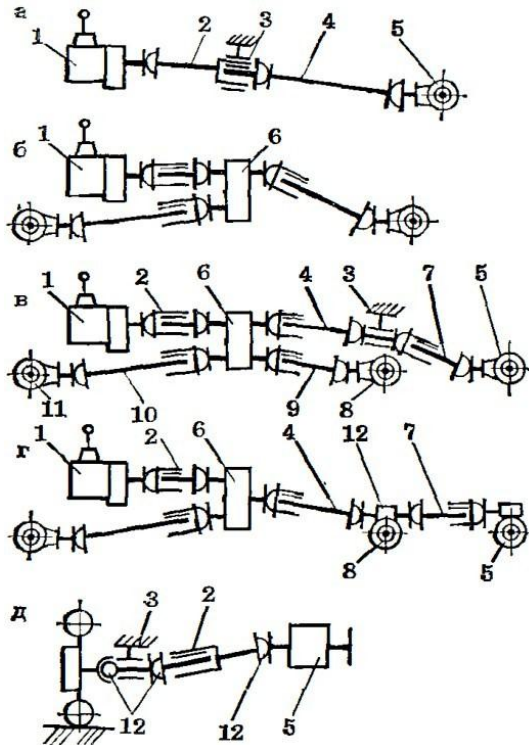


Рисунок 9.2 - Схеми карданних передач

На рис. 9.2, а показана схема трансмісії автомобіля з індивідуальними приводами мостів. При цьому карданна передача заднього мосту 5 має два карданні вали 4 і 7, чотири шарніри й проміжну опору 3. Карданні вали 2, 9 і 10 забезпечують привод відповідно до роздавальної коробки 6, середнього 8 і переднього 11 мостів.

У сучасних великовантажних автомобілях застосовується схема із середнім прохідним мостом (рис. 9.2, б). У цьому випадку карданний вал 4 забезпечує привод додаткового редуктора 12, від якого потужність роздається до мостів: до середнього 8 - безпосередньо, а до заднього - через карданний вал 7.

Для привода ведучого керованого колеса використовується схема, зображена на рис. 9.2, д, де встановлюється кілька шарнірів 12, із проміжною опорою 3 і шліцьовим з'єднанням на валу 2.

Конструкції карданних передач і їх елементів.

У трансмісіях сучасних автомобілів переважають карданні передачі (рис. 9.3, а) карданні шарніри, що мають повні, проміжний і основний карданні вали й проміжну опору (шарикопідшипник 16).

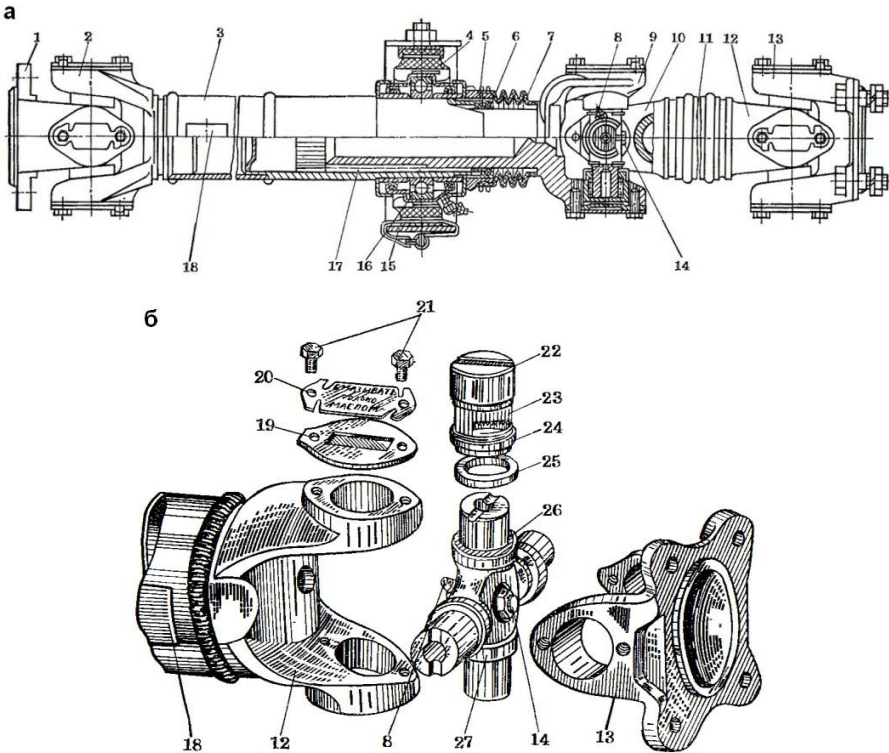


Рисунок 9.3 - Карданна передача автомобіля ЗІЛ-130 і деталі карданного шарніра

Карданний шарнір складається із двох вилок 12 і 13 (рис. 9.3, б) і хрестовини 27, що з'єднує вилки шарнірно.

Крайні вилки 1 і 13 карданних шарнірів постачені фланцями, які кріплять болтами до фланців на кінцях валів агрегатів, що з'єднуються карданною передачею. Вилку 2 лівого карданного шарніра приварено до проміжного вала 3, а вилка 10 середнього й вилка 12 правого шарнірів - до основного карданного вала 11. Вилка 9 середнього шарніра

за допомогою шліців 17 з'єднана із проміжним валом 3. Це ковзне шліцьове з'єднання необхідне для компенсації зміни довжини вала, яке виникає при деформації пружних елементів підвіски агрегатів автомобіля, що з'єднуються карданною передачею.

Хрестовини карданних шарнірів з легованих сталей 20ХГНТР, 15ХГНТА й 12ХНЗА піддають нітроцементації на глибину до 1,2 мм із наступним загартуванням, а з вуглецевої сталі 55ПП зниженої прокалюваності - з поверхневим загартуванням при нагріванні струмами високої частоти з переривчастим відпусканням. Жорсткість поверхневого шару хрестовин після остаточної обробки повинна бути на циліндричній поверхні шипів хрестовини HRC 61...64, на торцях шипів хрестовин не менше HRC 59.

На шипах хрестовини встановлені стакани 22 з голчастими підшипниками 23. Голки підшипника опираються на стопорну шайбу 24. Стакан ущільнений на хрестовині гумовим або корковим сальником 25, установленим у металевому корпусі 26, який надітий на хрестовину. Від осьових переміщень стакани 22 голчастих підшипників фіксуються у вушках вилок 12 і 13 кришками 19 і стопорними пластинками 20 з болтами 21 або, як показано на рис. 9.4, а, б, стопорним кільцем 1, яке може встановлюватися як зовні, так і усередині шарніра. Установка стопорного кільця зовні (рис. 9.4, а) полегшує складання, але збільшує розміри вилки.

Від центральної маслянки 8 масло до підшипників подається по каналах у хрестовині. Для видалення зайвого масла в хрестовину вкручений на різьбленні корпус із запобіжним клапаном 14, через який видавлюється масло у випадку перевищення припустимого тиску в каналах.

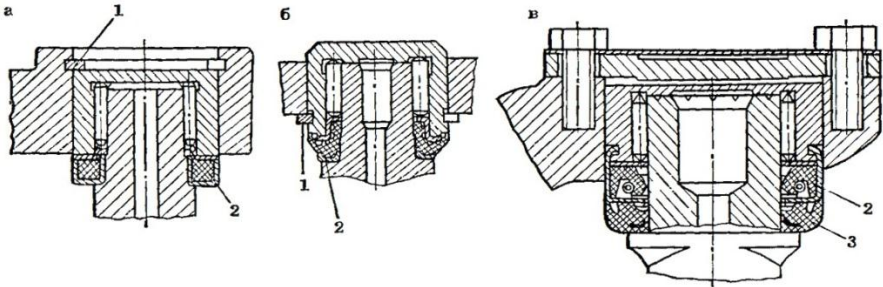


Рисунок 9.4 - Варіанти кріплення стакана й ущільнення голчастого підшипника

Застосовують також карданні шарніри, у яких клапан у хрестовині відсутній, а зайве мастило й продукти зношування видавлюються з підшипників через гумові сальники (рис. 9.4, в), установлені під стаканами на хрестовині (проточна система змащення).

Останнім часом голчасті підшипники змазують на тривалий строк експлуатації. Тому хрестовина карданного шарніра маслянки й каналів не має (одноразова система змащення). Зміну мастильного матеріалу в таких карданних шарнірах роблять тільки при капітальному ремонті карданного вала.

Витіканню мастильного матеріалу з голчастих підшипників і влученню в них бруду перешкоджають гумові армовані сальники 2 (рис. 9.4). На рис. 9.4, б показаний багатокрайковий сальник з радіально-торцевим ущільнювачем, а на рис. 9.4, у зображене ущільнення з однокрайковим гумовим радіальним самопіджимним сальником 2, що допускають прохід продуктів зношування й мастильного матеріалу при його прокачуванні через підшипник, і двокрайковим гумовим торцевим сальником 3, що запобігають влученню бруду в порожнину підшипника.

Шліцьове з'єднання 17 (рис. 9.3, а) змазують при складанні карданної передачі; витіканню масла з нього перешкоджають гумовий сальник 5 і повстяний 6. Шліцьове з'єднання, крім того, захищається від бруду чохлом 7.

Карданні вали складаються з тонкостінних труб, до яких приварюються вилки або шліцьові наконечники. Труби виготовляються зі стрічкової маловуглецевої сталі (сталь 20), що зварюється встик. Розміри перетинів труб карданних валів стандартизовані. Шліцьові наконечники рухливих з'єднань виготовляють зі сталі 40Х з наступним загартуванням струмами високої частоти. Жорсткість поверхневого шару 44,5...46,5 HRC.

Карданні вали динамічно балансують. Карданні передачі, що складаються із двох карданних валів, балансуються спільно. Норма залишкового дисбалансу карданного вала на кожному кінці вала або в проміжній опорі для тришарнірних карданних передач оцінюється по питомому дисбалансу, обумовленому відношенням крутного моменту до маси карданної передачі й кількості шарнірів у ній. Максимально припустима норма питомого залишкового дисбалансу карданного вала (або в проміжній опорі для тришарнірної карданної передачі) не повинна бути більше 0,6 мН·м/кг для трансмісій легкових автомобілів,

вантажних автомобілів малої вантажопідйомності (до 1 т) і особливо малих автобусів; $1,0 \text{ МН} \cdot \text{м/кг}$ для трансмісій інших автомобілів.

При балансуванні до валів приварюють балансувальні пластини 18 (рис. 9.3). Карданний вал 3, зображений на рис. 9.3, а, опирається на проміжну опору. Шарикопідшипник 16 розташований в гумовій подушці 4, укріпленої болтами разом із кронштейном 15 опори на поперечці рами автомобіля. Гумова подушка гасить вібрації й зменшує навантаження на карданний вал, викликані неточністю установки опори й деформаціями рами.

На рис. 9.5, а показана проміжна опора з радіальним шарикопідшипником 1, внутрішня обойма якого встановлена на наконечнику карданного вала 2, а зовнішня - у гумовій втулці 3; втулка за допомогою кронштейна 4 кріпиться на рамі (несучому кузову) автомобіля. Пружний елемент 3 має спеціальні прорізи, що підвищують його еластичність і сприятливі гасінню вібрацій.

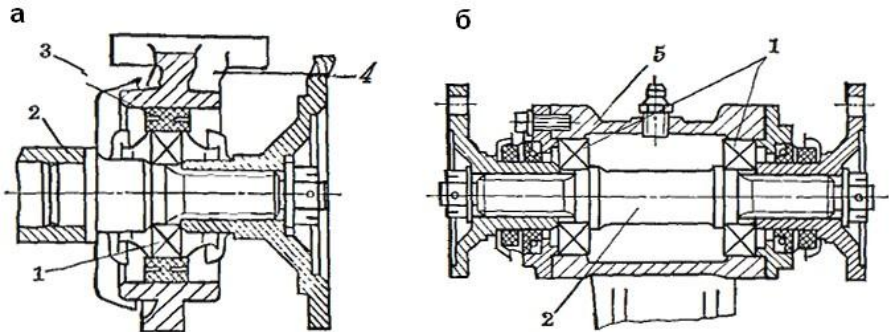


Рисунок 9.5 - Проміжні опори

Проміжна опора, що складається з вала 2, встановленого в корпусі 5 на підшипниках 1 (рис. 9.5, б), включається в карданну передачу при значних відносних переміщеннях агрегатів трансмісії, з'єднаних карданним валом, або при неможливості з'єднати агрегати одним валом (наприклад, для привода заднього мосту автомобіля із трьома мостами). Двохопорні проміжні опори сприймають осьові навантаження, тому в них часто встановлюють роликові конічні підшипники.

Шарніри рівних кутових швидкостей.

Карданні шарніри рівних кутових швидкостей застосовуються

для привода керованих ведучих коліс і ведучих коліс із незалежною підвіскою, де вони забезпечують рівномірне обертання коліс при кутах γ між валами до 50° .

Найбільше практичне застосування одержали шарніри рівних кутових швидкостей наступних типів.

Здвоєні карданні шарніри (рис. 9.6) являють собою карданну передачу із двома шарнірами нерівних кутових швидкостей, у якої довжина карданного вала дорівнює нулю, вилки розташовані в одній площині й пристроєм що центрує, забезпечується рівність кутів нахилу валів γ_1 і γ_2 . Пристрій складається зі сферичної обойми 6, вставленої в розширення вала 1, сферичного сухаря 7, установленного на кінці вала 4, і гумового захисного чохла 5. Вали 1 і 4 мають вушка. Втулки 2 з'єднують вали зі складеними хрестовинами 3. Хрестовини встановлені в корпусі шарніра 8.

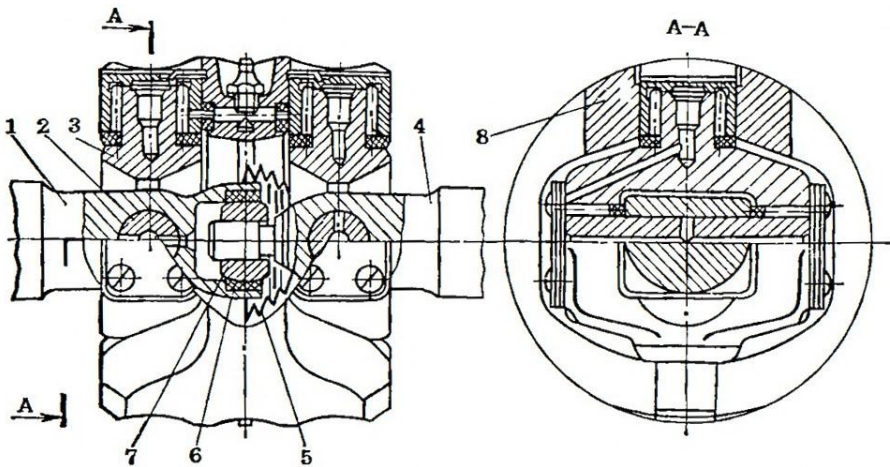


Рисунок 9.6 - Здвоєний карданний шарнір

Недоліком здвоєного шарніра є конструктивна складність, а також те, що він не може передавати великі крутні моменти через обмеження тиску голок на палець хрестовини.

Кулачковий шарнір (рис. 9.7, а) має: дві вилки 2 і 6, насаджені на вали 1 і 7 або викувані з ними як одне ціле; два напівциліндричні кулачки 3 і 5, охоплювані вилками; диск 4, що входить у циліндричні пази кулачків. Такий шарнір працює аналогічно здвоєному, у якому

перший шарнір створює нерівномірність обертання, а другий усуває цю нерівномірність. У результаті цього приводний вал обертається рівномірно. На рис. 9.7, б наведена інша конструкція кулачкового карданного шарніра. У вилках 1 і 6 цього шарніра встановлено два кулачки 2 і 4, які з'єднані між собою за допомогою шипу 3 і паза 5.

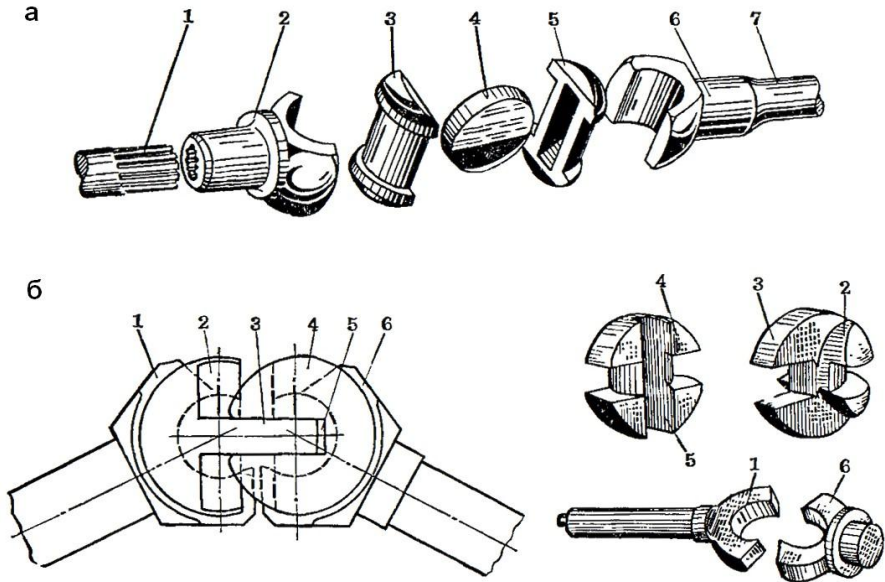


Рисунок 9.7 - Кулачкові шарніри

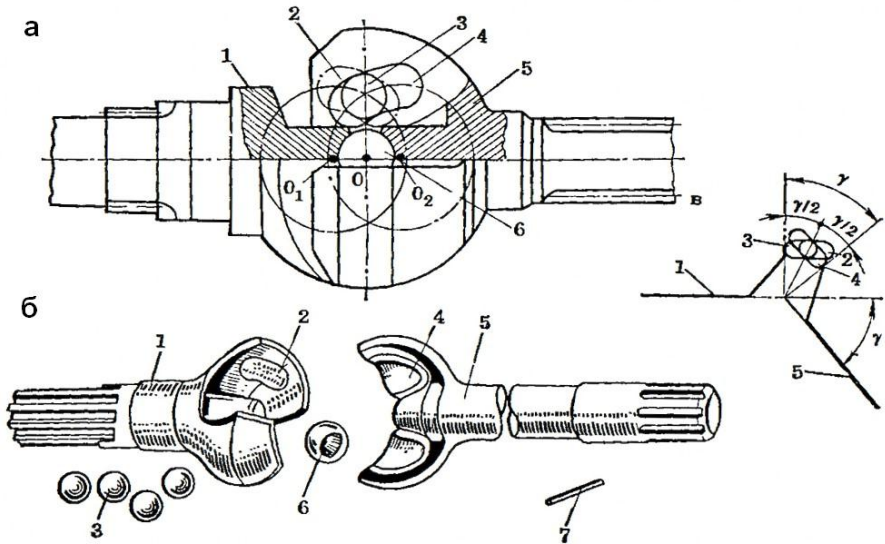
Кулачкові шарніри відрізняються простотою конструкції й здатністю передавати крутий момент до 30 кНм внаслідок наявності розвинених передавальних поверхонь. Однак ККД цих шарнірів нижче, чим у здвоєних. Вони встановлюються в картерах або мають спеціальні захисні кожухи.

Кулькові шарніри забезпечують рівність кутових швидкостей валів що з'єднуються за рахунок того, що їх робочі кульки завжди розташовуються в бісекторній площини.

Вали 1 і 5 кулькового шарніра з ділильними канавками (рис. 9.8, а...в) мають вилки, у яких вирізано по чотири канавки 2 і 4. У зібраному виді вилки розташовуються у взаємно перпендикулярних площинах, а між ними встановлюються кульки 3. Для центрування вилок в

одній з них установлюється на штифті 7 кулька 6 що центрує, з лискою, яка потрібна для проходу робочих кульок 3 при складанні.

Застосовуються також кулькові шарніри, у яких кулька 6 установлюється без штифта 7. Середні лінії канавок (рис. 9.8, а) являють собою окружності рівного радіуса із центрами O_1 і O_2 , які перебувають на однаковій відстані від центру карданного шарніра O . У результаті при будь-якому куті між валами робочі кульки 3 утримуються в площині, що проходить через точки перетинання середніх ліній канавок 2 і 4, й ділить навпіл кут між осями валів (рис. 9.8, в).

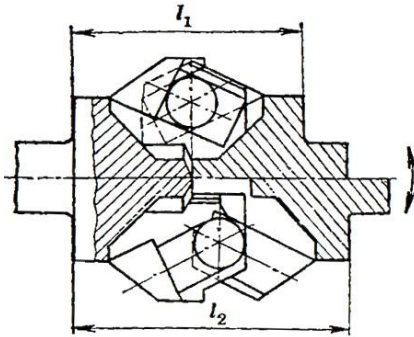


а - поздовжній розріз; б - деталі; в - схема

Рисунок 9.8 - Кульковий шарнір з ділильними канавками

Залежно від розмірів шарніри цього типу розраховані на передачу крутного моменту 1,34...7,60 кНм. Кулькові шарніри збирають із попереднім натягом, що залежать від розмірів шарніра. Складання шарніра - селективне. Для цього підбираються кульки однакового діаметра в межах жорсткого допуску.

Різновидом розглянутого шарніра є кульковий шарнір із прямолінійними канавками (рис. 9.9), який допускає кутові й осьові переміщення валів, що з'єднуються.



l_1 - при стисненні;
 l_2 - при розтягуванні

Рисунок 9.9 - Кульковий шарнір
 з прямолінійними ділильними
 канавками

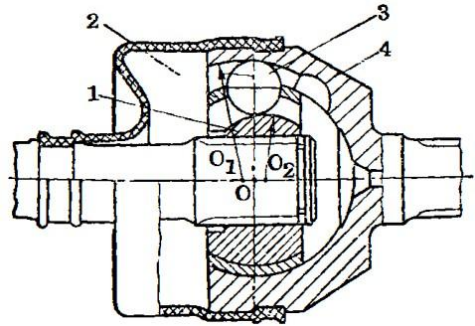
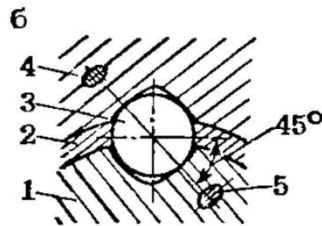
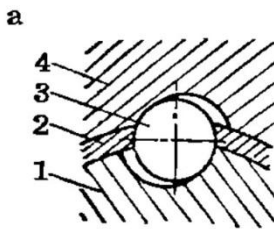


Рисунок 9.10 - Кульковий шарнір
 з канавками змінного перерізу



1 - обойма, 2 - сепаратор; 3 - кулька;
 4 - чашка; 5 - проекція зони контакту

Рисунок 9.11 - Схема розташування кульки в канавках
 з поперечним перерізом різної форми

На рис. 9.10 показана конструкція кулькового шарніра. Він складається із внутрішньої обойми 1, сепаратора 2, шести кульок 3 і чашки 4. Центри кривизни канавок O_1 і O_2 розташовані на однаковій відстані від центру шарніра O . Тому що положення середньої лінії канавки відносно центру шарніра змінюється, кутові переміщення валів викликають підйом або опускання канавок, за рахунок чого змінюється положення кульок. У цій конструкції кульки встановлюються в бісекторній площині сепаратором 2.

Поперечний переріз канавок кулькового шарніра може представляти не окружність (рис. 9.11, а), а еліпс (рис. 9.11, б). Конфігурація

еліпса така, що лінія дії сил у точках контакту кульок з канавками становить 45° з напрямком дії окружної сили. Центри плям контакту 5 кульок шарніра з поверхнею канавок розташовуються при цьому на певному видаленні від зовнішніх крайок канавок чашки й обойми, що охороняє останні від зминання й дозволяє витримувати тривалі динамічні навантаження. Шарніри цього типу можуть передавати крутний момент до 50 кНм.

Розрахунки здвоєних карданних шарнірів із хрестовинами аналогічні розрахункам карданних передач із шарнірами нерівних кутових швидкостей.

У кулачкових шарнірах напруги зминання на контактуючих поверхнях відносно невисокі внаслідок значної площі останніх. Розрахунки вилок ведуться як і для шарнірів нерівних кутових швидкостей.

Основні розміри й передавані розрахункові крутні моменти для шарнірів рівних кутових швидкостей, застосовуваних на повноприводних автомобілях, наведені у довідковій літературі.

Вилки кулькових шарнірів рівних кутових швидкостей зазвичай виготовляють зі сталі 15 НМ із наступною цементацією й загартуванням, кульки - зі сталі ШХ15.

Робочий процес карданних передач.

Робочий процес карданних передач в основному визначається особливостями схеми сил на карданних шарнірах, а також умовами виникнення вібрацій і заходами щодо їхнього зменшення.

Схеми розташування і кінематика карданних шарнірів.

Якщо вали карданної передачі з'єднані шарніром нерівних кутових швидкостей і розташовані під кутом один до одного при рівномірному обертанні одного вала, інший буде обертатися нерівномірно. Це викликано тим, що при обертанні валів хрестовина шарніра робить складний рух.

На рис. 9.12 зображено два характерні положення хрестовини: 1) вісь O_1O_1 щодо якої повертається площина хрестовини, перебуває в площині малюнка, а площина хрестовини розташована перпендикулярно до осі вала 1 (рис. 9.12, а); 2) вісь O_1O_1 перпендикулярна до площини малюнка, а площина хрестовини розташована перпендикулярно до осі вала 2 (рис. 9.12, б).

Вісь O_1O_1 обертається в просторі щодо перпендикулярної до неї осі вала 1. Виражаючи лінійні швидкості точок C_1 і C_2 через кутові

швидкості валів 1 і 2, одержимо:

$$v_{c1} = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 = v_{c2}, \quad (9.1)$$

Радіуси r_1 і r_2 точок C_1 і C_2 щодо осей валів 1 і 2 $r_2 = r_1 \cos \gamma$; $r_1 = r_2 \cos \gamma$. Таким чином, для першого положення $\omega_2 = \omega_1 / \cos \gamma$, для другого $\omega_2 = \omega_1 \cos \gamma$. Для проміжних положень хрестовини, кутова швидкість вала 2 перебуває в інтервалі:

$$\omega_1 / \cos \gamma > \omega_2 > \omega_1 \cos \gamma, \quad (9.2)$$

отриманий результат свідчить про те, що вали 1 і 2 обертаються нерівномірно. Співвідношення між кутами повороту φ_1 і φ_2 валів 1 і 2, з'єднаних карданним шарніром із хрестовиною, визначається вираженням:

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi_2 \cos \gamma \quad (9.3)$$

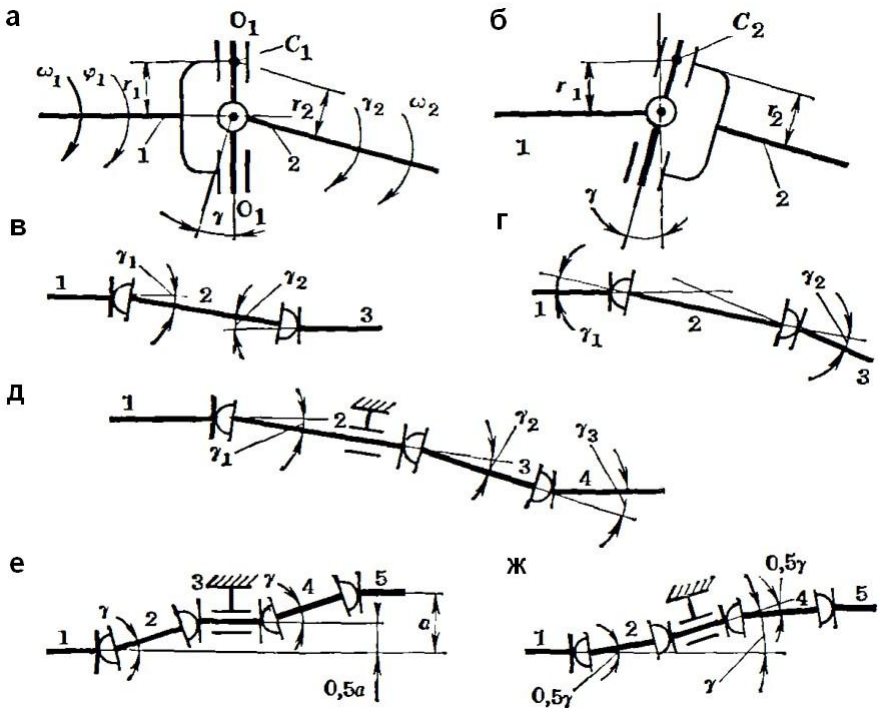


Рисунок 9.12 - Схеми розташування валів карданної передачі

Ступінь нерівномірності обертання вала 2 при рівномірному обертанні вала 1 тим більше, чим більше кут γ . Тому при номінальному навантаженні в статичному стані автомобіля кути установки карданних валів не повинні перевищувати:

- 3° - для легкових автомобілів,
- 4° - для вантажних автомобілів і автобусів,
- 8° - для автомобілів високої прохідності.

Крім того, кут γ повинен бути не менше 1° через небезпеку бризнення контактуючих поверхонь голчастих підшипників.

У двохарнірної карданної передачі (рис. 9.12, в, з) для першого шарніра співвідношення між кутами повороту валів 1 і 2 виражається формулою:

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \operatorname{tg} \varphi_1 / \cos \gamma_1 . \quad (9.4)$$

Для другого шарніра співвідношення між кутами повороту валів 2 і 3:

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \operatorname{tg} \varphi_3 / \cos \gamma_2 , \quad (9.5)$$

Для розгляду наведених вище виражень необхідно забезпечити однаковий початок відліку кутів γ_1 і γ_3 , що досягається установкою вилок на карданному валу 2 в одній площині. Тоді рівність кутів γ_1 і γ_3 забезпечується, якщо:

$$\cos \varphi_1 = \cos \varphi_3 , \quad (9.6)$$

$$\gamma_1 = \gamma_2 , \quad (9.7)$$

У випадку тришарнірної карданної передачі із проміжною опорою синхронне обертання валів 1 і 4 при розміщенні вилок, як показано на рис. 9.12, д, буде за умови:

$$\cos \gamma_1 \cos \gamma_2 = \cos \gamma_3 . \quad (9.8)$$

У наведеній схемі вал 3 має вилки, установлені в одній площині, а вал 2 - вилки, розгорнуті під кутом 90°.

Якщо повернути на 90° праву вилку на валу 2, номери кутів у попередній рівності зміняться:

$$\cos \gamma_1 \cos \gamma_3 = \cos \gamma_2 \quad (9.9)$$

Під час руху автомобіля кути γ_2 і γ_3 тришарнірної передачі можуть мінятися при постійному куті γ_1 , тому повної синхронізації обертання валів 1 і 4 досягти не можна.

Синхронізація, однак, тим ближче до повної, чим менше кут γ_1 , тому рекомендується його обирати малим ($1-2^\circ$). У чотирьохшарнірній карданній передачі з проміжною опорою (рис. 9.12, е, ж) синхронне обертання не тільки кінцевих валів 1 і 5, але й вала 3 проміжної опори забезпечується при дотриманні зазначених вище умов для кожної із двох двошарнірних передач, що складають чотирьохшарнірну.

Якщо кути установки карданного вала перебувають у двох взаємно перпендикулярних площинах:

$$\gamma = \sqrt{\gamma_{\text{гор}}^2 + \gamma_{\text{верт}}^2}. \quad (9.10)$$

Від кута установки карданних валів залежить ККД карданної передачі. Для карданної передачі із двома шарнірами нерівних кутових швидкостей ККД доходить у середньому до 0,99 при куті γ між валами, що не перевищує 8° . При збільшенні цього кута до 14° ККД знижується до 0,95 при одночасному збільшенні нагрівання й зношування деталей карданного шарніра.

Передача обертового руху карданними шарнірами.

Як вже було сказано раніше, при передачі обертового руху під кутом за допомогою шарнірів виникають труднощі в забезпеченні рівномірного обертання вала, розташованого за шарніром. На рис. 9.13, а наведена схема, що пояснює умову, при якій забезпечується створення шарніра рівних кутових швидкостей.

У точці А кінці валів не з'єднані, вони лише стикаються, але:

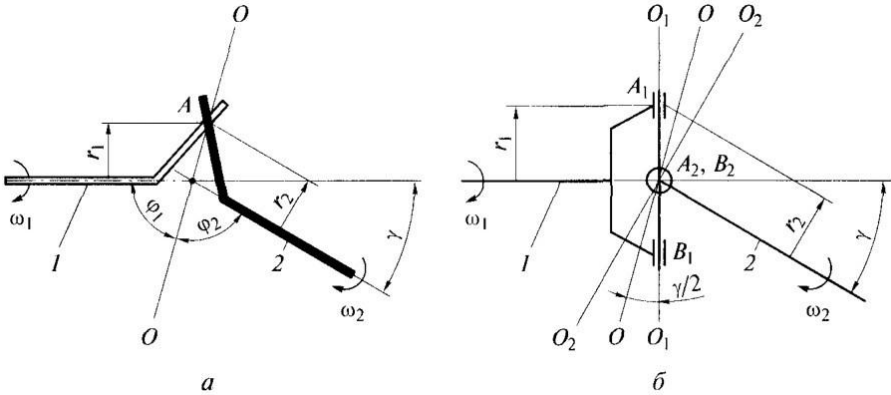
$$v_A = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2, \quad (9.11)$$

виходить, умова $\omega_2 = \omega_1$ здійсненна, якщо $r_2 = r_1$. При повороті вала 1, наприклад на 180° , r_1 і r_2 зменшуються, але їх рівність повинна зберегтися. Отже, точка А контакту валів 1 і 2 повинна переміщатися по бісекторній площини ОО ($\varphi_1 = \varphi_2$) при обертанні валів.

У жорсткому шарнірі нерівних кутових швидкостей ця умова не виконується (рис. 9.13, б), тому що шипи A_1 і B_1 хрестовини 3 переміщаються в площині O_1O_1 перпендикулярній осі вала 1, а шипи

A_2 і B_2 - у площині O_2O_2 , перпендикулярної осі вала 2. Якщо вал 1 повернеться на кут α_1 , вал 2 повернеться на кут α_2 , причому:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \operatorname{tg} \alpha_2 \cos \gamma, \quad (9.12)$$



а - умови шарніра рівних кутових швидкостей;

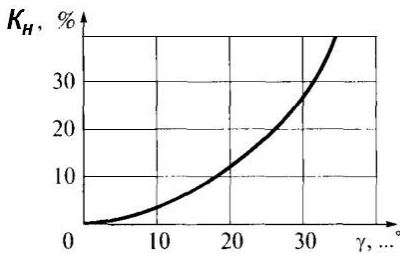
б - умови жорсткого шарніра нерівних кутових швидкостей;

1 - вал, розташований до шарніра; 2 - вал, розташований після шарніра;

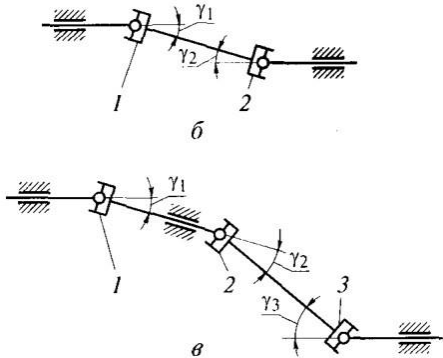
A - точка контакту валів 1 і 2; A_1, B_1, A_2, B_2 - шипи хрестовини;

OO - бісекторна площина

Рисунок 9.13 - Схеми карданих шарнірів



а



б

в

1, 2, 3 - шарніри; в - кут зламів шарнірів

Рисунок 9.14 - Коефіцієнт нерівномірності обертання карданного вала (а) і схеми карданної передачі із двома шарнірами (б) та із трьома шарнірами (в)

Продиференціювавши залежність (9.12), одержимо:

$$\omega_1 / \cos^2 \alpha_1 = \omega_2 \cos \gamma / \cos^2 \alpha_2, \quad (9.13)$$

і після перетворень:

$$u_k = \omega_1 / \omega_2 = \cos \gamma (1 + \sin^2 \alpha_1 \operatorname{tg}^2 \gamma) \geq 1, \quad (9.14)$$

З (9.14) випливає, що $\omega_1 \neq \omega_2$, причому коефіцієнт нерівномірності K_H (рис. 9.14, а) при кутах $\gamma < 10^\circ$ невеликий:

$$K_H = (\omega_{2\max} - \omega_{2\min}) / \omega_1 = 1 / \cos \gamma - \cos \gamma. \quad (9.15)$$

При двох шарнірах з валами, що лежать в одній площині, нерівномірне обертання карданного вала (рис. 9.14, б) можна перетворити в рівномірне обертання веденого вала, якщо поставити другий шарнір з кутом зламу $\gamma_2 = \gamma_1$ причому вилки шарнірів нерівномірно обертового вала K повинні лежати в одній площині. Це правило слухне для будь-якого парного числа шарнірів. Веденим валом будемо вважати вал, розташований після останнього шарніра.

Якщо при двох шарнірах ведучий і ведений вали не лежать в одній площині, тоді умови, що забезпечують синхронність обертання цих валів, визначають у такий спосіб.

Проводять першу площину через ведучий і карданний вали й другу площину - через ведений і карданний вали. Необхідно, щоб вилка шарніра, з'єднаного із ведучим валом, лежала в першій площині, а вилка шарніра, з'єднаного з веденим валом, лежала в другій площині. Крім того, необхідно, щоб $\gamma_2 = \gamma_1$.

При трьох шарнірах з валами, що лежать в одній площині, рівномірне обертання веденого вала забезпечується при виконанні рівняння, у якому перемножуються косинуси кутів тих шарнірів, вилки яких розташовані однаково. Наприклад, для схеми по рис. 9.14, в:

$$\cos \gamma_1 \cos \gamma_2 = \cos \gamma_3, \quad (9.16)$$

Якщо розгорнути на 90° вилки шарніра 2, умова (9.16) прийме вигляд:

$$\cos \gamma_1 = \cos \gamma_2 \cos \gamma_3, \quad (9.17)$$

Якщо крім того, розгорнути на 90° вилки шарніра 5, умова (9.16) прийме вигляд:

$$\cos \gamma_1 \cos \gamma_3 = \cos \gamma_2, \quad (9.18)$$

Схема сил, що діють на вилки й хрестовину шарніра нерівних кутових швидкостей (без обліку ККД) наведена на рис. 9.15. Значення цих сил:

$$P_1 = M_1/2R, \quad (9.19)$$

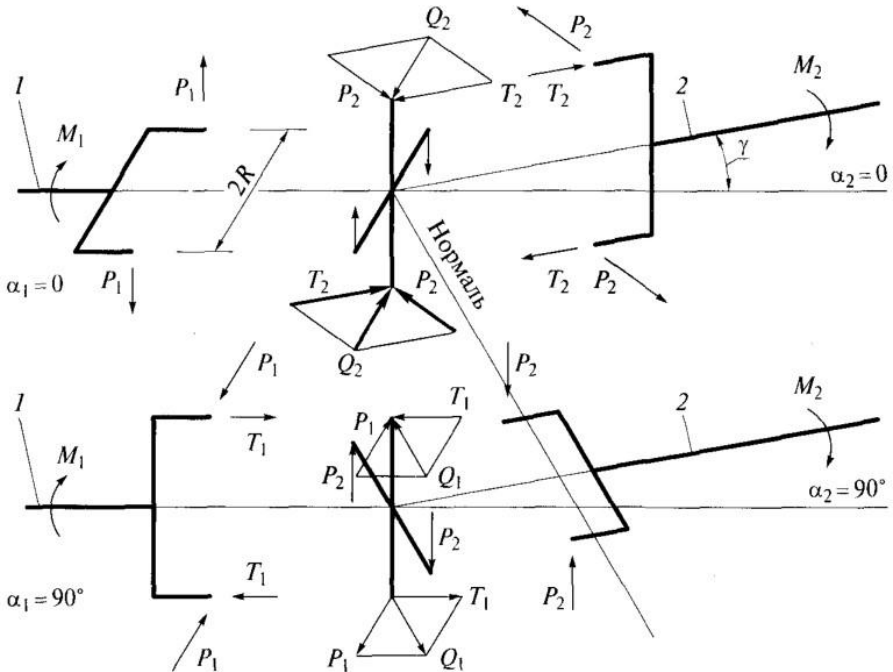
$$P_2 = P_1 u_k, \quad (9.20)$$

$$T_1 = P_1 \sin \alpha_1 \operatorname{tg} \gamma, \quad (9.21)$$

$$T_2 = P_1 \cos \alpha_1 \sin \gamma \sqrt{u_k / \cos \gamma}, \quad (9.22)$$

$$Q_1 = \sqrt{P_1^2 + T_1^2}, \quad (9.23)$$

$$Q_2 = \sqrt{P_2^2 + T_2^2} \quad (9.24)$$



1 - вал, розташований до шарніра; 2 - вал, розташований після шарніра;

M - крутний момент; P - окружна сила; T - осьова сила;

Q - сумарна сила на хрестовині

Рисунок 9.15 - Схема сил у твердому шарнірі нерівних кутових швидкостей

Максимальні значення $Q_{1\max}$, $T_{1\max}$, $P_{2\max}$ будуть при $\alpha_1 = 90^\circ$, а $Q_{2\max}$ і $T_{2\max}$ при $\alpha_1 = 0$.

Момент на хрестовині $M = 2RQ$ - крутний, на першій вилці $M_1 = 2RP_1$ - крутний і $M_{1n} = 2RT_1$ - згинаючий, на другій вилці $M_2 = 2RP_2$ - крутний і $M_{2n} = 2RT_2$ - згинаючий.

Реактивний момент на ведучому валу:

$$M_3 = M_2 - M_1 = M_1(u_k - 1) \geq 0, \quad (9.25)$$

при зміні $u_k \geq 1$. Проміжний вал двохарнірної карданної передачі не має реактивного моменту, якщо $\gamma_2 = \gamma_1$ і вилки його шарнірів лежать в одній площині.

Крім того, на валу 2 виникає пульсуючий крутний момент M_J через те, що $d\omega_2/dt \neq 0$, причому:

$$M_J = J_{\text{кв}2} d\omega_2/dt, \quad (9.26)$$

де $J_{\text{кв}2}$ - момент інерції вала 2.

Момент M_J тим більше, чим більше кут зламу γ , а значить і $d\omega_2/dt$. Таким чином, карданна передача може стати досить потужним джерелом крутильних вібрацій.

У кульковому шарнірі з ділильними канавками - шарнірі «Вейса» (рис. 9.16) прийняте $OO_1 = OO_2$ і $R_1 = R_2$ кульок лежать у бісекторній площини OO , а виходить, $\omega_2 = \omega_1$. Крутний момент з вала 1 на вал 2 передається тільки двома кульками, причому:

$$P = M_{\text{кр}}/(2R'), \quad (9.27)$$

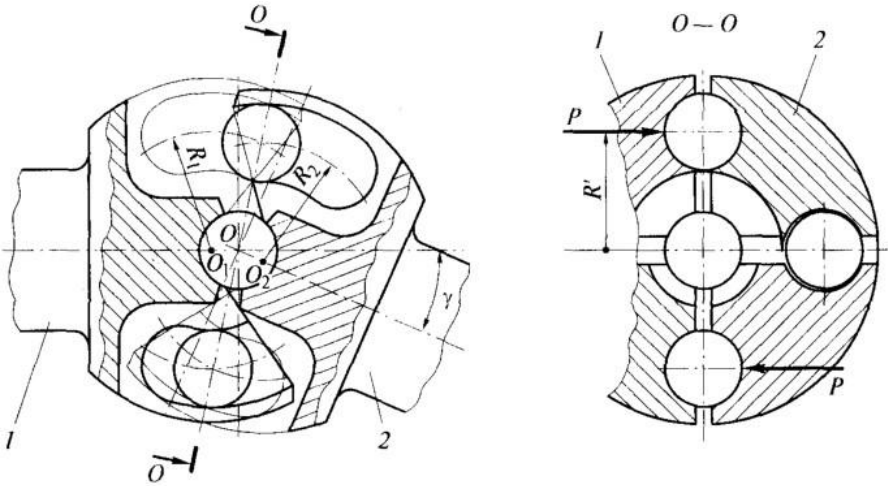
$$R' = R \cos(\varphi + 0,5\gamma); \quad (9.28)$$

$$\varphi = \arcsin(a/R); \quad (9.29)$$

$$OO_1 = OO_2 = a; \quad (9.30)$$

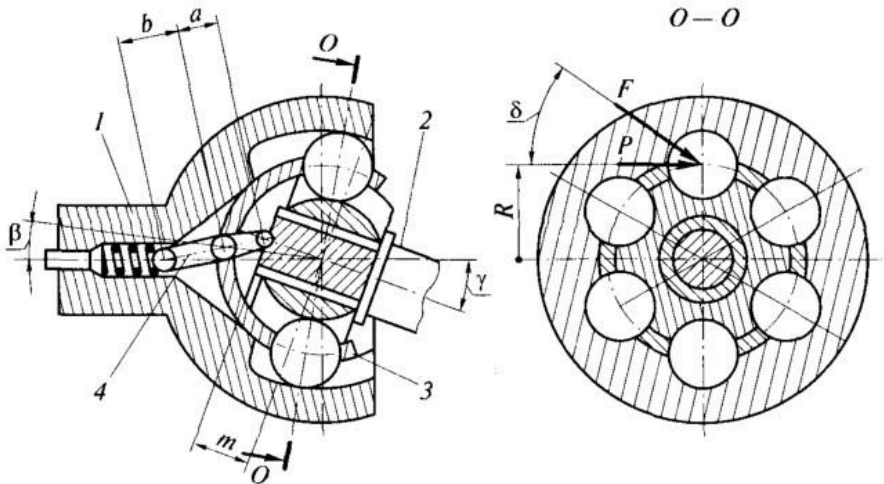
$$R_1 = R_2 = R. \quad (9.31)$$

У кульковому шарнірі з ділильним важільцем - шарнірі «Рцеппа» (рис. 9.17) застосований важілець 4, який, впливаючи на сепаратор 3 зрушує кульки в бісекторну площину OO , якщо $\beta = \gamma/2$.



1 - ведучий вал; 2 - ведений вал;
 ОО - бісекторна площина; Р - окружна сила

Рисунок 9.16 - Кульковий шарнір з ділильними канавками



1 - ведучий вал; 2 - ведений вал; 3 - сепаратор; 4 - важілець;
 ОО - бісекторна площина; Р - окружна сила;
 F - навантаження на кульку

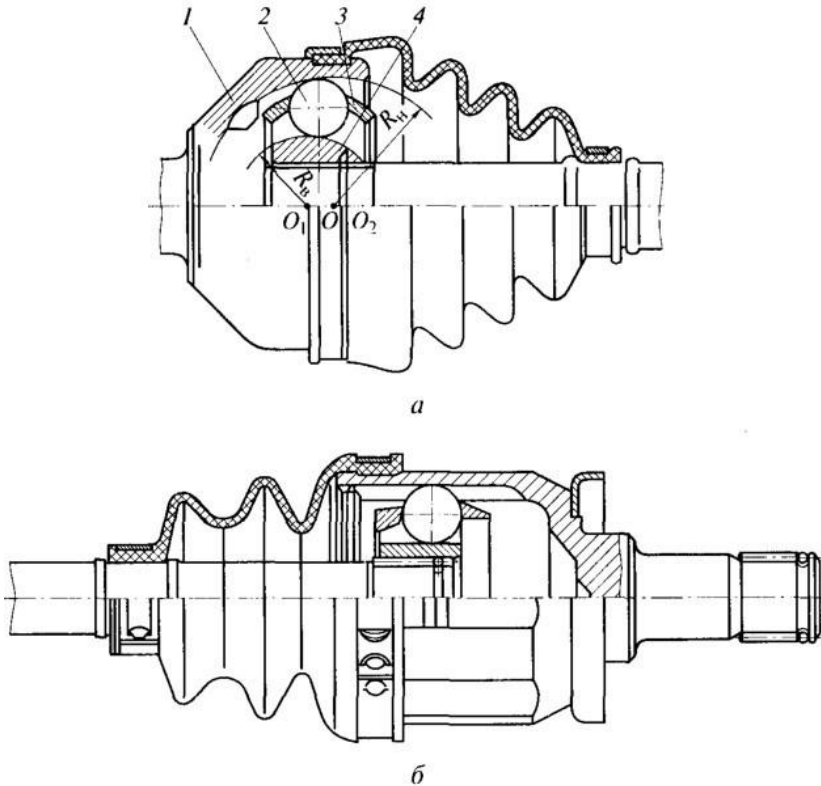
Рисунок 9.17 - Кульковий шарнір з ділильним важільцем

Розміри a , b , t підбирають так, щоб у широкому діапазоні змін кута γ забезпечити значення β , близькі до $\gamma/2$. При цьому нерівномірність обертання незначна. У цьому шарнірі всі кульки передають навантаження, причому навантаження на одну кульку:

$$F = M_1 / (R n \cos \delta), \quad (9.32)$$

де n - кількість всіх кульок;
 $\delta = 40^\circ$.

Шарніри типу «Бірфільд» (рис. 9.18) часто застосовують для привода передніх ведучих коліс легкових автомобілів.



а - звичайний: 1 - чашка; 2 - кулька; 3 - сепаратор;
 4 - зірочка; б універсальний

Рисунок 9.18 - Кульковий шарнір типу «Бірфільд»

Їх два в приводі до кожного колеса при незалежній підвісці. Кожний з них складається із чашки 1, кульок 2, сепаратора 3, зірочки 4. Шарнір, близький до колеса (рис. 9.18, а), являє собою шарнір з ділильними канавками ($OO_1 = OO_2$, $R_1 = R_3$ - відстані від O_1 або O_2 до центру кульки), але тут канавки не бічні, як у шарніра на рис. 9.4, а радіальні, як у шарніра на рис. 9.5, але без слабкої ланки цього шарніра - важільця 3.

Внутрішні канавки на рис. 9.6, а обмежені радіусом $R_{\text{в}}$, зовнішні канавки обмежені радіусом $R_{\text{н}}$. Ці радіуси проведені не з одного центру, а із центрів O_1 і O_2 забезпечуючи змінну глибину канавок. Центрування (поворот навколо центру O) здійснюється сепаратором 3.

Таким чином, у цьому шарнірі з'єднані переваги шарнірів, показаних на рис. 9.16 і 9.17, і виключені їхні недоліки. Шарнір, далекий від колеса, виконує, крім основного призначення, функції пристрою, що компенсує, для чого його зовнішні канавки виконані не по радіусу $R_{\text{н}}$, а паралельними поздовжньої осі (рис. 9.18, б).

Коефіцієнт корисної дії карданих шарнірів $\eta_{\text{к.ш}}$ залежить від кута γ і дорівнює 1,0...0,99 для жорсткого шарніра нерівних кутових швидкостей при $\gamma = 0...15^\circ$; для кулькових шарнірів рівних кутових швидкостей при $\gamma = 25^\circ$ ККД дорівнює 0,98.

Вібрації карданих передач.

Розглянемо умову рівноваги $\sum P_n = 0$ обертового карданного вала, вважаючи, що його кінці, установлені в опорах, не мають поперечних переміщень. Відцентрова сила:

$$F = m(y + a)\omega^2, \quad (9.33)$$

викликає додатковий прогину при зсуві на величину a центру ваги через дисбаланс (m - маса вала). Сила F врівноважується силою пружності вала:

$$P = cyEJ_p/l^3, \quad (9.34)$$

де c - коефіцієнт, що залежить від характеру навантаження й типу опор;

J_p - полярний момент інерції перетину, см^4 ;

l - довжина вала, см .

З умови $F = P$ одержуємо:

$$y = m\omega^2/(cyEJ_p/l^3 - m\omega^2). \quad (9.35)$$

З рівняння (9.35) $y = \infty$ (відбудеться розрив карданного вала), якщо знаменник буде дорівнювати нулю. Отже, критична кутова швидкість:

$$\omega_{кр} = \sqrt{cEJ_p / (ml^3)}. \quad (9.36)$$

Для вала, що вільно лежить в опорах і рівномірно навантаженого по довжині, $c = 100$, для вала із затисненими кінцями $c = 20$. Оберемо $c = 100$ з (9.36) для суцільного вала з діаметром:

$$D(J_p = \pi D^4/64, m = l\pi D^2/4), \quad (9.37)$$

одержимо:

$$n_{кр} = 12 \cdot 10^4 D/l^2, \quad (9.38)$$

де D і l дані в м.

Для трубчастого вала:

$$J_p = \pi(D^4 - d^4)/64, m = l\pi(D^2 - d^2)/4, \quad (9.39)$$

$$n_{кр} = 12 \cdot 10^4 \sqrt{D^2 - d^2} / l^2, \quad (9.40)$$

Щоб уникнути руйнування карданного вала необхідно, щоб $n_{\max}$, що відповідає $v_{a \max}$, було в 1,5-2 рази нижче, чим $n_{кр}$. Однак спостерігалися поломки карданного вала й подовжувача коробки передач і в цьому випадку.

Виявилося, що коливань (вібрації) зазнає не тільки карданний вал, але й силовий агрегат з карданною передачею. При цьому можливо кілька резонансних форм коливань. На рис. 9.19 наведена залежність питомих перемішень:

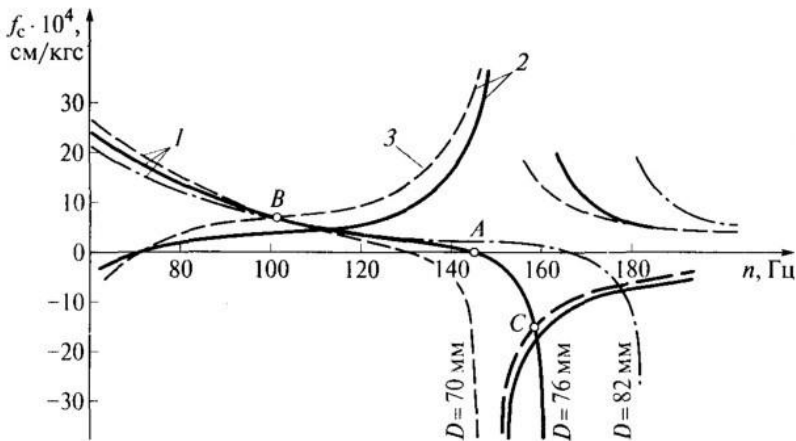
$$\bar{f} = f/P, \quad (9.41)$$

де P - збурююча сила, від частоти коливань n у герцах.

Точки В і С відповідають резонансним коливанням силового агрегату й карданного вала, точка А - резонансним коливанням тільки карданного вала з нульовими переміщеннями по передньому й задньому шарнірах. Режиму А відповідає рівняння (9.40), але режим У настає при менших частотах.

З рис. 9.7 видно, що збільшення діаметра карданного вала, дійсно, суттєво зрушує точку А, але не впливає практично на положення

точки В. Зсув точки В забезпечується підвищенням жорсткості силового агрегату. Рекомендується забезпечувати $n_{\max}$ нижче точки В приблизно на 600 хв^{-1} (10 Гц).



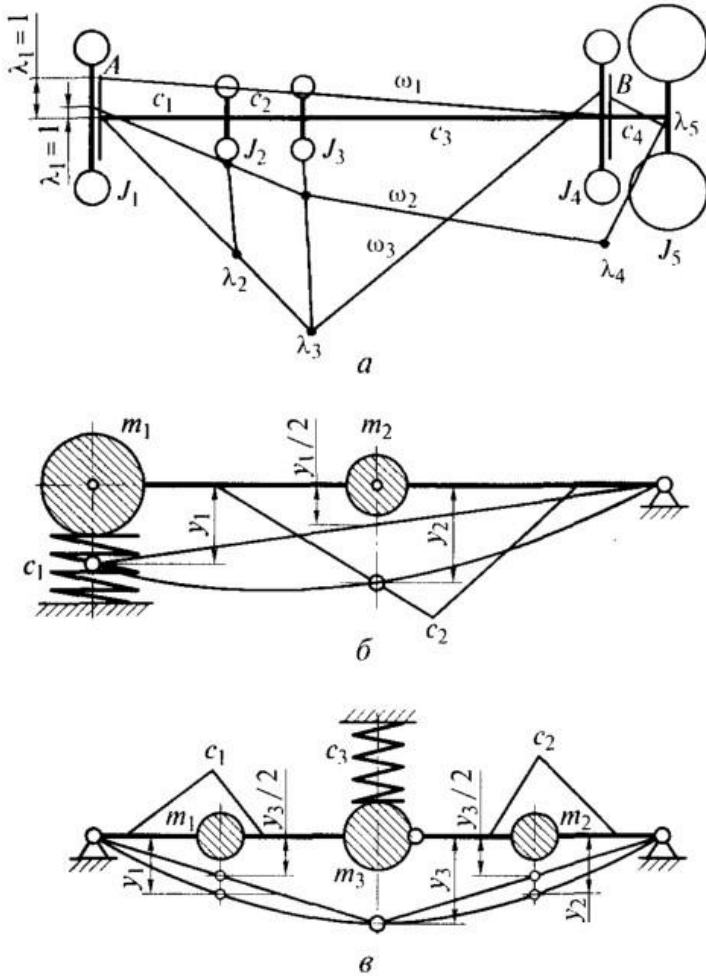
- 1 - карданної передачі; 2 - силового агрегату;
3 - силового агрегату з меншою жорсткістю;
A, B, C - резонансні режими

Рисунок 9.19 - Залежність питомої переміщення f від частоти коливань n при вібрації

Розрахунки коливань трансмісії й силового агрегату в цей час проводять із використанням ЕОМ. У якості прикладів на рис. 9.20 наведені різні розрахункові схеми.

На рис. 9.20, а представлена наведена п'ятимасова динамічна схема трансмісії автомобіля з колісною формулою 4x2. Встановлено, що найбільший вплив на трансмісію виявляють одне, двох, тривузлові форми коливань, що дозволяє розглядати систему з обмеженим числом мас. Демпфірування не враховане, тому що при визначенні власних частот ним можна зневажити. При цьому передбачається також, що ковзання в зчепленні й у контактні коліс із дорогою відсутнє.

Моменти інерції мас: J_1 - двигуна й ведучих частин зчеплення; J_2 - деталей коробки передач і половини карданного вала; J_3 - другої половини карданного вала й головної передачі з диференціалом; J_4 - ведучих коліс; J_5 - автомобіля (без обліку обертових мас) і ведених коліс.



a - трансмісії; *б* - карданної передачі з подовжувачем коробки передач; *в* - карданної передачі із проміжною опорою; λ - відносне переміщення (при $\lambda_1 = 1$); ω - власна частота коливань; m - маса; y - переміщення

Рисунок 9.20 - Схеми для визначення критичних частот при згинних коливаннях

У коефіцієнтах c_1 - c_4 враховані твердості демпфера крутильних коливань, валів, півосей, шин ведучих коліс. Рівняння рівноваги для цієї системи будуть мати такий вигляд:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) = 0, \quad (9.42)$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3) = 0, \quad (9.43)$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) + c_3(\varphi_3 - \varphi_4) = 0, \quad (9.44)$$

$$J_4 \ddot{\varphi}_4 - c_3(\varphi_3 - \varphi_4) + c_4(\varphi_4 - \varphi_5) = 0, \quad (9.45)$$

$$J_5 \ddot{\varphi}_5 - c_4(\varphi_4 - \varphi_5) = 0, \quad (9.46)$$

Розв'язок цієї системи рівнянь можна записати у вигляді

$$\varphi_i = \lambda_i \sin(\omega_i t + \alpha_i), \quad (9.47)$$

де λ_i - максимальна амплітуда i -ї маси;

ω_i - кутова частота;

α_i - фазовий кут.

Підставивши значення φ та їх другі похідні в систему з п'яти рівнянь, одержуємо наступну систему рівнянь:

$$-\lambda_1(c_1 - J_1\omega^2) - c_1\lambda_2 = 0, \quad (9.48)$$

$$-\lambda_1c_1 + \lambda_2(c_1 + c_2 - J_2\omega^2) - c_2\lambda_3 = 0, \quad (9.49)$$

$$-\lambda_2c_2 + \lambda_3(c_2 + c_3 - J_3\omega^2) - c_3\lambda_4 - c_3\lambda_p = 0, \quad (9.50)$$

$$-\lambda_3c_3 + \lambda_4(c_3 + c_4 - J_4\omega^2) + c_3\lambda_p - c_4\lambda_5 = 0, \quad (9.51)$$

$$-\lambda_4c_4 + \lambda_4(c_4 - J_5\omega^2) = 0, \quad (9.52)$$

За допомогою цієї системи можна визначити власні частоти й відносні переміщення мас. Ухвалюючи умовно $\lambda_1 = 1$, одержимо відносні переміщення кожної маси на відповідних частотах. Для кожної власної частоти амплітуди коливань утворюють певну сукупність величин, називану формою коливань. На рис. 9.8, а наведені форми коливань на частотах $\omega_1, \omega_2, \omega_3$.

Кожна з мас робить складний коливальний рух, який є накладенням головних коливань різних частот. Теорія лінійних коливань будується як теорія головних коливань, що виключає необхідність одночасного розгляду всієї сукупності коливань і дає можливість вивчати головні коливання відособлено, з наступним використанням принципу накладення.

Одним з основних збудників резонансних явищ у трансмісії автомобіля є поршневий двигун з його періодично мінливим крутним моментом. При розрахунках коливань криву крутного моменту двигу-

на у функції кута повороту колінчастого вала за допомогою рядів Фур'є розкладають на окремі складові із частотами, кратними нижчої частоті сумарного моменту. З векторів моментів будують фазові діаграми, які й використовують при аналізі коливань.

На деяких легкових автомобілях застосовують для зменшення довжини карданного вала коробки передач із подовжувачем. Розрахункова схема з урахуванням пружності передньої опори й жорсткої задньої опори карданної передачі наведена на рис. 9.20, б. Рівняння рівноваги цієї двомасової системи будуть мати вигляд:

$$m_1 \ddot{y}_1 + c_1 y_1 - 0,5 c_2 (y_2 - y_1/2) = 0, \quad (9.53)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + 0,5 c_2 (y_2 - y_1/2) = 0, \quad (9.54)$$

де m_1 - маса подовжувача й переднього карданного шарніра;

m_2 - маса карданного вала;

c_1, c_2 - жорсткість подовжувача й карданного вала відповідно.

Прийнявши $y_1 = A_1 \sin \omega t$ і $y_2 = A_2 \sin \omega t$ і підставивши їх у рівняння рівноваги, одержимо рівняння власних кутових частот:

$$\omega^4 - A\omega^2 + B = 0, \quad (9.55)$$

де

$$A = [(2c_1 + c_2)/2m_1] + c_2/m_2, \quad (9.56)$$

$$B = c_1 c_2 / m_1 m_2, \quad (9.57)$$

Розв'язок рівняння (9.55) дає дві власні кутові частоти, одна з яких пов'язана з піддатливістю подовжувача. При великій піддатливості подовжувача система може увійти в резонанс при русі автомобіля, що викличе підвищені вібрації, шум і призведе до порушення роботи карданної передачі й навіть до поломок подовжувача.

Рівняння рівноваги для карданної передачі з еластичною проміжною опорою (рис. 9.20, в) мають вигляд:

$$m_1 \ddot{y}_1 + c_1 (y_1 - y_2/2) = 0, \quad (9.58)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + c_2 (y_2 - y_3/2) = 0, \quad (9.59)$$

$$m_3 \ddot{y}_3 + c_3 y_3 - c_1 (y_1 - y_2/2) - c_2 (y_2 - y_3/2) = 0, \quad (9.60)$$

де $m_1, m_2, m_3, c_1, c_2, c_3$ - маса, жорсткість і прогин відповідно першого й другого карданних валів;

m_3 - сумарна маса проміжної опори й карданного шарніра;
 c_3, u_3 - жорсткість і прогин проміжної опори.

Прийнявши $y_n = A_n \sin \omega t$ и підставивши їх у рівняння рівноваги, одержимо після перетворень рівняння власних кутових частот:

$$\omega^6 - A\omega^4 + B\omega^2 + C = 0, \quad (9.61)$$

Розв'язок цього рівняння дає три власні кутові частоти, одна з яких при збігу з кутовою швидкістю вала призводить до резонансу. Самою низкою із трьох частот є частота, безпосередньо пов'язана із проміжною опорою. Тому жорсткість проміжної опори повинна бути такою, щоб збурювання від двигуна не призводило до резонансів при русі автомобіля.

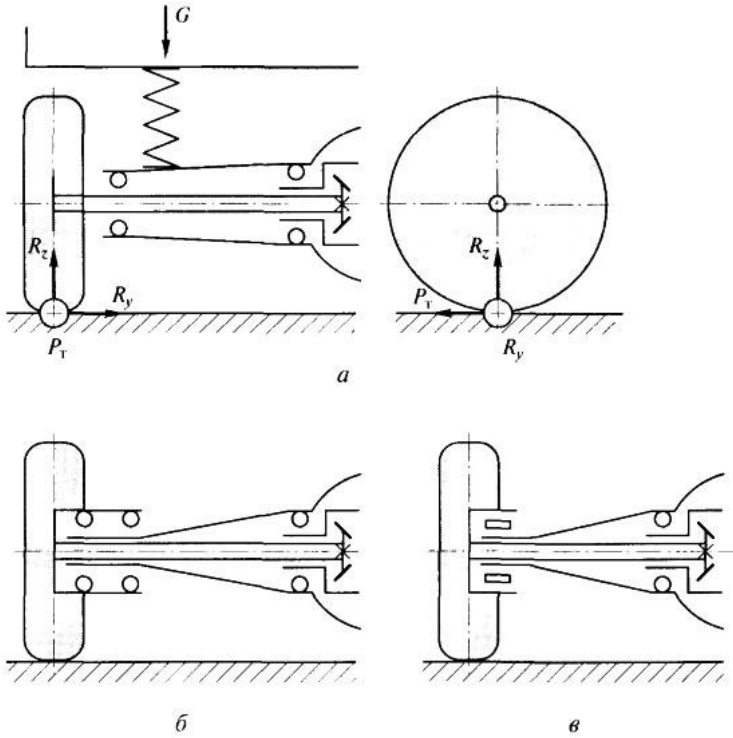
Карданні передачі півосей.

Півосі не відносяться до карданних передач, але як і карданні передачі вони входять у трансмісію й призначені для передачі крутного моменту на відносно великі відстані, зазвичай від диференціала до ведучих некерованих коліс при залежній підвісці (при незалежній підвісці крутний момент на ведучі колеса передається карданными передачами із шарнірами нерівних кутових швидкостей - на некеровані колеса, та із шарнірами рівних кутових швидкостей - на керовані колеса). Залежно від навантажень, випробовуваних півосями, прийнятий розподіл їх на напіврозвантажені (рис. 9.21, а), на три чверті розвантажені (рис. 9.21, в) і повністю розвантажені (рис. 9.21, б).

Напіврозвантажена піввісь сприймає всі зусилля й моменти, передані від дороги. На три чверті розвантажена піввісь сприймає також усі зусилля й моменти, крім згинальних моментів, які частково сприймаються балкою мосту.

Повністю розвантажена піввісь повинна передавати тільки крутний момент. Однак через деформації балки, зсуву шліцьових кінців та інших причин, виникають напруги вигину. Зазвичай повністю розвантажені півосі застосовуються на вантажних автомобілях.

Напіврозвантажену піввісь розраховують на крутіння й вигин так само, як балку мосту для трьох випадків навантаження: прямолінійного руху, заносу, динамічного навантаження. Напіврозвантажена піввісь зазвичай руйнується в небезпечному перерізі під підшипником.



а - напіврозвантажена; б - повністю розвантажена;
в - розвантажена на три чверті; G - вертикальне навантаження
на балку моста; R - реакції дороги; P_т - сила тяги

Рисунок 9.21 - Схеми півосей

При прямолінійному русі розраховують: сумарний згинальний момент від вертикальної R_z і горизонтальної $P_T = \varphi R_z$, сил (при $\varphi = 0,9$):

$$M_{\text{и}} = b \sqrt{R_z^2 + P_m^2}, \quad (9.62)$$

крутний момент:

$$M_{\text{кр}} = P_T r_{\text{к}}, \quad (9.63)$$

складна напруга:

$$\sigma_{\text{сл}} = \left(\sqrt{M_{\text{и}}^2 + M_{\text{кр}}^2} \right) / (0,1d^3), [\sigma_{\text{сл}}] = 800 \text{ МПа}, \quad (9.64)$$

При заносі вправо розраховують згинальні моменти на правому і лівому колесах:

$$M_{н.л} = R_{y.л} r_k - R_{z.л} b, \quad M_{н.пр} = R_{y.пр} r_k + R_{z.пр} b, \quad (9.65)$$

При динамічному навантаженні розраховують:
вертикальне навантаження:

$$R_{z.л} k_d = R_{z.пр} k_d, \quad (9.66)$$

де $k_d = 1,5 \dots 3,0$ - коефіцієнт динамічності;
горизонтальне навантаження:

$$R_{z.л} k_d \varphi = R_{z.пр} k_d \varphi, \quad (9.67)$$

де $\varphi = 1$;

навантаження що скручує:

$$M_{кр} = R_{z.л} k_d \varphi r_k = R_{z.пр} k_d \varphi r_k, \quad \tau = M_{кр} / W_{кр}, \quad [\tau] = 600 \text{ МПа}, \quad (9.68)$$

Шліци на кінцях півосі розраховують на зріз і зминання при $[\tau] = 75 \text{ МПа}$ і $[\sigma_{см}] = 200 \text{ МПа}$.

Повністю розвантажену й розвантажену на три чверті півосі розраховують тільки на крутіння й на жорсткість. Розвантажена піввісь зазвичай руйнується в місці початку шліців. Напряга крутіння:

$$\tau = P_T r_k / (0,2 d^3), \quad (9.69)$$

Кут закручування півосі:

$$\theta = 180 P_T r_k l / (\pi G J_p), \quad (9.70)$$

де $G = 8,5 \cdot 10^4 \text{ МПа}$;

$J_p = \pi d^4 / 64$ - полярний момент інерції перетину.

Зазвичай кут закручування що допускається, становить не більше 10° на 1 м довжини вала.

Розрахунки на працездатність.

Розрахункові навантаження. Розрахунки на утомну міцність карданних передач і півосей проводять залежно від умов експлуатації, розрахунки на статичну міцність для карданної передачі, розташованої за коробою передач:

$$M_{к.р} = k_d M_{е max} u_{lк.п}, \quad (9.71)$$

або по зчепленню з дорогою, якщо $M_{к.р} > M_{кф}$. Для карданних передач привода до ведучих коліс враховується частка переданого моменту. Розрахунки на статичну міцність півосей вже були наведені вище.

Матеріали. Вилки, хрестовини карданних шарнірів зазвичай виготовляють зі середньовуглецевих легованих сталей 18ХГТ, 30Х та інших, трубчасті карданні вали - з мало або середньовуглецевих сталей 15, 20, 40. Суцільні карданні вали в приводі до ведучих керованих коліс виготовляють із легованої сталі. В останні роки іноді застосовують трубчасті карданні вали, виготовлені з композиційних матеріалів: склопластиків, вуглепластиків або боропластиків, що мають при тій же міцності в 4 рази меншу щільність, ніж у сталі.

Розрахунки. Карданний вал розраховують на крутіння, а також перевіряють на вигинні коливання, на кут закручування й на осьове навантаження. Шліци пристрою, що компенсує, перевіряють на зминання й зріз.

У карданному шарнірі нерівних кутових швидкостей розраховують шипи хрестовини на вигин, зріз і зминання, вилки - на вигин і крутіння.

Голчасті підшипники підбирають по максимально припустимому навантаженню.

У кулькових карданних шарнірах рівних кутових швидкостей розраховують поверхні контакту з кульками на контактні напруги.

Розрахунки на утомну міцність виконують зазвичай для тих металевих деталей автомобіля, які мають відносно малу жорсткість і працюють при змінних навантаженнях, а саме: вали карданних передач, півосі, пружні пристрої підвіски.

Ці розрахунки роблять по навантажувальних режимах, що відповідають характерним для даного автомобіля умовам експлуатації з обліком їх тривалості. Підраховані при цьому еквівалентні напруги, що характеризують утому даної деталі, використовують для визначення довговічності. Для розрахунків на утомну міцність необхідно мати статистичні дані, збір яких досить трудомісткий і вимагає значних витрат часу.

Критеріями утомної міцності так само, як і критеріями статичної міцності, можуть бути коефіцієнти запасу міцності, які зазвичай дорі-

внюють 1,1...1,5 і обумовлені по граничних або по допустимих напруженнях.

Якщо умови експлуатації відомі, тоді можна використовувати наступний **порядок розрахунків**.

1. Встановити класифікацію умов експлуатації для даного автомобіля (тип дороги, корисне навантаження, швидкісний режим, тощо).

2. Записати навантажувальний режим даної деталі в умовах дорожніх випробувань і побудувати кореляційні таблиці для кожної із прийнятих умов експлуатації.

3. Побудувати криві розподілу навантаженості деталі для кожної із прийнятих умов експлуатації.

4. Побудувати криві утоми при використанні даних по стендових випробуваннях.

5. Обчислити кореляційні рівняння довговічності.

6. Підрахувати коефіцієнт запасу утомної міцності й граничний термін служби деталі (у км пробігу) для кожної із прийнятих умов експлуатації.

7. Підрахувати граничний термін служби деталі (у км пробігу) для змішаних умов експлуатації.

Карданний вал випробовують на згин, скручування і осьові навантаження. Для зменшення згинаючих навантажень карданний вал у зборі піддають динамічному балансуванню з точністю $(15...25) \cdot 10^{-4}$ Нм ($15...25$ Г·см) для вантажних автомобілів вантажопідйомністю нижче 5 т і $100 \cdot 10^{-4}$ Нм - при вантажопідйомності 5 т і вище, $(10...20) \cdot 10^{-4}$ Нм - для легкових автомобілів.

Крім того, перевіряють биття карданного вала в зборі з підшипниками. Припустиме биття зазвичай становить 0,1...0,3 мм для легкових автомобілів і 1...2 мм для вантажних. Проте карданний вал перевіряють на критичну частоту обертання по рівнянню (9.40). При створенні нових моделей легкових автомобілів проводять розрахунки коливань трансмісії й силового агрегату.

Також розраховують:

напругу крутіння трубчастого вала

$$\tau = 5M_{кр} D / (D^4 - d^4), [\tau] = 120 \text{ МПа}, \quad (9.72)$$

напругу крутіння суцільного вала

$$\tau = 5M_{кр}/D^3, [\tau] = 400 \text{ МПа.} \quad (9.73)$$

При передачі крутного моменту карданний вал закручується на кут:

$$\theta = 180M_{кр}l/(\pi GJ_p), \quad (9.74)$$

де J_p - момент інерції перетину вала;

$G = 8,5 \cdot 10^4 \text{ МПа}$ - модуль пружності при крутінні.

Зазвичай кут закручування що допускається, становить не більше 8° на 1 м довжини вала.

Крутний момент може призвести до зминання й зрізу шліців вала. Напругу зминання шліців (сила зминання прикладена до середнього діаметра) визначають по формулі:

$$\sigma_{см} = 8M_{кр}/(d_{ш.н}^2 - d_{ш.вн}^2)l_{ш}n_{ш}, [\sigma_{см}] = 20 \text{ МПа,} \quad (9.75)$$

де $l_{ш}$ - довжина шліців;

$n_{ш}$ - кількість шліців.

Напруга зрізу шліців (вважаючи, що шліці зрізуються по їхньому внутрішньому діаметру) визначають по формулі:

$$\tau_{ср} = M_{кр}/(d_{ш.вн}l_{ш}b_{ш}n_{ш}), [\tau_{ср}] = 30 \text{ МПа.} \quad (9.76)$$

Осьові навантаження виникають у з'єднанні що компенсує, при зміні відстані між карданными шарнірами. Навіть при великій кількості змащення часто вона не втримується на поверхнях тертя й переміщення відбуваються в умовах граничного тертя. При цьому коефіцієнт тертя $\mu = 0,2$, а з появою задирів зростає до $0,4$. Великі осьові сили створюють додаткові навантаження на карданні шарніри, підшипники коробки передач і головної передачі.

Осьові сили є однією з основних причин того, що довговічність карданных передач в 2-3 рази нижче, чим в основних агрегатів автомобіля. Осьову силу можна визначити як:

$$Q = 4M_{кр} \mu / (d_{ш.н} + d_{ш.вн}). \quad (9.77)$$

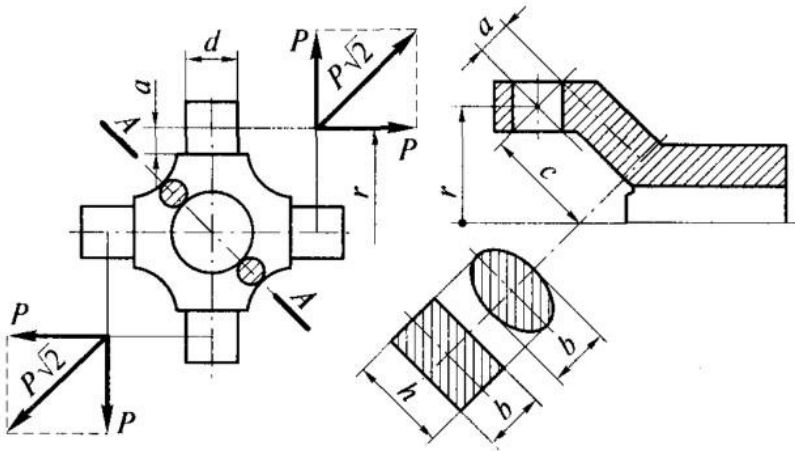
Зменшити коефіцієнт тертя в 3 рази можна, застосувавши покриття шліців полімерними матеріалами. Однак полімерна плівка не завжди надійно втримується на поверхнях тертя.

Іноді застосовують з'єднання що компенсує, у якому тертя ковзання замінене тертям катання завдяки використанню роликів або голок, осі яких розташовуються перпендикулярно осі вала. При цьому коефіцієнт тертя зменшується в 20 раз.

Карданний шарнір нерівних кутових швидкостей розраховують у наступному порядку.

Напруга вигину шипу хрестовини (рис. 9.22):

$$\sigma = M_{кр} a / (2r \cdot 0,1 d^3), [\sigma] = 300 \text{ МПа}, \quad (9.78)$$



P - окружні сили; a, b, c, d, h, r - розміри

Рисунок 9.22 - Розрахункова схема хрестовини й вилки жорсткого шарніра нерівних кутових швидкостей

Напруга зрізу шипу хрестовини:

$$\tau = 2 M_{кр} / (\pi d^2 r), [\tau] = 80 \text{ МПа}. \quad (9.79)$$

Напруга хрестовини на розрив у перетині $A-A$ із площею F :

$$\sigma_p = 0,7 M_{кр} / (rF), [\sigma_p] = 150 \text{ МПа}, \quad (9.80)$$

де коефіцієнт $0,7 = \sqrt{2}/2$, оскільки окружні сили P на сусідніх шипах мають різні напрямки дії.

Напруга вигину вилки:

$$\sigma = M_{кр}c/(2rW_{и}), [\sigma] = 80 \text{ МПа}, \quad (9.81)$$

де $W_{и} = bh^2/6$ - момент опору при вигині для прямокутного перетину;

$W_{и} = bh^2/10$ - для еліптичного перетину.

Напруга крутіння вилки:

$$\tau = M_{кр}a/(2rW_{кр}), [\tau] = 150 \text{ МПа}, \quad (9.82)$$

де $W_{кр} = \alpha hb^2$ - момент опору при крутінні для прямокутного перетину;

$W_{кр} = hb^2/5$ - для еліптичного перетину.

Коефіцієнт α залежить від відношення h/b

h/b	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
α	0,208	0,231	0,246	0,258	0,267

Припустимо навантаження на голчасті підшипники:

$$P_{\max} = 7\,900 \, z_{и} l_{и} d_{и} / A, \quad (9.83)$$

$$A = \sqrt[3]{(n_M / u_{кпл}) \operatorname{tg} \gamma}, \quad (9.84)$$

де $z_{и}$ - кількість голок у підшипнику;

$l_{и}, d_{и}$ - довжина та діаметр голки;

n_M - частота обертання вала двигуна при $M_{е \max}$.

Кульковий шарнір з ділильними канавками (рис. 9.16) розраховують виходячи з того, що в цьому шарнірі окружне зусилля P передається двома кульками діаметром d , а допустиме напруження визначають по емпіричному вираженню:

$$[\sigma] \leq 5\,100 \sqrt[3]{P/d^2}, \quad (9.85)$$

$$P = M_{кр}/(2R'), \quad (9.86)$$

$$R' = R \cos(\varphi + 0,5\gamma), \quad (9.87)$$

$$\varphi = \arcsin(a/R). \quad (9.88)$$

Кульковий шарнір з ділильним важільцем (рис. 9.17) розраховують виходячи з того, що в цьому шарнірі всі кульки (на рис. 9.17 їх шість) передають окружне зусилля. Припустимо навантаження F , кН, на кульку визначають по емпіричній формулі:

$$[F] = 46d^2 \leq F, \quad (9.89)$$

де $d = R/1,7$ - діаметр кульки, см;

$F = P/\cos\delta$, $P = M_{кр}/(6R\cos\gamma)$ - окружна сила, що діє на одну із шести кульок.

Питання для самоперевірки

1. В чому полягають особливості робочого процесу карданної передачі?
2. Як класифікують карданні передачі й карданні шарніри?
3. Перелічіть вимоги до карданних передач.
4. Якими конструктивними заходами забезпечуються вимоги до карданних передач?
5. В чому особливість схеми сил шарніра нерівних кутових швидкостей?
6. Які умови виникнення вібрацій карданної передачі й силового агрегату з карданною передачею?
7. Які заходи забезпечують зниження вібрацій карданної передачі?
8. В чому відмінність між півосями: розвантаженої, розвантаженої на три чверті й напіврозвантаженої?
9. Назвіть матеріали, застосовувані для виготовлення основних деталей карданних передач.
10. Які випробовування передбачені для карданного вала?
11. Назвіть порядок розрахунку карданних передач.
12. Які причини виникнення вібрацій карданних передач?

ЛЕКЦІЯ № 10. РУЛЬОВЕ УПРАВЛІННЯ

План лекції. 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.

Література: [8], с. 143-166; [9], с. 186-229; [12], с. 5-38.

Класифікація рульових управлінь і вимоги до них.

Рульове управління призначене для зміни напрямку руху автомобіля. Рульові управління колісних машин підрозділяються по наступних **основних класифікаційних ознаках:**

по способу повороту (рис. 10.1):

- керованими колесами;
- керованою віссю;
- складанням ланок;
- бортовим поворотом (примусовим обертанням ведучих коліс одного борту з іншою кутовою швидкістю, ніж у ведучих коліс іншого борту);

розташуванню місця водія:

- праве - при лівосторонньому русі;
- ліве - при правобічному русі.

Крім того, для рульового управління що одержало найбільше застосування на автомобілях з керованими колесами (воно складається з рульового колеса, рульового механізму, рульового привода, а також часто й підсилювача) виділяють класифікацію рульових механізмів і рульових приводів.

Класифікація рульових механізмів:

по типу передачі:

- механічний,
- гідравлічний (рульовий механізм або рульове управління);

передаточному числу:

- змінюване;
- незмінне;

оборотності:

- оборотний;
- на межі оборотності.

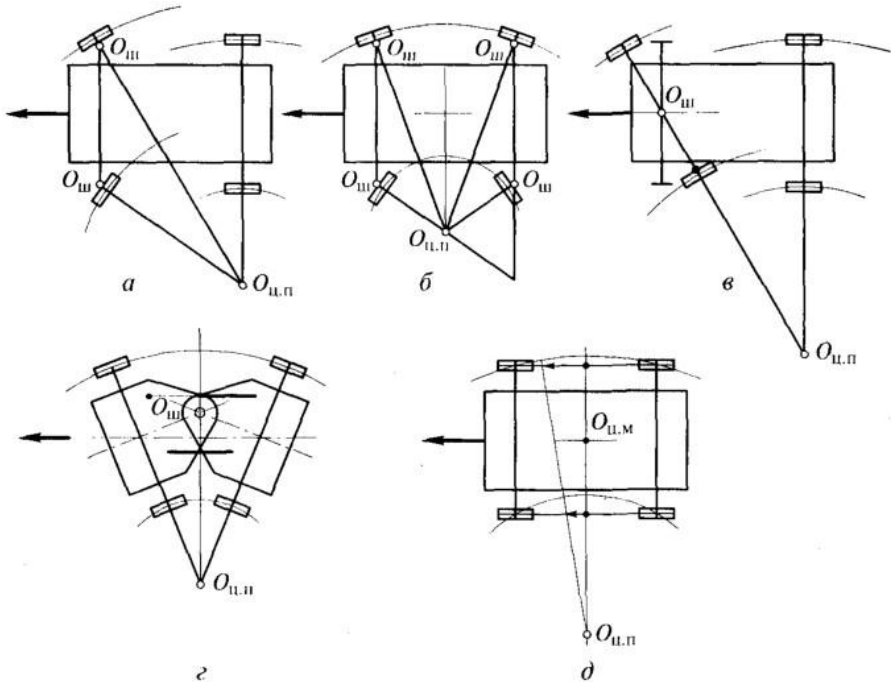
Класифікація рульових приводів (рульових трапецій):

по розташуванню:

- передня - перед віссю;
- задня - за віссю;

залежно від типу підвіски:

- цільна (при залежній підвісці);
- розрізна (при незалежній підвісці).



а, б - керованими колесами; *в* - керованою віссю;
г - складанням ланок; *д* - бортовий поворот; $O_{ш}$ - вісь шворня;
 $O_{ц.п}$ - центр повороту, $O_{ц.м}$ - центр мас

Рисунок 10.1 - Схеми типових способів повороту колісних машин

Основні вимоги до рульового управління наступні:

- забезпечення високої маневреності автомобіля;
- зручність і легкість управління, у тому числі мінімальна передача поштовхів від дороги на рульове колесо;

- відповідність радіуса повороту керуючому впливу водія;
- висока надійність;
- мінімальне бічне ковзання коліс при повороті автомобіля;
- стабілізація повернених керованих коліс;
- мінімальні вібрації, у тому числі відсутність автоколивань керованих коліс;
- кінематична погодженість із підвіскою.

Крім того, до рульових управлінь, як і до інших механізмів і систем 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 гальмове управління насамперед впливають на безпеку руху);
- мінімальне обслуговування;
- технологічність.

Розглянемо, якими конструктивними заходами забезпечується виконання вимог до рульових управлінь із керованими колесами.

Висока маневреність (малий радіус повороту й мала ширина коридору) забезпечується в основному зменшенням бази й збільшенням кута повороту керованих коліс. Зазвичай мінімальний радіус повороту легкових автомобілів становить 4,5...5,5 м, вантажних - 8...12 м. Маневреність суттєво поліпшується, якщо, крім передніх керованих коліс, використовуються ще й задні керовані колеса.

Зручність і легкість управління, як і для будь-якого органа управління, визначаються зручним розташуванням органа управління (рульового колеса), величиною його повного ходу (який не повинен перевищувати 5 обертів від одного до іншого крайнього положення), невисокими значеннями зусилля, необхідного для переміщення рульового колеса. Зазвичай вважається, що це зусилля не повинне перевищувати 100 Н для легкових автомобілів і 250 Н для вантажних. Зручність розташування визначається зокрема відповідністю розташування площини рульового колеса посадці водія.

Відповідність радіуса повороту керуючому впливу водія забезпечується в основному використанням жорсткого кінематичного зв'язку між керованими колесами й кермовим колесом. Крім того, сумарний люфт рульового колеса повинен перебувати в заданих мінімаль-

них значеннях. При цьому керуючий вплив водія не повинен викликати бічних ковзань керованих і некерованих коліс.

Висока надійність рульового управління забезпечується в основному досить великими запасами по напругах у деталях рульового управління. Застосування дублюючих систем у рульовому керуванні, як і в гальмовому керуванні, поки не представляється можливим.

Мінімальне бічне ковзання коліс при повороті автомобіля забезпечується в основному застосуванням рульових трапецій у приводі керованих коліс, а при трьох і більше осях, крім того, розташуванням осей, що забезпечують мінімальне бічне ковзання. Менша висота профілю й більш широкий протектор шини зменшують кути відведення зовнішніх коліс при русі на повороті.

Стабілізація повернених керованих коліс забезпечується в основному при малих швидкостях руху застосуванням поперечного нахилу осі шворня, а при великих швидкостях руху - пружністю шин і позовдовжнім нахилом осі шворня.

Робочий процес рульового управління.

Основні параметри робочого процесу.

При заданих значеннях радіуса обода рульового колеса $r_{р.к}$, передаточного числа $u_{р.у}$ й ККД $\eta_{р.у}$ рульового управління зусилля на кермовому колесі $P_{р.к}$ пропорційне моменту M_c опору коліс повороту навколо осей шворнів:

$$P_{р.к} = M_c / (r_{р.к} u_{р.у} \eta_{р.у}), \quad (10.1)$$

Величина M_c суттєво залежить від маси автомобіля, що доводиться на керовані колеса, від коефіцієнта тертя коліс із дорогою, від швидкості руху автомобіля, зменшуючись в 1,5-2 рази зі збільшенням v_a від 0 до 20 км/год.

Зазвичай вважається, що при русі по асфальту з малою швидкістю $P_{р.к}$ повинне бути для легкових автомобілів не більше 100 Н (з підсилювачем 20 Н), для вантажних автомобілів - не більше 250 Н (з підсилювачем 120 Н, а при його відмові - 500 Н).

Зазвичай радіус $r_{р.к} = 0,18...0,22$ м для легкових автомобілів і $0,22...0,3$ м для вантажних. Кінематичне передаточне число (по кутах повороту коліс θ_k і рульового колеса $\theta_{р.к}$):

$$u_{р.у} = u_{р.м} u_{р.п}, \quad (10.2)$$

Причому зазвичай передаточне число рульового привода $u_{p.n} = 0,9...1,1$ (до 2 у деяких моделей) і трохи змінюється при повороті керованих коліс.

Передаточне число рульового механізму $u_{p.m} = 15...20$ у легкових автомобілів, $20...25$ у вантажних (у кар'єрних самоскидів типу БелАЗ $u_{p.m} = 40$ і більше). Максимальний поворот керованих коліс зазвичай становить $30...36^\circ$ від середнього положення, що при $u_{p.m} = 20$ вимагає повороту рульового колеса приблизно на 2 оберти.

ККД сучасних рульових управлінь $\eta_{p.y} = 0,75...0,85$, причому при використанні шворнів зазвичай втрати у шворнях становлять $40...50\%$, у шарнірах тяг - $10...15\%$, у кермовому механізмі - $35...50\%$ від загальної суми втрат. При двох і більше керованих осях $\eta_{p.y} = 0,5...0,7$.

Для будь-якої передачі ККД дорівнює відношенню потужностей на веденій і ведучій ланках, тобто:

$$\eta = N_2/N_1 = \bar{u}/u, \quad (10.3)$$

де u - кінематичне передаточне число:

$$u = \omega_1/\omega_2, \quad (10.4)$$

$\bar{u}$ - силове передаточне число:

$$\bar{u} = M_2/M_1, \quad (10.5)$$

У рульовому керуванні з керованими колесами використовують жорсткі кінематичні (механічні або гідравлічні) зв'язки між керованими колесами й кермовим колесом. Тому значення ККД $\eta_{p.y}$ визначається тільки механічними втратами, тертям у механізмах і деталях рульового управління.

Однак при високій жорсткості деталей рульового управління бічні поштовхи від нерівностей дороги слабко поглинаються в рульовому керуванні. Рульові управління сучасних легкових автомобілів зазвичай мають кутову жорсткість $c_\phi = 1,0...0,3$ Нм на градус кута повороту рульового колеса при закріплених керованих колесах.

Це забезпечує гарне поглинання поштовхів від дороги й збільшення недостатньої поворотності. У вантажних c_ϕ автомобілів більше. При незалежній підвісці жорсткість рульового управління (його привода) в 1,5 - 2 рази нижче, чим при залежній.

Крім підвищеної жорсткості, у рульовому керуванні при нейт-

ральному положенні рульового колеса (прямолінійний рух) повинен бути мінімальний сумарний зазор (люфт). Максимальний припустимий люфт рульового колеса становить $10...15^\circ$.

Зносостійкість і термін служби деталей рульового привода зазвичай менше, чим рульового механізму. Люфт у кермовому колесі збільшується при однаковому пробігу від зношування: шарнірів тяг - на $2...4^\circ$, шліців сошки - на $10...20^\circ$, шворнів - на $13...20^\circ$, від усадки пружин - на $2...3^\circ$.

Рульовий привід.

Зазвичай автомобілі мають передні керовані колеса. З рис. 10.2 випливає, що для руху на повороті двох керованих коліс без бічного ковзання необхідно (без обліку кутів уводу) виконати умову:

$$\operatorname{ctg} \alpha_n - \operatorname{ctg} \alpha_v = B'/L, \quad (10.6)$$

де B' - відстань між осями шворнів;

L - база (відстань між передньою та задньою осями автомобіля).

Кермова трапеція, установлюючи залежність між кутами повороту зовнішнього α_n і внутрішнього α_v (щодо центру повороту) коліс, лише приблизно забезпечує виконання умови, установленого рівнянням (10.6).

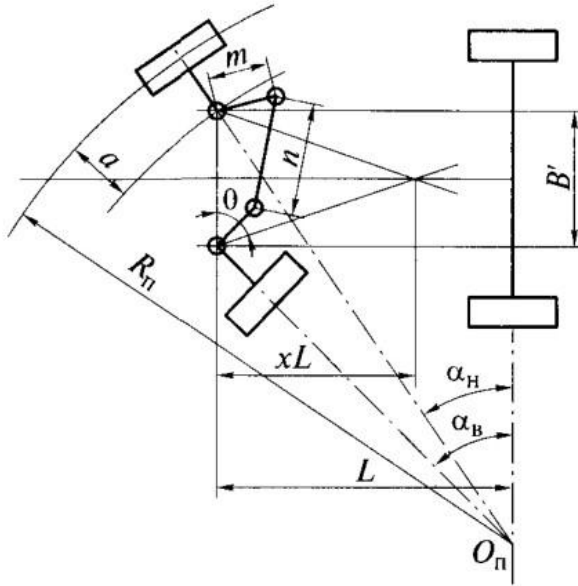
Крім того, при русі на повороті зі значною швидкістю, умова (10.6) змінюється через кути відведення в такий спосіб:

$$\operatorname{ctg}(\alpha_n - \delta_n) - \operatorname{ctg}(\alpha_v - \delta_v) = B'/(L - C). \quad (10.7)$$

Зазвичай $m/n = 0,14...0,2$ і $\theta = 60...75^\circ$, причому $x = 0,7$ для задньої трапеції та $x = 1,0$ для передньої трапеції. Радіус повороту R_n без обліку кутів відведення (рис. 10.2):

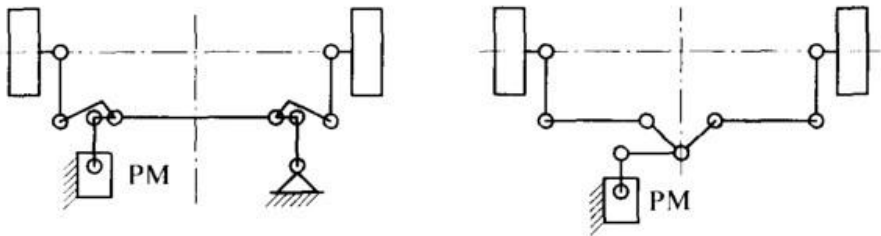
$$R_n = L/\sin \alpha_n + a. \quad (10.8)$$

Величиною a зазвичай можна знехтувати. Для узгодження з кінематикою підвіски при незалежній підвісці керованих коліс (вид зверху) застосовують розрізну трапецію, виконану по різних схемах, наприклад по схемах рис. 10.3. При залежній підвісці керованих коліс трапеція цільна (рис. 10.2). Розміри й розміщення поздовжньої тяги також повинні бути погоджені з кінематикою підвіски.



$\alpha_{\text{н}}$, $\alpha_{\text{в}}$ - кут повороту зовнішнього й внутрішнього колеса відповідно;
 θ - кут нахилу важелів кермової трапеції; $R_{\text{п}}$ - радіус повороту;
 B' - відстань між осями шворнів на поверхні дороги;
 a - відстань від осі шворня до середини плями контакту шини з дорогою

Рисунок 10.2 - Схема повороту двовісного автомобіля з нерозрізною кермовою трапецією

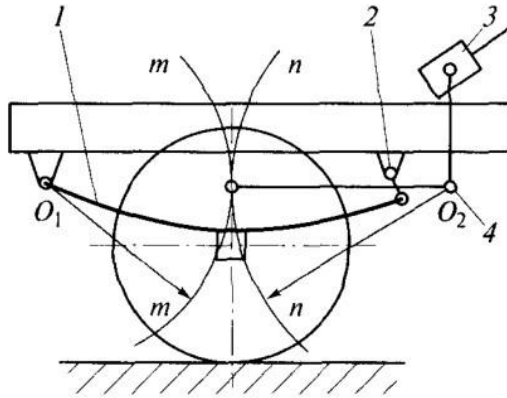


PM - рульовий механізм

Рисунок 10.3 - Схеми двох варіантів розрізних рульових трапецій

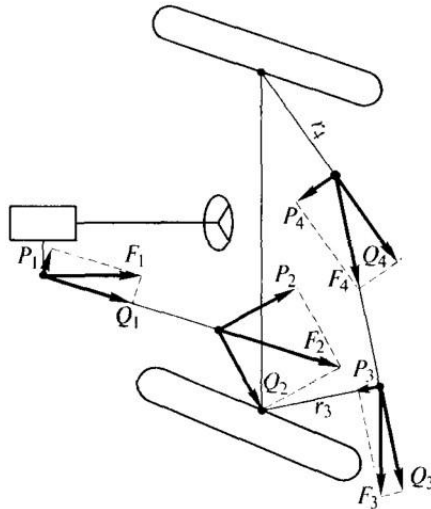
Наприклад, якщо ресора 1 (рис. 10.4) з'єднана з рамою позаду сергою 2, попереду - шарніром, а рульовий механізм 3 установлений за віссю керованих коліс, тоді колесо при наїзді на нерівність повинне

переміщатися по дузі mt разом з ресорою, але передній кінець поздовжньої тяги повинен переміщатися по дузі nn .



- 1 - ресора; 2 - шарнір серги; 3 - рульовий механізм;
4 - шарнір поздовжньої рульовий тяги

Рисунок 10.4 - Схема можливої неузгодженості рульового управління з підвіскою (вид збоку)



F - сумарна сила; Q - поздовжня (уздовж тяги або важеля) складова сумарної сили; P - поперечна складова сумарної сили

Рисунок 10.5 - Схема сил у приводі рульового управління

Колесо й передній кінець поздовжньої тяги можуть переміщатися тільки по дузі mn . Це приводить до повороту сошки, а значить і до повороту (вильяння) керованих коліс. Зменшення різниці в траєкторіях mm і nn забезпечується установкою переднього кінця ресори на серзі, заднього - на шарнірі або розміщенням рульового механізму перед віссю керованих коліс. Однак і в цьому випадку можливо деяка неузгодженість, тому що при повороті керованих коліс міняється положення кінця сошки - шарніра 4 поздовжньої кермової тяги.

Сили, що діють у кермовому приводі, без обліку вертикальних складових, показані на рис. 10.5, причому F - сумарна сила, Q - поздовжня (уздовж тяги або важеля) і P - поперечна складові. У такий спосіб:

$$F_1 = P_{p.k} r_{p.k} u_{p.m} \eta_{p.m} / r_1, \quad (10.9)$$

$$Q_1 = F_2 = \sqrt{Q_2^2 + P_2^2}, \quad (10.10)$$

$$P_2 r_2 = M_{cl} + F_3 r_3, \quad (10.11)$$

$$Q_3 = F_4 = \sqrt{Q_4^2 + P_4^2}, \quad (10.12)$$

$$P_4 r_4 = M_{cl}, \quad (10.13)$$

M_{cl} - момент опору повороту одного керованого колеса.

При повороті керованих коліс нерухливого автомобіля можна зневажити стабілізуючими моментами. У цьому випадку використовують різні емпіричні формули, наприклад:

$$M_{cl} = 0,067 \phi \sqrt{G_{kl}^3 / (10^4 p_{ш})}, \quad (10.14)$$

або

$$M_{cl} = \phi G_{kl} \sqrt{e J_0 / F_k}, \quad (10.15)$$

де ϕ - коефіцієнт тертя коліс із дорогою (коефіцієнт зчеплення);

G_{kl} - вага, що доводиться на одне колесо, Н;

$p_{ш}$ - тиск в шинах, МПа;

e - відстань центру відбитка від осі шворня;

J_0 - полярний момент інерції відбитка шини;

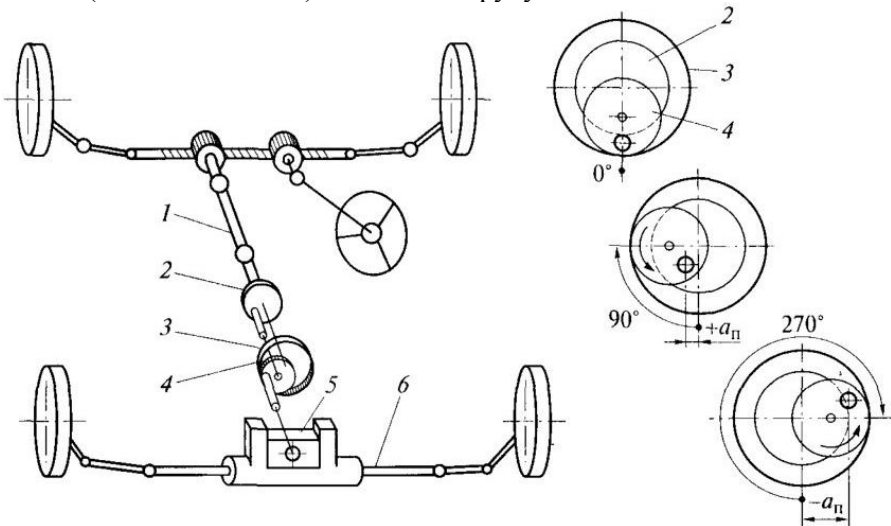
F_k - площа відбитка.

При передніх і задніх керованих колесах (рис. 10.6), що повертаються синхронно в різні сторони (рис. 10.1, б), суттєво поліпшується

маневреність і прохідність у порівнянні з використанням тільки передніх керованих коліс (рис. 10.1, б). Це забезпечується зменшенням радіуса повороту, скороченням ширини коридору повороту й зменшенням витрат потужності при повороті на ґрунті через утворення колії тільки із двома слідами замість чотирьох.

Крім того, усувається необхідність у міжосьовому диференціалі при всіх ведучих колесах. Однак при схемі повороту з передніми й задніми керованими колесами автомобіль при більших швидкостях руху має низьку курсову стійкість. Водій повинен постійно коректувати напрямок руху.

Крім того, при виході з повороту на задніх керованих колесах короткочасно збільшується бічна реакція, що може стати причиною заносу. У трьох і чотиривісних автомобілів через наявність середніх некерованих коліс ці недоліки зменшуються. Усуваються ці недоліки введенням запізнювання початку повороту задніх коліс приблизно на 6° щодо передніх або підключення повороту задніх коліс тільки при малих (менше 20 км/год) швидкостях руху.



- 1 - карданна передача; 2 - кривошипний вал; 3 - зубчасте колесо;
4 - планетарна шестірня; 5 - повзун; 6 - поперечна кермова тяга;
 a_n - лінійний зсув повзуна, відповідне до повороту задніх коліс

Рисунок 10.6 - Схема механічного зв'язку між передніми й задніми керованими колесами фірми «Хонда»

Збільшити безпечні швидкості проходження крутих поворотів дозволяє рульове управління, що забезпечує поворот задніх коліс двохосового автомобіля в ту ж сторону, що й передніх, але на менші кути (до $1,5^\circ$ при 8° у передніх коліс).

При менших швидкостях руху задні колеса повертаються в нейтральне положення, а при кутах повороту передніх коліс більше 12° - повертаються в протилежну сторону, але на менші кути, ніж передні колеса (до 5° у задніх коліс при 30° у передніх).

Зазвичай поворот задніх коліс здійснюється гідроциліндрами з управлінням від електронної системи. Фірма «Хонда» застосувала більш простий механічний зв'язок задніх коліс із передніми через карданну передачу (рис. 10.6) і планетарний механізм зв'язку, що складається із кривошипного вала 2, зубчастого колеса 3 із внутрішнім зачепленням, планетарної шестірні 4 з ексцентриком, повзуна 5 у поперечній тязі 6.

Для збільшення безпечних швидкостей проходження крутих поворотів застосовуються й інші рішення, наприклад, установлюється керований диференціал.

Рульові механізми.

Найбільше поширення одержали наступні кермові механізми:

- черв'ячні: зазвичай глобоїдний черв'як-ролик, а також циліндричний черв'як-сектор та ін.;
- гвинтові: гвинт-гайка й рейка-сектор, а також гвинт-гайка-кривошип та ін.;
- зубчасті: зазвичай шестірня-рейка, а також зубчастий редуктор.

Одержання великих передаточних чисел забезпечується застосуванням гвинтових і черв'ячних передач. Однак їхні ККД через тертя ковзання становить $0,5...0,7$. Заміна тертя ковзання в значній мірі тертям катання (ролик замість сектору, гайка з кульками у гвинтових кавках) дозволила підвищити ККД до $0,9$.

Велике значення має **оборотність рульового механізму** - здатність передавати зусилля від сошки до рульового колеса. Чим більше в цьому випадку момент тертя в кермовому механізмі, тим нижче його зворотний ККД, тим більш ослабленими передаються поштовхи від дороги на рульове колесо, але тим гірше стабілізація керованих коліс. Тому бажано мати зворотний ККД порядку $0,5...0,6$.

Зазвичай передаточне число рульових механізмів не змінюється або мало змінюється від кута повороту рульового колеса. Однак застосування змінного передаточного числа з $u_{p.m.} = 25$ при $\theta_{p.k.} < 90^\circ$ і $u_{p.m.} \leq 10$ при $\theta_{p.k.} > 180^\circ$ може поліпшити керуваність автомобілем за рахунок підвищення точності управління й зниження передачі поштовхів від дороги при великих швидкостях руху й за рахунок підвищення маневреності при малих швидкостях руху.

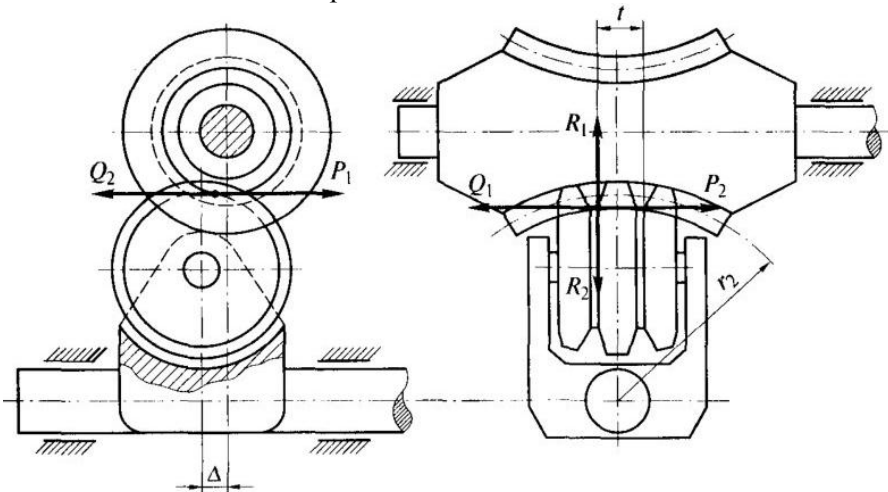
Рульовий механізм із глобоїдним черв'яком і роликом (рис. 10.7) має передаточне число для середнього положення:

$$u_{p.m.} = 2\pi r_2 / (t z_{cl}), \quad (10.16)$$

де r_2 - початковий радіус глобоїдного черв'яка;

t - крок гвинтової лінії;

z_{cl} - число заходів черв'яка.



P - окружна сила; Q - осьова сила; R - радіальна сила;
 t - крок черв'яка; Δ - зміщення осі ролика щодо осі черв'яка

Рисунок 10.7 - Схема сил в рульовому механізмі
 з глобоїдним черв'яком і роликом

Від середнього положення до крайніх $u_{p.m.}$ зростає на 5...7%; ККД $\eta_{p.m.} = 0,8...0,85$, зворотний ККД - 0,7. Сили, що діють на черв'як, такі ж, як і на циліндричне зубчасте колесо:
 окружна

$$P_1 = M_{p.k.}/r_1, \quad (10.17)$$

осьова

$$Q_1 = P_1 \operatorname{tg} \beta_1, \quad (10.18)$$

радіальна

$$R_1 = P_1 \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta_1, \quad (10.19)$$

де α - кут зачеплення;

β_1 - кут спіралі.

Сили, що діють на ролик:

$$P_2 = Q_1, \quad (10.20)$$

$$Q_2 = P_1, \quad (10.21)$$

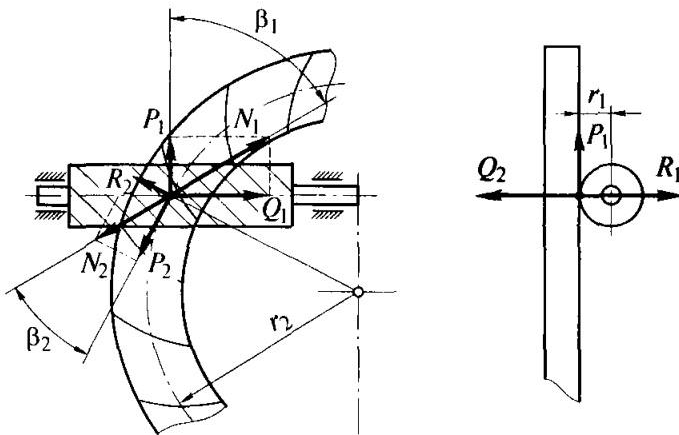
$$R_2 = R_1. \quad (10.22)$$

Рульовий механізм із циліндричним черв'яком і сектором
(рис. 10.8) має передаточне число:

$$u_{p.m.} = r_2 \cos \beta_2 / (r_1 \cos \beta_1) = z_k / z_{\text{ч}}, \quad (10.23)$$

де z_k - повне число зубів колеса, з якого виділений сектор;

$z_{\text{ч}}$ - число заходів черв'яка.



P - окружна сила; Q - осьова сила; R - радіальна сила;

β - кут спіралі зубів черв'яка й зубчастого сектору;

N_1, N_2 - результуючі сили

Рисунок 10.8 - Схема сил у кермовому механізмі із циліндричним черв'яком і сектором

Коефіцієнт корисної дії $\eta_{p.m} = 0,7...0,8$, зворотний ККД 0,6. Залежності для визначення сил, що діють на черв'як і сектор, можна одержати із залежностей для гіпоїдних передач при $\delta_1 = 0$ і $\delta_2 = 90^\circ$. При цьому для сил, що діють на черв'як, справедливі також залежності, наведені для глобоїдного черв'яка. Для сектора:

$$P_2 = P_1 \cos \beta_2 / \cos \beta_1, \quad (10.24)$$

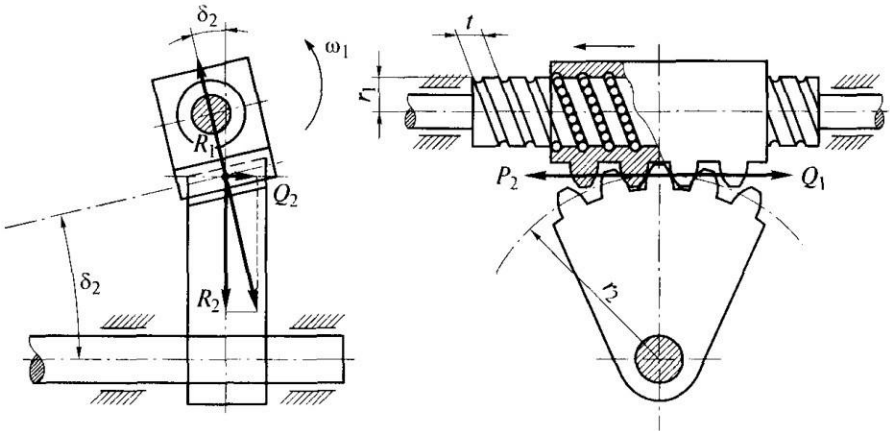
$$Q_2 = R_1, \quad (10.25)$$

$$R_2 = P_2 \tan \beta_2. \quad (10.26)$$

Рулловий механізм гвинт-гайка й рейка-сектор (рис. 10.9) має передаточне число:

$$u_{p.m} = 2\pi r_2 / t, \quad (10.27)$$

де r_2 - радіус початкової окружності зубів сектору;
 t - крок гвинта.



P - окружна сила; Q - осьова сила; R - радіальна сила;
 t - крок гвинта; δ - кут нахилу зубчастого сектора

Рисунок 10.9 - Схема сил в рульовому механізмі типу гвинт-гайка і рейка-сектор

Коефіцієнт корисної дії $\eta_{p.m} = 0,85...0,9$, зворотний, ККД - 0,82. Зуби сектору прямі, але $Q_2 \neq 0$ через нахил зубів (конус із $\delta_2 = 7...9^\circ$ служить для регулювання зачеплення).

Для гвинта:

$$P_1 = M_{p.k}/r_1, \quad (10.28)$$

$$Q_1 = P_2, \quad (10.29)$$

Крім того, на гвинт від сектору передається радіальна сила:

$$R_1 = \sqrt{Q_2^2 + P_2^2} = P_2 \operatorname{tg} \alpha. \quad (10.30)$$

Інші сили:

$$P_2 = M_{p.k} u_{p.m}/r_2, \quad (10.31)$$

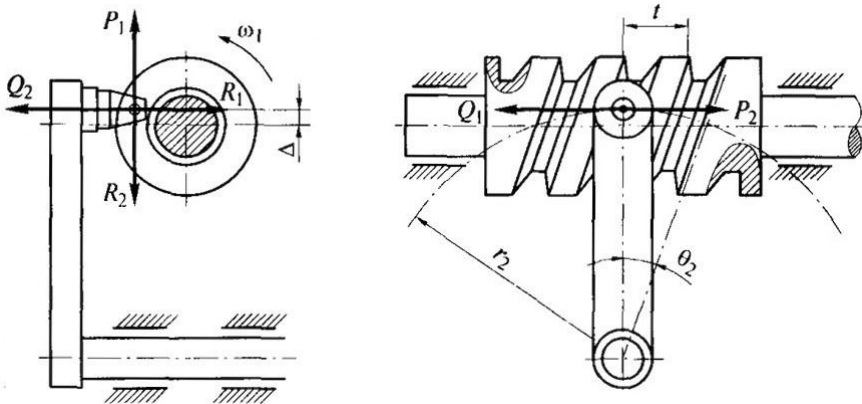
$$Q_2 = P_2 \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2, \quad (10.32)$$

$$R_2 = P_2 \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2. \quad (10.33)$$

Рульовий механізм гвинт-кривошип (рис. 10.10) має передаточне число при $t = \text{const}$:

$$u_{p.m} = 2\pi r_2 \cos \theta_2 / t, \quad (10.34)$$

де θ_2 - кут повороту вала сошки.



P - окружна сила; Q - осьова сила; R - радіальна сила;
 t - крок черв'яка; Δ - зміщення осі шипа щодо осі черв'яка

Рисунок 10.10 - Схема сил в рульовому механізмі типу гвинт-кривошип

Зазвичай шип установлюють у кривошипі на підшипниках, і він обертаючись, котиться по гвинтовій поверхні; ККД $\eta_{p.m} = 0,75$, зворотний ККД - 0,65. Виготовивши гвинт зі змінним кроком t , можна одержати змінне передаточне число, близьке до оптимального.

Приблизно можна використовувати для визначення сил, що діють на гвинт, ті ж залежності, що й для глобoidного черв'яка. Крім того $P_2 = Q_1$, $Q_2 = R_1$, $R_2 = P_1$ як і для ролика, що перебуває в зачепленні із черв'яком.

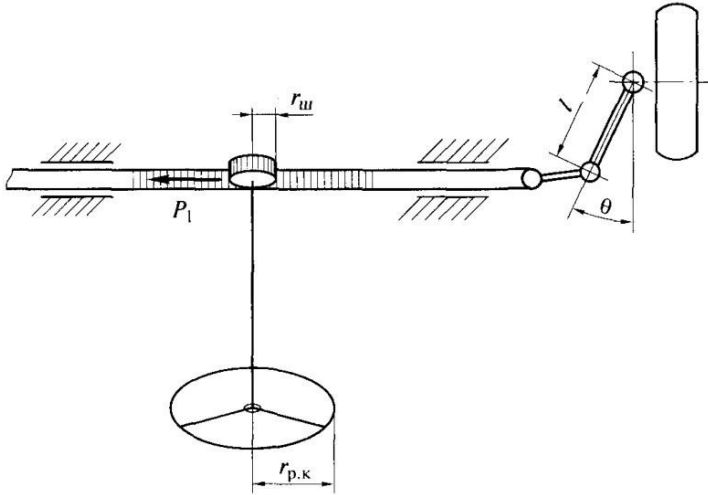
Рульовий механізм шестірного-рейки (рис. 10.11) має передаточне число рульового управління:

$$u_{p.y} = l \cos \theta / r_{ш}, \quad (10.35)$$

Коефіцієнт корисної дії (прямий і зворотний) $\eta_{p.y} = 0,9$. Передаточне число в невеликих межах змінюється через зміну кута θ . При нарізці зубів рейки зі збільшенням кроку в міру видалення від центрального положення можна одержати значну зміну $u_{p.y}$ за заданим законом. При прямих зубах:

$$P_1 = M_{p.k} / r_{ш}, \quad (10.36)$$

$$R_1 = P_1 \tan \alpha. \quad (10.37)$$



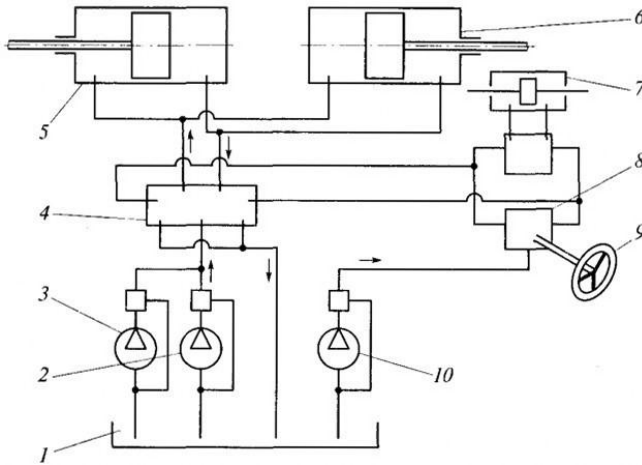
$r_{ш}$ - радіус шестерні; $r_{п.к}$ - радіус рульового колеса;

l - довжина важеля; θ - кут повороту важеля

Рисунок 10.11 - Схема сил в рульовому механізмі типу шестерня-рейки

Гідравлічне рульове управління (рис. 10.12). Кермова колонка 9 безпосередньо з'єднана з гідростатичним агрегатом, насос-дозатор 8 якого живиться від насоса живлення 10. При плавному повороті ру-

льового колеса, наприклад вправо, насос-дозатор пропускає порцію рідини, обсяг якої залежить від кута повороту рульового колеса, до торця золотника розподільника 4.



1 - бак; 2 - головний насос; 3 - дублюючий насос; 4 - розподільник;
5 - циліндр лівого колеса; 6 - циліндр правого колеса; 7 - циліндр стеження;
8 - насос-дозатор; 9 - рульова колонка; 10 - насос живлення

Рисунок 10.12 - Схема гідралічного рульового управління

Золотник переміщається вправо, у результаті чого поршнева порожнина циліндра 6 правого колеса й штокова порожнина лівого колеса циліндра 5 з'єднуються з лінією нагнітання головного насоса 2, а їх протилежні порожнини - через злив з баком 1.

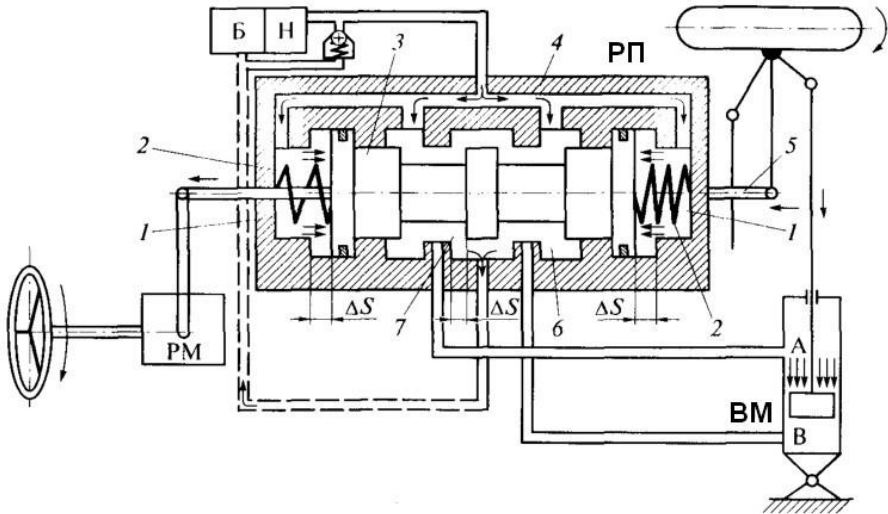
Керовані колеса повертаються вправо, поки повертається рульове колесо. Одночасно через тягу поршень циліндра стеження 7 переміщається вправо, забезпечуючи повернення золотника розподільника 4 у нейтральне положення.

При різкому повороті через великий обсяг рідини, про що пускається насосом-дозатором до торця золотника розподільника 4, останній зміщується на велику відстань і з'єднує гідроаккумулятори (на рис. 10.12 не показані) з порожнинами циліндрів 5 і 6. Тому керовані колеса повертаються швидше. При непрацюючому двигуні поворот автомобіля здійснюється за допомогою дублюючого насоса 3 з електроприводом.

Травмобезпечні кермові колонки є одним з елементів пасивної безпеки автомобіля. Вони поглинають енергію удару при лобовому зіткненні, знижуючи зусилля, що наносить травму водієві. Конструкції їх різні: сифони, перфорована трубчаста кермова колонка, гумова муфта і т.д.

Підсилювачі рульового управління.

У якості підсилювача рульового управління найбільше поширення одержали **гідравлічні підсилювачі** (рис. 10.13) енергії, що складаються із джерела енергії - насоса (Н) з баком (Б), розподільного пристрою (РП) - клапана управління, виконавчого механізму (ВМ) - силового циліндра.



- 1 - реактивні порожнини; 2 - пружини що центрують; 3 - золотник РП;
 4 - корпус золотника РП; 5 - поздовжня кермова тяга;
 6, 7 - канали корпуса золотника; Б - бак; Н - насос;
 РМ - рульовий механізм; РП - розподільний пристрій (клапан);
 ВМ - виконавчий механізм (гідроциліндр);
 ΔS - переміщення золотника; А, В - порожнини

Рисунок 10.13 - Схема гідравлічного підсилювача рульового управління

Переваги підсилювачів рульового управління наступні: полегшення управління автомобілем, зниження ударних навантажень від

нерівностей дороги, що передаються на рульове колесо, підвищення безпеки при розриві шин (автомобіль можна удержати на заданій траєкторії); недоліки: погіршення стабілізації керованих коліс, підвищення зношування шин через зайві часті повороти на місці.

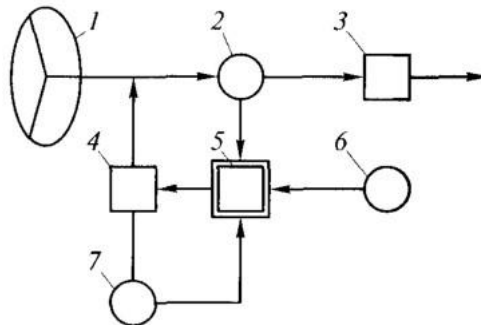
Крім того, рульове управління з гідравлічним підсилювачем більш схильне до появи автоколивань.

Недоліки гідравлічного підсилювача в основному пов'язані з тим, що насос приводиться в дію від вала двигуна: при непрацюючому двигуні підсилювач не працює, при малій частоті обертання вала двигуна продуктивність насоса може виявитися недостатньою, а при високій частоті вона зазвичай надлишкова. Крім того, відбір потужності становить 4...5 % потужності двигуна.

В останні роки усе більше поширення одержують підсилювачі, що не мають цих недоліків: електрогідравлічні та електричні.

Електрогідравлічні підсилювачі відрізняються від гідравлічних в основному тим, що в них привод насоса здійснюється від електродвигуна, причому часто з електронним блоком управління.

Електричні підсилювачі замість системи насос - клапан управління - гідроциліндр, використовують електродвигун з електронним блоком управління. Їхні основні переваги: більш висока економічність, низький рівень шуму, невеликі маса, габарити й вартість. Одна зі схем електричного підсилювача рульового управління представлена на рис. 10.14.

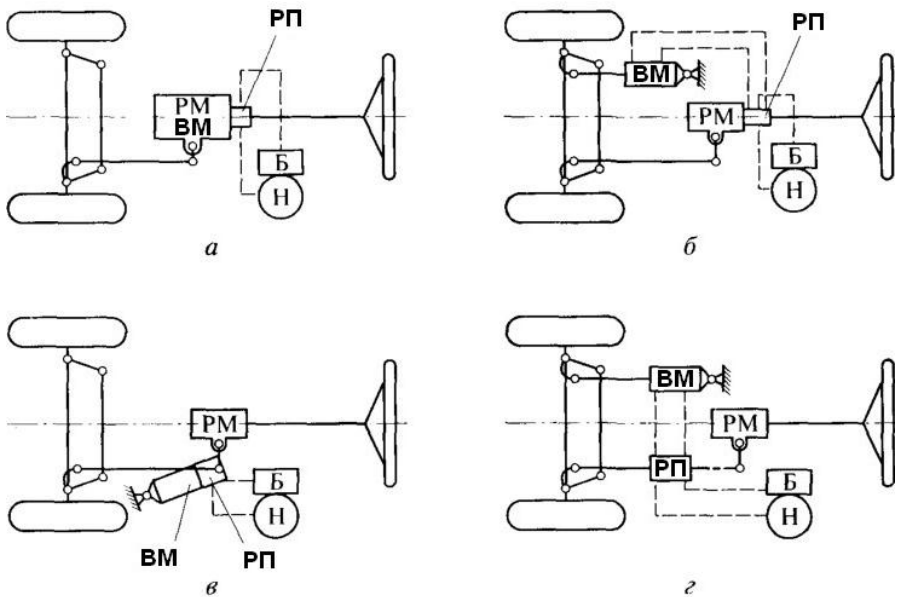


- 1 - рульове колесо; 2 - датчик крутного моменту; 3 - рульовий механізм;
4 - виконавчий електродвигун; 5 - блок управління; 6 - датчик швидкості
автомобіля; 7 - датчик кутової швидкості електродвигуна

Рисунок 10.14 - Структурна схема електричного підсилювача рульового управління

У даний час основна маса вантажних автомобілів оснащена гідравлічними підсилювачами рульового управління. Зупинимося на них більш докладно. По компонованню з кермовим механізмом (РМ) можливі наступні варіанти:

- 1) РП - ВМ - РМ в одному блоці (ЗИЛ) - рис. 10.15, а;
- 2) ВМ окремо, РП-РМ в одному блоці («Урал») - рис. 10.15, б;
- 3) РМ окремо, РП-ВМ в одному блоці (МАЗ) - рис. 10.15, в;
- 4) РП, ВМ, РМ окремо (ГАЗ) - рис. 10.15, г і 10.13.



а - ЗИЛ; б - «Урал»; в - МАЗ; г - ГАЗ; Б - бак; Н - насос;
 РМ - рульовий механізм; РП - розподільний пристрій (кран);
 ВМ - виконавчий механізм (гідроциліндр)

Рисунок 10.15 - Компоновальні схеми рулевих управлінь
 з гідравлічним підсилювачем

Особливості цих компоновальних схем:

- 1 схема: компактність, два короткі трубопроводи до насоса. Недоліки: привод і вал сошки сприймають повні навантаження і поштовхи;

- 2 схема: вал сошки розвантажений, але додалися трубопроводи між РП і ВМ;
- 3 схема: вал сошки розвантажений, є два довгі трубопроводи;
- 4 схема: якщо ВМ впливає на кермову трапецію, то розвантажений вал сошки й частина деталей привода при подовженні трубопроводів і небезпеці виникнення коливань тиску в підсилювачі.

Вимоги до підсилювачів рульового управління:

- при несправному підсилювачі автомобіль не повинен втрачати керованість;
- підсилювач не повинен самостійно включатися від поштовхів з боку дороги й надавати можливість підтримувати потрібний напрямок руху при гальмуванні з ушкодженою шиною;
- повинне забезпечуватися мінімальне запізнювання в спрацьовуванні й пропорційність кутів повороту коліс і рульового колеса;
- зусилля на кермовому колесі повинне бути невеликим, але пропорційним опору повороту коліс («почуття дороги»).

Робочий процес гідравлічного підсилювача полягає в наступному. При повороті рульового колеса, наприклад вправо (рис. 10.13), водій зміщує золотник 3 РП вліво, долаючи зусилля лівої пружини 2, що центрує, і тиск рідини в лівій реактивній порожнині 1.

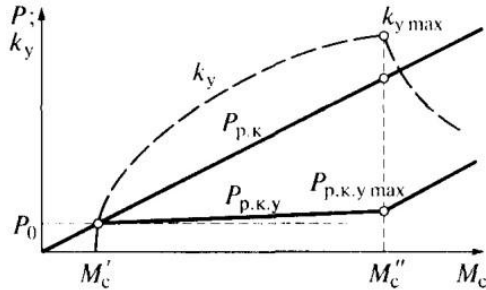
Канали 6 і 7 перекриваються. Рідина під тиском проходить у порожнину А ВМ, переміщуючи поршень ВМ униз, тому що порожнина А ВМ поєднана тепер тільки з лінією нагнітання насоса, а порожнина В ВМ - тільки з лінією зливу.

Через тягу 5 (рис. 10.13), що виконує роль механічного зворотного зв'язку колеса з РП підсилювача, забезпечується переміщення корпусу 4 РП вліво (із золотником у крайньому лівому положенні). Підсилювач забезпечує спостереження по переміщенню: кут повороту рульового колеса пропорційний куту повороту керованих коліс.

Як тільки припиниться поворот рульового колеса, зупиниться золотник 3, але корпус 4, продовжуючи зміщатися, займе щодо золотника середнє положення, у якому всі канали знову з'єднуються між собою. Тиск у порожнині А впаде, тому що рідина зможе вільно проходити з лінії нагнітання в лінію зливу. Припиниться поворот керованих коліс.

Розподільний пристрій, представлений на рис. 10.13, має відкритий центр: у середньому положенні рідина вільно проходить із лінії нагнітання в лінію зливу. У гідропідсилювачах рульового управління РП із закритим центром й насосом що відключається, застосовуються рідко.

На рис. 10.16 наведена залежність зусилля на кермовому колесі без підсилювача $P_{р.к}$ і з підсилювачем, що мають у РП пружини 2, що центрують, і реактивні порожнини 1 - (рис. 10.13), $P_{р.к.у}$ від моменту опору повороту керованих коліс M_c .



$P_{р.к}$ - зусилля на кермовому колесі без підсилювача;

$P_{р.к.у}$ - зусилля на кермовому колесі з підсилювачем;

M_c - момент опору повороту керованих коліс

Рисунок 10.16 - Характеристика рульового управління з підсилювачем

Основні оцінні параметри підсилювача:

1) ефективність дії (коефіцієнт підсилення k_y):

$$k_y = P_{р.к}/P_{р.к.у} = (P_{р.к.у} + P_y)/P_{р.к.у} \quad (10.38)$$

З рис. 10.16 видно, що при малих опорах $M_c < M'_c$ підсилювач не включається, якщо в РП є пружини, що центрують. Зі збільшенням M_c збільшується k_y (до значення $M_c = M''_c$, при якому спрацьовує запобіжний клапан насоса), причому зазвичай $k_{y \max} = 8...15$ (у автомобілів БєлаЗ $k_{y \max} = 25$).

Зусилля ВМ підсилювача, прикладене до рульового колеса:

$$P_y = pF10^6/(u'\eta'), \quad (10.39)$$

де p - тиск рідини, причому зазвичай $p_{\max} = 6...10$ МПа;

F - площа поршня;

u' і η' - передаточне число й ККД від рульового колеса до ВМ;

2) показник чутливості:

$$P_0 = (Q + S)/(u''\eta''), \quad (10.40)$$

де Q - зусилля пружин, що центрують;

S - сили тертя в РП й тиску в реактивній порожнині;

u'' і η'' - передаточне число й ККД від рульового колеса до РП.

Зазвичай $P_0 = 20...30$ Н для легкових автомобілів і $40...60$ Н для вантажних. Чутливість по куту повороту рульового колеса $\pm(3...6^\circ)$ при загальному люфті $10...15^\circ$. Час включення підсилювача близько $0,05$ с (у пневмопідсилювачів до $0,5$ с);

3) показник реактивного впливу підсилювача на рульове колесо:

$$\rho = dP_{p.k.y}/dM_c, \quad (10.41)$$

З досвіду експлуатації необхідно, щоб показник знаходився в межах $\rho = 0,02...0,05$ Н/(Н м). Цей показник дорівнює нулю, якщо в РП немає реактивних порожнин. За інших рівних умов це дозволяє одержати більш високе значення $k_{y \max}$.

Також використовують інші оцінні параметри, наприклад, показник чутливості при зворотному (від коліс) включенні підсилювача, показник маневреності на поворотах:

$$\Delta M = t_y/t_{6,y}, \quad (10.42)$$

де t_y , $t_{6,y}$ - час повороту з підсилювачем і без підсилювача і т.д.

Зусилля на кермовому колесі при $k_{y \max}$ зазвичай приймають в межах $P_{p.k.y \max} = 30...50$ Н для легкових автомобілів і $100...150$ Н для вантажних, що зазвичай відповідає повороту керованих коліс нерухливого автомобіля з повним навантаженням на сухому асфальті. Саме для цих умов вибирають значення $k_{y \max}$.

Мінімальне зусилля на кермовому колесі P_0 при $k_y = 1$ визначається в основному зусиллям пружин, що центрують. Чим менше P_0 , тем менше $P_{p.k.y \max}$. З іншого боку, якщо $P_0 + S$ менше наведеної сили тертя в кермовому механізмі, то підсилювач буде включатися під дією стабілізуючого моменту (крім випадку, коли РП встановлений між

кермовим механізмом і кермовим колесом) і буде перешкоджати поверненню коліс у нейтральне положення. Тому сила + 5 повинна бути мінімальною, але більше наведеної сили тертя в рульовому механізмі.

При наїзді на нерівності через короткочасні дії відбувається значна зміна тиску в циліндрі, що перешкоджає переміщенню деталей привода, що й знижує силу поштовху, переданого на рульове колесо.

На різних моделях автомобілів застосовуються РП з реактивними порожнинами й пружинами що центрують, тільки із пружинами що центрують, тільки з реактивними порожнинами.

Розрахунки підсилювача, крім розрахунків на міцність, зазвичай містять у собі наступні етапи:

- вибір типу й компоновання підсилювача;
- статичні розрахунки - визначення сил і переміщень, розмірів циліндра й РП, пружин що центрують і площ реактивних порожнин РП;
- динамічні розрахунки - визначення часу включення підсилювача, аналіз коливань і стійкості роботи підсилювача;
- гідравлічні розрахунки - визначення продуктивності насоса, діаметрів трубопроводів і т.п.

Зупинимось на двох останніх етапах.

Динамічний розрахунки. Час t_1 , включення підсилювача практично визначається часом переміщення ΔS золотника (рис. 10.13) до перекриття каналів:

$$t_1 = \Delta S u'' / (2\pi r_k \omega_{p.k \max}), \quad (10.43)$$

де $\omega_{p.k \max}$ - максимальна розрахункова швидкість повороту рульового колеса, зазвичай приймають $\omega_{p.k \max} = 9 \text{ c}^{-1}$.

За час t_1 швидкість повороту керованих коліс за допомогою підсилювача повинна бути трохи більше, чим без підсилювача, при крутих поворотах під час руху по сухому асфальту (приблизно при тиску рідини $0,5 p_{\max}$), що відповідає збільшенню обсягу рідини в системі на $\Delta V, \text{ м}^3$, за час t_2 . Отже, повинно бути:

$$t_1 > t_2 = \Delta V / [Q_H(\eta_0 - \Delta Q_3 / Q_H)], \quad (10.44)$$

де Q_H - продуктивність насоса, $\text{м}^3 \text{ c}^{-1}$;

$\eta_0 = 0,8$ - об'ємний ККД насоса;

$\Delta Q_3 / Q_H = 0,05 \dots 0,1$ - витоки в золотнику РП.

Для гідропідсилювачів зазвичай $t_2=0,01...0,02$ с.

При розташуванні РП між кермовим механізмом і керованими колесами можливе виникнення автоколивань коліс із малою амплітудою ($1...2^\circ$). Автоколивання можуть виникнути при прямолінійному русі з великою швидкістю від поштовху з боку дороги, але більш імовірні вони при повільному русі на повороті.

В останньому випадку, якщо зупинити рульове колесо при повороті коліс, то вони під дією сил інерції й залишкового тиску в циліндрі повернуться ще на деякий кут $+\Delta\alpha$. Потім під дією сил пружності шин колеса почнуть повертатися у зворотному напрямку.

Коли колеса досягнуть вихідного положення, золотник РП переміститься, і тиск у циліндрі почне зростати. Однак через пружності шлангів і деталей зростання тиску до необхідного значення p_x відбудеться за час Δt , при цьому колеса повернуться на кут $\Delta\alpha$. Потім цикл знову повторюється.

Виникненню автоколивань можна запобігти зменшенням ємності трубопроводів; збільшенням жорсткості деталей, що з'єднують циліндр із керованими колесами; обов'язковим введенням реактивних порожнин при роздільній установці РП й гідроциліндра.

Гідравлічні розрахунки. Вибір продуктивності насоса здійснюють з умови, що час заповнення гідроциліндра повинен бути менше часу повороту рульового колеса водієм:

$$FS/[Q_H(\eta_0 - \Delta Q/Q_H)] < \varphi/\omega_{p.k.max}, \quad (10.45)$$

де S - хід поршня за час Δt ;

ΔQ - витоку в системі (повинне бути $\Delta Q/Q_H < 0,1$);

φ - кут повороту рульового колеса за час Δt .

З рівняння (10.45) повинно бути:

$$Q_H > FS\omega_{p.k.max}/(\varphi\eta_0) + \Delta Q/\eta_0. \quad (10.46)$$

Розрахункова продуктивність насоса повинна відповідати кутовій швидкості вала двигуна $\omega_1 = (1,0...1,5)\omega_{l.x.x}$. Обсяг бачка беруть рівним $10...15\%$ від хвилинної продуктивності насоса для легкових автомобілів і $15...20\%$ для вантажних. Температура рідини в системі не повинна перевищувати 100°C . Крім того, для легкових автомобілів шум від насоса не повинен прослуховуватися на тлі шуму двигуна.

Перетини трубопроводів вибирають по втратах напору $\Delta p_{\text{ж}}$ і швидкості плинину рідини $v_{\text{ж}}$:

$$\Delta p_{\text{ж}} = \lambda_{\text{тр}} \rho_{\text{ж}} l_{\text{т}} v_{\text{ж}} / (2d_{\text{т}}), \quad (10.47)$$

де $\lambda_{\text{тр}} = 0,025$ - коефіцієнт втрат на тертя;

$\rho_{\text{ж}} = 88 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-3}$ - щільність рідини;

$l_{\text{т}}, d_{\text{т}}$ - довжина й діаметр трубопроводів.

Швидкість рідини визначається по формулі:

$$v_{\text{ж}} = 4Q_{\text{н}} / (\pi d_{\text{т}}^2). \quad (10.48)$$

Повинно бути $\Delta p_{\text{ж}} < 0,1 \dots 0,3 \text{ МПа}$ для легкових автомобілів, $0,2 \dots 0,5 \text{ МПа}$ - для вантажних, $v_{\text{ж}} < 2 \dots 3 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ для ліній під тиском і $1 \dots 2 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ для ліній зливу.

Розрахунки на працездатність.

Розрахункові навантаження. Розрахунки проводять по трьох параметрах.

1. По максимальному розрахунковому моменту на рульовому колесі:

$$M_{\text{р}} = P_{\text{р.к max}} r_{\text{р.к}}, \quad (10.49)$$

при $P_{\text{р.к max}} = 700 \text{ Н}$ (для легкових автомобілів можна брати 400 Н).

2. По максимальній гальмовій силі, прикладеної до одного керованого колеса (при $\varphi_{\text{max}} = 0,8 \dots 1,0$, для іншого колеса $\varphi = 0$) - $P_{\text{р}} = m'_{\text{сц}} g \varphi_{\text{max}}$.

3. По силі удару керованого колеса у граничну перешкоду.

Для деталей поворотної цапфи розрахункові навантаження ті ж, що й для напіврозвантажених півосей.

Матеріали. Вал рульового колеса й тяги зазвичай виготовляють із безшовних труб (сталь 20, 35, 45); палець шарнірів - зі сталей 18ХГТ, 15ХН та інших із твердістю поверхні 56...63 HRC.

Деталі рульового механізму: картери - з ковкого чавуну КЧ35-10, КЧ37-12; черв'яки - зі сталей 35Х, 30ХН із твердістю поверхні 45...52 HRC; ролики - зі сталей 15ХН, 18ХГТ з 52...56 HRC; гвинти, гвинтові гайки, сектори й вали сошки - зі сталі 18ХГТ із 56...63 HRC.

Деталі гідравлічного підсилювача: корпус циліндра й золотника

ПП - із сірого чавуну СЧ24-44, ковкого чавуну КЧ35-10; окремо встановлений гідроциліндр - зі сталей 35, 45; золотник - зі сталей 20, 18ХГТ, 15ХН твердістю 52...56 HRC; шток поршня - зі сталей 35, 45.

Розрахунки. Спиці рульового колеса розраховують на вигин, вважаючи, що сила $P_{p.k.max}$ прикладена до одної спиці; вал рульового колеса розраховують на крутіння.

Робочу пару рульового механізму (черв'як-ролик, гвинт-гайка, шестірня-рейка) розраховують на вигин і контактну напругу, сошку - на складну напругу (вигин і крутіння), вал сошки - на крутіння.

Тяги рульового привода й шток гідроциліндра підсилювача розраховують на стиск і поздовжню стійкість із запасом стійкості $n_{п.у} = 1,5...2,0$. Поворотний важіль розраховують на вигин і крутіння, а шворні - на вигин, зминання, зріз.

Рульовий вал зазвичай виконують трубчастим. Напруга крутіння:

$$\tau = M_p d_n / [0,2(d_n^4 - d_v^4)], [\tau] = 100 \text{ МПа}, \quad (10.50)$$

де d_n, d_v - зовнішній і внутрішній діаметри рульового вала.

Перевіряється також кут закручення рульового вала, який повинен бути не більше 8° на 1 м довжини.

Рульовий механізм:

для пари черв'як-ролик контактна напруга

$$\sigma_k = Q_1 / (Fn), [\sigma_k] = 500 \text{ МПа}, \quad (10.51)$$

де Q_1 - осьове зусилля на черв'яку;

F - площа контакту одного гребеня ролика із черв'яком (рис. 10.17):

$$F = 0,5[(\varphi_1 - \sin\varphi_1)r_1^2 + (\varphi_2 - \sin\varphi_2)r_2^2], \quad (10.52)$$

n - число гребенів ролика;

для пари гвинт-гайка умовне радіальне навантаження на одну кульку

$$R_{ш} = 5Q_1 / (mz \cos\delta_{ка}), \quad (10.53)$$

де m - число робочих витків;

z - число кульок на одному витку при повному заповненні канавки; $\delta_{ка} = 45^\circ$ - кут контакту кульки з канавкою.

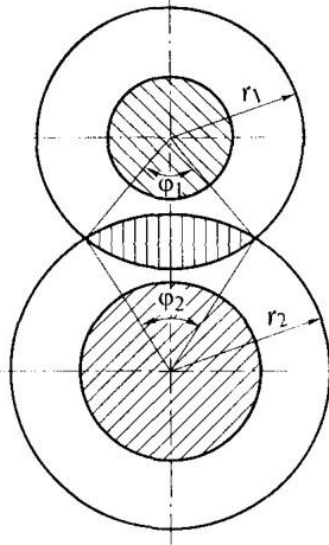


Рисунок 10.17 - Схема для визначення контактної площі в черв'ячному рульовому механізмі

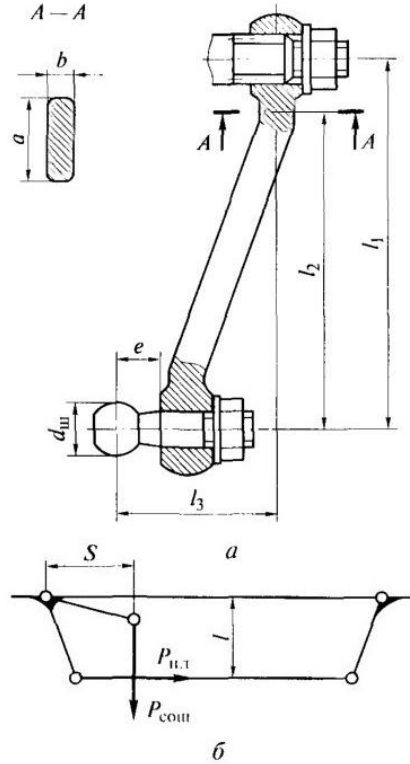


Рисунок 10.18 - Розрахункова схема рульової сошки (а) і рульової трапеції (б)

Контактна напруга для кульки:

$$\sigma_k = 2k_{кр} E(1/d_{ш} - 1/d_{ка}) \sqrt{Q_l / (mz \sin \beta \cos \delta_{ка})}, \quad (10.54)$$

$$[\sigma_k] = 2\,500 \dots 3\,500 \text{ МПа},$$

де $k_{кр} = 0,6 \dots 0,8$ - коефіцієнт, що залежить від кривизни контактуючих поверхонь;

$E = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ - модуль пружності; $d_{ш}$ - діаметр кульки;

$d_{ка}$ - діаметр канавки (допустиме напруження залежить від діаметра кульки);

для пари сектор-рейка й шестірня-рейка зуби розраховують на вигин і контактну напругу, приймаючи $[\sigma] = 400 \text{ МПа}$ і $[\sigma_k] = 1200 \text{ МПа}$.

Вал рульової сошки розраховують по напрузі крутіння, яка при

установці гідропідсилювача по рис. 10.12, *a* визначається по формулі:

$$\tau = (M_p u_{p.m} \eta_{p.m} + 0,25\pi p_{ж} D_{гц}^2 r_2) / (0,2d^3), \quad (10.55)$$

$$|\tau| = 350 \text{ МПа},$$

де $D_{гц}$ - зовнішній діаметр гідроциліндра;

r_2 - радіус сошки; d - діаметр вала сошки.

Рульова сошка (рис. 10.18, а) розраховується на складну напругу від вигину й крутіння. У гідравлічному рульовому керуванні зусилля на кульовому пальці сошки (при гідропідсилювачі по рис. 10.12, *a*):

$$P_{сош} = M_p u_{p.m} \eta_{p.m} / l_1 + 0,25\pi p_{ж} D_{гц}^2 / l_1, \quad (10.56)$$

напруга вигину в небезпечному перерізі А-А:

$$\sigma = P_{сош} l_2 / W_{и}, \quad (10.57)$$

напруга крутіння $\tau = P_{сош} l_1 / W_{к}$

$W_{и} = 0,1d^3$ для кола ($0,1a^2b$ для еліпса) і $W_{к} = 0,2d^3$ для кола ($0,2ab^2$ для еліпса) - моменти опору при вигині й при крутінні, $[\sigma_{рез}] = 500 \text{ МПа}$.

Кульовий палець сошки розраховується на напругу вигину:

$$\sigma = P_{сош} l_3 / W_{и}, \quad [\sigma] = 400 \text{ МПа}, \quad (10.58)$$

напруга зминання пальця з діаметром кулі $d_{ш}$

$$\sigma_{см} = 4P_{сош} / (\pi d_{ш}^2), \quad [\sigma_{см}] = 35 \text{ МПа}, \quad (10.59)$$

напруга зрізу при площі перетину пальця в основі $F_{ш}$

$$\sigma_{ср} = P_{сош} / F_{ш}, \quad [\sigma_{ср}] = 35 \text{ МПа}. \quad (10.60)$$

По цих залежностях визначають напруги у всіх шарнірних з'єднаннях рульового привода з урахуванням конкретних сил, що діють на кульові пальці.

Поздовжня тяга розраховується на напругу стиску:

$$\sigma_{сж} = P_{сош} / F, \quad [\sigma_{сж}] = 35 \text{ МПа}, \quad (10.61)$$

де F - площа перетину поздовжньої тяги;

критичне напруження при поздовжньому вигині:

$$\sigma_{кр} = \pi^2 EJ_p / (L^2 F), \quad (10.62)$$

де $J_p = \pi(d_{и}^4 - d_{в}^4) / 64$ - полярний момент інерції перетину тяги;

L - довжина поздовжньої тяги (по центрах шарнірів);

запас поздовжньої стійкості:

$$n_{п.у} = \sigma_{кр}/\sigma_{сж} = \pi^2 EJ_p / (P_{сош} L^2), |n_{п.у}| = 1,5 \dots 2,5, \quad (10.63)$$

Поворотний важіль (рис. 10.18, б) навантажений згинаючою силою $P_{сош}$ моментом що скручує $P_{сош} l_3$ (l_3 - відстань від осі кульового пальця, до якого кріпиться поздовжня тяга, до осі керованого колеса аналогічно рис. 10.18, б):

напряга вигину

$$\sigma = P_{сош} S / W_{и}, \quad (10.64)$$

напряга крутіння

$$\tau = P_{сош} l_3 / W_{к}, \quad (10.65)$$

де $W_{и}$, $W_{к}$ - моменти опору при вигині й при крутінні;

$$[\sigma_{рез}] = 500 \text{ МПа}$$

Бічні важелі трапеції (рис. 10.18, б) розраховують на вигин і крутіння під дією сили $P_{п.т} = P_{сош} S / l$:

напряга вигину:

$$\sigma = P_{п.т} l / W_{и}, \quad (10.66)$$

напряга крутіння:

$$\tau = P_{п.т} l / W_{к}, \quad (10.67)$$

При цьому $[\sigma_{рез}] = 500 \text{ МПа}$

Поперечна тяга трапеції (рис. 10.18, б) навантажується силою $P_{п.т}$ і розраховується по тій же методиці, що й поздовжня тяга, тобто на стиск і поздовжню стійкість.

Питання для самоперевірки

1. У чому полягають особливості робочого процесу рульового управління?
2. Як класифікують рульові управління, а також рульові приводи і механізми (при керованих колесах)?
3. Перерахуйте вимоги до рульових управлінь.
4. Якими конструктивними заходами забезпечуються ці вимоги?
5. Перерахуйте основні типи рульових механізмів, та їх особливості.
6. Назвіть переваги та недоліки підсилювачів рульового управління, їх основні оціночні параметри.
7. Назвіть матеріали, що застосовуються для виготовлення основних деталей рульового управління.

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 управління. 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 Doumiani, 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 управління, 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 управління, 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).