**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

**ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»**

**КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ**

для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності 133 Галузеве машинобудування освітньої програми «Комп’ютерне проектування та діагностика колісних транспортних засобів з дисципліни «Експлуатаційні властивості колісних транспортних засобів»

**Одеса 2022**

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

**ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА**»

**КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ**

Для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності 133 Галузеве машинобудування освітньої програми «Комп’ютерне проектування та діагностика колісних транспортних засобів» з дисципліни «Експлуатаційні властивості колісних транспортних засобів»

|  |  |
| --- | --- |
|  | Затверджено а засіданні кафедри автомобільного транспорту та логістики протокол № 5 від 24.12.2021р |

Одеса 2022

Конспект лекцій для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності 133 Галузеве машинобудування з дисципліни «Експлуатаційні властивості колісних транспортних засобів» / С.Г. Чабан, 186 с.

Автор: С.Г. Чабан, канд. техн. наук

Зміст

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Вступ | ………………………………………………………………. | 5 |
| Лекція1 | Експлуатаційні властивості КТЗ. Оцінні параметри і  показники експлуатаційних властивостей ………………. | 6 |
| Лекція2 | Тягово-швидкісні властивості КТЗ …………………........ | 13 |
| Лекція3 | Сила і потужність на колесах автомобіля. ККД трансмісії.Радіуси еластичного автомобільного колеса | 20 |
| Лекція 4 | Кінематика і динаміка автомобільного колеса**………….** | 26 |
| Лекція 5 | Сила опору коченню. Сила сумарного дорожнього опору | 32 |
| Лекція 6 | Реакції опорної поверхні на колеса автомобіля. Коефіцієнти зміни реакцій. Зчеплення колеса з опорною поверхнею …………………………………………………. | 44 |
| Лекція 7 | Рівняння потужного балансу. Графік потужного балансу. Динамічна характеристика**………………………………..** | 55 |
| Лекція 8 | Динамічний паспорт автомобіля. Прискорення, час  і шлях розгону автомобіля ……………………………….. | 61 |
| Лекція 9 | Особливості розрахунку тягово-швидкісних  властивостей автомобіля з гідромеханічною трансмісією. | 71 |
| Лекція10 | Паливна економічність КТЗ ……………………………… | 83 |
| Лекція11 | Нормування витрати палива ……………………………… | 92 |
| Лекція12 | Визначення, оцінні паказники та нормативи гальмових властивостей. Уповільнення автомобіля при гальмуванні | 95 |
| Лекція13 | Розподіл гальмових сил на колесах.Теоретична діаграма гальмування. Час і шлях гальмування ……………………….. | 104 |
| Лекція14 | Регулювання гальміввих сил …………………………….. | 112 |
| Лекція15 | Керованість КТЗ …………………………………………… | 121 |
| Лекція16 | Поворот автомобіля з еластичними шинами**…………….** | 129 |
| Лекція17 | Визначення стійкості. Оцінні критерії. Критична швидкість на повороті по боковому перекиданню і ковзанню. Поперечна стійкість на косогорі …………….. | 143 |
| Лекція18 | Прохідність КТЗ ………………………………………….. | 157 |
| Лекція19 | Вплив диференціала на прохідність. Геометрічні параметри прохідності ……………………………………. | 165 |
| Лекція 20 | Коливання і плавність руху ………………………………. | 171 |
| Лекція 21 | Рівняння коливань автомобіля. Передаточні функції. Структурні схеми ………………………………………...... | 176 |
| Лекція22 | Вплив різних чинників на амплітудно-частотні Характеристики ……………………………………………. | 182 |
|  | Література ………………………………………………… | 186 |

Введення

Метою вивчення дисципліни є формування комплексу знань та вмінь па яких базується набуття компетентностей та результатів навчання згідно з галузевим стандартом спеціальності 133 Галузеве машинобудування затвердженого наказом № 806 від 16.01.2021 МОН України для першого (бакалаврського) рівня вищої освіти. Набуті компетентності та результати навчання дозволяють здобувачам визначати експлуатаційні властивості колісних транспортних засобів , показників якості машин, а також встановлювати залежність між конструктивними параметрами і показниками експлуатаційних властивостей.

В результаті освоєння курсу здобувачі отримують здатність застосовувати комп’ютерні системи і практичні навички виконання проектувального та перевірочного тягово – динамічних розрахунків, розрахунків колісних транспортних засобів. В якості колісних транспортних засобів розглядаються вантажні та легкові автомобілі мікроавтобуси, автобуси, шасі з змонтованим вантажопідйомним устаткуванням а також причепи та напівпричепи згідно ДСТУ 3649 – 2010. Для досягнення мети вивчення дисципліни здобувачі повинні навчитися вирішувати задачі врахування особливостей конструкції, впливу природно – кліматичних, дорожніх та транспортних умов на експлуатаційні властивості, розраховувати експлуатаційні властивості колісних транспортних засобів для конкретних умов експлуатації.

Дисципліна має націлити майбутніх фахівців на творче науково обґрунтоване застосування отриманих результатів навчання у їх практичній діяльності. Дисципліна націлює здобувачів на творче використання результатів навчання при проектуванні конструкцій КТЗ з урахуванням конкретних задач, а також дає теоретичні знання для оволодіння теоретичними основами діагностики та виконання аналізів отриманих результатів при виконанні діагностичних робіт та основних положень безпеки дорожнього руху колісних транспортних засобів.

1. **експлуатаційні властивості колісних транспортних засобів (ктз)**

**Лекція 1.Експлуатаційні властивості КТЗ. Оцінні параметри і**

**показники експлуатаційних властивостей**

1.1 Визначення експлуатаційних властивостей

Вивчення експлуатаційних властивостей КТЗ є подальшим продовженням курсу КТЗ. В цьому курсі вивчаються експлуатаційні властивості КТЗ, оцінні параметри і вимірники експлуатаційних властивостей, а також методи їх оцінки. Вимоги безпеки та нормативи експлуатаційних властивостей регламентуються стандартом ДСТУ 3649 – 2010 [1]. Цей стандарт поширєються на колісні транспортні засоби (далі — КТЗ до яких відносяться автомобілі або автомобільні транспортні засоби) категорій M, MG, N, NG, O, призначені для перевезення пасажирів, та (або) вантажів, а також на КТЗ, які за своєю конструкцією та обладнанням призначені для виконання спеціальних робочих функцій, або призначені для перевезення пасажирів чи вантажів певних категорій, на дорогах загального призначення. Внаслідок вивчення курсу здобувач повинен знати експлуатаційні властивості та їхні вимірники, уміти розрахунковим шляхом і експериментально визначати і аналізувати показники експлуатаційних властивостей. З урахуванням показників експлуатаційних властивостей уміти застосовувати наявні КТЗ в конкретних умовах експлуатації з найбільшою ефективністю.

Курс ксплуатаційних властивостей КТЗ базується на знанні вищої математики, теоретичної механіки, опору матеріалів та конструкції КТЗ.

Під властивістю автомобіля мається на увазі властива йому відмітна особливість, що характеризує його здатність змінювати свій стан або положення в просторі під дією яких-небудь внутрішніх або зовнішніх чинників. Наприклад, швидкісна властивість КТЗ характеризує його здатність розвивати певне прискорення, максимальну швидкість, тяговое зусилля та ін. Властивість розглядається без урахування умов, в яких експлуатується АТЗ.

Експлуатаційна властивість – це сукупність певних відмітних властивостей і конструктивних особливостей, що обумовлюють його придатність виконувати виробничі функції відповідно до його призначення в конкретних умовах експлуатації.

У виробничі функції будь-якого автотранспортного засобу входить перевезення вантажів, пасажирів або спеціального обладнання. Експлуатаційні властивості КТЗ визначають можливі середні швидкості руху в різних умовах, витрати палива, пов'язані з виконанням різної транспортної роботи, безпеку руху, можливість руху по дорогах різної якості. У сукупності з такими параметрами як вантажопідйомність, пасажироміскість, розміри вантажної платформи та інші експлуатаційні властивості впливають істотним чином на продуктивність КТЗ і вартість транспортної роботи, що виконується ним.

Основними експлуатаційними властивостями є: тягово-швидкісні, гальмові, паливна економічність, прохідність, керованість, стійкість, плавність руху.

Оскільки окрема експлуатаційна властивість не може розглядатися ізольовано від інших, будь-яка експлуатаційна властивість розглядається як сукупність властивостей КТЗ. Наприклад, тягово-швидкісними властивостями називається сукупність властивостей, які визначають можливі діапазони зміни швидкостей руху і граничні інтенсивності розгону КТЗ при його експлуатації в тяговому режимі в різних дорожніх умовах.

В курсі експлуатаційних властивостей АТЗ розглядається залежність між його конструктивними параметрами і процесами руху. Ця залежність, виражена математично або графічно, дозволяє теоретично визначити окремі властивості КТЗ. Однак теорія експлуатаційних властивостей КТЗ не охоплює всі сторони його експлуатації, вона обмежується вивченням лише частиниз них. У ній вивчаються і встановлюються закони взаємодії між автомобілем і навколишнім середовищем лише в процесі його руху. Тому курс експлуатаційних властивостей КТЗ можна визначити як науку про закони руху КТЗ.

**1.2 Вплив умов використання КТЗ на експлуатаційні властивості**

Сучасний етап розвитку експлуатаційних властивостей характеризується поглибленим вивченням окремих особливостей експлуатаційних властивостей і технічних параметрів. Це дозволяє на стадії проектування створювати раціональні конструкції, а при використанні –забезпечити максимальну ефективність їх застосування в конкретних умовах експлуатації.

КТЗ є частиною системи «автомобіль – водій – дорога – середовище» і його властивості виявляютьсяу взаємодії з елементами цієї системи. Тому експлуатаційні властивості залежать від умов, в яких вони виявляються, тобто від умов експлуатації. Умови експлуатації визначаються дорожніми, транспортними і природно-кліматичними умовами.

**Дорожні умови**. На процес руху автомобіля безпосередньо впливає тип, якість і стан опорної поверхні, по якій він переміщається. Маршрути і траси автомобільних перевезень, що проходять по автомобільних дорогах з твердим покриттям, грунтових дорогах і безпосередньо по місцевості, відрізняються великою різноманітністю, нестабільністю характеристик фізико-механічного стану поверхні руху. Підйоми і спуски доріг, мікронерівності покриття, зчеплення коліс автомобіля, закруглення в плані доріг, інтенсивність руху та інші характеристики істотно впливають на результуючі показники руху і повинні бути враховані при їхньому розрахунку.

Оскільки дороги відрізняються великою різноманітністю вони можуть бути класифіковані за різними класифікаційними ознаками.

Всі дороги загального користування транспортної мережі України в залежності від показників інтенсивності руху, розрахункової швидкості, числа смуг руху, найбільших подовжніхсхилів, найменших радіусів кривизни діляться на п'ять категорій. Так для дороги першої категорії розрахункова інтенсивність руху складає більше за 7000 транспортних одиниць на добу, а розрахункова швидкість – 150 км/год. Для дороги п'ятої категорії розрахункова інтенсивність складає до 100 транспортних одиниць на добу і розрахункова швидкість становить 60 км/год. Відповідно змінюються й інші параметри руху для доріг від першої до п'ятої категорії.

На дорогах застосовуються покриття чотирьох основних типів:

* капітальні (цементобетонні, асфальтобетонні) – для доріг I – IV категорій;
* полегшені (асфальтобетонні) – для доріг IІІ – IV категорій;
* перехідні (щебеночные, гравійні) – для доріг IV – V категорій;
* нижчі (з грунтів, укріплених або поліпшених добавками) – для доріг V категорії.

Істотний вплив на процес руху надають мікронерівності, які прийнято розглядати як центровану випадкову функцію. У першому наближенні можна вважати, що імовірність розподілу ординат мікропрофіля близька до нормального закону і тоді основною характеристикою нерівності дороги є середня квадратична величина. Середньоквадратична величина ординат нерівностей (в см) для різних покриттів наведена нижче:

цементобетонне і асфальтобетонне – 0,44 … 1,4;

бруківка – 1,35 … 3,3;

щебіночне – 1,0 … 3,0.

При випробуванні автомобілів за основну класифікаційну ознаку дорожніх умов приймається режим руху. По цій ознаці з урахуванням пересіченості подовжнього профілю, дороги поділяють на магістральні, міські і гірські, а за проміжними ознаками – на магістрально-горбисті, гірничо-горбисті і приміські. Класифікаційними ознаками є статичні характеристики показників подовжнього профілю дороги і режима руху автомобіля.

**Транспортні умови**. Сучасні автомобілі повинні бути в максимальній мірі пристосовані для перевезення одного або декількох близьких видів вантажу. Спеціалізація автомобілів, а отже і експлуатаційні властивості, визначаються транспортними умовами.

Партионість вантажу визначає оптимальну вантажопідйомність автомобілів, а об'ємна маса вантажу – об'єм платформи. Плавність руху автомобілів повинна забезпечувати збереження вантажу.

За дальністю перевезення поділяють на місцеві і міжміські (далекі). Місцевими вважаються перевезення на відстань до 50 км, більше за 50 км – далекі. Звичайно міжміські перевезення мають довжину 400…1000 км. У деяких випадках – 1500…2000 км.

Дальність перевезень враховується при виборі технічних параметрів транспортних засобів та їхніх експлуатаційних властивостей.

**Природно-кліматичні умови.** Автомобілі використовуються в самих різних природно-кліматичних умовах. Умови експлуатації характеризуються такими чинниками: температурою повітря, вогкістю, висотою над рівнем моря, запиленістю повітря, кількістю й інтенсивністю осадків, швидкістю вітру.

Від температурного чинника істотно залежить робота автомобіля. Особливо позначається вплив низької температури. Чим нижче температура в районі експлуатації, тим складніше конструкція автомобіля. Це зумовлено необхідністю введення допоміжних систем, що забезпечують надійну роботу двигуна, трансмісії, підвісок, коліс, шин, а також відповідні умови праці водія при низькій температурі. Крім того, потрібно застосування спеціального палива, масел, резинотехнічних виробів.

Висока температура навколишнього повітря головним чином позначається на температурному режимі роботи двигуна і мікроклімату в кабіні. Забезпечення надійної роботи агрегатів в умовах високих температур вимагає застосування розвинених систем охолоджування двигуна і ряду теплонапружених агрегатів трансмісії, а також установлення систем життєзабезпечення.

Нормальному тепловому режиму двигуна відповідає температура охолоджуючої рідини 80…95 0С, це забезпечується відповідними системами при стандартній температурі повітря +20 0С. Підвищення температури на вході в двигун на 10 0С знижує його потужність на 2…3 % і збільшує витрату палива на 1,5 %.

Вогкість повітря впливає на потужність двигуна, швидке старіння гумотехнічних виробів, корозію металів і деструкцию масел. При збільшенні відносної вогкості на 10 % ефективна потужність двигуна знижується на 0,75 %.

Висота над рівнем моря впливає на ефективну потужність двигуна і його тепловий режим внаслідок зміни щільності повітря і температури по висоті. Прироботі у високогірних умовах значно знижується потужність двигуна. Зниження потужності двигуна відбувається внаслідок зменшення коефіцієнта наповнення циліндрів. У результаті середня швидкість руху вантажних автомобілів в гірських умовах приблизно на 40 – 50 % нижче, а витрата палива на 10 – 15 % вище, ніж в рівнинних умовах.

Запиленість повітря є однієюз найважливіших характеристик при експлуатації автомобілів по грунтових дорогах і бездоріжжю. У сухий час року при експлуатації по цих дорогах виникає підвищена запиленість. У зв'язку з цим до конструкцій автомобілів, і насамперед до паливних систем і систем вентиляції, пред'являються підвищені вимоги.

Швидкість вітру та інтенсивність осадків позначаються менше на конструкції автомобіля, однак ці чинники потрібно враховувати при розрахунку експлуатаційних властивостей АТЗ.

**1.3 Екплуатаційні властивості, оцінні параметри і показники**

**В**ластивість взагалі – це категорія, котра виражає якусь сторону предмета, яка зумовлює його відмінність чи спільність з іншими предметами і виявляється щодо його ставлення до них. Властивості речей внутрішньо притаманні їм і є об'єктивно незалежно від людської свідомості.

Кожна машина, зокрема й КТЗ, має багато різних властивостей. Знання експлуатацыйних властивостей має значення для фахівців автотранспорту.

Так при проектуванні необхідно знати сукупність властивостей, які необхідні для майбутнього КТЗ, щоб якнайкраще виконувати ті функції, для яких він призначений. Інженеру з перевезень знання властивостей різних КТЗ дозволяє зробити правильний вибір рухомого складу для перевезення різних вантажів, вибрати оптимальну стратегію перевезень, оптимальні методи підтримки в експлуатації властивостей, закладених при проектуванні.

У цьому курсі вивчаються експлуатаційні властивості. Це група властивостей, що визначають ступінь пристосованості автомобіля до експлуатації як специфічний транспортний засіб.

Оформлення теорії експлуатаційних властивостейяк науки належить академіку Є.А. Чудакову. У 1935 році він випустив перший у світі підручник «Теорія автомобіля». Великий внесок у розвиток загальної теорії експлуатаційних властивостей зробили вчені Гредескул, Сахно В.П., Коробочка, Волков В.В.та інші вчені.Надалі разом із загальною теорією розроблялися і розробляються та а уточнюються питання окремих експлуатаційних властивостей**.**

Експлуатаційні властивості включають більш дрібні групові властивості, що забезпечують рух, а саме:

**Тягово-швидкісні** - сукупність властивостей КТЗ, що визначають можливі за характеристиками двигуна або зчеплення провідних коліс з дорогою діапазони змін швидкості руху і граничні інтенсивності розгону автомобіля при його роботі в тяговому режимі в різних дорожніх умовах.

**Паливна економічність** - сукупність властивостей КТЗ, що визначають витрати палива при виконанні автомобілем транспортної роботи у різних умовах експлуатації.

Керованість - сукупність властивостей КТЗ, що визначають характеристики кінематичних та силових реакцій автомобіля на керуючу дію.

**Гальмівні властивості** – сукупність властивостей КТЗ, що визначають максимальне уповільнення при його русі на різних дорогах у гальмівному режимі, граничні значення зовнішніх сил, при дії яких загальмований автомобіль надійно утримується на місці або має необхідні мінімально встановлені швидкості під час ухилу.

**Керованість** - Сукупність властивостей, що визначають характеристики КТЗ на керуючий вплив водія і зовнішні збурення, а також величину енергії, що затрачується водієм на управління.

**Стійкість** – сукупність властивостей КТЗ, що визначають критичні параметри щодо стійкості руху та положення автомобіля та його ланок.

Прохідність АТЗ – сукупність властивостей, що визначають можливість руху АТЗ по поганих дорогах і бездоріжжю, а також міра зниження середніх швидкостей руху і продуктивності при русі по поганих дорогах порівняно з упорядкованими.

**Плавність ходу** – сукупність властивостей КТЗ, які забезпечують обмеження у межах встановлених норм вібронавантаженості водія, пасажирів, вантажів, елементів шасі та кузова.

**Прохідність** - сукупність властивостей КТЗ, що визначають можливість руху автомобіля в погіршених дорожніх умовах, бездоріжжя і при подоланні різних перешкод.

Усі властивості тісно пов'язані між собою, зміна однієї з них призводить, зазвичай, до зміни інших.

В основі вивчення будь-якої експлуатаційної властивості закладено систему оціночних показників та характеристик (наприклад, максимальна швидкість або залежність швидкості від часу розгону).

Відповідно є велика кількість різноманітної офіційної документації, що регламентує методики отримання різних оціночних показників і характеристик, а також їх нормативні значення. До таких документів відносять ДСТУ, ГОСТи, НД.

Питання для самоперевірки

1. Предмет теорії експлуатаційних властивостей КТЗ.
2. Експлуатаційні властивості АТЗ. Оцінні параметри і нормативи.
3. Вплив умов експлуатації на показники експлуатаційних властивостей АТЗ.

**Лекція 2. Тягово-швидкісні властивості КТЗ**

**2.1 Показники і нормативи тягово-швидкісних властивостей КТЗ**

Тягово-швидкісними властивостями називається сукупність властивостей, що визначають можливі діапазони зміни швидкостей руху і граничну інтенсивність розгону КТЗ при його експлуатації в тяговому режимі в різних умовах експлуатації.

Тяговим прийнято вважати такий режим, при якому від двигуна до ведучих коліс підводиться потужність, достатня для подолання опорів руху.

Для оцінки тягово-швидкісних властивостей КТЗ застосовуються оцінні характеристики. Вони застосовуються для визначення міри відповідності КТЗ стандартам, нормативним документам, а також служать для оцінки технічного рівня і якості автомобілів, що випускаються. Крім того, оцінні параметри і характеристики можуть використовуватися для порівняльної оцінки різних АТЗ, що знаходяться в експлуатації, а також після капітального ремонту. У теперішній час використовуються наступні показники:

1. Максимальна швидкість – встановлюється при русі на вищій передачі по спеціальній вимірювальній дільниці з найбільшою швидкістю приповній подачі палива. За техніко-експлутаційним вимогам до вантажних автомобілів і автопоїздів ![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADtwAAAAIAFwAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAJAAsACEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////pv///4ACAADmAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAABgABcAAAD7AiD/AAAAAAAAkAEAAADMBAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbiBDeXIAzIEEAAAALQEAAAkAAAAyCuAB9gADAAAAbWF4ABcAAAD7AoD+AAAAAAAAkAEBAADMBAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbiBDeXIAzIEEAAAALQEBAAQAAADwAQAACAAAADIKgAEWAAEAAABWAAoAAAAmBg8ACgD/////AQAAAAAAEAAAAPsCEAAHAAAAAAC8AgAAAMwBAgIiU3lzdGVtAMwEAAAALQEAAAQAAADwAQEAAwAAAAAA)повинна бути не менше 100 км/год для одиноких автомобілів і не менше 80 км/год для автопоїздів.
2. Умовна максимальна швидкість *V*max умов. Це середня швидкість АТЗ на останніх 400 м при його розгоні з місця на дільниці 2000 м з повною подачею палива. Перемикання передач здійснюєтьсяпри кутовій швидкості обертання колінчастого вала, яка відповідає максимальній потужності *ωN*;
3. Час розгону на шляху 400 і 1000 м і до заданої швидкості, ![](data:application/x-msmetafile;base64,). Ці параметри характеризують приємістість автомобіля.
4. Швидкісна характеристика розгін-вибіг. Характеристика являє собою залежності ![](data:application/x-msmetafile;base64,) і ![](data:application/x-msmetafile;base64,), отриманіпри розгоні з місця з повною подачею палива до *V*max на шляху 2000 м і вибігу до зупинки, риунок. 2.1;

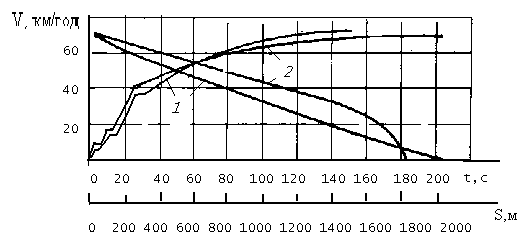
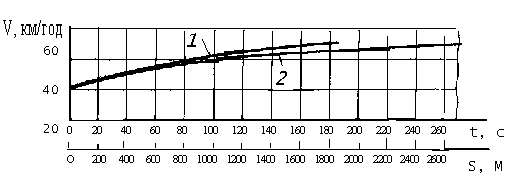


Рисунок 2.1 - Швидкісна характеристика розгін-вибіг:

*1* – ![](data:application/x-msmetafile;base64,); 2 – ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

1. Швидкісна характеристика розгону на вищій передачі. Характеристика являє собою залежність ![](data:application/x-msmetafile;base64,) і ![](data:application/x-msmetafile;base64,)на вищій передачі, рисунок 2.2. Розгін проводять від ![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADtwAAAAIAFwAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAIgAqACEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////pf///2ACAADFAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAABQABcAAAD7AiD/AAAAAAAAkAEAAADMBAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbiBDeXIAzIEEAAAALQEAAAkAAAAyCuAB9wADAAAAbWluABcAAAD7AoD+AAAAAAAAkAEBAADMBAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbiBDeXIAzIEEAAAALQEBAAQAAADwAQAACAAAADIKgAEQAAEAAABWAAoAAAAmBg8ACgD/////AQAAAAAAEAAAAPsCFAAJAAAAAAC8AgAAAMwBAgIiU3lzdGVtAMwEAAAALQEAAAQAAADwAQEAAwAAAAAA) до швидкості, відповідної *ωN*при різкому і повному натисненні на педаль подачі палива і утриманні її в такому положенні до кінця розгону. При наявності прямої і підвищуючої передач, ця характеристика визначається на прямій передачі;
2. Мінімальна стійка швидкість ![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADtwAAAAIAFwAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAIgAqACEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////pf///2ACAADFAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAABQABcAAAD7AiD/AAAAAAAAkAEAAADMBAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbiBDeXIAzIEEAAAALQEAAAkAAAAyCuAB9wADAAAAbWluABcAAAD7AoD+AAAAAAAAkAEBAADMBAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbiBDeXIAzIEEAAAALQEBAAQAAADwAQAACAAAADIKgAEQAAEAAABWAAoAAAAmBg8ACgD/////AQAAAAAAEAAAAPsCFAAJAAAAAAC8AgAAAMwBAgIiU3lzdGVtAMwEAAAALQEAAAQAAADwAQEAAwAAAAAA) визначається на вищій передачі;
3. Максимальний підйом *i*max це підйом, що долається на нижчій передачі основної коробки передач і додаткової коробки при![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADuQAAAAIAFwAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAKgAUAGEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////5f///wAGAACFAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAAAwABcAAAD7AoD+AAAAAAAAkAEBAADMBAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbiBDeXIAzIcEAAAALQEAAAoAAAAyCkABuQIFAAAAY29uc3QACAAAADIKQAEQAAEAAABWABAAAAD7AoD+AAAAAAAAkAEAAAACAAIAEFN5bWJvbAACBAAAAC0BAQAEAAAA8AEAAAgAAAAyCkABjQEBAAAAPQAKAAAAJgYPAAoA/////wEAAAAAABAAAAD7AhQACQAAAAAAvAIAAADMAQICIlN5c3RlbQDMBAAAAC0BAAAEAAAA8AEBAAMAAAAAAA==) і повній подачі палива. Максимальний підйом повинен бути не менше за 25 % для одиночних повністю завантажених автомобілів і 18 % для автопоїздів;

Рисунок 2.2 - Швидкісна характеристика розгону на вищій передачі:

*1* – ![](data:application/x-msmetafile;base64,); 2 – ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

1. Стала швидкість на затяжних підйомах. Визначається на заданому підйомі певної довжини. Вантажні автопоїзди з повним навантаженням при русі по сухому рівному твердому покриттю повинні долати підйом з ухилом 3 % протяжністю не менше 3 км при![](data:application/x-msmetafile;base64,) км/год;
2. Прискорення при розгоні. Визначається максимальне і середнє прискорення на передачах. Прискорення визначають приємістість автомобіля і потенційні можливості при обгонах.
3. Сила тяги на крюку. Характеризує здатність автомобіля щодо буксирування причепів.

2.2 Сили і моменти, які діють на КТЗ у загальному випадку його руху

Схема сил і моментів, які діють на автомобіль, наведена на рисунку 2.3.

На рисунку показаний загальний випадок, коли автомобіль прискорено рухається на підйом крутістю ![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADiAAAAAIAEgAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAJgAYABEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////JQAAAEABAACFAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAAAwABAAAAD7AoD+AAAAAAAAkAEBAAACAAIAEFN5bWJvbAACBAAAAC0BAAAIAAAAMgoAARoAAQAAAGEACgAAACYGDwAKAP////8BAAAAAAAQAAAA+wIUAAkAAAAAALwCAAAAzAECAiJTeXN0ZW0AzAQAAAAtAQEABAAAAPABAAADAAAAAAA=). На схемі прийняті наступні допущення: зовнішні сили, які діють на автомобіль, лежать в площині руху, що дозволяє замість просторової схеми розглядати плоску; дорожні умови під правими і лівими колесами однойменних мостів автомобіля однакові, тому у кожного моста два колеса замінюють одним; нормальні складові реакції дороги прикладені в середині контактної поверхні, а їх зміщення враховано в моментах опору коліс.

Всі сили, які діють на автомобіль можна розділити на три групи: рушійні, опору руху, нормальні до напряму руху.

Рушійною силою є окружна сила на ведучих колесах

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (2.1)

де *МТ*  – тяговый момент на ведучих колесах, Нм;

*rд* – динамічний радіус колеса, м.

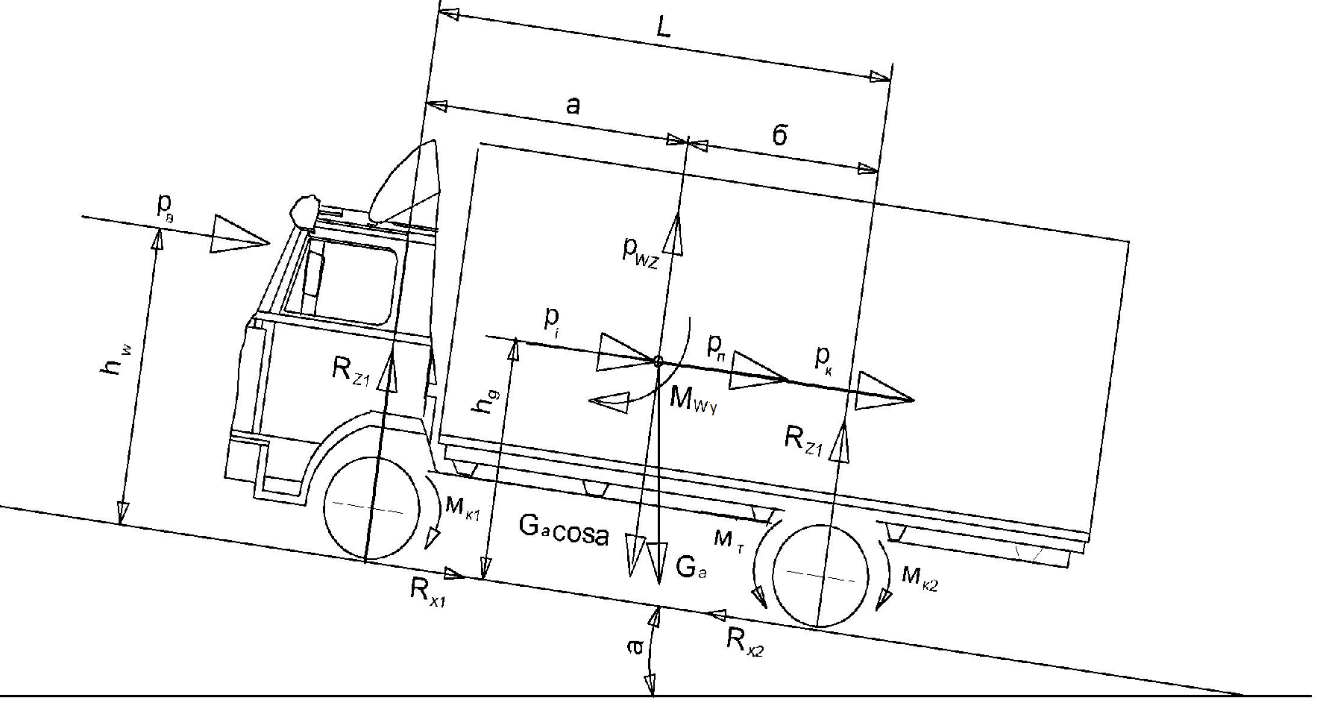
Сили і моменти опору руху:

*МК1, МК2*  – моменти опору коченню коліс, Нм;

*РП  –* сила опору підйому (складова сили ваги, діюча паралельно опорній поверхні), Н;

*РВ –* сила опору повітряного середовища, Н;

*РИ –*  сила опору розгону, Н.



### Рисунок 2.3.- Сили і моменти, які діють на автомобіль при

прямолінійному русі

Нормальні до напряму руху сили:

![](data:application/x-msmetafile;base64,) – складова сили ваги *Ga*, яка діє перпендикулярно опорній поверхні, Н;

*RZ1*і *RZ2 –* нормальні реакції опорної поверхні на передні і задні колеса відповідно, Н;

*PWZ*  – складова повної аеродинамічної сили, Н.

Внаслідок дії моментів опору коченню і тягового моменту в зоні контакту коліс з опорною поверхнею виникають дотичні реакції *RX1*і *RX2*. Сили опору підйому і розгону прикладені в центрі тяжіння, який розташовується на висоті *hд* і на відстані *а* від передньої осі, *b* – від задньої.

Рушійна сила на ведучих колесах *РТ*викликає дотичну реакцію *RX*. Початковими даними для визначення тягової сили є швидкісні характеристики двигуна.

# **2.3 Характеристики автомобільних двигунів**

На більшості сучасних автомобілів встановлюються поршневі двигуни внутрішнього згоряння. Тяговая сила на ведучих колесах визначається швидкісними характеристиками двигуна. Швидкісні характеристики являють собою залежність ефективної потужності, крутного моменту, годинної і питомої витрати палива від кутової швидкості обертання колінчастого вала. Розрізнюють зовнішні і часткові швидкісні характеристики. Зовнішня характеристика двигуна знімається приповністю відкритій дросельній заслінці або максимальній подачі паливау дизеля. Часткові характеристики знімаються при різній мірі відкриття дросельної заслінки або подачі палива. Зовнішня швидкісна характеристика бензинового двигуна без обмежувача максимальної кутової швидкості і дизеля представлена і на рисунку 2.4.

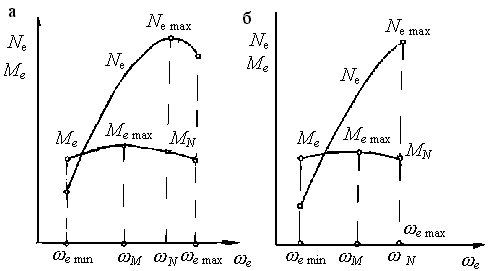


Рисунок 2.4 - Зовнішні швидкісні характеристики двигунів:

a *–* бензинового; б — дизельного

Важливе значення для продуктивності транспортної машини має стійкість режиму роботи двигуна, тобто здатність автомобіля долати опори, що зустрічаються без переходу на нижчі передачі. Підвищення крутного моменту при зниженні частоти обертання колінчастого вала характеризується запасом крутного моменту

![](data:application/x-msmetafile;base64,), (2.2)

де *M*max *–* максимальний крутний момент двигуна, Нм;

*MN –*  момент двигуна, відповідний номінальній потужності, Нм.

Чим більше запас крутного моменту, тим краще пристосованість автомобіля. Для бензинових двигунів = 25…40 %, для дизелів  = 10…25 %. При русі транспортної машини короткочасні опори, що зустрічаються, долаються не тільки за рахунок підвищення крутного моменту, але і за рахунок кінетичної енергії, що вивільняється двигуном при зменшенні кутової швидкості обертання колінчастого вала від максимальної,*ω*max до кутової швидкості, відповідної максимальному крутному моменту, *ωМ*. Цей діапазон характеризується коефіцієнтом зниження кутової швидкості при перевантаженнях *βП* = *ωМ / ωN*. Чим менше *βП*, тим більше кількість енергії, що вивільняється, тим краще пристосованість автомобіля. Для бензинових двигунів *βП*  = 0,45…0,6, для дизелів – 0,65…0,75.

Іноді користуються коефіцієнтом пристосованості по кутовій швидкості, λ = *ωN /ωМ*. Для бензинових двигунів λ = 1,6…2,3, для дизелів – 1,3…1,5.

Багато зарубіжних фірм насамперед з метою покращення рівномірності дозування палива по циліндрах застосовують системи упорскування палива. Найбільш поширені механічні системи безперервного упорскування бензину у впускні канали та електронні системи імпульсного упорскування з тиском упорскування 50...300 кПа. Упорскування палива перед впускними клапанами дає можливість двигуну стійко працювати на збідненій суміші, є ефективним засобом зниження утворення СО, СН та витрати палива. Системи впорскування мають великі потенційні можливості поліпшення показників автомобільного двигуна, що визначаються перш за все високою точністю дозування, можливості програмування будь-якої характеристики паливоподач. У зв'язку з тим, що впускний тракт втрачає функції сумішоутворюючого елемента, з'являється можливість покращити потужнісні характеристики двигуна шляхом реалізації резонансного наддуву. дуже важливий фактор, що впливає на величину ефективної потужності двигуна це ρ0 – щільність свіжого заряду, що надходить в циліндр. Потужність двигуна, за інших рівних умов, прямо пропорційна чисельному значенню ρ0. Зазначена обставина широко використовується в практиці сучасного двигунобудування: збільшення потужності забезпечується підвищенням щільності заряду, що подається в циліндр за допомогою попереднього стиснення його в компресорі. Наддув можна визначити як спосіб збільшення потужності двигуна за рахунок підвищення щільності свіжого заряду, що подається в циліндр. Потрібно мати на увазі, що з підвищенням щільності повітряного заряду, що надходить в циліндр, збільшується масове наповнення циліндра. Ця обставина дозволяє збільшити кількість палива, що подається в циліндр. Двигуни, у яких використовується названий спосіб підвищення потужності, називаються наддувними.

Коли в ДВЗ із газовим зв'язком на вході в циліндр не може бути отриманий необхідний тиск заряду, його вдруге стискають у компресорі з приводом від валу порщневої частини або газової турбіни. Такий тип двигуна зазвичай називають двигунами із двоступінчастим наддувом. В цьому випадку не тільки підвищується тиск повітря або суміші на вході в циліндр, але і покращуються умови роботи турбіни і компресора і характеристики ДВЗ [ 6], рисунок 2.5.

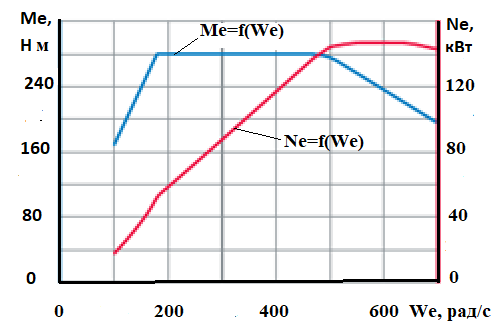


Рисунок 2.5 – Зовншня швидкісна характеристика

двигуна FSI з турбонаддувом автомобіля Volkswagen

Зовнішню швидкісну характеристику без наддуву можна отриматипри випробуванні двигуна на стенді, а на стадії проектування – розрахунковим шляхом.

Для визначення поточного значення потужності можна скористатися формулою С.Р. Лейдермана

![](data:application/x-msmetafile;base64,), (2.3)

де *А, В, С –* емпіричні коефіцієнти, що залежать від типу двигуна. Для бензинових двигунів *А = В = С* = 1,0; для дизелів з неподіленою камерою згоряння *А* = 0,87, *В* = 1,13, *С* = 1,0; для дизелів з вихровою камерою *А* = 0,7, *В* = 1,3, *С* = 1,0; для дизелів з предкамерою *А* = 0,6, *В* = 1,4, *С* = 1,0;

*ωе  –*  поточне значення кутової швидкості обертання колінчастого вала двигуна;

*ωN –* кутова швидкість обертання колінчастого вала, відповідна максимальній потужності.

Припобудові зовнішньої швидкісної характеристики значення *ωе* приймаються від *ω*min до *ω*max. При цьому мінімальна кутова швидкість обертання колінчастого вала приймається в межах від 60 до 80 рад/с. Менші значення приймаються для тихохідних двигунів, більші – для швидкохідних. Максимальне значення кутової швидкості обертання колінчастого вала приймається за співвідношенням ωmax / ωN, яке для бензинових двигунів знаходиться в межах 1,05…1,25, для дизелів – 0,95…1,0.

Ефективний крутний момент визначається за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,) Нм, (2.4)

де *Ne* – поточне значення потужності, кВт;

**Приклад.**Визначити поточне значення ефективної потужності і ефективного крутного моменту за зовнішньою швидкісною характеристикою в інтервалі кутових швидкостей від *ω*min до *ω*max з кроком 100 рад/с. Визначити запас крутного моменту і коефіцієнт зниження кутової швидкості при перевантаженні КТЗ категорії M1.

Початкові дані: *N*max = 54 кВт; *ωN* = 580 рад/с.

Рішення. Приймаємо ωmin = 80 рад/с; *ωV/ωN* = 1,1. Тоді

ωmax= *ωV =ωN* · 1,1 = 580 · 1,1 = 638 рад/с.

Поточне значення ефективної потужності при*ωе* = 80 рад/с

![](data:application/x-msmetafile;base64,)кВт.

Поточне значення ефективного крутного моменту

![](data:application/x-msmetafile;base64,)Нм.

Результати подальших розрахунків зводимо в таблицю

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *ωе*, рад/с | 180 | 280 | 380 | 480 | 580 | 638 |
| *Ne*, кВт | 20,34 | 32,5 | 43,31 | 51,1 | 54 | 52,86 |
| *Ме*, Нм | 113,0 | 116,35 | 114,13 | 106,4 | 93,1 | 82,8 |

## Запас крутного моменту

![](data:application/x-msmetafile;base64,) %.

Коефіцієнт зниження кутової швидкості при перевантаженнях

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

**Питання для самоперевірки**

1 Визначення, оцінні параметри тягово-швидкісних властивостей.

2 Сили і моменти, діючі на АТЗ у загальному випадку його руху.

3 Характеристики автомобільних двигунів, аналіз. Розрахунок і побудова зовнішньої швидкісної характеристики.

4 Аналіз пристовсованості КТЗ до умов експлуатації за зовнішніми швидкісними характеристиками двигунів

**Лекція 3. Сила і потужність на колесах автомобіля. ККД трансмісії.**

**Радіуси еластичного автомобільного колеса**

3.1 **Сила і потужність на колесах автомобіля. ККД трансмісії**

Силу тяги на колесах автомобіля можна визначити за зовнішньою швидкісною характеристикою з урахуванням передавальних відношень механізмів трансмісії

![](data:application/x-msmetafile;base64,), Н (3.1)

де *Ме* – ефективний момент двигуна, Нм;

*іК, іР, і0* – передавальні відношення коробки передач, роздавальної коробки і головної передачі, відповідно;

*Т* – коефіцієнт корисної дії трансмісії;

*rК* – радіус кочення колеса, м.

Тягова потужність на колесах автомобіля відрізняється від ефективної потужності на величину втрат в трансмісії.

Частина потужності при передачі від двигуна до ведучих коліс затрачується на подолання тертя між зубами шестерен в агрегатах трансмісії, підшипниках і сальниках, а також на перемішування і розбризкування мастила. Тому тяговая потужність, що підводиться до ведучих коліс прирівномірному русі автомобіля, менше ефективної потужності двигуна на величину втрат потужності в трансмісії.

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

де  *NТР* – втрати потужності в трансмісії.

Іноді втрати енергії в трансмісії оцінюють за величиною моменту в трансмісії

![](data:application/x-msmetafile;base64,) Нм (3.2)

де *К* – кутова швидкість обертання ведучих коліс, рад/с.

Величини *МТР* і *NТР* враховують два виду втрат: гідравлічні втрати і механічні втрати.

Гідравлічні втрати викликані перемішуванням і розбризкуванням масла в картерах коробки передач і ведучих мостів. Вони практично не залежать від величини моменту, що передається, але змінюються із зміною кутової швидкості деталей, в'язкості і кількості масла в картерах агрегатів трансмісії. Гідравлічні втрати оцінюють моментом, який треба прикласти до вивішених коліс, щоб провернути вали трансмісії без навантаження.

При відсутності експериментальних даних для визначення гідравлічних втрат використовують емпіричну формулу

![](data:application/x-msmetafile;base64,), (3.3)

де *V –*  швидкість автомобіля, м/с;

*Ga* – вага автомобіля, Н;

*rК –*  радіус кочення колеса, м.

Механічні втрати оцінюють моментом, який пропорційний моменту, що передається і практично не залежить від кутової швидкості обертання деталей.

На рисунку 3.1 показаний загальнийхарактер залежності сумарного моменту тертя в трансмісії і його складових від моменту, що передається.

Горизонтальні прямі характеризують величину *МГ*, а похилі – величину *МТР = МГ + ММ*. Згідно рис. 3.1 для заданого значення *Ме іТР* можна записати

![](data:application/x-msmetafile;base64,), (3.4)

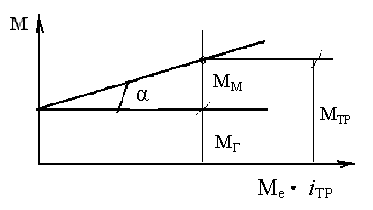


Рисунок 3.1 - Залежність момента *МТР*і його складових від величини

моменту, який передається

де * –* кут нахилу прямої *ММ* до осі абсцис;

![](data:application/x-msmetafile;base64,) – коефіцієнт обліку впливу навантаження.

Коефіцієнт обліку впливу навантаження залежить від типу трансмісії і може бути визначений за емпіричною залежністю

![](data:application/x-msmetafile;base64,),

де *k, l, m* – відповідно числа пар циліндричних, конічних шестерень і число карданів, що передають крутний момент.

Силу опору трансмісії можна визначити по відомому моменту *МТР*

![](data:application/x-msmetafile;base64,).

Залежно від роботи трансмісії використовують різні способи оцінки втрат. Так, якщо трансмісія передає енергію від двигуна до ведучих коліс, то використовують прямий ККД, що являє собою відношення тягової потужності на ведучих колесах до ефективної потужності двигуна або відповідних їм моментів

![](data:application/x-msmetafile;base64,); (3.5)

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (3.6)

З виразів (3.4) і (3.6) визначаємо ККД трансмісії

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (3.7)

При гальмуванні автомобіля двигуном трансмісія передає енергію від ведучих коліс до двигуна, і втрати енергії оцінюють по зворотному ККД

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

де *NТ.Д* – гальмова потужність двигуна (потужність, яка затрачується на прокручення двигуна).

При розрахунках в основному використовують прямий ККД тому слово «прямий» у визначеннях ККД трансмісії опускають.

Прироботі двигуна з повним навантаженням момент  *МГ* в декілька разів менше величини *Ме іТР*, тому їх відношенням нехтують і приймають ![](data:application/x-msmetafile;base64,). Значення ККД для різних автомобілів знаходяться в межах:

Гоночні і спортивні – 0,90…0,95

# Легкові – 0,90…0,92

Вантажні і автобуси – 0,82…0,90

Підвищеної прохідності – 0,80…0,85.

ККД трансмісії в процесі експлуатації змінюється. Так, після приробки деталей він збільшується і залишається постійним протягом тривалого терміну експлуатації, а потім, по мірі зношення деталей, він зменшується.

На ККД трансмісії впливають тип трансмісії, рівень мастила в агрегатах трансмісії, в'язкість мастила, міра регулювання агрегатів трансмісії та їхній стан.

**3.2 Радіуси еластичного автомобільного колеса**

Для складання рівняння рівноваги і опису руху колеса вводяться поняття про радіуси і швидкість колеса. На відміну від жорсткого колеса у еластичного колеса розрізнюють такі радіуси:

– вільний радіус колеса *rC*, рівний половині діаметра найбільшого окружного перетину бігової доріжки при відсутності контакту колеса з опорною поверхнею. Вільний радіус може бути визначений за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,),

де *d –*  діаметр обода колеса, м;

*В –*  номінальна ширина профілю шини, м.

* = Н/В*,

де *Н –*  висота профілю шини, м.

Якщо розміри шин наведені в дюймах, їх треба перевести в метри, помноживши на 0,254.

Відношення*Н/В* приймається:

для шин тороїдного профілю – 0,9…1,1

для широкопрофільних шин – 0,7…0,9

для арочних шин – 0,5…0,7

для пневмокотків – 0,2…0,4.

– статичний радіус колеса *rCТ* – відстань від опорної поверхні до центра нерухомого колеса, навантаженого тільки нормальною силою

![](data:application/x-msmetafile;base64,),

де ** – коефіцієнт радіальної деформації шин, який враховує прогиб шини.

**= 0,8…0,85 – для широкопрофильных шин;

**= 0,85…0,9 – для шин троидного профілю.

– динамічний радіус колеса *rд* – відстань від опорної поверхні до центра рухомого колеса. Динамічний радіус залежить від швидкості руху, збільшуючись з її збільшенням, і трохи меншає із збільшенням крутного моменту. У середньому динамічний радіус мало відрізняється від статичного і для практичних розрахунків їх можна прийняти рівними.

– радіус кочення колеса або кінематичний радіус *rК* – це радіус такого умовного жорсткого колеса, який рівний відношенню поступальної швидкості колеса до його кутової швидкості *rК = VК /К.*

Необхідність в такому радіусі пояснюється тим, що внаслідок тангенціальної еластичності і прослизання окремих елементів колеса, шлях *S*, який проходить колесо за *n*  його обертів, не рівний множенню *2n* на радіус *rд*, а рівний добутку цієї величини, помноженої на деякий фіктивний радіус *rК*, тобто на такий, який не можна безпосередньо заміряти. Оскільки цей радіус зв'язує поступальну і кутову швидкості колеса, він є однієюз найважливіших його характеристик.

Радіус кочення значно меншає із збільшенням крутного моменту, що передається через колесо. При передачі через колесо гальмового моменту радіус кочення збільшується. Особливо сильно змінюється радіус кочення в тому випадку, коли нарівні з коченням колеса має місце прослизання. Приповному буксуванні колеса *rК* = 0; приповному ковзанні *rК = *. Радіус кочення визначається дослідним шляхом. Якщо відомий радіус кочення веденого колеса *rКВ*, то для будь-якого іншого режиму радіус кочення може бути підрахований за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,),

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADrwAAAAIAFwAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAIgAuABEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////pf///6ABAADFAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAABQABcAAAD7AiD/AAAAAAAAkAEBAADMBAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbiBDeXIAzLoEAAAALQEAAAgAAAAyCuABAAEBAAAA0gAQAAAA+wKA/gAAAAAAAJABAQAAAgACABBTeW1ib2wAAgQAAAAtAQEABAAAAPABAAAIAAAAMgqAATcAAQAAAGwACgAAACYGDwAKAP////8BAAAAAAAQAAAA+wIUAAkAAAAAALwCAAAAzAECAiJTeXN0ZW0AzAQAAAAtAQAABAAAAPABAQADAAAAAAA=) – коефіцієнт тангенціальної еластичності шин;

*М* – момент, що підводиться до колеса.

Знаючи радіуси колеса можна визначити дійсну і теоретичну швидкості автомобіля. При прямолінійному русі швидкості всіх точок автомобіля дорівнюють швидкості центра колеса.

Дійсна швидкість автомобіля *Vд* = *К rК.*

Теоретична швидкість автомобіля *VТ* = *К rд,*

де *К* = *е /іТР* – кутова швидкість колеса;

*іТР*  – передавальне число трансмісії.

**Приклад.** Визначити ККД трансмісії легкового автомобіля при його русі на четвертій передачі при максимальному крутному моменті двигуна.

Початкові дані: Максимальний крутний момент двигуна *Me* max = 116,0 Нм. Кутова швидкість обертання колінчастого вала при максимальному моменті *М =* 315 рад/с. Передавальне число четвертої передачі КПП *іК* = 1,0. Передавальне число головної передачі *і0* = 4,1. Повна вага автомобіля *Ga* = 14350 Н. Радіус качения колеса *rК* = 0,29 м.

## Момент гідравлічних втрат

![](data:application/x-msmetafile;base64,) Нм,

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,)м/с – швидкість руху автомобіля на четвертій передачі при максимальному крутному моменті.

Коефіцієнт обліку впливу навантаження

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

**Питання для самоперевірки**

1. Визначення втрат потужності і моменту в трансмісії.
2. Коефіцієнт корисної дії трансмісії: визначення, отримання

розрахунковим шляхом; чинники, що впливають на ККД трансмісії.

1. Радіуси еластичного автомобільного колеса, межі зміни радіуса кочення

колеса.

4. Визначення дійсної і теоретичної швидкостей автомобіля.

**Лекція 4. Кінематика і динаміка автомобільного колеса.**

**4.1 Втрати потужності при коченні колеса, що деформується, по поверхні, яка не деформується**

Схема сил і моментів, прикладених до колеса при його коченні по поверхні, що не деформується, наведена на рис. 4.1.

Цей випадок має місце тоді, коли деформацією опорної поверхні можна нехтувати, порівняно з деформацією колеса. Це явище має місце при коченні колеса по асфальтобетонному, цементобетонному покриттю, бруківці та іншим вдосконаленим покриттям.

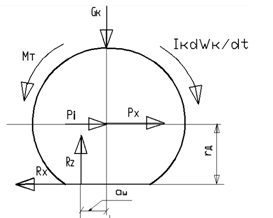


Рисунок 4.1 - Схема сил і моментів, діючих на колесо, що деформується, при коченні по поверхні, яка не деформується

Сили і моменти, прикладені до колеса: *GK –*  навантаження на колесо;

*RZ*– нормальна реакція опорної поверхні; *МТ* – тяговый момент, що підводиться до колеса; *RX* – дотична реакція опорної поверхні; *PX* –подовжня сила, діюча від осі на колесо; *РИ* – сила опору розгону поступально- рухомої маси колеса; ![](data:application/x-msmetafile;base64,) – момент опору розгону колеса при обертальному русі; *ІК* – момент інерції колеса; *аШ* – плече зміщення рівнодіючої нормальних реакцій відносно геометричного центра колеса.

Втрати потужності при коченні колеса

![](data:application/x-msmetafile;base64,), (4.1)

де *NВТР* – втрати потужності при коченні колеса;

*NКОЛ* – потужність, що підводиться до колеса;

*NКОР*  – потужність, що передається від колеса до автомобіля.

![](data:application/x-msmetafile;base64,), (4.2)

де *MT* – тяговий момент, що підводиться до колеса;

*K* – кутова швидкість колеса.

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (4.3)

Для знаходження сили *РХ* спроектуємо сили, діючі на колесо (рис. 4.1) на вісь *Х*

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,). (4.4)

Для визначення *RX* складемо суму моментів, діючих на колесо, відносно центра колеса.

![](data:application/x-msmetafile;base64,);

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (4.5)

Тоді *РХ* з урахуванням (4.4) і (4.5) буде дорівнювати:

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (4.6)

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,) – сила інерції колеса в його поступальному русі;

*mK* – маса колеса; *j* – поступальне прискорення колеса.

Корисна потужність з урахуванням (4.6) буде дорівнювати:

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (4.7)

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,) – поступальне прискорення колеса.

Втрати потужності з урахуванням виразів (4.2) і (4.7) будуть дорівнювати

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (4.8)

Втрати потужності при коченні колеса представимо у вигляді складових Nі N.

![](data:application/x-msmetafile;base64,),

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,) – втрати потужності, пов'язані із зміною кінетичної енергії колеса в його поступальному і обертальному рухах. Ця потужність може бути повернена колесу при його русі в режимі вільного вибігу.

![](data:application/x-msmetafile;base64,)– безповоротні втрати потужності, виникаючі внаслідок процесу кочення колеса. Ці втрати називають потужністю опору коченню колеса *NК*. Відношення*NK / K* визначає момент опору коченню колеса

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (4.9)

Відношення![](data:application/x-msmetafile;base64,)визначає силу опору коченню колеса

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (4.10)

Умовна кількісна величина, що дорівнює відношенню сили опору коченню до нормальної реакції колеса називається коефіцієнтом опору коченню *f*

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (4.11)

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,) – складова коефіцієнта опору коченню, що характеризує кінематичні втрати, пов'язані з тим, що при передачі тягового моменту відбувається зменшення радіуса кочення *rKrд* і внаслідок цього зменшення швидкості руху при незмінній кутовій швидкості колеса;

![](data:application/x-msmetafile;base64,)– складова коефіцієнта опору коченню, що характеризує силові втрати, пов'язані з тим, що при коченні колеса виникає зміщення нормальної реакції відносно геометричного центра колеса на величину *аШ*. Це обумовлює виникнення моменту, направленого в сторону, протилежну коченню колеса.

![](data:application/x-msmetafile;base64,) Рівність (4.5) з урахуванням (4.11) можна записати

Відношення*MT / rд = РТ* називається повною тяговою силою колеса. Отже, повна тягова сила колеса є умовною силою, яка дорівнює тій реальній подовжній силі, яка виникла б у разі кочення колеса з постійною швидкістю при відсутності силових втрат на кочення.

# **4.2 Режими силового навантаження колеса**

Рівність (4.12), що визначає подовжню реакцію дороги, дещо видозмінюється при різних режимах кочення колеса.

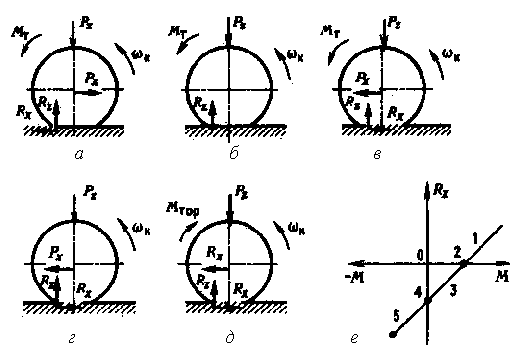
***Ведучим*** називається такий режим кочення колеса, при якому подовжня реакція *RX*позитивна. Від колеса на автомобіль в цьому випадку діє сила тяги, рівна *PX* і направлена по руху автомобіля, а від автомобіля на колесо – сила, рівна *PX* і направлена проти руху. Колесо в цьому випадку називаютьведучим, а момент, що підводиться до колеса – тяговим моментом, рисунок 4.2, *а*.

Рисунок 4.2 - Схема сил, які діють на колесо в різних режимах кочення:

*а* – ведучий; *б* – вільний; *в* – нейтральний; *г* – ведений;

*д* – гальмовий; *е* – залежність дотичної реакції від моменту

На рисунку 4.2, *е*ведучий режим характеризує відрізок *1*. Умовою роботи колеса у ведучому режимі є: *RX 0*,

![](data:application/x-msmetafile;base64,).

***Вільний режим*** кочення *RX = 0*, (рис. 4.2, *б*) це такий режим, приякому виконується умова ![](data:application/x-msmetafile;base64,), на рис. 4.2, *е* характеризується точкою *2*. Колесо в цьому випадку називають вільним.

***Нейтральний режим***  *МТ 0*, при*RX 0*, тобто виконується умова

![](data:application/x-msmetafile;base64,), на рис. 4.2, *е* характеризується відрізком *3*. Колесо в цьому випадку називається нейтральним (рис. 4.2, *в*).

***Ведений режим,*** *МТ = 0,* характеризується точкою *4* на рис. 4.2, *е*.

Реакція *RX*негативна

![](data:application/x-msmetafile;base64,).

***Гальмівний режим***, рисунок 4.2, *д*, до колеса підводиться гальмовий момент *МГАЛЬМ*, направлений в сторону, протилежну *К*. Цей режим характеризується відрізком *5* на рисунок 4.2, *е*. Дотична реакція *RX*негативна

![](data:application/x-msmetafile;base64,).

**4.3 Причини втрат потужності при коченні колеса**

Коефіцієнт опору коченню *f* є вимірником втрат потужності, виникаючих при коченні колеса. Він чисельно рівний вираженої в Вт потужності, що втрачається при коченні колеса, навантаженого нормальним навантаженням *GK* = 1Hпри швидкості *V* = 1 м/с.

З формули (4.11) слідує, що причинами втрат потужності при коченні колеса є зміщення рівнодіючої нормальних реакцій *RZ* на величину *аШ* відносно геометричного центра колеса і нерівність радіусів *rK* і *rд*.

Зміщення реакції *RZ* на плече *аШ*зумовлененаступним. При вході шини в контакт в набігаючій частині *АО*, рис. 4.3, а, елементи шини стискуються. Для стиснення до них повинна бути прикладена елементарна реакція ZH, тим більша, чим більше стиснення. У збігаючійчастині *ОВ* елементи шин розпрямляються, віддаючи енергію, затрачену на їхнє стиснення в набігаючій області і викликаючи з боку опорної площини реакції ZС. На рис. 4.3, б шина представлена у вигляді окремих елементів, сполучених з ободом колеса пружиною, що має жорсткість *С*е. Оскільки в матеріалі шини відбувається внутрішнє тертя, то ZH більше, ніж ZС. Ці втрати імітуються демпферами (рис. 4.3, б) з коефіцієнтом демпфірування *Ке*. Епюра реакцій (рисунок 4.3, в) несиметрична відносно центра контакту, тому рівнодіюча *RZ*зміщається відносно точки *О* на плече *аШ*. Плече *аШ* залежить від матеріалу шини і швидкості руху, крім того, сили інерції шини із збільшенням швидкості руху впливають все більшим чином на процес деформації шини, виникають їхні коливання, які розповсюджуються і на позаконтактну зону. Якщо частота збурення співпадає з частотою власних коливань шини, виникають резонансні коливання бігової доріжки шини і боковин.

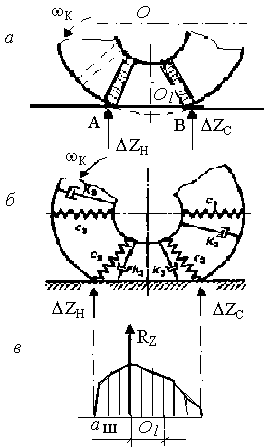
При цьому відбуваються великі втрати, що викликають нагрів шини. Гістерезісні втрати характеризують силову частину втрат, які характеризуються силовою складовою коефіцієнта опору коченню.

Рисунок 4.3 - Взаємодія шини з опорною поверхнею: *а* – схема радіальної

деформації; *б* – модель радіальної деформації; *в* – епюра елементарних нормальних раекцій в контакті

Кінематична частина втрат характеризується нерівністю радіусів*rK*і *rд*. При коченні колеса відбувається окружне стиснення елементів колеса, в результаті довжина її кола меншає порівняно з довжиною кола вільного колеса *rK**rС*, при *МТ*= 0. При передачі тягового моменту в елементах шини, які підходять до контакту, виникають додаткові окружні стиснення тим більші, чим більше *МТ*. Внаслідок цього *rK*меншає порівняно з радіусом кочення веденого колеса. При передачі гальмового моменту на деформації стиснення, викликані нормальним навантаженням, накладаються деформації розтягнення, виникаючі за рахунок гальмового моменту. Тому*rK* збільшується в порівнянні з радіусом кочення веденого колеса.

Внаслідок окружних деформацій в контакті шини з опорною поверхнею виникають елементарні подовжні реакції – позитивні в набігаючій частині і негативні – в тій, що збігає. Таким чином в зоні контакту неминуче має місце ковзання, тим більше, чим більше тяговый або гальмовий момент. Ковзання елементів шини викликає втрати енергії, які в основному характеризуються кінетичною складовою коефіцієнта опору коченню.

При русі по опорній поверхні, що деформується, крім розглянутих втрат енергії, відбуваються гістерезісні втрати в матеріалі опорної поверхні і втрати на її пластичну деформацію. Втрати енергії в матеріалі опорної поверхні є однієюз причин подовжнього зміщення реакції *RZ*. Тому втрати енергії в цьому випадку умовно характеризують коефіцієнтом *fГ*, силова складова якого зумовлена плечем зміщення *аГ* рівнодіючою *RZ* відносно центра контакту. Коли відбувається деформація шини і опорної поверхні коефіцієнт опору коченню *f = fш + fГ*, а силова складова зумовлена плечем *аШ + аГ* зміщення рівнодіючої відносно центра контакту.

**Питання для самоперевірки**

1. Визначення втрат потужності при коченні колеса.
2. Сили опору коченню, коефіцієнт опору коченню.
3. Складові коефіцієнта опору коченню, причини втрат потужності при коченні колеса.

**Лекція 5. Сила опору коченню. Сила сумарного дорожнього опору**

**5.1 Вплив різних чинників на коефіцієнт опору коченню**

Силу опору коченню визначають звираження коефіцієнта опору коченню

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,).

Оскільки сумарні реакції опорної поверхні у загальному випадку руху

автомобіля дорівнюють ![](data:application/x-msmetafile;base64,) , то сила опору коченню визначається за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (5.1)

Потужність опору коченню

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (5.2)

Оскільки сила і потужність опору коченню залежать від коефіцієнта опору коченню, розглянемочинники, що впливають на коефіцієнт опору коченню. Як було розглянуто раніше, коефіцієнт опору коченню складається з кінематичної і силової складових. Залежно від типу і стану опорної поверхні, еластичності шини і режиму кочення колеса змінюється частка різних складаючих втрат. При коченні веденого колеса по асфальто- або цементобетонній дорозі 90…95 % загальних втрат складають гістерезісні втрати, 3…5 % – втрати на тертя шини об опорну поверхню, 2…3 % – втрати на деформацію опорної поверхні, інші – аеродинамічні втрати колеса, що обертається.

Уведучого і гальмуючого колеса втрати на тертя в контакті збільшуються тим більше, чим більше момент, що передається. Так при русі на вищій передачі втрати на тертя становлять 10…15 %, при передачі моменту, рівного половині можливого по зчепленню становлять 50 % загальних втрат, а при передачі моменту близького до максимально можливого – в декілька разів перевищує гістерезісні втрати.

На поверхні, що деформується, втрати зумовлені утворенням колії і гістерезісними втратами в матеріалі шини. Зі збільшенням моменту, що передається, значно зростають втрати на тертя контактних поверхонь і переміщення грунту грунтозачіпами. Зі збільшенням еластичності шини частка гістерезісних втрат збільшується. Основна частина гістерезісних втрат йде на нагрів шини. Збільшення температури знижує довговічність шини, особливо небезпечно перевищення температури більше за 100…120 0С.

Зношення протектора виникає, в основному, внаслідок тертя в контакті колеса, що котиться. Зі збільшенням моменту інтенсивність зношення збільшується. Таким чином зменшення коефіцієнта опору коченню дозволяє не тільки поліпшити тягово-швидкісні властивості автомобіля, але і дозволяє значно підвищити довговічність шин.

На коефіцієнт опору коченню впливають: тип і стан дорожнього покриття, швидкість руху, тиск повітря в шинах, температура шини, навантаження на колесо, його розміри, конструктивні особливості шини, момент, що передається через колесо.

*Тип і стан дорожнього покриття* впливає головним чином на втрати, пов'язані з деформацією опорної поверхні і динамічними навантаженнями, що викликають додаткові деформації шини і додаткові гістерезісні втрати. На бруковій дорозі коефіцієнт *f* в 1,5…2,0 рази більше, ніж на асфальтобетоннiй дорозі, навіть якщо деформації опорної поверхні на обох дорожніх покриттях однакові. Збільшення в цьому випадку зумовлено нерівностями дорожнього покриття, що створюють динамічні навантаження і додаткові деформації шини.

Наявність на дорозі водяної плівки або рідкого бруду збільшує опір коченню через гідравлічні втрати на видавлення рідкої плівки.

Приблизні значення коефіцієнта опору качению *f*  для прогрітої шини і номінального тиску повітря в шині такі:

асфальтобетонне і цементобетонне шосе:

– в хорошому стані – 0,007…0,015

– в задовільному стані – 0,015…0,020.

Гравійна дорога в хорошому стані – 0,020…0,025

Брукова дорога в хорошому стані – 0,025…0,035

Грунтова дорога:

– суха укочена – 0,025…0,030

– після дощу – 0,050…0,015.

Пісок і супісок:– сухий – 0,10…0,3

– сирий – 0,06…0,15.

Укочена сніжна дорога – 0,03…0,05

Рихлий сніг – 0,10…0,30.

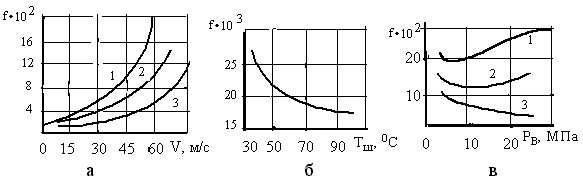
*Збільшення швидкості руху*, як правило приводить до збільшення коефіцієнта *f*. Особливо зростає коефіцієнт *f* на нерівних дорогах навіть при середніх швидкостях руху. Починаючи з деякого значення швидкості навіть на рівних дорогах коефіцієнт *f*починає швидко збільшуватися. При номінальному тиску і навантаженні на шину інтенсивне зростання коефіцієнта *f* починаєтьсяпри *V* = 20…30 м/с. Залежність коефіцієнта опору коченню від швидкості може бути представлено емпіричною формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,), (5.3)

де *fV* – значення коефіцієнта опору коченню, відповідного швидкості *V*;

*f0* – значення коефіцієнта опору качению при невеликій швидкості (початковий коефіцієнт опору коченню).

Залежність коефіцієнта опору коченню від швидкості руху при різних значеннях тиску повітря показано на риунок. 5.1, а.

Рисунок 5.1 - Залежність коефіцієнта опору кочення: а – від швидкості руху

при різних значеннях *р*В: *1* - *3* – відповідно 15; 25 і 30 МПа;

б – від температури шини; в – від внутрішнього тиску повітря

в шині: *1* – пісок; *2* – пашня; *3* –асфальт

*Зі збільшенням температури шини* коефіцієнт опору коченню меншає. Так, із збільшенням температури від –7 до + 93 0С коефіцієнт опору коченню зменшується в три рази, рисунок 5.1, б. Зменшення коефіцієнта зумовлено зменшенням коефіцієнту тертя гуми із збільшенням температури шини, а також підвищенням внутрішнього тиску повітря в шині.

*Тиск повітря в шині*  по різному впливає на коефіцієнт опору коченню. На дорогах, які не деформуються, із збільшенням внутрішнього тиску повітря коефіцієнт *f* меншає, досягаючи мінімального значення притиску повітря, близькому до номінального. При надмірному підвищенні тиску виникають динамічні навантаження, що може привести до збільшення коефіцієнта *f*.

На поверхнях, які деформуються, кожному стану опорної поверхні відповідає свій оптимальний тиск. Оптимальний тисктим менше, чим більше деформованість дорожнього покриття, рис. 5.1, в. Для підвищення прохідності у автомобілів підвищеної прохідності передбачено установку шин з регульованим внутрішнім тиском, величина якого встановлюється з кабіни водія.

*Збільшення навантаження на колесо*  при незмінному тиску повітря спричиняє збільшення коефіцієнта *f*. На дорогах з твердим покриттям при зміні навантаження в межах 80…110 % від номінального *f*неістотно збільшується. При перевантаженні до 20 % *f* збільшується на 5 %, однак подальше перевантаження істотно збільшує *f*. Особливо сильно *f* збільшується при перевантаженнях на поверхнях, що деформуються.

***Конструктивні параметри, що впливають на коефіцієнт f***

*Збільшення товщини протектора*  збільшує коефіцієнт *f*. Так, у шин з повністю зношеним рисунком протектора коефіцієнт *f* на 20…25 % менше, ніж у незношеного. У всюдихідних шин, що мають високі грунтозачіпи коефіцієнт *f*  на 25…30 % більше, ніж у таких же шин звичайної прохідності.

*Збільшення відношення ширини обода до ширини профілю* і зменшення відношення висоти профілю шини до його ширини зменшують коефіцієнт *f*.

*Збільшення діаметра колеса*  спричиняє зменшення коефіцієнта *f*. Чим більше число нерівностей і їх розміри, тим істотніше вплив діаметра колеса на коефіцієнт *f*.

Істотний вплив на коефіцієнт *f* надає внутрішня будова *каркаса шини.*Найменший коефіцієнт *f* мають шини з радіальним розташуванням ниток корду. У них *f* на 15…20 % менше, ніж у шин, з діагональним розташуванням ниток корду.

*Збільшення ширини шини* трохи збільшує коефіцієнт *f* на дорогах з твердим покриттям і істотно знижує *f*  на поверхнях, що деформуються.

## **5.2 Сила опору підйому, сила сумарного дорожнього опору**

Складову сили ваги, діючу паралельно опорній поверхні, називають силою опору підйому (рисунок 5.2)

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (5.4)

Оскільки на автомобільних дорогах з твердим покриттям кути підйому невеликі і становлять 4 – 5 0, можна прийняти, що![](data:application/x-msmetafile;base64,). Відношення перевищення *Н* до заложення *S* називають схилом дороги *i*. Тоді силу опору підйому можна записати так

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (5.5)

### 

### Рисунок 5.2 - Сили, які діють на автомобіль при рівномірному русі на підйом

Оскільки на автомобільних дорогах з твердим покриттям кути підйому невеликі і становлять 4 – 5 0, можна прийняти, що![](data:application/x-msmetafile;base64,). Відношення перевищення *Н* до заложення *S* називають схилом дороги *i*. Тоді силу опору підйому можна записати так

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (5.5)

Сила опору підйому залежить від крутості підйому дороги, який вважається оцінним параметром дороги.

Сила опору коченню (5.1) залежить від крутості підйому, а також від типу і стану дорожнього покриття і характеризує дорожні умови. Тому силу опору підйому і силу опору коченню називають силою сумарного дорожнього опору

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (5.6)

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,) – коефіцієнт сумарного дорожнього опору.

У формулі (5.6) знаки «плюс» і «мінус» відповідають руху на підйом і під схил.

**5.3 Сила опору повітряного середовища.**

На автомобіль, який рухається в повітряному середовищі або обтікається повітряним потоком, діють аеродинамічні сили. Ці сили можуть виникати внаслідок руху автомобіля в нерухомому повітряному середовищі, при обтіканні нерухомого автомобіля рухомим потоком повітря (вітру), русі автомобіля в рухомому повітряному потоці, тобто при русі автомобіля при наявності вітру.

Рівнодіючу всіх елементарних сил, діючих на поверхню автомобіля, називаютьповною аеродинамічною силою

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (5.7)

де *СW* – безрозмірний коефіцієнт повної аеродинамічної сили;

*F* –площа лобового опору (площа Міделя).

Площа лобового опору чисельно дорівнює площі проекції автомобіля на площину, перпендикулярну подовжній осі автомобіля. Для практичних цілей можна користуватися наближеною формулою:

* для легкових автомобілів ![](data:application/x-msmetafile;base64,);
* для вантажних автомобілів ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

де *Ва*, *На* – габаритні ширина і висота автомобіля, м;

*ВК* – колія, м;

*q* – швидкісний натиск, кг/мс2, рівний кінетичній енергії кубічного метра повітря, рухомого з швидкістю руху автомобіля

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (5.8)

де *В* – щільність повітря, кг/м3;

*VW* – швидкість, що враховує швидкість вітру і швидкість руху автомобіля, м/с.

Результуючий момент елементарних аеродинамічних сил, діючих на поверхню автомобіля, називаютьповним аеродинамічним моментом

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (5.9)

де *mW* – безрозмірний коефіцієнт аеродинамічного моменту;

*b*– характерний лінійний розмір, що дорівнює колії *ВK*, м.

У загальному випадку сила *PW* направлена відносно вектора швидкості автомобіля під кутом*Н* натікання, розташованим в площині дороги і кутом ** розташованим в площині, перпендикулярній дорозі.

При вивченні руху автомобіля діючі на нього повна аеродинамічна сила і повний аеродинамічний момент розкладаються по осях прямокутної системи координат пов'язаної з автомобілем. При цьому початок координат точка *О*співпадає з центром маси автомобіля, а осі *ОХ* і *ОУ*направлені по подовжній і поперечній осях автомобіля.

Проекцію повної аеродинамічної сили на вісь *ОХ*називають силою опору повітряного середовища або силою лобового опору, *РВ*

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (5.10)

де *СХ*  – коефіцієнт лобового опору повітря.

Проекцію повної аеродинамічної сили на вісь *ОУ*називаютьбічною аеродинамічною силою

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (5.11)

де *СY* – коефіцієнт бічної аеродинамічної сили.

Проекцію повної аеродинамічної сили на вісь *OZ*називаютьпідіймальною силою

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (5.12)

де *СZ* – коефіцієнт підіймальної сили.

Проекцію вектора повного аеродинамічного моменту на вісь *ОХ*називають моментом крену

![](data:application/x-msmetafile;base64,), (5.13)

де *mX* – коефіцієнт моменту крена.

Проекцію вектора повного аеродинамічного моменту на вісь *ОУ*називаютьперекидаючим моментом

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (5.14)

де *mY*– коефіцієнт перекидаючого моменту.

Проекцію вектора повного аеродинамічного моменту на вісь *OZ*називають повертаючим моментом

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (5.15)

де *mZ* – коефіцієнт поворотного моменту.

Коефіцієнти ![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADtgAAAAIAFwAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAIgAuABEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////pf///6ABAADFAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAABQABcAAAD7AiD/AAAAAAAAkAEBAADMBAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbiBDeXIAzLoEAAAALQEAAAgAAAAyCuAB+wABAAAAWAAXAAAA+wKA/gAAAAAAAJABAQAAzAQCABBUaW1lcyBOZXcgUm9tYW4gQ3lyAMy6BAAAAC0BAQAEAAAA8AEAAAgAAAAyCoABNwABAAAAYwAKAAAAJgYPAAoA/////wEAAAAAABAAAAD7AhQACQAAAAAAvAIAAADMAQICIlN5c3RlbQDMBAAAAC0BAAAEAAAA8AEBAAMAAAAAAA==),![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADtgAAAAIAFwAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAIgAuABEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////pf///6ABAADFAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAABQABcAAAD7AiD/AAAAAAAAkAEBAADMBAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbiBDeXIAzL8EAAAALQEAAAgAAAAyCuAB7wABAAAAWQAXAAAA+wKA/gAAAAAAAJABAQAAzAQCABBUaW1lcyBOZXcgUm9tYW4gQ3lyAMy/BAAAAC0BAQAEAAAA8AEAAAgAAAAyCoABNwABAAAAYwAKAAAAJgYPAAoA/////wEAAAAAABAAAAD7AhQACQAAAAAAvAIAAADMAQICIlN5c3RlbQDMBAAAAC0BAAAEAAAA8AEBAAMAAAAAAA==),![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADtgAAAAIAFwAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAIgAuABEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////pf///6ABAADFAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAABQABcAAAD7AiD/AAAAAAAAkAEBAADMBAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbiBDeXIAzNEEAAAALQEAAAgAAAAyCuABAgEBAAAAWgAXAAAA+wKA/gAAAAAAAJABAQAAzAQCABBUaW1lcyBOZXcgUm9tYW4gQ3lyAMzRBAAAAC0BAQAEAAAA8AEAAAgAAAAyCoABNwABAAAAYwAKAAAAJgYPAAoA/////wEAAAAAABAAAAD7AhQACQAAAAAAvAIAAADMAQICIlN5c3RlbQDMBAAAAC0BAAAEAAAA8AEBAAMAAAAAAA==), ![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADtgAAAAIAFwAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAIgAmACEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////pf///yACAADFAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAABQABcAAAD7AiD/AAAAAAAAkAEBAADMBAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbiBDeXIAzN4EAAAALQEAAAgAAAAyCuABZQEBAAAAWAAXAAAA+wKA/gAAAAAAAJABAQAAzAQCABBUaW1lcyBOZXcgUm9tYW4gQ3lyAMzeBAAAAC0BAQAEAAAA8AEAAAgAAAAyCoABNwABAAAAbQAKAAAAJgYPAAoA/////wEAAAAAABAAAAD7AhQACQAAAAAAvAIAAADMAQICIlN5c3RlbQDMBAAAAC0BAAAEAAAA8AEBAAMAAAAAAA==),![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADtgAAAAIAFwAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAIgAiACEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////pf///+ABAADFAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAABQABcAAAD7AiD/AAAAAAAAkAEBAADMBAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbiBDeXIAzOgEAAAALQEAAAgAAAAyCuABRAEBAAAAWQAXAAAA+wKA/gAAAAAAAJABAQAAzAQCABBUaW1lcyBOZXcgUm9tYW4gQ3lyAMzoBAAAAC0BAQAEAAAA8AEAAAgAAAAyCoABNwABAAAAbQAKAAAAJgYPAAoA/////wEAAAAAABAAAAD7AhQACQAAAAAAvAIAAADMAQICIlN5c3RlbQDMBAAAAC0BAAAEAAAA8AEBAAMAAAAAAA==),![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADtgAAAAIAFwAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAIgAkACEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////pf///wACAADFAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAABQABcAAAD7AiD/AAAAAAAAkAEBAADMBAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbiBDeXIAzPUEAAAALQEAAAgAAAAyCuABVwEBAAAAWgAXAAAA+wKA/gAAAAAAAJABAQAAzAQCABBUaW1lcyBOZXcgUm9tYW4gQ3lyAMz1BAAAAC0BAQAEAAAA8AEAAAgAAAAyCoABNwABAAAAbQAKAAAAJgYPAAoA/////wEAAAAAABAAAAD7AhQACQAAAAAAvAIAAADMAQICIlN5c3RlbQDMBAAAAC0BAAAEAAAA8AEBAAMAAAAAAA==)визначають дослідним шляхом при продуванні автомобілів в натуральну величину або моделей автомобілів в аеродинамічних трубах. В аеродинамічній трубі при незмінній швидкості і напрямі повітряного потоку автомобіль повертають під різними кутами, що дозволяє отримати коефіцієнти при різних кутах натікання *Н*.

Сила опору повітряного середовища може бути представлена такими складовими:

* опір форми (50…60 %*РВ*) зумовлений різницею тиску в передній і задній частинах автомобіля. На опір форми істотно впливає форма частин кузова – капот, крила, нахил вітрового скла, дах, бічне скло, бічні стінки, багажник;
* внутрішній опір (10…15 %*РВ*) зумовлений проходом повітря для вентиляції або обігріву кузова і охолоджування двигуна;
* опір поверхневого тертя (5…15 % *РВ*) викликається силами в'язкості приграничного шара повітря, яке рухається у поверхні автомобіля, і залежить від величини цієї поверхні і шорсткості;
* індуктивний опір (5…10 %*РВ*) викликаний взаємодією сил, діючих в напряміподовжньої осі і перпендикулярно цієї осі (підіймальної і бічної);
* додатковий опір (10…15 %*РВ*) створюється різними виступаючими частинами автомобіля: фарами, покажчиками повороту, ручками, номерними знаками, антенами та ін.

Приймаючи щільність повітря постійною,ρ = 1,225 кг/м3на рівні моря можна вважати, що добуток 0,5![](data:application/x-msmetafile;base64,) залежить тільки від форми кузова і кута натікання. Цей коефіцієнт називають коефіцієнтом обтічності. Він еквівалентний силі опору повітря, діючою на 1 м2площі автомобіля при відносній швидкості 1 м/с. Коефіцієнт *К* має розмірність Нс2/м4. Між коефіцієнтом *СХ*  і *К*  існує чисельна залежність *К* = 0,61*СХ*.

При русі автомобіля в нерухомому повітряному середовищі відносна швидкість повітря *VW = V*, тоді сила опору повітряного середовища

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (5.16)

Добуток ![](data:application/x-msmetafile;base64,)називаютьчинником обтічності.

Приблизні значення коефіцієнта обтічності *К* для різних автомобілів знаходиться в таких межах:

Легкові автомобілі – 0,2…0,35

Автобуси:

капотної компоновки – 0,45…0,55

вагонної компоновки – 0,35…0,45

Вантажні автомобілі:

# бортові – 0,4…0,7

з кузовом фургоном – 0,4…0,6

автоцистерни – 0,55…0,65

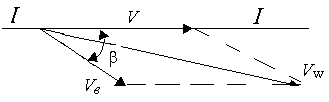
автопоїзди – 0,85…0,95

гоночні автомобілі – 0,15…0,20.

При наявності вітру відносна швидкість *VW* рівна геометричній сумі швидкостей *V* автомобіля і вітру *VВ*, (рисунок 5.3)

![](data:application/x-msmetafile;base64,),

де * –* кут між напрямом вітру і подовжньою віссю автомобіля (лінія І-І).

Рисунок 5.3 - Схема підсумовування швидкостей вітру і

руху автомобіля

Коефіцієнт обтічності автопоїздів залежить не тільки від форми окремих ланок, але і від взаємодії повітряних потоків, оточуючих ланки. У проміжках між ланками зверху і по боках утворюються могутні завихрення, що збільшують силу опору повітря. Тому для автопоїздів значення К на 15…30 % перевищують значення для одиночних вантажних автомобілів.

Шляхи зменшення лобового опору:

* застосуванняопуклих панелей при виробництві кабін і кузовів. Раціональна і прийнятна з аеродинамічної точки зору форма кузова легкового автомобіля така: кузов в плані має округлі кути, передня частина середньої висоти на виді збоку має скруглену форму і знижується в напрямі вперед; вітрове скло в плані скруглене; дах в плані декілька скруглений уперед і назад від середньої стойки або має постійну ширину; повинні бути забезпечені плавні переходи від даху до задньої панелі і багажника;
* установка тенту на відкриту бортову платформу сприяє зниженню коефіцієнта лобового опору на 12…15 %;
* установка спойлерів і обтікателів, а також гнучких оболонок в місцях переходу від тягача до напівпричепа;
* установка знизу днища автомобіля плоских захисних щитків, що закривають механізми і тягу приводу.

## 5.4 ***Сила опору розгону***

У загальному випадку сила опору розгону автомобіля включає поступально рухому масу і обертальну масу, і представляється в такому виді:

![](data:application/x-msmetafile;base64,), (5.17)

де *Рі* – сила опору розгону мас автомобіля поступально рухомих і тих, що обертаються;

*РіП* – сила опору розгону поступально рухомої маси;

*РіЕ* – сила опору розгону мас двигуна, що обертаються, приведених до колінчастого вала двигуна;

*РіК* – сила опору розгону мас коліс, що обертаються.

Сила опору розгону поступально рухомої маси автомобіля

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (5.18)

де *j* – прискорення поступально рухомих частин автомобіля.

Сила опору розгону мас двигуна, що обертаються

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (5.19)

де *Іе* – момент інерції мас двигуна, що обертаються, приведених до колінчастого вала;

![](data:application/x-msmetafile;base64,) – кутове прискорення колінчастого вала;

![](data:application/x-msmetafile;base64,) – передавальне число трансмісії, рівне добутку передавальних чисел коробки передач, роздавальної коробки і головної передачі відповідно;

*ТР* – ККД трансмісії;

*rд* – динамічний радіус колеса.

Кутове прискорення колінчастого вала і коліс пов'язаневираженням

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (5.20)

Поступальне прискорення автомобіля

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (5.21)

З урахуванням (6.14) і (6.15) рівняння (6.13) можна представити у вигляді

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (5.22)

Сила опору розгону мас коліс, що обертається

![](data:application/x-msmetafile;base64,), (5.23)

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,) – сумарний момент інерції коліс.

З урахуванням (6.12), (6.16), (6.17) сила опору розгону автомобіля (6.11) буде дорівнювати

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,) – коефіцієнт обліку мас, що обертаються, враховує неоднаковий вплив на розгін або сповільнення автомобіля поступально- рухомих мас і мас, що обертаються

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,). (5.25)

Для одиночних автомобілів при їх номінальному навантаженні можна вважати, що ![](data:application/x-msmetafile;base64,), тоді ![](data:application/x-msmetafile;base64,).

Якщо*МХ* – маса автомобіля з навантаженням, відмінним від номінальної, а *Ма* – з номінальним навантаженням, то 1  і 2 збільшуються у відношенні *Ма / МХ*.

**Приклад 1.** Визначити силу сумарного опору при русі повністю завантаженого легкового автомобіля зі швидкістю *V* = 35 м/с по дорозі, яка характеризується коефіцієнтом опору коченню *f =* 0,014 і кутом підйому ![](data:application/x-msmetafile;base64,).

Початкові дані: ![](data:application/x-msmetafile;base64,).

Визначимо величину коефіцієнта опору коченню при*V* = 35 м/с.

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Сила сумарного дорожнього опору

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

**Приклад 2**. Визначити силу опору повітряного середовища при русі КТЗ категорії М1зі швидкістю 10 і 30 м/с. Швидкість вітра становить 12 м/с, кут натікання  = 250.

Початкові дані: коефіцієнт обтічності К = 0,20 Нс2/м4; габаритна висота автомобіля *На* = 1,49 м; габаритна ширина *Ва* = 1,67 м.

Рішення: Визначити відносну швидкість при швидкості руху автомобіля 10м/с.

![](data:application/x-msmetafile;base64,) м/с;

при швидкості 30 м/с

![](data:application/x-msmetafile;base64,) м/с.

Площа лобового опору

![](data:application/x-msmetafile;base64,) м2.

Сила опору повітряного середовища при![](data:application/x-msmetafile;base64,) м/с

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

при![](data:application/x-msmetafile;base64,) м/с

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

**Питання для самоперевірки**

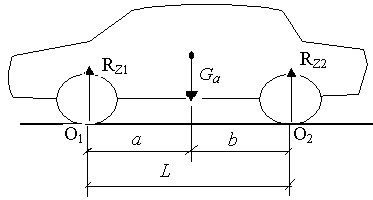
1. Фізичне значення силової і кінематичної складових коефіцієнта опору коченню.
2. Експлутаційні чинники і конструктивні параметри, що впливають на коефіцієнт опору коченню.
3. Сили опору коченню, підйому, сумарного дорожнього опору.
4. Складові повної аеродинамічної сили і моменту.
5. Складові сили опору повітряного середовища.
6. Сила опору розгону, коефіцієнт урахування мас, що обертаються.

**Лекція 6. Реакції опорної поверхні на колеса автомобіля. Коефіцієнти**

**зміни реакцій. Зчеплення колеса з опорною поверхнею.**

6.1 **Реакції опорної поверхні на колеса автомобіля. Коефіцієнти**

**зміни реакцій**

Розглянемо сили, які діють на нерухомий автомобіль на горизонтальному майданчику. Сила ваги автомобіля прикладена до центра тяжіння, який розташований на відстані *а* від передньої осі відстані *b* від задньої осі (рисунок 6.1).

# Рисунок 6.1 - Схема сил, які діють на нерухомий автомобіль

на горизонтальному майданчику

У статичному положенні автомобіля нормальні реакції дороги, діючі на передні *RZ1* і задні *RZ2* колеса, дорівнюють складовим *G1* і *G2* ваги автомобіля, що припадають відповідно на передню і задню осі.

З рівняння моментів відносно точки контакту передніх коліс з дорогою, точка *О1*, визначаємо*RZ2*= *G2*;

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,); (6.1)

З рівняння моментів відносно точки контакту заднього колеса *О2* визначаємо реакцію *RZ1*= *G1*

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,); (6.2)

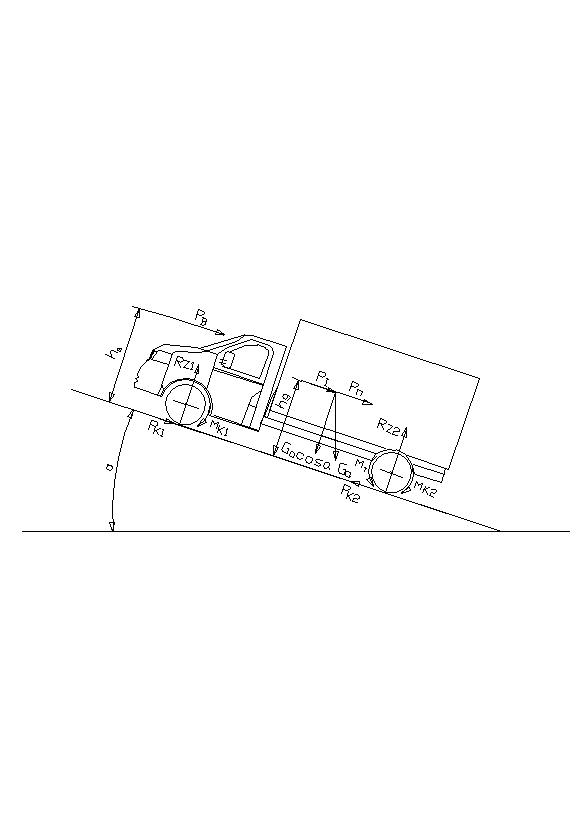
де *L* – база автомобіля (відстань між осями).

При русі автомобіля нормальні реакції дороги не залишаються постійними, а змінюються під дією сил і моментів, прикладених до автомобіля. Колеса автомобіля з’єднані з передньою і задньою осями шарнірно за допомогою підшипників. Тому, при русі автомобіля його кузов може здійснювати кутові переміщення відносно однієїз осей, крім того кузов може здійснювати кутові переміщення за рахунок пружних елементів підвіски. Поворот кузова може відбуватися під дією моментів сил, лінія дії яких не проходить через передню і задню осі автомобіля, а також під дією моментів сил інерції коліс, моментів сил опору коченню, тягового моменту.

Визначимо нормальні реакції на колеса двовісного автомобіля у

загальному випадку його руху, рисунок 6.2

Нехтуючи моментами інерції коліс і приймаючи, що центр парусності співпадає з центром тяжіння складемо суму моментів відносно осей передніх і задніх коліс і визначимо реакції *RZ1* і *RZ2*



### Рисунок6.2 - Схема сил, які діють на автомобіль

### у загальному випадку його руху

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (6.3)

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (6.4)

З наведених рівнянь слідує, що нормальні реакції дороги при русі автомобіля відрізняються від реакцій, діючих на колеса нерухомого автомобіля. Зміна реакцій на колесах автомобіля залежить від інтенсивності розгону, крутості підйому, а також від сил опору коченню і подовжніх реакцій опорної поверхні.

Зміна реакцій *RZ1* і *RZ2* у загальному випадку руху автомобіля в порівнянні з нормальними навантаженнями *G1* і *G2* в статичному стані оцінюють коефіцієнтами зміни реакцій.

Коефіцієнт зміни реакцій являє собою відношення нормальної реакції, діючої на вісь у загальному випадку руху автомобіля до реакції, діючої на ту ж вісь нерухомого автомобіля на горизонтальному майданчику

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,) (6.5)

При розгоні автомобіля на горизонтальній дорозі коефіцієнти зміни реакцій знаходяться в таких межах: для передньої осі ![](data:application/x-msmetafile;base64,); для задньої осі ![](data:application/x-msmetafile;base64,). Приведені значення коефіцієнтів свідчать про те, що під час розгону навантаження на задню вісь збільшується, а на передню – меншає порівняно з навантаженнями в статичному стані.

При гальмуванні автомобіля відбуваєтьсязворотне явище, задня вісь розвантажується, а передня навантажується порівняно зі статичними навантаженнями.

**6.2 Зчеплення коліс з опорною поверхнею**

Взаємодія колеса з опорною поверхнею відбувається по площі контакту, розміри якого визначаються геометричними характеристиками шини, типом і станом дорожнього покриття, внутрішнім тиском повітря в шині та ін.

При русі по поверхні, що не деформується, взаємодія колеса відбувається по лінійному контакту, тому в контакті неминуче знайдуться елементи шини, які ковзають по опорній поверхні. При збільшенні тягового або гальмового моментів кількість ковзаючих елементів шин збільшується і в граничному випадку вся площа контакту ковзає по опорній поверхні. Максимальна дотична взаємодії колеса з опорною поверхнею називається силою зчеплення. На поверхнях, що не деформуються, сила зчеплення зумовлена тертям гуми по опорній поверхні.

Вважається, що в зоні контакту шини мають місце такі види тертя:

* при вході шини в контакт – тертя спокою;
* потім по мірі проходження елемента шини по лінії контакту – тертя спокою і тертя ковзання;
* при виході елементів шини із зони контакту – тертя ковзання.

Приповному ковзанні або буксуванні зчеплення зумовлене тертям ковзання. Сила зчеплення визначається вираженням

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (6.6)

де *RZ* – нормальна реакція на колеса автомобіля;

** – коефіцієнт зчеплення, що дорівнює відношенню максимальної дотичної взаємодії (сили зчеплення) до нормальної реакції.

Так як у загальному випадку руху реакція *RZ = Gacos*, то для автомобіля з усіма ведучими колесами при повному використанні зчеплення, сила зчеплення визначається вираженням

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (6.7)

Для автомобіля з колісною формулою 4х2 сила зчеплення визначається вираженням

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (6.8)

де *Ga*зч – вага, що припадає на ведучу вісь (ведучі осі) автомобіля;

*m* – коефіцієнт зміни реакцій на ведучій осі.

**6.3Вплив різних чинників на коефіцієнт зчеплення**

1. Розрізнюють коефіцієнт зчеплення в подовжньомунапрямі*Х* і поперечному *Y*.

Коефіцієнт *Х* визначають дослідним шляхом. На цей коефіцієнт значний вплив мають ступінь прослизання Sабо буксування 

![](data:application/x-msmetafile;base64,);

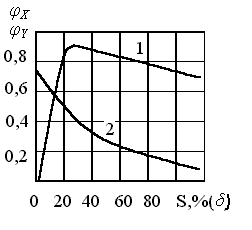
![](data:application/x-msmetafile;base64,)

де *VТ* – теоретична швидкість колеса;

*Vд* – дійсна швидкість колеса.

Залежність *Х* і *Y* від міри прослизання або буксування наведена на риунок. 6.3.

Максимальне значення коефіцієнта зчеплення відповідає 15…25 % прослизанню або буксуванню колеса. Причиною зменшення коефіцієнта зчеплення є розм'якшення гуми із збільшенням її нагріву і зменшення коефіцієнта тертя.

 Рисунок 6.3 - Залежність коефіцієнтів зчеплення від прослизання або буксування: 1 – *φХ  = f (S)*; 2 – *φY = f (S)*

2. Тип і стан опорної поверхні впливає головним чином на здатність

рисунка протектора охоплювати мікронерівності на опорній поверхні. Можливі значення коефіцієнта зчеплення знаходяться в таких межах:

Сухе асфальто- або цементобетонне покриття – 0,7…0,9

Мокре асфальтобетонне покриття – 0,5…0,6

Мокре цементобетонне покриття – 0,65…0,45

Гравійне покриття – 0,5…0,65

Суха грунтова укочена дорога – 0,55…0,65

Мокра грунтова дорога – 0,4…0,55

Обмерзла дорога – 0,07…0,1.

3. Великий вплив на коефіцієнт зчеплення надає шорсткість поверхні дороги, яка визначається висотою і формою виступаючих над загальною поверхнею покриття, нерівностей. У більшості випадків оптимальними є нерівності з висотою 2...3 мм і кутами при вершині 70 – 120 0. У процесі експлуатації дороги її поверхня згладжується, внаслідок чого коефіцієнт зчеплення меншає.

4. Зі збільшенням швидкості руху коефіцієнт зчеплення меншає, рисунок 6.4.

Дуже сильно меншає коефіцієнт зчеплення зі збільшенням швидкості руху на мокрих і забруднених дорогах з недостатньою шорсткістю. При русі по мокрій дорозі між колесом і дорогою в передній частині контакту виникає гідродинамічний тиск, що підіймає передню частину контакту і зменшує в цій частині коефіцієнт тертя. Чим більше швидкість руху, тим більший гідродинамічний тиск, що зменшує площу контакту і коефіцієнт зчеплення, рис. 7.5. Підіймальна сила тим більша, чим більша товщина водяної плівки і більш висока щільність бруду порівняно з водою. При великих швидкостях руху на цих дорогах гідродинамічний тискрозповсюджується на всю площу контакту і плівка води і бруду повністювідділяє шину від поверхні дороги. Таке явище називається *аквапланіруванням* або *глісіруванням*. При інших рівних умовах гідродинамічний тисктим менший, чим більш вільний вихід рідини з контактної поверхні колеса. Це забезпечується наявністю канавок рисунка протектора шини і частково щілинами, що утворюються між поверхнями шини і шорсткістю дороги. У зв'язку з цим значний вплив на коефіцієнт зчеплення має*зношення рисунка протектора шини.*

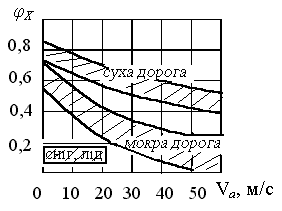


Рисунок 6.4 - Залежність коефіцієнта зчеплення

від швидкості руху автомобіля

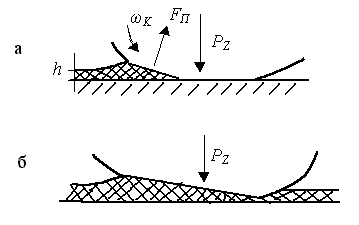


Рисунок 6.5. Схеми взаємодії колеса з мокрою дорогою:

а – при частковому контакті шини з поверхнею дороги;

б – при повній відсутності контакту

5. Найбільш інтенсивне зменшення коефіцієнта зчеплення спостерігається при зношенні протектора більш чим на 50 %. Приповному зношенні рисунка протектора на мокрих дорогах з недостатньою шорсткістю коефіцієнт зчеплення може поменшати до φХ = 0,2…0,25. Тому, правилами дорожнього руху забороняється експлуатація автотранспортних засобівпри зношенні рисунка протектора нижче встановлених величин для різних категорій АТЗ.

6. Тиск повітря в шинах по різному впливає на величину коефіцієнта зчеплення на дорогах з різними покриттями. На чистих дорогах з твердим покриттям збільшення тиску повітря в шинах дещо зменшує коефіцієнт зчеплення. Це пояснюється меншою мірою обхвату мікронерівностей елементами шини. На мокрих і брудних дорогах з твердим покриттям збільшення тиску повітря в шинах збільшує коефіцієнт зчеплення, оскільки при цьому поліпшуються умови видавлення з контакту вологи і бруду, і колесо взаємодіє з твердим підшарком. На дорогах, що деформуються, кожному стану опорної поверхні відповідає свій оптимальний тиск повітря відповідний максимальному коефіцієнту зчеплення (шини з регульованим тиском повітря). Як правило, зменшення тиску повітря порівняно з номінальним збільшує коефіцієнт зчеплення.

7. Збільшення нормального навантаження на колесо зменшує коефіцієнт зчеплення. На дорогах з твердим покриттям це зменшення невелике і пояснюється в основному зниженням коефіцієнта тертя гуми при збільшенні тиску і підвищенні температури шини.

На дорогах, що деформуються, із збільшенням навантаження коефіцієнт зчеплення швидко меншає. Це пояснюється тим, що при цьому опір руху зростає (утворення колії), а зчеплення збільшується непропорційно навантаженню, відбуваєтьсязсув елементів грунту, затиснення в канавках між виступами рисунка протектора, і внутрішнє зчеплення грунту меншає.

8. З конструктивних особливостей шини найбільший вплив надає рисунок протектора і розміри колеса. На сухих дорогах з твердим покриттям коефіцієнт зчеплення дещо збільшується із збільшенням коефіцієнта щільності рисунка протектора, тобто зі збільшенням площі контакту по виступах відносно до загальноїплощі відбитка.

На дорогах, що деформуються, найбільший коефіцієнт зчеплення тоді, коли рисунок протектора забезпечує найбільшу площу зрізу елементів грунту, затиснутих в канавках рисунка, і хороше самоочищення канавок протектора після виходу їх з контакту. Збільшення діаметра колеса трохи збільшує коефіцієнт зчеплення на дорогах з твердим покриттям і істотно – на тих дорогах, що деформуються. Збільшення коефіцієнта зчеплення на дорогах, що деформуються, пояснюється тим, що при збільшенні діаметра колеса збільшується кут нахилу рівнодіючої реакції *RZ* до площини дороги, в результаті меншаєнегативна складова *RX*.

**Приклад.** Визначити силу зчеплення коліс з опорною поверхнею при рівномірному руcі легкового автомобіля на підйом по асфальтобетонному шосе в хорошому станіпри передньому приводі, задньому приводі і повномуприводі. Автомобіль рухається на другій передачі з передавальним відношенням 1,95. Передавальне відношення головної передачі 3,7. Розподіл ваги по осях становить 50 %.

Початкові дані: *Ga* = 13400 H; *L* = 2,46 м; *hд* = 0,66; *rд* = *rK* = 0,29 м; *Me*max = 106,4 Нм;  = 120.

Визначимо дотичну реакцію на ведучих колесах при передньому або задньому приводах

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Нехтуючи силою опору повітряного середовища і опором коченню

*f* визначимо реакції *RZ1* і *RZ2*.

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Сила зчеплення:

– при задніх ведучих колесах

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

– при передніх ведучих колесах

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

– приповномуприводі

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

**Питання для самоперевірки**

1. Нормальні реакції опорної поверхні на колеса автомобіля, коефіцієнти зміни реакцій.
2. Сила зчеплення коліс з опорною поверхнею.
3. Чинники, що впливають на коефіцієнт зчеплення, значення коефіцієнтів зчеплення для доріг з різним покриттям.

**6.3 Рівняння руху автомобіля. Графік силового балансу.**

Рівняння рівномірного руху автомобіля у спрощеному вигляді може бути представлено у вигляді необхідної і достатньої умов руху

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (6.9)

При прискореному русі

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (6.10

У розгорненому вигляді рівняння (6.10) буде мати вигляд

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (6.11)

З рівняння руху автомобіля (6.9) можна визначити можливість руху автомобіля за силою тяги (необхідна умова), а також по зчепленню коліс з опорною поверхнею (достатня умова).

Рівняння руху автомобіля (6.9) називають*рівнянням силового балансу*.

Різні задачі можливості руху автомобіля зручно вирішувати за допомогою графіка силового балансу. Графік силового балансу автомобіля являє собою тягову характеристику, на яку наносяться сили дорожнього опору, повітряного середовища і зчеплення коліс з опорною поверхнею. Тягова характеристика являє собою залежність сили тяги на колесах автомобіля від швидкості руху. Сила тяги на колесах автомобіля визначається за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (6.12)

Швидкість руху, що відповідає розрахунковому значенню *Ме* визначається за формулою

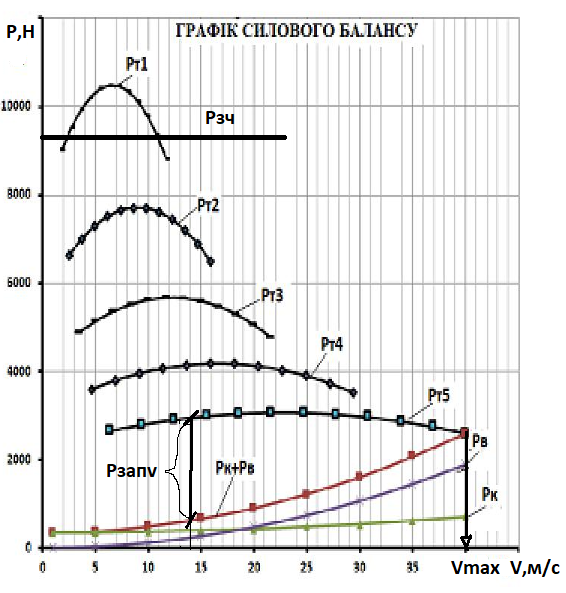
![](data:application/x-msmetafile;base64,), (6.14)

де *Ме* – поточне значення крутного моменту, що відповідає кутовій швидкості обертання колінчастого вала двигуна ω*е*.

За даними *РТ* і *V* на різних передачах в інтервалі кутових швидкостей від ωmin  до ωmax будується тягова характеристика (рисунок 6.6). На тягову характеристику наносять сили *РД*, *РД* + *РВ* і *РЗЧ* та отримують графік силового балансу.

За графіком силового балансу можна вирішувати такі задачі:

* можливість руху на передачах і можливу максимальну швидкість рівномірного руху автомобіля:



## Рисунок 6.6 - Графік силового балансу автомобіля

За графіком силового балансу можна вирішувати такі задачі:

* можливість руху на передачах і можливу максимальну швидкість рівномірного руху автомобіля;
* запас сили тяги при русі із заданою швидкістю. Цей запас може бути використаний для подолання підвищених опорів руху або для буксирування причепа. Запас сили тяги визначається за графіком при заданій швидкості *V1*

![](data:application/x-msmetafile;base64,);

* можливість руху за умовою зчеплення коліс з опорною поверхнею. На графіку це можливо при швидкості *V2* і більшій.

**Приклад.** Визначити силу зчеплення коліс з опорною поверхнею при рівномірному руcі легкового автомобіля на підйом по асфальтобетонному шосе в хорошому станіпри передньому приводі, задньому приводі і повномуприводі. Автомобіль рухається на другій передачі з передавальним відношенням 1,95. Передавальне відношення головної передачі 3,7. Розподіл ваги по осях становить 50 %.

Початкові дані: *Ga* = 13400 H; *L* = 2,46 м; *hд* = 0,66; *rд* = *rK* = 0,29 м; *Me*max = 106,4 Нм;  = 120.

Визначимо дотичну реакцію на ведучих колесах при передньому або задньому приводах

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Нехтуючи силою опору повітряного середовища і опором коченню

*f* визначимо реакції *RZ1* і *RZ2*.

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

сила зчеплення:

– при задніх ведучих колесах

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

– при передніх ведучих колесах

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

– приповномуприводі

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

**Питання для самоперевірки**

1. Нормальні реакції опорної поверхні на колеса автомобіля, коефіцієнти зміни реакцій.
2. Сила зчеплення коліс з опорною поверхнею.
3. Чинники, що впливають на коефіцієнт зчеплення, значення коефіцієнтів зчеплення для доріг з різним покриттям.

# **Лекція 7. Рівняння потужного балансу. Графік потужного балансу.**

**Динамічна характеристика**

# **7,1 Рівняння потужного балансу. Графік потужного балансу**

Різні задачі можливості руху автомобіля можна вирішувати за допомогою рівняння потужного балансу автомобіля. Аналогічно з рівнянням силового балансу використовують рівняння потужного балансу

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (7.1)

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,) – тяговая потужність на колесах автомобіля, кВт;

![](data:application/x-msmetafile;base64,) – потужність опору коченню, кВт;

![](data:application/x-msmetafile;base64,) – потужність опору підйому, кВт;

![](data:application/x-msmetafile;base64,) – потужність опору повітряного середовища, кВт;

![](data:application/x-msmetafile;base64,) – потужність опору розгону, кВт.

Рівняння потужного балансу в розгорненому вигляді

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (7.2)

Різні задачі можливості руху автомобіля зручно вирішувати за допомогою графіка потужного балансу, який являє собою залежність тягової потужності на передачах і потужностей дорожнього опору і повітряного середовища від швидкості руху, рисунок 7.1



Рисунок 7.1 - Графік потужного балансу автомобіля

За графіком потужного балансу можна визначити:

* можливість руху автомобіля на передачах і максимальну швидкість рівномірного руху автомобіля. Можлива швидкість рівномірного руху автомобіля визначається по шкалі абсцис ординатою перетину  *NТ* з *NД* + *NВ* на графіку (рис. 8.2) швидкість *V1*. В усіх випадках, коли *NТ*>*NД* + *NВ* можливо прискорення;
* запас потужності на передачах при русі із заданою швидкістю. Запас потужності визначається відрізком, що міститься між *NТ* і *NД* + *NВ* на графіку, рис. 8.2. Запас потужності при швидкості *V2*представлений відрізками *NЗАП V* і *NЗАП IV*, відповідно на п'ятій і четвертій передачах.
* міра використання потужності при русі із заданою швидкістю на передачах. Міра використання потужності І являє собою відношення потужності, необхідної для руху автомобіля, до потужності на колесах автомобіля приповністю відкритій дросельній заслінці або повній подачі палива в дизелях

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (7.3)

При рівномірному русі

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (7.4)

Чим більше міра використання потужності, тим краще економічність автомобіля, так на графіку при швидкості *V2* маємо *ИЗАП V*>*ИЗАП IV*.

**7.2Динамічний чинник, динамічна характеристика**

Практичне використання методів силового і потужного балансів утруднено, оскільки для різних значень коефіцієнтів опору дороги необхідно перераховувати силу і потужність опору дороги, крім того порівнювати тягово-швидкісні властивості автомобілів, що мають різну масу при однаковій силі тяги також представляє певні труднощі, оскільки сила і потужність опору дороги різні. Більш зручно користуватися безрозмірною величиною, запропонованою Є. О. Чудаковим, динамічним чинником автомобіля – *D*.

Динамічний чинник являє собою відношення різниці сил тяги і сили опору повітря до ваги автомобіля. Динамічний чинникповністю завантаженого автомобіля

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (7.5)

Динамічний чинник спорядженого автомобіля

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (7.6)

Щоб зв'язати динамічний чинник з умовами руху запишемо рівняння руху (6.2) у такомувигляді

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (7.7)

Підставивши значення *РТ* – *РВ*з рівняння (7.3) в (7.2) отримаємо

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (7.8)

При рівномірному русі прискорення дорівнює нулю, отже, значення *Dа* визначає і величину ψ. Наприклад, при заданій швидкості автомобіля*Dа*  визначає величину коефіцієнта ψ, який автомобіль може подолатипри рівномірному русі.

Згідно з рівнянням (7.8) рівняння руху за динамічним чинником, яке є необхідною умовою руху, буде

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (7.9)

Для визначення достатньої умови можливості руху автомобіля (відсутність буксування ведучих коліс) вводиться поняття динамічного чинника по зчепленню.

Динамічний чинник по зчепленню являє собою відношення різниці сили зчеплення і опору повітряного середовища до ваги автомобіля. Для повністю завантаженого автомобіля

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (7.10)

де *GаЗЧ* – вага, що доводиться на ведучу вісь (осі);

*mЗЧ*  – коефіцієнт зміни реакції на ведучій осі.

У разі буксування ведучого колеса швидкість автомобіля невелика і можна вважати, що сила, *РВ* = 0. Тоді, приймаючи *mЗЧ* = 1,0, отримуємо

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (7.11)

Рух автомобіля без буксування ведучих коліс можливий при дотриманні умови

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (7.12)

Тоді необхідну і достатню умову можливості руху автомобіля можна представитивираженням

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (7.13)

Для повноприводного автомобіля ![](data:application/x-msmetafile;base64,)і ![](data:application/x-msmetafile;base64,), тоді умова (7.13) прийме вигляд

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (7.14)

Рівняння руху автомобіля за динамічним чинником зручно вирішувати за допомогою динамічної характеристики. Динамічна характеристика являє собою залежність динамічного чинника від швидкості руху автомобіля на різних передачах, рисунок7.3.

За динамічною характеристикою можна вирішувати такі задачі:

* можливість руху автомобіля на передачах і можливу максимальну швидкість рівномірного руху автомобіля. Для цього на динамічну характеристику наносять значення коефіцієнта дорожнього опору ψ або коефіцієнта опору коченню *fV*, лінія ψ1 на рисунку7.2. Точка перетину лінії ψ1 з динамічною характеристикою, в цьому випадку на четвертій передачі, визначає можливу максимальну швидкість рівномірного руху. Зі швидкостями менше *V*maxна всіх передачах *Da*> ψ, тобто рух можливий з прискоренням. Для рівномірного руху необхідно прикрити дросельну заслонку або зменшити подачу палива з тим, щоб *Da* = ψ;

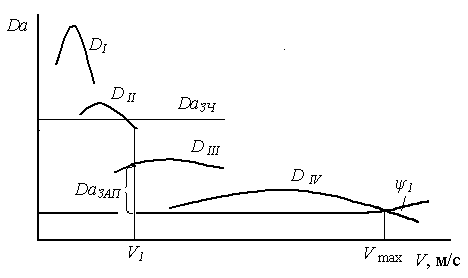


Рисунок7.2 - Динамічна характеристика автомобіля

* визначити запас динамічного чинникапри русі з заданою швидкістю. При заданій швидкості *V1* на третій передачі запас динамічного чинника визначається як ![](data:application/x-msmetafile;base64,);
* визначити критичну швидкість на передачах. Критичною швидкістю є така швидкість, при якій подальше підвищення дорожнього опору приведе до того, що двигун заглохне, якщо водій не перейде на нижчу передачу. Критична швидкість звичайно відповідає швидкості при максимальному динамічному чиннику.
* визначити максимальний підйом, який може подолати автомобіль на нижчій або заданій передачі

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,);

* визначити можливість руху автомобіля по зчепленню коліс з опорною поверхнею. Для цього на динамічну характеристику наносять значення динамічного чинника по зчепленню і порівнюють *Dа* і *DаЗЧ*. На рисунку 7.1 рух без буксування можливий на третій і четвертій передачах і частково на другій передачі зі швидкістю, відповідною *Dа* ≤ *DаЗЧ*.

**Приклад.** Визначити максимальний динамічний чинник і відповідну йому швидкість для повністю завантаженого КТЗ. Визначити можливий максимальний підйом, що долається КТЗ, при рівномірному русі на заданій передачі. Визначити мінімальне значення коефіцієнта зчеплення, що забезпечує подолання αmax.

Модель АТЗ – КТЗ категорії N1

Передача – ІІІ

Початкові дані: ![](data:application/x-msmetafile;base64,)Нм; ![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Максимальний динамічний чинник

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,) – площа лобового опору;

![](data:application/x-msmetafile;base64,) м/c – швидкість руху на третій передачі при Memax;

![](data:application/x-msmetafile;base64,) – коефіцієнт опору коченню, відповідний V = 13,62 м/с.

Максимальний підйом, який подолає автомобіль

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Мінімальне значення коефіцієнта зчеплення, що забезпечує подолання αmax.

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

**Питання для самоперевірки**

1. Необхідна і достатня умови можливості руху автомобіля.
2. Аналіз графіка силового балансу автомобіля.
3. Аналіз рівняння і графіка потужного балансу автомобіля.
4. Динамічний чинник, динамічна характеристика автомобіля.
5. Задачі, що вирішуються за допомогою динамічної характеристики.

Лекція 8. Динамічний паспорт автомобіля. Прискорення, час

і шлях розгону автомобіля

**8.1 Динамічний паспорт автомобіля**

Динамічну характеристику будують для автомобіля з повним навантаженням. При зміні ваги автомобіля змінюється величина динамічного чинника. Тому для аналізу тягово-швидкісних властивостей необхідно при зміні ваги кожний раз перераховувати і будувати динамічну характеристику.

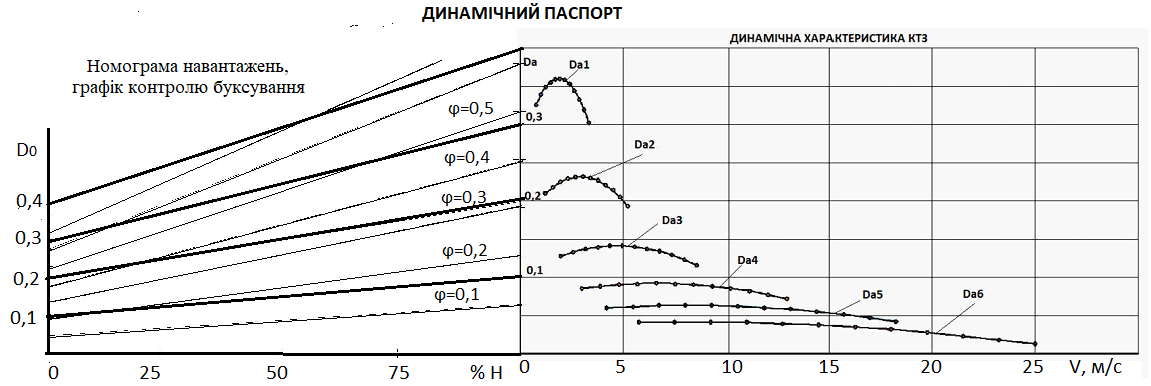
Щоб не перераховувати при кожній зміні навантаження величину *D*, динамічну характеристику доповнюють номограмою навантажень, яку будують таким чином. Вісь абсцис динамічної характеристики рисунок 8.1, продовжують ліворуч і на ній відкладають відрізок довільної довжини. На цьому відрізку наносять шкалу навантаження в процентах. Через нульову точку шкали навантажень проводять пряму, паралельну осі *Dа* і на ній наносять шкалу динамічного чинника спорядженого автомобіля *D*0. Величину масштабу *а0* для шкали *D*0 визначають за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (8.1)

де *аа* – масштаб шкали динамічного чинника автомобіля з повним навантаженням;

*G0* – вага автомобіля в спорядженому стані.

Рівнозначні поділки шкали *D*0 і *Dа* з'єднують між собою прямими лініями.



#### Рисунок 8.1 - Динамічний паспорт автомобіля

За допомогою номограми навантажень можна вирішувати різні задачі при будь-якій мірізавантаження автомобіля. Наприклад, при Н = 50% і ψ = 0,05 можлива максимальна швидкість рівна *V1*, а при Н = 100 % – *V2*. По заданій швидкості і процентузавантаження можна визначити ψmax.

Для визначення достатньої умови можливості руху автомобіля номограмму навантажень доповнюють графіком контролю буксування, який являє собою виражену графічно залежність динамічного чинника по зчепленню від міризавантаження автомобіля при різних значеннях коефіцієнта зчеплення. Для побудови цього графіка визначають значення динамічного чинника по зчепленню повністю завантаженого автомобіля *Dа*ЗЧ і спорядженого *D*0ЗЧ для різних значень *φX*, починаючи з 0,1.

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,), (8.2)

де *DаЗЧ* і *D*0*ЗЧ* – вага, що припадає на ведучу вісь завантаженого і спорядженого автомобіля.

Отримані значення *DаЗЧ* відкладають на шкалі*Dа* номограммы навантажень, рис. 9.1, а значення *D*0ЗЧ – на шкалі *D*0 і отримані точки при однаковому коефіцієнті зчеплення з'єднують прямою штриховою лінією, над якою вказують величину коефіцієнта зчеплення, 0,1; 0,2; …0,9.

За допомогою графіка контролю буксування можна врахувати обмеження, що накладаються зчепленням шин з дорогою. Наприклад, можна визначити мінімальне значення коефіцієнта *φX*, яке необхідне для руху із заданою швидкістю і навантаженням або із заданими величинами навантаження і коефіцієнта ψ. Так, на графіку рис. 9.1 при швидкості *V1* і навантаженні 50 % – *φ*min = 0,1.

*Динамічним паспортом* називають сукупність динамічної характеристики, номограммы навантажень і графіка контролю буксування. За допомогою динамічного паспорта можна вирішувати різні задачі за необхідною і достатньою умовами можливості руху.

# **8.2 Прискорення, час і шлях розгону автомобіля**

При експлуатації автомобілів час рівномірного руху звичайно невеликий порівняно із загальним часом його роботи. Так, наприклад, при експлуатації в містах автомобілі рухаються рівномірно всього лише 15…25 % часу. Від 30 до 45 % часу доводиться на прискорений рух і 30…40 % – рух накатом і гальмування.

Показниками динамічних властивостей автомобіля при розгоні є прискорення, а також шлях і час в певному інтервалі швидкостей.

Прискорення автомобіля вимірюють за допомогою акселерометра або із записом динаміки розгону на акселерограф. Розгін автомобіля протікає таким чином, рис. 9.2, а. При русі автомобіля з місця водій, включивши першу передачу, плавно відпускає педаль зчеплення і одночасно відкриває дросельну заслонку, збільшуючи силу тяги. Прискорення при цьому змінюється, як показано штрихпунктирною кривою *0 – 1*. У точці *1* дросельна заслонка відкрита повністю, двигун працює з повним навантаженням і прискорення змінюється по кривий *1 – 2*. При максимальній швидкості автомобіля на першій передачі (точка *2*) водій вимикає зчеплення, роз'єднуючи двигун і трансмісію, і автомобіль починає рухатися уповільнено, з негативним прискоренням *jУП* (дільниця *3 – 4*). Включивши другу передачу, водій знову відкриває дросельну заслонку і прискорення знов плавно збільшується (крива *4 – 5*). Цей процес повторюється і при переході на подальші передачі (дільниці*5 – 6, 7 – 8* тощо). Точки *1, 5, 9* приблизно відповідають максимальному прискоренню.

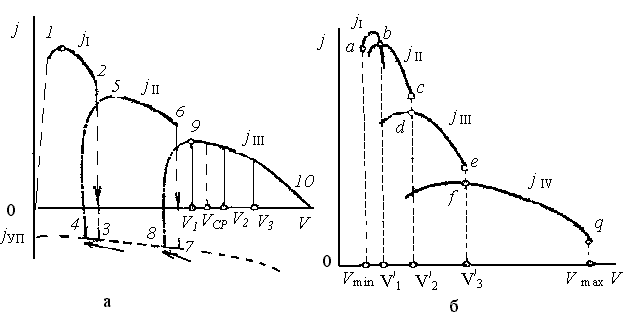
При теоретичних розрахунках процесом буксування зчеплення (крива *0 – 1*) нехтують, вважаючи, що автомобіль рушає при мінімально стійкій швидкості *V*min(рисунок 8.2, б).

Рисунок 8.2 - Графіки прискорень: а – при розгоні з місця;

б – при розгоні з мінімальної швидкості *V*min

на кожній з передач

Розрахунковим шляхом прискорення визначають при руcі автомобіля по горизонтальній дорозі з твердим покриттям хорошої якості за зовнішньою швидкісною характеристикою двигуна. З рівняння для визначення динамічного чинника визначають прискорення

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,) (8.3)

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,) – коефіцієнт опору коченню, відповідний швидкості, при якій визначається *Dа*.

Якщо дорожні умови задані коефіцієнтом сумарного дорожнього опору ψ, то прискорення визначається за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (8.4)

Для побудови графіка прискорень у вибраних інтервалах кутових швидкостей від ωmin до ωmax (8…10 значень ω*e*) визначають динамічний чинник і відповідне значення коефіцієнта опору коченню і за формулами (9.3) або (9.4) визначають прискорення. При цьому для кожної передачі визначають коефіцієнт обліку мас, що обертаються ![](data:application/x-msmetafile;base64,). За отриманими значеннями прискорення і швидкості на кожній передачі будують графік прискорень. Максимальне значення прискорення для легкових автомобілів знаходиться в межах 2,0 …3,0 м/с2 на першій передачі, для вантажних – 1,0...1,5 м/с2.

# **8.3 Час і шлях розгону**

Час і шлях розгону автомобіля визначають графоаналітичним способом. Для цього криву прискорень розбивають на інтервали за швидкостями руху (рисунок 8.2, а) і вважають, що в кожному інтервалі швидкостей автомобіль рухається з постійним середнім прискоренням.

Середнє прискорення визначають за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,), (8.5)

де *j1* і *j2* – прискорення на початку і в кінці інтервалу швидкостей.

У вибраному інтервалі середнє прискорення визначається за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (8.6)

З цієї формули визначають час розгону в інтервалі *1 – 2*

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (8.7)

Аналогічним образом визначають час розгону в інших інтервалах. Тоді час розгону, наприклад, на першій передачі визначається

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (8.8)

Аналогічним чином розраховують час розгону на подальших передачах. Загальний час розгону на передачах

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (8.9)

де tпп – час перемикання передач, який залежить від кваліфікації водія, конструкції коробки передач і типу двигуна і знаходиться у таких межах, таблиця 8.1.

### Таблиця 8.1- Час перемикання передач, с

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Коробка передач | Двигун | |
|  | Бензиновий | Дизельний |
| Ступінчаста без синхронізатора | 1,3…1,5 | 3…4 |
| Ступінчаста з синхронізатором | 0,2…0,5 | 1,0..1,5 |
| Напівавтоматична | 0,05…0,1 | 0,5…0,8 |

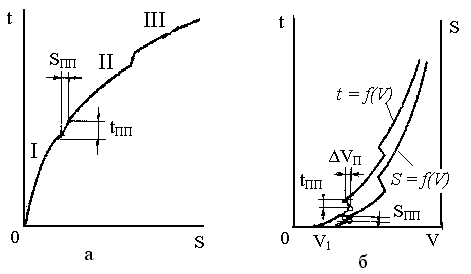
За отриманими даними будують графік часу розгону, рисунок 8.3, б.

Рисунок 8.3 - Параметри розгону: а – графік інтенсивності розгону;

б – графік шляху і часу розгону

Зменшення швидкості за час перемикання передач визначають за формулою, отриманою шляхом вирішення рівняння руху автомобіля накатом

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (8.10)

Шлях розгону автомобіля визначають також графічним способом. Для визначення шляху розгону умовно вважають, що у вибраному інтервалі швидкостей автомобіль рухається рівномірно зі середньою швидкістю ![](data:application/x-msmetafile;base64,).

Шлях розгону визначається звираження для середньої швидкості

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,). (8.11)

Тоді в інтервалі *1 – 2* шлях розгону

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (8.12)

Аналогічним образомпідраховують шлях розгону і для інших інтервалів. Шлях розгону, наприклад, на першій передачі

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (8.13)

Так само визначають шлях розгону на подальших передачах.

Загальний шлях розгону автомобіля на всіх передачах

![](data:application/x-msmetafile;base64,), (8.14)

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,) – шлях, який проходить автомобіль за час перемикання передач, визначається з рівняння руху автомобіля накатом;

*VСР*  – середня швидкість автомобіля за час перемикання передач;

*VH* – швидкість автомобіля в момент початку перемикання передач.

Для визначення максимальної інтенсивності розгону в розрахунок вводять максимально можливі для даної швидкості прискорення. Тому, час і шлях розгону, наприклад, автомобіля з чотирьохступінчастою коробкою передач, рис. 9.2, б, розраховують в такій послідовності: на першій передачі від *V*min до *V΄1* по кривій прискорень дільниця*а – в*; на другій передачі від швидкості *V΄1* до *V΄2*, дільниця*в – с* на кривій *jII*; на третій передачі від *V΄2* до *V΄3* на кривій *jIII*; на четвертій від *V΄3* до *VРОЗ* по кривій ускорений *jIV*.

Зв'язок між часом і шляхом розгону ілюструється графіком інтенсивності розгону, рис. 9.3, а. Цей графік будують за отриманими значеннями часу і шляху розгону. Як правило, час і шлях розгону розраховують до швидкості рівної 0,8*V*max.

# **8.4 Визначення передавальних чисел трансмісії**

Передавальне число головної передачі визначається з необхідності забезпечення максимальної швидкості руху на вищій передачі коробки передач. Значення передавального числа головної передачі визначається з формули для визначення максимальної швидкості руху

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,), (8.15)

де іВП – вища ступінь коробки передач.

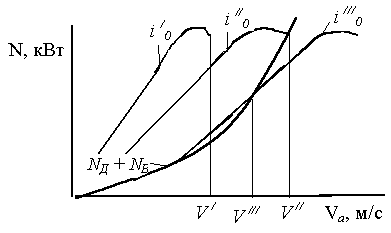
Передавальне число головної передачі впливає істотним чином на тягово-швидкісні властивості і паливну економічність автомобіля. Залежно від умов експлуатації на одну і ту ж модель автомобіля можуть встановлюватися головні передачі з різними передавальними числами, рисунок 8. 4 (![](data:application/x-msmetafile;base64,)). Так, при передавальному відношенні![](data:application/x-msmetafile;base64,)в найбільшій мірі використовується потужність двигуна і автомобіль розвиває найбільшу швидкість руху ![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADtgAAAAIAFwAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAJgAqACEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////pf///2ACAAAFAgAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAAAwABcAAAD7AuD+AAAAAAAAkAEAAADMBAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbiBDeXIAzIYEAAAALQEAAAgAAAAyCjcBnwECAAAALy8XAAAA+wJA/gAAAAAAAJABAAAAzAQCABBUaW1lcyBOZXcgUm9tYW4gQ3lyAMyGBAAAAC0BAQAEAAAA8AEAAAgAAAAyCgACOQABAAAAVgAKAAAAJgYPAAoA/////wEAAAAAABAAAAD7AhQACQAAAAAAvAIAAADMAQICIlN5c3RlbQDMBAAAAC0BAAAEAAAA8AEBAAMAAAAAAA==). При значенні передавального числа головної передачі ![](data:application/x-msmetafile;base64,) на вищій передачі максимальна швидкість рівна ![](data:application/x-msmetafile;base64,). Потужність двигуна недостатня для подолання потужностей опору руху і повітряного середовища при кінематично можливій швидкості руху.

Рисунок 8.4 - Вплив передавального числа головної передачі на тягово - швидкісні властивості автомобіля (![](data:application/x-msmetafile;base64,))

При передавальному відношенні![](data:application/x-msmetafile;base64,) автомобіль буде рухатись з великим запасом потужності, однак можлива максимальна швидкість ![](data:application/x-msmetafile;base64,) і обмежується максимальною кутовою швидкістю обертання колінчастого вала. При цьому автомобіль буде працювати з малою мірою використання потужності двигуна, що значно погіршує паливну економічність.

Передавальне відношення першої ступені КПП визначається з необхідності подолання максимального дорожнього опору ![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADsAAAAAIAFwAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAJgAsADEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////t////4ADAAAXAgAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAABgABcAAAD7AuD+AAAAAAAAkAEAAADMBAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbiBDeXIAzIYEAAAALQEAAAkAAAAyChAChwEDAAAAbWF4ABAAAAD7AkD+AAAAAAAAkAEAAAACBAIAEFN5bWJvbAACBAAAAC0BAQAEAAAA8AEAAAgAAAAyCqABMgABAAAAeQAKAAAAJgYPAAoA/////wEAAAAAABAAAAD7AhQACQAAAAAAvAIAAADMAQICIlN5c3RlbQDMBAAAAC0BAAAEAAAA8AEBAAMAAAAAAA==), який визначається завданням на проектування. З умови рівномірного руху ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,);

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (8.16)

Отримане значення передавального числа першої ступені КПП перевіряється за умовою виключення буксування ведучих коліс

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,);

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (8.17)

Умовою виключення буксування ведучих коліс є ![](data:application/x-msmetafile;base64,). Якщо ця умова не виконується, то вноситься коректування в компонування автомобіля з метою збільшення зчіпної ваги, або до подальших розрахунків як передавальне відношення першої передачі приймають іІ ЗЧ.

Передавальні відношення проміжних ступенів КПП визначаються з умови, що максимальна швидкість на попередній передачі рівна мінімальній швидкості на подальшій. При цьому нехтують зниженням швидкості за час перемикання передач, тобто

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,);

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,).

Виходячи з цього можна записати

![](data:application/x-msmetafile;base64,);

Тоді ![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,).

Приймемо, що ![](data:application/x-msmetafile;base64,), тоді ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Таким чином зотриманих співвідношень можна записати

![](data:application/x-msmetafile;base64,), (8.18)

де m – порядковий номер ступені, що розраховується;

n – кількість передач прямого ходу без тієї, що підвищує.

Наприклад, передавальне число другої ступені КПП п´ятиступінчастої коробки передач з п'ятою прямою передачею буде дорівнювати

![](data:application/x-msmetafile;base64,).

Передавальне відношення п'ятої підвищуючої передачі визначається за тими же співвідношеннями

![](data:application/x-msmetafile;base64,).

Як правило, передавальне відношення підвищувальної передачі визначається на основі аналізу прототипів і коректується за результатами експлуатаційних випробувань.

Залежно від призначення автомобіля передавальні відношення можуть коректуватися в залежності від умов експлуатації автомобілів. Для автомобілів, працюючих у складних умовах експлуатації зближуються нижчі ступені, а для магістральних – вищі. При цьому меншає розрив потоку потужності між передачами, які переважно використовуються в даних умовах.

**Приклад.** Визначити максимальне прискорення АТЗ при русі на заданій передачі на дільниці дороги, що характеризується коефіцієнтом опору *f* і кутом підйому α.

Модель АТЗ – ЗАЗ-1102, *f* = 0,014; ![](data:application/x-msmetafile;base64,), друга передача.

Початкові дані: ![](data:application/x-msmetafile;base64,) Нм; ![](data:application/x-msmetafile;base64,)рад/с; ![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,);![](data:application/x-msmetafile;base64,)м;![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,)м; ![](data:application/x-msmetafile;base64,).![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADVAAAAAAAEgAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAJgAkABEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////t////wABAAAXAgAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAABgAAoAAAAmBg8ACgD/////AQAAAAAAAwAAAAAA)

Прискорення визначається за формулою (8.14)

![](data:application/x-msmetafile;base64,);

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,) – площа лобового опору

![](data:application/x-msmetafile;base64,)м/с – швидкість руху автомобіля.![](data:application/x-msmetafile;base64,)

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,) – коефіцієнт обліку мас, що обертаються.

**Питання для самоперевірки**

1. Побудова динамічного паспорта автомобіля. Аналіз тягово-швидкісних властивостей автомобіля за динамічним паспортом.
2. Побудова і аналіз графіка прискорень автомобіля.
3. Розрахунок, побудова і аналіз часу і шляху розгону автомобіля.
4. Визначення передавальних чисел трансмісії і їх вплив на тягово-швидкісні властивості автомобіля.

Лекція 9. Особливості розрахунку тягово-швидкісних

властивостей автомобіля з гідромеханічною трансмісією.

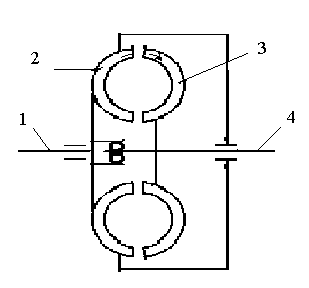
9.1 Будова, робочий процес і оцінні параметри гідромуфти і

гідротрансформатора

Гідромеханічна передача (ГМП) складається з гідродинамічної передачі (гідромуфти або гідротрансформатора) і механічного вального або планетарного редуктора. Гідромеханічна передача забезпечує плавну і безперервну зміну силового і кінематичного передавальних відношень і відноситься до безступінчастих передач. Безступінчасті передачі полегшують управління автомобілем, дозволяють отримати близьку до ідеальної тягово-швидкісну характеристику, зменшити динамічні навантаження в трансмісії, поліпшити прохідність автомобіля за рахунок безперервного і плавного підведення крутного моменту двигуна до ведучих коліс, автоматизувати управління коробкою передач.

Гідромуфта має два робочих колеса, що знаходяться у спільному картері, заповненому робочою рідиною (рисунок 9.1). Насосне колесо *2* пов'язано з валом двигуна *1*, а турбінне *3* з ведучим валом коробки передач *4* безпосередньо або через механічне зчеплення. Насосне і турбінне колеса розташовуються з малим зазором, так, щоб міжлопатеві канали одного колеса, були продовженням іншого. Лопатки насосного колеса впливають на рідину, яка, вийшовши з міжлопатевих каналів насосного колеса, попадає в міжлопатеві канали турбінного, змушуючи його обертатися. Оскільки на гідромуфту зовнішні крутні моменти не діють, то крутний момент на насосному колесі МН завжди буде рівний моменту на турбінному МТ.

Гідротрансформатор має не менш трьох лопатевих коліс – насосне, турбінне і реактор. Реактор обов'язковоповинен бути з’єднаний із зовнішньою опорою (рисунок 9.2).

Рисунок 9.1 - Схема гідромуфти: 1 – вал двигуна; 2 – насосне колесо;3 – турбінне колесо; 4 – ведучий вал коробки передач

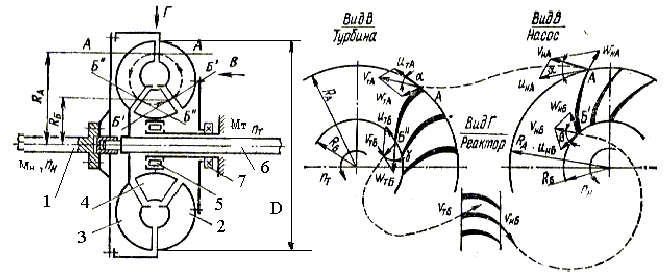


Рисунок 9.2. Схема гідротрансформатора

Насосне колесо *2* з’єднано з валом двигуна *1.* Турбінне колесо *3* з’єднано з вихідним валом *6.* Насосне і турбінне колеса максимально зближені, мають тороїдальну форму, що забезпечує замкнений контур циркуляції рідини і розміщені в єдиному корпусі, герметизованому ущільнюючим пристроєм*7.* На шляху руху рідини в колі циркуляції розташовується нерухоме лопатеве колесо (реактор) *4*,що виконує функції направляючого апарату, який забезпечує необхідний напрям потоку рідини при його вході в насосне колесо.

Здатність гідротрансформатора змінювати підведений до нього момент пояснюється наступним. При обертанні насосного колеса його лопаті захоплюють рідину, що сприяє її руху по колу циркуляції від вхідних дільниць міжлопатевих порожнин до вихідних. При вході потоку в насос середній струмінь, показаний штриховою лінією, має абсолютну швидкість VНБ, яку можна розкласти на складові: окружну ИНБі відносну WНБ, вектори швидкостей яких лежать в площині Б / – Б /. Енергія потоку в міжлопатевих порожнинах насосного колеса збільшується за рахунок моменту, що передається від колінчастого вала двигуна. Внаслідок цього, на виході з насоса потік володіє збільшеними швидкостями VНА, ИНА, WНА, вектори швидкостей яких лежать в площині А – А.

На виді*В* площини А – А і Б / – Б /суміщені з площиною рисунка. Різниця моментів кількості руху рідини відносно осі обертання коліс при виході з насосного колеса і вході в нього являють собою протидіючий обертанню момент

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (9.1)

де *m*  – секундна витрата рідини через колеса гідротрансформатора;

 і – відповідно кути між абсолютною і окружною швидкостями на виході з насоса і вході в нього;

RA і RБ – відповідно радіуси траєкторії середнього струменя при виході з насоса і вході в насос (виході з турбіни).

Абсолютні швидкості потоку і кути між ними і напрямом руху колеса на виході з насосного колеса і вході в турбінне однакові.

При русі рідини від входу до виходу міжлопатевих порожнин турбінного колеса її абсолютна швидкість змінюється за величиною і напрямом, внаслідок чого на колесо діє момент

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (9.2)

де  – кут між абсолютною і окружною швидкостями на виході з турбіни.

Рідина, та, що протікає через нерухомий реактор навантажує його моментом, співпадаючим у напрямі з моментом МН

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (9.3)

Складемо почленно

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,)![](data:application/x-msmetafile;base64,).

Отже

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (9.4)

Якби направляючий апарат був відсутній, то існувала б рівність VТБ = VНБ; . Тоді склавши почленно (9.1) і (9.2) отримали б МТ = – МН, тобто така сукупність коліс утворила б гідромуфту.

Реактор відхиляє потік, що виходить з турбіни, в напрямі обертання насоса і сприяє його обертанню. В результаті для обертання насосного колеса потрібно підводити ззовні момент М*е* < МН. Таким чином, здійснюється перетворення моменту. Трансформатор змінює момент не тільки безступінчасто, але й автоматично залежно від навантаження.

При постійній частоті обертання валу насоса збільшення навантаження на валу турбіни приводить до зменшення частоти його обертання. Внаслідок цього, по-перше, меншає протитиск з боку турбіни, що приводить до зростання витрати рідини в колі циркуляції, по-друге, збільшується швидкість VТБі меншаєкут, в результаті, як випливає з рівняння моменту на турбіні, момент збільшується до настання рівноваги з моментом корисного навантаження. Якщо навантаження на вал турбіни меншає, то це приводить до збільшення частоти обертання вала турбіни і зменшення моменту МТ до настання нової рівноваги.

# **9.2 Оцінні параметри гідротрансформатора**

*Силове передавальне відношення* – відношення моменту на турбінному колесі до моменту на насосному колесі називається *коефіцієнтом трансформації* і характеризує силову перетворюючу властивість

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (9.5)

*Кінематичне передавальне відношення* – відношення кутової швидкості обертання турбінного колеса до кутової швидкості обертання насосного колеса

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (9.6)

*ККД гідротрансформатора* визначає економічність роботи гідротрансформатора

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (9.7)

Оскільки для гідромуфти МТ = МН, то ![](data:application/x-msmetafile;base64,).

У робочому діапазоні гідротрансформатора *ηГТ*= 0,8…0,92. Максимальне значення *ηГТ*  відповідає *іГТ* = 0,7…0,8. У комплексному трансформаторі η*ГТ*може бути доведено до 0,97. У цьому випадку при значеннях передавального відношення, відповідних кутовій швидкості турбіни, що наближається до кутової швидкості насоса, реактивний момент стає рівним нулю, реактор *4* розблокується обгонною муфтою *5* і гідротрансформатор переходить врежим роботи гідромуфти. При блокуванні гідротрансформатора ККД досягає одиниці.

*Коефіцієнт моменту насоса.* Для визначення навантаження на колесо насоса залежно від активного діаметра і кутової швидкості використовують безрозмірний коефіцієнт насоса

![](data:application/x-msmetafile;base64,), (9.8)

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADrQAAAAIAFQAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAIgAoACEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////pv///0ACAADGAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAABQABUAAAD7AiD/AAAAAAAAkAEBAADMBAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbgDMrAQAAAAtAQAACAAAADIK4AFWAQEAAADGABAAAAD7AoD+AAAAAAAAkAEBAAACAAIAEFN5bWJvbAACBAAAAC0BAQAEAAAA8AEAAAgAAAAyCoABTAABAAAAcgAKAAAAJgYPAAoA/////wEAAAAAABAAAAD7AhAABwAAAAAAvAIAAADMAQICIlN5c3RlbQDMBAAAAC0BAAAEAAAA8AEBAAMAAAAAAA==) – щільність робочої рідини;

Д – активний (найбільший) діаметр лопатевого колеса.

Момент, що передається насосом, ![](data:application/x-msmetafile;base64,), пропорційний п'ятому ступеню активного діаметра. Це характерно і для турбінного колеса, тобто ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Завдяки цьому, гідротрансформатор може передавати велику потужність при невеликих габаритних розмірах.

*Коефіцієнт прозорості*  ***–*** властивість гідротрансформатора навантажувати двигун, характеризується відношенням коефіцієнта моменту насоса призупиненій турбіні Т= 0 до коефіцієнта моменту насоса при коефіцієнті трансформації К = 1.

Залежно від конструкції гідротрансформатора можливі три варіанти:

* непрозорий трансформатор П = 1,0 – при зміні режиму роботи турбіни не змінюється навантажувальний режим насоса, а отже, двигуна;
* гідротрансформатор з прямою прозорістю П > 1,0 – збільшення навантаження турбіни спричиняєзростання навантаження двигуна. Для автомобільних гідротрансформаторов П = 1,2…2,5;
* гідротрансформатор із зворотною прозорістю П < 1,0 (в автомобілях не застосовуються).

**Питання для самоперевірки**

1. Аналіз конструкції гідромуфти і гідротрансформатора, особливості будови гідротрансформатора.
2. Робочий процес гідротрансформатора.
3. Аналіз оціночних параметрів гідротрансформатора.

**9.3 Характеристики гідротрансформатора**

*Зовнішня характеристика* являє собою залежність моментів МН, МТ, МР і ККД гідротрансформатора від кінематичного передавального відношення, рисунок 9.3.

Характеристика складається з двох зон. Зона ***А***є робочою і відповідає роботі гідротрансформатора в режимі перетворення крутного моменту. У цій зоні коефіцієнт трансформації змінюється від Кmaxпри*i* = 0 до К = 1,0 при*i* = 0,6…0,8. Зона ***Б*** є неробочою, оскільки внаслідок збільшення частоти обертання турбіни, відбувається така зміна напряму рідини, яка виходить з турбіни, при якій момент МРмаєнегативне значення.

ККД гідротрансформатора змінюється згідно із законом, близькому до

квадратичної параболи.

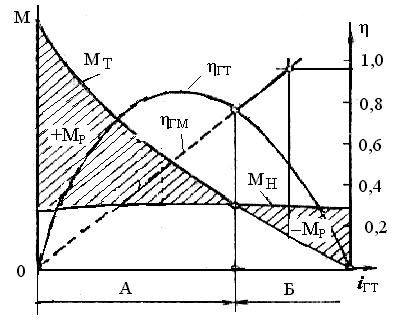


Рисунок 9.3 - Зовнішня характеристика гідротрансформатора

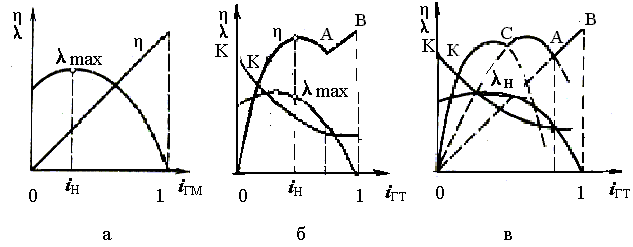
Для порівняння на зовнішній характеристиці наведений також закон зміни ККД гідромуфти. Оскільки для гідромуфти

К= 1,0 і*ηГМ*  = *іГМ*, то ![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADrQAAAAIAFQAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAIgAsACEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////pv///4ACAADGAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAABQABUAAAD7AiD/AAAAAAAAkAEBAADMBAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbgDMtQQAAAAtAQAACAAAADIK4AEaAQIAAADDzBAAAAD7AoD+AAAAAAAAkAEBAAACAAIAEFN5bWJvbAACBAAAAC0BAQAEAAAA8AEAAAgAAAAyCoABEAABAAAAaAAKAAAAJgYPAAoA/////wEAAAAAABAAAAD7AhAABwAAAAAAvAIAAADMAQICIlN5c3RlbQDMBAAAAC0BAAAEAAAA8AEBAAMAAAAAAA==) - пряма лінія, яка виходить зпочатку координат (штрихова лінія).

З порівняння видно, що доти, поки КГТ> 1,0, *ηГТ*>*ηГМ*. Отже, гідротрансформатор, порівняно з гідромуфтою, на робочому режимі забезпечує кращі не тільки тягово-швидкісні якості, але і паливну економічність.

Зміна ККД гідротрансформатора визначається енергетичними втратами в колі циркуляції. Найбільш істотними є втрати на удар при вході потоку рідини в робочі колеса, що залежать від кута між напрямом потоку і вхідними кромками лопатей. Лопаті профілюють таким чином, щоб на розрахунковому режимі роботи гідротрансформатора, коли ККД повинен бути максимальним, кут був би близький до нуля. У такому разі втрати енергії мінімальні.

*Безрозмірна характеристика*, рисунок 9.4 визначає залежність ККД, коефіцієнта трансформації і коефіцієнта насоса від кінематичного передавального відношення і будується за результатами випробувань конкретних гідродинамичних передач. Безрозмірна характеристика знімається при постійній кутовій швидкості **Н.

Рисунок 9.4 - Безрозмірна характеристика: а – гідромуфти;

б – однореакторного гідротрансформатора;

в – двухреакторного гідротрансформатора

З наведених характеристик видно, що ККД гідромуфти лінійно залежить від її передавального відношення, а ККД однореакторного трансформатора має максимум при певному значенні передавального відношення. При коефіцієнті трансформації близькому до одиниці доцільно здійснювати перехід на режим гідромуфти.

Тому, для розширення робочої зони зовнішньої характеристики гідротрансформатора і підвищення його ККД застосовують такі конструктивні розробки:

* реактор зв'язують з корпусом гідротрансформатора не нерухомо, а за допомогою муфти вільного ходу *5* (рисунок 9.4). У такому випадку, коли момент на реакторі міняє свій знак, реактор звільняється і, обертаючись вільно, перестає впливати на потік рідини. З цього моменту і при подальшому збільшенні кінематичного передавального відношення гідротрансформатор працює в режимі гідромуфти;
* реактор виконують двоступеневим, який складається з двох окремих лопатевих коліс, кожне з яких встановлене на окремій муфті вільного ходу. При малих значеннях передавального відношення обидва колеса нерухомі. Одне колесо доповнює інше, при цьому утвориться єдиний реактор, що сильно закручує потік. У результаті при малих значеннях передавального відношення досягаються високі значення коефіцієнта трансформації і ККД. При середніх значеннях передавального відношення, перша ступінь реактора під дією потоку звільняється і вільно обертається, не впливаючи на потік. Друга ступінь продовжує змінювати напрям руху рідини. При цьому через менші втрати, максимум ККД зміщюється в зону середніх значень кінематичного передавального відношення. При подальшому збільшенні передавального відношення відключається друга ступінь реактора, і тоді гідротрансформатор переходить на режим роботи гідромуфти;
* застосовують блокування гідротрансформатора за допомогою фрикційної муфти, вбудованої в гидротрансформатор, яка жорстко з'єднує насос і турбіну. Блокувальну муфту включаютьпри максимальному значенні передавального відношення.

**9.4Узгодження характеристик двигуна і гідротрансформатора**

Узгодження характеристик полягає у виборі активного діаметра гідропередачи або передавального числа узгоджуючого редуктора, що забезпечує найкраще використання можливостей двигуна і ГМП. Основною задачею узгодження є забезпечення при певній передачі в механічній коробці ГМП найбільшого діапазону регулювання при найменшій витраті палива. Процес узгодження полягає в побудові характеристик входу системи двигун – гидропередача і виборі оптимальної. Характеристику входу одержують внаслідок спільногорозв’язання рівнянь крутного моменту двигуна за зовнішньою характеристикою M*e* = *f* (*е*) і рівняння крутного моменту на насосному колесі MН = *f* (**Н)*.* Рішення може бути отримано аналітично або графічно. Точки перетину графіків вказаних залежностей визначають відповідні один іншому режими роботи.

Для побудови характеристики входу необхідно на графік зовнішньої характеристики двигуна нанести навантажувальні параболи гідродинамічної передачі для ряду значень передавального числа гидротрансформатора ***i***ГТ. Навантажувальна характеристика гідротрансформатора може бути отримана таким чином: задаються різними значеннями передавального відношеннягідротрансформатора і за безрозмірною характеристикою (рисунок 9.5, б) знаходять коефіцієнт насоса λН. Навантажувальні параболи розраховуються за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (9.9)

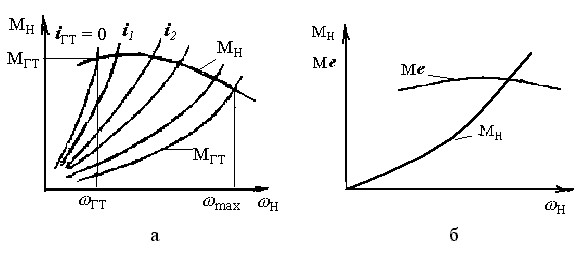
На рисунку 9.6, а показаний графік спільноїроботи двигуна з прозорим гідротрансформатором. Усі параболи проходять через початок координат, їх крутість зростає при збільшенні коефіцієнта насоса λН. Точки перетину параболи із зовнішньою швидкісною характеристикою двигуна визначають крутний момент двигуна, частоту його обертання і передавальне відношення гідротрансформатора прироботі двигуна з повною подачею палива. Для кожної часткової характеристики будуть свої точки узгодження. Таким чином, можливі режими спільноїроботи двигуна і гідротрансформатора обмежуються зліва – параболою навантаження, відповідною стоповому режиму, а праворуч – параболою, відповідною максимальному передавальному відношенню гідротрансформатора, зверху – зовнішньою характеристикою двигуна, знизу – гальмовою характеристикою.

Рисунок 9.6 - Характеристики спільноїроботи двигуна з прозорим (а) і

непрозорим (б) гідротрансформаторами

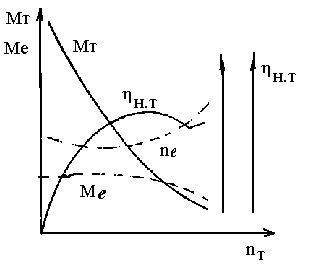
У непрозорих трансформаторів з постійним λН (рисунок 9.6, б) на графіку спільноїроботи буде тільки одна парабола. Зона спільноїроботи в цьому випадку обмежується точками перетину цієї параболи із зовнішньою і гальмовою характеристиками двигуна.

При узгодженні потрібно звертати увагу на вибір основного режиму, вибір якого залежить від характеристики гідротрансформатора, характеристики двигуна і умов експлуатації автомобіля, а також роботу трансформатора в режимі “стоп" і найбільшого коефіцієнта насоса. Для різних типів гідротрансформаторів активний діаметр підбирають так, щоб ![](data:application/x-msmetafile;base64,)де*ео*– кутова швидкість обертання колінчастого вала приповній подачі палива в режимі “стоп".

З метою запобігання перевантаженню і зупинці двигуна у гідротрансформаторів з великою прозорістю точка перетину навантажувальної параболи із зовнішньою характеристикою двигуна повинна лежати правіше за мінімально стійку частоту обертання колінчастого вала.

Розрахунок тягово-швидкісних властивостей автомобіля з ГМП проводиться за характеристикою виходу системи двигун – гідропередача. Характеристика являє собою залежність крутного моменту МТ на валу турбінного колеса від кутової швидкості валу турбіни **Т приповній подачі палива в двигуні (рисунок 9.7).

Початковими даними для розрахунку є точки, що характеризують спільнуроботу двигуна і гідропередачі:

![](data:application/x-msmetafile;base64,)![](data:application/x-msmetafile;base64,) (9.10)

## Рисунок 9.7 - Характеристики виходу системи двигун – гідротрансформатор

Тягово-економічну і динамічну характеристики автомобіля з ГМП будують за даними, які розраховані за відповідними формулами.

Тягова сила на колесах

![](data:application/x-msmetafile;base64,), (9.11)

де Мт – момент на турбінному колесі, визначається за характеристикою виходу;

***i***М – передавальне число механічної передачі від трансформатора до ведучих коліс;

**М – коефіцієнт корисної дії механічної передачі від гідротранс-форматора до ведучих коліс;

rК – радіус кочення колеса.

## Швидкість руху автомобіля визначається за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,), (9.12)

де **Т – кутова швидкість обертання турбінного колеса.

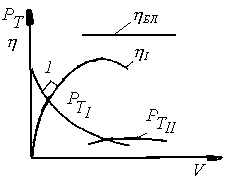
Тягово-економічна характеристика представлена на рисунку 9.8.

Динамічний чинник автомобіля визначається за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (9.13)

де РТ і РВ визначаються за відповідними значеннями моменту і кутовій швидкості обертання турбінного колеса (МТ, **Т).

Динамічний паспорт представлений на рисунку 9.9

 Рисунок 9.8 - Тягово-економічна характеристика при наявності

прямої передачі (блокуванні гідротрансформатора)



Рисунок 9.9 Динамічний паспорт автомобіля

з гідродинамічною трансмісією

Величина прискорення, часу і шляху розгону визначаються за тими ж залежностями, що і для механічної передачі. Коефіцієнт обліку мас, що обертаються, визначається за залежністю

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (9.14)

де *IH* – момент інерції насоса гідротрансформатора і жорстко зв'язаних з ним деталей двигуна і узгоджуючого редуктора;

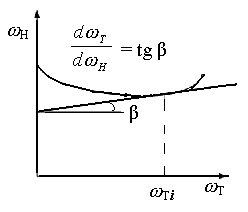
***i***M і **М – відповідно передавальне число і ККД механічної частини трансмісії;

*Σ*IК  – сумарний момент інерції коліс автомобіля;

ІT – момент інерції турбіни і жорстко пов'язаних з нею деталей трансмісії.

Якщо немає даних по IH і IТ, то приблизно можна прийняти: IH = IТ = 0,1…0,6 кг · м2 для легкових автомобілів; IH = IТ = 0,6…3 кг · м2 для вантажних автомобілів і автобусів; IH = 4…6 кг · м2, IТ = 7…8 кг · м2 для вантажних автомобілів особливо великої вантажопідйомності.

Більші значення відносяться до ГМП, працюючих з двигунами великої потужності. Для визначення похідної ![](data:application/x-msmetafile;base64,) за характеристиками входу системи двигун – гідромеханічна передача будують кінематичну характеристику системи, що являє собою залежність частоти обертання насоса від частоти обертання турбіни (рисунок 9.10)



#### Графічним або аналітичним диференціюванням цієї залежності визначають значення похідної при заданих значеннях кутової швидкості турбіни або відповідно швидкості руху автомобіля.

#### Рисунок 9.10 - Графічний метод визначення

**Питання для самоперевірки**

1. Аналіз конструкції гідромуфти і гідротрансформатора, особливості будови гідротрансформатора.
2. Робочий процес гідротрансформатора.
3. Аналіз оціночних параметрів гідротрансформатора.
4. Аналіз зовнішньої швидкісної характеристики.
5. Аналіз безрозмірних характеристик гідромуфти і одно і двореакторних гідротрансформаторів.
6. Характеристика спільної роботи двигуна і гідротрансформатора.
7. Побудова тягово-швидкісних характеристик автомобіля з ГМП.

**Лекція 10. Паливна економічність КТЗ.**

**10.1 Визначення. Оцінні параметри паливної економічності.**

Сукупність властивостей, що визначають витрати палива автомобілем при виконанні ним транспортної роботи в різних умовах експлуатації, називають паливною економічністю автомобіля.

Паливо є найважливішим експлуатаційним матеріалом, який автомобільний транспорт споживає у великій кількості. Вартість палива є однієюз основних складових всіх витрат на перевезення. Тому задача економії паливапри виробництві та експлуатації автомобілів має першорядне значення. Паливна економічність безпосередньо залежить від конструкції автомобіля. Вона визначається мірою досконалості конструкції двигуна, передавальними числами і коефіцієнтом корисної дії трансмісії, опором руху та іншими чинниками.

Паливна економічність оцінюється шляховою витратою палива – витратою палива в літрах або кілограмах на 100 км шляху або питомою витратою палива в л /(ткм) або л /(пкм).

У США і Англії витрату палива оцінюють величиною пройденого шляху на одній об'ємній одиниці палива. За одиницю шляху приймають милю, а одиницю об'єму – галон. Одна миля дорівнює 1,609 км, один галон США – 3,785 л, 1 галон Англії – 4,546 л.

Для оцінки паливної економічності використовують такі показники:

* контрольна витрата палива (КВП);
* витрата палива в магістральному їздовому циклі на дорозі (ВПМгЦ);
* витрата палива в міському їздовому циклі на дорозі (ВПМЦд);
* витрата палива в міському їздовому циклі на стенді (ВПМЦ);
* паливна характеристика сталого руху (ПХ);
* паливно-швидкісна характеристика на магістрально горбистій дорозі (ПШХ).

Ці оцінні показники не мають нормованих значень і використовуються для порівняльної оцінки рівня паливної економічності конструкції автомобіля або його технічного стану.

КВП визначають для всіх категорій транспортних засобівпри русі по прямій горизонтальній дорозі на вищій передачі із заданою швидкістю. Для автомобілів, у яких повна маса менше 3,5 т, КВП визначають при V = 120 км/год, якщо Vmax> 120 км/год і при V = 90 км/год, якщо Vmax< 120 км/год, але більше 90 км/год. Якщо Vmax< 90 км/год, тоді КВП визначають при V = 0,9Vmax. Для автомобілів, у яких маса більше 3,5 т (крім міських автобусі) вКВП визначають при V = 60 і 80 км/год, а якщо Vmax< 80 км/год, то при V = 40 і 60 км/год. Для міських автобусів КВП визначається при V = 40 і 60 км/год.

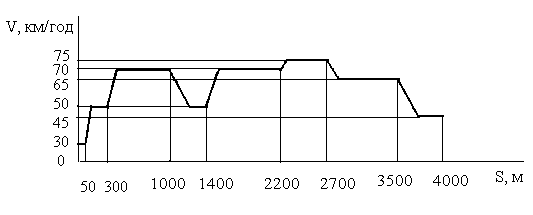
 ВПМгЦ визначають для всіх категорій автотранспортних засобів, крімміських автобусів. Режими руху задаються картою і схемою магістрального циклу, рисунок 10.1.

Рисунок 10.1. Магістральний цикл

ВПМЦд визначають для автотранспортних засобів усіх категорій, крім магістральних автопоїздів, міжміських і туристських автобусів, пробігом по вимірювальній дільниці з дотриманням режимів руху, заданих певною картою і схемою міського циклу.

ВПМЦ визначають тільки для автомобілів, маса у яких менше 3,5 т випробуванням на стенді з біговими барабанами по їздовому циклу, що задається програмним пристроєм стенду.

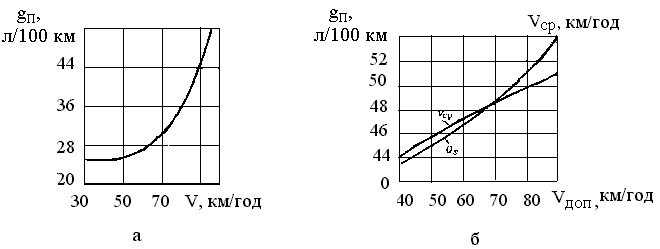
 ПХ – графік залежності витрати палива від швидкості сталого руху на вищій передачі по горизонтальній дорозі, рисунок 10.2, а. Його будують для автотранспортних засобів усіх категорій.

Рисунок 102.2. Графік залежності витрати палива:

а – від швидкості сталого руху на горизонтальній дорозі;

б – від швидкості руху по магістрально-горбистій дорозі

ПШХ – графік залежності витрати палива і середньої швидкості від допустимої швидкості при русі по магістрально-горбистій дорозі із заданим подовжнім профілем, рисунок 10.2, б.

**10.2 Рівняння витрати палива**

Шляхову витрату палива виражають формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,), л/100км (10.1)

де Q – загальна витрата палива в літрах на шляху руху;

S – шлях руху автомобіля, км.

Годинна витрата палива визначається вираженням

![](data:application/x-msmetafile;base64,), кг/год (10.2)

де ge – питома ефективна витрата палива, г/(кВт·г);

Ne – ефективна потужність, кВт.

Разом з тим, годинну витрату палива визначають по загальній витраті

палива за відповідний час

![](data:application/x-msmetafile;base64,), кг/год (10.3)

де ρ – щільність палива, кг/л.

З рівняння (12.1) визначимо загальну витрату палива і підставимо в формулу (12.3) для годинної витрати палива

![](data:application/x-msmetafile;base64,), л (10.4)

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (10.5)

Прирівнюємо (12.2) і (12.5)

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

звідки

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (10.6)

Отриманевираження є рівнянням для визначення шляхової витрати палива. Однак користуватися їм не зручно, оскільки необхідна потужність залежить від умов руху автомобіля, тому використовують залежність

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Тоді шляхова витрата палива буде дорівнювати

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (10.7)

де NK – потужність опору коченню;

NП – потужність опору підйому;

NВ – потужність опору повітряного середовища;

NИ – потужність опору розгону.

Шляхову витрату палива можна визначити також через сили опору руху

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (10.8)

Рівняння (10.7) і (10.8) дозволяють визначити шляхову витрату палива, якщо відома залежність ge = f (Ne; ωе), оскільки ge залежить від міри використання потужності двигуна і кутової швидкості обертання колінчастого вала, рисунок 10.3. При відсутності цієї залежності користуються формулою

ge = gN · KИ · Кω,

де gN – питома витрата паливапри Nmax;

КИ – коефіцієнт, що враховує залежність питомої витрати від міри використання потужності двигуна;

Кω – коефіцієнт, що враховує залежність питомої витрати від кутової швидкості обертання колінчастого вала.



Рисунок 10.3 - Залежність питомої витрати палива від коефіцієнта

використання потужності двигуна

При наближених розрахунках можна приймати:

– для дизельних двигунів: КИ = 1,2 + 0,14І – 1,8І2 + 1,46І3;

– для бензинових двигунів: КИ = 3,27 – 8,22І + 9,13І2 –3,186І3;

* для всіх типів двигунів ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Питома витрата палива двигуном при максимальній потужності звичайно на 5…10 % більше мінімальних питомих витрати палива gemin. Тому витрату палива при І = 100 % можна підрахувати як gN = (1,05…1,1) gemin. Мінімальна питома витрата палива залежить від типу і конструктивних особливостей двигуна і становить 280…340 г/(кВт · год) для бензинових двигунів і 200…260 г/(кВт · год) для дизельних двигунів.

Для наближеного визначення коефіцієнтів КИ і Кω можна скористатися графіками наведеними на рис. 10.4.

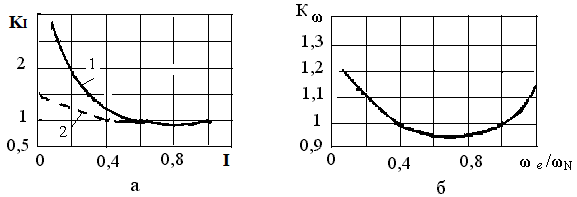


Рисунок 10.4 - Графіки до розрахунку паливно-економічної характеристики:

а – графік зміни коефіцієнта КИ: 1 – бензиновий двигун;

2 – дизельний; б – графік зміни коефіцієнта Кω

10.3 Паливно-економічна характеристика

Паливно-економічна характеристика являє собою графік залежності шляхової витрати палива від швидкості сталого руху на дорогах з різними значеннями коефіцієнта сумарного дорожнього опору (рисунок 10.5). Вона може бути побудована для кожної передачі.

У загальному випадку криві gП = f (V) для кожного коефіцієнта сумарного дорожнього опору мають мінімум. Швидкості, при яких витрата мінімальна, тим менше, чим більше коефіцієнт сумарного дорожнього опору. Крайні праві точки паливно-економічної характеристики визначають максимальну швидкість руху автомобіля при кожному із значень коефіцієнта ψ і витрату паливаприповному відкритті дросельної заслінки або повній подачі паливау дизелів.

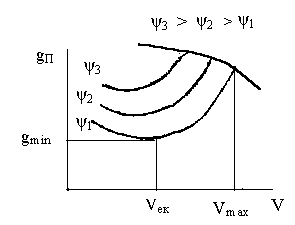
Крайні ліві точки кривої gП = f (V) відповідають мінімально стійким швидкостям руху.

Рисунок 10.5 - Паливно-економічна характеристика

При збільшенні або зменшенні швидкості руху автомобіля від швидкості, відповідної мінімальній витраті палива, витрата палива збільшується. Збільшення витрати паливапри зменшенні швидкості руху автомобіля пояснюється тим, що при цьому двигун працює з меншим коефіцієнтом використання потужності двигуна, при цьому КИ збільшується. Погіршення економічності роботи двигуна виявляється більш істотним, ніж зменшення витрати палива через зменшення потужності, необхідної для руху автомобіля.

Збільшення витрати паливапри збільшенні швидкості руху автомобіля пояснюється тим, що при цьому збільшується потужність, необхідна для подолання опорів руху, і збільшення витрати палива з цієї причини виявляється значно більшим, ніж його зменшення через підвищення економічності при збільшенні використання потужності двигуна. Потрібно також враховувати, що при отриманні максимальної потужності, вступають в роботу збагачувальні пристрої системи живлення, які збільшують питому витрату палива.

Паливно-економічну характеристику можна побудувати за результатами дорожніх випробувань автомобіля або за результатами стендових випробувань двигуна або автомобіля, а також розрахунковим шляхом. Розрахунок паливної економічності виконують у такому порядку:

1. задаються коефіцієнтом ψ;
2. задаються декількома значеннями кутової швидкості обертання колінчастого вала двигуна від ωmin до ωmax і для кожного з них знаходять значення ефективної потужності;
3. визначають значення швидкості, відповідної поточному значенню ωе;
4. визначають потужності NK  і NB для розрахованих швидкостей руху;
5. визначають коефіцієнти використання потужності І і кутової швидкості обертання колінчастого вала ωе / ωN ;
6. за графіками (рисунок 10.4) або розрахунковим шляхом визначають коефіцієнти КИ і Кω;
7. за формулою ![](data:application/x-msmetafile;base64,)визначають шляхову витрату паливапри розрахованих швидкостях і будують графік паливно-економічної характеристики.

19.4 Вплив конструктивних чинників на паливну економічність

автомобіля

Міра вдосконалення конструкції двигуна оцінюється питомою витратою палива. Перевага дизелів по паливній економічності визначається як більш низькими значеннями gе min, так і меншою залежністю gе = f (І). При зменшенні І від 100 % до 10 % у бензинових двигунів gе збільшується майже в 3 рази, а у дизелів тільки на 30 %.

Заміна бензинового двигуна дизельним дозволяє знизити витрату палива на 20…25 % у легкових автомобілів і на 30…40 % у вантажних автомобілів і автобусів. Однак стримуючим чинникомє велика маса, габарити і шумність дизельного двигуна в порівнянні з бензиновим.

Паливна економічність бензинових двигунів поліпшується з підвищенням міри стиснення, однак це вимагає застосування бензинів з великим октановим числом.

Поліпшується паливна економічність призастосуванні електронної системи запалювання, що дозволяє отримати на свічках запалювання іскру більшої потужності; установці мікропроцесорів для оптимізації регулювання складу суміші і випередження запалювання, впровадженням бензинових двигунів з форкамерно-факельним запалюванням. Зменшення витрати палива досягається використанням систем упорскування бензину, що дозволяє більш рівномірно розподіляти суміш по циліндрах двигуна, а також підвищити міру стиснення при незмінному октановому числі бензину.

Застосування наддува з охолоджуванням повітря, що нагнітається, дозволяє зменшити питомі витрати палива на часткових навантаженнях і збільшити економічність до 10 % палива, як у дизелів, так і у бензинових двигунів.

Меншають витрати паливапризастосуванні двигунів з відключенням частини циліндрів на холостому ходу і часткових навантаженнях, а також пристроїв для зниження витрат потужності на привід допоміжних агрегатів. Наприклад, автоматичне відключення вентилятора може привести до зменшення витрати палива на 2…3 %.

Збільшення питомої потужності двигуна при інших рівних умовах погіршує паливну економічність, оскільки при цьому меншає коефіцієнт використання потужності двигуна.

Паливна економічність автомобіля істотно залежить від величини передавального числа трансмісії, кількості передач і розподілу передавальних чисел між механізмами трансмісії. Правильний вибір кількості передач і співвідношення між ними дозволяє максимально пристосувати автомобіль до дорожніх умов і підібрати таку кутову швидкість обертання колінчастого вала, при якій питома витрата буде мінімальною.

Питома витрата паливаменшаєпри зменшенні власної ваги автомобіля, оскільки при цьому меншають сили опору коченню, підйому і розгону. Зменшення власної маси можливо при правильному виборі компоновочної схеми; створенні рівноміцних елементів шасі і кузова; широкому застосуванні високоміцних сталей, алюмінію, пластмас, профілів прогресивних форм, тонколистового прокату та ін.

Значний вплив на паливну економічність мають аеродинамічні властивості автомобіля. На кращих моделях легкових автомобілів коефіцієнт обтічності нижче на 20…25 %, що дозволяє отримати економію палива до 10 %.

У вантажних автомобілів і автопоїздів впровадження комплексу заходів, направлених на поліпшення обтічності, дозволяє отримати економію палива 10…15 % при швидкостях 15...25 м/с.

Паливна економічність автомобіля залежить від енергетичних характеристик шин. При зменшенні коефіцієнта опору коченню на 10 % в умовах експлуатації, що найчастіше зустрічаються, витрата паливаменшає на 2,5…3,5 %. Кращі характеристики мають шини, виготовлені з натурального каучуку з радіальним розташуванням ниток корду.

Вплив експлуатаційних чинників на паливну економічність

Як видно з рис. 10.5 витрата паливаменшаєпри збільшенні швидкості від Vmin до Vек по кривій паливній економічності, а потім істотно зростає. При малих швидкостях значення NВ невелико і майже не впливає на шляхову витрату. Основний вплив надає зміна витрати gе, що пов'язано із зміною коефіцієнта И. Зниження витрати палива із збільшенням швидкості від Vmin пояснюється зростанням міри використання потужності двигуна. При збільшенні швидкості більше за Vопт зниження gе впливає меншим чином, ніж збільшення NВ і NК.Значення швидкості Vопт звичайно невеликі і становлять 7…8 м/с для вантажних і 10…12 м/с для легкових автомобілів.

Витрата паливапри незмінних умовах руху залежить від того, на якій передачі відбувається рух. З передач, що є, вибирають ту, на якій gПнайменший. У більшості випадків це вища передача, яка забезпечує використання потужності двигуна на 80…90 %.

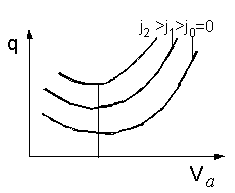
Витрата палива залежить від характеру розгону автомобіля. На рисунку 10.6 наведений графік зміни витрати палива при різних прискореннях і постійному опору руху. Економія палива досягається внаслідок використання рівномірних розгонів, наприклад, для вантажних автомобілів з j = 1 м/с2.

Рисунок 10.6 - Графік витрати палива при різних прискореннях

Істотний вплив на витрату паливанадає стиль водіння автомобіля. При водінні потрібно можливо більше використовувати кінетичну і потенційну енергію, як можливо рідше використовувати гальмування, раціонально використовувати накат. Виконання цих рекомендацій дозволяє отримати економію палива до 25 %.

Великий вплив на витрату паливанадає технічний стан автомобіля. Питома вага несправностей і неправильного регулювання, що приводять до перевитрати палива, розподіляється таким чином: система живлення –30 %; система запалювання – 26 %; інші системи і механізми двигуна – 28 %;

агрегати трансмісії – 16%. Збільшення шляхової витрати може бути слідством різних порушень роботи системи живлення і запалювання; регулювання зазорів клапанного механізму і фаз газорозподілення; зношення циліндрів і кілець; утворення нагару на стінках камер згоряння, днищах поршнів; несправності системи охолоджування і мастильної системи; застосуванняпалива з низьким октановим числом. Сили опору руху збільшуються також при зниженні тиску повітря в шинах, порушенні кутівустановки керованих коліс, порушенні регулювання зчеплення і гальмових механізмів.

Питання для самоперевірки

1 Чим оцінюється паливна економічність автомобіля.

2 Методи оцінки паливної економічності.

3 Рівняння витрати палива.

4 Визначення паливно-економічної характеристики.

5 Вплив конструктивних чинників на паливну економічність автомобіля.

6 Вплив експлуатаційних чинників на паливну економічність автомобіля.

Лекція 11 Нормування витрати палива

11.1 Поняття про норми витрати палива

Рівняння витрати палива зручне для аналіза впливу окремих чинників на витрату палива, але є складним для нормування витрати палива, крімтого, не враховує впливу багатьох експлуатаційних чинників на витрату палива.

При проведенні теоретичних і експериментальних робіт встановлено, що шляхову витрату палива можна виразити рівнянням

gП = АТ +ВТ (РД + РВ), (11.1)

де АТ – витрата палива, викликана внутрішніми (тепловими і механічними) втратами енергії в двигуні, л;

ВТ – приріст витрати палива, відповідний сумарній силі опору руху, рівній 1Н, в л;

Сила опору дороги

PД = Gа · ψ = ψ(Gо + Gван), (11.2)

де Gван – вага корисного вантажу в Н.

З урахуванням цього

gП =[АT + ВT (ψ · Gо + РВ)] + ВТ · ψ · Gван. (11.3)

Аналіз цього рівняння показує, що витрату палива можна розглядати як величину, що складається з двох частин, одназ яких представляє постійні витрати, пов'язані з втратою енергії в двигуні і витрати на пересування автомобіля (вираження в прямокутних дужках), а інша – витрати палива, необхідні для переміщення вантажу, тобто для виконання транспортної роботи. Помноживши обидві частини рівняння (14.3) на величину пробігу S в км і розділивши їх на 100 отримаємо формулу для визначення витрати палива в л на 100 км за нормами

QS= HS![](data:application/x-msmetafile;base64,), (11.4)

де НS = АТ + ВТ (ψ · Gо + РВ) – норма витрати палива на пересування автомобіля і внутрішні втрати в двигуні;

НW = ВТ · ψ · Gван – норма витрати палива на одиницю транспортної роботи.

В експлуатаційних умовах витрата паливавикликається також перебуванням автомобіля в пунктах завантаження і розвантаження, на яких автомобіль маневрує, часто рухаючись заднім ходом, а також простоює певний час під завантаженням і розвантаженням. Маневрування автомобіля, а також прогрівання двигуна після стоянки під завантаженням пов'язано з додатковою витратою палива. Для врахування цієї витрати в рівняння витрати палива вводиться третій член, пропорційний числу поїздок автомобіля

QS= HS![](data:application/x-msmetafile;base64,)+ He· Ze, (11.5)

де Не – норма витрати палива на одну поїздку, л;

Ze – кількість поїздок.

11.4 Нормування витрати палива для різних типів рухомого складу

Базова лінійна норма HS встановлюється:

* для вантажних автомобілів у спорядженому стані;
* для легкових автомобілів і автобусів, для яких повна маса не більше 3,5 т, а також для самоскидів з половинним навантаженням;
* для автобусів, повна маса яких більше 3,5 т, з повним навантаженням;
* для вантажопасажирських автомобілів у спорядженому стані з половинним навантаженням.

Для легкових автомобілів і автобусів норма витрати палива розраховується за формулою

QH = 0,01HS · S(1+ 0,01KΣ), (11.6)

де QH – нормативна витрата палива, л (м3);

HS – базова лінійна норма витрати палива, л/100км (м3/100км);

S – пробіг автомобіля, км;

KΣ – сумарний коректуючий коефіцієнт, %, що враховує температуру навколишнього середовища, роботу в гірській місцевості, на дорогах зі складним планом, у важких дорожніх умовах та ін.

Для бортових вантажних автомобілів і сідельних тягачів у складі автопоїздів, автомобілів-фургонів і вантажопасажирських автомобілів, робота яких враховується в тоно-кілометрах, норми витрати палива розраховуються за формулою

Qн = 0,01(HSaп · S + HW · W) · (1 + 0,01 KΣ), (11.7)

де HSaп – лінійна норма витрати палива на пробіг автопоїзда,

HSaп = HS + Hg · МПР,

де HS – базова лінійна норма витрати палива на пробіг автомобіля, л/100км;

Нg – норма витрати палива на одну тону спорядженої маси причепа або напівпричепа, залежно від виду палива дорівнює відповідній нормі на виконання транспортної роботи, л/100 т · км(м3/100 т · км);

МПР – споряджена маса причепа або напівпричепа;

HW – норма витрати палива на транспортну роботу, л/100 т · км(м3/100 т · км);

W – об'єм транспортної роботи, т · км (W = Мван · Sван, де Мван – маса вантажу, Sван – пробіг з вантажем).

Для автомобілів-самоскидів і самоскидів–автопоїздів норми витрати палива визначаються за формулою

Qн=0,01НSап-с · S(1 + 0,01 KΣ ) + He · Ze, (11.8)

де НSап-с – лінійна норма витрати палива самоскида-автопоїзда, л/100 км (м3/100 км);

НSап-с = HS + HW(МПР + 0,5Мван.П),

де HS – базова лінійна норма витрати палива на пробіг автомобіля-самоскида з урахуванням транспортної роботи, л/100 км(м3/100 км);

HW – норма витрати на транспортну роботу і споряджену масу причепа, л/100 т · км(м3/100 т · км);

МПР  – споряджена маса причепа або напівпричепа, т;

Мван.П – вантажопідйомність причепа або напівпричепа, т;

He – норма витрати палива на поїздку з вантажем автомобіля- самоскида, л (м3);

Ze – кількість поїздок з вантажем.

Приклад. Визначити шляхову витрату палива легкового автомобіля при русі зі швидкістю 25 м/с на третій і четвертій передачах по дорозі з коефіцієнтом опору коченню f = 0,014.

Початкові дані:, g eN = 320 г/кВт · год, Gа = 1395 · 9,81= = 13685 Н,

К = 0,24 Нс2/м4, На = 1,62 м, Ва = 1,446 м, ρТ = 0,78 кг/м3,

ωN = 560 рад/c, Nmaх = 50,7 кВт.

Рішення: Сила опору руху

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Сила опору повітряного середовища

РВ = К · F · V2 = 0,24 · 0,78 · 1,446 · 1,62 · 252 = 274 Н,

де F = 0,78 · Ва · На – площа лобового опору, м2.

Потужність опору коченню і повітряного середовища

NД = РД · V = 271,4 · 25 = 6700 Вт = 6,7 кВт;

NВ = РВ · V = 274 · 25 = 6850 Вт = 6,85 кВт.

Кутова швидкість обертання колінчастого вала, відповідна швидкості V = 25 м/с на передачах

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Ефективна потужність двигуна на передачах

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Коефіцієнт використання потужності на передачах

![](data:application/x-msmetafile;base64,)![](data:application/x-msmetafile;base64,);

За графіком (рисунок 10.4, а) визначаємо КИ: КИ III = 1,7; КИIV= 1,5.

Визначаємо відношення ωe/ ωN

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

За графіком (рисунок 12.4, б) визначаємо Кω: КωIII = 0,95; КωIV = 0,98.

Шляхова витрата палива

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Питання для самоперевірки

1. Визначення паливно-економічної характеристики.

2 Вплив конструктивних чинників на паливну економічність автомобіля.

3 Вплив експлуатаційних чинників на паливну економічність автомобіля.

4 Що таке норми витрати палива.

5 Вплив типу рухомого складу на витрату палива.

6 Коефіцієнти коректировки норми витрати палива.

**Лекція 12. Визначення, оцінні паказники та нормативи гальмових**

**властивостей. Уповільнення автомобіля при гальмуванні**

**12.1 Загальні положеня, нормативні матеріали**

Гальмові властивості – сукупність властивостей, що визначають величину максимального гальмового шляху або сталого уповільнення при гальмуванні з початковою швидкістю, що нормується; граничні схили, на яких може надійно утримуватися АТЗ, а також мінімальні уповільнення при гальмуванні допоміжною гальмовою системою.

Гальмові властивості відносяться до найважливіших з експлуатаційних властивостей, що визначають загальну безпеку автомобіля, під якою розуміється сукупність мінімальних конструктивних заходів, що забезпечують зниження імовірності виникнення ДТП.

Оскільки велике значення мають властивості, що визначають безпеку руху автомобіля, їх регламентація є предметом ряду міжнародних документів. Гальмові властивості регламентовані Правилами Комітету з внутрішнього транспорту Європейської Економічної Комісії Організації Об'єднаних націй (ЄЕКООН).

Відповідно до цих правил розробляються національні стандарти. В Україні розроблені такі стандарти:

ДСТУ 2886-94 Автотранспортні засоби. Гальмівні властивості. Терміни та визначення.

ДСТУ 2919-94 Автотранспортні засоби. Гальмівні системи. Терміни та визначення.

ДСТУ 3649-2010 КОЛІСНІ ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання.

# **12.2 Оцінні показники і нормативи**

У відповідності з ДСТУ 3649- 2010 технічний стан гальмових систем визначається ефективністю гальмування робочої гальмової системи (РГС), стоянкової гальмової системи (СГС), допоміжної гальмової системи (ДГС); герметичність пневматичного і пневмогідравлічногоприводу.

Оскільки нормативи гальмових властивостей встановлюються для різних категорій дорожніх транспортних засобів (ДТЗ), розглянемо класифікацію ДТЗ за категоріями, таблиця 12.1.

Контроль ефективності гальмування РГС проводиться за значенням гальмового шляху ДТЗ. Значення гальмового шляху ДТЗповинні відповідати наведеним нормативам таблиці 12.2

Таблиця 12.1 –Категорії транспортних засобів

|  |  |
| --- | --- |
| Категорія | Тип, назва, та повнамасаДТЗ |
| М | Самохідні КТЗ (автомобілі або автомобільні транспортні засоби), що мають не менше ніж чотири колеса і призначені для перевезення пасажирів (легкові автомобілі, мікроавтобуси, автобуси, тролейбуси) |
| М1 | КТЗ, призначені для перевезення пасажирів і мають не більше ніж 8 місць, не враховуючи місце водія |
| М2 | КТЗ, призначені для перевезення пасажирів і мають більше ніж 8 місць, не враховуючи місце водія, і максимальну масу не більше ніж 5 тонн |
| М3 | КТЗ, призначені для перевезення пасажирів і мають більше ніж 8 місць, не враховуючи місце водія, і максимальну масу, що перевищує 5 тонн |
| N | Самохідні КТЗ (автомобілі або автомобільні транспортні засоби), що мають не менше ніж чотири колеса і призначені для перевезення вантажів (вантажні автомобілі, тягачі — сідельні чи баластні) |
| N1 | КТЗ, призначені для перевезення вантажів, максимальна маса яких не перевищує 3,5 тонни |
| N2 | КТЗ, призначені для перевезення вантажів, максимальна маса яких перевищує 3,5 тонни, але не перевищує 12 тонн |
| N3 | КТЗ, призначені для перевезення вантажів, максимальна маса яких перевищує 12 тонн |
| О | Несамохідні КТЗ — причепи (а також напівпричепи) |
| О1 | Причепи, що мають максимальну масу не більше ніж 0,75 тонни |
| О2 | Причепи з максимальною масою, що перевищує 0,75 тонн, але не перевищує 3,5 тонни |
| О3 | Причепи з максимальною масою, що перевищує 3,5 тонни, але не перевищує 10 тонн |
| О4 | Причепи з максимальною масою, що перевищує 10 тонн |
| Примітка 1. Для позначення КТЗ підвищеної прохідності використовують позначку «G» у поєднанні з позначками категорій «М» або «N». Наприклад, КТЗ категорії N1, який можна віднести до КТЗ підвищеної прохідності, позначають так: N1G. Примітка 2. Більш повну класифікацію КТЗ наведено у «Зведеній резолюції щодо конструкції транспортних засобів» [1]. | |

#### Таблиця 12.2 –Значення гальмівного шляху при дорожніх випробуваннях

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Тип КТЗ | Категорії КТЗ  (тягача) | Гальмівний шлях (Sг) для початкової швидкості гальмування (V0), не більше ніж, м | |
| V0 = 40 км/год | V0≠ 40 км/год |
| Одиночні | М1 | 14,7 | SГ ≤ V0 х(0,10 + V0/150) |
| М2,М3, N1,N2 | 18,3 | SГ ≤ V0х0,15 + V0/130) |
| N3 | 19,6 | V0 х (0,18 + V0 / 130) |
| Автопоїзди | М1 | 16,6 | SГ ≤ V0х(0,15 + V0/150) |
| М2, М3,N1, N2, N3 | 19,5 | SГ ≤ V0х(0,18 + V0/130) |
| 1. Для КТЗ, випуску до 1988 р., допускають збільшення нормативу гальмівного шляху на 10 %. Примітка. За потреби, значення гальмівного шляху обчислюють за параметрами гальмівної діаграми відповідно до додатку Б | | | |

Допускається контролювати ефективність гальмування РГС за критерієм значення сталого уповільнення ДТЗ (jСТ), яке повинно бути не менше 5,0 м/с2 . При цьому необхідно контролювати час спрацювання гальмової системи (τС), який для ДТЗ з гідравлічним приводом повинен бути не більше 0,5 с і для ДТЗ з іншими приводами – не більше 0,8 с.

Для ДТЗ випуску до 1988 року допускається відхилення від нормативів на 10 % (збільшення нормативу гальмового шляху і часу спрацювання, зменшення нормативу сталого уповільнення).

Дорожні випробування проводяться у відповідності з ДСТУ 3649-2010.

При стендових випробуваннях критерієм ефективності гальмування РГСє значення загальної питомої гальмової сили і часу спрацювання гальмової системи на стенді, а для ДТЗ категорії О з інерційною РГС тільки значення загальної питомої гальмової сили. Для автопоїздів додатковим критерієм є значення коефіцієнта сумісності і асинхроності часів спрацювання РГС його ланок.

Загальна питома гальмова сила (γτ) повинна бути не менше 0,5, При цьому максимальне значення коефіцієнта нерівномірності гальмових сил коліс будь-якої осі (КН) не повинно перевищувати 30 % в діапазоні гальмових сил від 30 до 100 % максимального значення. Питома гальмова сила визначається за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (12.1)

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,) – сума максимальних гальмових сил всіх коліс ДТЗ, Н.

Коефіцієнт осьової нерівномірності

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (12.2)

де РГ..Л, РГ.П  – гальмова сила, відповідно, лівого і правого коліс однієї осі, Н;

РГ.П(Л)mах  – значення гальмової сили, найбільше зРГ.Л і РГ.П, Н.

Час спрацювання гальмової системи на стенді повинен бути не більше за 0,5 с для ДТЗ і автопоїздів з гідравлічним приводом і 0,8 с для ДТЗ з іншими типами приводів.

Значення коефіцієнтів сумісності ланок автопоїздаповинно бути не менше за 0,9 і визначається за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (12.3)

де γτН,  γτП – загальна питома гальмова сила, відповідно наступних і попередніх ланок автопоїзда, починаючи з тягача.

Асинхроність часів спрацювання РГС ланок автопоїзда (Δτ) не повинна перевищувати 0,3 с, визначається за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (12.4)

де τСН, τСП – тривалість спрацювання РГС, відповідно наступної і попередньої ланок автопоїзда, безпосередньо сполучених між собою, с.

Стендові випробування проводяться у відповідності з ДСТУ 3649-97. Контроль ефективності гальмування СГСповинен проводиться методом дорожніх або стендових випробувань.

Критерієм ефективності гальмування СГС (методом дорожніх випробувань) є можливість утримання ДТЗ в нерухомому стані протягом не менше 5 хв на ділянці дороги з нормативним подовжнімсхилом.

Подовжнійсхилповинен бути не менше: для ДТЗповної маси категорій М і N – 16 %; для ДТЗ у спорядженому стані категорії М – 23 %, категорії N – 31 %.

Для ДТЗ категорії О при від'єднуванні від тягача подовжнійсхилповинен відповідати значенням, встановленим для відповідної категорії одиночного ДТЗ, до якої відноситься тягач.

Критерієм ефективності гальмування СГС методом стендових випробувань є значення загальної питомої гальмової сили. Значення загальної питомої гальмової сили повинно бути не менше 0,16.

Критерієм ефективності гальмування ДГСє значення сталого уповільнення ДТЗ.

При гальмуванні в діапазоні швидкостей від 35 км/год до 25 км/год ДГСповинна забезпечувати стале уповільнення не менше: 0,5 м/с2 – для ДТЗповної маси; 0,8 м/с2 для ДТЗ у спорядженому стані. Зниження швидкості допускається контролювати по спідометру.

Критерієм оцінки герметичності пневматичного і пневмогідравлічного гальмового приводує зниження тиску повітря в ресиверах за встановлений проміжок часу.

Зниження тиску стислого повітря в ресиверахповинно бути не більше 0,05 МПа протягом: 30 хв – при вільному положенні органу управління; 15 хв – приповному приведенні в дію органу управлінняРГС. Під час випробувань компресор не повинен працювати.

**12.3 Уповільнення автомобіля при гальмуванні**

Зовнішні сили, що діють на автомобіль при гальмуванні, показані на рисунку 12. 1

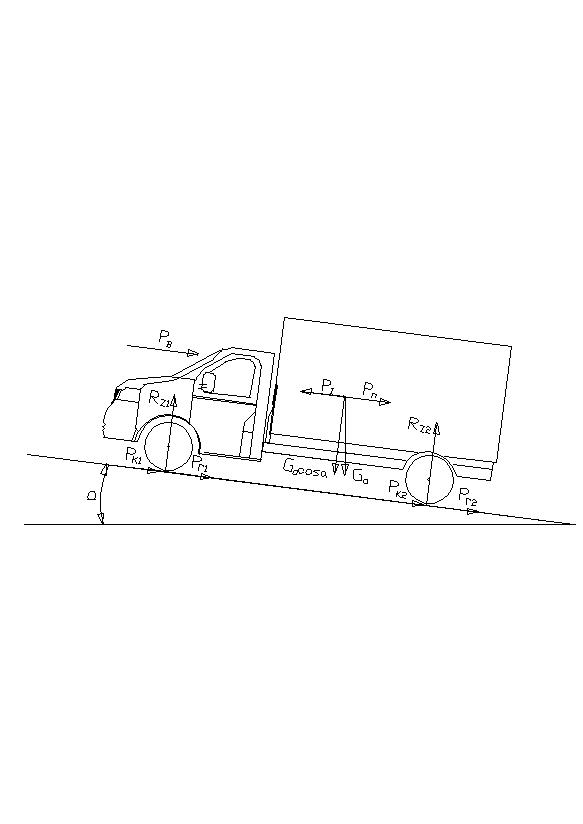


Рисунок 12.1 - Сили, які діють на автомобіль при гальмуванні у загальному випадку руху

Основними силами, що забезпечують уповільнення автомобіля, є гальмові сили РГ1, РГ2, діючі в площині контакту коліс з дорогою і направлені протилежно напряму руху автомобіля. При достатньому зчепленні сили РГ1 і РГ2 визначаються гальмовими моментами, що розвиваються гальмовими механізмами коліс мостів

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (12.5)

Максимально можливі значення гальмових сил обмежені по зчепленню шин з опорною поверхнею. Гальмові сили по зчепленню коліс на передньому і задньому мостах

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (12.6)

У разі гальмування з повним використанням сил зчеплення сумарна гальмова сила дорівнює

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (12.7)

Крім гальмових сил, на автомобіль діють сили опору коченню коліс РК1 і РК2, сила опору підйому РП, сила опору повітряного середовища РВ.

Сума проекцій всіх сил, на площину паралельну опорної поверхні дорівнює інерційній силі автомобіля

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (12.8)

де δ – коефіцієнт обліку мас, що обертаються при гальмуванні,

δ = 1,03 … 1,05.

До мас, що обертаються, в процесі гальмування звичайно відносяться тільки маси коліс. Це пов'язано з тим, що при гальмуванні з від'єднуваним двигуном маховик, не пов'язаний з колесами автомобіля, а моменти інерції інших деталей трансмісії малі. При гальмуванні ж з двигуном до ведучих коліс через трансмісію передається гальмовий момент, рівний різниці гальмового моменту двигуна та інерційного моменту маховика.

Уповільнення автомобіля при гальмуванні

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (12.9)

При гальмуванні на горизонтальній дорозі, нехтуючи силою опору повітряного середовища і коефіцієнтом обліку мас, що обертаються, уповільнення визначається

![](data:application/x-msmetafile;base64,)(12.10)

Однак, викладене вище, відноситься до випадку гальмування автомобіля з повним використанням сил зчеплення, тобто при одночасному і однаковому ковзанні коліс мостів. Для того, щоб забезпечити однакове ковзання коліс всіх мостів, необхідно, щоб питомі гальмові сили всіх мостів були однаковими

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

З формули (12.11) видно, що для забезпечення найбільш ефективного гальмування необхідно, щоб гальмові сили (гальмові моменти), що розвиваються гальмовими механізмами коліс мостів, розподілялися між мостами пропорціонально нормальним реакціям дороги.

Максимальне значення сили зчеплення при гальмуванні досягається при певному прослизанні в зоні контакту колеса з дорогою. Тому гальмові системи автомобілів і автопоїздів доцільно конструювати таким чином, щоб при гальмуванні коефіцієнти ковзання коліс всіх мостів були б однаковими. Тільки в цьому випадку можна повністю використати зчіпну вагу автомобіля при аварійних гальмуваннях, а також виключити блокування коліс. При блокуванні коліс, коефіцієнт зчеплення меншає зі збільшенням прослизання, меншає також значення питомої окружної сили.

Недоцільно колеса доводити до повного ковзання також з точки зору стійкості і керованості.

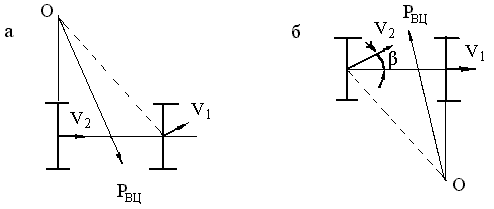
При блокуванні передніх коліс автомобіль втрачає керованість, оскільки повернені заблоковані колеса продовжують прямолінійний рух, але стійкість при цьому не втрачається. При поперечному відхиленні передньої осі відцентрова сила створює момент, що прагне повернути автомобіль в положення, відповідне прямолінійному руху, рисунок 15.2, а.

Рисунок 12.2 - Стійкість автомобіля при блокуванні передніх (а)

і задніх (б) коліс

Втрата керованості водієм сприймається швидко, і управління може бути відновлено за рахунок зменшення гальмової сили. Коли першими блокуються колеса заднього моста, автомобіль втрачає стійкість. При блокуванні задні колеса неспроможні сприймати поперечну силу. Тому незначна бічна сила, що діє на автомобіль, викликана, наприклад, вітром, нерівностями дороги, відцентровою силою, повертаючим моментом, зумовленим відмінністю гальмових сил на правих і лівих колесах, може спричинити бічне ковзання коліс заднього моста. Це приводить до того, що подовжня вісь автомобіля повернеться на деякий кут β. При відхиленні осі автомобіля від прямолінійного напряму руху виникає відцентрова сила, яка створює момент, який прагне збільшити занос автомобіля, рисунку 12.2, б.

Після певного кутового відхилення автомобіля водій вже не в змозі навіть шляхом повногорозгальмування відновити стійкість автомобіля. Тому блокування задніх коліс більш небезпечне, ніж передніх.

При гальмуванні відбувається зміна, (перерозподіл) нормальних реакцій. Щоб з'ясувати основні його закономірності розглянемогальмування двовісного автомобіля на рівній горизонтальній дорозі, рисисунку 12.3.

При цьому будемо вважати, що опір повітря не надає впливу на розподіл реакцій, а сили опору коченню малі порівняно з гальмовими.

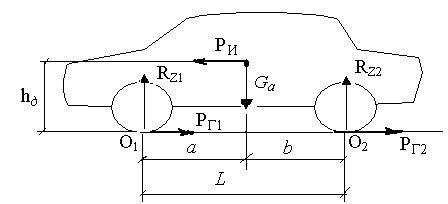


Рисунок 12.3 - Сили, які діють на автомобіль при гальмуванні

на горизонтальній дорозі

Для визначення реакцій RZ1, RZ2 складемо рівняння моментів відносно точок контакту передніх О1 і задніх O2  коліс з опорною поверхнею

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (12.12)

З виразів (15.12) слідує, що при гальмуванні автомобіля реакція під переднім мостом збільшується, а під заднім меншає. Міра їх перерозподілу залежить від інтенсивності гальмування, міризавантаження автомобіля і стану дорожнього покриття.

При прийнятих допущеннях інерційна сила дорівнює гальмовій, а значення нормальних реакцій можна представити виразами

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (12.13)

де γτ – питома гальмова сила автомобіля, ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

В умовах повного використання зчеплення питома гальмова сила дорівнює коефіцієнту зчеплення, тобто ![](data:application/x-msmetafile;base64,).

Питання для самоперевірки

1. Оцінні показники і нормативи робочої, стоянкової та допоміжної гальмових систем.
2. Рівняння руху автомобіля при гальмуванні, уповільнення автомобіля при гальмуванні.
3. Умова гальмування з повним використанням сил зчеплення.

Аналіз стійкості автомобіля при блокуванні передніх і задніх коліс.

**Лекція 13. Розподіл гальмових сил на колесах автомобіля.**

**Теоретична діаграма гальмування. Час і шлях гальмування**

Характер розподілу гальмових сил між мостами автомобіля, що немає спеціальних регулювальних пристроїв, є постійним і визначається конструкцією гальмових механізмів і приводу. Його прийнято оцінювати коефіцієнтом розподілу гальмових сил

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Зі співвідношень (12.12) слідує, що оптимальний коефіцієнт розподілу гальмових сил

![](data:application/x-msmetafile;base64,)(13.1)

Для забезпечення повного використання зчіпної ваги автомобіля при аварійному гальмуванні необхідно, щоб співвідношення між гальмовими силами на колесах мостів змінювалося в залежності від координат центру тяжіння і стану дороги, а при постійному завантаженні – тільки від стану дороги. На рисунку 13.1 показана розрахункова залежність оптимального коефіцієнта βτ від коефіцієнта зчеплення дороги. Залежність розрахована за формулою для вантажного автомобіля з вантажем і без вантажу, а також для легкового автомобіля з пасажирами.

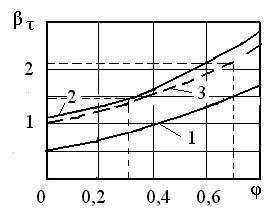
З графіка (рисунок 13.1) та звираження (13.1) слідує, що у автомобілів, які мають постійне співвідношення гальмових сил, повне використання зчіпної ваги автомобіля при гальмуванні можливо тільки при певному коефіцієнті зчеплення.

Рисунок 13.1. Залежність оптимального коефіцієнта розподілу гальмових сил від коефіцієнта зчеплення: 1 – вантажного автомобіля з повним навантаженням; 2 – вантажного автомобіля без антажу; 3 – легкового автомобіля

Графік дозволяє визначити, який міст автомобіля блокується раніше при аварійному гальмуванні в заданих умовах.

Припустимо, що вантажний автомобіль має гальмову систему, сконструйовану таким чином, що гальмові моменти на передньому і задньому мостах однакові (βτ = 1,0). Тоді, при аварійному гальмуванні завантаженого автомобіля на дорозі з коефіцієнтом зчеплення φ = 0,2, першим почне блокуватися передній міст, оскільки для одночасного блокування необхідно, щоб гальмовий момент на передньому мосту становив 65 % гальмового моменту на задньому. При гальмуванні на дорозі з коефіцієнтом зчеплення φ = 0,6 першим почне блокуватися задній міст.

Враховуючи, що блокування заднього моста є найбільш небезпечним, в Правилах ЄЕКООН рекомендується вибирати розподіл гальмових сил таким, щоб передні колеса легкових автомобілів першими досягали блокування при значенні коефіцієнта зчеплення 0,15…0,7, а вантажних – 0,15…0,3.

Коефіцієнт розподілу гальмових сил, при якому забезпечується виконання цих умов, може бути знайдений за рис. 16.1. Наприклад, якщопровести вертикальну пряму з точки, що відповідна φ = 0,3 до перетину з лінією, яка характеризує гальмування вантажного автомобіля без вантажу, отримаємо βτ = 1,4. Якщо прийняти такий розподіл гальмових сил, у порожнього автомобіля при φ < 0,3 першими будуть блокуватися передні колеса, при φ = 0,3 – одночасно передні і задні, а при φ > 0,3 першими заблокуються задні колеса. При цьому у завантаженого автомобіля задні колеса будуть блокуватися першими на дорогах з φ > 0,62. Для забезпечення одночасного блокування коліс легкового автомобіля при φ = 0,7 необхідно, щоб βτ = 2,1. Коефіцієнт зчеплення, при якому одночасно блокуються всі колеса автомобіля називається розрахунковим (φР).

Водій завжди (і при аварійному гальмуванні) прагне гальмувати автомобіль так, щоб не втрачалася стійкість і керованість автомобіля. Це може бути досягнуто, якщо колеса моста, який повинен блокуватися першим, котяться з ковзанням, відповідним максимальному коефіцієнту зчеплення. Колеса ж іншого моста при цьому не будуть повністю реалізовувати, можливу по зчепленню, гальмову силу. Припустимо, гальмування відбувається в умовах, коли першим повинен блокуватися передній міст. Максимальна гальмова сила на колесах переднього моста

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

на колесах заднього моста

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

сумарна гальмова сила

![](data:application/x-msmetafile;base64,)(13.2)

Звідси нормальна складова реакції дороги, діюча на колеса переднього моста

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (13.3)

Нормальна реакція RZ1, отриманаз рівняння рухупри гальмуванні може бути представлена у вигляді

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (13.4)

Прирівнявши праві частини виразів (16.3) і (16.4) отримаємо

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (13.5)

Якщо гальмування відбувається на дорозі з коефіцієнтом зчеплення більше φР, тоді щоб уникнути заносу автомобіля збільшення гальмової сили припиняється, коли на колесах заднього моста гальмова сила буде максимальною по зчепленню.

У цьому випадку, сумарна гальмова сила може бути знайдена через гальмову силу на колесах заднього моста

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

З вираження (15.13) отримаємо

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (13.8)

Прирівнявши праві частини (16.7) і (16.8) отримаємо

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (13.9)

Тоді сумарна гальмова сила і прискорення можуть бути представлені

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (13.10)

де Сτ – коефіцієнт використання зчеплення дороги, який залежить від коефіцієнта зчеплення φ, параметрів автомобіля і розрахункового коефіцієнта зчеплення φР.

При φ = φР Сτ = 1,0;

при φ< φР ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

при φ > φР  ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

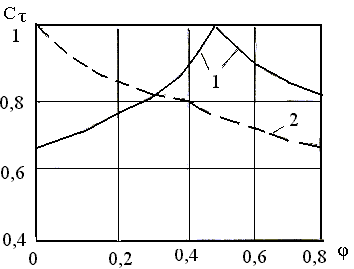
На рисунку 13.2 показана залежність коефіцієнта Сτ від φ стосовно вантажного автомобіля типу МАЗ при φР = 0,3, що відповідає βτ = 1,3 /3/. Графік дозволяє визначити максимальну питому гальмову силу, а відповідно і уповільнення автомобіля при гальмуванні з будь-яким коефіцієнтом зчеплення.

Рисунок 13.2 - Залежність коефіцієнта використання зчеплення від питомої гальмової сили вантажного автомобіля: 1 – з вантажем; 2 – без вантажу

Раніше було встановлено, що гальмові системи автомобілів проектуються таким чином, щоб при максимальному гальмуванні по дорозі з хорошим зчепленням, φ > φР, першим блокується задній міст автомобіля. Виходячи з цієї умови визначаються максимальні гальмові моменти, які повинні розвивати гальмові механізми мостів автомобіля.

Максимальний момент, що розвивається гальмами заднього моста

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (13.11)

Підставивши значення RZ2 і γτзвиражень (13.8) і (13.9) в формулу (13.11), після перетворень отримаємо

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (13.12)

Гальмовий момент на колесах переднього моста

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (13.13)

# **13.2 Теоретична діаграма гальмування. Час і шлях гальмування**

Уявлення про зміну швидкості і уповільнення при гальмуванні дає теоретична діаграма, зображена на рисунку 13.3. Якщо в момент часу t=0, виникає ситуація, що змушує водіягальмувати, він оцінює обстановку і переносить ногу з педалі подачі палива на гальмову педаль. Цей процес займає час, що називається часом реакції водія (tр)

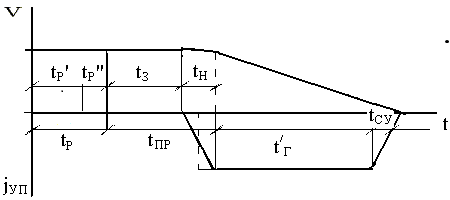


Рисунок 13.3. Теоретична діаграма гальмування

Час реакції включає час психічної реакції tР' (оцінка обстановки і прийняття рішення про гальмування) і час фізичної реакції tР'' (переміщення ноги з педалі подачі палива на гальмову педаль). Час реакції водія залежить від індивідуальних особливостей водія, його психічного і фізичного стану і становить 0,2 … 1,5 с. При розрахунках звичайно приймають tР = 0,8 с.

Післяпочатку гальмування час tЗ, що називається часом запізнення спрацювання гальмового приводу, затрачується на переміщення елементів гальмового приводу на величину зазорів, що є між ними в неробочому положенні, наростання тиску рідини або повітря в трубопроводах і робочих апаратах гідравлічного і пневматичного приводу до значення, необхідного для подолання зусиль зворотних пружин колодок і переміщення колодок до їх стикання з гальмовими дисками або барабанами. Час tЗ залежить від типу гальмового приводу і технічного стану гальмової системи. Для гальмової системи з гідравлічним приводом і дисковими гальмовими механізмами tЗ = (0,05…0,07)с, з барабанними механізмами tЗ = (0,15…0,20)с, для гальмової системи з пневмоприводом tЗ = (0,2 … 0,4)с.

З моменту стикання фрикційних елементів гальмових механізмів уповільнення збільшується від нуля до сталого значення. Час tH, що затрачується на цей процес називають часом наростання уповільнення. Залежно від типу автомобіля, станудороги, стану гальмової системи, кваліфікації і стану водія tH може змінюватися в межах 0,05...2,0 с. Величина tH зростає зі збільшенням ваги і коефіцієнта зчеплення.

У розрахунках можна приймати такі значення tH: 0,05…0,2 с для легкових автомобілів; 0,05…0,4 с – для вантажних автомобілів з гідроприводом; 0,15 … 1,5 с – для вантажних автомобілів з пневмоприводом; 0,2 … 1,3 с – для автобусів.

При розрахунках гальмової динаміки допускають, що водій швидко натискає на гальмову педаль, при цьому наростання уповільнення відбувається згідно з лінійним законом.

Сумарний час tз + tнназивають часом спрацювання гальмового приводу tпр. Максимальний час спрацювання гальмового приводу регламентований стандартом ДСТУ 3649-2010 і при випробуваннях не повинен перевищувати: 0,5 с – для автомобілів з гідравлічним приводом; 0,8 с – для автомобілів з іншими типами приводів.

Після досягнення максимального зусилля впливу на гальмову педаль вважають, що уповільнення jУП залишається незмінним, однак це не зовсім так. По-перше, водій дещо змінює зусилля впливу на педаль, а гальмові моменти змінюються за рахунок зміни коефіцієнта тертя пар, що труться. По-друге, змінюється і коефіцієнт зчеплення внаслідок зміни швидкості, ковзання і температури шини.

Змінне значення уповільнення на дільниці t**/**Г умовно замінюють середнім і вважають сталим, взявши за початок відліку момент припинення зусилля на педалі. Тому t**/**Гназивають часом сталого уповільнення.

Час tР від початку відпущення гальмової педалі до виникнення зазорів між фрикційними елементами називають, часом розгальмування.

Приповному гальмуванні на початку розгальмування уповільнення дорівнює нулю, при частковому гальмуванні уповільнення за час розгальмування знижується від сталого значення до нуля.

Практичний інтерес представляє методика розрахунку часу гальмування і гальмового шляху. Згідно ДСТУ 2886-94 час гальмування і гальмовий шлях визначаються з моменту впливу на орган управління до повної зупинки. При розрахунку часу гальмування і гальмового шляху приймають допущення, що уповільнення наростає стрибкоподібно до максимального значення в момент часу 0,5tH, як це показане на рисунку 13.3 пунктирною лінією. При такому допущенні зменшення швидкості починається через проміжок часу t3 + 0,5tH з моменту натискання на педаль гальма. З рисунка 13.3 видно, що при такому методі розрахунку площа між віссю абсцис і лінією зміни швидкості автомобіля, пропорційна гальмовому шляху, буде трохи більшою, ніж та, що отримуєтьсяпри точному розрахунку. Але оскільки час наростання уповільнення дуже малий, похибка виявляється невеликою, і нею можна нехтувати.

Тоді час гальмування можна визначити за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (13.14)

Час 0,5 tH+ t**/**Г, протягом якого швидкість автомобіля меншає від VH до нуля при сповільненні jСТ визначається вираженням

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

З урахуванням цього час гальмування

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (13.15)

Гальмовий шлях може бути знайдений безпосередньо по площі між лінією абсцис і лінією зміни швидкості за графіком рис. 16.3

![](data:application/x-msmetafile;base64,)(13.16)

Уповільнення jСТ визначається за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (13.17)

Професор Д. П. Веліканов запропонував розраховувати уповільнення при аварійних гальмуваннях виходячи із зчіпних властивостей з урахуванням поправочного коефіцієнта, що характеризує ефективність роботи гальм.

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (13.18)

де К*е* – коефіцієнт ефективності дії гальм, що є, практично, величиною зворотною коефіцієнту використаннядороги Сτ. На основі дослідних даних приймають: при φ ≥ 0,4 для легкових автомобілів К*е* = 1,2, для вантажних – К*е* = 1,3…1,4; при φ< 0,4 для всіх автомобілів К*е* = 1,0. З урахуванням викладеного формули для розрахунку часу і шляху гальмування можуть бути представені у вигляді

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (13.19)

У відповідності з ДСТУ 2886-2010 гальмовий шлях обчислюється за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (13.20)

де VH – початкова швидкість гальмування в км/год.

# **Питання для самоперевірки**

1. Визначення коефіцієнта розподілу гальмових сил.
2. Аналіз гальмування автомобіля без регулювальних пристроїв при різних коефіцієнтах зчеплення.
3. Аналіз використання зчепленя при різних співвідношеннях коефіцієнта зчеплення.
4. Визначення гальмових моментів на колесах переднього і заднього мостів.
5. Розрахунок часу та шляху гальмування .

# **Лекція 14. Регулювання гальміввих сил**

**14.1 Загальні положення**

Підвищити ефективність гальмування при одночасному поліпшенні стійкості автомобіля можна шляхом встановлення в гальмовій системі регулювальників гальмових сил. Регулювальники забезпечують розподіл гальмових сил між колесами мостів, що наближаються до оптимального при аварійному гальмуванні в різних дорожніх умовах незалежно від міри завантаженості автомобіля. Все існуючі регулювальники поділяють на дві групи: регулювальники без зворотного зв'язку та із зворотним зв'язком.

Регулювальники без зворотного зв'язку змінюють співвідношення між гальмовими силами залежно від інтенсивності гальмування і навантаження автомобіля. Максимальні ж гальмові моменти в цьому випадку визначаються силою, з якою водій натискає на гальмову педаль. Тому такі регулювальники, забезпечуючи розподіл гальмових сил більш або менш близький до оптимального, не виключають блокування коліс, а відповідно, і заносу автомобіля.

Оскільки гальмові сили і відповідні їм гальмові моменти пропорційнітиску в гальмових контурах мостів, гальмові сили можуть бути представленітиском в контурах гальмового проводу

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (14.1)

де Р1 і Р2  – тиск в контурах гальмового проводу переднього і заднього мостів відповідно.

Графік, що показує зв'язок тиску в передньому і задньому контурах гальмового приводу, називають робочою характеристикою регулювальника. У систем, що не мають регулювальника, робоча характеристика представляє пряму лінію, яка виходить зпочатку координат під кутом 450 (Р1 = Р2).

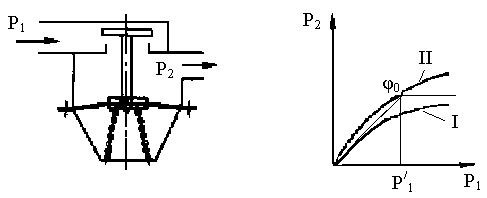
Звичайно регулювальник встановлюють в контурі проводу заднього моста. Він змінює, згідно з встановленим законом, тиск в цьому контурі залежно від тиску в контурі переднього моста і навантаження, що припадає на задній міст. Про навантаження, що припадає на задній міст, можна судити по деформації пружного елемента підвіски. Тому, ті регулювальники, які реагують на навантаження, мають пристрої, що змінюють регульовані параметри залежно від деформації пружних елементів підвіски. Ідеальний регулювальник повинен забезпечувати регулювання тиску в задньому контурі так, щоб при всіх режимах гальмування дотримувалися оптимальні співвідношення між гальмовими силами. Однак, такий регулювальник виявився б невиправдано складним.

На практиці регулювання гальмових сил здійснюється за більш простими законами. Розглянемо деякі з них:

**14.2Регулювання шляхом обмеження тиску*.***

Такі регулювальники можутьбути з клапаном обмежувачем тиску

(відсічним клапаном) і з пропорційним клапаном. Схема регулювальника з відсічним клапаном і робоча характеристика регулювальника наведені на рис. 17.1.

Поки відсічний клапан відкритий, Р2 = Р1. При деякому командному тиску (на графіку Р1') відсічний клапан закривається і тиск Р2 в гальмовому приводі задніх коліс залишається постійним. Як видно з графіка, такий регулювальник забезпечує випереджальне блокування передніх коліс приповному навантаженні

##### Рисунок 14.1 - Схема і статична характеристика регулювальника гальмових

сил з відсічним клапаном: 1 – без вантажу; 2 – з вантажем

Для збереження керованості автомобіля (запобігання блокуванню передніх коліс) на дорогах з малим коефіцієнтом зчеплення в приводі передніх коліс автомобілів може встановлюватися регулювальник з клапаном обмежувачем. Регулювальник не повинен допускати блокування передніх коліс при службовому гальмуванні. Схема і регуляторна характеристика клапана-обмежувача показана на рисунку 14.2.

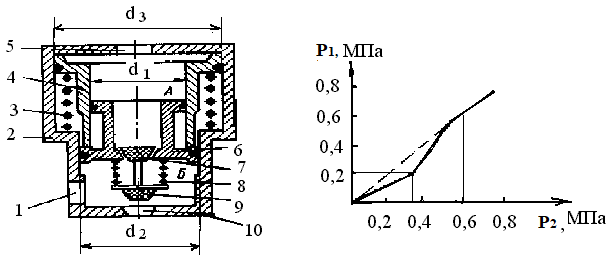


Рисунок 14.2 - Схема і статична характеристика клапана-обмежувача тиску

У цій конструкціїї клапан-обмежувач об’єднаний в одному корпусі *2* з клапаном швидкого розгальмування. На схемі автомобіль розгальмований. Великий поршень *4* під дією пружини *3* знаходиться у верхньому положені, подвійний клапан піднятий, а клапан стислого повітря *7* пружиною *8* прижатий до сідла. Атмосферний клапан *9*  поєднує гальмові камери передніх коліс, які приєднуються трубопроводом до виводу *1*, з атмосферою через вивод *10*. При гальмуванні до виводу*5* від гальмового крана поступає стисле повітря, яке переміщує ступінчастий поршень *6*вниз. Разом з ступінчастим поршнем внизпереміщаєтьсяподвійний клапан; атмосферний клапан *9* закриває вивод*10*, перериваючи зв'язок з атмосферою, а клапан *7* відкривається, поєднуючи порожнину *Б* з порожниною *А*. При цьому стисле повітря через вивод *1*поступає до гальмових камер передніх коліс. Стислий воздух буде поступати до гальмових камер доти, покитиск знизу на ступінчастий поршень *6* не створить зусилля, рівного зусиллю на ступінчастий поршень зверху.

У стані рівноваги обидва клапани будуть закриті. Стан рівноваги залежить від співвідношення площ ступінчастого поршня:

Р1 π d12 / 4 = Р2 π d22 / 4; Р2 = Р1d12 / d22 .

У даному клапані-обмежувачі тиску відношення площ (πd12/4) / (πd22/4) = 1,75.

Це відношення дозволяє зберегти рівновагу до командного тиску Р1 = 0,35 МПа,після чого зростання командного тиску, долаючи зусилля пружини *3*, змушує великий поршень перемущуватися вниз, створюючи додатковий тиск на ступінчастий поршень *6*, внаслідок чого рівновага наступає при великих значеннях командного тиску і тиску в порожнині *Б*:

Р1 π d32 / 4 – РПР = Р2 π d22 / 4;

Р2 = Р1d32 / d22 – 4РПР / (π d22), (14.2)

де РПР – зусилля пружини *3*.

При командному тиску Р1 = 0,6 МПа ступінчастий поршень зупиняється, впираючись у виступ корпусу *2*, клапан *7* стислого повітря залишається постійно відкритим, тиск в порожнинах *А* і *Б* однаковий. При розгальмуванні тиск в порожнині *А* знижується і поршні переміщаються вгору під дією тиску в порожнині *Б*. При цьому подвійний клапан переміщається вгору, випускаючи стисле повітря в атмосферу з гальмових камер передніх коліс. Таким чином, клапан *9* виконує функцію прискорюючого клапана, оскільки значно скорочує шлях стислого повітря з гальмових камер в атмосферу.

**14.3. Регулювання шляхом зміни коефіцієнта передачі регулювальника*.***

У загальномувипадку тиск в передньому і задньому контурах гальмівного приводу можна зв'язати співвідношенням Р2 = αР1, де α – коефіцієнт передачі регулювальника. На схемі (рисунок 14.3) показаний регулювальник гальмових сил для гальмового пневмоприводу. Такі регулювальники отримали назву променевих.

На схемі показано положення, коли гальмування відсутнє. Гальмові камери через вивод *В*, трубчастий штовчач *4* (край штовхача не торкається клапана *1*) вивод *Б*  поєднується з атмосферою. В корпусі *10* регулювальника застиснуті краї мембрани *6*. В центрі мембрани закріплений пластмасовий поршень *2*. Поршень має радіально розташовані ребра *3*. У верхій частині корпуса регулювальника розташовані ребра *5*, які входять між ребрами поршня. При гальмуванні командний тиск Р1 (вивод *А*) змушує поршень *2* і мембрану *6*, закріплену на поршні і корпусі, опускатися. При цьому поршень



Рисунок 14.3 - Схема і статична характеристка променевого

регулювальника гальмових сил для пневмоприводу

сідає на порожнистий штовхач *4*, перериваючи зв’язок гальмових камер з атмосферою. Подальше опускання поршня *2* відкриває клапан *1*, внаслідок чого стисле повітря починає надходити через вивод *В* у гальмові камери. Одночасно стисле повітря надходить у порожнину під мембраною *6*, і мембрана разом з поршнем піднімається доти, поки клапан *1* не закриється, залишаючись лежати на штовхачі *4*.

Закриття клапана буде відповідно врівноваженому положенню поршня, при якому зусилля, що створює стисле повітря на поршень зверху, стане рівним зусиллю, що створює стисле повітря на мембрану знизу. Відношення тисків при цьому буде визначатися співвідношенням площі поршня і ефективної площі мембрани, яка змінюється і залежить від положення поршня. Коли поршень знаходиться в крайньому верхньому положенні ребра поршня не касаються мембрани, яка в цьому випадку повністю лежить на ребрах корпуса. В цьому положенні її ефективна площа дуже мала. При опусканні поршня його ребра починають спиратися на мембрану, яка при цьому відходить від ребер корпуса, – ефективна площа збільшується.

При повному навантаженні автомобіля важільний привод регулятора, який за допомогою кулачка *7* діє на порожнистий штовхач *4*, перемістить його у верхнє положення. В цьому положенні відкриття клапана *1* відбудеться при верхньому положенні поршня, що характеризується мінімальною ефективною площею мембрани. Тому рівновага буде встановлена при максимально можливому тиску під мембраною. При зменшенні навантаження, коли відстань між регулювальником, закріпленим на кузові, і заднім мостом збільшується, важільний привод регулювальника змущує кулачок *7* опускатися разом зі штовхачем *4*. При гальмуванні для відкриття клапана *1* поршень разом з мембраною повинен опуститися слідом за штовхачем. Отже, зрівноважене положення буде досягнуто при більшій ефективній площі мембрани, що відповідає певному співвідношенню тисків у виводах *А* і *В*. Наприклад, при гальмуванні автомобіля без навантаження тиск у виводі *В* може бути в 3 рази менше тиску у виводі *А*.

Стан рівноваги, коли клапан *1* закривається, визначається вираженням

Р1 π dП2 / 4 = Р2kdМ / 4, (17.3)

де dП  – діаметр поршня *2*; dМ – діаметр мембрани *7*; k – коефіцієнт пропорційності, що визначає активну площу мембрани і залежить від положення порожнистого штовхача *4*, поєднаного з важільною системою.

Передавальне відношення регулювальника характеризується тангенсом кута нахилу регуляторної прямої

tgα = P2 / P1 = dП2 / dM2. (17.4)

Поєднуюча трубка *9* призначена для підведення стислого повітря під плунжер *8* і притискання його до кулачка *7* для підтримування постійного контакта з порожнистим штовхачем.

**14.4 Регулювання з точкою спрацювання, що змінюється, і пропорційним клапаном.**

Регулювальники з відсічним клапаном не набули поширення, оскільки їх застосуванняприводить до значного недовикористання зчіпних властивостей задніх коліс, що знижує гальмову ефективність. Динамічний регулювальник з пропорційним клапаном (рисунок 14.4) широко використовується на легкових автомобілях з гальмовим гідроприводом. Такий регулювальник відрізняється від статичного регулювальника з пропорційним клапаном наявністю пружного зв’язку між диференціальним поршнем і заднім мостом автомобіля. На схемі ций зв’язок представлений у вигляді пружини, яка діє на диференціальний поршень з зусиллям РПР. Корпус регулювальника закріплений на кузові так, як при любому іншому типі регулювальника. До командних тисків Р1/ і Р1//, відповідних φ0// для завантаженого автомобіля і φ0/ для незавантаженого, тиск у виходному каналі рівний командному, так як поршень знаходиться у верхньому положенні. При подальшому зростанні командного тиску тиск у гальмовому приводі задніх коліс буде залежати не тільки від командного тиску, але й від зміни навантаження на задній міст. Навантаження на задній міст залежить як від маси вантажу в кузові, так і від уповільнення автомобіля при гальмуванні. При зміні навантаження змінюється деформація ресор і деформація пружини (РР), зусилля якої передається на диференціальний поршень.

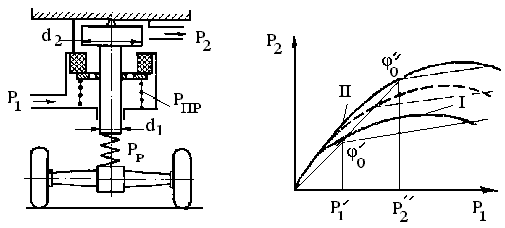


Рисунок 14.4 - Схема і характеристика динамічного регулювальника з

пропорційним клапаном: 1 – без вантажу; 2 – з вантажем

Рівновага сил, діючих на диференціальний поршень,

Р2 π · d22 / 4 – Р1 (π d22 / 4 – π d12 / 4) – РПР – РР = 0.

Звідси можна отримати залежність тиску в гальмовому приводі задніх коліс від командного тиску і навантаження на задні колеса:

Р2 = Р1 (π d22 / 4 – π d12 / 4) / (π d22 / 4) + РПР / (π d22 / 4) + РР / (π d22 / 4).

Чим менше навантаження на задній міст, тим раніше вмикається регулювальник. Нахил регуляторних прямих визначається відношенням площ диференціального поршня і не задежить від навантаження на задній міст, а розміщення прямих залежить від цього навантаження: чим більше навантаження, тим вище розміщується регуляторна пряма.

**14.4 Регулювальники із зворотним зв'язком (ПБС).**

Режим роботи регулювальника із зворотним зв'язком залежить від характерукочення колеса. даному навантаженні на колесо. Регулювальники із зворотним зв'язком, або протиблокувальні системи (ПБС), призначені для забезпечення ефективного гальмування автомобіля в будь-яких умовах призбереженні ним стійкості. Принципова схема сучасної ПБС показана на рисунок 14.5. Система містить електронний блок управління, регулювальник тиску (модулятор) і датчик кутової швидкості колеса. ПБС можуть працювати за різними алгоритмами. Основна мета більшості алгоритмів базується на тому, що при перевищенні ковзання, відповідного максимальному зчепленню, швидкість обертання колеса різко зменшується.

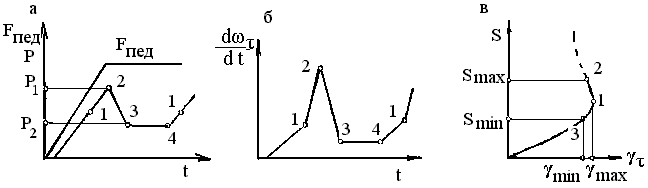


Рисунок 14.5 - Діаграма роботи протиблокувальної системи:

а – зміна зусилля на педалі і тиску в гальмовому циліндрі в часі;

б – зміна кутового уповільнення колеса в часі; в – залежність

коефіцієнту ковзання колеса від питомої гальмової сили

РозглянемороботуПБС за одним з можливих алгоритмів. При натисканні на гальмову педаль і подальшому збільшенні зусилля тиск у приводі зростає (рис. 17.5, а). При зростанні тиску збільшуються гальмова сила і кутове уповільнення колеса. Кутове уповільнення колеса збільшується за двома причинами: внаслідок гальмування меншає швидкість автомобіля, а при збільшенні питомої гальмової сили збільшується коефіцієнт ковзання.

На рисунку 14.5, в показана залежність коефіцієнта ковзання від питомої гальмової сили. В момент досягнення питомою гальмовою силою максимального значення, рівного γmax, починається процес блокування колеса і його кутове уповільнення різко зростає. Цей момент на графіках рис. 17.5 відмічений точкою *1*. Сигнал з датчика кутової швидкості колеса передається в керуючий блок, який аналізує кутове уповільнення колеса. В момент різкого зростання уповільнення керуючим блоком подається сигнал в модулятор, яким поєднується порожнина гальмового циліндра з атмосферою. При цьому в чарунках пам'яті фіксується тиск у гальмовому циліндрі Р1. Зменшення тиску в гальмовому циліндрі при наявності неминучого запізнення спрацювання модулятора починається в точці *2*. В проміжку *1 – 2* тиск у гальмовому циліндрі і кутове уповільнення колеса зростають, а питома гальмова сила декілька зменшується. У момент, відповідний точці *2*, починається зниження тиску в гальмовому циліндрі, а також кутового уповільнення колеса і ковзання. Керуючий блок настроюється таким чином, щоб зменшення тискувідбувалося до значення Р2 (точка *3*), трохи меншого, ніж тиск Р1. Коли тиск досягає значення Р2, може початися збільшення тиску(наступний цикл) або ж воно протягом деякого проміжку часу (точка *4*) буде підтримуватися рівним Р2. Після чого починається новий цикл роботи ПБС.

Протиблокувальні системи, що мають фазу витримки, називаються трифазовими (на відміну від двофазових, що мають тільки фази збільшення і зменшення тиску).

Таким чином, антиблокувальна система створює пульсуючий гальмовий момент, що забезпечує кочення колеса з ковзанням, близьким до оптимального. Використання ПБС у гальмових приводах дозволяє істотно поліпшити гальмові властивості автомобіля і забезпечити його стійкість при гальмуванні з максимальною ефективністю. Випробування показують, що гальмові системи, що мають ПБС з правильно вибраними параметрами, дозволяють зменшити гальмовий шлях (особливо при гальмуванні з високих початкових швидкостей на дорогах із зниженим коефіцієнтом зчеплення) на 20...35 %. При цьому стійкість і керованість автомобіля зберігаються.

**Приклад.** Визначити величину питомої гальмової сили і максимальне уповільнення повністю завантаженого вантажного автомобіля при гальмуванні на дорозі з коефіцієнтом зчеплення φ = 0,3 і φ = 0,8. Розрахунковий коефіцієнт зчеплення φР = 0,6. Коефіцієнт розподілу гальмових сил βτ = 0,853.

Початкові дані до задачі:

*Ga* = 95250 H; b = 1,14; d = 2,66; L = 3,8м; h*д* = 1,22 м.

**Рішення.**

При φ = 0,3 < φР = 0,6 першими блокуються колеса переднього моста, тоді коефіцієнт використання зчеплення визначається за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

при φ = 0,8 < φР = 0,6

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Питома гальмова сила:

при φ = 0,3 ![](data:application/x-msmetafile;base64,);

при φ = 0,8 ![](data:application/x-msmetafile;base64,).

Максимальне уповільнення:

при φ = 0,3 ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

при φ = 0,8 ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Питання для самоперевірки

1. Необхідність регулювання гальмових сил.
2. Регулювання гальмових сил без зворотнього зв’язку.
3. Регулювання гальмових сил із зворотнім зв’язком.\

**Лекція 15. КЕРОВАНІСТЬ КТЗ**

15.1 **Визначення керованості. Способи поворотуКТЗ**

Сукупність властивостей, що визначають характеристики АТЗ на керуючий вплив водія і зовнішні збурення, а також величину енергії, що затрачується водієм на управління,називають керованістю АТЗ. Велику частину часу колісні транспортні засоби рухаються по криволінійній траєкторії. Рух автомобіля по круговій траєкторії, що оцінюється радіусом повороту може бути зумовлений наступним:

- керуючим впливом водія на керовані колеса;

- зовнішніми збуреннями (сила вітру, складова сили ваги при схилі дороги);

- зміною характеристик самої машини.

Поворот автомобіля керуючим впливом водія може здійснюватися:

- за рахунок зміни площини обертання коліс поворотом їх навколо шкворней, або за рахунок зміни положення передньої осі;

- за рахунок зміни кута між подовжніми осями ланок автотранспортного засобу (сідельні тягачі, двуланкові або зчленовані машини);

- поворотом “по-гусеничному" (гальмуванням коліс одного борта).

Для автомобіля найбільш поширеним є перший спосіб – поворот керованими колесами.

**15.2Оцінні критерії керованості КТЗ**

# Для оцінки керованості автомобілів застосовуються оцінні критерії статичної керованості і оцінні критерії динамічної керованості.

## Властивість автомобіля змінювати кривизну траєкторії при зміні

швидкості руху називається статичною повертаємістю. Оцінними критеріями статичної повертаємості автомобіля є:

- різниця кутів відведення його переднього і заднього мостів при нормованому бічному прискоренні;

- запас статичної стійкості.

Динамічна поворотність – здатність автомобіля змінювати напрям руху відповідно до повороту рульового колеса. Рух автомобіля як механічної системи може визначатися траєкторією якої-небудь точки (траекторна керованість), і кутом повороту деякої прямої, пов'язаної з системою відносно вибраної системи координат (курсова керованість).

При дослідженні керованості одиночного автомобіля в якості направляючої точки зручно вибирати центр його маси, а для автопоїзда центр маси його ланок. В якості прямої для автомобіля приймають його подовжню вісь, положення якої визначають курсовим кутом між її проекцією на площину дороги і нерухомою прямою, що належить до цієї площини. Для оцінки динамічної керованості запропоновано багато оцінних показників. На автополігоні НАМІ /1/ діють такі оцінні критерії:

- стійкість управління траєкторією, бал;

- стійкість курсового управління, бал;

- стійкість управління траєкторією при гальмуванні, бал;

- стійкість курсового управлінняпри гальмуванні, бал;

- гранична швидкість виконання маневру, VПР, км/год;

- швидкість початку зниження управління траєкторією, VТР, км/год;

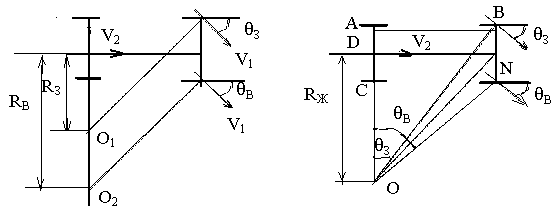
- швидкість початку зниження курсового управління, VКУРС, км/год.

**15.3 Поворот автомобіля з жорсткими шинами**

Розглянемо поворот автомобіля з жорсткими в бічномунапрямі шинами. Якщо керовані колеса повернені на однаковий кут В= З, то кути повороту внутрішнього і зовнішнього коліс однакові (рисунок 15.1, а) і вони не мають єдиного миттєвого центра повороту. Миттєвий центр повороту визначається перетином перпендикулярів до векторів швидкостей задньої осі і керованих коліс.

Такі колеса на повороті котяться з бічним ковзанням, тому вони не сприймають бічні сили і автомобіль має незадовыльну повертаємість. Для забезпечення кочения керованих коліс без бічного ковзання, необхідно, щоб при повороті колеса автомобіля мали єдиний миттєвий центр повороту (рисунок 15.1, б).

Для цього необхідно, щоб внутрішнє колесо мало більший кут повороту, ніж зовнішнє. Причому, чим на більший кут повернені керовані колеса, тим більша різниця в кутах їх повороту.



а) б)

Рисунок 15.1 - Поворот автомобіля з жорсткими шинами:

а – В= З; б – В >З

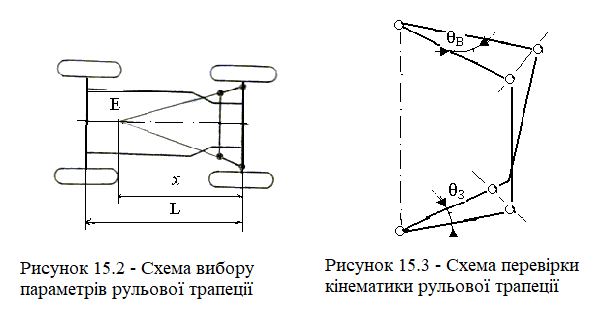
Cпіввідношення між кутами повороту керованих коліс, при якому забезпечується їх кочення без ковзання визначається з трикутників ОАВ і ОСN

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,), (15.1)

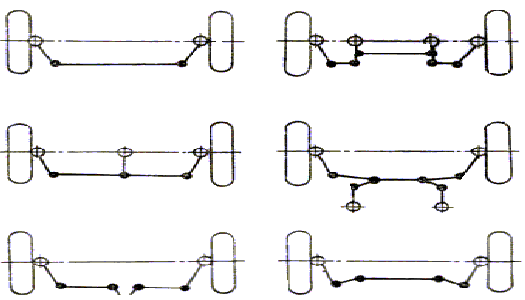
де RЖ – радіус повороту автомобіля з жорсткими шинами;

В0 – відстань між осями шкворнів поворотних цапф.

Поворот керованих коліс здійснюється за допомогою рульової трапеції, яка не може в точності забезпечити умову (15.1) при зміні радіуса повороту в широких межах. Однак при відповідному виборі геометричних параметрів рульової трапеції можна отримати задовільні результати. Найбільш просто це здійснюється вибором таких кутів нахилу поворотних важелів, щоб в положенні, відповідному прямолінійному руху автомобіля, їх осьові лінії перетиналися в деякій точці Е (рисунок15.2). При цьому, значення ***х*** приймають в межах (0,7…0,9)L. Точність кінематики трапеції перевіряється графічним або аналітичним способом. При цьому визначають залежність між кутами поворотів зовнішнього і внутрішнього коліс при вибраних параметрах трапеції, і отримана залежність порівнюється з розрахованими за формулою (15.1). Якщорозходження великі, то коректують положення точки Е. Схема графічної перевірки параметрів рульової трапеції показана на рисунок 15.3.



Схеми рульових трапецій, які найчастіше застосовуються, зображені на рисунку 15.4



###### Рисунок 15. 4. Схеми рульових трапецій

При розрахунках поворотності автомобіля під радіусом повороту розуміється відстань від миттєвого центра повороту до подовжньої осі автомобіля. З геометричних співвідношень (рисунок 15.1) визначається радіус повороту автомобіля з жорсткими шинами

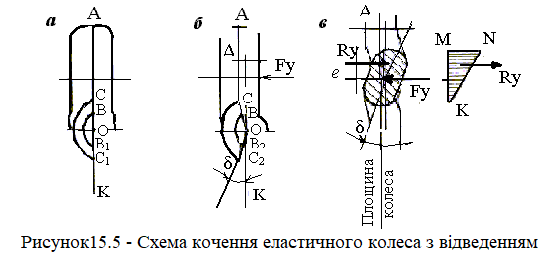
![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,) (15.2)

#### **15.4 Відведення еластичного автомобільного колеса**

Автомобільне колесо має радіальну, тангенціальну і бічну еластичність. Керованість автомобіля значною мірою залежить від бічної еластичності автомобільного колеса.

Якщо на колесо, яке котиться, жорстке в бічномунапрямі, діє бічна сила, траєкторія кочення колеса буде залишатися в його подовжнійплощині доти, покибічна сила не стане більше сили зчеплення колеса з дорогою. Після цього починається ковзання колеса в бічномунапрямі. При дії ж бічної сили на еластичне колесо, що котиться, траєкторія кочення колеса відхилиться від площини колеса на кут, який називається кутомбічного відведення.

Суть виникаючих процесів пояснюється схемою, зображеною на рисунку 15.5.



На рисунку 15.5, анаведена схема кочення еластичного колеса, коли бічні сили відсутні. Лінія *ОА*проходить посередині протектора. При коченні колеса його точки *В* і *С*, що знаходяться на цій лінії, торкаються дороги відповідно в точках *В1* і *С1*,і траєкторія кочення колеса буде розташована в площині симетрії колеса. При дії на колесо бічної сили*Рб* вертикальна площина, що проходить через центр колеса, зміститься відносно центра контакта на Δ (рис. 15.5, б), а лінія *ОА*, що проходить посередині протектора, буде зігненою. Внаслідок цього при повороті колеса на деякий кут точка *В*увійде в контакт з дорогою в точці *В2*, а точка*С* – в *С2*. Приподальшому коченні колеса всі точки, що лежать на середині протектора, будуть мати контакт з дорогою на лінії *ОК*, і траєкторія колеса (лінія*ОК*) відхилиться від площини колеса на кут δ.

Деформація елементів шини в бічномунапрямі по довжині контакту різна: попереду елементи шини деформовані в бічномунапрямі менше, ніж в задній частині, оскільки елементи шини, що входять в контакт з дорогою в початковий момент практично не сприймаютьбічні реакції. По мірі повороту колеса ці точки переміщаються до задньої частини контакту. При цьому збільшується деформація елементів шини і, відповідно, зростає частка бічної сили, що сприймається цими елементами. Внаслідок цього подовжня вісь майданчика, по якій шина контактує з опорною поверхнею, виявляється поверненою відносно подовжньоїплощини колеса на деякий кут (рисунок 15.5, *в*). Оскільки бічна деформація елементів, що знаходяться в задній частині контакту, більше, чим в передній, епюра бічноготиску буде трикутної форми. Це приводить до того, що рівнодіюча*RУ* елементарних поперечних реакцій, яка рівна силі *Рб*, виявляється зміщеною від центра контакту назад на відстань *е*. В результатіцього створюється момент *МС* = *е* · *RУ*, що прагне повернути колесо у бік діїбічної сили *Рб*, і який називається *стабілізуючиммоментом.*

Результати досліджень, проведених в різних країнах, дозволили встановити, що кут відведення колеса для певногостану шини є функцієюбічної сили. У загальному випадку залежність між кутами відведення і бічними силами нелінійна.

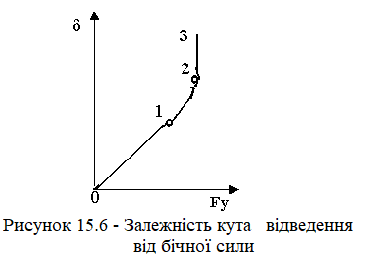
На рисунку 15.5,6 показана характерна залежність кута відведення від бічної сили. На цій залежності можна відмітити три характерних дільниці:

*0 –1 –*кут відведення залежить лінійно від бічної сили; *2 – 3-* кут відведення необмежено зростає без збільшення бічної сили; дільниця*1* – *2 –* перехідна. На дільниці*0 – 1* відведення автомобільного колесавідбувається тільки за рахунок пружної деформації елементів шини. По мірі збільшення бічної сили елементи шини, які розташовані в задній частині контакту і є найбільш навантаженими в бічномунапрямі, починають прослизати. Це приводить до порушення пропорційної залежності між бічною силою і кутом відведення (дільниця *1 – 2*). Приподальшому збільшенні бічної сили починаєтьсяповне ковзання шини в бічномунапрямі (дільниця *2 – 3*).

При коченні еластичного колеса з відведенням без ковзання (дільниця*0 – 1*) бічна сила, рівна по модулю реакції *RУ* і визначається площею трикутника *KMN*![](data:application/x-msmetafile;base64,) (15.3)

де *cК* – коефіцієнт масштабу; *lК*= *KM*  – довжина контакту;

δ – кут відведення; 0,5·*сК* ·*lК* = К*від* – коефіцієнт опору відведенню колеса.



Коефіцієнт опору бічному відведенню залежить від ряду конструктивних і експлуатаційних чинників, основними з яких є: висота і ширина профілю шини, посадочний діаметр обода коліс, кут нахилу і число шарів корду, навантаження на колесо, тиск повітря в шині, тип і стан дорожнього покриття та ін.

Орієнтовні значення коефіцієнта опору відведенню для тороїдних шин можна визначити за емпіричною формулою /3/

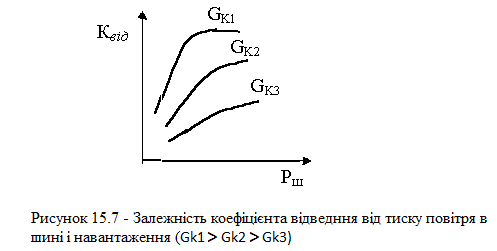
![](data:application/x-msmetafile;base64,)РШ + 98), Н/рад,

де *D* і *В* – відповідно посадочний діаметр і ширина профілю шини, м;

*Р*Ш – тиск повітря в шині, кПа.

Зі збільшенням числа шарів корду *Квід* збільшується. Зі зменшенням кута нахилу ниток корду величина *Квід* збільшується. Найбільший коефіцієнт опору відведенню мають шини з радіальним розташуванням ниток корду. На величину *Квід*  впливає висота протектора. Зі зменшенням глибини рисунка в зношеній шині коефіцієнт *Квід* може збільшуватися на 30…40 %.

На коефіцієнт опору бічному відведенню істотний вплив чинитьтиск повітря в шині і навантаження на колесо. Залежність *Квід*  від тиску повітря в шині і від навантаження на колесо наведена на рисунку 15.7. Зі збільшенням навантаження, GK1> GK2> GK3, коефіцієнт *Квід* збільшується, що пояснюється збільшенням жорсткості шини. Найбільшого значення *Квід* досягає притиску повітря, значно більшому номінального, однак при подальшому збільшенні тиску*Квід*  дещо меншає, що може бути пояснено зменшенням сили зчеплення.



Залежність коефіцієнта опору бічному відведенню від навантаження на колесо можна визначити за емпіричною формулою, запропонованою А.С. Літвіновим /3/

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (15.4)

де GKH – нормальне навантаження, що рекомендується для даної шини;

GK – діюче навантаження на колесо;

gN – коефіцієнт корекції.

Істотний вплив на коефіцієнт опору бічному відведенню маютьподовжні (тягові і гальмові) сили. Зі збільшенням подовжніх сил ковзання колеса починаєтьсяпри меншій бічній силі, а це веде до зменшення *Квід*. Якщоподовжня сила рівна силі зчеплення, тоді *Квід* = 0.

Для випадку, коли колесо близьке до втрати зчеплення, тобто ![](data:application/x-msmetafile;base64,), А. С. Літвінов запропонував формулу для визначення коефіцієнта опору бічному відведенню

![](data:application/x-msmetafile;base64,). (15.5)

Коли бічне відведення, визначається ще значною мірою пружними властивостями шини, тобто ![](data:application/x-msmetafile;base64,), то можна користуватися формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (15.6)

де gT – коефіцієнт корекції.

Значення коефіцієнта *Квід*у шин легкових автомобілів становлять 15…40 кН/рад, а у шин вантажних автомобілів і автобусів – 60…120 кН/рад.

# 

##### Питання для самоперевірки

1. Чим може бути викликаний рух автомобіля по круговій траєкторії.

2. Оцінні критерії керованості.

3. Умови повороту автомобіля без бічного ковзання шин. Радіус повороту автомобіля з жорсткими шинами.

4. Відведення еластичного автомобільного колеса. Коефіцієнт опору бічному відведенню.

**Лекція 16. Поворот автомобіля з еластичними шинами. Критична швидкість по керованості. Запас статичної керованості**

16.1 Поворот автомобіля з еластичними шинами

При русі автомобіля на повороті з високими швидкостями виникають інерційні сили, внаслідок чого мости автомобіля починають рухатися з бічним відведенням. Це приводить до того, що вектори миттєвих швидкостей центрів мостів не перпендикулярні до їх осей, а відхиляються на кути, рівні кутам відведення δ1 і δ2. Внаслідок цього миттєвий центр повороту переміщаєтьсяз точки *О* в точку *О'* (рисунок 16.1), а радіус повороту *R* стає рівним відстані *O'D*.

Траєкторія руху автомобіля визначається кутами відведення δ1 і δ2 центрів його передньої і задньої осей, що є середніми між кутами відведення відповідних правих і лівих коліс.

Напрям руху осі передніх коліс, повернених на середній кут θ , складає з подовжньоюплощиною симетрії автомобіля кут θ – δ1 і , а вектор швидкості осі задніх коліс відхиляється від тієї ж площини на кут δ2. Радіус повороту автомобіля з еластичними шинами можна знайтиз трикутників *О΄ВD* і *О΄DA*

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADVAAAAAAAEgAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAIgAiABEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////pv///+AAAADGAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAABQAAoAAAAmBg8ACgD/////AQAAAAAAAwAAAAAA)![](data:application/x-msmetafile;base64,).

Враховуючи те, що при підвищених швидкостях кути повороту, а також кути відведення звичайно невеликі, можна записати:

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (16.1)

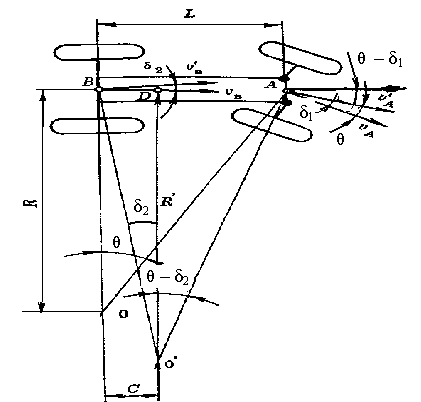


Рисунок 16.1 - Схема повороту автомобіля при наявності відведення коліс

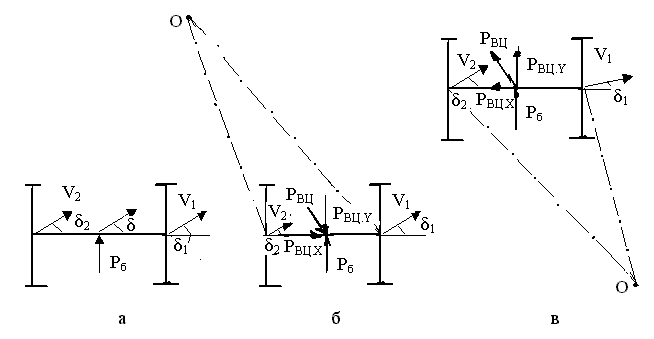
Зіставлення виразів (15.2) і (16.1) показує, що якщо радіус повороту даного автомобіля з жорсткими колесами залежить тільки від середнього кута повороту його керованих коліс, то прибічній деформації шин він, крім того, обумовлюється різницею кутів відведення передніх і задніх коліс.

Таким чином, при даній величині кута повороту рульового колеса траєкторія руху автомобіля з еластичними шинами може виявитися самою різною залежно від впливу конструктивних і експлуатаційних чинників, що відбиваються на різниці кутів відведення його задніх і передніх коліс, які визначають міру статичної керованості автомобіля. Якщо δ1 = δ2, то радіуси повороту автомобіля з еластичними і жорсткими шинами однакові приоднаковій величині повороту рульового колеса,

![](data:application/x-msmetafile;base64,).

У цьому випадку вважають, що автомобіль має нейтральну або нормальну поворотність.

Автомобіль, що має нейтральну поворотність, під дією поперечної сили рухається прямолінійно, але під кутом δ до напряму руху, що задається (рисунок 16.2, а).

Рисунок 16.2 - Схема руху автомобіля з нейтральною (а), недостатньою (б)

і надмірною (в) поворотністю при дії бічної сили

Якщо δ1> δ2, то радіус повороту автомобіля з еластичними шинами більше радіуса повороту автомобіля з жорсткими шинами при тому ж куті повороту керованих коліс, тобто Rе> RЖ. У цьому випадку автомобіль має недостатню поворотність. Для руху автомобіля з недостатньою поворотністю по кривій радіуса RЖ керовані колеса треба повернути на кут, більший, ніж при жорстких шинах. Під дією поперечної сили Рбпри прямолінійному русі передня і задня осі будуть рухатися з відведенням, причому δ1 >δ2, рисунок 16.2, б. Автомобіль буде рухатися криволінійно повертаючисьнавколо центра О. При цьому виникає відцентрова сила, поперечна складова якої РВЦ направлена в сторону, протилежну бічній силі Рб.

Ця сила зменшує бічну силу і відведення коліс. Отже, автомобіль з недостатньою поворотнісстю стійко зберігає прямолінійний рух. Якщо δ1<δ2, то Rе< RЖ і для руху автомобіля з еластичними шинами по кривій заданого радіуса керовані колеса треба повернути на кут, менший, ніж при жорстких шинах. У цьому випадку автомобіль иає надмірну статичну поворотність. Якщо до автомобіля з надмірною поворотністюприкласти поперечну силу, то він також почне рухатися криволінійно, рисунок 16.2, в.

Однак поперечна складова РВЦ відцентрової сили в цьому випадку направлена в ту ж сторону, що і поперечна сила Рб. У результаті відведення зростає, що зменшує радіус повороту і збільшує силу РВЦ. Якщо водій не поверне колеса в потрібному напрямі, то відцентрова сила може зрости настільки, що відведення переходить в ковзання і автомобіль втратить стійкість. Таким чином, автомобіль з недостатньою поворотністю більш стійкий і краще зберігає напрям руху, ніж автомобіль з надмірною поворотністю

# **16.2 Критична швидкість щодо керованості**

При русі автомобіля з надмірною поворотністю можлива втрата керованості. По мірі підвищення швидкості руху і відповідно збільшення поперечної сили інерції різниця кутів δ2 – δ1 стає більше, радіус повороту автомобіля меншає. У результаті кут θ , на який треба повернути керовані колеса, щоб примусити рухатися автомобіль по траєкторії заданої кривизни із збільшенням швидкості меншає. При деякій швидкості, яка називається критичною, різниця δ2 – δ1 може досягнути величини, що взагалі усуває необхідність повертати рульове колесо, тобто автомобіль буде рухатися прямолінійно при нейтральному положенні керованих коліс. Досягнення або перевищення цієї швидкості при русі по траєкторії будь-якого радіуса повністю порушує керованість, оскільки вимагає відповідного повороту рульового колеса в сторону, протилежну повороту автомобіля. Якщо ж при цій і більшій швидкості керовані колеса залишаться в тому ж положенні, то радіус траєкторії руху буде безперервно меншати, відведення перейде в бічне ковзання і може привести до аварії. З формули (16.1) можна записати

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (16.2)

Кутиδ2 і δ1 пропорційні поперечним силам Рб1 і Рб2, які, в свою чергу, пропорційні квадрату швидкості

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (16.3)

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (16.4)

де М1 і М2 – маса, що припадає на передній і задній мости відповідно.

Для визначення критичної швидкості, прирівнявшикут θ нулю з виразів (16.2), (16.3), (16.4) отримаємо

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

отже, критична швидкість буде дорівнювати

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (16.5)

У автомобілів з недостатньою або нейтральною статичною поворотністю критична швидкість відсутня, оскільки при δ1 > δ2 підкорінне вираженнянегативно і VКР є уявною величиною, а при δ1 = δ2 вона рівна нескінченності. Автомобілі з надмірною поворотністю мають цілком певну критичну швидкість. При проектувані автомобілів прагнуть забезпечити їм недостатню поворотність. Недостатня поворотність досягається рядом конструктивних заходів: підбором тиску повітря в шинах, розподілом маси між передніми і задніми мостами і вибором направляючихпристроїв підвіски. Щоб збільшити кути відведення передніх мостів, тиск повітря в шинах передніх коліс встановлюють звичайно меншим, ніж в задніх. Це зумовлює зменшення коефіцієнта опору відведенню переднього моста. У легкових автомобілів центр маси рекомендується розташовувати ближче до передньої частини, щоб на передні колеса припадала більша частина поперечної сили.

Стійкість автомобіля значною мірою залежить від конструкції направляючогопристрою підвіски. При дії на автомобіль поперечної сили відбувається крен кузова, причому в залежності від типу направляючогопристрою вісь моста може повернутися в горизонтальній площині або змінитися кут нахилу площини коліс до вертикалі. На рисунку 16.3 показаний задній міст автомобіля з рессорной підвіскою.

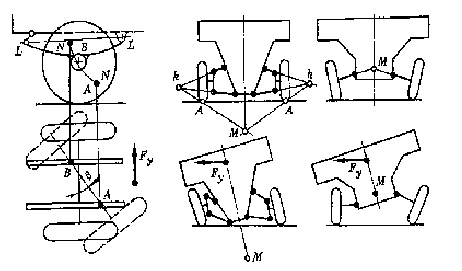


Рисунок 16.3. Вплив типу підвіски на поворот моста і нахил коліс

Геометричне місце точок центрів моста в місці кріплення ресор при деформації підвіски показано лінією NN. При крені кузова на повороті внутрішня ресора, розташована з боку центра повороту, розпрямляється і центр моста в місці кріплення ресори переміщається в точку А. Центр моста в місці кріплення ресори із зовнішньою по відношенню до центра повороту сторони,переміщається в точку В. Це приводить до того, що вісь моста повертається в горизонтальній площині на кут β, за рахунок чого збільшується кут відведення моста. При іншому нахилі ресори або зміні положення сережки можна забезпечити поворот моста відносно кузова в протилежну сторону, тобто зменшити його кут відведення. Кут відведення колеса залежить і від його нахилу. На рисунку 16.3 показано, як змінюється нахил коліс при крені кузовів, закріплених на підвісках двох типів: незалежної двоважільної і одноважільної з гойданням важелів в поперечній площині.

Зі схеми видно, що при незалежній двоважільній підвісці колесо нахиляється в сторону від центра повороту (відведення моста збільшується), а при незалежній одноважільній – до центра повороту (відведення моста меншає). Крен кузова при залежній підвісці практично не спричиняє зміни кута нахилу колеса (зміна кута нахилу площини коліс за рахунок відмінності деформацій шин мала). Цим і пояснюється, що в легкових автомобілях найчастіше використовується передня підвіска на двох поперечних важелях, а задня залежна або незалежна одноважільна з поперечним гойданням. Недостатня поворотність автомобіля сприяє підвищенню його траекторної і курсової стійкості. Однак дуже велике відведення коліс переднього моста зумовлює погіршення динамічної доворотності автомобіля, тобто його здатності змінювати напрям руху відповідно до повороту рульового колеса. Погана динамічна поворотність автомобіля ускладнює роботу водія, оскільки для зміни напряму необхідно затратити більше енергії. Крім того, придуже великому відведенні керованих коліс відбувається помітне запізнення повороту автомобіля відносно повороту рульового колеса.

Оцінним критерієм статичної поворотності є також запас статичної стійкості. Під запасом статичної стійкості автомобіля розуміється відношення відстані від центра його маси до лінії нейтральної поверотності, заміряного на висоті центра маси автомобіля, до колісної бази.

Лінія нейтральної поворотності – геометричне місце точок в площині симетрії автомобіля, вплив бічної сили в яких не викликає повороту рухомого автомобіля відносно вертикальної осі. Якщо в якій-небудь точці автомобіля з нейтральною, надмірною або недостатньою поворотністю, що рухається прямолінійно, діє поперечна сила, буде мати місце відведення мостів. Якщо точка додатку поперечної сили розташовується поблизу переднього моста, кут його відведення буде більшим, ніж заднього, і навпаки. Очевидно, що всередині бази автомобіля можна знайти таку точку (точку нейтральної поворотності), придодатку до якої поперечної сили, кути відведення заднього і переднього мостів будуть рівні. Якщо автомобіль має нейтральну поворотність, ця точка співпадає з центром маси, якщо недостатню – вона буде розташовуватися позаду центра маси, а надмірну – попереду. Оскільки кути відведення залежать від крену кузова, відстань від точки нейтральної поворотності до вертикальної осі, що проходить через центр маси автомобіля, залежить від висоти додатку поперечної сили. Якщо, наприклад, підвіска автомобіля сконструйована таким чином, що при крені кузова відведення переднього моста збільшується в більшій мірі, ніж заднього, при збільшенні висоти додатку поперечної сили точка нейтральної поворотності буде зміщатися назад. Геометричне місце цих точок і є лінією нейтральної поворотності. На рисунку 16.4 показано положення цієї лінії для автомобіля з недостатньою поворотністю у випадку, коли при крені кузова однаково змінюються кути відведення мостів (лінія 1 – 1), кут відведення переднього моста збільшується в більшій мірі, ніж заднього (або кут відведення заднього моста меншає, лінія 2 – 2), і кут відведення заднього моста збільшується в більшій мірі, ніж переднього (лінія 3 – 3).

Відношення відстані *АС* до бази автомобіля *L* і є запасом статичної стійкості *ZС*. Запас статичної стійкості вважається позитивним, якщо точка нейтральної поворотності розташовується позаду центра маси автомобіля. Відстань *AC = d* може бути знайденаз таких міркувань: для забезпечення нейтральної поворотності автомобіля поперечна сила *РY*повинна розподілятися пропорційно коефіцієнтам опору відведенню:

*РY1* / *РY2* = *Квід*l / *Квід*2.

Звідси слідує

*Квід*1 / *Квід*2 = *ma*1δ2 / (*ma*2δ1) = *b*δ2 / *a*δ1.

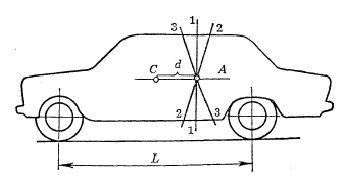


Рисунок 16.4 - Положення лінії нейтральної поворотності

Для забезпечення заданого розподілу поперечної сили необхідно, щоб

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

звідки

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (16.6)

Автомобілі звичайного призначення з доброю поворотністюповинні мати позитивний запас статичної стійкості при всіх швидкостях руху.

Питання для самоперевірки

1. Аналіз повороту автомобіля з еластичними шинами.
2. Визначення критичної швидкості автомобіля з надмірною поворотністю.
3. Лінія нейтральної поворотності. Запас статичної стійкості.

**16.3 Стабілізація керованих коліс. Кутиустановки**

**керованих коліс. Коливання керованих коліс**

16.3 Стабілізація керований коліс

При русі автомобіля на керовані колеса завжди діють сили, прагнучі відхилити їх від заданого положення. Внаслідок наявності зазорів і пружності деталей колеса відхиляються навіть при фіксованому положенні рульового механізму. Це може бути однієюз причин нестійкого руху автомобіля. Стійкість руху автомобіля забезпечується стабілізацією керованих коліс, тобто здатністю керованих коліс повертатися в нейтральне положення (положення, відповідне прямолінійному руху автомобіля) без допомоги водія. Стабілізація керованих коліс досягається за рахунокустановкиосей повороту з нахилом в поперечній і подовжній площинах, і стабілізуючого моменту еластичних шин при їх коченні з бічним відведенням. Осі повороту керованих коліс встановлюють в поперечній площині під деяким кутом α до вертикалі. Тому при повороті керованих коліс відбувається підйом передньої частини автомобіля. Наприклад, якщо повернути колесо на кут *θ* (рисунок 16.5), точка контакту колеса з дорогою повинна була б переміститися по дузі *АА1* радіуса *С* і опуститися на h нижче опорної поверхні.

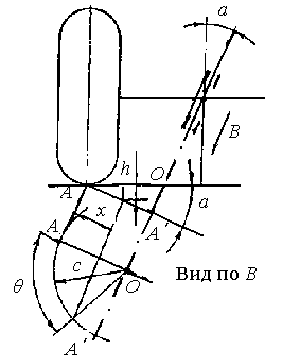


Рисунок 16.5 - Схема стабілізації керованих коліс автомобіля

за рахунок нахилу осі повороту в проперечній площині

Оскільки насправді цього статися не може, поворот колеса викличе підйом частини автомобіля, пов'язаної з керованими колесами, на цю величину. При цьому елементарна робота, що здійснюєтьсяпри підйомі одним колесом передньої частини автомобіля: *dA1 = G1,1* · *dh*, де *G1,1* – частка ваги автомобіля, що припадає на колесо. Робота, що здійснюєтьсяпри повороті керованого колеса: *dA2* = *MСТ* · *dθ*, де *МСТ* – момент опору повороту, рівний, якщо нехтувати силами тертя, стабілізуючому моменту колеса.

З рівності *dA1* і *dA2* маємо

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (16.7)

Стабілізуючий момент моста рівний сумі стабілізуючих моментів правого і лівого коліс. Якщо нехтувати відмінністю кутів повороту керованих коліс,

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (16.8)

де *θ –* середній кут повороту керованих коліс.

Згідно рис. 19.1,

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADVAAAAAAAEgAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAJABCABEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////wP///+AAAAAABAAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAADgAAoAAAAmBg8ACgD/////AQAAAAAAAwAAAAAA)![](data:application/x-msmetafile;base64,)![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADVAAAAAAAEgAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAIgAiABEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////pv///+AAAADGAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAABQAAoAAAAmBg8ACgD/////AQAAAAAAAwAAAAAA) (16.9)

Оскільки стабілізуючий момент зумовлений нахилом шкворня в поперечній площині і пропорційний синусу кута повороту керованих коліс, він значний лише при руcі автомобіля з малими радіусами повороту. Оскільки такі повороти здійснюються тільки при малих швидкостях руху автомобілів, можна вважати, що нахил шкворня в поперечній площині забезпечує стабілізацію керованих коліс при малих швидкостях руху автомобілів.

У деяких випадках, в основному у автомобілів високої прохідності, з конструктивних міркувань шворінь в поперечній площині встановлюють без нахилу. Шкворні керованих коліс встановлюються в подовжнійплощині під кутом γ до вертикалі (нахил назад). Виникаючі при повороті автомобіля бічні реакції дороги прикладеніу жорсткого в поперечному напрямі колеса на вертикальній осі, що проходить через його центр (рис. 20.2). Внаслідок нахилу шкворня бічна реакція *RY* в точці контакту колеса з дорогою і бічна сила *Рб*, яка прикладена до центра колеса, створюють момент, прагнучий повернути колесо в напрямі, показаному стрілкою, тобто повернути керовані колеса в нейтральне положення.

Стабілізуючий момент для керованого моста

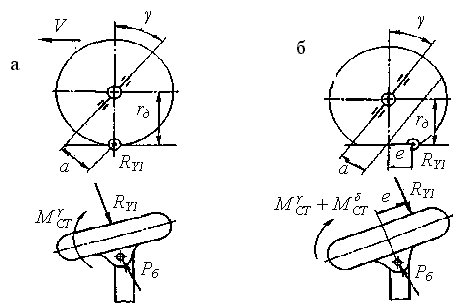
![](data:application/x-msmetafile;base64,)

При русі по колу постійного радіуса

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (16.10)

При малій швидкості руху стабілізуючий момент незначний і сильно зростає при збільшенні швидкості. Тому його називають швидкісним стабілізуючим моментом. При дослідженні бічного відведення еластичного колеса було встановлено, що при дії на нього бічної сили точка додатку рівнодіючої бічних реакцій зміщається назад на відстань *е*. При цьому, як видно з рисунок 16.6, б, зростає стабілізуючий момент, оскільки збільшується плече сили *RY1*. Сумарний стабілізуючий момент

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (16.11)

Рисунок 16.6 - Стабілізація керованих коліс автомобіля:

а – за рахунок нахилу шкворня в подовжній площині;

б – те ж, і стабілізуючого моменту еластичних шин

Зміщення е, а відповідно, і момент МδСТ залежать від кута відведення коліс. При збільшенні кута відведення (рисунок 16.7) стабілізуючий момент зростає спочатку практично лінійно, а потім меншає. Це пояснюється тим, що кочення колеса при великих кутах відведення супроводиться прослизанням в зоні контакту з дорогою задніх елементів шини і, отже, зменшенням зміщення е рівнодіючоюї бічних реакцій RY1.

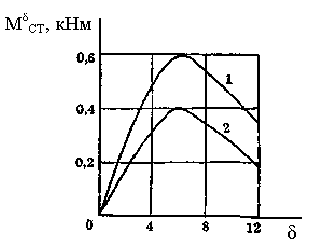
Більші значення МδСТmах відносяться до більш еластичних шин.

Рисунок 16.7 - Стабілізуючий момент шини 9,00-21:

1 – GК = 27,5 кН; 2 –GК = 20 кН

У зв'язку з тим, що кут відведення визначається поперечною силою, діючою на колесо, яка в свою чергу залежить від радіуса повороту і квадрата швидкості руху автомобіля, стабілізуючий момент еластичної шини, як і момент, зумовлений нахилом шкворня в подовжнійплощині, виявляєтьсяпри високих швидкостях руху. Великий стабілізуючий момент ускладнює управління автомобілем, тому у деяких легкових автомобілів, що мають високоеластичні шини, кути нахилу шкворнів у подовжнійплощині роблять

нульовими або навіть негативними. Крім стабілізуючого моменту, на рульову трапецію діє момент, зумовлений тертям в рульовому управлінні. Момент тертя протидіє повороту коліс. При прямолінійному русі автомобіля стабілізуючий момент рівний нулю і утримання коліс в нейтральному положенні забезпечується майже виключно тертям. При виході автомобіля з повороту момент тертя перешкоджає поверненню керованих коліс в нейтральне положення, внаслідок чого погіршується їх стабілізація. Тому при конструюванні рульового управління доцільно забезпечувати умови досить високого тертя в ньому при нейтральному положенні керованих коліс і малого – при великих кутах повороту.

Площина керованих коліс автомобіля встановлюється під кутом χ до вертикалі, що називається *кутом розвалу коліс* (рисунок 16.8).

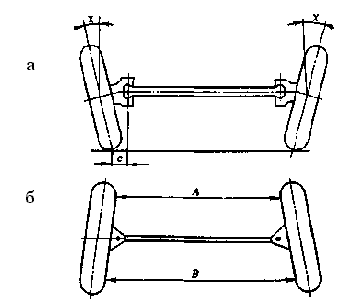


Рисунок 16.8 - Розвал (а) і сходження (б) керованих коліс

Доцільність установки керованих коліс з розвалом диктується наступним: 1) при коченні керованого колеса на нього діє сила опору коченню. Ця сила створює з плечем *с* момент опору повороту. При наявності розвалу це плече меншає і тим самим полегшується управління автомобілем; 2) колесо підтискається до внутрішнього підшипника маточини, що запобігає вихлянню колеса у разі появи зазорів у підшипниках маточини; 3) при зношенні поворотних цапф зворотний розвал не з'являється. Оскільки колесо, площина якого відхилена від вертикалі, котиться з бічним відведенням, для його компенсації керованим колесам, встановленим з розвалом, додається сходження в горизонтальній площині. Звичайно сходження заміряється в міліметрах, як різниця відстаней *В* і *А* (див. рис. 20.4). При наявності зазорів у рульовій трапеції дотичні і бічні реакції дороги, а також удари, діючі на колеса, прагнуть спричинити їх негативне сходження.

Щоб уникнути цього керованим колесам часто додається сходження трохи більше, ніж необхідно для компенсації розвалу.

Коливання керованих коліс

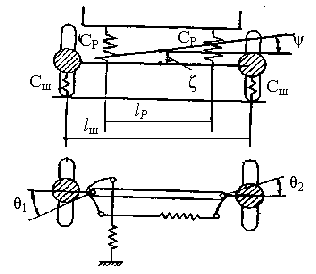
 Керований міст можна розглядати як динамічну систему, у якої маси пов'язані пружними елементами: шинами, пружними елементами підвісок, деталями рульового приводу, рисунок 16.9

Рисунок 16.9 - Динамічна система “керований міст”

При русі автомобіля можливі такі переміщення маси моста: ζ – вертикальне переміщення у вертикально-поперечній площині, ψ – кутове переміщення у вертикально-поперечній площині, θ – кутове переміщення коліс відносно шкворнів у горизонтальній площині. При незалежній підвісці моста у вертикально-поперечній площині можлива одна форма його коливань, зумовлена кінематикою підвіски. Найбільший вплив на керованість і стійкість автомобіля мають кутові коливання коліс моста по координаті ψ і кутові коливання по координаті θ.

Однією з характеристик динамічних систем є частоти власних коливань. Частота власних кутових коливань моста у вертикально-поперечній площині

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (16.12)

де ωψ – частота власних коливань, рад/с;

Сψ – коефіцієнт приведеної кутової жорсткості;

Iψ – момент інерції моста відносно осі, що проходить через центр його мас.

Коефіцієнт кутової жорсткості підвіски моста у вертикально-поперечній площині

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

де *СР, С*ш – коефіцієнти лінійної жорсткості відповідно ресори і шини;

*l*Р, *l*ш – відповідно рессорная база і колія моста.

Звідси

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (16.13)

Отже, при зниженні жорсткості ресор і шин, а також збільшенні моменту інерції переднього моста частота власних коливань моста у вертикально-поперечній площиніменшає.

Частота власних коливань коліс відносно осей шкворнів (виляння) може бути знайдена з вираження (20.7). У цьому випадку під *І* треба розуміти момент інерції коліс і пов'язаних з ними деталей відносно осей шкворнів. Коефіцієнт кутової жорсткості приводу Сθ може бути визначений як відношення моменту Mθ, необхідного для повороту коліс на кут θ, до цього кута. Момент Mθ залежить не тільки від пружності тяги, але і від стабілізуючого моменту, зумовленого нахилом шкворня і відведенням шин. Оскільки останній залежить від швидкості руху, частота власних коливань коліс в подовжнійплощині також залежить від швидкості автомобіля.

Коливання керованих коліс можуть бути викликанінаступним:

* рухом автомобіля по нерівній дорозі;
* розузгодженням кінематики підвіски і рульового приводу;
* неврівноваженістю керованих коліс;
* автоколиваннями керованих коліс.

##### Питання для самоперевірки

1. Аналіз стабілізації керованих коліс поперечним і подовжнім нахилами шкворня, відведенням шини.

2. Призначення і сутність кутівустановки керованих коліс.

3. Причини коливання керованих коліс.

## **Лекція 17.Визначення стійкості. Оцінні критерії. Критична**

## **швидкість на повороті по боковому перекиданню і**

## **ковзанню. Поперечна стійкість на косогорі**

**17.1 Визначення стійкості**

Сукупність властивостей, що визначають характеристики тих граничних умов, при перевищенні яких КТЗ не може повертатися до свого стійкого положення чи сталої кутової швидкості повороту після припинення дії сил.

Для керування траєкторним і курсовим рухами автомобіля водій, повертаючи керовані колеса, створює керуючі сили. Параметри цих сил регулюються водієм таким чином, щоб одержати бажану зміну курсового кута і траєкторію руху. Однак, крім керуючих сил, на автомобіль діють різного роду випадкові сили, викликані різними причинами: взаємодією коліс з нерівностями дороги, аеродинамічними силами, нахилом дороги. Ці сили, а також їхні кінематичні наслідки називають збурюваннями.

Рух автомобіля під дією заданих сил без збурювань називають незбуреним. Вплив збурювань на характер руху може бути різнимзалежно від параметрів незбуреного руху і конструктивних особливостей автомобіля.

Залежно від параметрів руху після тимчасового їхнього відхилення, спричиненого збурюванням, рух може бути стійкім або нестійким. Якщо параметри руху після збурювання можуть повертатися до вихідних, або їхні відхилення не перевищують заданої норми, такий рух називають *стійким.*

Якщо відхилення параметрів руху, спричинене збурюванням, з часом збільшується або після припинення дії збурювання параметри не повертаються до вихідних, такий рух називають *нестійким*.

Параметри незбуреного руху, що визначають межу між стійким і нестійким рухом, називають критичними. Критичні параметри руху визначаються конструктивними параметрами автомобіля.

#### **17.2 Оцінні критерії**

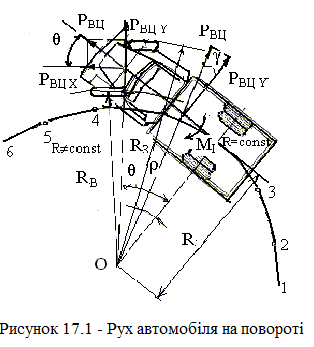
Оцінними критеріями стійкості є критичні параметри руху чи положення. Єдині оцінні критерії стійкості відсутні. Загальноприйняті критерії стійкості:

* критична швидкість на повороті по бічному перекиданню,VKP.П;
* критична швидкість на повороті по бічному ковзанню, VKP.*φ*;
* критичний кут косогору по перекиданню, βKP.П;
* критичний кут косогору по бічному ковзанню,βKP.*φ*;
* критичний кут подовжнього підйому по буксуванню коліс,αКР.*φ*;
* критичний кут подовжнього підйому по перекиданню, αKP.П;
* критична швидкість по бічному перекиданню на віражі, VKP.В.П;
* критична швидкість на віражі по бічному ковзанню, VКР.В.*φ*;
* коефіцієнт поперечної стійкості, ηП.СТ.

**17.3 Критична швидкість на повороті по бічному перекиданню**

**і ковзанню**

При русі автомобіля на повороті поперечною силою, яка спричиняє занос чиперекидання, є відцентрова сила. Для визначення відцентрової сили при русі автомобіля на повороті розглянемо схему на рисунку17.1. Для спрощення приймемо, що автомобіль є плоскою фігурою і рухається по

горизонтальній дорозі з твердими в бічному напрямку шинами.![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADVAAAAAAAEgAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAIgAiABEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////pv///+AAAADGAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAABQAAoAAAAmBg8ACgD/////AQAAAAAAAwAAAAAA)На ділянцідороги*1 - 2* автомобіль рухається прямолінійно, і його керовані колеса знаходяться в нейтральномуположенні. На ділянці*2 – 3* водій повертає керовані колеса, і автомобіль рухається по кривій змінного радіуса, тобто по так званій першій перехідній кривій. На ділянці*3 – 4*положення керованих коліс, повернених на

визначенийкут![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADiAAAAAIAEgAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADALAAUABEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////xv///wABAACGAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAAAwABAAAAD7AoD+AAAAAAAAkAEBAAACAAIAEFN5bWJvbAACBAAAAC0BAAAIAAAAMgpgARAAAQAAAHEACgAAACYGDwAKAP////8BAAAAAAAQAAAA+wIQAAcAAAAAALwCAAAAzAECAiJTeXN0ZW0AzAQAAAAtAQEABAAAAPABAAADAAAAAAA=), залишаєтьсянезмінним, а радіус Рисунок *R* траєкторії руху середньої точки задньої осі – постійним. На 17.1 - Рух автомобіля на поворотіділянці*4 – 5*, тобто на другійперехідній кривій, Рисунок 17.1 -Рух автомобіля на повороті водій повертає керовані колеса в

зворотну сторону, внаслідок чого радіус *R* поступово збільшується. На ділянці*5 – 6* автомобіль знову рухається прямолінійно.

При рівномірному русі по дузі постійного радіуса відцентрова сила, Н

# PВЦ=М*а* **·**ω2**·** *ρ*, (17.1)

де М*а* – маса автомобіля, кг;

ω – кутова швидкість автомобіля при повороті, рад/с;

*ρ* – радіус кривизни траєкторії центраваги автомобіля (рисунок 17.1).

Разом з тим:

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

де γ – кут між радіусом *ρ* і продовженням осі задніх коліс;

![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADiAAAAAIAEgAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADALAAUABEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////xv///wABAACGAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAAAwABAAAAD7AoD+AAAAAAAAkAEBAAACAAIAEFN5bWJvbAACBAAAAC0BAAAIAAAAMgpgARAAAQAAAHEACgAAACYGDwAKAP////8BAAAAAAAQAAAA+wIQAAcAAAAAALwCAAAAzAECAiJTeXN0ZW0AzAQAAAAtAQEABAAAAPABAAADAAAAAAA=) – кут між подовжньою віссю автомобіля і вектором швидкості середньої точки передньої осі.

Утрата стійкості автомобілем особливо небезпечна при великій швидкості, коли рух його близький до прямолінійного. Кут![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADiAAAAAIAEgAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADALAAUABEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////xv///wABAACGAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAAAwABAAAAD7AoD+AAAAAAAAkAEBAAACAAIAEFN5bWJvbAACBAAAAC0BAAAIAAAAMgpgARAAAQAAAHEACgAAACYGDwAKAP////8BAAAAAAAQAAAA+wIQAAcAAAAAALwCAAAAzAECAiJTeXN0ZW0AzAQAAAAtAQEABAAAAPABAAADAAAAAAA=) при цьому порівняно невеликий і можна вважати, що tg![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADiAAAAAIAEgAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADALAAUABEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////xv///wABAACGAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAAAwABAAAAD7AoD+AAAAAAAAkAEBAAACAAIAEFN5bWJvbAACBAAAAC0BAAAIAAAAMgpgARAAAQAAAHEACgAAACYGDwAKAP////8BAAAAAAAQAAAA+wIQAAcAAAAAALwCAAAAzAECAiJTeXN0ZW0AzAQAAAAtAQEABAAAAPABAAADAAAAAAA=)![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADiAAAAAIAEgAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADALAAUABEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////xv///wABAACGAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAAAwABAAAAD7AoD+AAAAAAAAkAEBAAACAAIAEFN5bWJvbAACBAAAAC0BAAAIAAAAMgpgARAAAQAAAHEACgAAACYGDwAKAP////8BAAAAAAAQAAAA+wIQAAcAAAAAALwCAAAAzAECAiJTeXN0ZW0AzAQAAAAtAQEABAAAAPABAAADAAAAAAA=)рад.

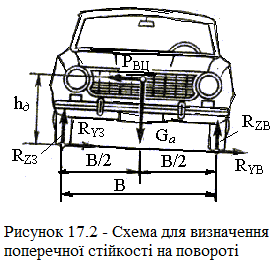
Таким чином, відцентрова сила, що діє на автомобіль при його рівномірному русі по дузі окружності:

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Поперечна складова відцентрової сили, Н

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Визначимо критичну швидкість за умовами перекидання, рисунок17.2.

При русі по дузі постійного радіуса під дією відцентрової сили РВЦ автомобіль може перекинутися відносно осі, що проходить через центр контактів шин зовнішніх коліс з дорогою. Складемо рівняння моментів сил щодо цієї осі![](data:application/x-msmetafile;base64,)

де RZB – сума нормальних реакцій дороги, що діють на внутрішні колеса автомобіля, Н.

У момент початку перекидання внутрішні колеса відірвуться від дороги і реакції RZBбудуть дорівнювати нулю. Тоді

![](data:application/x-msmetafile;base64,)![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Критична швидкість за умовами перекидання

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (17.4)

З урахуванням відведення шин передніх і задніх коліс критична швидкість за перекиданням визначається за формулою

Визначимо критичну швидкість за умовами заносу.

У результаті дії відцентрової сили може початися занос автомобіля (ковзання шин по дорозі в поперечному напрямку) (рисунок 17.2). Сума поперечних реакцій у цьому випадку буде дорівнювати сумі сил зчеплення всіх коліс з дорогою

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (17.5)

у граничному випадку ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

тобто![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Критична швидкість за умовами заносу

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

З урахуванням відведення шин передніх і задніх коліс

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Умова, при якій перекиданню передує занос автомобіля

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

При русі по перехідних кривих, (рисунок 17.1), на автомобіль діє також відцентрова сила, спричинена зміною кривизни траєкторії

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

де *b –*  відстань від задньої осі до центра ваги автомобіля, м;

![](data:application/x-msmetafile;base64,) – кутова швидкість повороту керованих коліс.

Таким чином, сумарна відцентрова сила, що діє на автомобіль при русі по перехідних кривих

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

СилаРВЦ, діюча на автомобіль при криволінійному русі, пропорційна квадрату швидкості автомобіля і куту![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADiAAAAAIAEgAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADALAAUABEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////xv///wABAACGAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAAAwABAAAAD7AoD+AAAAAAAAkAEBAAACAAIAEFN5bWJvbAACBAAAAC0BAAAIAAAAMgpgARAAAQAAAHEACgAAACYGDwAKAP////8BAAAAAAAQAAAA+wIQAAcAAAAAALwCAAAAzAECAiJTeXN0ZW0AzAQAAAAtAQEABAAAAPABAAADAAAAAAA=). СилаР'ВЦдіє тільки під час повороту передніх коліс і зростає зі збільшенням їхньої кутової швидкості і швидкості автомобіля. При вході автомобіля в поворот швидкість ωYK позитивна, і сила Р'ВЦY, складаючись із силою РВЦY, збільшує небезпекуперекидання чи заносу. При виході з повороту швидкість ωYK негативна, і автомобіль може рухатися з більшою швидкістю без утрати стійкості. Практично сила Р'ВЦYвпливає на стійкість лише в початковий момент часу (при вході в поворот) і в кінцевий момент (при виході з нього), коли вона порівняна із силою РВЦY*.* На інших ділянках траєкторії в більшості випадків вплив сили Р'ВЦYнезначний.

Під час криволінійного руху автомобіля виникає також інерційний момент, що діє в горизонтальній площині, але звичайно вплив цього моменту на стійкість невеликий і ним можна знехтувати (див. момент МІ на рисунку17.1).

Автомобіль може втратити поперечну стійкість і під час прямолінійного руху, якщо водій дуже різко поверне керовані колеса, хоча б і на невеликий кут. Виникаюча при цьому відцентрова сила може дуже швидко досягти значення сили зчеплення шин з дорогою і спричинити занос.

Визначимо проміжок часу, протягом якого відцентрова сила збільшиться до небезпечної межі, припускаючи, що водій повертає керовані колеса з постійною швидкістю. У момент виникнення заносу сила РСУМ = РЗЧабо

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Звідки час , с ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Якщо швидкість автомобіля велика, а коефіцієнт зчеплення малий, то різкий поворот керованих коліс спричиняє занос протягом дуже короткого проміжку часу. В особливо несприятливих умовах цей час може виявитися менше часу реакції водія і він не встигне прийняти заходищодо ліквідації заносу, що почався.

**17.4 Критичний кут косогору по перекиданню і бічному ковзанню коліс**

При розгляді поперечної стійкості (рисунок 17.3) приймемо допущення, що колеса передньої і задньої осей, лівого і правого бортів знаходяться в однакових умовах по зчепленню коліс, і реакція пропорційна силам зчеплення, тобто колеса передньої і задньої осей почнутьсковзати одночасно.

Рисунок17.3 - Схема автомобіля для розрахунку

поперечної стійкості на косогорі

При прямолінійному русі автомобіля по поперечному ухилу перекидаючою є поперечна складова сили ваги, що дорівнює![](data:application/x-msmetafile;base64,). Складемо рівняння моментів сил щодо осі, яка проходить через центр контактів шин, відносно яких відбувається перекидання автомобіля

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

У момент перекидання ![](data:application/x-msmetafile;base64,), тоді

![](data:application/x-msmetafile;base64,)![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Критичний кут косогору по перекиданню

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

**17.4.1 Критичний кут косогору по бічному ковзанню коліс**

У граничному випадку руху бічні реакції внутрішніх R//Y і зовнішніх R/Y коліс дорівнюють поперечній складовій сили ваги

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Разом с тим, за умовою зчеплення коліс з дорогою, сума поперечних реакцій дорівнює силі зчеплення у бічному напрямку

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,)![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Критичний кут косогору по бічному ковзанню коліс

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (17.12)

Умовою, при якій бічному перекиданню передує занос автомобіля є така:

![](data:application/x-msmetafile;base64,)тобто![](data:application/x-msmetafile;base64,) (17.13)

Величину ![](data:application/x-msmetafile;base64,) називають коефіцієнтом поперечної стійкості. Утрата стійкості по перекиданню більш небезпечна, ніж по бічному ковзанню. Тому автомобіль прагнуть спроектувати таким чином, щоб ![](data:application/x-msmetafile;base64,). Щоб надійно виконати цю умову, треба прийняти ![](data:application/x-msmetafile;base64,) і мати на увазі, що в нерівності (21.13) не врахований поперечний крен кузова, тобто бажано, щоб ![](data:application/x-msmetafile;base64,).

Ця вимога практично завжди виконується для легкових автомобілів і в більшості випадків для ненавантажених вантажних автомобілів. Для вантажних автомобілів і автопоїздів з повним навантаженням виконання цієї вимоги завдає труднощів, особливо під час перевезення вантажів малої щільності, контейнерів і деяких спеціальних вантажів.

Правильний вибір коефіцієнта ![](data:application/x-msmetafile;base64,) зменшує небезпеку перекидання, але не усуває її. Якщо при бічному ковзанні коліс вони зустрінуть перешкоду, що різко сповільнює швидкість, то виникає поперечна сила інерції, що може спричинити перекидання навіть   
при ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

17.5 Критична швидкість автомобіля по бічному перекиданню і

ковзанню на віражі

Дуже важливим і практичним є випадок руху автомобіля при повороті на віражі, тобто на дорозіз поперечним ухилом.

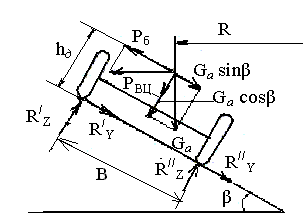
Перекидаючою силою в цьому випадку буде складова Рδ відцентрової сили РВЦ (рисунок17.4).

Рисунок 17.4 - Схема сил при русі на віражі

Складаючи рівняння моментіввідносно осі, що проходить через точки опори верхніх коліс,одержимо

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Підставляючи в це рівняння вираз для відцентрової сили і дорівнюючи реакцію R*"*Zнулю, одержимо

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Критична швидкість по перекиданню на віражі

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

З рівняння (22.1) видно, якщо вибирати відповідні кути β, то швидкість руху може бути достатньо велика і, якщо

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

або

![](data:application/x-msmetafile;base64,),

то перекидання не відбудеться при будь-якій великій швидкості.

Автомобіль почне сковзати убік при

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Сума бічних сил

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Розв’язуючи ці рівняння спільно, одержимо

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

або

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Критична швидкість по ковзанню на віражі

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Порівнюючи VКР.В.П. і VКР.В.*φ*  можна визначити, що настане раніше, перекидання або ковзання. Отримане рівняння дозволяє установити, що при збільшенні кута ** швидкість руху автомобіля, припустима по ковзанню убік, також збільшується і що при   
1 –φ**·** tg*β* = 0 ця швидкість може дорівнювати нескінченності. Таким чином, при tg*β* = 1/φ ковзання убік не буде і швидкість може бути достатньо велика.

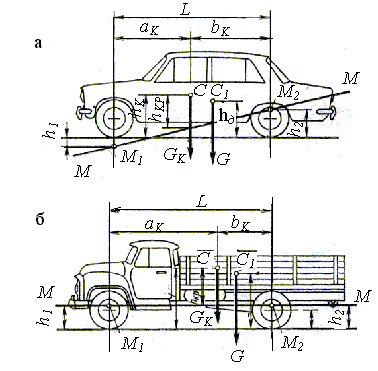
**17.6 Поперечний крен кузова**

При визначенні показників стійкості було прийнято, що автомобіль являє собою тверде тіло, усі точки якого рухаються з однаковими швидкостями. У дійсності автомобіль являє собою складну систему мас, з'єднаних між собою шарнірноабо за допомогою пружних елементів. Можна виділити дві основні групи мас: підресорені частини (кузов), вагу яких сприймає підвіска, і непідресорені частини (колеса, осі), вагу яких сприймають шини. Центр ваги*С*підресорених мас розташований на відстані *а*K від передньої осі (рисунок17.5),на відстані *b*Квід задньої і на висотіhКвід поверхні дороги. Він не збігається з центром ваги*С1* автомобіля. Точка*С*розташована трохи вище точки*С1*і тому hК>h*д*. Маса непідресорених частин передньої осі звичайно трохи менше маси непідресорених частин задньоїосі, внаслідок чого точка*С1*зміщена щодо точки*С*назад (*b<b*К).

Під дією поперечної сили шини і пружні елементипідвіски зодногобоку автомобіля розвантажуються, а з іншого–навантажуються. У результаті кузов автомобіля нахиляється і повертається в поперечному напрямку.

*Центром крену* (переднім чизаднім) називають точку, відносно якої переміщається поперечний переріз автомобіля, щопроходить через передню чи задню вісь.

*Віссю крену* називають пряму лінію *ММ,* відносно якої повертається кузов при його поперечному нахилі. Вісь крену проходить через центри крену передньої і задньої частин кузова.

Рисунок 17.5. Розташування центрів і осі крену кузова автомобіля:

а – легкового; б – вантажного

Знайдемо положенняцентра крену при важільній підвісці (рисунок 17.5,а). При нерухомому кузові вертикальні коливання правого колеса спричиняють переміщення точок*А*  и *Б* (кінців верхнього і нижнього важелів) у напрямках, перпендикулярних до важелів. Миттєвий центр швидкостей колеса розташований у точці*К* перетинання ліній, що є продовженнями важелів. Точка*В* колеса, у якій воно контактуєздорогою, переміщається при цьому перпендикулярно лінії *КL*

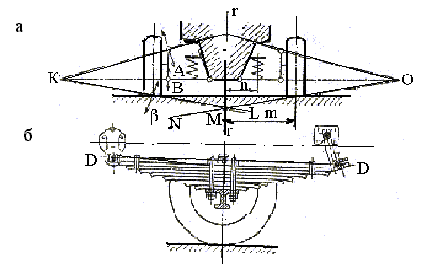
*.*

Рисунок 17.6 - Визначення центра крену при підвісках різних типів:

а – важільної; б – ресорної

Якщо колесо не переміщається, а нахиляється кузов, то центр його крену також знаходиться на лінії *КL.* Права і ліва половини підвіски симетричні щодо вертикальної площини *ГГ*, отже, центр крену *М*знаходиться на перетинанні ліній *KL* і *ГГ*. У розглянутому випадку він розташований трохи нижче поверхні дороги.

Підвіску, що забезпечує паралельне переміщення колеса, можна розглядати як важільну підвіску, що має нескінченно довгі важелі. Центр крену при такій підвісці знаходиться на поверхні дороги. Якщо на автомобіль установлені нерозрізна вісь і підвіска з подовжніми листовими ресорами, то центр крену знаходиться в площині*DD,*що проходить через вушка ресор.

У легкових автомобілів з передньоюнезалежною і задньою залежною (ресорною) підвісками вісь крену нахилена до дороги.

У вантажних автомобілів і автобусів, що мають обидві залежні підвіски, вісь крену розташована паралельно дорозі приблизно на висоті, щодорівнює радіусу колеса, і h1h2 .

Поперечна сила Р*КY* (рис. 22.2) прикладена до центравагикузова, діє щодо осі крену на плечі крену hКР і створює момент, щоспричиняє поперечний нахил кузова.

Плече крену

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (17.16)

де h1, h2 – відповідно відстані від поверхні дороги до переднього і заднього центрів крену, м.

Визначимовеличинукута крену ψКР при повороті автомобіля на горизонтальній дорозі. До центраваги підресорених мас прикладена сила вагиGKі відцентрова сила РКY. Точка прикладення сили вагиGНі відцентрової сили РHY непідресорених мас розташована на висоті, щодорівнює приблизно радіусу колеса. Під дією сили РКYкузов повертається відносно осі крену на кут ψКР, а точка*С* зміщається уточку*С'*.На колеса внутрішньої сторони автомобіля діють реакції дорогиRZВ і RYB, а на колеса зовнішньої сторони — реакції RZЗ і RYЗ*.* Кут ψКР звичайно не перевищує 10°,тому можна вважати, щоhКconst.

Розглянемо рівновагу кузова, на який при поперечному крені діють сили GK, PKY і реакції підвіски (рисунок 17.7). Приймаючи при малих значеннях кута ψКР  поперечний зсув центра ваги, м

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (17.18)

моменти сил Рkу та Gk врівноважуються моментом пружніх сил:

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (17.19)

Из виразів 22.4 та 22.5 кут крена:

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (17.20)

де *CYa*– кутова жорсткість підвіски автомобіля, яка дорівнює відношенню моменту, що спричиняє крен кузова, до кута крену, Н·м/рад.

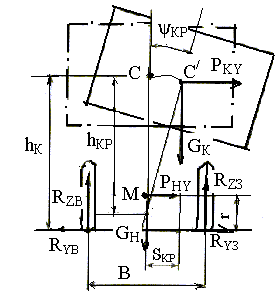


Рисунок 17.7 - Крен кузова при дії бічної сили

Кут крену збільшується при зростанні поперечної сили і плеча крену і зменшується з підвищенням кутової жорсткості підвіски автомобіля. При заміні передньої ресорної підвіски незалежною підвіскою плече крену зросте (див. рис. 22.2, а), що значно збільшує поперечний крен кузова. Для зменшення крену встановлюють стабілізатор поперечної стійкості і тим самим збільшують кутову жорсткость підвіски.

У результаті крену центр ваги кузова зміщається по напрямку дії поперечної сили, внаслідок чого додатково навантажуються зовнішні колеса і ще більше розвантажуються внутрішні. Тому при крені кузова збільшується імовірність перекидання. З урахуванням цього критичні швидкості по перекиданню зменшуються, вплив крену кузова враховується коефіцієнтом крену.

Критична швидкість на повороті по перекиданню

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Критичний кут косогору по перекиданню при прямолінійному русі

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

При коефіцієнті зчеплення 0,7 ... 0,8:

ηКР = 0,8…0,85 для легкових і вантажних автомобілів з повним навантаженням;

ηКР = 0,9 для вантажних автомобілів у спорядженому стані.

*Подовжня стійкість автомобіля*

Подовжня стійкість автомобіля визначається можливістю його перекидання навколо передньої чи задньої осей або буксуванням коліс у подовжньому напрямку і, як наслідок, сповзання автомобіля.

Оскільки у дорожних автомобілів центр ваги розташований низько, то перекидання в подовжній площині малоймовірно. Розглянемо умову подолання максимального підйому по буксуванню коліс (рисунок 17.8).

Приймемо, що сили опору коченню і повітряного середовища відсутні. У даному випадку сила опору підйому *Ga*sinα врівноважується силою тяги, що обмежується зчепленням ведучих коліс. Визначимо максимальний кут підйому для задньоприводних автомобілів. Складемо рівняння моментів сил відносно точки контакту передніх коліс з опорною поверхнею:

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

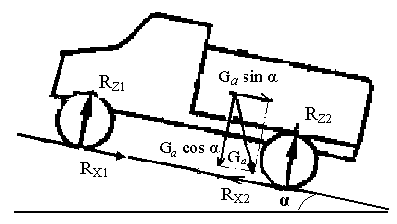


Рисунок 17.8 - Схема сил, що діють на автомобіль при русі на підйом

Сила опору підйому врівноважується силою зчеплення

![](data:application/x-msmetafile;base64,)![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Для автомобілів з передніми ведучими колесами

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Для полноприводних автомобілів

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (17.25)

З цих виразів випливає, що за умовами зчеплення автомобіль з передніми ведучими колісами долає менший підйом, ніж автомобіль із задніми ведучими колісами і тим більше – з усіма ведучими колесами.

Приклад. Визначити критичну швидкість автомобіля на віражі під час руху по дорозі, що характеризується коефіцієнтом зчеплення φ і кутом поперечного ухилу β та радіусом повороту R. Автомобіль повністю навантажений. Висота центра тяжіння відповідає технічній характеристиці автомобіля.

Модель КТЗ ктегорії М2; φ = 0,7; β = 5º; R = 45 м; В=1,7м; hд=0,9м.

Критична швидкість по ковзанню під час руху на віражі

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Критична швидкість по перекиданню при русі на віражі

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

де h*д* – висота центра тяжіння автомобіля, м;

В – колія коліс автомобіля, м.

## **Питання для самоперевірки**

1. Поняття стійкості АТЗ, оцінні критерії стійкості.
2. Аналіз стійкості автомобіля на повороті.
3. Стійкість автомобіля на косогорі.
4. Аналіз стійкості автомобіля на віражі
5. Поперечний крен кузова та його вплив на поперечну стійкість

6 Подовжня стійкість автомобіля.

**Лекція 18 Прохідність КТЗ**

**Визначення, класифікація автомобілів за прохідністю. Оцінні критерії прохідності. Тягові та опорно-зчіпні параметри прохідності**

**18.1 Визначення. Класифікація КТЗ за прохідністю**

Прохідність КТЗ – сукупність властивостей, що визначають можливість руху КТЗ по дорогах в незадовільному стані і бездоріжжю, а також міра зниження середніх швидкостей руху і продуктивності при русі по цих дорогах порівняно з упорядкованими.

До доріг в незадовільному стані належать засніжені, обмерзлі, мокрі, розбиті і брудні дороги, а також грунти в природному стані, сніжна цілина, пісок. При русі по цих дорогах доводиться долати схили, бар'єрні перешкоди (насип, рови, кювети), а також дискретні перешкоди (пні, купини, валуни та ін.).

Втрата прохідності може бути повною або частковою. Повна втрата прохідності характеризується подальшим припиненням руху – застрявання, неможливість подолання перешкод.

При частковій прохідності відбувається втрата швидкості, що знижує продуктивність і паливну економічність. Залежно від призначення КТЗ поділяються на автомобілі звичайної, підвищеної та високої прохідності.

Автомобілі звичайної прохідності призначені переважно для використання на дорогах з твердим покриттям. Ці автомобілі мають колісну формулу 4 х 2, 6 х 2, 6 х 4 і шини з дорожнім або універсальним рисунком протектора, прості диференціали, що не блокуються.

Автомобілі підвищеної прохідності призначені для використання як на дорогах з твердим покриттям, так і поза дорогами і для подолання природних перешкод. Такі автомобілі, як правило, створюються на базі автомобілів звичайної прохідності і мають колісну формулу 4 х 4, 6 х 6, 8 х 8 з широпрофільними шинами, з шинами регульованого тиску повітря, з диференціалами, які частково або повністю блокуються.

Автомобілі високої прохідності призначені для роботи в умовах бездоріжжя. Вони мають володіти здатністю долати перешкоди, що зустрічаються на місцевості: канави, вертикальні уступи, підйоми, броди. Це повноприводні автомобілі з шинами низького тиску, арочними шинами або пневмокотками, з диференціалами, що блокуються або самоблокуються. Вони можуть мати спеціальне компонування і додаткові пристрої, які підвищують прохідність (додаткові висувні котки, опорні бічні колеса), а також бути плаваючими.

**18.2 Оцінні критерії прохідності**

Теперішнім часом немає єдиного критерію для оцінки прохідності автомобіля, оскільки прохідність визначається багатьма чинниками, врахувати які в одному показнику неможливо. Відносну і більш об'єктивну оцінку прохідності проводять за допомогою безрозмірних показників:

* критерій прохідності за силою тяги

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

де *РД –*  сила опору руху;

![](data:application/x-msmetafile;base64,)– сумарна сила тяги на всіх ведучих колесах.

Чим більше сумарна сила тяги ведучих коліс, яка забезпечується двигуном, трансмісією і колесами при русі автомобіля в заданих умовах опору руху *РД*, тим більше коефіцієнт прохідності, а отже, і вище прохідність машини. У граничному випадку, коли ![](data:application/x-msmetafile;base64,), критерій *ПТ* = 0 і прохідність машини мінімальна;

* ![](data:application/x-msmetafile;base64,)критерій прохідності по зчепленню

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,) – сумарна максимальна сила зчеплення ведучих коліс.

Якщо![](data:application/x-msmetafile;base64,)= *РД*, то критерій прохідності *ПЗЧ* = 0, прохідність машини мінімальна;

* максимальна питома сила тяги

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

* вільна максимальна питома сила тяги

![](data:application/x-msmetafile;base64,),

де *РКР* – сила тяги на гаку, яка може бути реалізована колісними машинами;

* узагальнений критерій прохідності НАМІ

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

де *G*  – вага корисного вантажу, що перевозиться;

*S*  – довжина ділянки, що долається;

*t*  – час руху на ділянці;

*Q*  – об'єм витраченого на цій ділянціпалива.

Індекси д і *е* означають відповідно величини, що визначаються прирусі по випробуваній ділянці і по ділянці, що приймається за еталон.

Прохідність автомобіля характеризує три групи чинників.

1. Тягові і опорно-зчіпні параметри.
2. Геометричні параметри.
3. Параметри, що характеризують здатність автомобіля долати перешкоди.

**18.3 Тягові і опорно-зчіпні параметри автомобіля**

Тягові і опорно-зчіпні параметри прохідності залежать від максимальної сили тяги, ваги автомобіля, тиску коліс на опорну поверхню, сили зчеплення, типу шин та інших конструктивних параметрів. Вони характеризують прохідність автомобіля при русі по м'яких грунтах (сипучий пісок, рілля, розмитий грунт, заболочена місцевість), а також на підйомах, тобто в таких умовах, коли опір руху більше, а зчеплення менше, ніж при русі по удосконалених дорогах.

Рівномірний рух автомобіля при відсутності бічних сил визначається виразом:

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (18.1)

де *РЗЧ* – сила зчеплення ведучих коліс;

*РД* – сила сумарного дорожнього опору;

*РТ –*  тяговая сила на колесах автомобіля.

У даному виразі сила опору повітряного середовища не враховується, оскільки при русі по поганих дорогах швидкість невелика і силою опору повітряного середовища можна нехтувати.

Представимо (23.1) так:

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (18.2)

Розділимо (23.2) на повну вагу автомобіля

![](data:application/x-msmetafile;base64,), (18.3)

де *GаЗЧ /Gа = КЗЧ  –* коефіцієнт зчіпної ваги;

*mЗЧ –* коефіцієнт зміни реакцій на ведучій осі;

*φ* – коефіцієнт зчеплення;

*ψ* – коефіцієнт сумарного дорожнього опору;

![](data:application/x-msmetafile;base64,) – питома сила тяги.

Розглянемо детальніше величини, що входять у вираз (23.3).

***Коефіцієнт зчіпної ваги КЗЧ***або зчіпний чинник автомобіля.

Чим більше зчіпна вага автомобіля і відповідно *КЗЧ*, тим краще прохідність автомобіля у важких дорожніх умовах. Зчіпну вагу автомобіля можна підвищити збільшенням числа ведучих коліс або зміщенням центра тяжіння у бік ведучої осі. Середньостатистичне значення коефіцієнта зчіпної ваги для автомобілів з передніми або задніми ведучими колесами знаходяться в межах:

легкові автомобілі – 0,45…..0,55;

вантажні автомобілі – 0,65…..0,80.

Для автомобілів з усіма ведучими колесами коефіцієнт зчіпної ваги дорівнює одиниці. Для магістральних автомобілів-тягачів зарубіжного виробництва середньостатистичне значення коефіцієнта зчіпної ваги становить 0,693, екстремальне – 0,773, для автопоїздів – 0,364 і 0,421 /1/.

У ряді випадків для збільшення зчіпної ваги на автомобілі встановлюють баласт.

***Коефіцієнт зміни реакцій*** на ведучій осі автомобіля, ![](data:application/x-msmetafile;base64,),   
де *RZЗЧ* – реакція на ведучувісь (ведучі осі) у загальному випадку руху автомобіля; *GаЗЧ* – вага, що доводитьсяна ведучу вісь (ведучі осі) нерухомого автомобіля на горизонтальному майданчику.

При русі автомобіля на підйом у міру збільшення кута підйому зростає опір руху і змінюються нормальні реакції на колесах автомобіля, що змінює коефіцієнт *mЗЧ.*

Внаслідок цього максимальний підйом, що долається автомобілем, може визначатися не силою тяги і опором коченню, а зчепленням ведучих коліс. При русі на підйом сила опору підйому урівноважується силою зчеплення. Так для автомобілів з усіма ведучими осями

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (18.4)

Якщо ж ведучі тільки задні колеса, то максимальний кут підйому визначається звиразу

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADVAAAAAAAEgAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAIgAiABEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////pv///+AAAADGAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAABQAAoAAAAmBg8ACgD/////AQAAAAAAAwAAAAAA)![](data:application/x-msmetafile;base64,) (18.5)

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,) – реакція на задні колеса при русі на підйом.

Для автомобілів з передніми ведучими колесами ![](data:application/x-msmetafile;base64,) – реакція опорної поверхні на передні колеса, тоді

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (18.6)

Зіставлення (23.4), (23.5), (23.6) показує, що передньоприводний автомобіль долає менший підйом, ніж задньоприводний і повноприводний. Це є основним недоліком передньоприводних автомобілів.

***Коефіцієнт зчеплення φ*** характеризує можливість реалізації окружної сили по зчепленню коліс. Максимальне значення коефіцієнта зчеплення визначається виразом ***φ*** = РЗЧmax / RZ. При русі по зв'язних грунтах (глинисті і суглинисті) коефіцієнт зчеплення значною мірою залежить від тиску повітря в шині, розмірів і форми грунтозачіпів. Зі зменшенням тиску повітря в шині збільшується площа контакту, і більше число грунтозачіпів вступає в роботу. Форма грунтозачіпів впливає на зчеплення, самоочищення і еластичність шини. На рисунку 18.1 показані найбільш поширені форми протектора шин автомобілів, що експлуатуються на м'яких грунтах. Хороше зчеплення з грунтом у всіх напрямах і самоочищення протектора забезпечують шини з розташуванням грунтозачіпів під кутом 45 о до подовжньої осі шини та їхнє звуження до вершини. Для усунення вібрацій шин з великими грунтозачіпами при русі по твердій опорній поверхні в середній частині бігової доріжки виконують суцільний пояс.

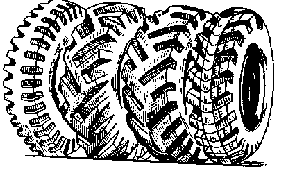


Рисунок 18.1 - Форми протектора шин

При русі по поверхнях, що деформуються, з твердим підшаром, для збільшення коефіцієнта зчеплення іноді доцільно збільшувати тиск повітря в шинах. При цьому колесо продавлює шар, що деформується і входить в контакт з твердою основою.

При русі по піщаних грунтах зчеплення коліс визначається в основному внутрішнім тертям в грунті. При буксуванні коліс відбуваєтьсязсув піску. Це приводить до збільшення глибини колії. У цьому випадку наявність грунтозачіпів сприяє розпушенню верхнього шару грунту і збільшенню глибини колії. Тому для руху по піщаних грунтах рекомендуються пневмокотки з малим внутрішнім тиском повітря і грунтозачіпами малої висоти. При подоланні сипучих пісків через небезпеку зрізу верхнього шару потрібно уникати перемикання передач, маневрувати і зупинятися. Зрушення автомобіля з місця маєздійснюватися плавно без буксування коліс.

Рух по сипучому снігу з малим коефіцієнтом внутрішнього тертя можливий тільки призастосуванні спеціальних движителів, що забезпечують питомий тиск на грунт не більше за 0,01 МПа.

При русі по заболочених ділянках також виникає небезпека зрізу верхнього шару грунту, який пов'язаний корінням. Тому при подоланні таких ділянок тиск на опорну поверхню має бути мінімальним, а окружне зусилля на ведучих колесах – постійним або плавно змінюватися.

***Коефіцієнт сумарного дорожнього опору***![](data:application/x-msmetafile;base64,),  
де *f –* коефіцієнт опору коченню; *i*  – підйом або схил.

Опір коченню колеса по грунтах, що деформуються, зумовленийвитратами енергії на деформацію і переміщення грунтової маси і гістерезисними втратами на деформацію гуми. У колеса, яке не деформується, опір коченню визначається тільки об'ємом грунту, що деформується і переміщується.

Сила опору коченню колеса, що не деформується

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (18.7)

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADsgAAAAIAFQAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADAIgAkACEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////pv///wACAADGAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAABQABUAAAD7AiD/AAAAAAAAkAEBAAAABAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbgAAqAQAAAAtAQAACAAAADIK4AFfAQEAAABaABUAAAD7AoD+AAAAAAAAkAEBAAAABAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbgAAqAQAAAAtAQEABAAAAPABAAAIAAAAMgqAAUYAAQAAAEsACgAAACYGDwAKAP////8BAAAAAAAQAAAA+wIQAAcAAAAAALwCAAAAzAECAiJTeXN0ZW0AzAQAAAAtAQAABAAAAPABAQADAAAAAAA=) – коефіцієнт об'ємного стиснення грунту приведений до розмірів колеса, *KZ* = 0,01К0  (b  D) -1,2, де К0 – коефіцієнт об'ємного стиснення грунту, знайдений за допомогою плотномера малої площі;

*D*  – діаметр колеса, яке не деформується;

*b –* ширина колії;

*h –* глибина колії.

Глибина колії

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (18.8)

З урахуванням (23.8) перетворюємо (23.7)

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (18.9)

Коефіцієнт опору коченню

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Оскільки при коченні колеса, яке деформується, по м'якому грунту відбувається деформація шини і колесо контактує з грунтом на більшій площі, то, як показують експерименти /3/, опір коченню колеса, що деформується, на 40 – 70 % менше опору коченню жорсткого колеса однакового діаметра. Це дозволяє розглядати кочення колеса, що деформується, по грунту, який деформується, як кочення жорсткого колеса, радіус якого дорівнює радіусу кривизни поверхні контакту колеса, що деформується (рисунок 18.2).

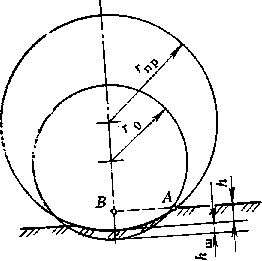


Рисунок 18.2 - Схема визначення приведеного радіуса жорсткого колеса

Приведений радіус колеса можна визначити за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (18.10)

де *h*ш  *–* величина деформації шини, м;

*hГ –* величина деформації грунту, м.

Опір коченню колеса, що деформується, може бути знайдений за (18.7) і (18.9), якщо в них підставити значення приведеного радіуса за (18.10). Однак в реальних умовах опір коченню буде більше розрахункового, оскільки при виведенні формул не враховувалися витрати на деформацію шини.

Для поліпшення прохідності автомобіля по м'яких грунтах, що ущільнюються, необхідно, щоб колія коліс всіх осей була однаковою, а тиск в контакті шин передніх коліс був на 20…30 % менше, ніж інших. Це досягається, в основному, відповідним розподілом ваги автомобіля між його осями, а також встановленням різного тиску повітря в шинах.

При одинарних передніх і здвоєних задніх колесах внаслідок того, що їхня колія різна, прохідність значно погіршується порівняно з автомобілем, всі колеса якого односкатні і мають однакову колію, незважаючи на те, що загальнаплоща контакту в першому випадку більше.

Опір коченню і зчеплення коліс з грунтом визначаються такими конструктивними характеристиками шин, як розміри і форма поперечного перетину шини, конфігурація і розміри рисунка протектора, тиск повітря в шині і можливість його регулювання, матеріал і число шарів корду, якість гуми. Шини залежно від співвідношення ширини профілю *В* до його висоти *Н* поділяються на чотири типи: тороїдні (*Н/В =* 0,9…1,0), широкопрофільні (*Н/В =* 0,6…0,8), арочні (*Н/В* = 0,4…0,6), пневмокотки (*Н/В* = 0,1…0,4).

Тороїдні шини з нерегульованим тиском встановлюють звичайно на дорожніх автомобілях. Радіальна деформація їх під номінальним навантаженням не перевищує 12...15 % висоти профілю. Тому опорна площа невелика і відповідно тиск високий. Рисунок протектора, як правило, дорожній, дрібний. Такі шини на грунтах, що деформуються, не забезпечують високої прохідності автомобіля.

Широкопрофільні шини при нормальному тиску повітря мають на 30…35 % більшу опірну поверхню, чим тороїдні. При пониженні тиску повітря опірна площа збільшується більше ніж в два рази. Рисунок протектора характерний для шин високої прохідності. Останнім часом широкопрофільні шини з дорожнім рисунком протектора застосовуються також і для дорожніх легкових і вантажних автомобілів.

Арочні шини застосовують в основному як засіб для підвищеної прохідності автомобілів у певні сезони року. Їх встановлюють замість здвоєних шин. Вони працюють при постійному тиску повітря 0,05…0,15 МПа.Це дозволяє забезпечити відносно низький тиск на грунт і хороше зчеплення коліс.

Пневмокотки мають тонку гумовокордну оболонку і працюють при малому внутрішньому тиску повітря (0,02…0,1 МПа). Застосовуються тільки на спеціальних машинах в особливо тяжких умовах.

Конфігурація і розміри рисунка протектора оцінюються кількісними характеристиками:

* коефіцієнт розвинутості поверхні рисунка *КР*, який дорівнює відношенню суми поверхонь виступів, поглиблень і бічних граней грунтозачіпів *S* до поверхні циліндра, діаметр якого дорівнює діаметру шини *D*, а довжина твірної – ширині профілю шини *В*.

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (18.11)

Коефіцієнт розвинутості рисунка протектора для шин високої прохідності дорівнює 1,52…1,66, що приблизно в два рази більше порівняно із звичайними шинами;

* коефіцієнт повноти рисунка протектора *КП*, дорівнює відношеннюплощі контакту *FК*, що займається виступами, до загальноїплощі контакту *FК.О*по твірний

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (18.12)

Коефіцієнт повноти рисунка протектора для шин високої прохідності становить 0,4…0,57, тоді як для шин з гладким рисунком протектора він може досягати 0,8…0,95.

***Питома сила тяги*** ![](data:application/x-msmetafile;base64,) при невеликих швидкостях руху дорівнює динамічному чиннику. Для збільшення питомої сили тяги номінальну вантажопідйомність автомобілів обмежують, чим не тільки підвищують динамічний чинник, але і знижують опір коченню на м'яких грунтах.

Для створення на ведучих колесах сили тяги, що забезпечує подолання максимального дорожнього опору, в трансмісії автомобілів підвищеної і високої прохідності встановлюють додаткові передачі, а також гідродинамічні передачі з великим коефіцієнтом трансформації. Наявність в трансмісії гідротрансформатора або гідромуфти дозволяє автомобілю протягом тривалого часу стійко рухатися з малою швидкістю. Крім того, гідротрансформатор безступінчасто змінює крутний момент, що також поліпшує прохідність автомобіля.

**Питання для самоперевірки**

1. Класифікація автомобілів за прохідністю.
2. Оцінні критерії прохідності.
3. Тягові та опорно-зчіпні параметри прохідності автомобілів.

**Лекція 19. Вплив диференціала на прохідність. Геометрічні параметри прохідності. Параметри прохідності,які характеризують можливість автомобілядолати перешкоди**

**19.1Вплив диференціала на прохідність**

У приводі до ведучих коліс звичайно застосовують міжколісні і міжосьові диференціали. При наявності міжколісного диференціала максимальне окружне зусилля, що розвивається колесами моста, обмежується зчепленням колеса, що знаходиться на поверхні з найменшим коефіцієнтом зчеплення. Допустим, що колеса ведучого моста автомобіля знаходяться на поверхнях з коефіцієнтом зчеплення *φ1* та *φ2* (*φ1< φ2*). Тоді максимальне окружне зусилля, що розвивається колесами моста,*PTΣ= 2RZ·φ1*. При відсутності диференціала тяговая сила могла б дорівнювати

![](data:application/x-msmetafile;base64,), (19.1)

причому![](data:application/x-msmetafile;base64,).

Насправді в підшипниках сателітів, на поверхнях зіткнення їх з корпусом, у зачепленнях з піввісьовими шестернями є тертя. Це тертя дещо змінює розподіл моменту по півосях при їхньому відносному обертанні. Для реального диференціала будуть справедливі відношення:

МВІД = 0,5М + МТР;

МЗАБ = 0,5М – МТР,

де МВІД, МЗАБ – відповідно момент, що передається на відстаючу і забігаючу півосі;

М – момент на корпусі диференціала;

МТР – момент тертя в диференціалі.

Змінюючи величину тертя в диференціалі, можна змінити і співвідношення моментів на півосях. Колесо, яке знаходиться в гірших умовах по зчепленню з дорогою, звичайно буксує, тобто має більшу швидкість обертання, ніж інше. Для збільшення сумарної сили тяги треба прагнути збільшити момент тертя в диференціалі. Величина тертя в диференціалі оцінюється коефіцієнтом блокування, який дорівнює відношенню моменту на відстаючій півосі до моменту на забігаючій

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (19.2)

Коефіцієнт блокування простих шестерінчастих диференціалів дорівнює 1,02…1,15; для кулачкових диференціалів підвищеного тертя цей коефіцієнт дорівнює 3…6, черв'ячного – 8…15. З урахуванням коефіцієнта блокування дотичні реакції на колесах автомобіля

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (19.3)

де *n*  – кількість ведучих коліс;

*RX1 –* дотична реакція на колесі, що має менший коефіцієнт зчеплення.

При відсутності диференціала або його блокуванні максимальна дотична реакція на кожному ведучому колесі може досягнути сили зчеплення

RXΣ = RX1max + RX2max = RZ1 · φ1 + RZ2 · φ2 = RZ· φ, (19.4)

де RZ1φ1  і RZ2φ2 – сили зчеплення передніх і задніх (правого і лівого) коліс автомобіля.

Насправді радіуси кочення ведучих коліс можуть бути неоднаковими внаслідок різного тиску повітря в шинах і різної товщини протектора. При блокуванні диференціала ведучі колеса завжди будуть обертатися з однаковою кутовою швидкістю, тоді як їхня окружна швидкість при неоднакових радіусах кочення різна. Внаслідок цієї кінематичної невідповідності при прямолінійному русі автомобіля по рівній дорозі крутний момент може розподілятися між ведучими колесами різним чином. При цьому більше колесо завжди залишається ведучим, а менше може стати веденим і навіть гальмовим. Вказана кінематична невідповідність може спричинити буксування ведучих і прослизання гальмувальних коліс і супроводитися циркуляцією потужності. На рисунок 19.1 показана схема приводу до ведучих коліс автомобіля з колісною формулою 4 х 4, радіуси яких неоднакові (наприклад *rд1> rд2*).

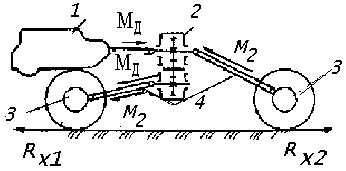


Рисунок 19.1 - Схема приводу до ведучих коліс автомобіля 4 х 4:

*1 –* двигун; *2 –* роздавальна коробка;

*3 –* головна передача; *4 –* карданна передача

У цьому випадку дотична реакція на передні колеса буде позитивна, а на задні колеса може бути позитивна або негативна залежно від величини опору руху. Якщо для проходження всіма колесами однакового шляху колеса меншого радіуса повинні ковзати, то вони є гальмувальними. При цьому умову рівномірного руху можна представити так:

RX1 = РВ + РП + RX2 = ΣР + RX2 (19.5)

У міру зростання опору руху дотична реакція на ведучі передні колеса RX1 буде збільшуватися, поки не досягне максимального значення, що дорівнює силі зчеплення RZ1 φ. При цьому до ведучих коліс, в цьому випадку передніх, має бути підведена потужність

N1 = NK1 + Nб + NВ + NП + NК2 + N2, (19.6)

де NK1 і NK2 – потужності опору коченню передніх і задніх коліс відповідно;

Nб  – потужність, що витрачається на буксування ведучих коліс;

N2 – потужність, що витрачається на подолання опору руху гальмувальних коліс.

Максимальне значення потужності Nб визначається силою зчеплення і швидкістю буксування ведучих коліс, що дорівнює різниці окружних швидкостей передніх і задніх коліс автомобіля

Nб = RZ1 · φ (r*д*1 – r*д*2) ·ωК*,* (19.7)

де ωК – кутова швидкість коліс.

Потужність N2 визначається звиразу

N2 = RX2 · r*д*2 · ωК

або згідно з (24.5)

N2 = (RX1 – PВ – РП)r*д2*· ωК.

Максимальне значення цієї потужності

N2max = (RZ1 · φ– PВ – РП)r*д2* · ωК (19.8)

Внаслідок дотичного впливу опірної поверхні на гальмуючі колеса потужність *N2* повертається в трансмісію і разом з потужністю двигуна *Nе*знову підводиться до ведучих коліс. Таким чином, в замкненому контурі, що утворюється ведучими колесами, опірною поверхнею, гальмуючими колесами і частиною трансмісії, виникає циркуляція потужності.

При великій силі зчеплення і малих опорах руху циркулююча потужність може бути дуже значною. Ця потужність навантажує трансмісію і шини автомобіля, спричиняє підвищене тертя та їхнє зношення і тому є шкідливою.

При русі по поганих дорогах внаслідок буксування і прослизання коліс, а також внаслідок тангенціальної деформації шин циркуляція потужності може взагалі не виникнути або бути невеликою.

**19.2 Геометричні параметри прохідності**

Прохідність автомобіля в умовах пересіченої місцевості характеризується його геометричними параметрами, що визначають можливість руху по вибоїнах, буграх та інших нерівностях шляху, не зачіпаючи їх. Усі вимірювання проводять приповному навантаженні автомобіля на горизонтальному майданчику з твердим і рівним покриттям.

Геометричні параметри прохідності автомобіля показані на рисунку19.2.

Дорожній просвіт (h)– відстань від опорної поверхні до найбільш низької точки автомобіля (кліренс). Звичайно ці точки знаходяться під картерами головних передач ведучих мостів. У технічних характеристиках автомобілів можуть наводитисядекілька значень дорожнього просвіту. Наприклад, дорожній просвіт під переднім h1 ізаднім h2 мостами.

У сучасних легкових автомобілів дорожній просвіт становить 150…220 мм, автобусів – 220…330 мм, а у вантажних автомобілів звичайної і підвищеної прохідності – 220…300 мм. У автомобілів високої прохідності за рахунокзастосування колісних передач і великорозмірних шин дорожній просвіт досягає 400…500 мм.

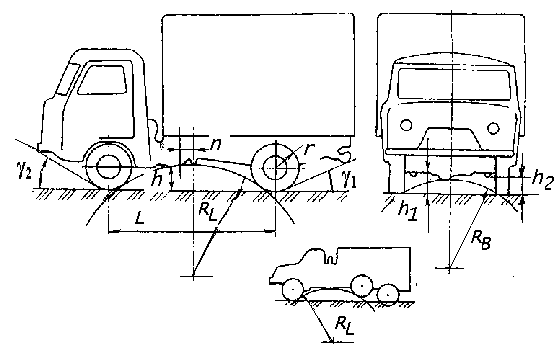


Рисунок 19.2 - Геометричні параметри прохідності автомобіля

Передній, γ1 і задній, γ2кути звісу обмежують прохідність автомобіля при проїзді через канави, пороги, круті переломи. Кути звісу – це кути між площиною опорної поверхні і площиною, що торкається коліс і найбільш виступаючої точки автомобіля. Великі кути звісу забезпечують можливість подолання автомобілем крутих перешкод, не зачіпаючи їх. Найбільші кути звісу мають автомобілі високої прохідності: передній – 60…70о, задній – 50…60о.

Подовжній радіус прохідності (*RL*) – радіус умовної циліндричної нерівності, через яку автомобіль може проїхати, не зачіпаючи її самою низькою точкою, розташованою між переднім і заднім мостами. Чим менше *RL*, тим більші круті нерівності може подолати автомобіль. Подовжній радіус прохідності може бути визначений за компоновочним кресленням або за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,), (19.9)

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,);

![](data:application/x-msmetafile;base64,).

Величини *L, h* і *n* показані на рисунку 19.2.

Поперечний радіус прохідності (*RВ*) характеризує прохідність через нерівності, ширина яких сумірна з колією автомобіля. При розташуванні нижчої точки посередині колії *RВ* можна визначити за формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,),

де *d*  – половина відстані між внутрішніми точками дотику коліс з

опорною поверхнею.

Кут перекосу осей β (рисунок19.3) визначається як сума кутів перекосу передньої і задньої осей відносно горизонтальної площини. Кут перекосу осей характеризує пристосованість коліс автомобіля до нерівностей місцевості без втрати контакту коліс з дорогою. Перекіс ведучих коліс спричиняє перерозподіл навантажень на колеса, що при наявності простих диференціалів приводить до значного зменшення тягової сили і, як наслідок, погіршення прохідності.

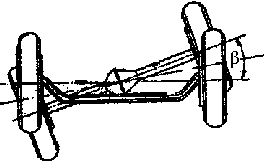
Габаритні радіуси повороту і ширина коридора характеризують здатність автомобіля маневрувати в обмеженому просторі (рисунок 19.4).

Зовнішній R΄габ і внутрішній R΄΄габ , а також габаритна ширина коридора повороту Δ характеризують здатність автомобіля здійснювати повороти при обмеженій проїзній частині

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,).

Ширина коридора повороту

Δ = Rгаб΄ – Rгаб΄΄.



## Рисунок 19.3 - Кут перекосу осейРисунок 19.4 - Габаритні радіуси

## автомобіля повороту автомобіля

**19.3 Параметри, які характеризують можливість автомобіля**

**долати перешкоди**

Ці параметри характеризують можливість автомобіля долати рви і порогові перешкоди. Подолання автомобілем порогової перешкоди полягає в послідовному подоланні цієї перешкоди окремими колесами. При подоланні порогової перешкоди приймають найбільш загальний випадок: колесо є ведучим, крім того, з боку рами автомобіля діє штовхаюче зусилля. Вважають рух сталим, опором повітря і коченням нехтують, тому що вони незначні порівняно з основним опором перекочуванню колеса через поріг. Колесо і перешкоду вважають жорсткими. При цих припущеннях висота перешкоди, яка долається,   
*h*max = 0,15 *rд* при **= 0,6 для двовісного автомобіля колісної формули   
4 х 2. Для автомобілів колісної формули 4 х 4 – *h*max = 0,53 *rд* , для автомобілів колісної формули 8 х 8 – *h*max = 1,07 *rд*.

Подолання порога колесом з пневматичною шиною відрізняється від жорсткого. Деформація шини на ребрі порога полегшує подолання порога, оскільки у цьому випадку вісь колеса піднімається над порогом на меншу висоту.

***Подолання рвів***

До перешкод такого типу, крім рвів, належать канави, траншеї прямокутного перетину, окопи та ін. Якщо глибина рва не перевищує радіуса колеса, то подолання його буде складатися з послідовного подолання уступу і порога. Можливість подолання глибокого рва визначається розмірами коліс, кількістю і розташуванням осей, розміщенням центра тяжіння автомобіля за довжиною. Для двовісних і тривісних автомобілів (якщо центр тяжіння розташований не над середньою віссю) ширина рва, який долається, визначається лише розмірами коліс. Якщо кромки по краях рва достатньо міцні, то ширина рва, який долається, приймається 1,0 … 1,3 радіуса колеса.

Для чотиривісних автомобілів ширина рва визначається розташуванням осей і центра тяжіння і може становити від 0,25*L* до 0,5*L*.

Для покращення прохідності через рви і траншеї двовісних автомобілів іноді в середині автомобіля розміщують опорні котки, які опускаються.

**Питання для самоперевірки**

1. Вплив диференціала на прохідність автомобіля. Циркуляція потужності в багатоприводних автомобілях.
2. Аналіз геометричних параметрів прохідності.
3. Параметри, які характеризують можливість автомобіля долати перешкоди.

**Лекція 20. Коливання і плавність руху**

**Визначення. Оцінні параметри і вимірювачі, Розрахункові схеми**

**20.1 Визначення**

Плавністю руху автомобіля називають сукупність його властивостей, що характеризують можливості тривалого руху по нерівних дорогах в інтервалі експлуатаційних швидкостей без виникнення неприємних відчуттів і швидкої стомлюваності у водія і пасажирів, ушкодження вантажів і виникнення надмірних динамічних навантажень в агрегатах і механізмах автомобіля.

Основними джерелами виникнення змушених коливань є взаємодії коліс з нерівностями дороги: геометрична і силова неоднорідність шин, нерівномірність обертання коліс.

Нерівності дороги, що мають довжини хвиль від 100 м до 10 см, умовно називають мікропрофілями дороги. Мікропрофіль дороги є основним джерелом сил, що спричиняють коливання автомобіля на підвісці. Дрібні нерівності дороги з довжиною хвиль менше ніж 10 см називають шорсткістю. Шорсткість може збудити високочастотні вібрації окремих елементів шасі та кузова, зв'язані з цими вібраціями шуми усередині кузова і зовнішній шум, що спричиняє автомобіль.

Основними елементами, що захищають автомобіль від динамічних впливів дороги й обмежують його вібронавантаженість припустимим рівнем, є підвіска і шини, а для пасажирів і водія також пружні сидіння.

# **20.2 Оцінні показники і норми плавності руху**

Оцінні параметри плавності руху автомобіля мають характеризувати вплив коливань на водія, пасажирів і перевезений вантаж. Припустимий рівень коливань для організму людини обмежений. Відчуття людей і наступаюче при цьому стомлення, що настає при цьому, звичайно зв'язують із прискоренням коливань та їхньою повторюваністю. Найбільш простим оцінним показником плавності руху може служити частота власних коливань кузова. Установлено, що умовою доброї плавності руху є збіг величин власних частот коливань із середньою частотою кроків людини (60...90 в хв), що відповідає 1,0 .. 1,5 Гц.

Більш точна характеристика плавності руху повинна враховувати не тільки параметри власних, але і змушених коливань, у тому числі і випадкових.

Основними оцінними показниками плавності руху є рівні вібронавантаженості водія, пасажирів, вантажів і характерних елементів шасі і кузова. При розробці норм вібронавантаженості враховувалося, що реакція організму людини на вібрації залежить від частоти впливів, частотний склад яких слід поділяти на октави. Октава – це смуга частот, у якій кінцева гранична частота в два рази вище початкової. Кожна октава має номер і середньогеометричну частоту октавної смуги. У першу октавну смугу входять частоти від 0,7 до 1,4 Гц. Середньогеометричне значення дорівнює ![](data:application/x-msmetafile;base64,). Для другої октавної смуги від 1,4 до 2,8 Гц середньогеометричне значення дорівнює 2, для третьої 4 і т.д.

Кожна октава може бути також розділена на 1/3-октавні смуги.

Оцінка вібронавантаженості виконується за середніми квадратичними значеннями прискорення коливань (віброприскорень) або швидкостей коливань (віброшвидкостей) у вертикальному і горизонтальному напрямках.

Вібронавантаженість оцінюють логарифмічним значенням віброшвидкості, дБ

![](data:application/x-msmetafile;base64,), (20.1)

де σż – середньоквадратичне значення віброшвидкості в октавній смузі, м/с;

5 **·** 10– 8  – значення порівнюваної віброшвидкості.

Основним вимірником вібронавантаженості при оцінці плавності руху автомобіля служить середньоквадратичне значення прискорень, яке зв'язано із середнім квадратичним значенням швидкості наближеною формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (20.2)

де *ν*0 – середньогеометричне значення частоти октавних смуг.

Норми віброприскорень і віброшвидкостей в октавних смугах при тривалості робочого дня 8 год для транспортних вібрацій наведені у таблиці 20.1

##### Таблиця20.1 – Норми віброприскорень і віброшвидкостей

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Середньогеометричні значення частот смуг, Гц | 1 | 2 | 4 | 8 | 16 | 31,5 | 63 |
| Припустимі значення віброприскорень, м/с2:  вертикальних  горизонтальних | 1,1  0,39 | 0,79  0,42 | 0,57  0,8 | 0,6  1,62 | 1,14  3,2 | 2,26  6,38 | 4,49  12,76 |
| Припустимі значення віброшвидкості, м/с:  вертикальної  горизонтальної | 0,2  0,063 | 0,071  0,035 | 0,025  0,032 | 0,013  0,032 | 0,011  0,032 | 0,011  0,032 | 0,011  0,032 |

На плавність руху автомобіля великий вплив мають також коливання коліс і жорстко зв'язаних з ними елементів. Норми на ці коливання не встановлені, однак при проектуванні підвісок ставиться ряд вимог до параметрів коливань коліс, одним із яких є відсутність твердих ударів коліс у результаті пробою підвіски.

# **20.3 Розрахункові схеми, що застосовуються при аналізі плавності**

**руху автомобілів**

Автомобіль є складною динамічною системою, що включає велику кількість мас, з'єднаних пружними зв'язками різного роду. Усі маси автомобіля при русі роблять лінійні і кутові коливання в різних площинах. Збурення коливань відбувається в результаті взаємодії автомобіля з дорогою, а також через нерівномірність роботи двигуна і агрегатів трансмісії.

Спектр частот прискорень можна розділити на два діапазони: низькочастотний (0...25 Гц) і високочастотний (понад 25 Гц).

Низькочастотні коливання в основному спричиняються взаємодією автомобіля з дорогою. Рівень низькочастотних коливань залежить від умов руху, параметрів автомобіля і його підвіски.

Високочастотні коливання практично не залежать від мікропрофілю дороги і параметрів підвіски. Вони обумовлені нерівномірністю роботи двигуна й агрегатів трансмісії і залежать від частоти обертання і навантаження двигуна і трансмісії, а також від конструкції елементів, що передають вібрації.

Вагу маси автомобіля можна розділити на дві групи: підресорені і непідресорені рисунок 20.1

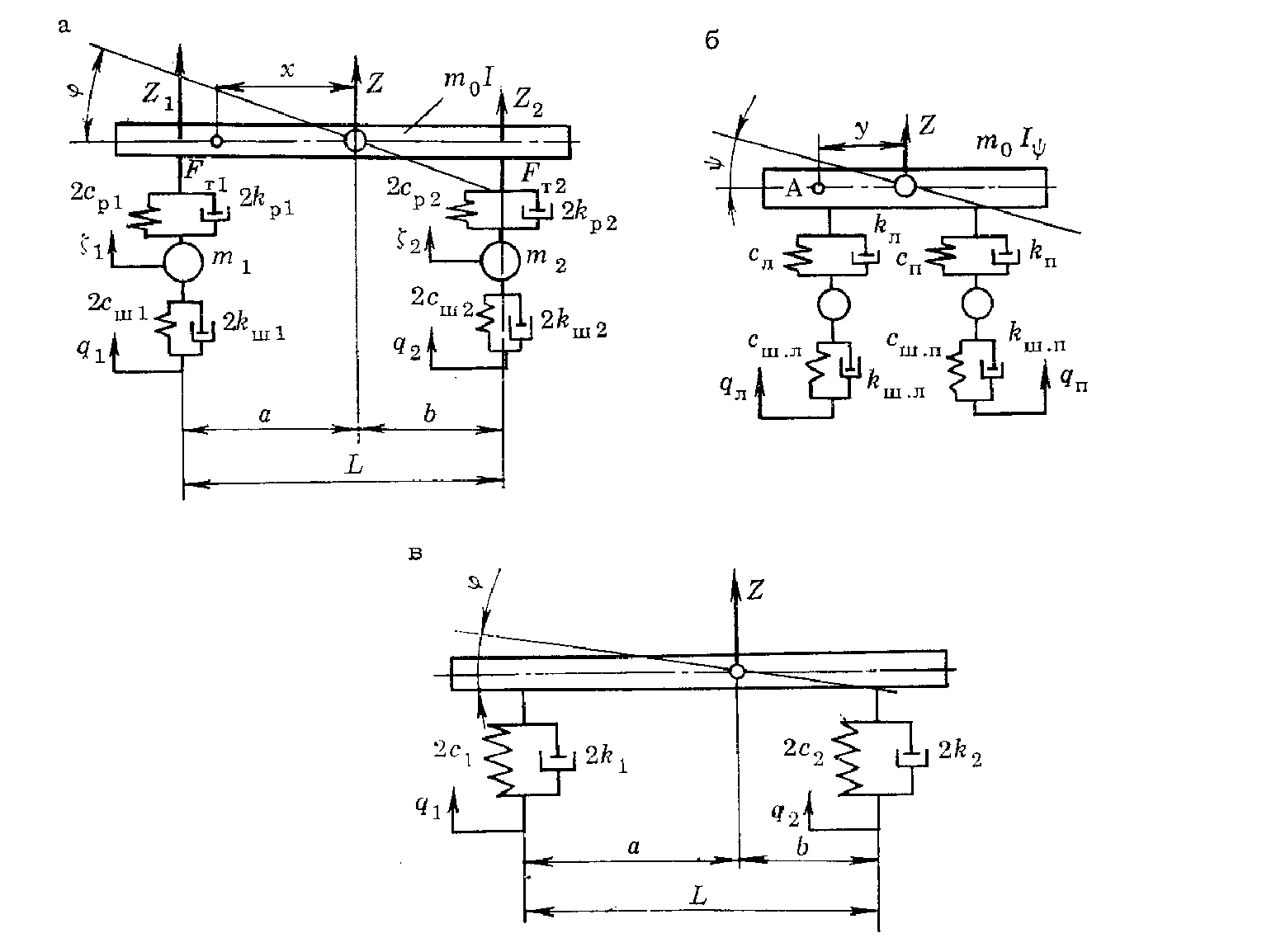


Рисунок 20.1 – розрахункові схеми для аналізу плавності руху

Для аналізу плавності руху приймають розрахункові схеми, що еквівалентні з погляду коливань реальному автомобілю. Будь-яка розрахункова схема включає маси, з'єднані пружними елементами, а також елементи, що забезпечують розсіювання енергії при коливаннях мас.

Маси всіх елементів автомобіля, вага яких передається на пружні елементи підвісок, належать до підресорених, до непідресорених належать маси, вага яких не сприймається пружними пристроями підвіски (колеса, мости). Маси елементів, що зв'язують підресорені і непідресорені частини належать частково до підресорених і непідресорених мас.

При дослідженнях коливань автомобіля підресорені маси поєднують в одну масу *m*0 з моментом інерції *IY* щодо поперечної осі, що проходить через центр мас, і *IX* – щодо подовжньої. Непідресорена маса кожного моста *mi*  вважається зосередженою і розглядається окремо.

Пружними елементами в розрахункових схемах є пружні елементи підвісок і шини. При розрахунках приймають, що всі елементи розташовані в площині коліс, а їхні пружні властивості оцінюються наведеними характеристиками. На розрахункових схемах пружні елементи зображуються у вигляді пружин.

Тертя, за рахунок якого розсіюється енергія при коливаннях систем, на схемах зображується умовним телескопічним амортизатором. На розрахункових схемах просторова модель автомобіля заміняється плоскою, у якій сполучаються праві і ліві підвіски і колеса мостів, а висоти нерівностей дороги *q* вважаються дорівнюючими напівсумі висот нерівностей у визначений момент часу під правими і лівими колесами моста.

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (20.3)

де *q*пр *i*, *q*л *i* – висота нерівностей дороги відповідно під правими і лівими колісами ***i***-го моста.

розрахункова схема наведена на рисунку 20.1,а.

##### Рисунок 20.1 - Розрахункові схеми, які використовуються

при аналізі плавності руху автомобілів

На схемі показано: підресорена маса m0 з моментом інерції IY щодо поперечної осі; непідресорені маси m1 і m2; пружні елементи підвісок із жорсткостями 2Ср1 і 2Ср2: амортизатори з опором 2Кр1 і 2Кр2, сили тертя РТР1 і РТР2; пружні елементи з жорсткостями 2Сш1 і 2Сш2 і умовні амортизатори з опором 2Кш1і 2Кш2, які моделюють шини. На шини діють нерівності дороги висотою *q*1і *q*2.

У подовжньо-вертикальній площині підресорена маса робить переміщення по координатах φ і z, а непідресорена – по координатах g1 і g2.

У розрахунковій схемі для аналізу поперечних коливань автомобіля, (рисунок 2о.1,б) пружні елементи, амортизатори, непідресорені маси об’єднують по бортах (індекси: л – лівий, п – правий).

### **Питання для самоперевірки**

1. Аналіз оцінних параметрів і нормативів плавності руху.
2. Розрахункові схеми коливальних систем автомобіля.

**Лекція 21. Рівняння коливань автомобіля. Передаточні функції**

**Структурні схеми**

## 21.1 Рівняння коливань автомобіля

Для складання рівнянь руху машини звичайно користуються рівнянням Лагранжа другого роду

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (21.1)

де Т – кінетична енергія системи; П – потенційна енергія системи;

Ф – функція розсіювання енергії; *q*к – узагальнена координата;

*q*к – узагальнена сила, що відповідає к-й узагальненій координаті.

Кінетична енергія системи є квадратичною функцією швидкостей мас:

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (21.2)

Потенційна енергія є квадратичною функцією деформацій:

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (21.3)

де ∆р1, ∆р2, ∆ш1, ∆щ2 – деформація ресор і шин переднього і заднього мостів відповідно.

Функція розсіювання пропорційна швидкості деформації

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (21.4)

З рівнянь зв'язків (рис. 25.1,а) визначаємо

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,);

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,);

![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Виконавши диференціювання по узагальнених координатах і підставивши отримані похідні в рівняння Лагранжа, після перетворень одержимо таку систему диференціальних рівнянь:

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Система чотирьох рівнянь (26.5) при ab = *ρ*2 розпадається на дві самостійні системи з двох рівнянь вигляду:

![](data:application/x-msmetafile;base64,)(21.6)

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,); ![](data:application/x-msmetafile;base64,).

Коливальна система, еквівалентна автомобілю при ab = *ρ*2, наведена на рис. 26.1, а. Система складається з двох мас, з'єднаних безінерційним зв'язком. Координатами z1 і z2 описуються переміщення точок підресореної маси, розташованої над мостами. Сучасні конструкції автомобілів проектують так, щоб ab = *ρ*2. Похибка становить не більше ніж 10 %. Це дозволяє розглядати коливання передньої і задньої частин автомобіля незалежно одне від одного. Тому для дослідження впливу характеристик окремих елементів підвіски на інтенсивність коливань можна використовувати розрахункову схему, наведену на рисунку 21.1,б, що моделює передню або задню частину автомобіля.

У деяких випадках при дослідженні низькочастотних коливань підресорених мас у діапазоні нижче 5...6 Гц, можна не враховувати інерційні впливи непідресорених мас. У цьому випадку розрахункова схема двовісного автомобіля може бути представлена у вигляді балки, встановленої на двох пружинах з амортизаторами (рисунок 21.1,б). Жорсткість пружин визначається приведеною жорсткістю ресор і шин

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Приведений коефіцієнт опору амортизатора

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

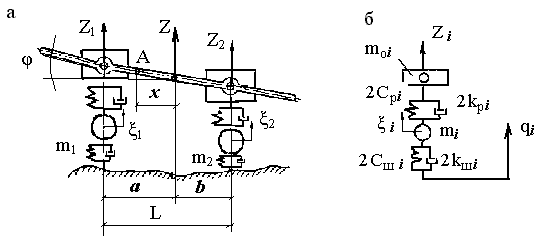


Рисунок 21.1- Розрахункові схеми двовісного автомобіля при *ab = ρ2*

## **21.2 Передаточні функції, структурні схеми**

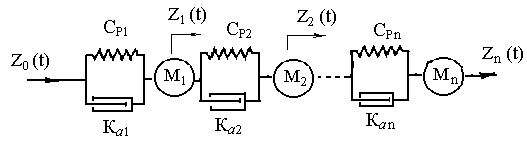
**Амплітудно-частотні характеристики рядних коливальних схем**

У системах підресорювання і віброзахисту часто застосовуються послідовні з'єднання мас пружних і демпфіруючих елементів. До таких рядних систем належать двомасові системи підвіски автомобілів, багатомасові системи, що включають вторинне підресорювання кабіни, сидінь та ін. Рядні системи мають деякі загальні властивості.

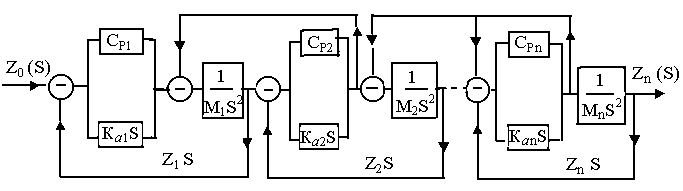
Лінійні рядні моделі можуть бути представлені у вигляді структурних схем, що складаються з типових динамічних ланок. У цьому випадку рядна коливальна система розділяється на частини, тобто на динамічні ланки спрямованої дії. Сукупність цих ланок разом із з'єднаннями і лініями зв'язку утворюють структурну схему.

Властивості системи досить повно оцінюються частотними характеристиками, що можуть бути отримані на основі передаточних функцій.

*Амплітудно-частотною характеристикою (АЧХ)* системи або елемента називається залежність відношення амплітуд вхідної і вихідної величин від частоти. Амплітудно-частотні характеристики можуть служити показниками плавності руху. На рисунку 21.2 показана схема лінійної рядної n-масової моделі, а на рисунку 21.3 відповідна їй структурна схема.

 *Амплітудно-частотною характеристикою (АЧХ)* системи або елемента називається залежність відношення амплітуд вхідної і вихідної величин від частоти. Амплітудно-частотні характеристики можуть служити показниками плавності руху. На рисунку 21.2 показана схема лінійної рядної n-масової моделі, а на рисунку 21.3 відповідна їй структурна схема.

###### **Рисунок 21.2 - Схема рядної коливальної системи**



###### **Рисунок 21.3 - Структурна схема рядної системи**

Лінійні рядні системи описуються стандартними диференціальними рівняннями

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (22.7)

де ![](data:application/x-msmetafile;base64,) – сила інерції *i*-ї маси;

![](data:application/x-msmetafile;base64,) – сила пружності;

![](data:application/x-msmetafile;base64,) – сила опору амортизаторів.

При нульових початкових умовах після перетворення за Лапласом рівняння (21.7) можуть бути отримані передаточні функції

![](data:application/x-msmetafile;base64,),

де  *Wi(S)* – передаточна функція системи.

На підставі виразу для передаточних функцій визначаються частотні характеристики

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

де *Wi(jω)* – частотна характеристика системи;

*j* – прискорення елементів системи;

*ω* – кутова частота коливань.

З рис. 26.3 видно, що поділ рядної коливальної системи на типові ланки став можливим за допомогою введення негативних   
зворотних зв'язків: по переміщенню Z1(S), Z2(S) … Zn(S); по силі   
[Z1(S) – Z0(S)][Cp1 + Ka1S], [Z2(S) – Z1(S)][Cp2 + Ka2S], [Zn(S) – Zn-1(S)]  
[Cpn + KanS].

У результаті для будь-якої n-масової рядної системи число зворотних зв'язків по переміщенню дорівнює n, по силі (n-1). Структурна схема на рис. 26.3 утворена з типових ланок, що відображають інерційні, пружні й демпфіруючі елементи. Ці ланки мають такі вирази передаточних функцій, що відповідають елементам: інерційним ![](data:application/x-msmetafile;base64,); пружним ![](data:application/x-msmetafile;base64,); демпфіруючим ![](data:application/x-msmetafile;base64,).

Таким чином, у вирази передаточних функцій увійшли всі параметри лінійної системи, тобто *М*п, *Ср* і *Ка*.

Структурна схема може служити для одержання різних передаточних функцій залежно від того, які координати приймають за вхідні і вихідні. Наприклад, передаточна функція для переміщень наступної n-ї маси стосовно переміщення попередньої

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (21.8)

Передаточна функція для абсолютних переміщень підресореної маси рядної двомасової системи при кінематичному збурюванні Z0(t) або q0(t) виражатиметься формулою

![](data:application/x-msmetafile;base64,)де М1, М2 – маси відповідно непідресорених і підресорених частин машини;

Ср1, Ср2, Ка1, Ка2 – коефіцієнти жорсткості і демпфірування шин, ресор і амортизаторів.

Відповідно до схеми коливальної двомасової системи ця формула набере видгляду

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Передаточна функція для визначення абсолютних переміщень непідресорених мас може бути також отримана зі структурної схеми

![](data:application/x-msmetafile;base64,) Як видно, вищенаведені вирази мають однаковий знаменник, а передаточна функція

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

відповідає (26.8).

Зі структурної схеми можуть бути також отримані передаточні функції для відносних переміщень (Z(t) – ξ(t)):

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

Є інтересним відношення між координатами Z(S) і (Z(S) – ξ(S))

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

або

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (21.9)

Передаточні функції WZ(S) і Wξ(S) є основою для розрахунку систем підвіски при кінематичному збуренні з боку дороги. У ці передаточні функції входять параметри шини, які отримані з припущення, що шина є лінійним пружнодеформованим елементом. Це приводить до похибок, тому що шини є складними нелінійними і нестаціонарними системами. Тому для двомасової моделі буває доцільно приймати за вхідний вплив переміщення осі, тобто координату ζ(t). Тоді немає необхідності визначати передаточну функцію шини.

Розглянемо передаточну функцію для відносних переміщень   
Z(t) – ζ(t)

![](data:application/x-msmetafile;base64,)

або

![](data:application/x-msmetafile;base64,) (21.10)

де *Т* – постійна часу;

![](data:application/x-msmetafile;base64,) – відносний коефіцієнт загасання;

![](data:application/x-msmetafile;base64,) – власна частота коливань коливальної ланки.

Якщо розглядати коливання системи підвіски, прийнявши за координати ξ (t) і (Z(t) – ξ(t)), то ці коливання будуть визначатися величинами *Т*, *ω*0 і *ψ*.

### Питання для самоперевірки

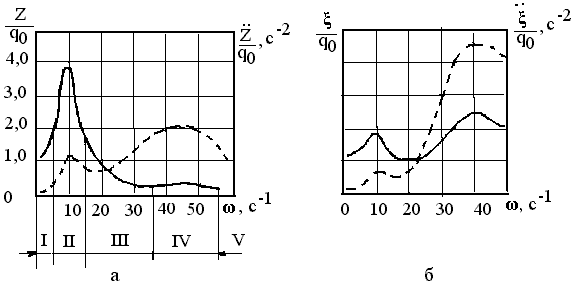
1. Використання рівняння Лагранжа ІІ роду для дослідження коливання автомобіля.
2. Еквівалентні схеми коливальних систем автомобіля.
3. Амплітудно-частотні характеристики.

### **Лекція 22. Вплив різних чинників на амплітудно-частотні**

**характеристики**

АЧХ переміщень і прискорень є об'єктивними характеристиками двомасової моделі, що дозволяють визначити вплив основних параметрів на коливання і динаміку системи підвіски корпусу і коліс машини.

На рис. 27.1,а показані АЧХ переміщень (суцільна крива) і прискорень (штрихова) підресорених, і на рисунку 22.1,б – аналогічні криві непідресорених мас.

Рисунок 22.1. Амплітудно-частотні характеристики переміщень і прискорень підресореної і непідресореної мас

Діапазон частот АЧХ може бути розділений на такі основні області: дорезонансну – I; низькочастотного резонансу – II; міжрезонансну – III; високочастотного резонансу – IV; зарезонансну – V.

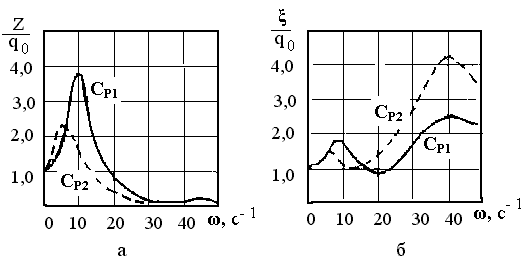
У дорезонансній області вхідні координати Z і ![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADuAAAAAIAFwAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADALgAYABEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////tv///0ABAACWAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAAAgABcAAAD7AoD+AAAAAAAAkAEBAADMBAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbiBDeXIAzIcEAAAALQEAAAgAAAAyCqABQAABAAAAWgARAAAA+wKA/gAAAAAAAJABAAAAAgQCABBNVCBFeHRyYQACBAAAAC0BAQAEAAAA8AEAAAgAAAAyCjoBxAABAAAAJgAIAAAAMgo6AXAAAQAAACYACgAAACYGDwAKAP////8BAAAAAAAQAAAA+wIQAAcAAAAAALwCAAAAzAECAiJTeXN0ZW0AzAQAAAAtAQAABAAAAPABAQADAAAAAAA=)копіюють збурюючі впливи, а їхній рівень мало відрізняється від статичного.

Область низькочастотного резонансу відрізняється значним зростанням переміщень і прискорень підресорених і непідресорених мас. В області високочастотного резонансу переміщення підресореної маси невеликі, однак значно збільшуються прискорення ![](data:application/x-msmetafile;base64,AQAJAAADuAAAAAIAFwAAAAAABQAAAAkCAAAAAAQAAAACAQEABQAAAAEC////AAQAAAAuARgABQAAADECAQAAAAUAAAALAgAAAAAFAAAADALgAYABEgAAACYGDwAaAP////8AABAAAADA////tv///0ABAACWAQAACwAAACYGDwAMAE1hdGhUeXBlAAAgABcAAAD7AoD+AAAAAAAAkAEBAADMBAIAEFRpbWVzIE5ldyBSb21hbiBDeXIAzIcEAAAALQEAAAgAAAAyCqABQAABAAAAWgARAAAA+wKA/gAAAAAAAJABAAAAAgQCABBNVCBFeHRyYQACBAAAAC0BAQAEAAAA8AEAAAgAAAAyCjoBxAABAAAAJgAIAAAAMgo6AXAAAQAAACYACgAAACYGDwAKAP////8BAAAAAAAQAAAA+wIQAAcAAAAAALwCAAAAzAECAiJTeXN0ZW0AzAQAAAAtAQAABAAAAPABAQADAAAAAAA=) і різко збільшується переміщення і прискорення непідресореної маси, тобто ξ і ![](data:application/x-msmetafile;base64,).

У міжрезонансній і зарезонансній областях координати, що характеризують коливання, зменшуються, а співвідношення між переміщеннями і прискореннями залежать від величин мас і характеристик підвісок і шин.

Практичний інтерес мають дослідження впливу конструкції і параметрів підвіски на характер відбування АЧХ. Розглянемо вплив зміни окремих параметрів на АЧХ переміщень і прискорень двомасової моделі.

На рисунку 22.2,а наведена АЧХ переміщень для підресореної маси, а на рисунку 22.2,б – непідресореної маси з різною жорсткістю Ср пружних елементів, Ср1 >> Ср2.

Рисунок 22.2 – Амплітудно - частотні характеристики при різній

жорсткості пружних елементів

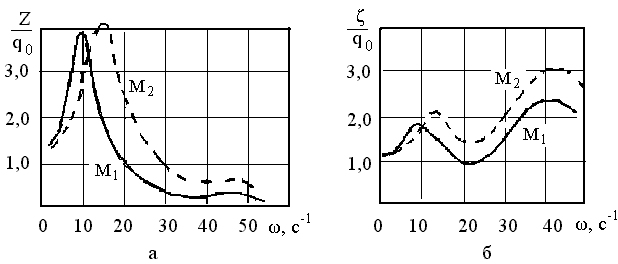
Зі зменшенням жорсткості ресор зменшується амплітуда переміщень в області низькочастотного резонансу, причому його область зміщується вліво. Зниження жорсткості сприяє зменшенню переміщень непідресорених мас в області низкочастного резонансу. Зменшення Ср приводить до помітного зменшення прискорень в області низькочастотного резонансу. Величина прискорень майже не зменшується, але звужується область височастотних коливань. Таким чином, при зниженні жорсткості ресор поліпшується плавність руху, тому що помітно зменшуються переміщення і прискорення підресорених мас. Однак це впливає на переміщення непідресорених мас в області високочастотного резонансу, що може погіршити стійкість і керованість. АЧХ переміщень при коефіцієнтах опору амортизаторів Ка2 >> Ка1 представлені на рисунку 22.3,а підресорених і 22.3,б непідресорених мас

Збільшення коефіцієнта опору спричиняє зменшення переміщень підресорених і непідресорених мас в областях резонансних частот. У міжрезонансній і зарезонансній областях переміщення підресореної маси збільшуються. Таким чином, до амортизаторів ставляться суперечливі вимоги. З однієї сторони необхідно гасити коливання в умовах резонансів, з іншого боку – доцільно зменшувати коефіцієнти опору в міжрезонансній і зарезонансній областях. Щонайкраще ці вимоги задовольняють регульовані амортизатори.

###### **Рисунок 22.3 - Амплітудно-частотні характеристики**

при різному опорі амортизаторів

Вплив підресореної маси МП на АЧХ рисунок 22.4,а,б. Зменшення маси МП2 << МП1 спричиняє помітний зсув вправо області низькочастотного резонансу. Зі збільшенням у цій області амплітуди переміщень в області високочастотного резонансу також спостерігається збільшення переміщень непідресореної маси. Таким чином, зі зменшенням підресореної маси істотно погіршується якість підресорювання, тобто плавність руху.



**Рисунок 22.4 - Амплітудно-частотні характеристики** при різній величині підресореної маси

Для КТЗ, у яких підресорена маса змінюється в широких межах, рекомендується встановлювати регульовані підвіски. У цих системах усякому збільшенню або зменшенню підресореної маси відповідає пропорційна зміна жорсткості пружних елементів.

Зміна маси непідресорених частин m1 >> m2 (рисунок 22.5,а,б) мало впливає на переміщення Z(t) і ξ(t) в області низькочастотного резонансу. В області високочастотного резонансу зменшення маси спричиняє зменшення переміщень. Однак у зарезонансній області зниження m1 приводить до посилення коливань. Отже, у всіх областях, крім зарезонансної, зі зменшенням маси непідресорених частин плавність руху поліпшується.

###### 

###### **Рисунок 22.5 - Амплітудно-частотні характеристики**

при різній величині непідресореної маси

Аналіз АХЧ двомасової лінійної моделі дозволяє зробити такі висновки.

1. На плавність руху істотний вплив мають усі параметри системи підвіски; вплив параметрів взаємно пов'язаний;
2. Підвищити плавність руху неможливо лише зміною одного з параметрів, тому задачу поліпшення плавності руху слід розв’язувати оптимальним вибором усіх параметрів системи.

#### *Питання для самоперевірки*

1. Аналіз впливу жорсткості пружних елементів на АЧХ.
2. Аналіз впливу коефіцієнтів опору амортизаторів на АЧХ.
3. Аналіз впливу підресорених і непідресорених мас на АЧХ.

### Література

1ДСТУ-3649-2010. Колісні транспортні засоби.Вимоги щодо безпечності технічного стау та методи контролювання. –К.:Держспоживстандарт України, 2011

2Експлуатаційні властивості. Конспект лекцій/ В.П.Сахно, Г.О.Ковальчук, Київ 2010

3 http://nbuv.gov.ua › j-pdf › zbnpva\_2014\_2\_10

В.П. Сахно, д.т.н., проф. В.М. Поляков, к.т.н

4 Чабан С.Г., Колесніченко М.О. Теорія експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів. Одес. Нац. Політехн, ун – т. – Одеса: АО БАХВА, 2003. – 220 с.

5 Волков В.П., Вільський Г.Б. Теорія руху автомобіля. Суми, Університетська книга, 320с. 2010. [6 https://www.susu.ru › sites › default › files › book pdf Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование](file:///C:\\Users\\Sergey\\Desktop\\6%20https:\\www.susu.ru ›%20sites%20›%20default%20›%20files%20›%20book%20%20pdf%20%20Двигатели%20внутреннего%20сгорания:%20теория,%20моделирование) автор: БА Шароглазов

7Кравец В.Н. Теория автомобіля: учеб. пособие / НГТУ. – Нижний Новгород, 2007. – 368 с.

8 Автомобильный справочникBOSCH: Пер.с англ. – 2е изд.,перераб. и доп. – М.: ЗАО “КЖИ “ За рулем”, 2004. – 992 с.

9Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник. - Київ: Арістей, 2010. - 155 с.

10 Кіндрацький Б.І. Адаптивний двомасовий маховик з мехатронною системою керування / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // «Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем»: Збірник 10 тез І Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції – Рівне: НУВГП, 21-23 травня 2019 року. – С. 147-148.

11Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

12Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 318 с.

13Гришкевич А.И. Автомобили. Теория. – Минск: Выш. шк., 1986. – 207 с.

14 Кельман І.І., Лейда К., Акопян Р.А. Підвищення експлуатаційних властивостей автобуса в сучасних умовах. – Львів: НВП "Мета", 1997. – 253 с.