

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.11 – КМР. 385 “С” 2021.03.01. 009 ПЗ

СМИКОВСЬКИЙ МИКОЛА СЕРГІЙОВИЧ

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
Механіко-технологічний факультет

УДК 631.3:629.3.05

ПОГОДЖЕНО ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
 Декан механіко-технологічного факультету Завідувач кафедри
 технічного сервісу та інженерного
 менеджменту імені М.П. Момотенка
 (назва кафедри)

В. Братішко (підпис) 2021 р. Роговський І.Л. (підпис) (ПІБ) 2021 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему Удосконалення методів випробування кутів сходження керованих коліс
 передньоприводного автомобіля категорії M1
 Спеціальність: 274 «Автомобільний транспорт»
 Освітня програма: «Автомобільний транспорт»

Орієнтація освітньої програми: освітньо-професійна

Гарант освітньої програми:
 Доктор технічних наук, професор В.Л. Войтюк
 (підпис) (ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи:

Доктор технічних наук, професор (науковий ступінь та вчене звання) (підпис) Войтюк В.Л. (ПІБ)
 Виконав Смиківський Микола Сергійович (підпис) (ПІБ студента)

КИЇВ – 2021

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри технічного сервісу та інженерного менеджменту імені М.П. Момотенка
докт. тех. наук, с.н.с. Роговський І.Л.
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)
2021 року

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Смиківського Миколи Сергійовича
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність: 274 «Автомобільний транспорт»

Освітня програма: «Автомобільний транспорт»

Орієнтація освітньої програми: освітньо-професійна

Тема магістерської кваліфікаційної роботи Удосконалення методів випробування кутів сходження керованих коліс передньоприводного автомобіля категорії N1
затверджена наказом ректора НУБіП України від "01" березня 2021 р. №385

Термін подання завершеної роботи на кафедру _ 10.11.2021 року
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи методи випробування кутів сходження керованих коліс передньоприводного автомобіля категорії N1, математична модель

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Стан питання. Мета дослідження
2. Теоретичне дослідження методів випробування кутів сходження керованих коліс передньоприводного автомобіля категорії N1
3. Експериментальні дослідження

Перелік графічного матеріалу (за потреби) _____

Дата видачі завдання " _____ " _____ 2021 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи _____

(підпис)

Войтюк В.Д.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис)

Смиківський М.С.

(прізвище та ініціали студента)

НУБІП України

ВСТУП

В магістерській роботі проведені теоретичні дослідження керуючого колісного модуля вантажного автомобіля з урахуванням кутів сходження коліс.

На основі цих досліджень та аналітичних розрахунків були отримані функціональні залежності, які дозволяють визначити координати характерних точок (центру колеса, точки контакту колеса з горизонтальною опорною ділянкою та точки перетину осі повороту колеса з горизонтальною опорною поверхнею) колісного вузла з урахуванням кутів встановлення коліс.

На підставі отриманих координат характерних точок були визначені функціональні залежності, які надають можливість розраховувати моменти, що діють відносно осі повороту колеса з урахуванням кутів встановлення коліс (розвалу та сходження), поздовжнього та поперечного нахилу осі повороту колеса. На основі цих теоретичних положень проведено аналіз процесу впливу кутів поперечного та поздовжнього нахилу осі повороту колеса, а також кута розвалу та сходження колеса на такі показники керуючого колісного модуля як зміна кута розвалу під час повороту колеса та моменти, що діють відносно шворня під час повороту колеса.

В магістерській роботі була розглянута зміна кутів сходження коліс під час руху автомобіля та побудована математична модель їх зміни при прямолінійному та криволінійному русі автомобіля. На основі розробленої математичної моделі була одержана залежність зміни кута сходження колеса від швидкості руху автомобіля та визначені оптимальні кути сходження при прямолінійному та криволінійному русі автомобіля. Для визначення усталених значень кута сходження колеса як функції параметра швидкості руху автомобіля використовувались ітераційні чисельні методи розв'язання кінцевих рівнянь, а аналіз динаміки системи проводився на основі чисельного інтегрування диференціальних рівнянь збуреного руху.

Для перевірки адекватності визначених функціональних залежностей та з метою подальшого вибору оптимальних конструктивних параметрів керованого

колісного модуля та для покращення експлуатаційних показників автомобіля проведені дорожні випробування автомобіля категорії N1. На базі автомобіля категорії N1 створено науково-дослідну лабораторію для дорожніх випробувань колісного керуючого модуля. Дана лабораторія має удосконалений комплекс вимірювальної та реєструючої апаратури з можливістю визначення зміни кутів сходження коліс на різних режимах руху автомобіля.

Аналіз отриманих теоретичних та експериментальних даних при прямолінійному русі автомобіля показав, що на величину зміни кутів сходження коліс впливає швидкісний режим руху автомобіля. Так, при русі автомобіля з різними швидкостями від 40 км/год до 120 км/год, сходження керованих коліс змінюється в середньому на 30-40 хвилин у порівнянні з початковими значеннями кутів встановлення. При цьому початкові значення кутів сходження суттєвого не впливають на динаміку зміни кутів під час руху автомобіля. При русі автомобіля з прискоренням найбільші зміни сходження керованих коліс спостерігаються при русі автомобіля з місця. При прискореннях порядку 1-2,5 м/с² зміна кутів сходження має майже лінійну залежність, а при прискореннях 5-6 м/с² сходження коліс різко збільшується і досягає 60 хвилин. При гальмуванні автомобіля спостерігається найбільша зміна кута сходження коліс. Під час екстреного гальмування зміна кута сходження сягає майже 1,5°.

Проведені дорожні випробування по дослідженню зміни кутів сходження коліс при русі автомобіля на різних режимах руху показали значну їх зміну. При чому на різних режимах руху автомобіля величина і динаміка зміни кутів сходження різна, тому неможливо підібрати оптимальний кут сходження коліс, який би забезпечував гарні експлуатаційні показники на усіх режимах руху. Для збереження оптимальних кутів сходження коліс необхідне застосування рульового керування та підвіски автомобіля з більшою жорсткістю, що не завжди є доцільним, або використовувати механічні чи автоматичні системи підтримки необхідного кута сходження коліс. Одержані результати експериментальних та теоретичних досліджень дозволяють отримати базу даних зміни кутів сходження і бокової сили в залежності від траєкторії та режиму руху автомобіля. Така база

даних з застосуванням механізмів автоматичного регулювання кутів сходження коліс дозволяє отримувати мінімальну бокову силу в точці контакту колеса з дорогою в залежності від режиму руху автомобіля.

Ключові слова: автомобіль, колесо, керуючий колісний модуль, кут сходження, кут розвалу, математична модель, експеримент, дорожні випробування.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| ВСТУП..... | 9 |
| РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ..... | 12 |
| 1.1. Основні положення теорії керуючого колісного модуля..... | 12 |
| 1.2. Сходження керованих коліс автомобіля..... | 14 |
| 1.3. Розвал керованих коліс автомобіля..... | 19 |
| 1.4. Аналіз впливу кутів установки коліс на експлуатаційні показники автомобіля..... | 23 |
| 1.5. Класифікація та аналіз засобів контролю сходження коліс автомобілів..... | 24 |
| Мета та задачі дослідження..... | 26 |
| РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КЕРУЮЧОГО КОЛІСНОГО МОДУЛЯ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ З УРАХУВАННЯМ КУТІВ СХОДЖЕННЯ КОЛІС..... | 28 |
| 2.1. Кінематична характеристика колісного вузла автомобіля..... | 28 |
| 2.2. Визначення координат центру колеса автомобіля..... | 32 |
| 2.3. Визначення координат точки контакту колеса та горизонтальної опорної поверхні..... | 34 |
| 2.4. Визначення координат точки перетину осі повороту колеса з горизонтальною опорною поверхнею..... | 37 |
| 2.5. Зміна кутів сходження коліс при прямолінійному русі автомобіля..... | 39 |
| Висновки до другого розділу..... | 41 |
| РОЗДІЛ 3 РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ КІНЕМАТИКИ КОЛІСНОГО ВУЗЛА АВТОМОБІЛЯ..... | 42 |
| 3.1. Результати теоретичних досліджень зміни кута розвалу під час повороту колеса автомобіля..... | 42 |
| 3.2. Результати теоретичних досліджень впливу кутів установки колеса та осі повороту на моменти, які діють на колесо автомобіля..... | 49 |
| 3.3. Висновки до третього розділу..... | 51 |

РОЗДІЛ 4 МЕТОДИКА ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Мета і задачі досліджень 62

4.2 Методика проведення дорожніх випробувань 63

4.3 Вимірювальна та реєструюча апаратура 69

4.4 Методика опрацювання результатів експериментальних досліджень 71

Висновки до четвертого розділу 75

ВИСНОВКИ 76

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 77

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП

Автомобільний парк країни постійно збільшується. Ріст кількості моделей супроводжується безперервним вдосконаленням конструкції агрегатів, розробкою нових конструкцій, які відповідають сучасному рівню розвитку світового автомобілебудування.

Стрімке збільшення швидкостей руху автомобілів призводить до збільшення тяжко постраждалих і навіть загиблих в автомобільних катастрофах, тому питанням вдосконалення параметрів агрегатів автомобіля приділяється все більше уваги. Важливе місце в цьому напрямку посідають питання активної безпеки, які в значній мірі визначаються досконалістю конструкції агрегатів несучої системи, рульового керування та шин.

Відомо, що правильно встановлені кути сходження коліс в межах значень, рекомендованих заводом, суттєво зменшують зношування шин і опір коченню.

Але при експлуатації автомобілів спостерігаються випадки передчасного зношування шин при відповідності кутів сходження коліс, встановленим автовиробниками нормам. Це виникає внаслідок того, що рекомендації автовиробників по встановленню кутів сходження коліс не дотримуються, а в процесі експлуатації відбувається зміна технічного стану підвіски, рульового привода автомобіля та зміна кутів сходження під час руху автомобіля.

Питанням дослідження кутів встановлення коліс транспортних засобів присвячені роботи науковців: Є.О. Чудакова, В.О. Іларіонова, А.С. Літвінова, Р.В. Ротенберга, Б.С. Фалькевича, Л.Л. Гінцбурга, Я. М. Певзнера, І. В. Балабіна, Ю.А. Счеїстова, В.Ф. Платонова, Г.А. Гаспарянца, В.І. Кнороза, С.В. Кленнікова [3, 4, 14-18, 38, 40,] та інших.

На даний момент характер зміни кутів сходження коліс під час руху автомобіля вивчено не достатньо. Основною складністю в проведенні таких досліджень є відсутність обладнання для дорожніх випробувань, яке дозволило би вимірювати кути сходження під час руху автомобіля, так як непостійність відносного положення коліс і кузова при русі автомобіля, що викликано силами збурення з боку дороги, створюють значні перешкоди при визначенні справжньої

величини кутів сходження коліс в реальних умовах експлуатації.

Доцільність використання транспортних засобів визначається матеріально-технічними витратами на їх створення та експлуатацію при необхідних показниках експлуатаційних властивостей. Так як в площині контакту коліс відбувається безпосередня передача рушійних сил і моментів, то реалізація необхідних експлуатаційних властивостей в істотній мірі визначається процесом взаємодії колеса з дорогою.

Процес взаємодії колеса з опорною поверхнею робить істотний вплив на тягово-швидкісні властивості автомобіля, його керованість та стійкість, паливну економічність і довговічність шин. Таким чином, від вибору раціональних параметрів процесу контактної взаємодії колеса з дорогою залежить ефективність колісних машин в цілому.

Під час руху автомобіля через надлишкову податливість шарнірів підвіски кути сходження і розвалу істотно змінюються по відношенню до їх початкового значення в статичі.

Проблема визначення і вибору параметрів установки передніх коліс з урахуванням їх змін при русі значно загострилася у зв'язку з ростом експлуатаційних швидкостей руху та застосуванням гумових шарнірів в конструкції сучасної незалежної багатоважільної підвіски.

Вибір кутів установки передніх керованих коліс стає актуальним, оскільки вони впливають на експлуатаційні якості автомобіля.

Мета та задачі дослідження. Метою роботи є покращення експлуатаційних показників передньоприводних легкових автомобілів категорії М 1 шляхом вибору оптимального значення кутів сходження керованих коліс автомобіля.

Для досягнення поставленої мети в магістерській роботі були визначені наступні задачі:

- аналіз стану питання щодо впливу кутів встановлення керованих коліс передньоприводного автомобіля на експлуатаційні показники;
- розробка математичної моделі зміни кутів сходження коліс під час руху

автомобіля;
 – розробка обладнання з метою визначення величини зміни кута сходження під час руху та зміни бокової сили в плямі контакту колеса з дорогою;

– експериментальне визначення динаміки зміни кутів сходження коліс під час руху автомобіля;

– аналіз експериментальних і теоретичних досліджень з метою підвищення експлуатаційних показників автомобіля;

– розробка рекомендацій щодо вибору оптимального кута сходження керованих коліс передньоприводного автомобіля.

Об'єкт дослідження – зміна кутів сходження коліс передньоприводного автомобіля категорії N1 в залежності від режимів руху.

Предмет дослідження – вплив конструктивних параметрів автомобіля на зміну кутів сходження коліс під час руху автомобіля.

Методи дослідження. Для визначення стану питання та постановки завдань дослідження використані методи збору, вибору і аналізу інформації та системний підхід. У теоретичних дослідженнях процесу зміни кута сходження колеса під час руху автомобіля застосовувалися ітераційні чисельні методи розв'язання кінцевих рівнянь і методи чисельного інтегрування диференціальних рівнянь. Підтвердження теоретичних положень здійснювалось методами експериментальних досліджень та дорожніх випробувань.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

- удосконалено функціональні залежності, які враховують кути установки коліс та кути нахилу осі повороту колеса і дозволяють визначити координати характерних точок колісного вузла при дослідженні його кінематичних параметрів;

- вперше розроблено математичну модель зміни кутів сходження керуючого колісного модуля від швидкості руху автомобіля, яка дозволяє визначити динаміку зміни кутів сходження під час руху передньоприводного автомобіля.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Основні положення теорії керуючого колісного модуля

Керованість та стійкість руху автомобіля забезпечується системою «рульове керування, підвіска – керовані колеса», тому цю систему доцільно виділити як самостійний функціональний модуль. Беручи до уваги, що такий функціональний модуль є механізмом, який перетворює керуючий сигнал в керуючий фактор і виходячи з того, що визначаючим елементом такої системи є кероване колесо, яке безпосередньо формує зовнішні силові фактори, то таку систему називають керуючим колісним модулем. Передумови до виділення окремого функціонального модуля послідовно створювались протягом усього шляху розвитку автомобілебудування. І лише наприкінці 80-х років та початку 90-х років минулого століття накопичений науковий і практичний досвід дозволив автору праці [7] систематизувати і розробити основи теорії робочих процесів та розрахунків керуючих колісних модулів.

Узагальнений вид керуючого колісного модуля вантажного автомобіля з незалежною підвіскою представлено на рисунку 1.1.

До складу керуючого колісного модуля входять рульове керування, направляючий апарат незалежної підвіски та еластичні керовані колеса.

Вхідною ланкою керуючого колісного модуля буде рульове колесо, а вихідною ланкою є керовані колеса, які будуть характеризуватися наступними параметрами: кутом повороту коліс, кутовою швидкістю та кутовим прискоренням, кутами встановлення коліс, рівнодіючими силами у поздовжньому, поперечному та вертикальному напрямку, які діють у контактній площині з дорогою та моментом опору повороту шини.

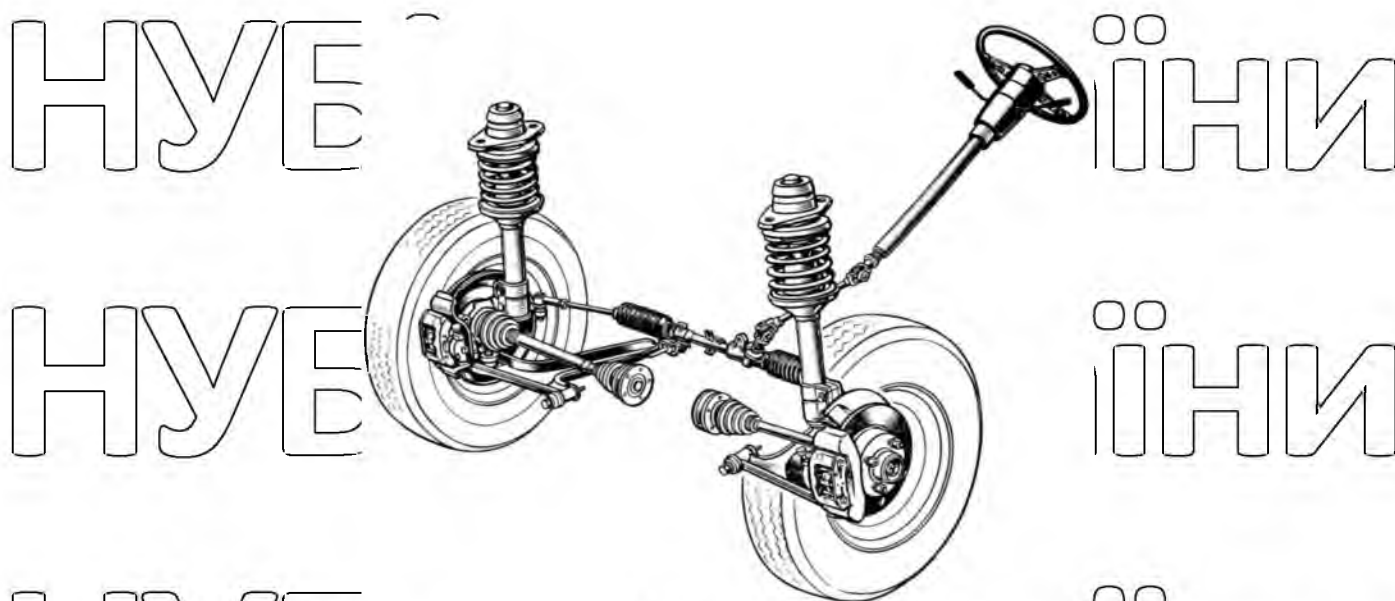


Рисунок 1.1 – Принципова схема керуючого колісного модулявантажного автомобіля

До керуючого модуля висуваються наступні вимоги:

- легкість керування;
- стабілізація коліс;
- стійкість до коливань;
- довговічність шин;
- маневреність;
- кінематична чутливість.

Автор теорії колісних керуючих модулів [7, 8] зазначає, що фактором, який характеризує легкість керування є величина зусилля на рульовому колесі, яка пропорційна моменту опору повороту керованих коліс. Легкерульове керування оказує значний вплив на підвищення середньої експлуатаційної швидкості руху, а значить і на продуктивність автомобіля в цілому.

Всі вказані фактори в тій чи іншій мірі пов'язані як з конструктивними параметрами автомобіля, так і з характером взаємодії еластичного колеса з опорною поверхнею.

Керуючий колісний модуль автомобіля необхідно розглядати в загальній системі «дорога – шина – автомобіль – водій», з властивою йому

функціональною метою – перетворення моменту керування, який створюється на рульовому колесі, в момент зовнішніх сил, що скеровує автомобіль для забезпечення його руху по заданій траєкторії.

1.2 Сходження керованих коліс автомобіля

Встановлення керованих коліс автомобіля та їх шворнів конструктивно здійснюються так, щоб ці колеса розташовувались під деякими кутами відносно вертикальної та горизонтальної осей, а саме: кутами розвалу α і сходження ε коліс, та кутами поперечного β і поздовжнього γ нахилу шворня. Щодо кутів установки коліс автомобіля існує цілий ряд припущень, що часто взаємно виключають одне одного. До нинішнього часу не має єдиної думки в питанні про необхідність цих параметрів [41].

Згідно [1, 13, 40, 48, 62, 64], сходження керованих коліс автомобіля - це горизонтальний кут, утворений площинами цих коліс при їхньому положенні, відповідному до прямолінійного руху автомобіля. Якщо колеса однієї осі автомобіля зміщені усередину спереду, то це відповідає позитивному сходженню, якщо ж вони зміщені усередину позаду - то негативному сходженню. Величина сходження коліс залежить як від особливостей конструкції автомобіля, так і від факторів його експлуатації.

Більшість авторів [25] вбачають основне призначення сходження коліс в нейтральній компенсації негативного впливу кута розвалу зменшенням елементарних бічних реакцій, що діють у контактній шині з дорогою [18, 21, 38, 40]. Так, згідно Б.С. Фалькевича [107], при коченні коліс зі сходженням крім кутів відведення δ виникають сили Y_ε , перпендикулярні до площин коліс і моменти $M_\varepsilon = Y_\varepsilon \cdot b_\varepsilon$, які прагнуть повернути їх у бік, протилежний до сходження коліс (рис. 1.2).

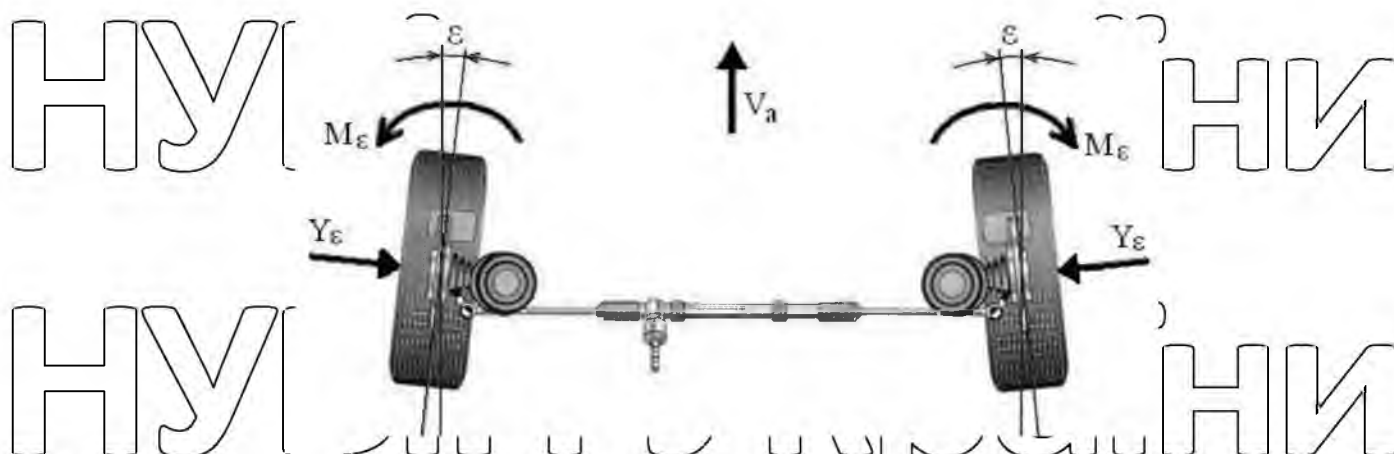


Рисунок 1.2 Схема дії сил і моментів при коченні коліс із кутами сходження

У ряді публікацій можна знайти твердження, що сходження коліс компенсує сили опору коченню, під впливом яких колеса нібито прагнуть розійтися. Так, наприклад, автор [41], щоб проаналізувати наведене положення, розглядає моменти, що діють на керовані колеса при прямолінійному русі автомобіля. Бокові реакції в цьому випадку відсутні і момент M_Y дорівнює нулю.

Тоді на кожне з передніх коліс буде діяти момент:

$$M_k = M_X + M_Z + M'_Y + M_Y + M'_Z \quad (1.1)$$

Припустивши що кути розвалу і сходження коліс відсутні, можна прийняти, що моменти M'_X і M'_Y також відсутні, тоді момент, що діє на колесо, буде дорівнювати:

$$M_k = M_X + M_Z + M'_Z \quad (1.2)$$

Момент M_Z спрямований убік, протилежний моментам M_X і M'_Z . Моменти M_X і M'_Z негативні, тобто прагнуть повернути праве колесо праворуч. Момент M_Z позитивний, під дією цього моменту праве колесо прагне повернутися вліво, збільшуючи сходження. Знак моменту M_k в остаточному підсумку, залежить від співвідношення між моментом вертикальної реакції M_Z з одного боку, та сумою моментів M_X і M'_Z - з іншого боку. Для того, щоб передні колеса при прямолінійному русі автомобіля прагнули розійтися, необхідно, щоб була дотримана нерівність:

$$M_Z < (M_X + M'_Z) \quad (1.3)$$

Підставивши в цю нерівність значення моментів і враховуючи, що при

прямолінійному русі $Z = G/2$, одержимо:

$$0,5G_1 l \cdot \gamma < 0,5G_1 f (1 - r \cdot \beta) - 0,5G_1 f r \cdot \beta, \quad (1.4)$$

де G_1 – маса автомобіля, що приходить на передню вісь;

f – коефіцієнт опору коченню;

r – радіус кочення колеса.

Зробивши необхідні скорочення [41], одержано наступну умову розходження коліс:

$$\gamma < f. \quad (1.5)$$

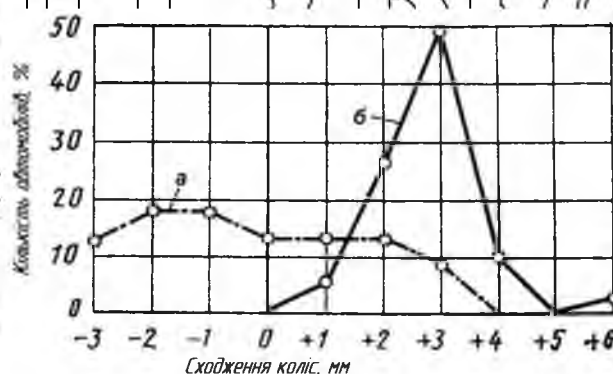
До аналогічних виводів прийшов в своїй роботі G. Freidenstein [128], який зробив розрахунки для легкових автомобілів з урахуванням еластичності шин. Ним було встановлено, що під час руху передні колеса в багатьох автомобілів прагнуть повернути убік сходження, причому поперечна рульова тяга працює на розтягнення.

Автор [27], аналізуючи параметри установки шворня, зробив висновок, що так, як велика кількість факторів створює тенденцію до розходження передніх коліс (позитивний кут розвалу і плече обкату), чим до їхнього сходження (позитивний кут поздовжнього нахилу шворня), то керованим колесам необхідно додати деяке сходження. При русі автомобіля зазори, що наявні в шарнірах рульових тяг вибираються і колеса кочаться прямо. Аналогічні міркування зустрічаються в інших роботах [38, 46, 50].

Дослідженнями В.Ф. Платонова і Г.Р. Леашвілі [61, 85] встановлено, що найбільший вплив на зношування шин і паливну економічність має величина сходження передніх коліс, причому їх відхилення від оптимуму на 2...3 мм (10...18°) збільшує зношування шин в 1,5...2 рази та сприяє росту витрати палива приблизно на 10%. Автори відзначають, що неоптимальна установка керованих коліс спричиняє не тільки збільшення їх зношування, але і зношування шин ведучих коліс через ріст опору руху.

У роботі [20] Й. Раймпель прийшов до висновку, що найменше зношування шин відбувається у випадку точного прямолінійного кочення колеса. На легкових автомобілях класичної компоновки сходження становить приблизно 2-

3 мм, а на передньоприводних – від +3 до -2 мм. Криві розподілу, які отримані в результаті дослідження великої кількості автомобілів, дають більш докладні значення для тієї або іншої компоновки (рис. 1.3). На рисунку значення сходження коліс представлено у вигляді двох кривих розподілу, що утворювалися в результаті розділення даних відповідно до схеми компоновки автомобіля [90].



а – передньоприводна компоновка, б – класична схема компоновки

Рис. 1.3. Схема розподілу значення сходження коліс автомобілів різної схеми компоновки

На керованість і стійкість руху автомобіля, а також на інтенсивність

зношування шин мають великий вплив бокові сили на керованих колесах [9, 33,

34]. Відомо, що відмінність коефіцієнтів опору бічному відведенню окремих шин в експлуатаційних умовах досягає 30% [52, 55]. Щоб одержати оптимальні величини бокових сил на колесах, цей розкид повинен компенсуватися

величиною сходження коліс. Тому, наприклад, у роботі [26] величина сходження

обумовлюється вибором типу шин. Так, різниця у відстанях між ободами коліс

для шин діагональної конструкції дорівнює 1,6-3,2 мм, а для радіальних шин 0-

1,6 мм. Зменшення величини сходження коліс для радіальних шин пояснюється

тим, що вони мають великий коефіцієнт опору бічному відведенню. До такого ж

висновку набагато раніше прийшов В.А. Іларіонов [40].

Огляд робіт [35, 40, 45] дозволяє визначити вплив деяких конструктивних і експлуатаційних факторів на величину сходження коліс. Так, при кінці колеса в певному шарі шини створюється спрямована назад позадвожня сила, яка

прагне відхилити колесо назад на плечі, рівному радіусу повороту колеса щодо осі шворня доти, поки це дозволяє поперечна тяга рульового керування. Таким чином, колесо відхиляється від деякого свого початкового положення завдяки зазорам у підшипниковому вузлі колеса, шворньовому з'єднанні та в шарнірах поперечної рульової тяги. Величина цього відхилення компенсується величиною сходження колеса.

Шина, завдяки своїй еластичності, у процесі кочення допускає зсув своєї опорної поверхні відносно напрямку руху. Цей зсув повинний компенсуватися установкою коліс з деяким кутом сходження до напрямку руху, забезпечуючи цим самим додаткову стабілізацію керованих коліс. Величина такого сходження для компенсування залежить від типу шин: при діагональних шинах вона більша, при радіальних - менша.

Таким чином, виходячи із усього вище наведеного, відносно призначення сходження керованих коліс існують такі думки:

- компенсувати негативний вплив кута розвалу,
- усунути можливе кочення коліс з негативним сходженням, внаслідок наявності піддатливості підвіски та зазорів у рульовому приводі;
- компенсувати прагнення керованих коліс до розходження під дією сили опору коченню;
- підвищити стійкість прямолінійного руху автомобіля;
- запобігти можливості виникнення коливань керованих коліс.

1.3 Розвал керованих коліс автомобіля

Доцільність встановлення керованих коліс з кутом розвалу часто диктується наступним:

- при коченні керованого колеса на нього діє сила опору коченню, ця сила створює з плечем a момент опору повороту. При наявності кута розвалу це плече зменшується і тим самим полегшується керування автомобілем;
- колесо підискається до внутрішнього підшипника цапфи, що запобігає виліттю колеса у випадку появи зазорів в підшипниках цапфи;
- при зношуванні поворотних цапф та внаслідок цього виникнення

лютів, зворотний розвал не з'являється;

• забезпечення перпендикулярного положення коліс до опорної поверхні, з урахуванням того, що поперечний профіль дороги є опуклим.

Фактори та пояснення початкового розвалу і доцільність їхнього обґрунтування буди розглянуті у роботі [40].

Прямолінійне кочення нахиленого колеса [8] супроводжується циркуляцією потужності між перерізами шини, що мають різні радіуси (r_1, r_2 т.д.) та дорогою (рис. 1.4). Перерізи більшого радіуса, котрі прагнуть пробуксовувати, стають ведучими відносно менших перерізів, які ковзають по дорозі і є гальмуючими. Якщо колесо ведене, то негативні дотичні реакції, тобто реакції, які спрямовані проти руху, збільшуються в перерізах меншого радіуса та зменшуються в найбільших перерізах; у випадку ведучого колеса відбувається зворотна зміна епюри елементарних дотичних реакцій.



Рисунок 1.4 – Схема кочення нахиленого колеса

Дослідження показують, що негативні реакції, які викликані кутом розвалу, перевищують позитивні, внаслідок чого їх рівнодіюча X_a спрямована проти руху та зміщена у бік перерізів меншого радіуса.

Тому, якщо у випадку відсутності розвалу рівнодіюча елементарних дотичних реакцій X прикладена в площині симетрії колеса, то при його нахилі

вона зростає на величину X_{α} і крім того виникає момент M_{α} щодо центру площі контакту шини.

Колеса з кутом розвалу прагнуть котитися по дугах кіл, центри яких перебувають на перетинанні осей коліс з опорною поверхнею. Однак, якщо рудьове колесо не повернене та зчеплення шин із дорогою досить велике, то колеса будуть рухатися прямолінійно, але в контакті шин виникнуть елементарні бокові реакції, спрямовані у бік нахилу колеса, епюра яких показана на рисунку 1.4 праворуч. Ці реакції дають рівнодіючу силу $Y_{\alpha s}$ а причесиметричній епюрі і момент, який підсумовується із M_{α} . Усі ці додаткові сили та моменти, які викликані нахилом коліс, збільшують навантаження в рудьовому приводі, а також збільшують опір коченню та зношування шин.

Як зазначає Й. Раймпель [90, 92], у контакті коліс автомобілів з опорною поверхнею діють змінні бокові сили навіть при русі по дорогах, що вважаються рівними. Наявність зазорів між деталями підвіски привело б не тільки до появи стуків, але і до зменшення стійкості прямолінійного руху.

На передніх колесах легкових автомобілів при навантаженні, рівній масі 2-3 людей доцільно мати невеликий позитивний розвал, щоб шини по можливості котилися перпендикулярно до злегка опуклої дорожньої поверхні і мали рівномірне зношування. Оптимум лежить у діапазоні від $+5^{\circ}$ до $+10^{\circ}$ (рис. 1.5).

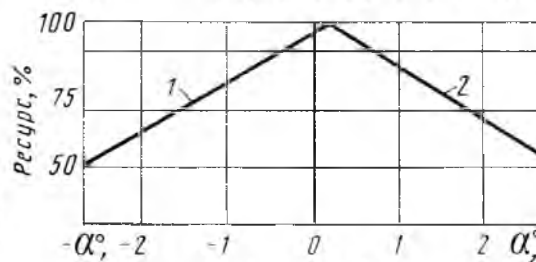


Рис. 1.5 - Зношування шин залежно від кута розвалу коліс

Менші значення кута розвалу призвели би до передчасного зношування внутрішньої плечової зони шини, а більші – до зношування зовнішньої плечової зони. Розвал, близький по величині до нуля, має ще ту перевагу, що під час руху на повороті шини можуть передавати більші бокові сили. Крім цього, як показують дослідження, при малому куті розвалу зменшується можливість

виникнення коливань в рульовому керуванні автомобіля.

Поряд з абсолютним значенням кута розвалу колеса важлива ще величина допуску, тобто величина припустимого відхилення від номінального значення, а

також різниця між кутом розвалу лівого та правого коліс. Статистичний аналіз

показує, що звичайно задається відхилення $\pm 30'$, щоб не підвищувати вартість виготовлення деталей передньої підвіски занадто строгими допусками.

Автори у роботі [63] дійшли висновку, що в ідеальному випадку колесо повинне мати нульовий розвал, тому що позитивне або негативне його значення

викликає додаткове зношування шин. Але внаслідок зношування втулок шворнів

і підшипників коліс, прогину передньої осі під навантаженням і деформації

інших деталей, колеса в процесі експлуатації одержують негативний кут розвалу і для зменшення цих негативних факторів зазвичай допуск кута розвалу робиться

з позитивним значенням.

С. Campbell у роботі [25] бачить основне призначення кута розвалу

передніх коліс у зниженні опору їх відведенню, а отже, в збільшенні недостатньої повороткості автомобіля та в підвищенні стійкості прямолінійного

руху. Слід зазначити, що необхідна повороткість та стійкість автомобіля

забезпечуються, у першу чергу відповідною кінематикою підвіски та

характеристиками шин. Для того, щоб вплинути на повороткість автомобіля, кути розвалу повинні мінятися не менш, чим на $4-5^\circ$.

Таким чином, деякі з наведених пояснень призначення розвалу частково обгрунтовані, однак жодне з них не можна вважати вичерпним.

1.4 Аналіз впливу кутів установки коліс на експлуатаційні показники автомобіля

Найбільш повно дослідили процес кочення колеса із кутами розвалу та сходження Б.С. Фалькевич, Ю.А. Єчеїстов, В.М. Трубніков у своїй роботі [10].

Вивчаючи розподіл елементарних поперечних реакцій уздовж площі контакту еластичного колеса, дійшли висновку, що можна добитися їхнього зменшення,

підбравши відповідним чином по величині та напрямку куту розвалу та сходження, рекомендують обирати величину сходження для різних типів циліндрів рівним 15-20% від кута розвалу.

Визначаючи поперечні сили, що діють на колесо при коченні з різними кутами розвалу та сходження, В.М. Трубніков [16] дійшов висновку, що для будь-якого кута розвалу можна підібрати таке значення кута сходження (відведення), при якому сумарна поперечна сила буде практично дорівнювати нулю.

Прихильники такої концепції прагнуть одержати аналітичний вираз для розрахунку величини сходження коліс при заданому куті початкового розвалу.

У якості критерію, по якому оцінюється оптимальне співвідношення між ними, деякі автори [38, 40] вибирають силу опору коченню. У цьому випадку вважається, що при наявності кута розвалу опір коченню коліс збільшується, а при установці коліс із сходженням він може бути зменшений. Аналітичне

обґрунтування можливості зменшення опору коченню відповідним вибором кутів розвалу та сходження провели Ю.А. Єсєєв і М.М. Спудкін [38]. Розглядаючи одночасну дію кутів розвалу та сходження на колесо, автори досліджують систему сил, наведену на рис. 1.6, де

величина M_K представляє собою суму моментів M_α і M_ϵ .

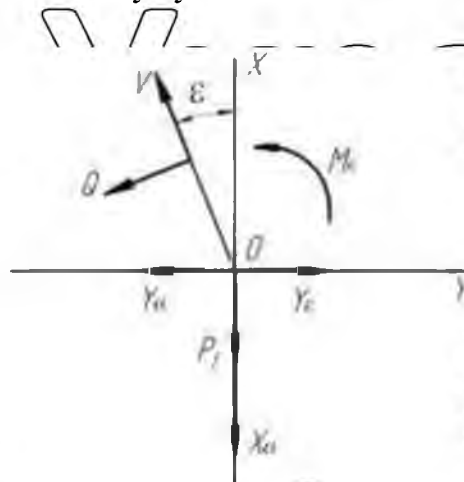


Рисунок 1.6 – Схема сил, яка діє у точці контакту колеса із дорогою, при коченні колеса із кутами розвалу та сходження

Спроектувавши всі сили, що діють у площині контакту колеса з дорогою на напрямок руху, маємо рівняння:

$$P_v = P_f \cos \varepsilon + X_\alpha \cos \varepsilon - Y_\alpha \sin \varepsilon + Y_\varepsilon \sin \alpha \quad (1.6)$$

де P_v – сила опору руху колеса;

P_f – сила опору коченню;

X_α – сила в поздовжній площині кочення колеса, викликана наявністю

кута розвалу колеса (α);

Y_α , Y_ε – сили в поперечній площині кочення колеса, викликані наявністю, відповідно кутів розвалу α і сходження ε колеса;

α , ε – кути, відповідно розвалу та сходження.

За позитивний напрямок сил обраний такий напрямок, при якому сили

будуть діяти проти руху колеса. Беручи до уваги, що $\sin \varepsilon = \varepsilon$, а $\cos \varepsilon = 1$ і

виходячи з того, що

$$Y_\alpha = \frac{G_k}{K_\alpha} \cdot \alpha, \quad X_\alpha = \frac{G_k}{K_x} \cdot \alpha, \quad Y_\varepsilon = \frac{G_k}{K_\varepsilon} \cdot \varepsilon, \quad (1.7)$$

$$P_v = P_f + \frac{G_k}{K_x} \cdot \alpha - \frac{G_k}{K_\alpha} \cdot \alpha \cdot \varepsilon + \frac{G_k}{K_\varepsilon} \cdot \varepsilon^2. \quad (1.8)$$

Розглядаючи схему сил (рис. 1.7), які виникають у контакті колеса, що

котиться, з кутами розвалу та сходження, В.А. Іларіонов [40, 41] пропонує більш

точну формулу для визначення оптимального кута сходження, увівши

коефіцієнт, що враховує зміни сили опору коченню внаслідок відведення.

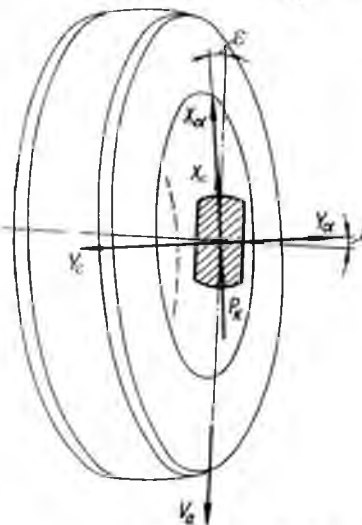


Рис. 1.7. Схема сил, які діють у контакті колеса, що котиться з кутами розвалу та сходження

При коченні колеса з кутами розвалу та сходження виникають поперечні сили X_a , Y_a і додаткові сили опору коченню X_ε , Y_ε , які викликані цими кутами. Так як значення кутів α і ε невеликі, то можна вважати, що сили X_a і X_ε пропорційні відповідним кутам:

$$X_a = K_1 \cdot \alpha, \quad X_\varepsilon = K_2 \cdot \varepsilon. \quad (1.10)$$

Для визначення величини сили P_T , яку потрібно прикласти до колеса, щоб викликати його кочення в напрямку, показану стрілкою, було спроектовано всі сили на цей напрямок:

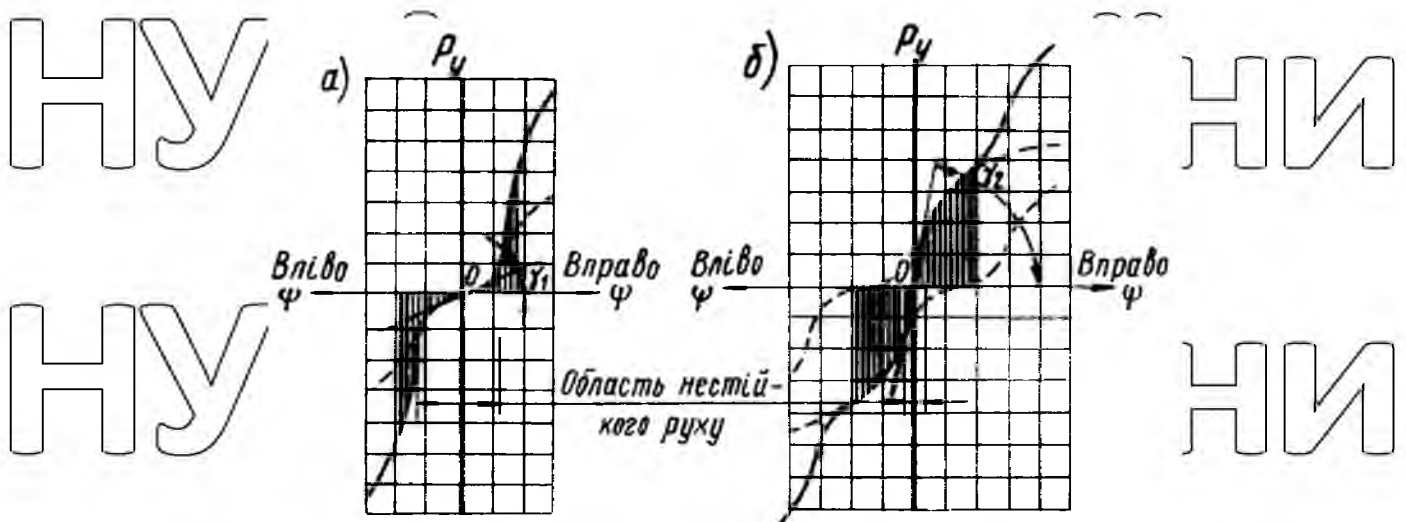
$$P_T = (P_k + K_1 \cdot \alpha + K_2 \cdot \varepsilon) \cdot \cos \varepsilon + (Y_a - Y_\varepsilon) \cdot \sin \varepsilon. \quad (1.11)$$

Враховуючи невелику величину кута ε , одержано:

$$P_T = P_k + K_1 \cdot \alpha + K_2 \cdot \varepsilon + K_\varepsilon \cdot \varepsilon^2 - K_a \cdot \varepsilon \cdot \alpha. \quad (1.12)$$

При невеликому проковзуванні коефіцієнт φ невеликий. По мірі збільшення проковзування φ збільшується, досягаючи максимального значення при 20-30% проковзування шини колеса. До цього значення відбуваються лише пружні деформації шини, на які надалі накладаються явища проковзування. При повному буксуванні настає чисте ковзання шини із відповідним зменшенням коефіцієнта φ . Якщо керовані колеса не мають сходження, то при випадкових їх відхиленнях від прямолінійного напрямку руху вони проковзують у поперечному напрямку. Відносна величина проковзування S приблизно дорівнює куту ψ відхилення поздовжньої осі автомобіля від напрямку руху.

Якщо вертикальне навантаження не змінюється, то сила зчеплення залежить тільки від коефіцієнта φ . Отже, можна побудувати графік залежності поперечної сили від кута ψ , на якому пунктирною лінією зображена поперечна сила, що діє на одне кероване колесо, а суцільною – сумарна поперечна сила, яка сприймається обома колесами (рис. 1.8).



а – без сходження, б – зі сходженням

Рис. 1.8 – Поперенні сили при коченні коліс

При невеликих кутах ψ (рис. 1.8 а) поперенна сила невелика та зовнішні сили можуть викликати відхилення автомобіля від прямолінійного руху. Щоб збільшити стійкість руху автомобіля, переднім колесам надають сходження, повертаючи їх на деякий кут. Установка коліс із сходженням викликає зсув пунктирних кривих уздовж осі абсцис і відповідну зміну сумарної кривої (рис. 1.8 б).

1.4.1 Вплив кутів установки коліс на зношування шин

Достатня кількість робіт [3-5, 10, 12, 51, 53] присвячена дослідженню впливу кутів розвалу та сходження коліс на зношування шин. Ці дослідження показують, що між інтенсивністю зношування та кутом сходження існує ступенева залежність із показником ступеня від двох до трьох.

Деякі дослідники пропонують емпіричні та напівемпіричні залежності кутів сходження від інших параметрів установки керованих коліс. Так, наприклад, у роботі А.Я. Тарасова [99] повідомляється про експериментальне дослідження впливу кутів установки керованих коліс автомобіля ГАЗ-21 на зношування шин. Підбираючи кути розвалу та сходження за умовою рівності нулю в контактні суми елементарних бокових реакцій або їх моменту, автор

дійшов висновку, що вирішальний вплив на зношування шин виявляє бокова сила, а вплив моменту незначний. У ході своїх досліджень автор доходить висновку, що одночасне виконання умов відсутності бокової сили і моменту можливе тільки при нульовому куті розвалу. При неможливості в умовах експлуатації підтримувати визначені ним оптимальні кути розвалу та сходження, він пропонує встановлювати сходження по наступному співвідношенню:

$$\varepsilon = 3,3 \cdot \alpha + 1,5, \text{ мм} \quad (1.15)$$

Особливість даної формули полягає в тому, що сама величина сходження розбивається на дві частини, одна з яких компенсує бокову силу в плямі контакту, яка виникає внаслідок кута розвалу, а друга компенсує зазори в з'єднаннях рульової трапеції.

З таких же позицій виходить В.Д. Каменев [43, 44]. Крім того, він виходить із того, що витрати потужності на кочення нахиленого колеса витрачаються як на деформацію шини та гістерезисні втрати, так і на поворот площини контакту колеса з дорогою та його відведення (сходження), величина якого є основним чинником, який визначає інтенсивність зношування шин. Завдання по визначенню кута сходження в цьому випадку може бути вирішене тільки за допомогою використання аналітичних залежностей для визначення втрат енергії при коченні нахиленого колеса. Автор одержав наступні рівняння зв'язку відносних втрат енергії еластичного колеса із кутом нахилу, які можуть бути вирішені як відносно сили тяги, яка відводиться (1.16), так і відносно підведеного до колеса крутного моменту.

Вплив кутів розвалу та сходження коліс він оцінював як по силовим, так і по кінематичним факторам. Аналізуючи результати своїх експериментальних досліджень, автор приходить висновку, що мінімальне проковзування та зношування шин мають місце при нульових значеннях кутів установки керованих коліс. Проковзування викликане кутом розвалу можна частково компенсувати відповідним сходженням коліс. Цей кут сходження відповідає значенням, при яких момент сил в контактні колеса з дорогою та сила опору коченню мінімальні. У наступних роботах Н.М. Кісліцин розглядає

рівномірність зношування шин і способи його оцінки [46, 47, 50].

У своїй роботі В.Ф. Платонов і Г.Р. Леиашвілі [85] на підставі обробки результатів випробувань 52 автомобілів при їх пробігу від 140 до 260 тис. км наводять графік залежності зношування шин від сходження коліс. Автори роблять висновок, що для кожного автомобіля існує діапазон значень сходження коліс, у якому втрати енергії на кочення коліс, а отже на зношування шин та витрата палива мінімальні. Відхилення значень установочних кутів в ту або іншу сторону викликає різке збільшення витрат палива. Вони відзначають, що зміна початкової установки кута сходження керованих коліс приводить до зміни величини зношування не тільки передніх керованих коліс, але і задніх ведучих коліс. У цій же роботі авторами було встановлено, що зміна кутів установки керованих коліс досить тісно корелюється із швидкістю руху.

В своїх роботах автори [19, 20, 94] досліджують питання взаємозв'язку кутів розвалу, сходження коліс та поздовжнього нахилу шворня з позиції забезпечення мінімального опору коченню та зношування шин керованих коліс автомобілів.

1.4.2 Вплив кутів установки коліс на їх автоколивання

Автоколивання керованих коліс часто ставлять серйозні проблеми перед конструкторами нових автомобілів. Вони викликають великі динамічні навантаження на деталі підвіски та рульового керування, підвищене зношування шин, а також втрату керованості. Такі коливання є небезпечними і важкоподоланими, тому розробка методів боротьби з ними представляє собою дуже відповідальну задачу, яка розглядалася в багатьох наукових працях [23, 57].

Досліджуючи причини виникнення автоколивань керованих коліс автомобілів і колісних тракторів, В.Г. Терлецький [101-103] виявив, що кути розвалу та сходження в окремих випадках роблять досить істотний вплив на появу стійких коливань коліс навколо шворнів. При цьому, він уперше проаналізував процес виникнення бокових сил і моментів, що діють з боку дороги на коливальну систему, при встановленні коліс з кутами розвалу та

сходження і показав, що негативний кут розвалу та сходження керованих коліс, у ряді випадків, позбавляє систему здатності до самозбудження коливань.

Дослідження автоколивань керованих коліс тракторів проводив Р.А. Гепер [100]. Він виявив, що зміна кута розвалу від -2 до $+4^\circ$ викликає деяке зниження амплітуди коливань коліс. У своїх дослідженнях автор встановив, що при сходженні коліс 40 мм були стійкі автоколивання коліс (шинні), амплітуда яких зменшувалася зі зменшенням сходження коліс. Зі збільшенням негативного сходження коліс тривалість загасаючих коливань зменшується, тобто рух коліс стає більш стійким.

Робота Л.П. Ландар [60] присвячена питанням впливу нерівноваженості керованих коліс на стійкість їх руху. При складанні рівнянь руху змушених коливань коліс навколо шворнів, а також рівнянь руху автономної колівальної системи, автор, наслідуючи В.Г. Терлецького, урахувала додаткові збільшення бокових сил та повертаючих моментів внаслідок установки коліс із кутами розвалу та сходження.

1.5 Класифікація та аналіз засобів контролю сходження коліс

автомобілів

Для дослідження впливу кутів установки керованих коліс на параметри автомобіля потрібне відповідне обладнання, від якого в подальшому буде залежить достовірність одержаних експериментальних результатів та адекватність розробленої математичної моделі. Так як дана дисертаційна робота направлена на дослідження саме кутів сходження коліс автомобіля, то більш докладно розглянемо стенди і засоби для виміру кутів сходження. На даний час у різних країнах розроблена велика кількість різноманітних стендів і приладів для перевірки сходження коліс автомобіля [6, 28, 68, 124]. Всі вони можуть бути поділені на статичні і динамічні та розділяються на ряд груп по методу виміру, рівню автоматизації, способу фіксації і приводу керованих коліс автомобіля, продуктивності, необхідної кваліфікації обслуговуючого персоналу (рис. 1.10).

За допомогою статичних пристроїв визначають кути встановлення керованих коліс у їх статичному стані [26]. По конструктивних ознаках статичні стенди можна розділити на механічні, електромеханічні, світлопроменеві, оптичні, електронні, а за умовами застосування на переносні і стаціонарні.

Механічні пристрої дозволяють проводити вимір сходження коліс в більшості випадків з невеликою точністю. Однак через порівняно невисоку вартість і простоту користування вони знаходять широке застосування в експлуатації.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

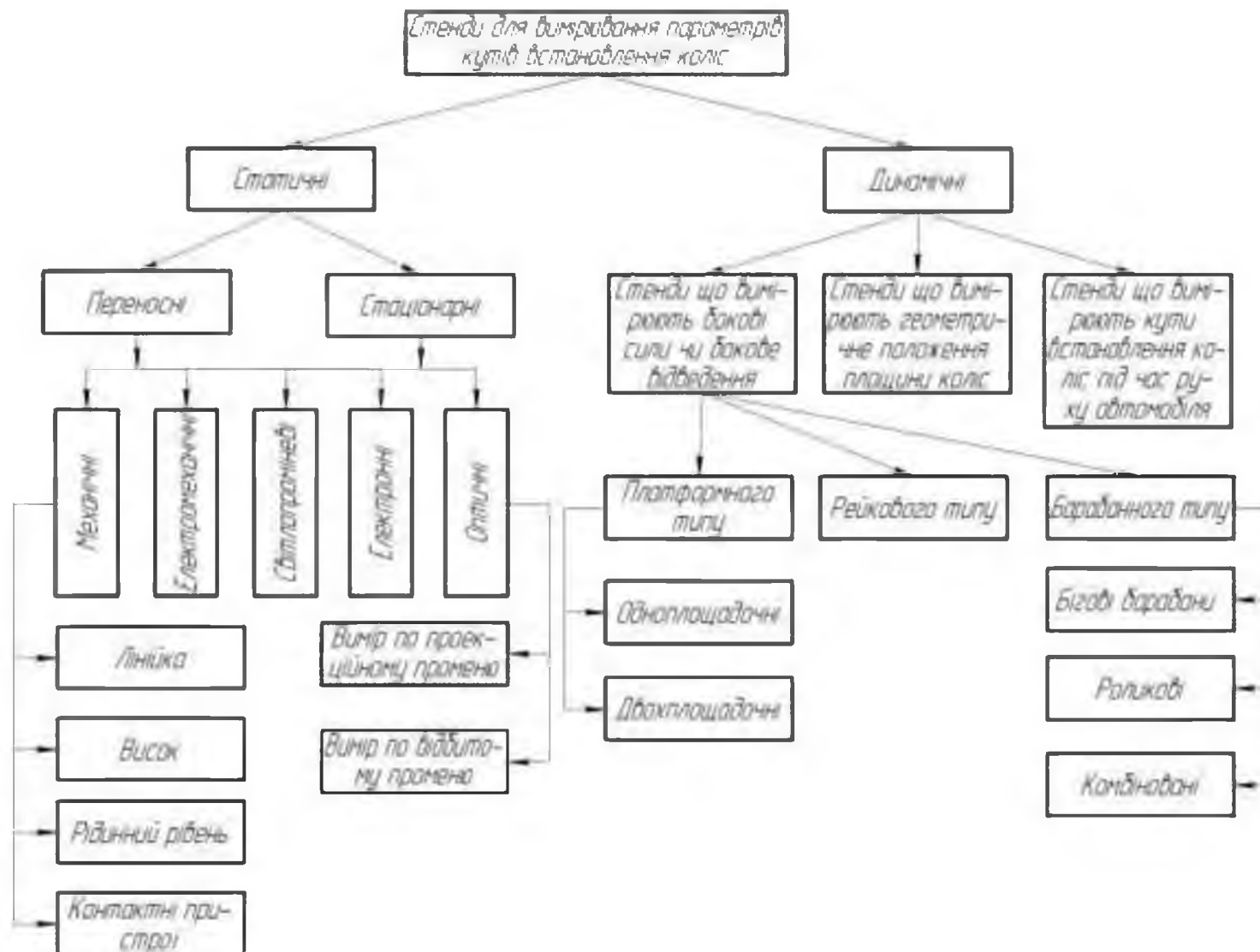


Рис. 1.10 – Класифікація засобів контролю встановлення керованих коліс

НУБІП України

Головний їхній недолік - низька точність вимірів, обумовлена їхніми перевагами.

Електромеханічні пристрої перетворюють механічні переміщення датчиків, закріплених на колесах або цапфах коліс в площині перпендикулярній осі їхнього обертання, в електричний сигнал, що відповідає величині обумовленого параметра. Перевагою цих пристроїв є індикація вимірюваної величини на приладовій панелі.

Світлопроменеві пристрої використовують світловимірювач, який встановлюється на колесі. Промінь світла, що падає на вимірювальну таблицю, своєю світловою відміткою показує на шкалі величину кута. Принцип роботи цих пристроїв забезпечує найменшу погрішність виміру ± 5 кутових хвилин, що залежить від погрішностей в установці таблиць і світловипромінювачів.

Головна перевага сучасних світлопроменевих приладів - це можливість виключення погрішності виміру, викликані деформацією ободу колеса. Їхніми недоліками є необхідність ретельної установки автомобіля і кутировки випромінювачів світла щодо осі обертання колеса для забезпечення точності виміру, а також великий обсяг ручних робіт з підготовки пристроїв до вимірів.

Оптичні пристрої - це вимірювальні пристрої, у яких кут встановлення колеса визначається або методом виміру кутів по проєкційному променю або методом виміру по відбитому променю. При вимірі кутів по проєкційному променю на автомобільне колесо кріплять проєктор, що посиляє на екран, котрий перебуває перед автомобілем, вузький світловий або лазерний промінь. Змінюючи положення проєктора і колеса, по відповідних шкалах екрана вимірюють кути встановлення колеса. При вимірі кутів по відбитому променю на автомобільному колесі закріплюють тригранний дзеркальний відбивач, центральне дзеркало якого повинне бути паралельно площині кочення колеса.

Екран, на якому є спеціальна розмітка та у якій вбудований проєктор, встановлюється вертикально і паралельно напрямку руху автомобіля. На дзеркало посиляється промінь з візирним символом. Змінюючи положення

колеса, по положенню візира на відповідних шкалах визначають кути встановлення коліс. Для отримання світлового промінню можуть використовувати як звичайні лампові випромінювачі, так і більш досконалі

лазерні випромінювачі. Також необхідно відзначити, що лазерна технологія

виміру сходження коліс автомобіля являє собою якісний стрибок порівнянні з ламповими оптичними стендами попередніх поколінь, проте на даний момент застосовуються і випромінювачі типу лампочки з конденсаторами, які

дозволяють фокусувати промінь на вимірювальну шкалу. Застосування такого випромінювача істотно зменшує вартість оптичного стенду і практично не впливає на точність його виміру.

Технічні вимоги до оптичних систем цих вимірювальних пристроїв у багато разів вищі, ніж до світлопроменевих. Найменша припустима погрішність

виміру кутів сходження та інших кутів встановлення коліс $\pm 3'$, але в порівнянні

з світлопроменевими пристроями оптичні пристрої мають цілий ряд переваг.

Вони, завдяки застосуванню оптики, забезпечують більш високу точність і швидкість виміру параметрів встановлення коліс автомобіля, чим світлопроменеві, але вони і значно дорожчі світлопроменевих пристроїв.

Електронні (комп'ютерні) пристрої призначені для найбільш точних ($\pm 1,5'$) вимірів. Принцип їхньої роботи заснований на цифровій обробці електричних сигналів, які характеризують положення коліс. Для виміру кутів встановлення керованих коліс автомобіля використовують високо прецизійні

датчики лінійних або кутових переміщень. Ці датчики завдяки електроніці,

забезпечують високу точність і роздільну здатність приладу при обробці вимірюваних величин, а також видачу результатів вимірів в аналоговому або цифровому виді з мінімальною погрішністю вимірів $\pm 1,5'$. При вимірі кутів

встановлення коліс на кожному колесі закріплюються вимірювальні блоки, що

містять кутоміри та електронні датчики нахилу. Електричні сигнали, що

надходять з блоків, обробляються комп'ютером. Взаємодія між блоками здійснюється за допомогою еластичних кабелів або інфрачервоних

випромінювачів і приймачів. У результаті визначається взаємнерозташування

колес, у тому числі паралельність осей, сходження колес, кути повороту. Електронні пристрої останнього покоління, так звані 3D-стенди, забезпечують найбільш швидкий і зручний спосіб виміру кутів встановлення колес завдяки

застосуванню тривимірної обробки зображення (3D-технологія). На колеса

автомобіля закріплюються світловідбиваючі мішені. Спеціальні відеокамери, що

встановлені перед автомобілем, відслідковують положення цих мішеней у просторі та відображають положення колес на комп'ютері. Застосування

інтегрованих електронних компонентів в стендах останнього покоління

дозволило знизити загальну масу датчиків приблизно на 30%, що в сполученні з

цифровою обробкою сигналів датчиків положення колес у просторі гарантує більшу надійність і стабільність показань.

Однак електронні пристрої вимагають ретельного виготовлення і є

найбільш дорогими із всіх статичних пристроїв і вимагають великого обсягу

ручних юстировочних та підготовчих робіт.

Загальною необхідною умовою достовірності вимірів всіх статичних пристроїв є проведення компенсації биття колес. Ця операція виключає вплив

кривизни колес і завжди наявного перекосу кронштейнів вимірювальної

апаратури, що кріпиться до колес. Як правило, ця операція пов'язана з

обертанням звшеного колеса автомобіля. Виключення становлять комп'ютерні

стенди 3D з тривимірною обробкою зображення, де компенсація виконується автоматично при "прокаті" автомобіля вперед – назад.

До загальних недоліків всіх статичних пристроїв можна віднести

необхідність великого обсягу підготовчих і перевірочних робіт, що вимагають

високої кваліфікації виконавця, а також визначення не реальної площини

кочення колеса під час його обертання, а площини нерухомого колеса, на

положення якої можуть впливати багато випадкових факторів.

Динамічні пристрої це стенди, що працюють у динамічному режимі, які

заміряють кути встановлення керованих колес у процесі руху автомобіля або при

обертанні колес на бігових барабанах чи роликах [27]. Основною метою

автоматичних динамічних пристроїв є швидкий, раціональний вимір кутів

встановлення коліс автомобіля, а не виконання регулювальних робіт. На даний момент динамічні стенди для визначення кутів встановлення керованих коліс автомобіля складаються в основному із пристроєм для обертання коліс і

вимірювального пристрою з електричним аналоговим або цифровим виходом. За

принципом виміру динамічні стенди можна розділити на: пристрої, що вимірюють бокові сили або бічне відведення (платформного, рейкового або барабанного типу); пристрої, що вимірюють геометричне положення площини

колеса щодо його осі обертання (із барабанами та вимірювальною системою, що опирається на боковини шин); а також пристрої для виміру кутів встановлення коліс безпосередньо під час руху автомобіля.

В основі принципу виміру пристроїв першої групи лежить можливість оцінки установки керованих коліс автомобіля по величині бокових сил, що

виникають у зоні контакту колеса з опорною поверхнею при коченні колеса по цій поверхні або по величині поперечного переміщення опорної поверхні,

викликаного зазначеними силами. Бокові сили виникають під впливом кутів нахилу та відведення колеса, які при прямолінійному русі автомобіля дорівнюють кутам розвалу та сходження. Можливість такої оцінки параметрів

установки керованих коліс заснована на тому, що бокові сили, викликані кутом нахилу колеса від 0 до 6° і кутом відведення від 0 до 4° , лінійно залежать від величини кута, а бічна деформація в контактні при невеликій боковій силі також підкоряється лінійному закону. За умовами застосування ці динамічні пристрої є

стаціонарними.

Пристрої платформного типу були першими динамічними пристроями для контролю встановлення керованих коліс. Контроль здійснюється при повільному проїзді автомобіля через площадки бічного ковзання, які

переміщуються убік при прямолінійному русі автомобіля. Це переміщення перебуває в прямій залежності від сходження керованих коліс автомобіля та

вимірюється в міліметрах на метр або метрах на км (мм/м, м/км). Ці пристрої дали можливість швидкого виміру сходження керованих коліс. Але в дійсності бічне переміщення площадок бічного ковзання залежить від великої кількості

факторів: умов в'їзду коліс з нерухомої основи на вимірювальну площадку та з'їзду з неї; швидкості проїзду автомобіля через вимірювальні площадки; збереження автомобілем при проїзді прямолінійності руху; тиску повітря в

шинах, їхнього типу, розміру і інших факторів. Велике значення мають

кваліфікація обслуговуючого персоналу. Платформні пристрої для контролю правильності встановлення керованих коліс автомобілів знайшли застосування у вигляді двох типів конструкції: одноплощадочних і двохплощадочних стендів.

Автоматичний вимір при проїзді через одноплощадочний стенд одним з коліс є перевагою цих стендів. Найбільш істотним їхнім недоліком є значна нестабільність показань при найменшій неточності в дотриманні напрямку проїзду.

Двохплощадочні стенди конструктивно більш складні в порівнянні з одноплощадочними. Вони вимагають ідеально виконаного фундаменту та ідеально рівної горизонтальної поверхні підлоги, на якому повинен бути змонтований стенд. Перевагою цих стендів перед одноплощадочними є можливість регулювання положення основи стенда і менша чутливість вимірювальної системи до прямолінійності проїзду через стенд.

Рейкові стенди за принципом роботи майже не відрізняються від платформних. Конструктивно стенди даної групи виконані у вигляді рейки, яка має можливість переміщатися уздовж своєї осі в обидва боки. Автомобіль переїжджаючи через рейку, зрушує її за рахунок сил у зоні контакту. Як і в попередньому стенді, зсув реєструється і по ньому можна судити про правильність встановлення коліс. Ці стенди мають такі ж переваги та недоліки, як і площадочні, але стабільність показань у них вища, тому що вони менш піддатливі впливу зовнішніх факторів.

Пристрої барабанного типу, які вимірюють сумарну бокову силу в області контакту шини з опорною поверхнею або величину відведення на одиницю шляху колеса, підрозділяються в залежності від типу сприймаючого пристрою на наступні групи: з біговими барабанами, роликками та комбіновані. Бігові барабани, що служать для виміру бокової сили в таких пристроях, можуть мати

або балансовану підвіску або переміщатися в підшипниках.

Загальним недоліком стендів, що вимірюють бокові сили або бічне відведення, є низька достовірність визначення кутів встановлення керованих коліс по величині бокової сили або бічного відведення через велике розходження індивідуальних характеристик шин. Цей недолік мають і стенди барабанного типу з вимірювальним роликом, який контактує з протектором шини обертового колеса. В основі роботи цих стендів лежить принцип установки осі ролика паралельно осі колеса під дією бокових сил, що виникають у ролику при коченні по ньому колеса автомобіля.

Пристрої барабанного типу, що працюють на принципі визначення геометричного положення площини колеса, виконуються з роликами, що переміщуються, контактуючи з боковиною шини або диском колеса. Ці пристрої використовують бігові барабани тільки для обертання коліс, до яких підводять чутливі елементи вимірювальної системи, які реєструють положення площини колеса в просторі.

Стенди барабанного типу мають високу пропускну здатність, не вимагають спеціальних підготовчих робіт на автомобілі та високої кваліфікації працюючого на них персоналу, представляють інформацію про результати виміру в зручному для зчитування виді. Їхньою перевагою є також відсутність впливу параметрів шин на точність виміру. До недоліків варто віднести те, що вони без переналадження можуть бути використані для автомобілів тільки з одним типорозміром шин.

Загальним недоліком усіх вище перерахованих динамічних стендів є те, що хоча колеса автомобіля при вимірі кутів встановлення на динамічних стендах обертаються з певною, залежною від вимірювального пристрою швидкістю, такий вимір не є повністю динамічним, тому що моменти та сили, які при русі по дорозі діють на колеса, підвіску та рульове керування невідтворюються на цих стендах. Як відомо, рух автомобіля супроводжується постійним переміщенням коліс щодо кузова і дороги. При цьому площини їхнього обертання істотно відрізняються від тих, що визначено кутами сходження та розвалу,

установленими в статичному стані автомобіля. Причому амплітуди відхилення цих кутів у деяких ситуаціях можуть у кількох разів перевищувати їх початкові (номінальні) величини. Таким чином дослідження характеру зміни сходження керованих коліс автомобіля під час руху є досить актуальною темою. Раніше такі дослідження були утруднені через складність розробки відповідного устаткування для дорожніх випробувань. Так як нестійкість відносного положення коліс і кузова при русі, яка викликана силами збурювання з боку дороги, створює значні перешкоди при визначенні істинною величини зміни сходження.

Стенди для виміру кутів встановлення коліс безпосередньо під час руху автомобіля мають пластини, що закріплені через підшипниковий вузол на диску колеса [119]. При кутовому відхиленні керованих коліс пластина також відхиляється та за допомогою механоелектричних або оптичних пристроїв дане відхилення колеса відслідковується і передається на реєструючу апаратуру для подальшої обробки та виводу отриманих параметрів на відповідне встаткування. До переваг стендів даного типу можна віднести високу точність виміру $\pm 2,5'$, і те, що дослідження можна проводити при русі автомобіля по прямолінійних і криволінійних траєкторіях та у різних режимах руху (усталений рух, розгін, гальмування і т.д.). Однак дані стенди вимагають більш ретельного виготовлення і є доволі дорогими та вимагають великого обсягу підготовчих і перевірочних робіт.

1.6 Мета та задачі дослідження

Аналіз різноманітних досліджень виконаних як у нас в Україні, так і за кордоном показав, що проблема вибору оптимальних кутів сходження коліс автомобіля залишається ще не до кінця вирішеною. У багатьох роботах наводяться різноманітні аналітичні вирази для визначення оптимальних кутів сходження коліс, але вони не враховують того фактору, що дані кути змінюють свої початкові значення під час руху автомобіля. Зміна кутів сходження коліс як при прямолінійному, так і при криволінійному русі передньоприводного автомобіля дотепер мало досліджена і потребує для цього створення нових

методів досліджень та спеціального обладнання.

У зв'язку з цим мета роботи полягає у поліпшенні експлуатаційних показників передньоприводних автомобілів шляхом вибору оптимального значення кутів сходження коліс з урахуванням їх зміни під час руху автомобіля.

Відповідно до мети визначені **задачі** дослідження:

1. Розробка математичної моделі зміни кутів сходження коліс під час руху автомобіля.

2. Розробка обладнання з метою визначення величини зміни кута сходження під час руху та зміни бокової сили в площині контакту колеса з дорогою.

3. Експериментальне визначення динаміки зміни кутів сходження коліс під час руху автомобіля.

4. Перевірка адекватності зміни кутів сходження коліс від швидкості руху автомобіля (розробленої моделі показникам прямолінійного руху автомобіля з постійною швидкістю).

5. Аналіз експериментальних і теоретичних досліджень з метою підвищення експлуатаційних показників автомобіля.

6. Надати рекомендації щодо вибору оптимального кута сходження керованих коліс передньоприводного автомобіля.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КЕРУЮЧОГО КОЛІСНОГО
МОДУЛЯ ВАЖАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ З УРАХУВАННЯМ КУТІВ
СХОДЖЕННЯ КОЛІС

2.1 Кінематична характеристика колісного вузла автомобіля

Кінематика керуючого колісного модуля (ККМ) автомобіля повинна забезпечувати оптимальне положення колеса відносно дороги.

При дослідженні кінематики колісного керуючого модуля вивчається рух механічних систем з геометричної точки зору без врахування причин, тобто сил, які викликають цей рух або зміну руху. Вивчення кінематичних характеристик ККМ полягає в визначенні траєкторії необхідних точок, їх швидкості, прискорення та кутових параметрів, що неможливо без визначення координат точки. Таким чином дослідження кінематики ККМ автомобіля зводиться до визначення координат характерних точок ККМ і кутів встановлення коліс.

Як відомо, вісь повороту колеса та самі колеса автомобіля при будь-якій конструкції передньої підвіски встановлюють з певними кутами нахилу у вертикальній і горизонтальній площинах, тобто з так званими кутами поперечного β та поздовжнього γ нахилу осі повороту колеса, кутами розвалу α та сходження ϵ коліс (рис. 2.1). Ці кути передбаченні для підвищення стійкості автомобіля при русі, легкості керування та істотно впливають на зношування шин. На даний час в автомобілебудуванні спостерігаються тенденції до того, що у все більшій кількості автомобілів в процесі експлуатації регульованим залишається лише кут сходження коліс.

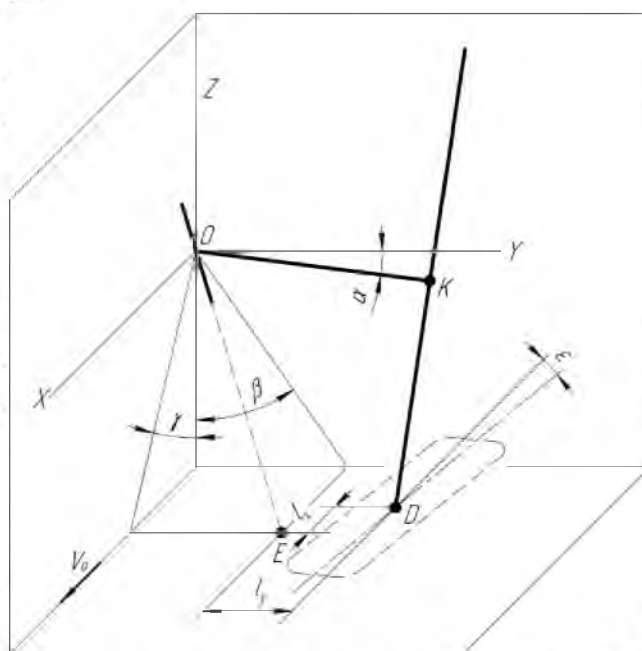


Рис. 2.1 – Схема колісного вузла з кутами нахилу осі повороту та колеса

При дослідженні кінематики колісного вузла скористаємося спрощеною схемою даного вузла (рис. 2.1). Виходячи з наведеної схеми можна стверджувати, що найбільш характерними точками при дослідженні кінематики колісного вузла є:

т. K – центр колеса автомобіля;

т. D – точка контакту колеса та горизонтальної опорної поверхні;

т. E – точка перетину осі повороту колеса з горизонтальною опорною поверхнею;

т. O – точка перетину осі повороту та цапфи колеса, в якій розміщено початок системи координат $XYZO$.

При дослідженнях колісного вузла будемо вважати, що опорна поверхня дороги завжди паралельна площині XOY .

Точка перетину осі повороту колеса із горизонтальною опорною поверхнею визначається кутами поперечного β та поздовжнього γ нахилу осі повороту колеса. Точку E визначають плечем обкату і плечем стабілізації.

Плече обкату – конструктивна величина: відстань l_1 в поперечній площині від центру точки контакту нерухомого колеса до точки перетину осі повороту

колеса з горизонтальною опірною поверхнею. Плече стабілізації це є відстань l_x в поздовжній площині від центру точки контакту нерухомого колеса до точки перетину осі повороту колеса з горизонтальною опірною поверхнею.

Більшість авторів при дослідженні кінематики підвіски автомобіля часто не враховують такий параметр, як кут сходження коліс автомобіля. Мотивуючи це тим, що величина кута сходження мала і внаслідок цього при розрахунках цією величиною можна нехтувати. В розрахунках при неврахуванні кута сходження коліс ми отримаємо мінімальну похибку, але треба відмітити, що в останні десятиріччя кути встановлення коліс автомобіля зменшувалися і на даний час кути розвалу колеса мають величини порядку $\pm 45'$, а сходження $\pm 20'$ при цьому для одного і того ж автомобіля, а загалом кути розвалу можуть досягати $\pm 25'$ і навіть 0° , а кути сходження коліс автомобіля $\pm 10'$. Тобто кути розвалу коліс автомобіля на даний момент також мають малі величини, але ніхто даним кутом при розрахунках не нехтує. Отже, виходячи із усього вищенаведеного, стає очевидним, що кут сходження потрібно враховувати при теоретичних дослідженнях кінематики підвіски і при побудові математичних моделей для більш повного відображення процесів, що виникають під час роботи як зокрема підвіски автомобіля, так і автомобіля в цілому.

2.1.1 Визначення координат центру колеса автомобіля

Положення колеса у просторі можна визначити через його геометричний центр, тобто за допомогою координат центру колеса [7, 32]. Центр колеса є характерною точкою, яка відображає встановлення коліс автомобіля з кутами розвалу і сходження. В конструкції автомобіля відомо, що між віссю повороту колеса і самим керованим колесом існує проміжна ланка, а саме цапфа. Цапфа - це важіль, початок якого закріплений на вісі повороту, а другий його кінець з'єднаний із центром колеса, тобто цапфа завжди перпендикулярна до площини колеса. Спрощено процес встановлення колеса автомобіля з кутами розвалу і сходження представлено на рисунку 2.2.

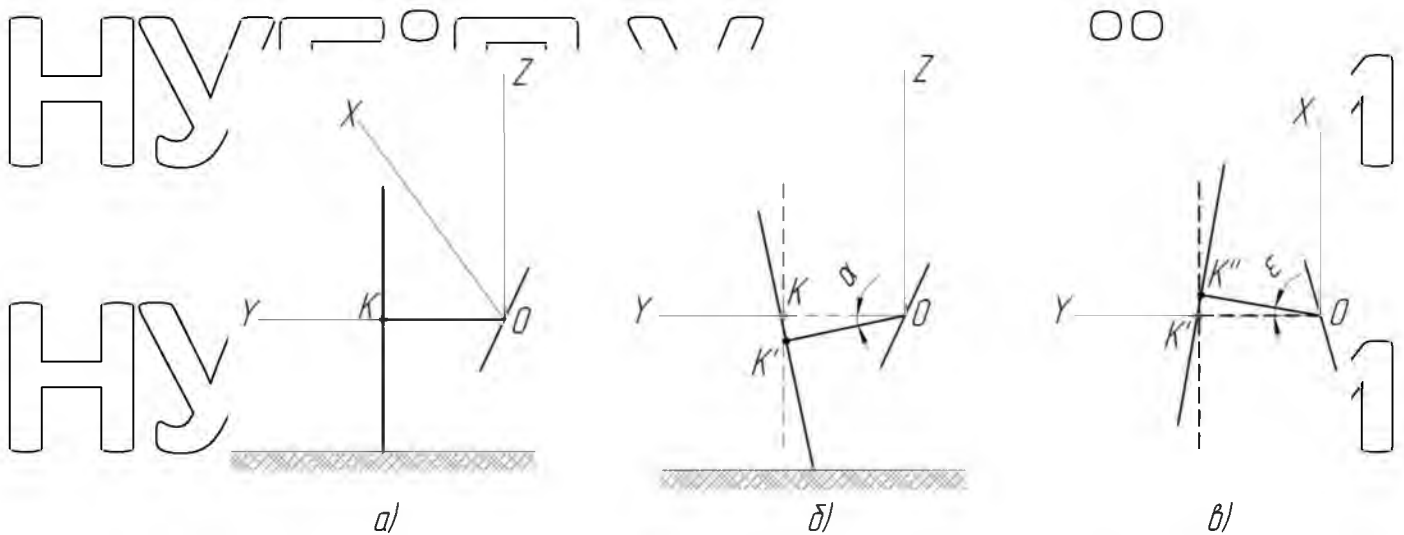


Рис. 2.2 Схема встановлення колеса автомобіля з кутами розвалу і сходження

На даній схемі прийняті такі позначення:

$XYZO$ – основна система координат, при цьому вісь OX співпадає з

напрямком руху автомобіля вперед, а вісь OZ направлена вгору;

площина XOY – паралельна площині дороги;

точка K – центр лівого керованого колеса автомобіля;

OK – цапфа колеса; при цьому довжина цапфи дорівнює $l_{ц}$, тобто

$$OK = l_{ц};$$

α – кут розвалу колеса автомобіля;

ϵ – кут сходження колеса автомобіля.

Необхідно зазначити, що схеми 2.2 та 2.3 відображають встановлення колеса автомобіля при $\alpha > 0$ та $\epsilon > 0$. Оскільки центр, точка O основної системи координат $XYZO$, є точкою перетину вісі цапфи і вісі шворня, тому вісь цапфи

при нульових значеннях кутів розвалу і сходження коліс автомобіля буде

співпадати із віссю OY основної системи координат (рис. 2.2, а). Таким чином

початкові координати точки K мають вигляд (X_K, Y_K, Z_K) або $(0, l_{ц}, 0)$, далі ці

координати змінюються внаслідок повороту цапфи OK на кут α , тобто точка K

займає нове положення у просторі K' (X'_K, Y'_K, Z'_K) (рис. 2.2, б), і зрозуміло, що

внаслідок повороту на кут ϵ точка K' займе положення K'' (рис. 2.2, в) і

отримаємо нові координати (X''_K, Y''_K, Z''_K) .

Вирішити задачу знаходження координат точок K' та K'' можна двома шляхами, а саме за допомогою проекції радіус вектора точки K на відповідні осі координат або за допомогою створення матриці повороту точки K відносно відповідної осі [8, 75]. Другий спосіб полягає у знаходженні координати точки після повороту на деякий кут будь-яких двох осей координат відносно третьої осі з подальшим складанням матриці повороту і множенням її на початкові координати точки. Як вже зазначалося у роботі [7, 32] при застосуванні цього методу знаходження координат точки можуть бути використані дві розрахункові схеми, а саме схема, в якій осі координат повертають на кути α та ε у напрямку повороту цапфи OK , або у напрямку протилежному до повороту цапфи. У відповідності до рекомендацій роботи

[32] будемо використовувати розрахункову схему, в якій поворот осей координат відбувається у протилежному напрямку до повороту цапфи (рис. 2.3).

На даній схемі прийняті такі позначення:

$X'Y'Z'O$ – допоміжна система координат, яку отримано шляхом повороту основної системи координат $XYZO$ на кут α відносно осі OZ ;

$X''Y''Z''O$ – допоміжна система координат, яку отримано шляхом повороту допоміжної системи координат $X'Y'Z'O$ на кут ε відносно осі OZ' .

Алгоритм з вирішення задачі по отриманню залежностей, які характеризують функціональну залежність координат центру колеса від кутів розвалу і сходження при $\alpha > 0$ та $\varepsilon > 0$ будемо виконувати у наступній послідовності.

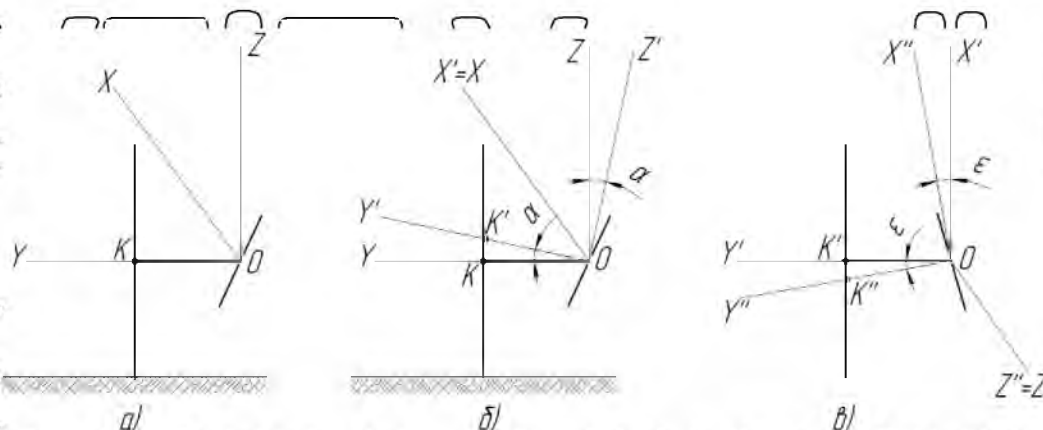


Рис. 2.3 – Розрахункова схема для визначення координат центру колеса, при повороті осей координат у протилежному напрямку до повороту цапфи колеса при її встановленні із кутами $\alpha > 0$ та $\varepsilon > 0$

Спочатку знайдемо координати точки K після повороту системи координат $X'Y'Z'O'$ відносно осі OX на кут α :

$$K' = M_{\alpha} \cdot K, \quad (2.1)$$

де M_{α} – матриця повороту відносно осі OX на кут α ;

K – координати точки K в основній системі координат $XYZO$;

Координати центру колеса після повороту системи координат $X'Y'Z'O'$ відносно осі OZ' на кут ε знайдемо з виразу:

$$K'' = M_{\varepsilon} \cdot K', \quad (2.2)$$

де M_{ε} – матриця повороту відносно осі OZ' на кут ε ; K' – координати точки K в системі координат $X'Y'Z'O'$.

Тоді вираз (2.2) з урахуванням формули (2.1) має вигляд:

$$K'' = M_{\varepsilon} \cdot M_{\alpha} \cdot K. \quad (2.3)$$

Якщо взяти до уваги, що

$$M_{\varepsilon} \cdot M_{\alpha} = M_{\Sigma}, \quad (2.4)$$

де M_{Σ} – загальна матриця повороту точки K , то формула (2.3) прийме такий вигляд:

$$K'' = M_{\Sigma} \cdot K. \quad (2.5)$$

Отримана загальна матриця повороту (2.9) є напрямними косинусами точки K або цапфи OK при переході від основної системи координат $XYZO$ до допоміжної системи координат $X''Y''Z''O''$.

З курсу аналітичної геометрії відомо, що сума квадратів напрямних

косинусів будь-якої точки або прямої дорівнює одиниці. Якщо отримана загальна матриця повороту правильна, то сума квадратів кожної її окремої строки повинна дорівнювати одиниці:

$$\cos^2 \varepsilon + \sin^2 \varepsilon \cdot \cos^2 \alpha + \sin^2 \varepsilon \cdot \sin^2 \alpha = 1; \quad \sin^2 \varepsilon + \cos^2 \varepsilon \cdot \cos^2 \alpha + \cos^2 \varepsilon \cdot \sin^2 \alpha = 1;$$

$$\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1$$

Тобто

$$X''_k = X_k \cdot \cos \varepsilon + Y_k \cdot \sin \varepsilon \cdot \cos \alpha + Z_k \cdot \sin \varepsilon \cdot \sin \alpha;$$

$$Y''_k = -X_k \cdot \sin \varepsilon + Y_k \cdot \cos \varepsilon \cdot \cos \alpha + Z_k \cdot \cos \varepsilon \cdot \sin \alpha;$$

$$Z''_k = -Y_k \cdot \sin \alpha + Z_k \cdot \cos \alpha.$$

2.1.1 Визначення координат точки перетину осі повороту колеса з горизонтальною опорною поверхнею

Точку перетину осі повороту колеса з горизонтальною опорною поверхнею знайдемо, як точку перетину прямої і площини. В нашому випадку прямою буде ось повороту колеса, а площиною – поверхня дороги. Точка E являє собою точку перетину вісі повороту та дороги (рис. 2.1).

З курсу аналітичної геометрії відомо, що площина у просторі задається таким рівнянням [8]:

$$A \cdot x + B \cdot y + C \cdot z + D_0 = 0, \quad (2.6)$$

де A, B, C – координати вектора, який перпендикулярний до цієї площини.

Раніше ми прийняли, що дорога – це рівна поверхня, яка паралельна вісям X та Y , то рівняння площини дороги прийме наступний вид:

$$C \cdot z + D_0 = 0. \quad (2.7)$$

Складемо рівняння площини, яка проходить через точку контакту колеса з дорогою, тобто через точку D . Для цього підставимо координати точки $D (X_D, Y_D, Z_D)$ в рівняння площини (2.7):

$$C \cdot Z_D + D_0 = 0. \quad (2.8)$$

Підставимо знайдене значення D_0 в рівняння площини

$$z - Z_D = 0. \quad (2.9)$$

2.1.2 Зміна геометричних параметрів колісного вузла при повороті колеса

Координати основних точок колісного вузла, котрі були знайдені раніше, розглядалися при положенні колеса, яке відповідає прямолінійному руху автомобіля. Внаслідок повороту колеса ці координати будуть змінюватися. Очевидно, що в першу чергу це відноситься до координат центру колеса точки K , яка є кінцем цапфи OK . Внаслідок того, що цапфа колеса встановлена з кутом сходження ε , то для знаходження координат точок з урахуванням кута повороту колеса θ рекомендують величину кута сходження колеса замінювати виразом $(\theta \pm \varepsilon)$. Але такий вираз не є вірним, так як кут сходження ε заміряють в горизонтальній площині, а кут повороту колеса θ — в площині, яка перпендикулярна до вісі повороту колеса. Звісно, що внаслідок малих значень кутів сходження колеса, можна без значної похибки використовувати значення кута повороту колеса без врахування його зміни внаслідок наявності кута сходження, але треба і розуміти, що з точки зору фізичних процесів роботи колісного вузла це є не зовсім вірно.

Для більш повного розуміння процесів роботи підвіски визначимо координати точки K після повороту колеса на кут θ з урахуванням кутів встановлення як вісі повороту колеса, так і колеса [415]. Для визначення координат застосуємо запропонований метод поворотних матриць. Так як поворот колеса відбувається відносно вісі повороту колеса, то можна припустити, що спочатку потрібно визначати координати точки K у системі координат, в якій вертикальна вісь OZ буде співпадати з віссю повороту колеса. Для цього послідовно повертаємо основну систему координат $X_0Y_0Z_0$ на кути встановлення вісі повороту колеса γ та β і отримуємо допоміжну систему

координат $X'Y'Z'O$, в якій вісь OZ' буде співпадати з віссю повороту (рис. 2.5). При цьому треба зазначити, що так як положення осі повороту колеса у просторі було отримано послідовним її повертанням спочатку відносно вісі OX на кут β , а потім відносно вісі OY на кут γ , то повертати систему координат $XYZO$ потрібно в зворотній послідовності – до встановлення осі повороту колеса, тобто спочатку на кут γ і потім на кут β .

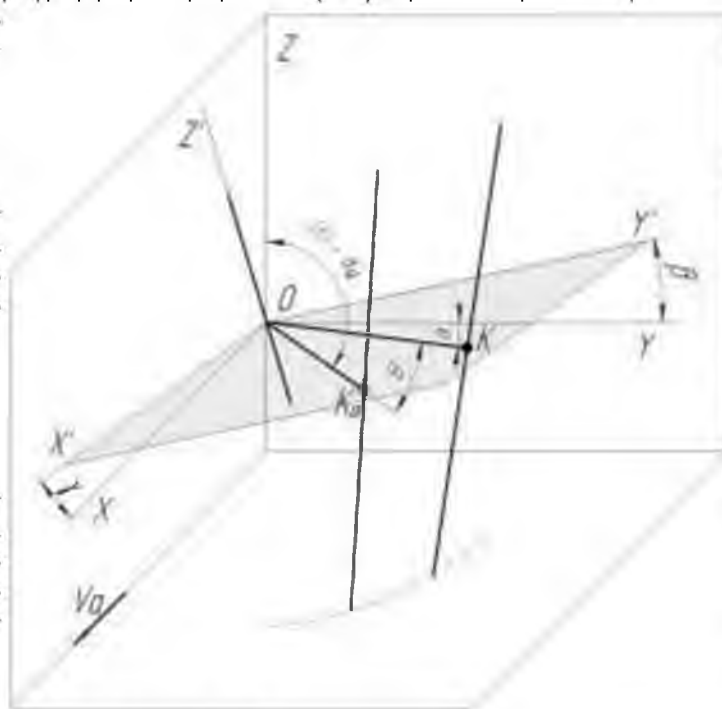


Рис. 2.5 – Розрахункова схема для визначення координат центру колеса при його повороті

Далі будемо матрицю повороту на кут θ відносно осі повороту колеса, яка тепер співпадає із віссю OZ' і множимо її на координати точки K в системі координат $X'Y'Z'O$. Визначивши координати точки K після повороту цапфи колеса на кут θ необхідно перейти назад із системи координат $X'Y'Z'O$ в систему координат $XYZO$. Дану задачу можна звести до наступної схеми рішення:

1. Задаємо систему координат $X'Y'Z'O$, в якій вісь OZ' буде співпадати із віссю повороту колеса;
2. Визначаємо координати точки K в системі координат $X'Y'Z'O$;
3. Визначаємо координати точки K після повороту на кут θ відносно вісі OZ' ;

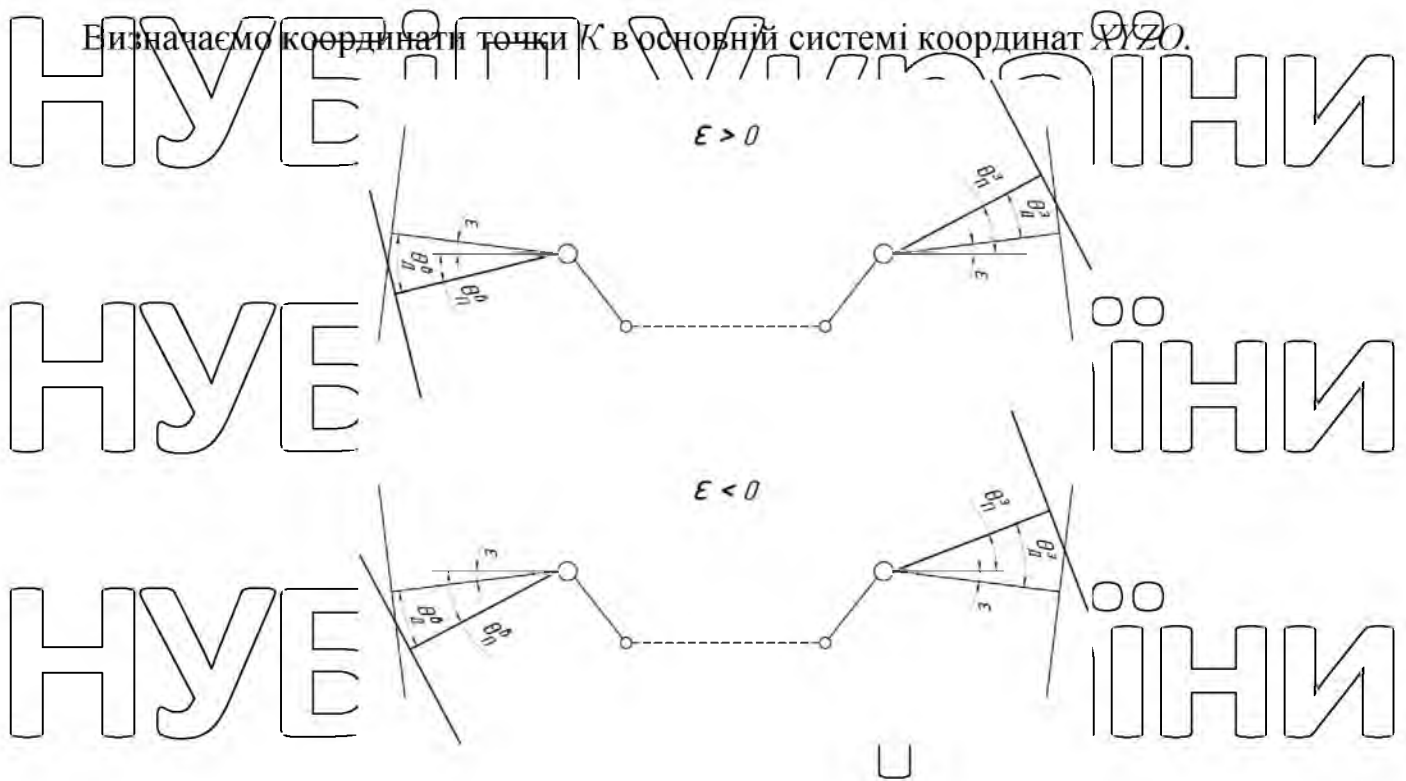


Рис. 2.6 – Схема повороту коліс з урахуванням кутів сходження

На даній схемі прийняті наступні позначення:

θ_w, ε – у верхньому регістрі символів позначає відповідно внутрішнє або зовнішнє колесо по відношенню до центру повороту;

θ_d – дійсний кут повороту колеса;

θ_d – заданий кут повороту;

ε – кут сходження колеса.

2.2 Зміна кутів сходження коліс при прямолінійному русі

автомобіля

При русі автомобіля кути сходження коліс змінюють свої початкові значення, які були встановлені на нерухомому автомобілі в естації, щоб будемо пов'язувати з наявністю в моделі пружних характеристик - крутильної та поздовжньої, де ε, γ - загальні координати [11]. Розглянемо рух керованого колеса автомобіля по прямій з постійною швидкістю, схема сил, що діють в площині контакту колеса із дорогою представлена на рис. 2.11

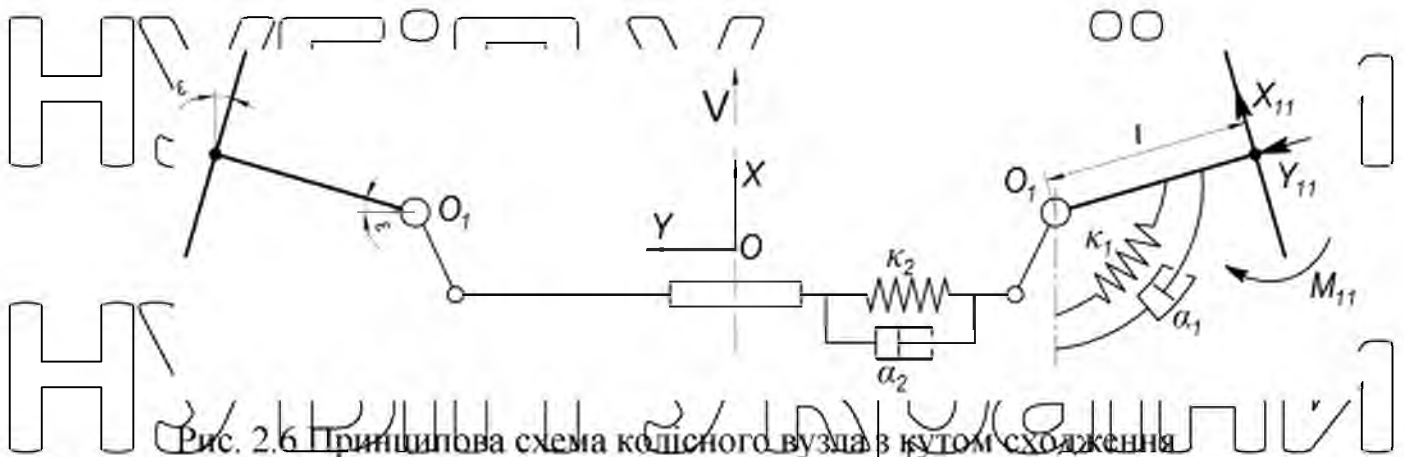


Рис. 2.6 Принципова схема колісного вузла з кутом сходження

На колесо діє система сил (X_{11}, Y_{11}) , яка приведена до центру контакту колеса із дорогою, та головний момент сил відведення NI_1 (стабілізуючий момент), який намагається повернути колесо відносно вертикальної осі, так щоб зменшити кут відведення. Зміна кута сходження колеса є відбувається відносно вертикальної осі, що проходить через центр повороту O_1 .

На основі чисельного інтегрування системи рівнянь були визначені інтервали стійкості по параметру швидкості руху та область коливальної нестійкості, де реалізується автоколивальний режим. Амплітуда автоколивань залежить як від конструктивних параметрів системи (параметрів демпфування), так і від параметра швидкості; при належному збільшенні цих параметрів подібні автоколивання не виникали в робочому діапазоні швидкостей. На рис. 2.13 представлені графіки тангавтоколивань, які виникають при русі автомобіля з швидкістю 60 км/год.

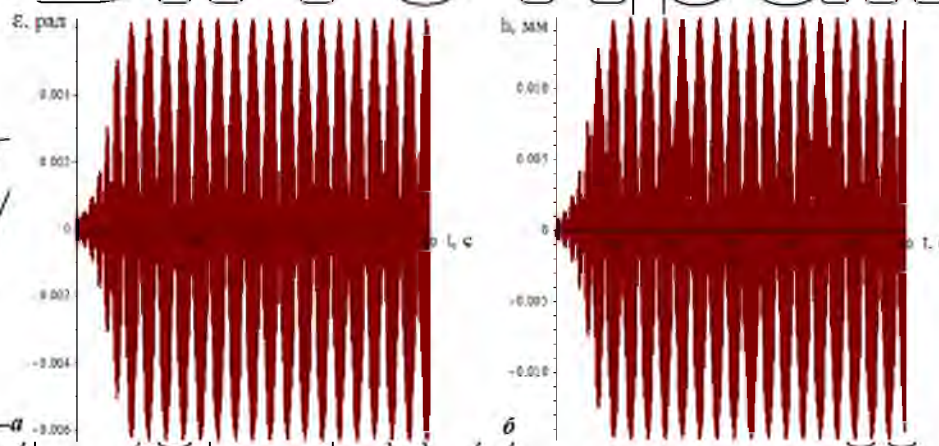


Рис. 2.9 Амплітуди автоколивань по куту сходження (а) та поперечному зміщенню колеса (б)

Дані графіки дозволяють прогнозувати максимальні динамічні значення кута сходження (амплітуди) та поперечного зміщення центра повороту колеса при русі в прямолінійних ділянках.

Так, для швидкості 30 км/год амплітуда коливань склала 0,09 радіан, для 45 км/год – 0,008 радіан, для 60 км/год – 0,006 радіан, для 75 км/год – 0,004 радіан, а для 80 км/год – 0,003 радіан, при цьому найбільш сприятливим початковим значенням кута сходження виявилось значення мінус 20 квілін, що забезпечувало в діапазоні крейсерської швидкості симетрію коливань фазових координат відносно їх нульового значення, щоне призводить до асиметричного зношування протектора та зменшує опір руху.

На підставі отриманих даних з математичної моделі та проаналізувавши амплітуди коливань по кутах сходження коліс, в залежності від можливих початкових значень цих кутів, були визначенні для даного автомобіля з його конструктивними параметрами найбільш сприятливі початкові кути сходження коліс для різних швидкостей руху автомобіля, які представлені на рис. (рис. 2.10).

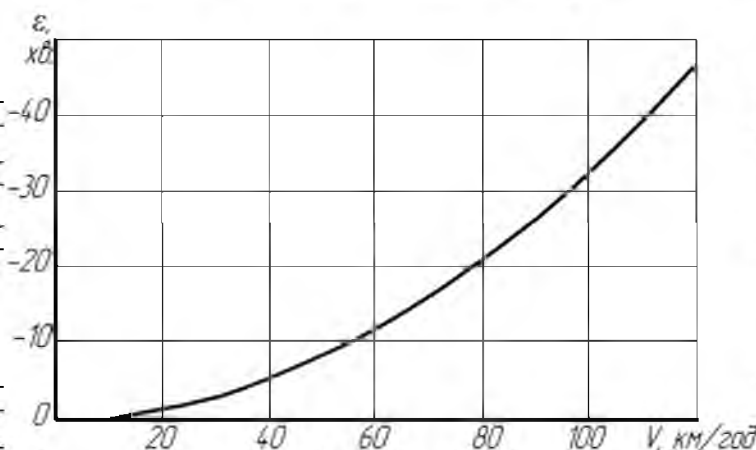


Рис. 2.10 Оптимальні кути сходження при різних швидкостях руху автомобіля

Такі значення кутів сходження коліс дозволяють зменшити виникаючі кути відведення передньої осі автомобіля та запобігти додатковому зношуванню протектора шини при даній швидкості руху та зменшити сили опору руху.

Використання математичної моделі з урахуванням коливань керованого

колеса дозволяє визначити показники стійкості кутів сходження при русі автомобіля на прямолінійних ділянках.

Аналіз стійкості стаціонарних (усталених) станів даної системи, а саме стабільність кутів сходження при різних швидкостях проводився на основі чисельного аналізу власних значень лінеаризованої системи рівнянь збуреного руху.

2.3 Математична модель криволінійного руху автомобіля

Аналітичне дослідження автомобіля, який є механічною системою з великою кількістю взаємно пов'язаних елементів, потребує створення математичної моделі, яка буде забезпечувати рішення поставлених задач з необхідною точністю та без надмірного ускладнення математичного апарату.

Вибір розрахункової моделі, яка в той чи іншій мірі буде відповідати реальному автомобілю та кількість врахованих нею зв'язків в значній мірі визначається метою дослідження.

Для математичного описання плоскопаралельного руху автомобіля введемо наступні припущення за спрощення:

1. Автомобіль рухається по рівній горизонтальній поверхні.
2. Основною траєкторією є траєкторія центра мас
3. В системі підтримується постійна величина поздовжньої складової швидкості центру мас корпусу транспортного засобу.
4. Поворот колеса проти годинникової стрілки вважаємо позитивним значенням, та навпаки, за годинникової стрілкою – від'ємним значенням.

Кути повороту зовнішнього та внутрішнього коліс рівні між собою.

2.5 Вплив кутів сходження коліс на вибіг автомобіля

Безсуперечним фактом є те, що кути сходження коліс суттєво впливають на коефіцієнт опору коченню і тим самим на вибіг автомобіля. Тому розглянемо вплив кутів сходження коліс на вибіг автомобіля. Відомо, що узагальнюючим показником технічного стану трансмісії автомобіля є вибіг автомобіля. Таким

чином, при русі автомобіля накатом двигун від'єднується від трансмісії, крутний момент до ведучих коліс не підводиться, тобто сила тяги відсутня. Слід зазначити, що потужність, яка витрачається на тертя в трансмісії не велика, тому нею можна знехтувати.

Довжину шляху вибігу можна визначити за формулами, але вони громіздкі і не досить точні, так як дуже важко врахувати усі фактори, які впливають на величину вибігу, тому цей параметр визначається в основному експериментальним шляхом.

Таким чином, для визначення впливу кутів сходження коліс на вибіг автомобіля і тим самим на опір коченню необхідно провести ряд експериментів по дослідженню зміни довжини шляху вибігу від кутів сходження.

2.6 Висновки до другого розділу:

1. На основі аналітичних розрахунків було визначено:
 – функціональні залежності, які дозволяють визначити координати характерних точок (центру колеса, точки контакту колеса з горизонтальною опорною ділянкою та точки перетину осі повороту колеса з горизонтальною опорною поверхнею) колісного вузла з урахуванням кутів встановлення коліс;
 – функціональні залежності, які надають можливість визначити моменти, що діють відносно осі повороту колеса з урахуванням кутів встановлення коліс (розвалу та сходження), поздовжнього та поперечного нахилу шворня осі повороту колеса.

2. На основі розробленої математичної моделі була одержана залежність зміни кута сходження колеса від швидкості руху автомобіля та визначені:

- оптимальні кути сходження при прямолінійному русі автомобіля;
- оптимальні кути сходження при криволінійному русі автомобіля.

РОЗДІЛ 3

РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ КІНЕМАТИКИ
КОЛІСНОГО ВУЗЛА АВТОМОБІЛЯ3.1 Результати теоретичних досліджень зміни кута розвалу під час
повороту колеса автомобіля

Закономірність зміни кута розвалу під час повороту колеса представляє собою великий інтерес, так як вона має значення не тільки для стабілізації керованих коліс, але і впливає на різні експлуатаційні показники автомобіля.

Зміна кута розвалу при повороті колеса та вплив на нього інших кутів встановлення колісного вузла, досліджено за формулою (2.46) другого розділу та представлено на рис. 3.1 - 3.4.

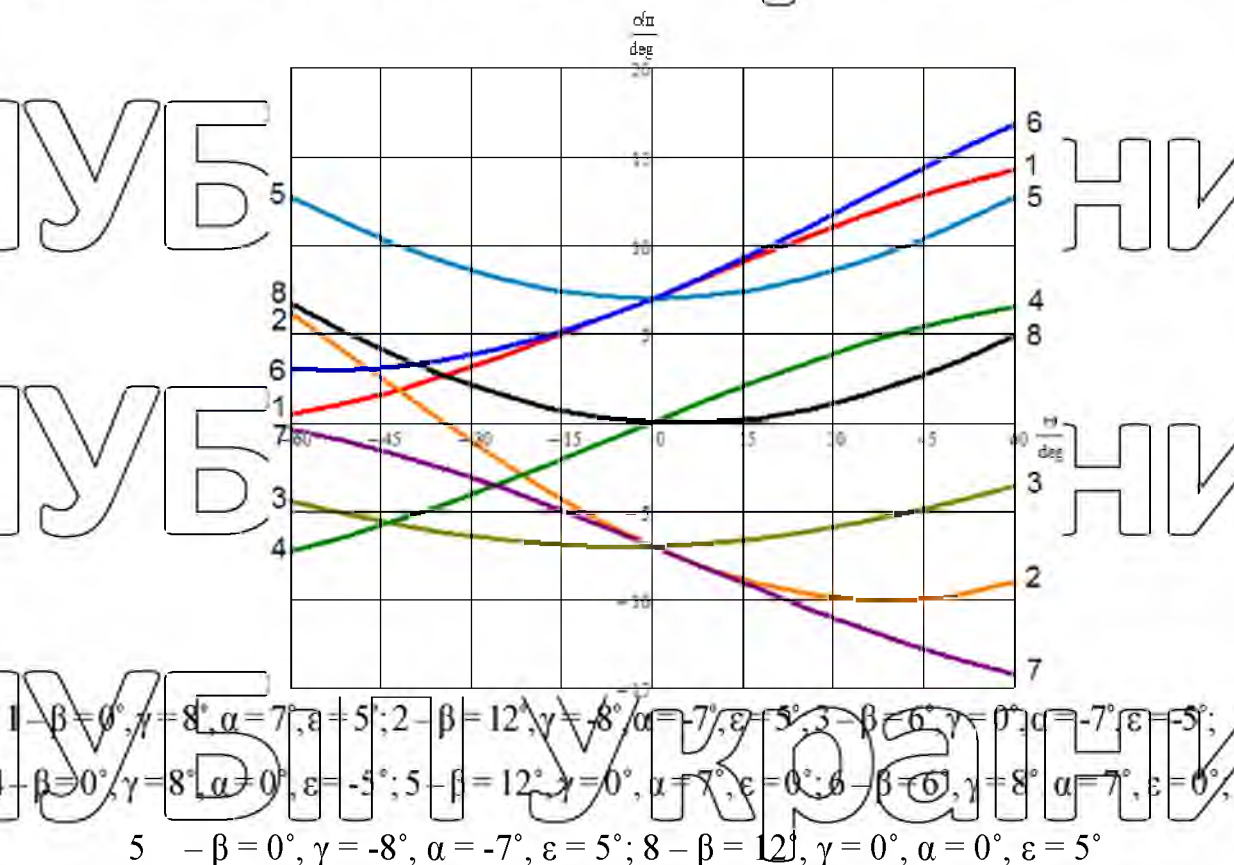
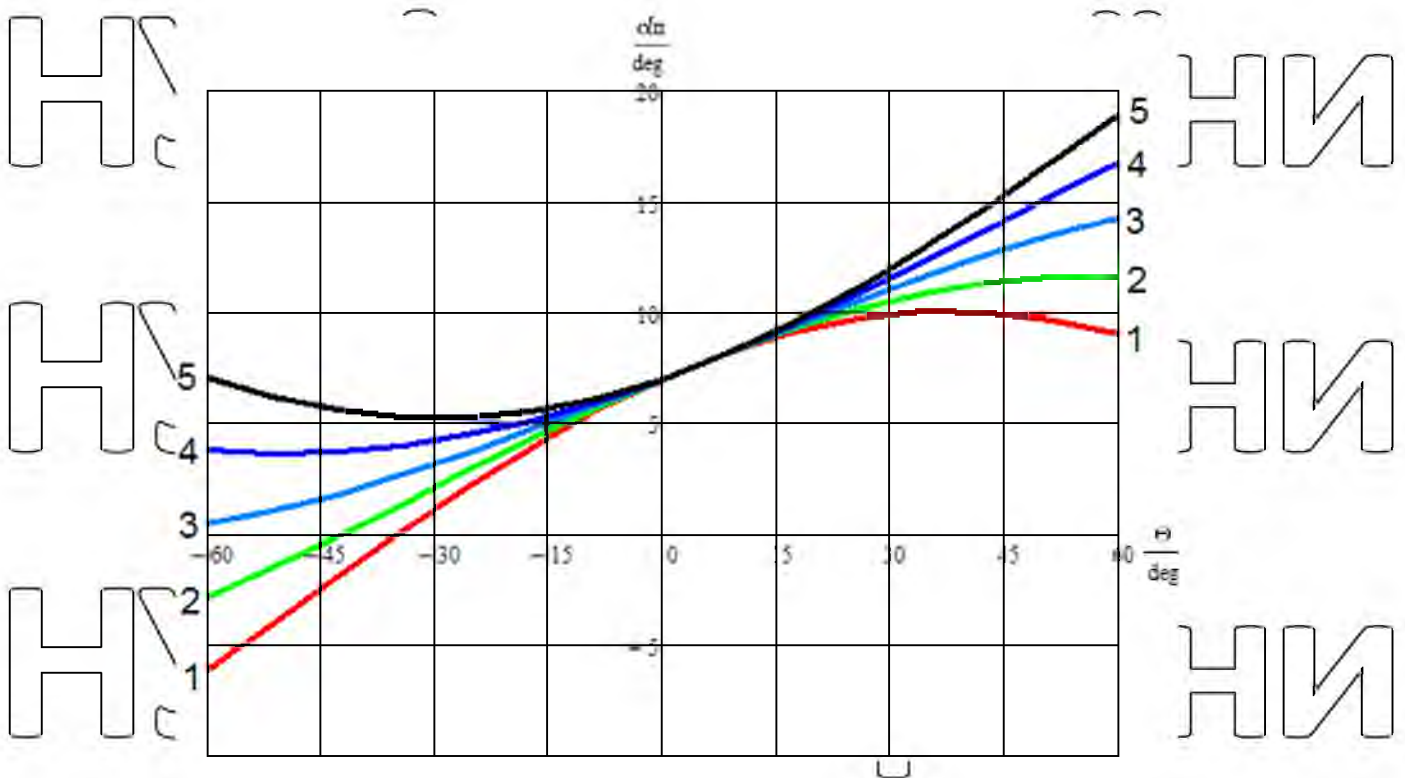


Рис. 3.1 – Зміна кута розвалу внаслідок повороту колеса



1 – $\beta = -12^\circ$, 2 – $\beta = -6^\circ$, 3 – $\beta = 0^\circ$, 4 – $\beta = 6^\circ$, 5 – $\beta = 12^\circ$

Рис. 3.2 – Зміна кута розвалу внаслідок повороту колеса при змінному куті

β та при постійних кутах $\gamma = 8^\circ$, $\alpha = 7^\circ$, $\epsilon = 5^\circ$

Досліджуючи вплив поперечного нахилу осі повороту колеса β на зміну

кута розвалу (рис. 3.2) виявлено, що при повороті колеса на кут θ до $+15^\circ$ та $-$

8° вплив величини кута β відсутній або мінімальний. І тільки при повороті колеса

на кут більший ніж $+15^\circ$ та -8° спостерігається вплив величини кута β на зміну

кута розвалу α . Так, при збільшенні від'ємного поперечного кута нахилу шворня

зменшується величина зміни кута розвалу при повороті колеса, а із збільшенням

позитивного кута β відбувається збільшення величини зміни кута розвалу. При

чому, тим більший від'ємний кут нахилу β , тим менша інтенсивність збільшення

кута розвалу автомобільного колеса, а для позитивного кута нахилу β навпаки

більша.

На рис. 3.3 представлено графік зміни кута розвалу колеса з різними

кутами поздовжнього нахилу осі повороту колеса γ .

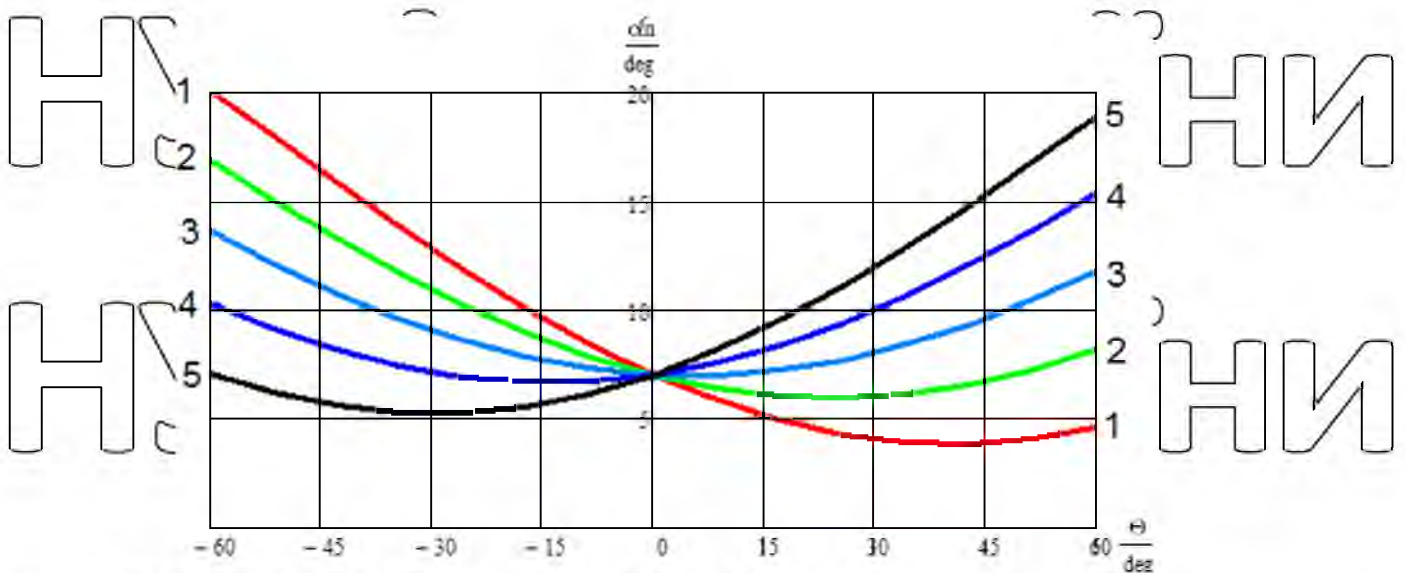


Рис. 3.3 — Зміна кута розвалу внаслідок повороту колеса при змінному куті γ та при постійних кутах $\beta = 12^\circ$, $\alpha = 7^\circ$, $\varepsilon = 5^\circ$

З рисунка 3.3 видно, що інтенсивність зміни значення кута розвалу сильно залежить як від величини кута поздовжнього нахилу осі повороту колеса γ , так і від величини самого кута повороту колеса. При повороті колеса вправо для позитивних кутів γ спостерігається чітка тенденція до збільшення інтенсивності величини росту кута розвалу із збільшенням величини самого кута γ та кута повороту колеса, а для від'ємних γ навпаки — до зменшення. При повороті колеса вліво позитивні кути γ зменшують, а від'ємні γ — збільшують величини росту кута розвалу із збільшенням величини самого кута γ та кута повороту колеса.

Для від'ємних кутів поздовжнього нахилу γ при повороті вправо і для позитивних кутів γ при повороті вліво спостерігається загальна тенденція до зменшення кута розвалу α із збільшенням кута повороту колеса до певної величини, при досягненні якої починається поступове плавне збільшення кута розвалу. При чому, чим більший кут γ , тим більша інтенсивність зменшення кута α і тим більший кут повороту, при якому почнеться рух величини розвалу в зворотній бік.

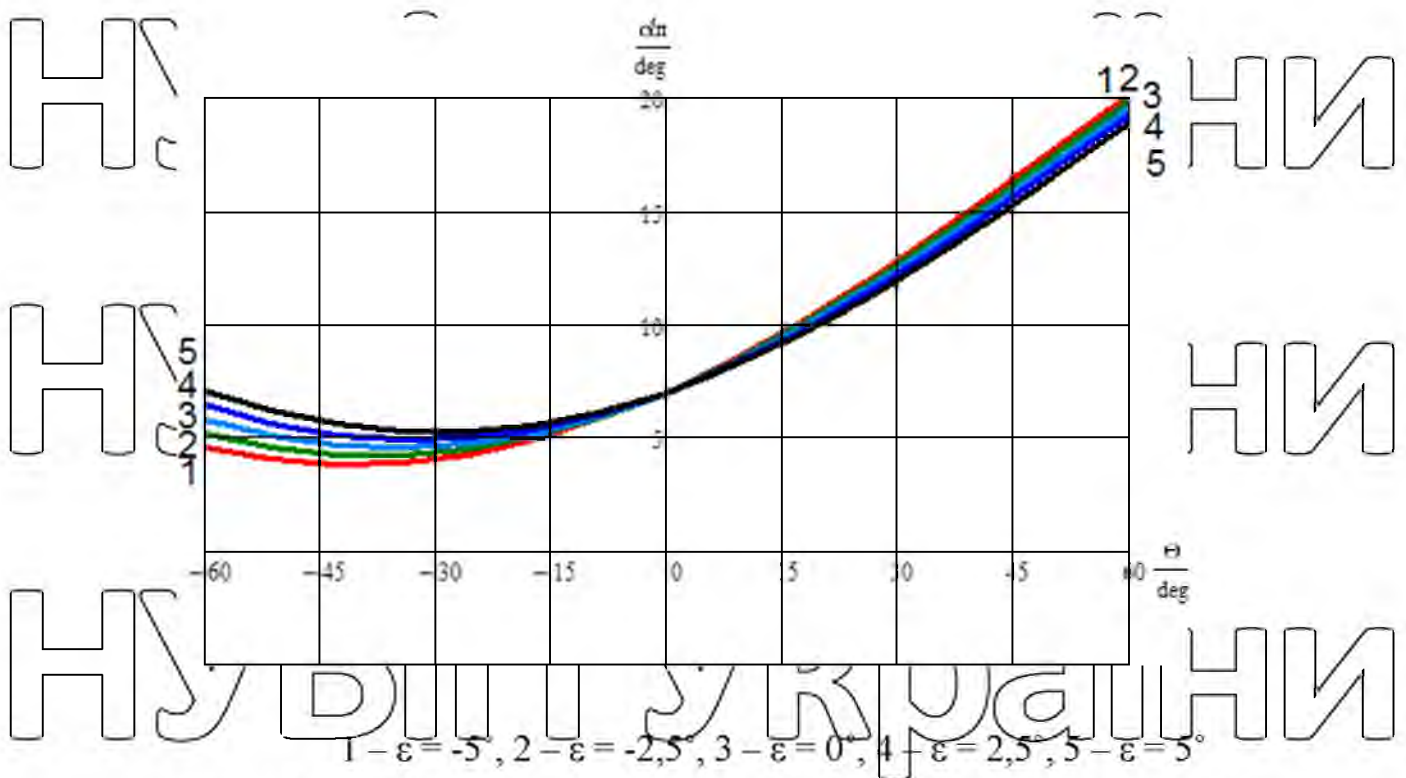


Рис. 3.4 – Зміна кута розвалу внаслідок повороту колеса при змінному

куті ϵ та при постійних кутах $\beta = 12^\circ, \gamma = 8^\circ, \alpha = 0^\circ$

Для кутів сходження коліс ϵ характерним є найменший вплив на зміну кута розвалу колеса. При чому при повороті колеса вправо, із збільшенням величини позитивного кута сходження ϵ спостерігається зменшення величини кута розвалу, і навпаки, із збільшенням від'ємного кута сходження ми бачимо збільшення величини кутів розвалу колеса. Також треба зазначити, що зі збільшенням кута повороту колеса збільнюється і вплив величини кута сходження колеса на зміну кута α . В той час як при повороті колеса вліво при збільшенні позитивних кутів ϵ та при зменшенні від'ємних ϵ можна бачити збільшення інтенсивності росту кутів розвалу колеса.

Вплив початкового кута розвалу на його зміну під час повороту колеса характеризується тільки зміщенням кривої графіка вздовж вертикальної осі, при цьому для правого колеса при повороті направо кут розвалу збільшується, а при повороті наліво – зменшується. Так як це є очевидною закономірністю, то графік для неї не будувався.

3.2. Результати теоретичних досліджень впливу кутів установки колеса та осі повороту на моменти, які діють на колесо автомобіля

Зміна моменту від бокової сили при повороті колеса та вплив на нього кутів встановлення колісного вузла досліджено за допомогою формул другого розділу (2.43) та (2.66) і зображено на рис. 3.5-3.9

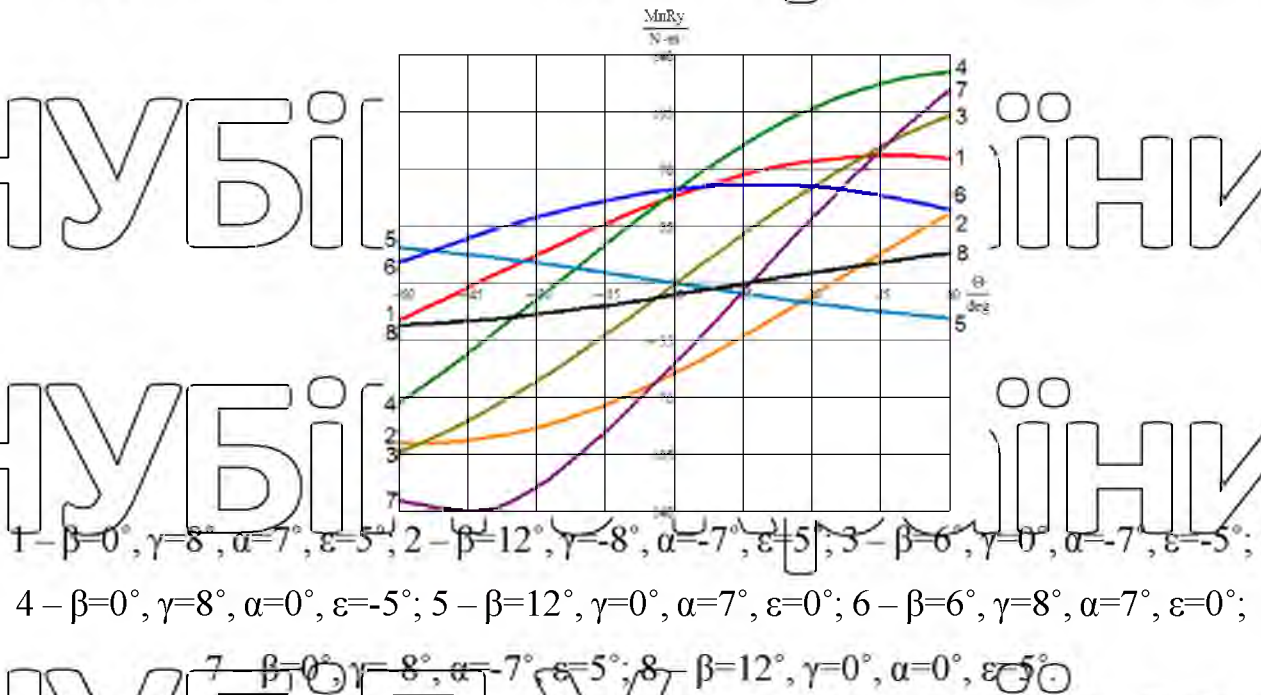


Рис. 3.5 – Зміна моменту від бокової сили внаслідок повороту колеса

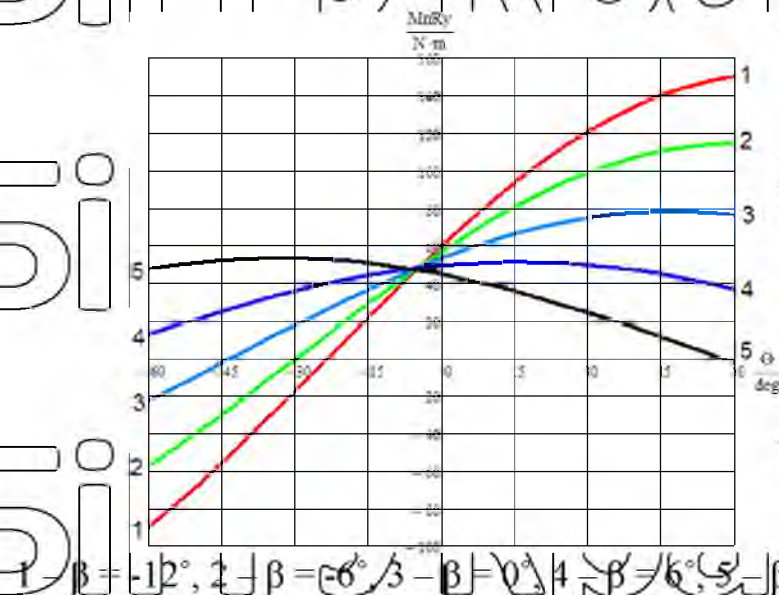


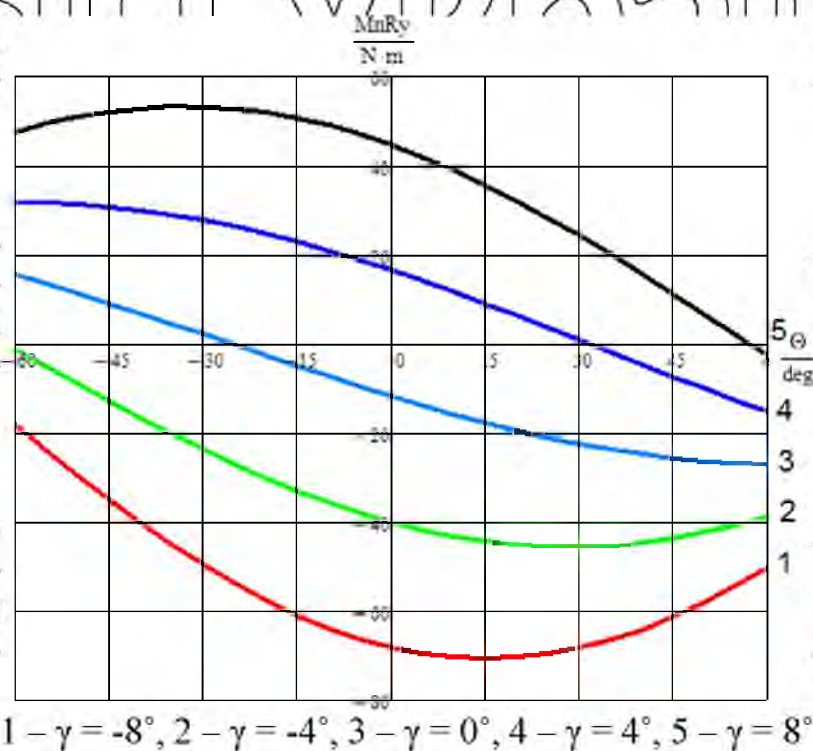
Рис. 3.6 – Зміна моменту від бокової сили

при змінному куті β та при постійних кутах $\gamma = 8^\circ, \alpha = 7^\circ, \varepsilon = 5^\circ$

Розглянувши зміну моменту від бокової сили, рис. 3.6 при змінному куті β можна відзначити наступне. При повороті колеса вправо момент від бокової сили та його інтенсивність зміни при від'ємних кутах нахилу шворня збільшується,

але при позитивних кутах β навпаки зменшуються. Причому із збільшенням величини позитивного значення кута β та величини кута повороту колеса інтенсивність зменшення значення моменту від бокової сили зростає.

При повороті колеса автомобіля вліво можемо бачити, що при великих значеннях позитивного кута $\beta=9-12^\circ$ момент від бокової сили зростає із збільшенням кута повороту колеса. Із зменшенням значення кута поперечного нахилу шворня β від $+8^\circ$ до -12° можемо бачити зменшення величини бокової сили. При чому із збільшення величини кута повороту колеса та від'ємного значення кута β збільшується інтенсивність зменшення величини моменту від бокової сили.



1 - $\gamma = -8^\circ$, 2 - $\gamma = -4^\circ$, 3 - $\gamma = 0^\circ$, 4 - $\gamma = 4^\circ$, 5 - $\gamma = 8^\circ$

Рис. 3.7 – Зміна моменту від бокової сили при змінному куті γ та при постійних кутах $\beta = 12^\circ$, $\alpha = 7^\circ$, $\varepsilon = 5^\circ$

Розглянувши вплив поздовжнього кута нахилу осі повороту колеса γ на момент бокової сили можемо побачити, що при повороті колеса вліво момент

від бокової сили збільшується, причому для від'ємних кутів γ інтенсивність змін моменту більша. А при досить великих кутах повороту автомобільного колеса, яків реальних умовах експлуатації не використовуються, понад $\theta = 30^\circ$ при $\gamma = 8^\circ$, та понад $\theta = 50^\circ$ при $\gamma = 4^\circ$ можемо бачити зменшення моменту від бокової сили.

При повороті колеса автомобіля вліво при різних початкових кутах розвалу α спостерігається тенденція до зменшення величини моменту від бокової сили. Лише при великому позитивному куті розвалу $\alpha = 7^\circ$ можемо бачити спочатку збільшення моменту, а при куті повороту колеса θ понад 30° спостерігається поступове зменшення моменту від бокової сили.

Протилежна тенденція спостерігається при повороті колеса вправо. При збільшенні від'ємного значення кута розвалу α від 0° до -7° можемо спостерігати початкове збільшення моменту, з послідуочим його зменшенням при певних значеннях кута повороту колеса θ . В той час як при позитивних кутах розвалу колеса спостерігається зменшення величини моменту від бокової сили.

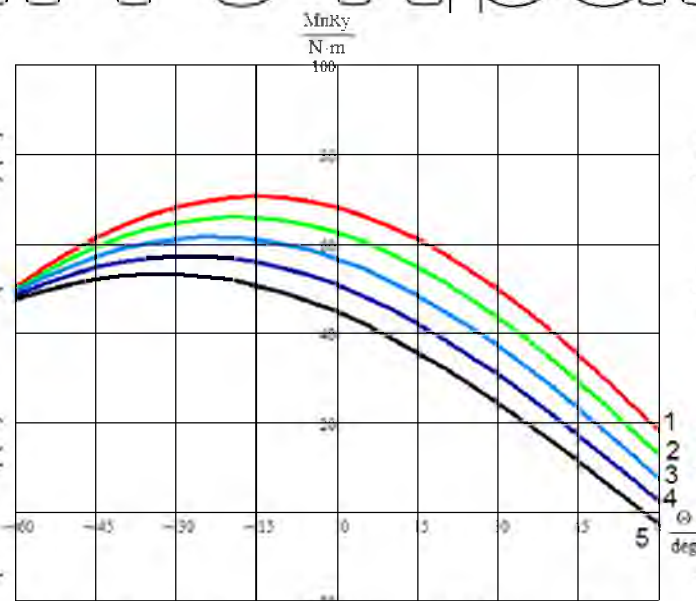


Рис. 3.9 – Зміна моменту від бокової сили

при змінному куті ϵ та при постійних кутах $\beta = 12^\circ$, $\gamma = 8^\circ$, $\alpha = 7^\circ$

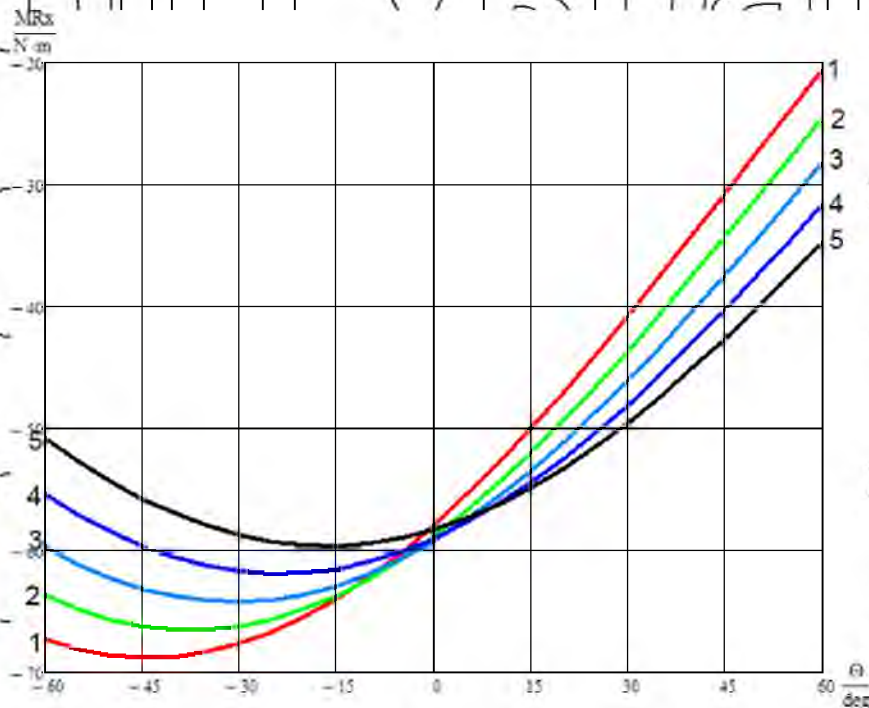
При повороті колеса вправо рис. 3.9 для різних початкових кутів ϵ момент від бокової сили зменшується. Причому із збільшенням значення кута сходження ϵ від -5° до $+5^\circ$ та із збільшенням кута повороту колеса θ спостерігаємо тенденцію до зменшення величини моменту від бокової сили.

При повороті колеса вліво спочатку спостерігається збільшення моменту від бокової сили, та із збільшенням кута повороту колеса при певних його величинах починається зменшення моменту. Для кожного значення кута

сходження ϵ своя величина кута повороту колеса при якому починається зменшення моменту, причому для від'ємних значень кутів сходження ця величина менша, а для позитивних кутів сходження коліс навпаки більша.

Загальна тенденція впливу кутів розвалу α на момент від поздовжньої сили (рис. 3.18) при повороті направо така, що із збільшенням кута повороту колеса значення моменту збільшується як при позитивних, так і при від'ємних значеннях кутів розвалу. Також треба зазначити, що із збільшенням значення позитивного кута α збільшується величина моменту від поздовжньої сили при повороті колеса, а із збільшенням від'ємного кута α навпаки величина моменту зменшується.

При повороті колеса наліво момент від поздовжньої сили спочатку зменшується, а потім при деякому значенні кута повороту колеса момент починає збільшуватися. Причому із збільшенням кутів розвалу α від -7° до $+7^\circ$ величина кута повороту колеса θ , при якому відбувається зміна моменту, збільшується.



1 - $\epsilon = 5^\circ$, 2 - $\epsilon = -2,5^\circ$, 3 - $\epsilon = 0^\circ$, 4 - $\epsilon = 2,5^\circ$, 5 - $\epsilon = 5^\circ$

Рис. 3.15 - Зміна моменту від поздовжньої сили при змінному куті ϵ та при постійних кутах $\beta = 12^\circ$, $\gamma = 8^\circ$, $\alpha = 7^\circ$

Вплив кута сходження ε на величину моменту від поздовжньої сили представлено на рисунках 3.19. При повороті колеса автомобіля вправо від'ємні кути сходження ε збільшують значення моменту, а позитивні кути ε навпаки

зменшують моменти від поздовжньої сили. При чому зменшення від'ємних кутів

ε веде до зменшення моменту від поздовжньої сили при повороті колеса

автомобіля, а при зменшенні позитивного кута сходження навпаки спостерігається збільшення значення цього моменту. Інтенсивність зміни

значення моментів від поздовжньої сили з ростом величини від'ємного кута ε

збільшується, в той час як для позитивного кута ε навпаки із ростом величини

кута інтенсивність зменшується.

При повороті автомобільного колеса наліво, із різними початковими кутами сходження ε , момент від поздовжньої сили спочатку зменшується, а

потім при деякому значенні кута повороту колеса момент починає

збільшуватися. Причому із збільшенням кутів сходження ε від -5° до $+5^\circ$

величина кута повороту колеса θ , при якому відбувається зміна моменту від поздовжньої сили, зменшується.

Основні результати досліджень, проведених у даному розділі, наведено у роботах [29, 118, 121].

3.3. Висновки до третього розділу:

1. На основі теоретичних положень, отриманих в другому розділі роботи, проведено аналіз процесу впливу кутів поперечного та поздовжнього нахилу осі повороту колеса, а також кута розвалу та сходження колеса на наступні експлуатаційні показники керуючого колісного модуля:

- зміну кута розвалу під час повороту колеса;
- моменти, що діють відносно осі повороту колеса.

2. Було визначено, що найменший вплив на величину цих параметрів під час повороту колеса має кут сходження колеса. Але при цьому встановлено, що

різниця в розрахунках без врахування та з врахування значення кута сходження складає від 2% до 7% в залежності від величини самого кута сходження та кута повороту колеса.

РОЗДІЛ 4 МЕТОДИКА ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Мета і задачі досліджень

При проведенні досліджень прийняті припущення, що були необхідні для спрощення математичної моделі, яка описує керувачий колісний модуль і його кінематичні зв'язки. Крім того, деякі вихідні дані при виконанні розрахунків по визначенню показників керованості і стійкості руху автомобіля на різних режимах руху автомобіля прийняті з певною долею наближеності. Це в першу чергу відноситься до параметрів еластичних шин, причиною чого є відсутність у літературних джерелах єдиної думки та методу, що описує таке складне явище як взаємодія пневматичної шини з опорною поверхнею. Проте при дослідженні були прикладені максимальні зусилля для того, щоб теоретичні залежності як можна більше відповідали об'єкту, що вивчається.

Дорожні випробування прийняті у якості основного методу експериментальних досліджень передньоприводного автомобіля категорії M1. Вони передбачали накопичення дослідних даних не тільки для перевірки аналітичних і емпіричних залежностей, а і для урахування факторів, що мають місце в реальних умовах експлуатації.

Метою експериментальних досліджень є перевірка адекватності розробленої математичної моделі і вихідних положень, покладених в основу вибору оптимальних конструктивних параметрів керованого колісного модуля для покращення експлуатаційних показників автомобіля.

Задачі експериментальних досліджень:

- визначення величини зміни кутів сходження коліс на різних режимах руху автомобіля;
- визначення величини бокової сили в точці контакту колеса з опорною поверхнею;
- визначення впливу кутів сходження коліс на експлуатаційні показники автомобіля.

Вирішення задач експерименту було досягнуто: використанням комплексу обладнання з комплектом сучасної вимірювальної апаратури для автоматичної обробки і реєстрації результатів вимірювань, розробкою програм і плану експерименту; проведенням експериментальних заїздів і аналізом результатів вимірювань.

4.2 Об'єкт експериментальних досліджень

Об'єктом експериментальних досліджень є керований колісний модуль автомобіля категорії N1.

Автомобіль DAF XF 460, наданий ПАТ «ЗАЗ». Основні параметри автомобіля, який використовувався при експериментальних дослідженнях,



Програма дорожніх випробувань автомобіля категорії N1

Програма дорожніх випробувань вантажного автомобіля категорії N1 відповідає нормативним документам [36]:

рух з постійною швидкістю 40, 60, 80, 90, 110 км/год;

розгін автомобіля до 120 км/год з різною інтенсивністю,
інтенсивний розгін автомобіля на I...II передачах з послідовним
гальмуванням двигуном;

- гальмування автомобіля з 90 км/год з різними величинами

сповільнення;

- висіг автомобіля з швидкості 60 км/год;

висіг автомобіля з швидкості 20 км/год;

- паливна економічність при русі автомобіля по прямій з швидкістю руху

60, 75, 90 км/год;

- рух автомобіля по колу радіусом 55 м з швидкістю 30, 60, 90 км/год.

Дорожні випробування «на прямій» проводилися на горизонтальній
ділянці дороги довжиною 2000 м з рівним, сухим, чистим асфальтобетонним

покривом (рис. 4.1). Випробування для криволінійного руху «по колу»

проводилися на горизонтальній ділянці дороги кругового руху радіусом 55 м з
рівним, сухим, чистим асфальтобетонним покривом (рис. 4.2).



Рис. 4.1 – Ділянка дороги для випробувань на прямій



Рис. 4.2 – Ділянка дороги для випробувань «рух по колу»

Всі експериментальні випробування автомобіля проводилися при частковій загрузці автомобіля: водій + оператор + апаратура.

В процесі випробувань змінювались статичні значення кутів сходження передніх коліс: $-0^{\circ}60'$; $-0^{\circ}40'$; $-0^{\circ}20'$; $0^{\circ}0'$; $0^{\circ}20'$; $0^{\circ}40'$; $0^{\circ}60'$.

Перед випробуваннями перевірявся загальний технічний стан автомобіля, виконувався попередній прогрів двигуна, трансмісії та шин, в котрих встановлювався необхідний тиск повітря. Одночасно з ним калібрувався і регулювався комплекс вимірювально-реєструючої апаратури, після чого виконувались контрольні заїзди для оцінювання правильності виконаних робіт по налаштуванню та регулюванню.

4.3 Методика проведення дорожніх випробувань

Випробування проведено як при прямолінійному, так і при криволінійному русі автомобіля. При цьому при прямолінійному русі досліджено при русі автомобіля зі сталою швидкістю, при розгоні автомобіля та при його гальмуванні. А при криволінійній траєкторії розглядався рух автомобіля, що встановився.

Випробування проведено на рівному, горизонтальному, сухому дорожньому покритті при відсутності атмосферних опадів при плюсовій температурі навколишнього повітря і відносній вологості повітря не більше 90%.

Тиск повітря в шинах колеса автомобіля перед випробуваннями встановлювався рівним 0,22 МПа і під час проведення випробувань не корегувався. Безпосередньо перед проведенням вимірювальних заїздів виконувався пробіг довжиною 10 км для забезпечення нормального теплового стану шин та агрегатів автомобіля.

При проведенні експериментальних досліджень виконувалося не менш ніж по 3 заїзди в прямому і зворотному напрямку руху з метою виключення впливу уклону дороги.

Для проведення експериментальних досліджень при русі автомобіля по прямій використано ділянку дороги довжиною 2000 м, дана ділянка була обмежена по широті елементами спеціально підготовленої розмітки, які утворювали коридор шириною 2,1 м.

При дослідженнях виконано випробувальні заїзди в розміченому коридорі без виходу автомобіля за його межі. Автомобіль випробувано на наступних швидкісних режимах:

- рух з постійною швидкістю 40, 60, 80, 100, 120 км/год;
- розгін автомобіля до 120 км/год з різною інтенсивністю;
- інтенсивний розгін автомобіля на I..II передачах з послідуочим

гальмуванням двигуном;

- гальмування автомобіля з 90 км/год з різними величинами сповільнення;

- вибіг автомобіля зі швидкості 60 км/год та 20 км/год;
- паливна економічність при русі автомобіля по прямій з швидкістю руху

60, 75, 90 км/год;

- рух автомобіля по колу радіусом 55 м зі швидкістю 30, 60, 90 км/год.

При русі автомобіля з постійною швидкістю дорогу для випробувань було поділено на три ділянки: розгін - довжиною 500 м, рівномірний рух - довжиною

1000 м, сповільнення — довжиною 500 м. Автомобіль прискорювався до контрольної швидкості на першій ділянці і рухався з постійною швидкістю на другій ділянці. Час проходження другої ділянки використовувався для додаткового визначення швидкості руху автомобіля на другій ділянці.

Для проведення випробувань при криволінійному русі використано дорогу з круговим рухом діаметром 110 м, до якої прилягала пряма ділянка дороги довжиною 1000 м та шириною 4 м.

При русі по колу радіусом 55 м оцінювалися показники автомобіля за різних показниках швидкості: 30, 60, 90 км/год. На прямолінійній ділянці дороги водій встановлював необхідну швидкість руху автомобіля, та після в'їзду на початок ділянки дороги кругового руху водій рівномірно повертав рульове колесо та обирав необхідну траєкторію руху, чим забезпечувався криволінійний рух, що встановився. Швидкість руху автомобіля в процесі руху підтримувалась постійною.

Випробування вважалися недійсними і повторювались, якщо не були витримані задані швидкості руху автомобіля.

Для випробування «вибіг» дорога для випробувань була поділена на три ділянки: перша - розгін, друга - рівномірний рух, третя - вибіг. Перед кожним випробуванням перевірялась швидкість вітру і при швидкості більше ніж 3 м/с випробування не проводились. Автомобіль на першій ділянці розганявся до швидкості 60 км/год або 20 км/год і рухався з постійною швидкістю на другій ділянці. Час проходження другої ділянки використовувався для додаткового визначення швидкості руху автомобіля на ділянці два. Після проходження кінця другої ділянки натискалась педаль зчеплення і автомобіль рухався до повної зупинки, проїжджаючи деяку відстань. При цьому кінетична енергія автомобіля витрачувалась на роботу з подолання силу опору коченню на шляху вибігу.

Для визначення паливної характеристики автомобіля використовувалась аналогічна методика проведення випробувань як і для випробування «вибіг», але з тією різницею, що дорога для випробувань була поділена на дві ділянки: перша - розгін, друга - рівномірний рух. Причому довжина другої ділянки була

регіментована та дорівнювала 1000 м і на цій ділянці виконували вимірювання витрати палива. Автомобіль на першій ділянці розганявся до швидкості 60/75 км/год або 90 км/год і рухався з постійною швидкістю на другій ділянці.



Рис. 4.5 – Вимірювальна апаратура в салоні автомобіля



- 1 – гіроскоп ЦГВ-5; 2 – датчик кутових прискорень ДУСУ-45 АС;
 3 – акселерометр МП195; 4 – багатодатчиковий модуль Steval-mki062v1;
 5 – ресструвальний комплекс MtPro 4; 6 – ресструвальний комплекс MtPro 2; 7 – центральний пульт керування; 8 – дистанційний пульт керування; 9 – блок живлення

Рис. 4.6 – Вимірювально-ресструюча апаратура дослідного автомобіля

Основні характеристики дослідного обладнання та засобів вимірювальної

техніки, які використано при проведенні досліджень, наведено в таблиці 4.2.

Для визначення кутів сходження коліс та їх повороту під час руху автомобіля використано обладнання, яке складається з двох основних частин

(рис. 4.8). Перша частина – опорні площадки, які кріпляться через підшипниковий вузол до диску колеса (або до датчика бокових сил) паралельно поздовжній вісі колеса, друга частина – вимірювальний пристрій, який кріпиться на крилі автомобіля



1 – опорна поверхня; 2 – вимірювальний пристрій; 3 – кріпштейн для кріплення пристрою на крилі та капоті автомобіля

Рис. 4.8 – Пристрій для виміру кутів сходження та повороту коліс

Вимірювальний пристрій включає в себе потенціометричний датчик з системою важелів та коромисла з двома підшипниками, котрі контактують з опорною площадкою. Опорна площадка дозволяє вимірювати як зміну кутів сходження коліс автомобіля при різних ходах підвіски та при різних кутах повороту керованих коліс, так і сам кут повороту колеса.

Пристрій виміру бокових сил встановлено і надійно закріплено на диску колеса транспортного засобу (рис. 4.9). Пристрій використовує при роботі явище тензоефекту.



1 – вимірювальне кільце; 2 – тензорезистор з захисним шаром герметика; 3 – підстроювальна плата; 4 – блок живлення

Рис. 4.9 – Пристрій виміру бокових сил, що діють на колесо автомобіля

Пристрій виміру бокових сил, що діють на колесо автомобіля має корпус 1, з двома бортами, який з'єднано з диском колеса автомобіля (рис. 3.10) [77].

Між колесом та гальмівним диском встановлено вимірювальне кільце 4, яке сприймає сили, що діють на колесо транспортного засобу. Вимірювальне кільце 4 можна умовно поділити на дві частини: перша – основа, яка болтами 5 з'єднана з гальмівним диском та цапфою колеса транспортного засобу; друга – пружний елемент, з вісьмома спицями, який болтами 3 з'єднаний з перехідною втулкою 6, яка упирається в один з буртів корпусу 1. Центральна частина вимірювального кільця 4 надійно з'єднана з віссю 7, протилежний кінець якої, з різьбовим отвором, впирається у вимірювальне кільце 9. В свою чергу вимірювальне кільце 9 притиснене до вісі 7 з'єднувальним гвинтом 12 кришки 10. Таким чином, вимірювальне кільце 4 через перехідні втулки 6, 8, бурти корпусу 1 та вісь 7 передає бокове зусилля на вимірювальне кільце 9, яке з'єднане болтами 15 з перехідною втулкою 8. Вимірювальне кільце 9 представляє собою диск з вісьмома спицями 14 які під дією бокової сили згинаються. На чотири

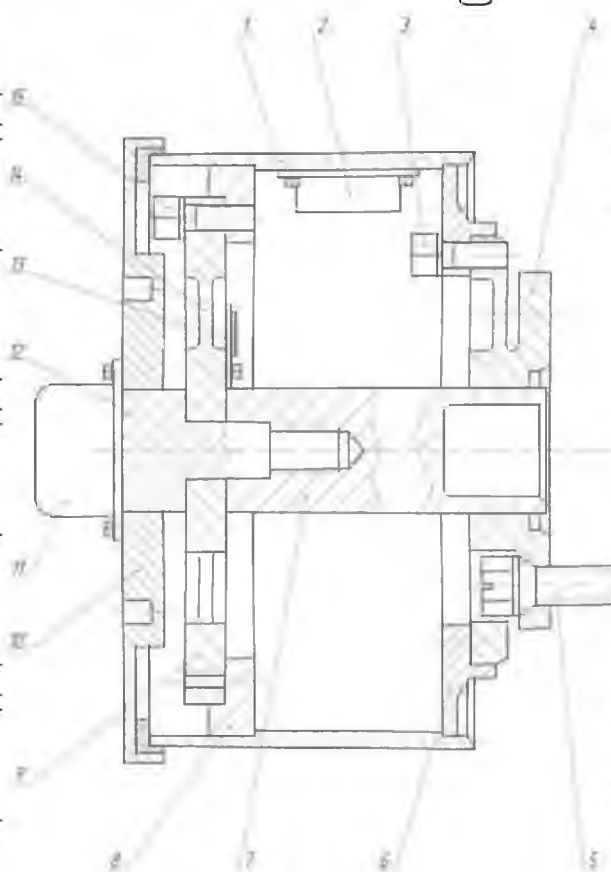
спиці 14 вимірювального кільця 9, через одну, з обох боків наклеєні тензорезистори, які фіксують величину пружної деформації спиць, котрі визначаються значенням бокової сили, що діє на колесо транспортного засобу.

На вимірювальному кільці 9 також встановлена підстроювальна плата 13 для компенсації температур і нормування нуля та максимуму сигналу, що забезпечує

роботу пристрою виміру бокових сил в температурному діапазоні від -30°C до $+120^{\circ}\text{C}$. В корпусі 1 пристрою встановлено блок живлення 2 для тензорезисторів, а

на кришці 10 встановлено блок передавача сигналів 11 від тензорезисторів до приймача, який приєднаний до реєструючої апаратури в салоні автомобіля.

Даний пристрій може бути вдосконалено і на його базі можна побудувати пристрій виміру сил, що діють на колесо автомобіля [78], або пристрій виміру сходження коліс та сил, що діють на колесо автомобіля [79].



1 – корпус; 2 – блок живлення; 3 – болт; 4 – вимірювальне кільце; 5 – болт; 6 – перехідна втулка; 7 – вісь; 8 – перехідна втулка;

9 – вимірювальне кільце; 10 – кришка; 11 – блок передавача сигналів; 12 – з'єднувальний винт; 13 – підстроювальна плата; 14 – спиця; 15 – болт

Рис. 4.10 – Принципова схема пристрою виміру бокових сил, що діють на колесо автомобіля

Пристрій виміру бокових сил на колесах транспортного засобу працює наступним чином. Відомо, що при коченні колеса на нього діють поздовжня, бокова і вертикальна сила, які призводять до виникнення згинальних та нормальних напружень в спицях вимірювального кільця 4. Сили, що не вимірюються, а саме поздовжня та вертикальна сила відокремлюються шляхом вносу вимірювального елемента, тобто вимірювального кільця 9, за площину прикладання цих сил.

Таким чином, при русі автомобіля під дією бокової сили на колесо, пружній елемент вимірювального кільця 4 переміщується у поперечному напрямку. Це переміщення через перехідні втулки 6 та 8, бурти корпусу 1 та вісь 7 передається на вимірювальне кільце 9. Завдяки жорсткому з'єднанню вісі 7 і вимірювального кільця 4 та безззорному положенню вимірювального кільця 9 між торцем вісі 7 і гвинтом 12 маємо надійну передачу бокової сили від вимірювального кільця 4 до вимірювального кільця 9. Під дією бокової сили спиці 14 вимірювального кільця 9 деформуються, що викликає деформацію розтягання або стиснення в тензорезисторах, які наклеєні на спицях 14. Внаслідок цього тензорезистори змінюють свій електричний опір, при цьому змінюються і параметри напруги в мостовій схемі тензорезисторів, які блок передавача 11 передає на реєструючу апаратуру в салоні автомобіля.

В салоні автомобіля, поруч з вище зазначеними датчиками, встановлено багатодатчиковий модуль Steval-mki062v1. Модуль складається з датчиків атмосферного тиску, температури навколишнього середовища, трьохосьовий магнітометр, акселерометр і гіроскоп. Обчислювальним центром модулю є 32-разрядний мікроконтролер STM32F103 на базі ядра ARM Cortex M3. Акселерометр та гіроскоп багатодатчикового модулю побудовані з застосуванням мікроелектромеханічних систем (MEMS). Принцип роботи засновано на перетворенні в електричний сигнал диференціальної ємності, яка утворена рухомими і нерухомими кремнієвими мікромеханічними пластинами гребінчастої форми. Зміна ємності під дією лінійного прискорення (в акселерометрах) або сили Коріоліса (в гіроскопах) дозволяє оцінити амплітудні

значення зазначених впливів [37, 119].

Швидкість поступального руху автомобіля і пройдена ним відстань фіксується за допомогою вимірювального “п’ятого” колеса «легкого типу» з імпульсним фотоелектричним датчиком. Кронштейн “п’ятого” колеса кріпиться до заднього транспортувального кріюка автомобіля.

Живлення комплексу апаратури, за винятком датчиків бокових сил, виконується від блоку живлення, підключеного до 12 В акумуляторної батареї.

Блок живлення має транзисторний перетворювач напруги з частковою модуляцією потужності та трьохфазний інвертор. Перетворювач забезпечує

живленням центральний пульт керування нестабілізованою напругою 12 В та живлення трьохфазового інвертора стабілізованою напругою 48 В.

Трьохфазовий інвертор забезпечує живлення гіроскопічних приладів (ДУСУ-45 АС та ЦГВ-5) напругою 36 В з частотою 400 Гц. Для зменшення часу розгону і

витрат електроенергії запуск гіромоторів виконується ступінчато, при пуску інвертор забезпечує вихідну напругу 18 В при частоті 200 Гц з послідовним автоматичним перемиканням на основний режим.

Всі датчики, окрім датчика бокових сил, підключено до центрального пульта керування, в якому розміщено вимірювальні мости для

потенціометричних датчиків з ланцюгами балансування, регулювання чутливості та калібрування. Вимірювальні ланцюги пульта мають живлення від вбудованого транзисторного стабілізатора напруги. Центральний пульт

керування має дотовий дистанційний пульт керування, з якого можливо виконувати дистанційне ввімкнення, вимкнення апаратури та корекцію ЦГВ5.

Сигнали з центрального пульта керування безпосередньо поступають на BNC-гнізда двох восьмиканальних реєструвальних комплексів МІРго 2 та МІРго

4 з розрядністю АЦП 12 біт. Обидва прилади приєднувалися до USB портів ПК.

Витрата палива під час руху автомобіля вимірювалась за допомогою бортового комп’ютера, який приєднувався до ОВДИ роз’єму автомобіля.

Для контролю кутів сходження коліс використано регульовально-діагностичний стенд BOSCH FWA 4415. Роботи по регулюванню кутів сходження в статичі проведено на станції технічного обслуговування BOSCH Автосервіс м. Житомир.

4.4 Висновки до четвертого розділу:

1. Розроблено програму та методику дорожніх випробувань автомобіля категорії N1 для перевірки адекватності визначених функціональних залежностей з метою подальшого вибору оптимальних конструктивних параметрів керованого колісного модуля для покращення експлуатаційних показників автомобіля.

2. На базі автомобіля категорії N1 створено науково-дослідну лабораторію для дорожніх випробувань колісного керованого модуля з удосконаленим комплексом вимірювальної та реєструючої апаратури з можливістю визначення зміни кутів сходження коліс на різних режимах руху.

ВИСНОВКИ

1. У магістерській роботі вирішено науково-практичну задачу по визначенню впливу кутів сходження коліс при різних режимах руху автомобіля на його експлуатаційні показники.

2. Розроблено методику визначення кінематичних параметрів колісного вузла з урахуванням кутів установки коліс та кутів нахилу шворня. А саме визначено координати центру колеса та точки контакту колеса з дорогою з урахуванням кутів розвалу та сходження, визначено координати точки перетину осі повороту колеса з дорогою. Отримано залежності, що відображають зміну кінематичних параметрів колісного вузла при повороті колеса.

3. Аналітично одержано залежності, які дозволяють обчислювати моменти від рівнодіючих поздовжніх, бокових та вертикальних реакцій з урахуванням кутів розвалу та сходження коліс, а також кутів поперечного та поздовжнього нахилу шворня.

4. За результатами аналізу кінематичної схеми колісного вузла отримано математичну модель, яка відображає зміну кута сходження під час руху автомобіля.

5. Удосконалено комплекс вимірювальної-реєструючої апаратури для дослідження зміни кутів сходження коліс в динаміці.

6. Спроектовано і виготовлено випробувально-інформаційний комплекс для визначення бокової сили в точці контакту колеса з дорогою для проведення дорожніх випробувань.

7. Оцінка результатів експериментальних випробувань показала:

- найменше кути сходження змінюються при русі автомобіля з постійною швидкістю, величина зміни кутів сходження досягає 30-40 хвилин;
- при русі автомобіля із прискоренням найбільша зміна кутів сходження відбувається під час рушання автомобіля з місця, коли прискорення найбільші, при цьому зміна кутів сходження досягає 60 хвилин;
- кути сходження змінюються при екстремому гальмуванні ($4-5,5 \text{ м/с}^2$) на величину до 90 хвилин;

при криволінійному русі з постійною швидкістю спостерігається пропорційна залежність між значеннями кутів сходження та бокових сил, що діють на колесо автомобіля. При бокових прискореннях 7 м/с^2 кут сходження в середньому складає: 45 хвилин, а бокова сила - 1500 Н для внутрішнього колеса

по відношенню до центру повороту, і відповідно, кут сходження - 90 хвилин та бокова сила 3500 Н - для зовнішнього колеса;

за результатами випробування «паливна економічність» оптимальний кут сходження, який відповідає мінімальній витраті палива дорівнює мінус 13 хвилин при швидкості 60 км/год, мінус 20 хвилин при швидкості 75 км/год та мінус 25 хвилин при швидкості 90 км/год, при цьому витрата палива у порівнянні з кутами сходження, рекомендованими автовиробником, зменшилась в межах від 3,2 до 9,6%.

Аналіз одержаних даних показав, що кожному режиму руху відповідає свій оптимальний кут сходження. Таким чином можна обрати режим руху, що найбільш часто використовується і відповідний для нього кут сходження, або застосувати механізм автоматичного регулювання кутів сходження, який би підтримував оптимальні кути сходження для кожного режиму руху.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Вербицький В.Г. Дослідження кутів сходження коліс при різних швидкостях руху автомобіля / В.Г. Вербицький, А.В. Щербина // Автомобілі Електроніка. Сучасні Технології. – 2016. – №10. – С. 81-85.
2. Гришук О. К. Сходження керованих коліс автомобіля та необхідність його контролю / О. К. Гришук, А. В. Щербина // Автошляховик України. – 2008. – № 1. – С. 14-17.
3. Гришук О. К. Засоби і пристрої для вимірювання сходження керованих коліс автомобіля / О. К. Гришук, А. В. Щербина // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – 2008. №15. – С. 67-71.
4. Гришук О. К. Класифікація і аналіз динамічних засобів контролю сходження коліс автомобіля / О. К. Гришук, А. В. Щербина // Вісник СХУ ім.В. Даля. – 2008. – № 7 (Частина 2). – С. 142-146.
5. Гришук О. К. Аналіз систем регулювання кутів сходження коліс автомобіля / О. К. Гришук, А. В. Щербина // Автошляховик України. – 2009. – № 12. – С. 176-178.
6. Гришук А. К. Теоретические исследования сил в пятне контакта колеса с дорогой с учетом углов развала и схождения / А. К. Гришук, А. В. Щербина // Материалы Седьмой международной научно-технической конференции «Наука – образованию, производству, экономике» Минск: БНТУ, 2009. – С. 313-314.
7. Гришук А. К. Влияние на показатели управляемости и устойчивости автомобиля изменений углов схождения колес при их движении / А. К. Гришук, А. В. Щербина // Материалы Восьмой международной научно-технической конференции «Наука – образованию, производству, экономике» Минск: БНТУ, 2010. – С. 6.
8. Гришук О. К. Поліпшення показників керованості та стійкості автомобіля за рахунок застосування автоматичних систем регулювання кутів

скодження коліс / О. К. Гришук, А. В. Щербина // LXVI наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету: Тези доповідей. – К.: НТУ, 2010. – С. 46-47.

9. Гришук А. К. Расчет координат геометрического центра колеса автомобиля / А. К. Гришук, А. В. Щербина // Вестник Белорусского национального технического университета: научно-технический журнал. – 2010. – №1. – С. 50-53.

10. Дударенко О. В. Использование МЭМС датчиков при испытаниях автомобилей на управляемость и устойчивость / О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина // Матеріали IV-ої міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту»:

збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та інш.]. – Вінниця: ВНТУ, 2016. – С. 15-17.

11. Єфименко А. М. Попищення поперечної стійкості колісного транспортного засобу шляхом вибору пружних характеристик колісних опор: автореф. дис. на здобуття наук. ступ. канд. техн. наук / А. М. Єфименко. – Київ: НТУ, 2016. – 23 с.

12. Денисов, А.С. Вплив періодичності профілактики на надійність автомобілів [Текст]/О.С. Денисов, В.М. Басков, В.П. Захаров// Автотранспортне підприємство. - 2011. - № 1. - С. 51-52.

13. Дьяконов, В.П. Mathematica 5.1/5.2/6 у математичних та науково-технічних розрахунках [Текст] / В. П. Дьяконов. - 2-ге вид., перероб. та дод. - Москва: СОЛОН-Прес, 2008. - 743 с.

14. Єрохов, В. І. Системи упорскування бензинових двигунів: конструкція, розрахунок, діагностика [Текст]/В. І. Єрохов. -: Гаряча лінія-Телеком, 2011. - 551 с.

15. Загородських, Б.П. Зниження обводненості дизельного палива при експлуатації автотракторної техніки [Текст] / Б.П. Загородських, С.В. Абрамов,

Д.С. Маяков //: Наука та вища професійна освіта. – 2016. № 3 (43). З. 192-196.

16. / Залознов, І.П. Аналіз відмов та несправностей двигуна ЗМЗ-406,10 та його систем [Текст] / І.П. Залознов, В.І. Рудський // Праці Сібаді. - Вид-во Сібаді, 1998. - Вип. 2, ч. 1. – С. 72 – 77.

17. Залознов, І.П. Підвищення ефективності експлуатації автомобілів за рахунок обґрунтування періодичності обслуговування електромагнітних форсунок [Текст] : дис. канд. тех. наук: 05.22.10 / Залознов Іван Павлович. - Київ, 2003. – 115 с.

18. Іншаков, А.П. Інформаційні засоби підвищення надійності використання мобільної техніки [Текст] / А.П. Іншаков, С.С. Капітонов, І.І. Курбаков та ін. // Сільський механізатор. – 2018. №1. С. 41-43.

19. Колодочкін, М. Чим залити бензин [Текст] / М. Колодочкін, А. Шабанов // За кермом. – 2012. -№3 – С.144-148.

20. Комаров, В.А. Аналіз технічної оснащеності підприємств та готовності техніки [Текст] / В.А. Комаров, Є.А. Нунзін // Сільський механізатор, 2018, №1. С. 12-13.

21. Коробова, Л.А. Математичне моделювання. Практикум [Текст] / Л.А. Коробова, Ю.В. Бугаєв, С.М. Черняєва та ін; наук. ред. Л.А. Коробова. -, 2017. - 113 с.

22. Кувшинов, Г.І. Акустична кавітація біля твердих поверхонь [Текст] / Г.І. Кувшинов, П.П. Прохоренко. - Мінськ.: Наука та техніка, 1990. - 111 с.

23. Marusin AV. Розвиток математичного modelu paliva обладнання і rationale для diagnosing diesel Engines moving injector needle / Marusin, AV, Danilov, IK, Khlopkov, SV, Marusin, AV, Uspenskiy, IA // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Volume 422, 6th International Conference on Agriproducts Processing and Farming 17–18 October 2019

24. [Що треба знати про регулювання кутів установки келіс | MOOQ TV \(informatics.com.ua\)](http://www.mooq.tv/informatics.com.ua/)