

Національний транспортний університет  
Міністерства освіти і науки України

Національний транспортний університет  
Міністерства освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**Щербина Андрій Васильович**

УДК 629.113

**ДИСЕРТАЦІЯ**

**ВИБІР ТА ОБҐРУНТУВАННЯ КУТІВ СХОДЖЕННЯ КЕРОВАНИХ  
КОЛІС ПЕРЕДНЬОПРИВОДНОГО АВТОМОБІЛЯ КАТЕГОРІЇ М1**

Спеціальність 05.22.02 – Автомобілі та трактори  
Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

  
А.В. Щербина  
(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник:

**Грищук Олександр Казимирович**  
кандидат технічних наук, професор.

**Київ – 2017**

## АНОТАЦІЯ

*Щербина А.В.* Вибір та обґрунтування кутів сходження керованих коліс передньоприводного автомобіля категорії М1. - Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.22.02 «Автомобілі та трактори» (133 - Галузеве машинобудування). – Національний транспортний університет, Київ, 2017.

В дисертаційній роботі проведені теоретичні дослідження керуючого колісного модуля легкового 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 розрахувати 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 дисертаційній 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 M1. На базі автомобіля категорії M1 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 рушенні автомобіля з місця. При прискореннях порядку  $1-2,5 \text{ м/с}^2$  зміна кутів сходження має майже лінійну залежність, а при прискореннях  $5-6 \text{ м/с}^2$  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  $1,5^\circ$ .

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.

## **СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

### **Статті в наукових фахових виданнях**

1. Грищук О. К. Сходження керованих коліс автомобіля та необхідність його контролю / О. К. Грищук, А. В. Щербина // Автошляховик України. – 2008. – № 1. – С. 14-17.



2. Брильов В.В Розрахунок координат центру автомобільного колеса при різних варіантах його встановлення. / В. В. Брильов, О. К. Грищук, А. В. Щербина // Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту. – 2008. – № 4. – С. 36-40.

3. Грищук О. К. Засоби і пристрої для вимірювання сходження керованих коліс автомобіля / О. К. Грищук, А. В. Щербина // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – 2008. – № 15. – С. 67-71.

4. Грищук О. К. Класифікація і аналіз динамічних засобів контролю сходження коліс автомобіля / О. К. Грищук, А. В. Щербина // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2008. – № 7 (Частина 2). – С. 142-146.

5. Щербина А. В. Визначення координат центру колеса при його повороті з урахуванням кутів встановлення шворня та колеса / А. В. Щербина // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2009. – № 11. – С. 98-102.

6. Грищук О. К. Аналіз систем регулювання кутів сходження коліс автомобіля / О. К. Грищук, А. В. Щербина // Автошляховик України. – 2009. – № 12. – С. 176-178.

7. Вербицький В. Г. Дослідження кутів сходження коліс при різних швидкостях руху автомобіля / В. Г. Вербицький, А. В. Щербина // Автомобіль і Електроніка. Сучасні Технології. – 2016. – №10. – С. 81-85.

8. Щербина А. В. Зміна кутів сходження коліс на перехідних режимах руху автомобіля / А. В. Щербина // Автомобіль і Електроніка. Сучасні Технології. – 2016. – №10. – С. 97-102.

#### **Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав з напрямку**

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

### **Опубліковані праці апробаційного характеру**

10. Грищук А. К. Теоретические исследования сил в пятне контакта колеса с дорогой с учетом улов развала и схождения / А. К. Грищук, А. В. Щербина // Материалы Седьмой международной научно-технической конференции «Наука – образованию, производству, экономике» Минск: БНТУ, 2009. – С. 313-314.

11. Грищук А. К. Влияние на показатели управляемости и устойчивости автомобиля изменений углов схождения колес при их движении / А. К. Грищук, А. В. Щербина // Материалы Восьмой международной научно-технической конференции «Наука – образованию, производству, экономике» Минск: БНТУ, 2010. – С. 6.

12. Грищук О. К. Поліпшення показників керованості та стійкості автомобіля за рахунок застосування автоматичних систем регулювання кутів сходження коліс / О. К. Грищук, 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.

13 Щербина А. В. Визначення впливу кутів встановлення коліс на стійкість автомобіля / А. В. Щербина // LXVII наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету: Тези доповідей. – К.: НТУ, 2011. – С. 40.

14. Щербина А. В. Взаимное влияние жесткости направляющего аппарата подвески и углов схождения колес на управляемость автомобиля / А. В. Щербина // Матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 19-21 жовтня 2015 року: Збірник наукових праць. – Вінниця: ВНТУ, 2015. – С. 248.

15. Щербина А. В. Дослідження кутів сходження коліс автомобіля / А. В. Щербина // Тиждень науки. Тези доповідей науково-практичної конференції, 18-22 квітня 2016 року. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. – С. 34-35.

16. 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.

17. Щербина А. В. Дослідження кутів сходження коліс автомобіля / А. В. Щербина // Прикладні науково-технічні дослідження: матеріали міжнародної науково-практичної конференції, 5-7 квітня 2017 р. – Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2017. – С. 151.

18. Щербина А. В. Вплив кутів установки колісного вузла на момент від бокової сили / А. В. Щербина // Тиждень науки. Тези доповідей науково-практичної конференції, 18–21 квітня 2017 року. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2017. – С. 34-35.

### **Авторські свідоцтва, патенти**

19. Патент на корисну модель № 49868 «Пристрій виміру бокової сили, що діє на колесо транспортного засобу» / О. К. Грищук, А. В. Щербина // зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 11.05.2010, бюлетень №9.

20. Патент на корисну модель № 70947 «Пристрій виміру сил, що діють на колесо транспортного засобу» / А. В. Щербина // зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 25.06.2012, бюлетень №12.

21. Патент на корисну модель № 90100 «Пристрій виміру сходження коліс та сил, що діють на колесо транспортного засобу» / А. В. Щербина // зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 12.05.2014, бюлетень №9.

## ANNOTATION

*Shcherbyna A. V.* Choice and justification of toe angles of the steering wheels front-drive vehicle category M1. - Qualification scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for the degree of candidate of technical sciences (Ph.D.) in specialty 05.22.02 "Automobiles and tractors" (133 - Sectoral engineering). - National Transport University, Kyiv, 2017.

The thesis manager module wheeled car based convergence angles of the wheels. Based on these studies and analytical calculations were obtained functional dependence for determining the coordinates of characteristic points (center of wheel contact point wheel with a horizontal section and a support point of intersection of the axis of rotation of the wheel supporting horizontal surface) wheel hub considering installation angles of the wheels.

In the dissertation work conducted theoretical research of the steering wheel module of a passenger car were made taking into account the toe angles of the wheels. Based on these research and analytical calculations were obtained functional dependence for determining the coordinates of characteristic points (the center of the wheel, the points of contact of the wheel with the horizontal surface and the point of intersection the rotation axis of the wheel with the horizontal surface) of the wheel hub taking into account the angles of wheel installation.

Based on the coordinates of characteristic points were determining functional dependencies which make it possible to calculate the moments acting about the rotation axis of the wheel considering installation angles of wheels (camber and toe), longitudinal and transverse inclination rotation axis of the wheel. Using this theoretical statements made analysis of the impact the angle of the wheel hub on camber corner when turning the wheel and moments acting relatively kingpin when turning the wheel.

In the dissertation work was considered changing toe angles during motion of car and made the mathematical model of changes toe angles in rectilinear and curvilinear motion of the vehicle. On the basis of the developed mathematical model has been obtained dependence of the toe angle from vehicle speed and the optimum toe angles were determined for rectilinear and curvilinear vehicle motion. To determine stable values of the toe angle of the wheel as a function of the speed parameter of the car, iterative numerical methods for solving finite equations were used, and the dynamics of the system was analyzed on the basis of numerical integration of the differential equations of the disturbed motion.

To test the adequacy of defined functional dependencies and to selecting the optimal design parameters of the controlled wheel module and to improve operational characteristics car road tests conducted vehicle category M1. On the basis of vehicle category M1 created a research laboratory for road test wheel control module. This laboratory has improved a set of measuring and registering equipment with possibility of determine the toe angles wheels for different modes of vehicle motion.

Analysis of the theoretical and experimental data in rectilinear motion of the car showed that the change toe angles affects speed movement mode. So when driving a car with different speeds from 40 km/h to 120 km/h, the toe angle of the steering wheels varies on average by 30-40 minutes compared to the initial values of the installation angles. In this case, the initial values of toe angles essentially does not influence the dynamics of change angles during movement of car. When the car moves with acceleration, biggest changes of toe angle steering wheels are observed when the car starts moving from its place. For accelerations of the order of 1 to 2.5 m/s<sup>2</sup>, the change toe angles has an almost linear dependence, and at acceleration from 5 to 6 m/s<sup>2</sup> the toe angles of wheels sharply increases and reaches 60 minutes. When the vehicle brakes, there is the largest change the toe angle of wheels. During the emergency braking, the change in the toe angle is almost 1.5 °.

The carried out road tests to research changes in toe angles of wheels while the vehicle is driving at different modes of movement showed significant change them. And in different modes of vehicle movement the magnitude and dynamics of changing the toe angles are different, so it is impossible to choose the optimal toe angle of wheels that would ensure good operational parameters in all modes of vehicle movement. To maintain optimum toe angles of wheels, it is necessary to use the steering and suspension of the car with more rigidity, which is not always advisable, or use mechanical or automatic systems to support the required toe angle of wheels. The results of experimental and theoretical researches make it possible to obtain a database of changes toe angles and lateral force, depending on the trajectory and mode of vehicle movement. Such a database with the use of mechanisms for automatically adjusting the toe angles of the wheels allows to obtain a minimum lateral force at the point contact of the wheel with the road, depending on the mode of vehicle movement.

**Key words:** vehicle, wheel, steering wheel unit, toe angle, camber angle, mathematical model, experiment, road tests.

### **List of contributions**

#### **Articles in specialized scientific journals**

1. Hryshchuk O. K. Skhodzhennya kerovanykh kolis avtomobilya ta neobkhidnist' yoho kontrolyu / O. K. Hryshchuk, A. V. Shcherbyna // Avtoshlyakhovyk Ukrayiny. – 2008. – № 1. – S. 14-17.
2. Bryl'ov V.V Rozrakhunok koordynat tsentru avtomobil'noho koleasa pry riznykh variantakh yoho vstanovlennya. / V. V. Bryl'ov, O. K. Hryshchuk, A. V. Shcherbyna // Visnyk Donets'koho instytutu avtomobil'noho transportu. – 2008. – № 4. – S. 36-40.
3. Hryshchuk O. K. Zasoby i prystroyi dlya vymiryuvannya skhodzhennya kerovanykh kolis avtomobilya / O. K. Hryshchuk, A. V. Shcherbyna //

Proektuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiya avtotransportnykh zasobiv i poyizdiv. – 2008. – № 15. – S. 67-71.

4. Hryshchuk O. K. Klasyfikatsiya i analiz dynamichnykh zasobiv kontrolyu skhodzhennya kolis avtomobilya / O. K. Hryshchuk, A. V. Shcherbyna // Visnyk SNU im. V. Dalya. – 2008. – № 7 (Chastyna 2). – S. 142-146.

5. Shcherbyna A. V. Vyznachennya koordynat tsentru koleasa pry yoho povoroti z urakhuvannyam kutiv vstanovlennya shvornya ta koleasa / A. V. Shcherbyna // Visnyk SNU im. V. Dalya. – 2009. – № 11. – S. 98-102.

6. Hryshchuk O. K. Analiz system rehulyuvannya kutiv skhodzhennya kolis avtomobilya / O. K. Hryshchuk, A. V. Shcherbyna // Avtoshlyakhovyk Ukrayiny. – 2009. – № 12. – S. 176-178.

7. Verbyts'kyi V. H. Doslidzhennya kutiv skhodzhennya kolis pry riznykh shvydkostyakh rukhu avtomobilya / V. H. Verbyts'kyi, A. V. Shcherbyna // Avtomobil' i Elektronika. Suchasni Tekhnolohiyi. – 2016. – №10. – S. 81-85.

8. Shcherbyna A. V. Zmina kutiv skhodzhennya kolis na perekhidnykh rezhymakh rukhu avtomobilya / A. V. Shcherbyna // Avtomobil' i Elektronika. Suchasni Tekhnolohiyi. – 2016. – №10. – S. 97-102.

#### **Publications in scientific periodicals of abroad in the direction**

9. Grischuk A. K. Raschet koordinat geometricheskogo tsentra koleasa avtomobilya / A. K. Grischuk, A. V. Scherbina // Vestnik Belorusskogo natsionalnogo tehnikeskogo universiteta: nauchno-tehnicheskii zhurnal. – 2010. – №1. – S. 50-53.

#### **Published work of approbatory character**

10. Grischuk A. K. Teoreticheskie issledovaniya sil v pyatne kontakta koleasa s dorogoy s uchetom ulov razvala i shozhdeniya / A. K. Grischuk, A. V. Scherbina // Materialy Sedmoy mezhdunarodnoy nauchno-tehnicheskoy konferentsii «Nauka – obrazovaniyu, proizvodstvu, ekonomike» Minsk: BNTU, 2009. – S. 313-314.

11. Grischuk A. K. Vliyanie na pokazateli upravlyaemosti i ustoychivosti avtomobilya izmeneniy uglov shozhdeniy koles pri ih dvizhenii / A. K. Grischuk, A. V. Scherbina // Materialy Vosmoy mezhdunarodnoy nauchno-tehnicheskoy konferentsii «Nauka – obrazovaniyu, proizvodstvu, ekonomike» Minsk: BNTU, 2010. – S. 6.

12. Hryshchuk O. K. Polipshennya pokaznykiv kerovanosti ta stiykosti avtomobilya za rakhunok zastosuvannya avtomatychnykh system rehulyuvannya kutiv skhodzhennya kolis / O. K. Hryshchuk, A. V. Shcherbyna // LXVI naukova konferentsiya profesors'ko-vykladats'koho skladu, aspirantiv, studentiv ta spivrobitnykiv vidokremenykh strukturnykh pidrozdiliv universytetu: Tezy dopovidey. – K.: NTU, 2010. – S. 46-47.

13 Shcherbyna A. V. Vyznachennya vplyvu kutiv vstanovlennya kolis na stiykist' avtomobilya / A. V. Shcherbyna // LXVII naukova konferentsiya profesors'ko-vykladats'koho skladu, aspirantiv, studentiv ta spivrobitnykiv vidokremenykh strukturnykh pidrozdiliv universytetu: Tezy dopovidey. – K.: NTU, 2011. – S. 40.

14. Scherbina A. V. Vzaimnoe vliyanie zhestkosti napravlyayuschego apparata podveski i uglov shozhdeniya koles na upravlyaemost avtomobilya / A. V. Scherbina // Materialy VIII mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi «Suchasni tekhnolohiyi ta perspektyvy rozvytku avtomobil'noho transportu», 19-21 zhovtnya 2015 roku: Zbirnyk naukovykh prats'. – Vinnytsya: VNTU, 2015. – S. 248.

15. Shcherbyna A. V. Doslidzhennya kutiv skhodzhennya kolis avtomobilya / A. V. Shcherbyna // Tyzhden' nauky. Tezy dopovidey naukovo-praktychnoyi konferentsiyi, 18-22 kvitnya 2016 roku. – Zaporizhzhya: ZNTU, 2016. – S. 34-35.

16. Dudarenko O. V. Ispolzovanie MEMS datchikov pri ispytaniyah avtomobiley na upravlyaemost i ustoychivost / O. V. Dudarenko, A. Yu. Sosik, A. V. Scherbina // Materialy IV-oyi mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi internet-konferentsiyi «Problemy i perspektyvy rozvytku avtomobil'noho transportu»: zbirnyk naukovykh prats' / Ministerstvo osvity i nauky Ukrayiny, Vinnyts'kyy



natsional'nyy tekhnichnyy universytet [ta insh.]. – Vinnytsya: VNTU, 2016. – S. 15-17.

17. Shcherbyna A. V. Doslidzhennya kutiv skhodzhennya kolis avtomobilya / A. V. Shcherbyna // Prykladni naukovo-tekhnichni doslidzhennya: materialy mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi, 5-7 kvitnya 2017 r. – Ivano-Frankivs'k: Symfoniya forte, 2017. – S. 151.

18. Shcherbyna A. V. Vplyv kutiv ustanovky kolisnoho vuzla na moment vid bokovoyi syly / A. V. Shcherbyna // Tyzhden' nauky. Tezy dopovidey naukovo-praktychnoyi konferentsiyi, 18–21 kvitnya 2017 roku. – Zaporizhzhya: ZNTU, 2017. – S. 34-35.

#### **Author's certificates, patents**

19. Patent na korysnu model' № 49868 «Prystriy vymiru bokovoyi syly, shcho diye na koleso transportnoho zasobu» / O. K. Hryshchuk, A. V. Shcherbyna // zareyestrovano v Derzhavnomu reyestri patentiv Ukrayiny na korysni modeli 11.05.2010, byuleten' №9.

20. Patent na korysnu model' № 70947 «Prystriy vymiru syl, shcho diyut' na koleso transportnoho zasobu» / A.V. Shcherbyna // zareyestrovano v Derzhavnomu reyestri patentiv Ukrayiny na korysni modeli 25.06.2012, byuleten' №12.

21. Patent na korysnu model' № 90100 «Prystriy vymiru skhodzhennya kolis ta syl, shcho diyut' na koleso transportnoho zasobu» / A. V. Shcherbyna // zareyestrovano v Derzhavnomu reyestri patentiv Ukrayiny na korysni modeli 12.05.2014, byuleten' №9.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	17
РОЗДІЛ 1	
СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	23
1.1 Основні положення теорії керуючого колісного модуля.....	23
1.2 Сходження керованих коліс автомобіля.....	25
1.3 Розвал керованих коліс автомобіля.....	30
1.4 Аналіз впливу кутів установки коліс на експлуатаційні показники автомобіля.....	34
1.4.1 Вплив кутів установки коліс на сили, що діють у площині контакту колеса з дорогою.....	34
1.4.2 Вплив кутів установки коліс на зношування шин.....	41
1.4.3 Вплив кутів установки коліс на їх автоколивання.....	45
1.5 Класифікація та аналіз засобів контролю сходження колес автомобілів.....	47
1.6 Мета та задачі дослідження.....	56
РОЗДІЛ 2	
ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КЕРУЮЧОГО КОЛІСНОГО МОДУЛЯ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ З УРАХУВАННЯМ КУТІВ СХОДЖЕННЯ КОЛІС.....	57
2.1 Кінематична характеристика колісного вузла автомобіля.....	57
2.1.1 Визначення координат центру колеса автомобіля.....	59
2.1.2 Визначення координат точки контакту колеса та горизонтальної опорної поверхні.....	66
2.1.3 Визначення координат точки перетину осі повороту колеса з горизонтальною опорною поверхнею.....	68
2.1.4 Зміна геометричних параметрів колісного вузла при повороті колеса.....	75

	15
2.2 Визначення моментів, що діють на колесо автомобіля.....	82
2.2.1 Момент рівнодіючої поздовжніх реакцій.....	86
2.2.2 Момент рівнодіючої бокових реакцій.....	90
2.2.3 Момент рівнодіючої вертикальних реакцій.....	92
2.3 Зміна кутів сходження коліс при прямолінійному русі автомобіля.....	94
2.4 Математична модель криволінійного руху автомобіля.....	101
2.5 Вплив кутів сходження коліс на вибіг автомобіля.....	109
2.6 Висновки до другого розділу.....	111
РОЗДІЛ 3	
РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ КІНЕМАТИКИ	
КОЛІСНОГО ВУЗЛА АВТОМОБІЛЯ.....	112
3.1 Результати теоретичних досліджень зміни кута розвалу під час повороту колеса автомобіля.....	112
3.2 Результати теоретичних досліджень впливу кутів установки колеса та осі повороту на моменти, які діють на колесо автомобіля.....	116
3.3 Висновки до третього розділу.....	128
РОЗДІЛ 4	
МЕТОДИКА ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	129
4.1 Мета і задачі досліджень.....	129
4.2 Об'єкт експериментальних досліджень.....	130
4.3 Програма дорожніх випробувань автомобіля категорії М1.....	131
4.4 Методика проведення дорожніх випробувань.....	134
4.5 Вимірювальна та реєструюча апаратура.....	136
4.6 Методика опрацювання результатів експериментальних досліджень.....	149
4.7 Висновки до четвертого розділу.....	153
РОЗДІЛ 5	
РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЗМІНИ КУТІВ СХОДЖЕННЯ КОЛІС ПІД ЧАС РУХУ АВТОМОБІЛЯ.....	154

5.1 Аналіз результатів досліджень при русі автомобіля з постійною швидкістю.....	154
5.2 Аналіз результатів досліджень при русі автомобіля на перехідних режимах.....	158
5.3 Аналіз результатів досліджень при криволінійному русі автомобіля.....	160
5.3.1 Аналіз результатів досліджень зміни кутів сходження коліс під час руху автомобіля по колу.....	160
5.3.2 Аналіз результатів досліджень дії бокової сили в зоні контакту колеса з дорогою під час руху автомобіля по колу.....	166
5.4 Аналіз впливу кутів сходження коліс на експлуатаційні показники автомобіля.....	171
5.5 Висновки до п'ятого розділу.....	176
ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	178
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	180
ДОДАТОК А.....	195
ДОДАТОК Б.....	196
ДОДАТОК В.....	197

## 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. Єчеїстова, В.Ф. Платонова, Г.А. Гаспарянца, В.І. Кнороза, Є.В. Кленнікова [3, 4, 14-18, 38, 40, 41, 51-56, 62-65, 80, 85, 95, 107, 108, 114] 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 статиці.

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.

### **Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.**

Дисертаційна робота є складовою частиною науково-дослідницьких робіт кафедри «Автомобілі» Запорізького національного технічного університету за темою «Робочі процеси агрегатів і механізмів колісних

транспортних засобів та їх вплив на експлуатаційні показники» (номер держаної реєстрації 01912) та «Дослідження механіки та енергетики автомобілів і автопоїздів», номер держаної реєстрації 0104U003346, що виконується кафедрою «Автомобілі» Національного транспортного університету.

**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 дисертаційній 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 М1 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.

**Практичне значення одержаних результатів роботи.** Обґрунтовані в дисертаційній роботі методи визначення кінематичних характеристик керуючого колісного модуля застосовуються для поліпшення експлуатаційних показників автомобілів під час розробки нових моделей транспортних засобів НТЦ ПАТ «ЗАЗ».

Розроблено мобільну науково дослідну лабораторію для дорожніх випробувань колісного керуючого модуля на базі автомобіля DAEWOO-FSO LANOS TF48Y.

На основі теоретичних та експериментальних досліджень визначені оптимальні початкові кути сходження коліс для різних режимів руху передньоприводного автомобіля категорії М1.

Результати роботи впроваджені в навчальний процес кафедри «Автомобілі» Запорізького національного технічного університету при підготовці фахівців зі спеціальності «Колісні та гусеничні транспортні засоби».



**Особистий внесок здобувача.** Всі основні результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно та опубліковано у 18 наукових працях та у 3 патентах на корисну модель.

Роботи [78, 79, 115-119, 121] написані одноосібно. У роботах, виконаних у співавторстві, здобувачу належать: [7] – розроблена методика знаходження координат центру автомобільного колеса при різних варіантах його встановлення; [11] – запропоновано математичну модель зміни кутів сходження коліс під час руху автомобіля; [25, 29, 30] – постановка задачі та аналіз експлуатаційних показників, на які впливають кути установки коліс; [26, 27] – аналіз і класифікація засобів та пристроїв для вимірювання сходження керованих коліс автомобіля; [28, 31] – проведено аналіз систем регулювання кутів сходження коліс автомобіля; [32] – розроблено методику розрахунку кінематичних показників колісного вузла підвіски автомобіля; [37] – проведено аналіз виникнення похибок при роботі різноманітних датчиків на базі мікроелектромеханічних систем; [77] – розробка конструкції пристрою виміру бокової сили, що діє на колесо автомобіля.

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати дисертаційної роботи були представлені на міжнародних науково-технічних конференціях «Наука – образованию, производству, экономике» (м. Мінськ, БНТУ, 2009 р., 2010 р.) [29, 30]; на наукових конференціях професорсько-викладацького складу і студентів Національного транспортного університету (м. Київ, НТУ, 2010 р., 2011 р.) [31, 116]; на міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (м. Житомир, 2010 р.); на міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні тенденції розвитку машинобудування та транспорту» (м. Кременчук, 2010 р.); на міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (м. Вінниця, ВНТУ, 2015 р.) [117]; на науково-практичних конференціях «Тиждень науки» (м. Запоріжжя, ЗНТУ 2016 р., 2017 р.) [118, 121]; на міжнародній науково-практичній інтернет-конференції «Проблеми і перспективи розвитку

автомобільного транспорту» (м. Вінниця, ВНТУ, 2016 р.) [37]; на міжнародній науково-технічній конференції «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей» (м. Луцьк, 2016 р.); на міжнародній науково-практичній конференції «Прикладні науково-технічні дослідження» (м. Івано-Франківськ, АТНУ, 2017 р.) [120].

**Публікації.** За темою дисертаційної роботи опубліковано 21 роботу, в тому числі 8 у фахових виданнях затверджених ДАК України, 1 – у іноземному виданні, отримано 3 патенти на корисну модель та 9 праць у тезах та матеріалах наукових конференцій. Чотири роботи виконано без співавторів.

**Структура та обсяг роботи.** Дисертаційна робота включає в себе анотацію, вступ, п'ять розділів, висновки, список використаних джерел з 137 найменувань та 3 додатки. Повний обсяг дисертації складає 200 сторінок, з них 160 сторінок основного тексту, 81 рисунок та 2 таблиці.

## 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 [97] систематизувати і розробити основи теорії робочих процесів та розрахунків керуючих колісних модулів.

Узагальнений вид керуючого колісного модуля легкового 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 контактї шини з дорогою та моментом опору повороту шини.

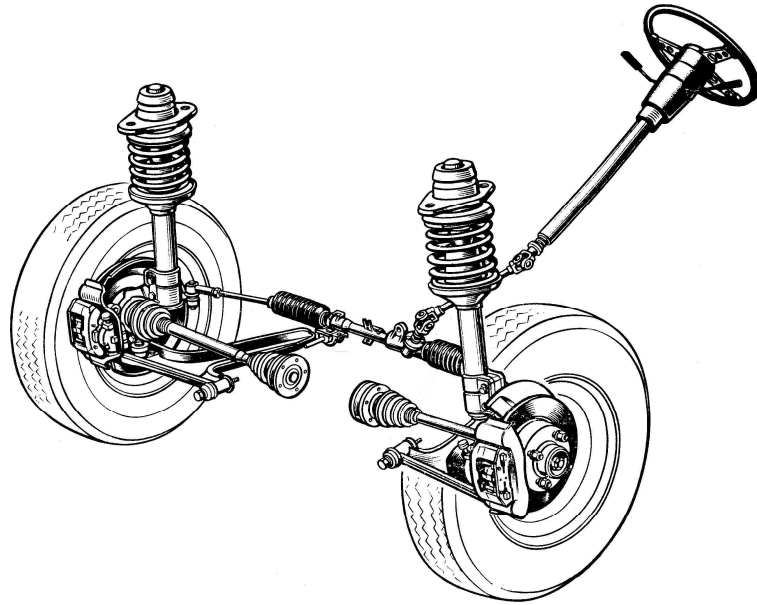


Рисунок 1.1 – Принципова схема керуючого колісного модуля  
легкового автомобіля

До керуючого модуля висуваються наступні вимоги:

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

Автор теорії колісних керуючих модулів [97, 98] зазначає, що фактором, який характеризує легкість керування є величина зусилля на рульовому колесі, яка пропорційна моменту опору повороту керованих коліс.

Легке рульове керування оказує значний вплив на підвищення середньоексплуатаційної 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  $\alpha$  і сходження  $\epsilon$  коліс, та кутами поперечного  $\beta$  і поздовжнього  $\gamma$  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 контакті шини з дорогою [18, 21,

38, 40, 107, 125]. Так, згідно Б.С. Фалькевича [107], при коченні коліс зі сходженням крім кутів відведення  $\delta$  виникають сили  $Y_\varepsilon$ , 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).

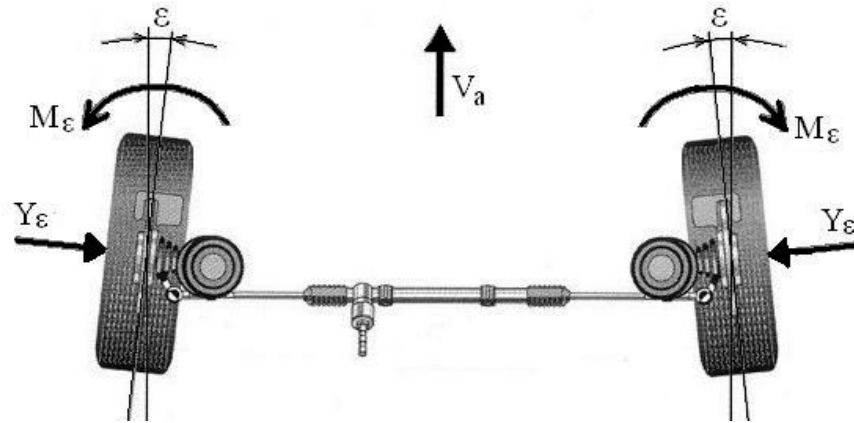


Рисунок 1.2 – Схема дії сил і моментів при коченні коліс із кутами сходження

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:

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

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:

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

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. Freindenstein [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 [127], аналізуючи параметри установки шворня, зробив висновок, що так як велика кількість факторів створює тенденцію до

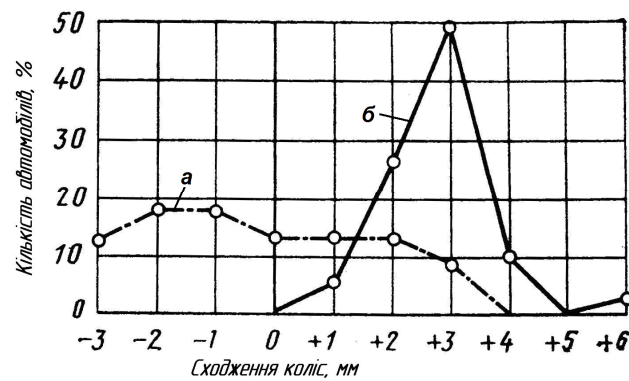
розходження передніх коліс (позитивний кут розвалу і плече обкату), чим до їхнього сходження (позитивний кут позовжнього нахилу шворня), то керованим колесам необхідно додати деяке сходження. При русі автомобіля зазори, що наявні в шарнірах рульових тяг вибираються і колеса котяться прямо. Аналогічні міркування зустрічаються в інших роботах [38, 46, 50, 70, 129].

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.

Г.А. Гаспарянц у своїх роботах [14, 15, 16] показав, що відхилення сходження коліс від нульових значень викликає підвищене зношування шин. Зношування залежить від сходження коліс у четвертому ступені.

У роботі [90] Й. Раймпель прийшов до висновку, що найменше зношування шини відбувається у випадку точного прямолінійного кочення колеса. На легкових автомобілях класичної компоновки сходження становить приблизно 2-3 мм, а на передньоприводних – від +3 до -2мм. 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

Рисунок 1.3 – Схема розподілу значення сходження коліс автомобілів різної схеми компоновки [90]

На керованість і стійкість руху автомобіля, а також на інтенсивність зношування шин мають великий вплив бокові сили на керованих колесах [9, 33, 34, 109, 114, 130]. Відомо, що відмінність коефіцієнтів опору бічному відведенню окремих шин в експлуатаційних умовах досягає 30% [52, 55, 56, 65, 81]. Щоб одержати оптимальні величини бокових сил на колесах, цей розкид повинен компенсуватися величиною сходження коліс. Тому, наприклад, у роботі [126] 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, 54, 67, 81, 131] дозволяє визначити вплив деяких конструктивних і експлуатаційних факторів на величину сходження коліс. Так, при коченні колеса в певному шарі шини створюється спрямована назад поздовжня 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 шини: 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 [52, 104, 105, 135, 138]:

- 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 підтискається до внутрішнього підшипника цапфи, що запобігає вилянню колеса у випадку появи зазорів в підшипниках цапфи;

- при зношуванні поворотних цапф та внаслідок цього виникнення люфтів, 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 були розглянуті у роботі [40].

Прямолінійне кочення нахилоного колеса [89] супроводжується циркуляцією потужності між перерізами шини, що мають різні радіуси ( $r_1$ ,  $r_2$  і 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.

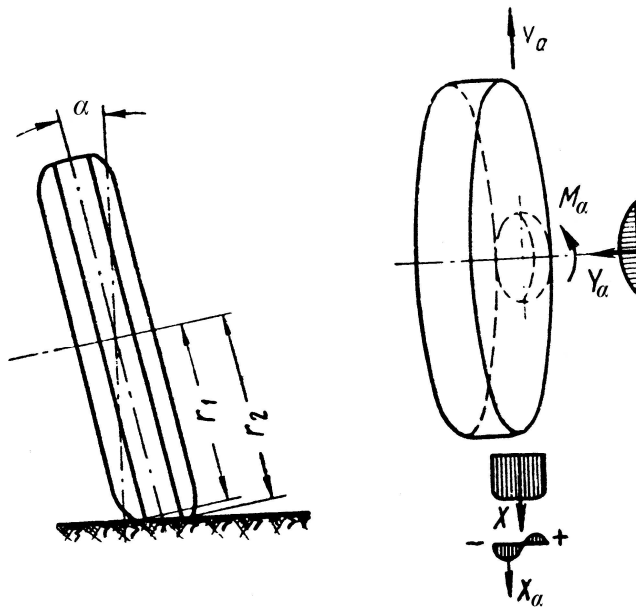


Рисунок 1.4 – Схема кочення нахилоного колеса

Дослідження показують, що негативні реакції, які викликані кутом розвалу, перевищують позитивні, внаслідок чого їх рівнодіюча  $X_\alpha$  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  $X_\alpha$  і крім того виникає момент  $M_\alpha$  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 рульове колесо не повернене та зчеплення шин із дорогою досить велике, то колеса будуть рухатися прямолінійно, але в контакті шин виникнуть елементарні бокові реакції, спрямовані убік нахилу колеса, епюра яких показана на рисунку 1.4 праворуч. Ці реакції дають рівнодіючу силу  $Y_\alpha$ , а при несиметричній епюрі і момент, який підсумовується із  $M_\alpha$ . Усі ці додаткові сили та моменти, які викликані нахилом коліс, збільшують навантаження в рульовому 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  $+5'$  до  $+10'$  (рис. 1.5).

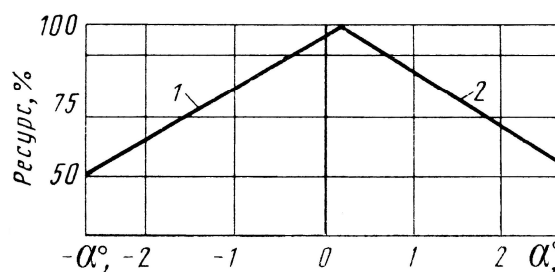


Рисунок 1.5 - Зношування шин залежно від кута розвалу коліс

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.

У ході своїх досліджень Й. Раймпель [90-92] приходить до висновку, що недоліком усіх незалежних підвісок є те, що під час руху на повороті колеса нахиляються разом з кузовом автомобіля, тобто зовнішнє колесо нахиляється відносно дороги в бік позитивного розвалу, і можливість передачі бокової сили цієї більш навантаженої (у порівнянні із внутрішньою) шини зменшується. Для компенсації цього підвіска легкового автомобіля нерідко спроектована таким чином, щоб колесо при ході підвіски – стискання, одержало негативний кут розвалу, а при ході відбою – позитивний.

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 [125] 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 обґрунтовані, однак жодне з них не можна вважати вичерпним.

## **1.4 Аналіз впливу кутів установки коліс на експлуатаційні показники автомобіля**

### **1.4.1 Вплив кутів установки коліс на сили, що діють у площині контакту колеса з дорогою**

Найбільш повно дослідили процес кочення колеса із кутами розвалу та сходження Б.С. Фалькевич, Ю.А. Єчеїстов, В.М. Трубніков у своїй роботі [108]. Вивчаючи розподіл елементарних поперечних реакцій уздовж площі контакту еластичного колеса, дійшли висновку, що можна добитися їхнього зменшення, підібравши відповідним чином по величині та напрямку кути розвалу та сходження, і рекомендують обирати величину сходження для різних типів шин рівним 15-20% від кута розвалу.

Визначаючи поперечні сили, що діють на колесо при коченні з різними кутами розвалу та сходження, В.М. Трубніков [106] 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. Єчеїстов і М.М. Слуцкін [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  $M_\alpha$  і  $M_\epsilon$ .

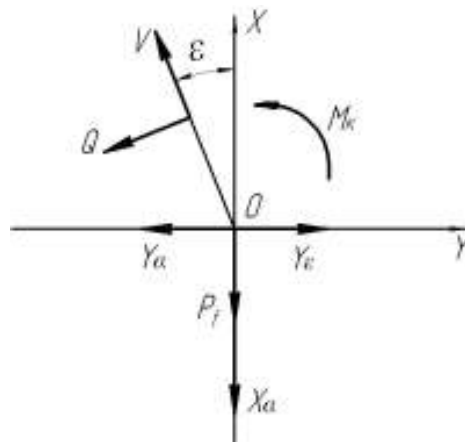


Рисунок 1.6 – Схема сил, яка діє у точці контакту колеса із дорогою, при коченні колеса із кутами розвалу та сходження

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

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

де  $P_v$  – сила опору руху колеса;

$P_f$  – сила опору коченню;

$X_\alpha$  – сила в поздовжній площині кочення колеса, викликана наявністю кута розвалу колеса  $\alpha$ ;

$Y_\alpha, Y_\epsilon$  – сили в поперечній площині кочення колеса, викликані наявністю, відповідно кутів розвалу  $\alpha$  і сходження  $\epsilon$  колеса;

$\alpha, \varepsilon$  – 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:

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

одержимо:

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

Продиференціювавши дане рівняння по  $\varepsilon$  і дорівнявши похідну до нуля, Ю.А. Єчеїстов і М.М. Слущкін запропонували наступне співвідношення для визначення оптимального значення кута сходження при даному значенні кута розвалу, при яких опір коченню буде найменший:

$$\varepsilon = \frac{K_{\alpha}}{2K_{\varepsilon}} \cdot \alpha, \quad (1.9)$$

де  $K_{\varepsilon}$  – коефіцієнт зв'язку між боковою силою, обумовленою кутом сходження і величиною цього кута;

$K_{\alpha}$  – коефіцієнт зв'язку між боковою силою, викликаною кутом розвалу і величиною цього кута.

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.



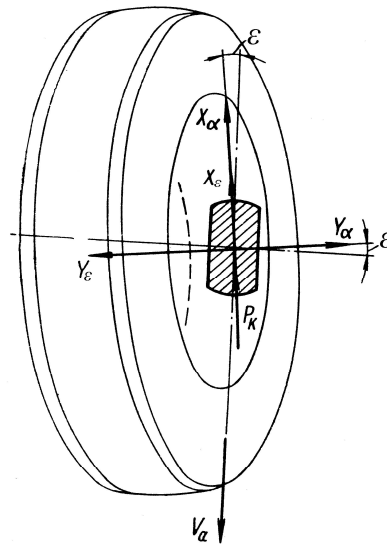


Рисунок 1.7 – Схема сил, які діють у контактї колеса, що котиться з кутами розвалу та сходження

При коченні колеса з кутами розвалу та сходження виникають поперечні сили  $Y_\alpha$ ,  $Y_\epsilon$  і додаткові сили опору коченню  $X_\alpha$ ,  $X_\epsilon$ , які викликані цими кутами. Так як значення кутів  $\alpha$  і  $\epsilon$  невеликі, то можна вважати, що сили  $X_\alpha$  і  $X_\epsilon$  пропорційні відповідним кутам:

$$X_\alpha = K_1 \cdot \alpha \quad X_\epsilon = K_2 \cdot \epsilon. \quad (1.10)$$

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:

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

Враховуючи невелику величину кута  $\epsilon$ , одержано:

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

Продиференціювавши останній вираз по куту  $\varepsilon$  і прирівнявши отриману похідну нулю, Іларіонов В.А. одержав оптимальний кут сходження:

$$\varepsilon = \frac{K_{\alpha} \cdot \alpha - K_2}{2K_{\varepsilon}} , \quad (1.13)$$

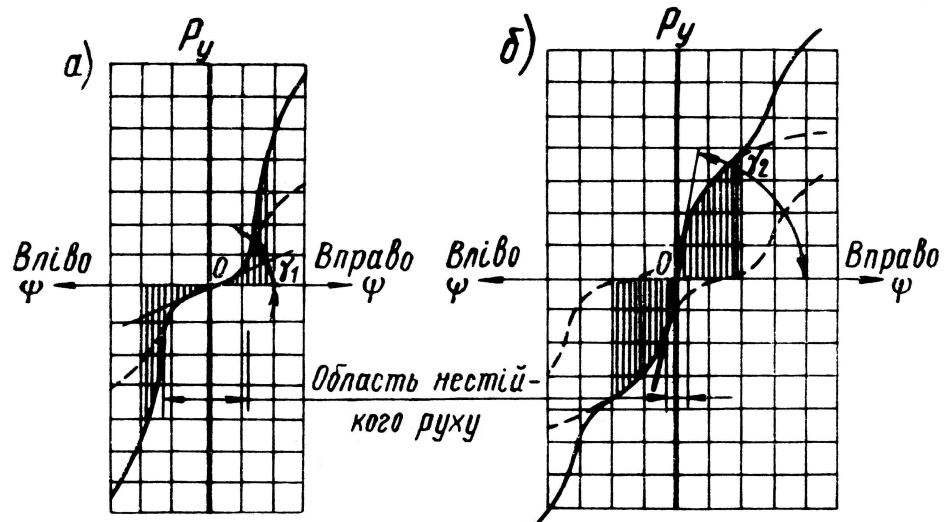
де  $K_2$  – коефіцієнт, що враховує зміни сили опору коченню внаслідок відведення.

Він також показав, що при коченні колеса з кутом розвалу, одночасне зменшення поперечних і поздовжніх дотичних реакцій у контакті колеса із дорогою неможливо, тому що для того, щоб бокові сили, які викликані кутами розвалу та сходження врівноважили одна одну, необхідне виконання умови (1.14), яке не відповідає виразу (1.13):

$$\varepsilon = \frac{K_{\alpha}}{K_{\varepsilon}} \cdot \alpha . \quad (1.14)$$

А. Янте [122] обґрунтовує необхідність сходження коліс, виходячи з особливостей зміни коефіцієнта зчеплення шини із дорогою. При невеликому проковзуванні коефіцієнт  $\varphi$  невеликий. По мірі збільшення проковзування  $\varphi$  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  $\varphi$ . 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  $\psi$  відхилення поздовжньої осі автомобіля від напрямку руху. Якщо вертикальне навантаження не змінюється, то сила зчеплення залежить тільки від коефіцієнта  $\varphi$ . Отже, можна побудувати графік залежності

поперечної сили від кута  $\psi$ , 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

Рисунок 1.8 – Поперечні сили при коченні коліс

При невеликих кутах  $\psi$  (рис. 1.8 а) поперечна 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).

За параметр стійкості автор [122] рекомендує прийняти тангенс кута нахилу дотичної до сумарної кривої на початку координат. У другому випадку його величина набагато більша, ніж у першому, отже, якщо керовані колеса встановлені із сходженням, то поперечні сили тертя збільшуються значно швидше, чим при встановленні коліс без сходження, що і забезпечує стійкість руху.

Наведене пояснення, як відзначає В.А. Іларіонов [41], є спірним тому що:

- при вільному коченні керованих коліс зчеплення використовується не повністю та «нестійкий рух» може виникнути лише у випадку дії більших поздовжніх і поперечних сил;

- якщо на автомобіль діють сили, що викликають відхилення його від прямолінійного руху, то спочатку почнеться відведення шин, а не ковзання;

- зсув кривих на рис. 1.8 б., відповідає величині сходження, приблизно, в  $4 - 5^\circ$ , тоді як його величина в сучасних автомобілів не перевищує  $40'$ .

У роботі [22] автори визначають оптимальне співвідношення між кутами сходу та розвалу по мінімальній величині бокової сили. Результати дослідів наведені на рисунку 1.9.

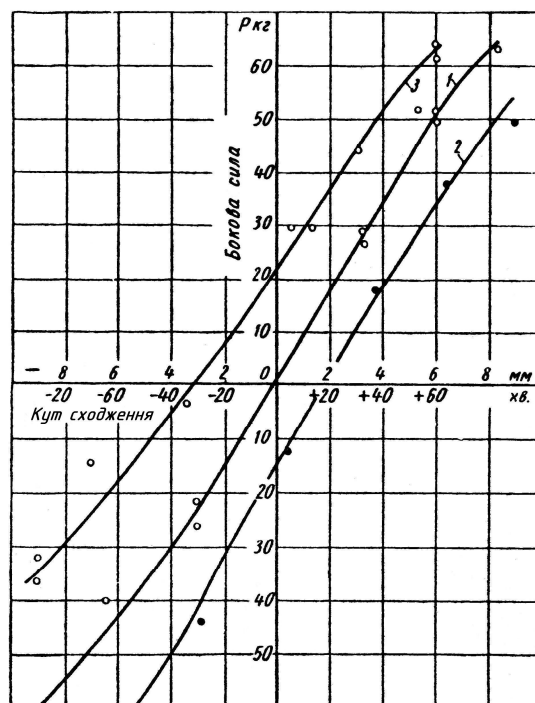


Рисунок 1.9 – Залежність бокової сили від кутів сходження коліс при різних кутах розвалу

Із графіка видно, як при куті розвалу коліс рівному нулю (крива 1, рис. 1.9) зі збільшенням як позитивного, так і негативного кута сходження бокова сила на колесах збільшується. Однак при більших значеннях як позитивного, так і негативного сходження коліс бокова сила збільшується менше (спостерігається вигин прямої), це відбувається в результаті збільшення відсотка проковзування елементів протектора шини в площині контакту.

Позитивний кут розвалу коліс призводить при позитивному куті сходження до зменшення бокової сили, а при негативному сходженні – до її збільшення. При позитивному куті розвалу та сходження (крива 2, рис. 1.9) бокова сила дорівнює нулю, тобто відбувається компенсація дотичних сил, викликаних кутами розвалу і сходження коліс. Автори роблять висновок, що для забезпечення компенсації сил у контакті колеса, що котиться, обумовлених кутами установки, необхідно при заданому позитивному куті розвалу кут сходження брати приблизно в 4 рази меншим кута розвалу.

Негативний кут розвалу коліс (крива 3, рис. 1.9) при позитивному куті сходження збільшує бокову силу, а при негативному – зменшує її, причому негативний кут розвалу менш ефективно впливає на зміну бокової сили, чим позитивний кут розвалу. Компенсуюча дія сил у контакті колеса із дорогою відбувається в цьому випадку при меншому співвідношенні негативних кутів розвалу і сходження.

#### **1.4.2 Вплив кутів установки коліс на зношування шин**

Достатня кількість робіт [3-5, 10, 12, 51, 53, 71-74, 89, 58, 85-88, 123, 133, 134, 136] 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 контакті 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. Каменєв [43, 44]. Крім того, він виходить із того, що витрати потужності на кочення нахилоного 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 нахилоного 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 (1.17):

$$\frac{\Delta P}{\sum P} = \frac{B_u^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha}{2 \cdot \gamma_u \cdot r_k \cdot \sum P(r_k - \operatorname{tg} \alpha \cdot B_u)} ; \quad (1.16)$$

$$\frac{\Delta M}{\sum M} = \frac{B_u^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha}{\gamma_u \cdot r_k \cdot \sum M(2 \cdot r_k - \operatorname{tg} \alpha \cdot B_u)} , \quad (1.17)$$

де  $B_{ш}$  – ширина профілю шини;

$\alpha$  – кут розвалу колеса;

$\gamma_{ш}$  – коефіцієнт тангенціальної еластичності шини;

$r_k$  – радіус кочення колеса.

В.Д. Каменєв використав рівняння зв'язку М.В. Келдиша для визначення кутів відведення через величину втрати енергії в площині контакту нахиленого колеса. У результаті була отримана загальна формула для розрахунку величини сходження колеса, яка має наступний вигляд:

$$\varepsilon = \frac{0,3 \cdot B_{ш}^3 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha}{K_{ш} \cdot \gamma_{ш} \cdot r_k \cdot (r_k - \operatorname{tg} \alpha \cdot B_{ш})}, \quad (1.18)$$

де 0,3 – коефіцієнт пропорційності, визначений експериментально;

$K_{ш}$  – коефіцієнт кутової жорсткості шини.

З рівняння (1.18) випливає, що між кутами розвалу та сходження коліс існує цілком певна залежність, яка виражається нелінійною функцією. Отже, при роботі підвіски кожному миттєвому значенню кута розвалу повинно вибиратися відповідне миттєве значення кута сходження коліс. А це можливо тільки шляхом сполучення функції  $\varepsilon = f(\alpha)$ , отриманої за результатами розрахунку з використанням рівняння (1.18) і обумовленої правильним вибором довжин важелів підвіски та рульового привода.

В.Д. Каменєв пропонує аналітичну залежність, яка пов'язує кути установки коліс із параметрами підвіски:

$$\varepsilon = \arccos \left[ 1 - \frac{l_k^2 \cdot l_h^2}{8 \cdot l_p^2 \cdot l_c^2} \cdot \left( \frac{l_1 - l_2}{l_1 \cdot l_2} \right)^2 \right] \quad (1.19)$$

де  $l_k$  – відстань від осі нижнього важеля підвіски до осі важеля рульової трапеції;

$l_h$  – переміщення осі цапфи у вертикальній площині (хід підвіски);

$l_p$  – довжина важеля рульової трапеції;

$l_c$  – відстань між верхнім і нижнім важелями підвіски;

$l_1, l_2$  – довжина важелів підвіски.

Спільне рішення рівнянь (1.18) і (1.19) дає можливість для розрахунку оптимальних величин параметрів підвіски та рульового привода з урахуванням характеристики шин і кутів установки коліс, які забезпечать кінематику їх переміщення із найменшим кутом сходження.

Згідно з роботою [17], оскільки виконати вимір бокової сили в площині контакту шини з дорогою важко, то можна рекомендувати установку сходження коліс за умови відсутності моментів сил в площині контакту шин керованих коліс з дорогою, під час руху автомобіля. Сходження коліс повинне бути обране таким, щоб момент, створений тангенціальною силою у площині контакту шини з дорогою дорівнював нулю та не створював зусилля у поперечній тязі.

Вагомий внесок у вивчення зношування шин вніс Н.М. Кісліцин. У роботах [48, 49] він досліджував вплив кутів установки коліс, кінематики підвіски та рульового привода на довговічність шин. 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.

#### **1.4.3 Вплив кутів установки коліс на їх автоколювання**

Автоколювання 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 колювання є небезпечними і важкоподоланими, тому розробка методів боротьби з ними представляє собою дуже відповідальну задачу, яка розглядалася в багатьох наукових працях [23, 57, 60, 69, 80, 93, 95, 96, 100-103, 110-113].

Досліджуючи причини виникнення автоколювань 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 колювань 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. Тепер [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 (шіммі), 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 невірноваженості керованих коліс на стійкість їх руху. При складанні рівнянь руху змущених коливань коліс навколо шворнів, а також рівнянь руху автономної коливальної системи, автор, наслідуючи В.Г. Терлецького, урахувала додаткові збільшення бокових сил та повертаючих моментів внаслідок установки коліс із кутами розвалу та сходження.

У роботах Д.Ф. Фортункова [110-113] вперше зроблена спроба аналітично виразити взаємозв'язок між кутами установки коліс, сприятливий з погляду стійкості їх руху. Автор одержав формули, що зв'язують кут поздовжнього нахилу шворня з іншими параметрами установки коліс: кутом поперечного нахилу шворня, розвалу та сходження.

В.Н. Ребедаило в своїй роботі [93] на відміну від В.Г. Терлецького та Д.Ф. Фортункова, які використовували спрощену лінійну модель системи «колеса – передня вісь – рульове керування», розробив математичну модель системи з урахуванням рівнянь кінематичних зв'язків колеса із дорогою по М.В. Келдишу. У результаті аналізу стійкості системи було встановлено, що її поведінка залежить як від кута поздовжнього нахилу шворня та коефіцієнтів пружного та гіроскопічного зв'язку між елементами системи, так і від кутів розвалу та сходження керованих коліс. Автор навів висновок, що

кут розвалу коліс та поздовжній нахил шворнів необхідно вибирати з умови забезпечення стійкого руху коліс, а кут сходження – з мінімального зношування шин.

### **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. Таким чином, невисока вартість, простота конструкції, легкість

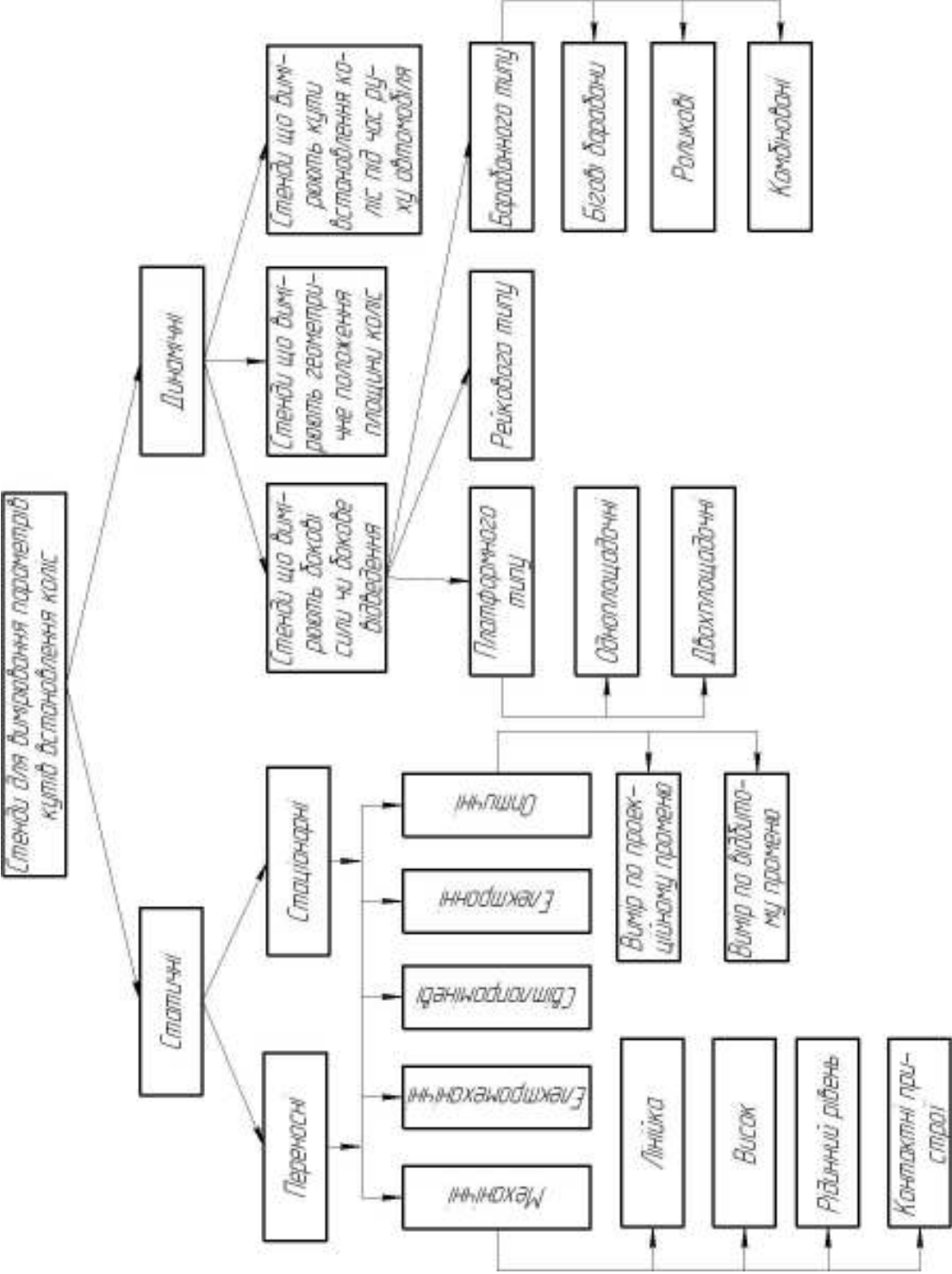


Рисунок 1.10 – Класифікація засобів контролю встановлення керованих коліс

користування і виконання їх переносними - основні переваги пристроїв цієї групи. 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 сходження  $\pm 5$  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 юстировки 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 проекційному променю або методом виміру по відбитому променю. При вимірі кутів по проекційному променю на автомобільне колесо кріплять проектор, що посиляє на екран, котрий перебуває перед автомобілем, вузький світловий або лазерний промінь. Змінюючи положення проектора 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 який вбудований

проектор, встановлюється вертикально і паралельно напрямку руху автомобіля. На дзеркало посилається 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 у 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 взаємне розташування коліс, у тому числі паралельність осей, сходження коліс, кути повороту. Електронні пристрої останнього покоління, так звані 3D стенди, забезпечують найбільш швидкий і зручний спосіб виміру кутів встановлення коліс 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 коліс 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 коліс 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 коліс. Ця операція виключає вплив кривизни коліс і завжди наявного перекосу кронштейнів вимірювальної апаратури, що кріпиться до коліс. Як правило, ця операція пов'язана з обертанням вивішеного 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 коліс у процесі руху автомобіля або при обертанні коліс 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 пристроєм 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  $6^\circ$  і кутом відведення від 0 до  $4^\circ$ , лінійно залежать від величини кута, а бічна деформація в контакті 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 переміщаються 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, роликами 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 переміщаються, 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 переналагодження 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 не відтворюються 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 кілька 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 непостійність 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.

Основні результати досліджень, проведених у даному розділі, наведено у роботах [25-28, 30, 116].

## 1.6 Мета та задачі дослідження

Аналіз різноманітних досліджень виконаних як у нас в країні, 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 ЛЕГКОВОГО 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  $\beta$  та поздовжнього  $\gamma$  нахилу осі повороту колеса, кутами розвалу  $\alpha$  та сходження  $\epsilon$  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.

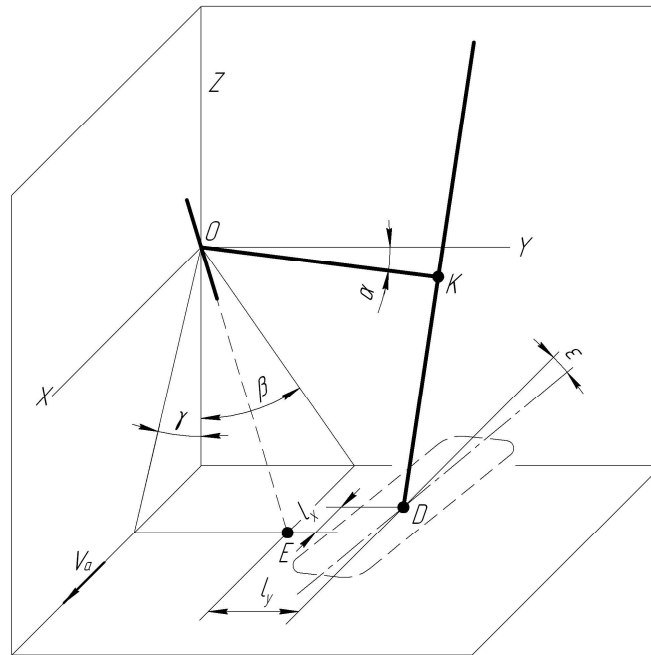


Рисунок 2.1 – Схема колісного вузла з кутами нахилу осі повороту та колеса

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  $\beta$  та поздовжнього  $\gamma$  нахилу осі повороту колеса. Точку  $E$  визначають плечем обкату і плечем стабілізації.

Плеche обкату - конструктивна величина; відстань  $l_y$  в поперечній площині від центру точки контакту нерухомого колеса до точки перетину осі

повороту колеса з горизонтальною опорною 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 опорною 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  $0^\circ$ , 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. З 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.

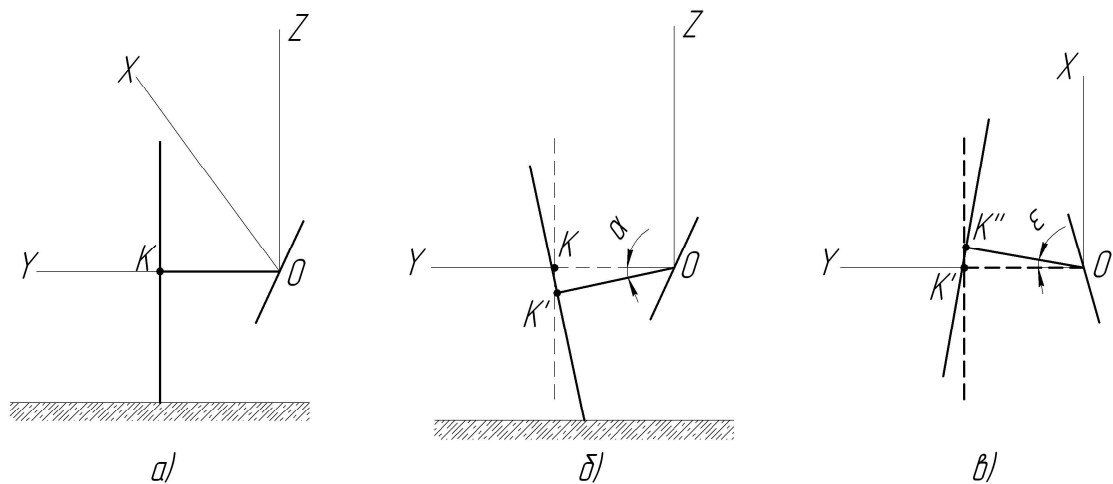


Рисунок 2.2 – Схема встановлення колеса автомобіля з кутами розвалу і сходження

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 –  $l_u$ , тобто

$$OK = l_u;$$

$\alpha$  – кут розвалу колеса автомобіля;

$\varepsilon$  – кут сходження колеса автомобіля.

Необхідно зазначити, що схеми 2.2 та 2.3 відображають встановлення колеса автомобіля при  $\alpha > 0$  та  $\varepsilon > 0$ . 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  $(0, l_{\psi}, 0)$ , далі ці координати змінюються внаслідок повороту цапфи  $OK$  на кут  $\alpha$ , 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  $\varepsilon$  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 множення 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  $\alpha$  та  $\varepsilon$  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  $\alpha$  відносно осі  $OX$ ;

$X''Y''Z''O$  – допоміжна система координат, яку отримано шляхом повороту допоміжної системи координат  $X'Y'Z'O$  на кут  $\varepsilon$  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.

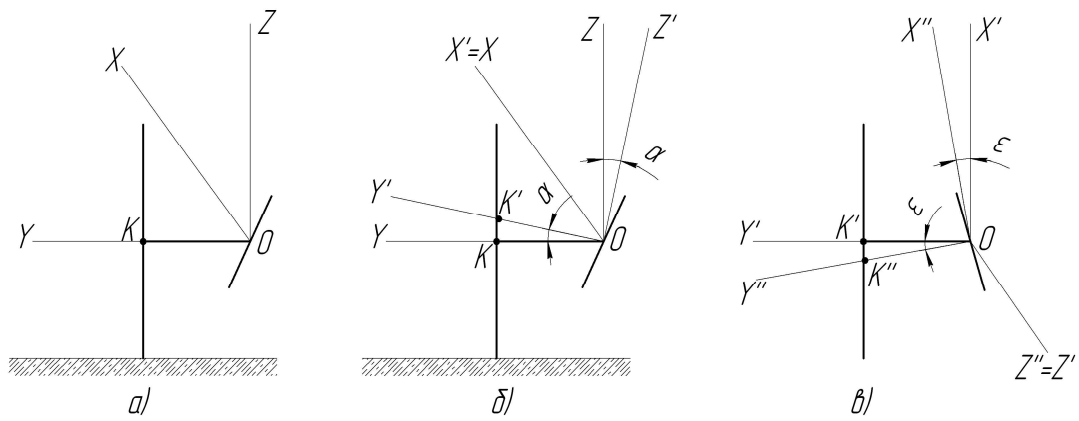


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема для визначення координат центру колеса, при повороті осей координат у протилежному напрямку до повороту цапфи колеса при її встановленні із кутами  $\alpha > 0$  та  $\varepsilon > 0$

Спочатку знайдемо координати точки  $K$  після повороту системи координат  $XYZO$  відносно осі  $OX$  на кут  $\alpha$ :

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

де  $M_{ox}$  – матриця повороту відносно осі  $OX$  на кут  $\alpha$ ;

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

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

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

де  $M_{oz'}$  – матриця повороту відносно осі  $OZ'$  на кут  $\varepsilon$ ;

$K'$  – координати точки  $K$  в системі координат  $X'Y'Z'O$ .

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

$$K'' = M_{oz'} \cdot M_{ox} \cdot K. \quad (2.3)$$

Якщо взяти до уваги, що:

$$M_{oz'} \cdot M_{ox} = M_{\Sigma}, \quad (2.4)$$

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

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

Або в матричному вигляді:

$$\begin{pmatrix} X''_{\kappa} \\ Y''_{\kappa} \\ Z''_{\kappa} \end{pmatrix} = M_{\Sigma} \cdot \begin{pmatrix} X_{\kappa} \\ Y_{\kappa} \\ Z_{\kappa} \end{pmatrix}. \quad (2.6)$$

У відповідності до рисунку 2.3 матриця повороту відносно осі  $OX$  на кут  $\alpha$  дорівнює:

$$M_{ox} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & \sin \alpha \\ 0 & -\sin \alpha & \cos \alpha \end{pmatrix}. \quad (2.7)$$

Матриця повороту відносно осі  $OZ'$  на кут  $\varepsilon$  має вигляд:

$$M_{oz'} = \begin{pmatrix} \cos \varepsilon & \sin \varepsilon & 0 \\ -\sin \varepsilon & \cos \varepsilon & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (2.8)$$

У відповідності до формули (2.4) загальна матриця повороту дорівнює:

$$M_{\Sigma} = \begin{pmatrix} \cos \varepsilon & \sin \varepsilon & 0 \\ -\sin \varepsilon & \cos \varepsilon & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & \sin \alpha \\ 0 & -\sin \alpha & \cos \alpha \end{pmatrix}.$$

Тобто:

$$M_{\Sigma} = \begin{pmatrix} \cos \varepsilon & \sin \varepsilon \cdot \cos \alpha & \sin \varepsilon \cdot \sin \alpha \\ -\sin \varepsilon & \cos \varepsilon \cdot \cos \alpha & \cos \varepsilon \cdot \sin \alpha \\ 0 & -\sin \alpha & \cos \alpha \end{pmatrix}. \quad (2.9)$$

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:

$$\begin{aligned} \cos^2 \varepsilon + \sin^2 \varepsilon \cdot \cos^2 \alpha + \sin^2 \varepsilon \cdot \sin^2 \alpha &= 1; \\ \sin^2 \varepsilon + \cos^2 \varepsilon \cdot \cos^2 \alpha + \cos^2 \varepsilon \cdot \sin^2 \alpha &= 1; \\ \sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha &= 1. \end{aligned}$$

Підставивши отримане значення загальної матриці повороту (2.9) до формули (2.6) маємо наступний вираз:

$$\begin{pmatrix} X''_{\kappa} \\ Y''_{\kappa} \\ Z''_{\kappa} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \varepsilon & \sin \varepsilon \cdot \cos \alpha & \sin \varepsilon \cdot \sin \alpha \\ -\sin \varepsilon & \cos \varepsilon \cdot \cos \alpha & \cos \varepsilon \cdot \sin \alpha \\ 0 & -\sin \alpha & \cos \alpha \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} X_{\kappa} \\ Y_{\kappa} \\ Z_{\kappa} \end{pmatrix};$$

$$\begin{pmatrix} X''_{\kappa} \\ Y''_{\kappa} \\ Z''_{\kappa} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X_{\kappa} \cdot \cos \varepsilon & Y_{\kappa} \cdot \sin \varepsilon \cdot \cos \alpha & Z_{\kappa} \cdot \sin \varepsilon \cdot \sin \alpha \\ -X_{\kappa} \cdot \sin \varepsilon & Y_{\kappa} \cdot \cos \varepsilon \cdot \cos \alpha & Z_{\kappa} \cdot \cos \varepsilon \cdot \sin \alpha \\ 0 & -Y_{\kappa} \cdot \sin \alpha & Z_{\kappa} \cdot \cos \alpha \end{pmatrix}. \quad (2.10)$$

Тобто:

$$\begin{aligned}
X''_K &= X_K \cdot \cos \varepsilon + Y_K \cdot \sin \varepsilon \cdot \cos \alpha + Z_K \cdot \sin \varepsilon \cdot \sin \alpha; \\
Y''_K &= -X_K \cdot \sin \varepsilon + Y_K \cdot \cos \varepsilon \cdot \cos \alpha + Z_K \cdot \cos \varepsilon \cdot \sin \alpha; \\
Z''_K &= -Y_K \cdot \sin \alpha + Z_K \cdot \cos \alpha.
\end{aligned}
\tag{2.11}$$

З урахуванням того, що координати точки  $K$  в основній системі координат дорівнюють  $X_K = 0$ ,  $Y_K = l_y$ ,  $Z_K = 0$ , то вираз (2.11) прийме наступний вигляд:

$$\begin{aligned}
X''_K &= l_y \cdot \cos \alpha \cdot \sin \varepsilon; \\
Y''_K &= l_y \cdot \cos \alpha \cdot \cos \varepsilon; \\
Z''_K &= -l_y \cdot \sin \alpha.
\end{aligned}
\tag{2.12}$$

Координати центру колеса або кінця цапфи (точки  $K$ ) дорівнюють:

$$\text{при } \alpha = 0, \varepsilon = 0 \qquad X_K = 0, \quad Y_K = l_y, \quad Z_K = 0;$$

$$\text{при } \alpha > 0, \varepsilon > 0$$

$$\begin{aligned}
X_K &= l_y \cdot \cos \alpha \cdot \sin \varepsilon; \\
Y_K &= l_y \cdot \cos \alpha \cdot \cos \varepsilon; \\
Z_K &= -l_y \cdot \sin \alpha.
\end{aligned}
\tag{2.13}$$

Треба відзначити, що система рівнянь (2.11) дозволяє перейти від системи координат  $XYZO$  до системи координат  $X''Y''Z''O$ , тобто знаючи координати будь-якої точки в системі координат  $XYZO$ , ми можемо знайти координати цієї точки в системі координат  $X''Y''Z''O$ . Для того, щоб вирішити цю задачу в зворотній послідовності, тобто знаючи координати точки в системі координат  $X''Y''Z''O$  знайти координати цієї точки в системі координат  $XYZO$ , необхідно загальну матрицю повороту (2.9) транспонувати і помножити на координати точки в системі координат  $X''Y''Z''O$ :

$$\begin{pmatrix} X_K \\ Y_K \\ Z_K \end{pmatrix} = M_{\Sigma}^T \cdot \begin{pmatrix} X_K'' \\ Y_K'' \\ Z_K'' \end{pmatrix}. \quad (2.14)$$

$$M_{\Sigma}^T = \begin{pmatrix} \cos \varepsilon & -\sin \varepsilon & 0 \\ \sin \varepsilon \cdot \cos \alpha & \cos \varepsilon \cdot \cos \alpha & -\sin \alpha \\ \sin \varepsilon \cdot \sin \alpha & \cos \varepsilon \cdot \sin \alpha & \cos \alpha \end{pmatrix};$$

$$\begin{aligned} X &= X'' \cdot \cos \varepsilon - Y'' \cdot \sin \varepsilon; \\ Y &= X'' \cdot \sin \varepsilon \cdot \cos \alpha + Y'' \cdot \cos \varepsilon \cdot \cos \alpha - Z'' \cdot \sin \alpha; \\ Z &= X'' \cdot \sin \varepsilon \cdot \sin \alpha + Y'' \cdot \cos \varepsilon \cdot \sin \alpha + Z'' \cdot \cos \alpha. \end{aligned} \quad (2.15)$$

### 2.1.2 Визначення координат точки контакту колеса та горизонтальної опорної поверхні

Для визначення координат точки  $D$  скористаємося рисунком 2.1. Так як цапфа  $OK$  і колесо радіусом  $KD$  мають жорсткий зв'язок та завжди перпендикулярні один до одного, то можна стверджувати, що  $OK$  і  $KD$  лежать в одній площині, а значить абсциса точки  $D$  дорівнює абсцисі точки  $K$ , тобто  $X_D = X_K$ .

Для знаходження решти координат точки  $D$ , а саме її ординати та аплікати, скористуємося властивостями векторів  $\overline{OK}$  та  $\overline{DK}$ . Так як вектори  $\overline{OK}$  та  $\overline{DK}$  перпендикулярні, то їх скалярний добуток дорівнює нулю [8]:

$$\overline{OK} \cdot \overline{DK} = 0, \quad (2.16)$$

або:

$$(X_K - X_O) \cdot (X_K - X_D) + (Y_K - Y_O) \cdot (Y_K - Y_D) + (Z_K - Z_O) \cdot (Z_K - Z_D) = 0. \quad (2.17)$$

Запишемо рівняння довжини вектора  $\overline{DK}$ :

$$\overline{DK}^2 = (X_K - X_D)^2 + (Y_K - Y_D)^2 + (Z_K - Z_D)^2. \quad (2.18)$$

Таким чином, можемо записати наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} (X_K - X_O) \cdot (X_K - X_D) + (Y_K - Y_O) \cdot (Y_K - Y_D) + (Z_K - Z_O) \cdot (Z_K - Z_D) = 0 \\ (X_K - X_D)^2 + (Y_K - Y_D)^2 + (Z_K - Z_D)^2 = \overline{DK}^2 \end{cases}. \quad (2.19)$$

Якщо взяти до уваги, що  $X_O = 0$ ,  $Y_O = 0$ ,  $Z_O = 0$ ,  $X_D = X_K$ , а  $DK = r$  (де  $r$  – радіус колеса автомобіля), то система рівнянь (2.19) прийме наступний вигляд:

$$\begin{cases} Y_K^2 - Y_K \cdot Y_D + Z_K^2 - Z_K \cdot Z_D = 0 \\ (Y_K - Y_D)^2 + (Z_K - Z_D)^2 = r^2 \end{cases}. \quad (2.20)$$

Ми маємо систему із двох рівнянь з двома невідомими  $Y_D$  та  $Z_D$ , які знаходяться з даної системи рівнянь. Пропускаючи проміжні розрахунки, були отримані наступні значення  $Y_D$  та  $Z_D$ :

$$Y_D = Y_K - \sqrt{\frac{r^2 \cdot Z_K^2}{Y_K^2 + Z_K^2}};$$

$$Z_D = Z_K - \sqrt{\frac{r^2 \cdot Y_K^2}{Y_K^2 + Z_K^2}}.$$

Можна стверджувати, що координати точки контакту колеса із дорогою, тобто точки  $D$  дорівнюють:

$$\begin{aligned}
 X_D &= X_K; \\
 Y_D &= Y_K - \sqrt{\frac{r^2 \cdot Z_K^2}{Y_K^2 + Z_K^2}}; \\
 Z_D &= Z_K - \sqrt{\frac{r^2 \cdot Y_K^2}{Y_K^2 + Z_K^2}}.
 \end{aligned}
 \tag{2.21}$$

Або в розгорненому вигляді маємо:

$$\begin{aligned}
 X_D &= l_y \cdot \sin \varepsilon \cdot \cos \alpha; \\
 Y_D &= l_y \cdot \cos \varepsilon \cdot \cos \alpha - \frac{r \cdot \sin \alpha}{\sqrt{1 - \cos^2 \alpha \cdot \sin^2 \varepsilon}}; \\
 Z_D &= -l_y \cdot \sin \alpha - \frac{r \cdot \cos \varepsilon \cdot \cos \alpha}{\sqrt{1 - \cos^2 \alpha \cdot \sin^2 \varepsilon}}.
 \end{aligned}
 \tag{2.22}$$

### 2.1.3 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]:

$$A \cdot x + B \cdot y + C \cdot z + D_0 = 0, \tag{2.23}$$

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:

$$C \cdot z + D_0 = 0. \quad (2.24)$$

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 (2.24):

$$C \cdot Z_D + D_0 = 0.$$

Звідки:

$$D_0 = -C \cdot Z_D. \quad (2.25)$$

Підставимо знайдене значення  $D_0$  в рівняння площини (2.24):

$$z - Z_D = 0. \quad (2.26)$$

Рівняння прямої в канонічному вигляді може бути записано наступним чином:

$$\frac{x - X_1}{m} = \frac{y - Y_1}{n} = \frac{z - Z_1}{p}, \quad (2.27)$$

де  $X_1, Y_1, Z_1$  – координати точки, через яку проходить пряма;

$m, n, p$  – координати вектора, який колінеарний до даної прямої.

Рівняння вісі повороту колеса, яка проходить через точку  $O$ :

$$\frac{x - X_O}{\cos \alpha_{\text{нкоп}}} = \frac{y - Y_O}{\cos \beta_{\text{нкоп}}} = \frac{z - Z_O}{\cos \gamma_{\text{нкоп}}}, \quad (2.28)$$

де  $X_O, Y_O, Z_O$  – координати точки  $O$ , через яку проходить осі повороту колеса;

$\cos \alpha_{\text{нкоп}}, \cos \beta_{\text{нкоп}}, \cos \gamma_{\text{нкоп}}$  – напрямні косинуси осі повороту колеса.

Для знаходження координат точки  $E$  із умови перетину осі повороту колеса з площиною дороги маємо наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{x - X_O}{\cos \alpha_{\text{нкоп}}} = \frac{y - Y_O}{\cos \beta_{\text{нкоп}}} = \frac{z - Z_O}{\cos \gamma_{\text{нкоп}}} \\ z - Z_D = 0 \end{cases} \quad (2.29)$$

Для вирішення цієї системи рівнянь складемо параметричне рівняння прямої (2.28), для чого прирівняємо дане рівняння до параметру  $t$  таким чином:

$$\frac{x - X_O}{\cos \alpha_{\text{нкоп}}} = \frac{y - Y_O}{\cos \beta_{\text{нкоп}}} = \frac{z - Z_O}{\cos \gamma_{\text{нкоп}}} = t.$$

Тобто:

$$\begin{cases} \frac{x - X_O}{\cos \alpha_{\text{нкоп}}} = t \\ \frac{y - Y_O}{\cos \beta_{\text{нкоп}}} = t \\ \frac{z - Z_O}{\cos \gamma_{\text{нкоп}}} = t \end{cases} \quad (2.30)$$

Або:

$$\begin{cases} x = t \cdot \cos \alpha_{\text{нкоп}} + X_O \\ y = t \cdot \cos \beta_{\text{нкоп}} + Y_O \\ z = t \cdot \cos \gamma_{\text{нкоп}} + Z_O \end{cases} \quad (2.31)$$

Підставимо дану систему рівнянь в рівняння площини, що проходить через точку контакту колеса з дорогою (2.26), і вирішуючи його відносно  $t$ , знайдемо значення параметра:

$$t \cdot \cos \gamma_{\text{нкоп}} + Z_O - Z_D = 0.$$

Звідки:

$$t = \frac{Z_D - Z_O}{\cos \gamma_{\text{нкоп}}}. \quad (2.32)$$

Таким чином:

$$\begin{cases} x = \frac{Z_D - Z_O}{\cos \gamma_{\text{нкоп}}} \cdot \cos \alpha_{\text{нкоп}} + X_O \\ y = \frac{Z_D - Z_O}{\cos \gamma_{\text{нкоп}}} \cdot \cos \beta_{\text{нкоп}} + Y_O \\ z = \frac{Z_D - Z_O}{\cos \gamma_{\text{нкоп}}} \cdot \cos \gamma_{\text{нкоп}} + Z_O \end{cases}$$

Беручи до уваги, що координати точки  $O$  дорівнюють  $X_O = 0$ ,  $Y_O = 0$ ,  $Z_O = 0$ , то маємо наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} x = \frac{Z_D}{\cos \gamma_{\text{нкоп}}} \cdot \cos \alpha_{\text{нкоп}} \\ y = \frac{Z_D}{\cos \gamma_{\text{нкоп}}} \cdot \cos \beta_{\text{нкоп}} \\ z = Z_D \end{cases} \quad (2.33)$$

Координати  $x$ ,  $y$ ,  $z$  - це координати перетину вісі повороту колеса з поверхнею дороги. Можемо записати, що  $x = X_E$ ,  $y = Y_E$ ,  $z = Z_E$ :

$$\begin{aligned} X_E &= \frac{Z_D}{\cos \gamma_{\text{нкоп}}} \cdot \cos \alpha_{\text{нкоп}}; \\ Y_E &= \frac{Z_D}{\cos \gamma_{\text{нкоп}}} \cdot \cos \beta_{\text{нкоп}}; \\ Z_E &= Z_D. \end{aligned} \quad (2.34)$$

Для визначення напрямних косинусів вісі повороту колеса скористаємося методом поворотних матриць, який вже використовувався при визначенні координат центру колеса. Для цього у відповідності з [7, 32] застосуємо розрахункову схему, яка буде найбільш повно відобразити встановлення вісі повороту колеса з поперечним та поздовжнім кутами нахилу, як зображено на рисунку 2.4.

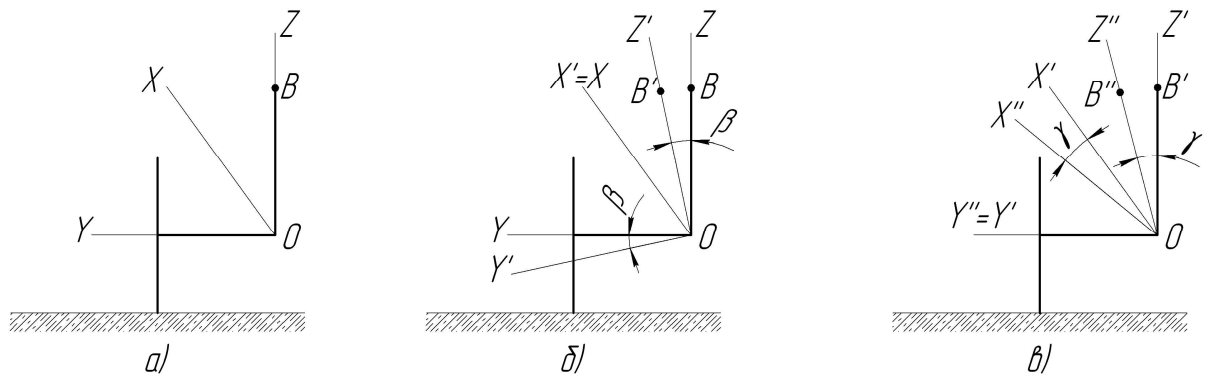


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема для визначення координат кінця стойки підвіски або шворня при  $\beta > 0$  та  $\gamma > 0$

Зазначимо, що для більш широкого розкриття методу поворотних матриць будемо знаходити не тільки напрямні косинуси осі повороту колеса, а і координати верхівки стойки підвіски у місці його кріплення до кузова автомобіля, при цьому будемо вважати, що вісь повороту колеса і стойки підвіски паралельні і співпадають у просторі.

На рисунку 2.4 прийняті такі позначення:

$XYZO$  – основна система координат; при цьому вісь  $OX$  співпадає з напрямком руху автомобіля вперед, а вісь  $OZ$  направлена вгору;

$X'Y'Z'O$  – допоміжна система координат, яка отримана шляхом повороту основної системи координат  $XYZO$  на кут  $\beta$  відносно осі  $OX$ ;

$X''Y''Z''O$  – допоміжна система координат, яка отримана шляхом повороту допоміжної системи координат  $X'Y'Z'O$  на кут  $\gamma$  відносно осі  $OY'$ .

точка  $B$  – точка з'єднання стойки підвіски із кузовом автомобіля;

$OB$  – стойка підвіски або шворінь автомобіля, при цьому довжина стойки дорівнює  $l_{cm}$ , тобто  $OB = l_{cm}$ ;

$\beta$  – поперечний кут нахилу осі повороту колеса;

$\gamma$  – поздовжній кут нахилу осі повороту колеса.

Очевидно, що при  $\beta = 0$  та  $\gamma = 0$  (2.4, а) координати точки  $B$  дорівнюють  $X_g = 0, Y_g = 0, Z_g = l_{cm}$ .

У відповідності до рисунку 2.4, б матриця повороту відносно осі  $OX$  на кут  $\beta$  дорівнює:

$$M_{OX} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \beta & -\sin \beta \\ 0 & \sin \beta & \cos \beta \end{pmatrix}. \quad (2.35)$$

Матриця повороту відносно осі  $OY'$  на кут  $\gamma$  має вигляд (рис. 2.4, в):

$$M_{OY'} = \begin{pmatrix} \cos \gamma & 0 & -\sin \gamma \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \gamma & 0 & \cos \gamma \end{pmatrix}. \quad (2.36)$$

Загальна матриця повороту дорівнює:

$$M_{\Sigma} = \begin{pmatrix} \cos \gamma & 0 & -\sin \gamma \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \gamma & 0 & \cos \gamma \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \beta & -\sin \beta \\ 0 & \sin \beta & \cos \beta \end{pmatrix}.$$

Тобто:

$$M_{\Sigma} = \begin{pmatrix} \cos \gamma & -\sin \gamma \cdot \sin \beta & -\sin \gamma \cdot \cos \beta \\ 0 & \cos \beta & -\sin \beta \\ \sin \gamma & \cos \gamma \cdot \sin \beta & \cos \gamma \cdot \cos \beta \end{pmatrix}. \quad (2.37)$$

Отримана загальна матриця повороту є не чим іншим, як напрямними косинусами стойки підвіски  $OB$  та вісі повороту колеса.

Координати точки  $B$  в системі координат  $X''Y''Z''O$  дорівнюють:

$$\begin{pmatrix} X_B'' \\ Y_B'' \\ Z_B'' \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \gamma & -\sin \gamma \cdot \sin \beta & -\sin \gamma \cdot \cos \beta \\ 0 & \cos \beta & -\sin \beta \\ \sin \gamma & \cos \gamma \cdot \sin \beta & \cos \gamma \cdot \cos \beta \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} X_B \\ Y_B \\ Z_B \end{pmatrix}.$$

Або:

$$\begin{aligned} X_B'' &= X_B \cdot \cos \gamma - Y_B \cdot \sin \gamma \cdot \sin \beta - Z_B \cdot \sin \gamma \cdot \cos \beta \\ Y_B'' &= Y_B \cdot \cos \beta - Z_B \cdot \sin \beta \\ Z_B'' &= X_B \cdot \sin \gamma + Y_B \cdot \cos \gamma \cdot \sin \beta + Z_B \cdot \cos \gamma \cdot \cos \beta \end{aligned} \quad (2.38)$$

Координати точки  $B$  після встановлення стойки підвіски колеса із кутами  $\beta$  та  $\gamma$  будуть дорівнювати:

$$\begin{aligned} X_B &= -l_{cm} \cdot \cos \beta \cdot \sin \gamma; \\ Y_B &= -l_{cm} \cdot \sin \beta; \\ Z_B &= l_{cm} \cdot \cos \beta \cdot \cos \gamma. \end{aligned} \quad (2.39)$$

Повертаючись до координат точки перетину осі повороту колеса з опорною поверхнею, а саме до рівнянь (2.28) і (2.34), можемо стверджувати, що напрямні косинуси в цих рівняннях, з урахуванням вище наведених формул, дорівнюють:

$$\cos \alpha_{нкоп} = -\cos \beta \cdot \sin \gamma;$$

$$\cos \beta_{нкоп} = -\sin \beta;$$

$$\cos \gamma_{нкоп} = \cos \beta \cdot \cos \gamma.$$

Підставимо вище зазначені напрямні косинуси у рівняння (2.34), отримаємо наступні значення координати точки  $E$ :

$$\begin{aligned}
X_E &= -Z_D \cdot \operatorname{tg} \gamma; \\
Y_E &= -Z_D \cdot \frac{\operatorname{tg} \beta}{\cos \gamma}; \\
Z_E &= Z_D.
\end{aligned}
\tag{2.40}$$

#### 2.1.4 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  $\varepsilon$ , то для знаходження координат точок з урахуванням кута повороту колеса  $\theta$  рекомендують величину кута сходження колеса замінювати виразом  $(\theta \pm \varepsilon)$ . Але такий вираз не є вірним, так як кут сходження  $\varepsilon$  заміряють в горизонтальній площині, а кут повороту колеса  $\theta$  – 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  $\theta$  з урахуванням кутів встановлення як вісі повороту колеса, так і колеса [115]. 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  $XYZO$  на кути встановлення вісі повороту колеса  $\gamma$  та  $\beta$  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  $\beta$ , а потім відносно вісі  $OY$  на кут  $\gamma$ , то повертати систему координат  $XYZO$  потрібно в зворотній послідовності до встановлення осі повороту колеса, тобто спочатку на кут  $\gamma$  і потім на кут  $\beta$ .

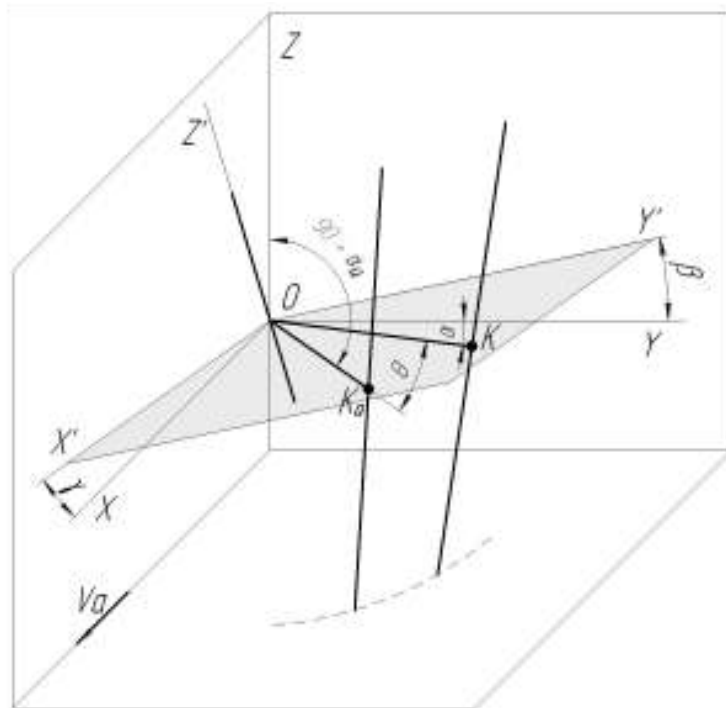


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема для визначення координат центру колеса при його повороті

Далі будуємо матрицю повороту на кут  $\theta$  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  $\theta$  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  $\theta$  відносно вісі  $OZ'$ ;
  4. Визначаємо координати точки  $K$  в основній системі координат  $XYZO$ .
- У відповідності з даною схемою рішення отримаємо наступний вираз:

$$\begin{aligned}
 \begin{pmatrix} X_{K_\theta} \\ Y_{K_\theta} \\ Z_{K_\theta} \end{pmatrix} &= M_\gamma^{-1} \cdot M_\beta^{-1} \cdot M_\theta \cdot M_\beta \cdot M_\gamma \cdot M_K = \\
 &= \begin{pmatrix} \cos \gamma & 0 & \sin \gamma \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \gamma & 0 & \cos \gamma \end{pmatrix}^{-1} \cdot \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \beta & \sin \beta \\ 0 & -\sin \beta & \cos \beta \end{pmatrix}^{-1} \cdot \begin{pmatrix} \cos \theta & \sin \theta & 0 \\ -\sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \times \\
 &\quad \times \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \beta & \sin \beta \\ 0 & -\sin \beta & \cos \beta \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \cos \gamma & 0 & \sin \gamma \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \gamma & 0 & \cos \gamma \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} X_K \\ Y_K \\ Z_K \end{pmatrix}, \quad (2.41)
 \end{aligned}$$

де  $M_\beta \cdot M_\gamma$  – матриця переходу від основної системи координат  $XYZO$  до системи координат  $X'Y'Z'O$ ;

$M_K$  – матриця координат т.  $K$  в основній системі координат  $XYZO$ ;

$M_\theta$  – матриця повороту т.  $K$  на кут  $\theta$  відносно осі  $OZ'$ , тобто матриця повороту колеса відносно своєї осі повороту;

$M_\gamma^{-1} \cdot M_\beta^{-1}$  – матриця переходу від системи координат  $X'Y'Z'O$  до основної системи координат  $XYZO$ .

Отриманий вираз (2.41) дозволяє визначити координати точки  $K$  після повороту цапфи та колеса на кут  $\theta$ . Для отримання координат точки  $K$  після повороту колеса на кут  $\theta$ , можна використовувати універсальну матрицю  $M_u$  повороту відносно одиничного вектору  $u$  ( $u_x, u_y, u_z$ ):

$$M_u = \begin{pmatrix} u_x^2 + (1 - u_x^2) \cdot c & u_x \cdot u_y \cdot (1 - c) - u_z \cdot s & u_x \cdot u_z \cdot (1 - c) + u_y \cdot s \\ u_x \cdot u_y \cdot (1 - c) + u_z \cdot s & u_y^2 + (1 - u_y^2) \cdot c & u_y \cdot u_z \cdot (1 - c) - u_x \cdot s \\ u_x \cdot u_z \cdot (1 - c) - u_y \cdot s & u_y \cdot u_z \cdot (1 - c) + u_x \cdot s & u_z^2 + (1 - u_z^2) \cdot c \end{pmatrix}, \quad (2.42)$$

де  $u_x, u_y, u_z$  – напрямні косинуси вектора  $u$ ;

$$c = \cos \psi ;$$

$s = \sin \psi$ , знак виразу залежить від напрямку повороту на кут  $\psi$ , “+” при повороті проти ходу годинникової стрілки і “-” при повороті по ходу годинникової стрілки ;

$\psi$  – кут повороту відносно вектору  $u$ .

Використовуючи вираз (2.42), можна визначити координати точки  $K$  після повороту цапфи та колеса на кут  $\theta$ , для цього використаємо наступне рівняння:

$$\begin{pmatrix} X_{K_\theta} \\ Y_{K_\theta} \\ Z_{K_\theta} \end{pmatrix} = M_u \cdot \begin{pmatrix} X_K \\ Y_K \\ Z_K \end{pmatrix}. \quad (2.43)$$

Підставивши необхідні дані у формулу (2.43), отримаємо наступний вираз для визначення координат центру колеса після повороту колеса із цапфою на кут  $\theta$ :

$$X_{K_\theta} = X_K \cdot [u_x^2 + (1 - u_x^2) \cdot c] + Y_K \cdot [u_x \cdot u_y \cdot (1 - c) - u_z \cdot s] + Z_K \cdot [u_x \cdot u_z \cdot (1 - c) + u_y \cdot s];$$

$$Y_{K_\theta} = X_K \cdot [u_x \cdot u_y \cdot (1 - c) + u_z \cdot s] + Y_K \cdot [u_y^2 + (1 - u_y^2) \cdot c] + Z_K \cdot [u_y \cdot u_z \cdot (1 - c) - u_x \cdot s]; \quad (2.44)$$

$$Z_{K_\theta} = X_K \cdot [u_x \cdot u_z \cdot (1 - c) - u_y \cdot s] + Y_K \cdot [u_y \cdot u_z \cdot (1 - c) + u_x \cdot s] + Z_K \cdot [u_z^2 + (1 - u_z^2) \cdot c],$$

де  $X_K, Y_K, Z_K$  – координати точки  $K$  в основній системі координат  $XYZO$ , які у відповідності із формулою (2.13) пункту 2.1.1 дорівнюють:

$$\begin{aligned}X_K &= l_y \cdot \cos \alpha \cdot \sin \varepsilon; \\Y_K &= l_y \cdot \cos \alpha \cdot \cos \varepsilon; \\Z_K &= -l_y \cdot \sin \alpha,\end{aligned}$$

де  $u_x, u_y, u_z$  – напрямні косинуси шворня або стойки підвіски, які у відповідності з пунктом 2.1.3 дорівнюють:

$$\begin{aligned}u_x &= -\cos \beta \cdot \sin \gamma; \\u_y &= -\sin \beta; \\u_z &= \cos \beta \cdot \cos \gamma;\end{aligned}$$

$$c = \cos \theta;$$

$$s = -\sin \theta;$$

$\theta$  – кут повороту колеса автомобіля.

Треба зазначити, що криволінійний рух автомобіля призводить до зміни кута розвалу коліс в результаті їх повороту відносно осі шворня. Кут розвалу, яке колесо отримує при своєму повороті на кут  $\theta$  будемо позначати як  $\alpha_\theta$ , а його значення у відповідності до рисунку 2.5 і правилам аналітичної геометрії визначимо за формулою:

$$\sin \alpha_\theta = -\frac{Z_{K_\theta}}{l_y}, \quad (2.45)$$

де  $Z_{K_\theta}$  – аплікат точки  $K$ , після повороту колеса на кут  $\theta$ ;

$l_y$  – довжина цапфи колеса.

Підставивши дані в формулу (2.45), отримаємо наступний вираз для визначення кута розвалу після повороту колеса:

$$\sin \alpha_\theta = A_1 \cdot \cos \theta + A_2 \cdot \sin \theta + A_3, \quad (2.46)$$

де  $A_1 = \sin \alpha \cdot (1 - \cos^2 \beta \cdot \cos^2 \gamma) - \cos \alpha \cdot \cos \beta \cdot \cos \gamma \cdot (\cos \beta \cdot \sin \gamma \cdot \sin \varepsilon + \sin \beta \cdot \cos \varepsilon);$

$$A_2 = \cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \sin \varepsilon - \cos \alpha \cdot \cos \beta \cdot \sin \gamma \cdot \cos \varepsilon ;$$

$$A_3 = \cos \beta \cdot \cos \gamma \cdot (\cos \alpha \cdot \cos \beta \cdot \sin \gamma \cdot \sin \varepsilon + \cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \cos \varepsilon + \sin \alpha \cdot \cos \beta \cdot \cos \gamma) .$$

Беручи до уваги невеликі значення кутів встановлення колеса і осі повороту колеса, приймемо, що їх косинуси дорівнюють одиниці. Рівняння (2.46) прийме наступний вигляд:

$$\sin \alpha_\theta = \sin \alpha + (\sin \beta + \sin \gamma \cdot \sin \varepsilon) \cdot (1 - \cos \theta) - (\sin \gamma - \sin \beta \cdot \sin \varepsilon) \cdot \sin \theta . \quad (2.47)$$

Отримані рівняння (2.46) та (2.47) дозволяють визначити поточний кут розвалу колеса після його повороту на кут  $\theta$ , по відомим значенням кутів встановлення шворня ( $\beta, \gamma$ ) та колеса ( $\alpha, \varepsilon$ ) і повороту колеса  $\theta$ .

Слід зазначити, що рівняння (2.46) та (2.47), отримані для лівого колеса при його повороті на кут  $\theta$  за годинниковою стрілкою відносно осі повороту, за аналогією можемо отримати вирази і для повороту лівого колеса проти годинникової стрілки відносно осі повороту:

$$\sin \alpha_\theta = \sin \alpha + (\sin \beta + \sin \gamma \cdot \sin \varepsilon) \cdot (1 - \cos \theta) + (\sin \gamma - \sin \beta \cdot \sin \varepsilon) \cdot \sin \theta . \quad (2.48)$$

При повороті автомобіля зміниться не лише кут розвалу колеса, а також і кут сходження коліс. Саме кут сходження вносить деякі зміни у величину кута повороту колеса. Так як колеса встановлені з кутами сходження, то спрощену схему повороту коліс можна зобразити на рисунку 2.6.

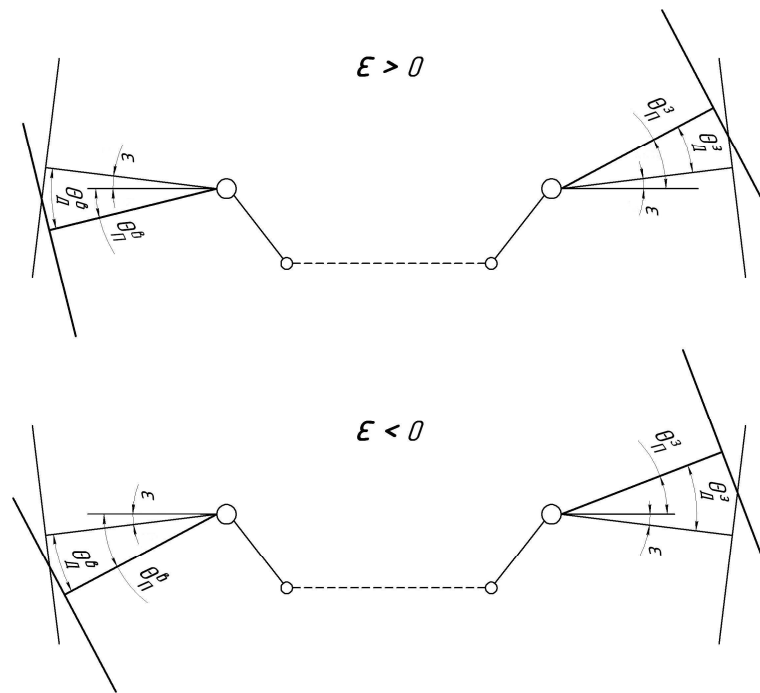


Рисунок 2.6 – Схема повороту коліс з урахуванням кутів сходження

На даній схемі прийняті наступні позначення:

$\theta^в, \theta^з$  – у верхньому регістрі символів позначає відповідно внутрішнє або зовнішнє колесо по відношенню до центру повороту;

$\theta_Д$  – дійсний кут повороту колеса;

$\theta_П$  – заданий кут повороту;

$\varepsilon$  – кут сходження колеса.

У відповідності з даною схемою можемо зробити висновок, що дійсний кут повороту колеса дорівнює:

при  $\varepsilon > 0$

$$\theta_Д^в = \theta_П^в + \varepsilon ;$$

$$\theta_Д^з = \theta_П^з - \varepsilon ; \quad (2.49)$$

при  $\varepsilon < 0$

$$\theta_Д^в = \theta_П^в - \varepsilon ;$$

$$\theta_Д^з = \theta_П^з + \varepsilon . \quad (2.50)$$

Дані формули (2.49) і (2.50) є некоректними, як вже зазначалося раніше кут сходження  $\varepsilon$  заміряють в горизонтальній площині, а кут повороту колеса  $\theta$  – в площині, яка перпендикулярна до осі повороту колеса. Тому в формули (2.49) і (2.50) потрібно підставляти значення проекції кута сходження на площину, котра перпендикулярна до осі повороту колеса. Для цього потрібно перейти до системі координат  $X'Y'Z'O$ , в якій вісь повороту колеса буде співпадати із віссю  $OZ'$  і визначити координати точки  $K$ :

$$\begin{pmatrix} X'_K \\ Y'_K \\ Z'_K \end{pmatrix} = M_\beta \cdot M_\gamma \cdot M_K =$$

$$= \begin{pmatrix} l_y \cdot \cos \alpha \cdot \sin \varepsilon \cdot \cos \gamma & 0 & -l_y \cdot \sin \alpha \cdot \sin \gamma \\ -l_y \cdot \cos \alpha \cdot \sin \varepsilon \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma & l_y \cdot \cos \alpha \cdot \cos \varepsilon \cdot \cos \beta & -l_y \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma \\ -l_y \cdot \cos \alpha \cdot \sin \varepsilon \cdot \cos \beta \cdot \sin \gamma & -l_y \cdot \cos \alpha \cdot \cos \varepsilon \cdot \sin \beta & -l_y \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta \cdot \cos \gamma \end{pmatrix}. \quad (2.51)$$

Кут сходження в системі координат  $X'Y'Z'O$  буде дорівнювати:

$$\varepsilon' = \arctg \left( \frac{X'_K}{Y'_K} \right). \quad (2.52)$$

І саме отримане значення  $\varepsilon'$  треба підставляти в формули (2.49) і (2.50).

## 2.2 Визначення моментів, що діють на колесо автомобіля

Реальний рух колеса автомобіля являє собою складний нестационарний процес, що складається з обертання колеса навколо своєї вісі, поворотів диску колеса відносно вісі повороту, а також поздовжнього бокового та радіального переміщення центру колеса. Сукупність точок дотику

автомобільного колеса з дорогою утворює область його контакту, в якій діють поздовжня  $R_x$ , поперечна  $R_y$ , та вертикальна  $R_z$  реакція дороги (рис. 2.7).

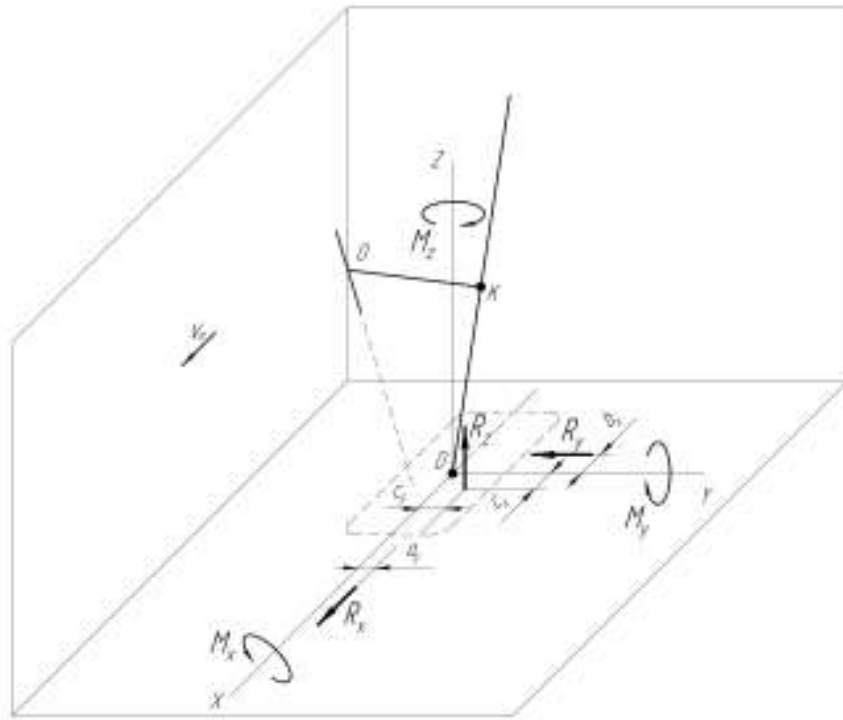


Рисунок 2.7 – Схема сил і моментів, що діють на колесо автомобіля

В загальному випадку руху колеса автомобіля дія реакції  $R_x$  зміщена відносно осі  $OX$  на відстань  $a_y$ . Поздовжня реакція насамперед обумовлена силами опору коченню, підйому або спуску.

Бокова реакція  $R_y$  в загальному випадку направлена до поздовжньої осі симетрії автомобіля і має зміщення  $b_x$  відносно вісі  $OY$ . Поперечна реакція  $R_y$  обумовлена коченням колеса з кутами розвалу та сходження, люфтами у рульовій трапеції та відцентровою силою при русі по криволінійній траєкторії.

Вертикальна реакція  $R_z$  в загальному випадку направлена вгору від дороги і має зміщення  $c_x$  відносно вісі  $OY$  та  $c_y$  відносно вісі  $OX$ . Вертикальна реакція  $R_z$  в загальному випадку обумовлена вагою, яка приходить на колесо і приростами реакцій, котрі викликані нерівностями дороги, несиметричністю профілю шини та інерційними силами.

В наслідок того, що рівнодіючі реакцій зміщенні відносно центру контакту колеса з дорогою, вони утворюють моменти відносно відповідних осей. Момент відносно вісі  $OX$  (перекидаючий момент) дорівнює:

$$M_x = R_z \cdot c_y;$$

відносно вісі  $OY$  (момент опору коченню):

$$M_y = R_z \cdot c_x;$$

відносно вісі  $OZ$  (стабілізує момент шини):

$$M_z = R_x \cdot a_y \pm R_y \cdot b_x.$$

Кожна рівнодіюча реакцій утворює відносно осі повороту колеса момент, і, таким чином для повороту керованого колеса необхідно подолати саме ці моменти. Насамперед практичний інтерес полягає у знаходженні цих моментів відносно вісі повороту колеса.

При розрахунках моментів рівнодіючих сил відносно вісі повороту колеса приймемо наступні допущення: в деталях підвіски автомобіля і рульового керування відсутні знос або зазори, які могли би призвести до повороту керованого колеса відносно вісі повороту; усі рівнодіючі сили зведені до центру контакту колеса з дорогою. Для розрахунків будемо використовувати раніш застосовувану основну систему координат  $XYZO$ , початок якої т.  $O$  співпадає із точкою перетину цапфи з віссю повороту колеса. Вісь  $OX$  співпадає з напрямком руху автомобіля вперед, вісь  $OY$  направлена вліво від поздовжньої осі симетрії автомобіля, а вісь  $OZ$  направлена вгору (рис. 2.8).



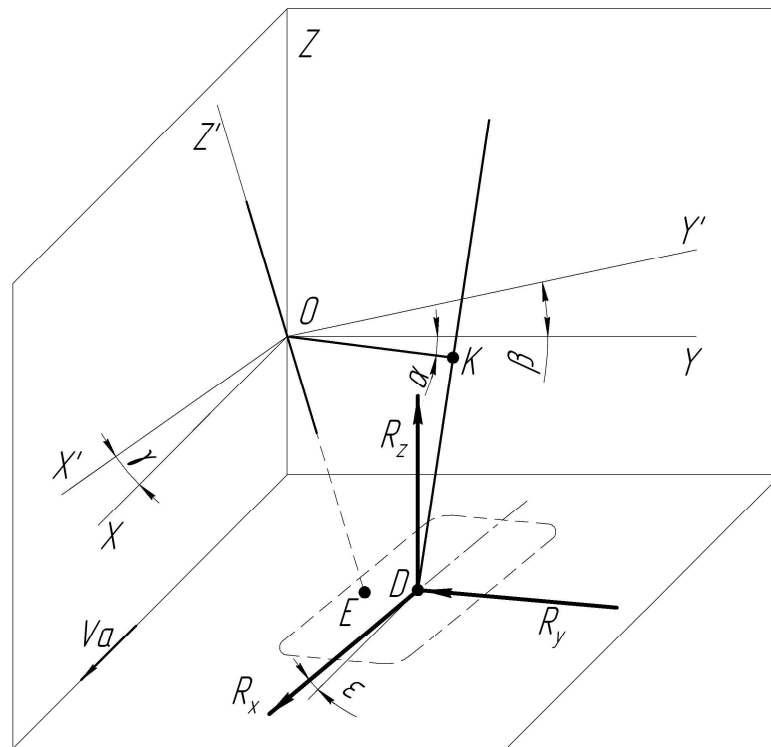


Рисунок 2.8 – Розрахункова схема для визначення моментів відносно осі шворня

Введемо також допоміжну систему координат  $X'Y'Z'O$ , яка отримана з основної системи координат  $XYZO$  шляхом послідовного обертання системи координат відносно вісі  $OX$  на кут  $\beta$ , а потім відносно вісі  $OY$  на кут  $\gamma$ . Таким чином, вісь  $OZ'$  буде співпадати із віссю повороту колеса, а площина  $X'OY'$  буде перпендикулярна до вісі повороту.

Як відомо з теоретичної механіки, щоб визначити момент сили відносно осі, необхідно цю силу спроектувати на перпендикулярну до осі площину і визначити момент проекції сили відносно точки перетину осі і площини. В загальному випадку для правої системи координат можна записати такі формули для визначення моменту сили відносно осей координат:

$$\begin{aligned} M_x &= y \cdot F_z - z \cdot F_y; \\ M_y &= z \cdot F_x - x \cdot F_z; \\ M_z &= x \cdot F_y - y \cdot F_x, \end{aligned} \tag{2.53}$$

де  $x, y, z$  – координати точки прикладання сили  $F$ ;

$F_x, F_y, F_z$  – проекція складових сили  $F$  на відповідні площини.

Можна стверджувати, що задача зі знаходження моментів сил відносно вісі повороту колеса зводиться до проекції цих сил на перпендикулярну до вісі повороту  $OZ'$  площину, наприклад  $X'OY'$ , і знаходження координат точок прикладення рівнодіючих сил в системі  $X'Y'Z'O$ .

### 2.2.1 Момент рівнодіючої поздовжніх реакцій

Оскільки вісь  $OZ'$  допоміжної системи координат  $X'Y'Z'O$  буде співпадати з віссю повороту колеса, то у відповідності до формули (2.53) можемо записати, що момент відносно осі повороту від рівнодіючої поздовжньої реакції буде дорівнювати:

$$M_{R_x} = X' \cdot Y'_{R_x} - Y' \cdot X'_{R_x}, \quad (2.54)$$

де  $X', Y'$  – координати точки прикладення сили  $R_x$  в системі координат  $X'Y'Z'O$ ;

$X'_{R_x}, Y'_{R_x}$  – проекція складових сили  $R_x$  на площину  $X'OY'$ .

При виборі розрахункової схеми для визначення моменту поздовжньої реакції відносно осі повороту колеса необхідно враховувати особливості силової взаємодії колеса і цапфи, тобто режиму кочення колеса – ведучий, ведений або гальмування. Проведений у роботі аналіз [84] показав, що у випадку кочення колеса у ведучому або веденому режимі, рівнодіючу поздовжніх реакцій при розрахунках треба приймати прикладеною у центрі колеса, а при гальмуванні колеса – у точці контакту колеса з дорогою.

Для знаходження моменту рівнодіючих поздовжніх реакцій відносно осі повороту колеса будемо використовувати наступну розрахункову схему (рис. 2.9).

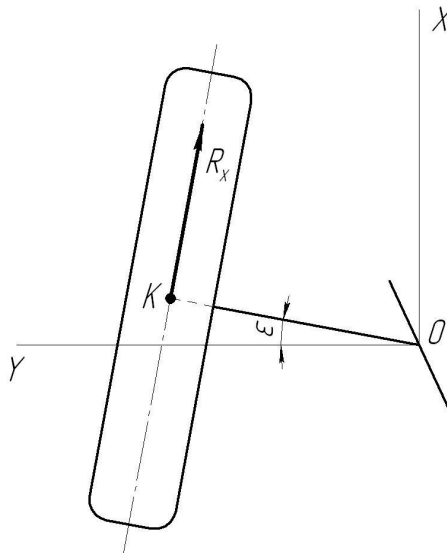


Рисунок 2.9 – Розрахункова схема при дії поздовжньої реакції

Точкою прикладення рівнодіючої поздовжньої реакції буде точка  $K$  – центр колеса автомобіля. Координати точки  $K$  в основній системі координат  $XYZO$  були знайдені раніше (2.13) і дорівнюють:

$$\begin{aligned} X_K &= l_y \cdot \cos \alpha \cdot \sin \varepsilon; \\ Y_K &= l_y \cdot \cos \alpha \cdot \cos \varepsilon; \\ Z_K &= -l_y \cdot \sin \alpha. \end{aligned}$$

Для того щоб знайти координати точки  $K$  в системі координат  $X'Y'Z'O$  застосуємо метод переходу від однієї системи координат  $XYZO$  до іншої ( $X'Y'Z'O$ ). Даний метод аналогічний тому що застосовувався при знаходженні координат точки  $K$  після повороту колеса відносно осі повороту в пункті 2.1.4. Таким чином, у відповідності з рисунком 2.9 та правил аналітичної геометрії будемо матрицю повороту для переходу від системи координат  $XYZO$  до  $X'Y'Z'O$ .

$$\begin{pmatrix} X' \\ Y' \\ Z' \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \beta & \sin \beta \\ 0 & -\sin \beta & \cos \beta \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \cos \gamma & 0 & \sin \gamma \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \gamma & 0 & \cos \gamma \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} X \\ Y \\ Z \end{pmatrix}.$$

Або у кінцевому вигляді:

$$\begin{aligned} X' &= X \cdot \cos \gamma + Z \cdot \sin \gamma; \\ Y' &= -X \cdot \sin \gamma \cdot \sin \beta + Y \cdot \cos \beta + Z \cdot \cos \gamma \cdot \sin \beta; \\ Z' &= -X \cdot \sin \gamma \cdot \cos \beta - Y \cdot \sin \beta + Z \cdot \cos \gamma \cdot \cos \beta. \end{aligned} \quad (2.55)$$

Координати точки  $K$  в системі координат  $X'Y'Z'O$  будуть дорівнювати:

$$\begin{aligned} X'_K &= X_K \cdot \cos \gamma + Z_K \cdot \sin \gamma; \\ Y'_K &= -X_K \cdot \sin \gamma \cdot \sin \beta + Y_K \cdot \cos \beta + Z_K \cdot \cos \gamma \cdot \sin \beta; \\ Z'_K &= -X_K \cdot \sin \gamma \cdot \cos \beta - Y_K \cdot \sin \beta + Z_K \cdot \cos \gamma \cdot \cos \beta. \end{aligned} \quad (2.56)$$

Так як колесо автомобіля завжди встановлено з деяким кутом сходження  $\varepsilon$ , то поздовжня реакція буде мати свої складові відносно відповідних осей координат. Рівнодіюча поздовжньої реакції запишеться так:

$$R_X = \sqrt{X_{R_X}^2 + Y_{R_X}^2 + Z_{R_X}^2}. \quad (2.57)$$

А її складові дорівнюватимуть:

$$\begin{aligned} X_{R_X} &= R_X \cdot \cos \varepsilon; \\ Y_{R_X} &= -R_X \cdot \sin \varepsilon; \\ Z_{R_X} &= 0. \end{aligned} \quad (2.58)$$

Використовуючи метод повороту осей координат і формулу (2.55) запишемо проекції складових реакції  $R_X$  в системі координат  $X'Y'Z'O$ :

$$\begin{aligned}
X'_{R_X} &= X_{R_X} \cdot \cos \gamma + Z_{R_X} \cdot \sin \gamma; \\
Y'_{R_X} &= -X_{R_X} \cdot \sin \gamma \cdot \sin \beta + Y_{R_X} \cdot \cos \beta + Z_{R_X} \cdot \cos \gamma \cdot \sin \beta; \\
Z'_{R_X} &= -X_{R_X} \cdot \sin \gamma \cdot \cos \beta - Y_{R_X} \cdot \sin \beta + Z_{R_X} \cdot \cos \gamma \cdot \cos \beta.
\end{aligned}$$

Або:

$$\begin{aligned}
X'_{R_X} &= R_X \cdot \cos \varepsilon \cdot \cos \gamma; \\
Y'_{R_X} &= -R_X \cdot \cos \varepsilon \cdot \sin \gamma \cdot \sin \beta - R_X \cdot \sin \varepsilon \cdot \cos \beta; \\
Z'_{R_X} &= -R_X \cdot \cos \varepsilon \cdot \sin \gamma \cdot \cos \beta + R_X \cdot \sin \varepsilon \cdot \sin \beta.
\end{aligned} \tag{2.59}$$

Підставивши значення формул (2.56) та (2.59) до формули (2.54), після деяких спрощень отримаємо наступне значення моменту поздовжньої сили відносно осі повороту колеса:

$$M_{R_X} = -R_X \cdot l_y (\cos \beta \cdot \cos \gamma \cdot \cos \alpha - \cos \beta \cdot \sin \gamma \cdot \sin \alpha \cdot \sin \varepsilon - \sin \beta \cdot \sin \alpha \cdot \cos \varepsilon). \tag{2.60}$$

Треба зазначити, що знайдений момент від поздовжньої сили, яка направлена вперед, що обумовлено розглядом передньоприводного автомобіля, при розгляді автомобіля з класичною компоновкою поздовжня сила, а отже і момент від неї, будуть направлені у протилежний бік. В даному випадку момент від поздовжньої сили буде дорівнювати:

$$M_{R_X} = R_X \cdot l_y (\cos \beta \cdot \cos \gamma \cdot \cos \alpha - \cos \beta \cdot \sin \gamma \cdot \sin \alpha \cdot \sin \varepsilon - \sin \beta \cdot \sin \alpha \cdot \cos \varepsilon). \tag{2.61}$$

### 2.2.2 Момент рівнодіючої бокових реакцій

Для знаходження моменту відносно осі повороту колеса від рівнодіючої бокових сил скористаємося рисунком 2.8 та рисунком 2.10. Дана сила буде прикладена в точці контакту колеса із дорогою тобто в т.  $D$ .

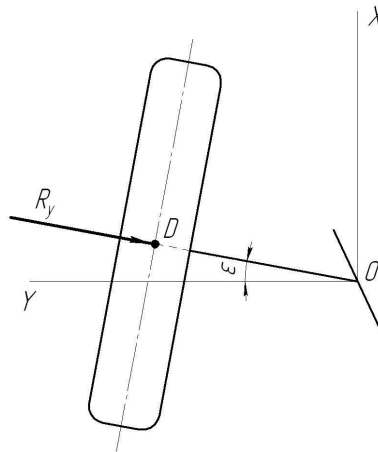


Рисунок 2.10 – Розрахункова схема при дії бокової реакції

Беручи до уваги розрахункові схеми та рівняння (2.53), можемо записати, що момент сил відносно осі повороту колеса від рівнодіючої бокової реакції буде дорівнювати:

$$M_{R_y} = X'_D \cdot Y'_{R_y} - Y'_D \cdot X'_{R_y}, \quad (2.62)$$

де  $X'_D$ ,  $Y'_D$  – координати точки прикладення сили  $R_y$  в системі координат  $X'OY'$ ;

$X'_{R_y}$ ,  $Y'_{R_y}$  – проекція складових сили  $R_y$  на площину  $X'OY'$ .

Координати точки  $D$  в системі координат  $XYZO$  були знайдені раніше у пункті 2.1.2 (2.22) і дорівнюють:

$$\begin{aligned}
X_D &= l_y \cdot \sin \varepsilon \cdot \cos \alpha; \\
Y_D &= l_y \cdot \cos \varepsilon \cdot \cos \alpha - \frac{r \cdot \sin \alpha}{\sqrt{1 - \cos^2 \alpha \cdot \sin^2 \varepsilon}}; \\
Z_D &= -l_y \cdot \sin \alpha - \frac{r \cdot \cos \varepsilon \cdot \cos \alpha}{\sqrt{1 - \cos^2 \alpha \cdot \sin^2 \varepsilon}}.
\end{aligned}$$

Для знаходження координат точки  $D$  в системі координат  $X'Y'Z'O$  скористаємося виразом (2.55) для переходу від системи координат  $XYZO$  до  $X'Y'Z'O$ :

$$\begin{aligned}
X'_D &= X_D \cdot \cos \gamma + Z_D \cdot \sin \gamma; \\
Y'_D &= -X_D \cdot \sin \gamma \cdot \sin \beta + Y_D \cdot \cos \beta + Z_D \cdot \cos \gamma \cdot \sin \beta; \\
Z'_D &= -X_D \cdot \sin \gamma \cdot \cos \beta - Y_D \cdot \sin \beta + Z_D \cdot \cos \gamma \cdot \cos \beta.
\end{aligned} \tag{2.63}$$

Внаслідок встановлення колеса автомобіля із кутом сходження бокова сила  $R_Y$  буде мати складові, які дорівнюють:

$$\begin{aligned}
X_{R_Y} &= -R_Y \cdot \sin \varepsilon; \\
Y_{R_Y} &= -R_Y \cdot \cos \varepsilon; \\
Z_{R_X} &= 0,
\end{aligned} \tag{2.64}$$

де  $\varepsilon$  – кут сходження колеса автомобіля.

Застосуємо метод повороту осей координат та формулу (2.55) і запишемо проекції складових реакції  $R_Y$  в системі координат  $X'Y'Z'O$ :

$$\begin{aligned}
X'_{R_Y} &= X_{R_Y} \cdot \cos \gamma + Z_{R_Y} \cdot \sin \gamma; \\
Y'_{R_Y} &= -X_{R_Y} \cdot \sin \gamma \cdot \sin \beta + Y_{R_Y} \cdot \cos \beta + Z_{R_Y} \cdot \cos \gamma \cdot \sin \beta; \\
Z'_{R_Y} &= -X_{R_Y} \cdot \sin \gamma \cdot \cos \beta - Y_{R_Y} \cdot \sin \beta + Z_{R_Y} \cdot \cos \gamma \cdot \cos \beta.
\end{aligned}$$

Або:

$$\begin{aligned}
X'_{R_Y} &= -R_Y \cdot \sin \varepsilon \cdot \cos \gamma; \\
Y'_{R_Y} &= R_Y \cdot \sin \varepsilon \cdot \sin \gamma \cdot \sin \beta - R_Y \cdot \cos \varepsilon \cdot \cos \beta; \\
Z'_{R_Y} &= R_Y \cdot \sin \varepsilon \cdot \sin \gamma \cdot \cos \beta + R_Y \cdot \cos \varepsilon \cdot \sin \beta.
\end{aligned}
\tag{2.65}$$

Підставивши значення формул (2.63) та (2.65) до формули (2.62), після деяких спрощень отримаємо наступне значення моменту бокової сили відносно осі повороту колеса:

$$\begin{aligned}
M_{R_Y} = R_Y (-X_D \cdot \cos \beta \cdot \cos \gamma \cdot \cos \varepsilon + Y_D \cdot \cos \beta \cdot \cos \gamma \cdot \sin \varepsilon - \\
- Z_D \cdot \cos \beta \cdot \sin \gamma \cdot \cos \varepsilon + Z_D \cdot \sin \beta \cdot \sin \varepsilon) .
\end{aligned}
\tag{2.66}$$

### 2.2.3 Момент рівнодіючої вертикальних реакцій

Для розрахунку моменту сил від рівнодіючої вертикальних реакцій  $R_Z$ , відносно осі повороту колеса, будемо використовувати розрахункову схему, наведену на рисунку 2.10. Момент від рівнодіючих вертикальних сил відносно осі повороту дорівнює:

$$M_{R_Z} = X'_D \cdot Y'_{R_Z} - Y'_D \cdot X'_{R_Z}, \tag{2.67}$$

де  $X'_D$ ,  $Y'_D$  – координати точки прикладення сили  $R_Z$  в системі координат  $X'Y'Z'O$ ;

$X'_{R_Z}$ ,  $Y'_{R_Z}$  – проекція сили  $R_Z$  на площину  $X'OY'$ .

Раніше вже було встановлено, що координати точки  $D$  в системі координат  $X'Y'Z'O$  дорівнюють:



$$\begin{aligned}
X'_D &= X_D \cdot \cos \gamma + Z_D \cdot \sin \gamma \\
Y'_D &= -X_D \cdot \sin \gamma \cdot \sin \beta + Y_D \cdot \cos \beta + Z_D \cdot \cos \gamma \cdot \sin \beta \\
Z'_D &= -X_D \cdot \sin \gamma \cdot \cos \beta - Y_D \cdot \sin \beta + Z_D \cdot \cos \gamma \cdot \cos \beta
\end{aligned}$$

Внаслідок того, що рівнодіюча вертикальної реакції  $R_Z$  завжди перпендикулярна опорній поверхні, то зрозуміло, що після встановлення колеса з кутом сходження, проекції реакції  $R_Z$  в основній системі координат  $XYZO$  остануться незмінними і будуть дорівнювати:

$$\begin{aligned}
X_{R_Z} &= 0; \\
Y_{R_Z} &= 0; \\
Z_{R_Z} &= R_Z.
\end{aligned} \tag{2.68}$$

Проекції рівнодіючих реакції  $R_Z$  в системі координат  $X'Y'Z'O$  з урахуванням формули (2.55) буде дорівнювати:

$$\begin{aligned}
X'_{R_Z} &= X_{R_Z} \cdot \cos \gamma + Z_{R_Z} \cdot \sin \gamma; \\
Y'_{R_Z} &= -X_{R_Z} \cdot \sin \gamma \cdot \sin \beta + Y_{R_Z} \cdot \cos \beta + Z_{R_Z} \cdot \cos \gamma \cdot \sin \beta; \\
Z'_{R_Z} &= -X_{R_Z} \cdot \sin \gamma \cdot \cos \beta - Y_{R_Z} \cdot \sin \beta + Z_{R_Z} \cdot \cos \gamma \cdot \cos \beta.
\end{aligned}$$

Або:

$$\begin{aligned}
X'_{R_Z} &= R_Z \cdot \sin \gamma; \\
Y'_{R_Z} &= R_Z \cdot \cos \gamma \cdot \sin \beta; \\
Z'_{R_Z} &= R_Z \cdot \cos \gamma \cdot \cos \beta.
\end{aligned} \tag{2.69}$$

Підставивши значення формул (2.63) та (2.69) до формули (2.67), отримаємо значення моменту вертикальної сили відносно осі повороту колеса:

$$M_{R_Z} = -R_Z(-X_D \cdot \sin \beta + Y_D \cdot \cos \beta \cdot \sin \gamma). \tag{2.70}$$

### 2.3 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 статиці, що будемо пов'язувати з наявністю в моделі пружних характеристик - крутильної та поздовжньої, де  $\varepsilon, y$  - 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.

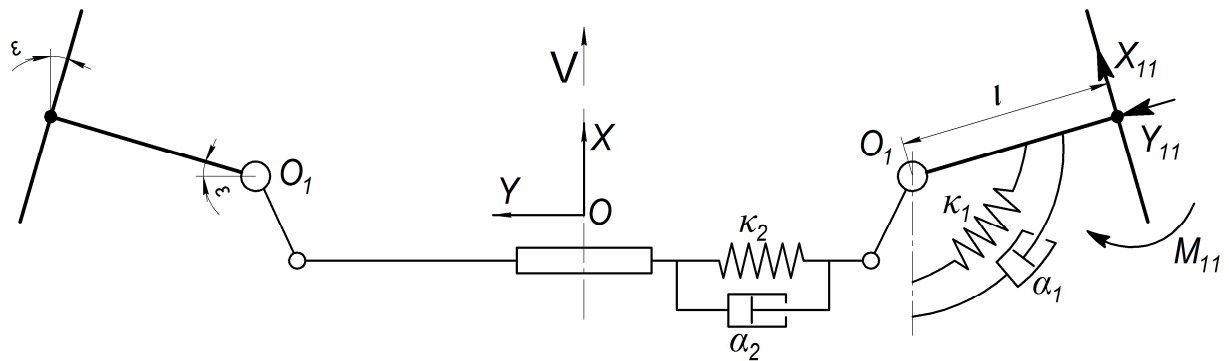


Рисунок 2.11 – Принципова схема колісного вузла з кутом сходження

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

Рівняння збуреного руху колісного модуля, а саме рівняння обертального руху відносно центру повороту  $O_1$  та рівняння поперечного зміщення центру повороту колеса при певних спрощеннях мають вигляд (2.71):

$$\ddot{\varepsilon} = \frac{\frac{l \cdot X_{11}^*}{\cos \varepsilon} + \lambda \cdot Y_{11} - M_{11} - \kappa_1 \cdot (\varepsilon - \varepsilon_0) - \alpha_1 \cdot \dot{\varepsilon}}{I_1 + m_1 \cdot (l^2 + \lambda^2)} \quad (2.71)$$

$$\ddot{y} = -\frac{\kappa_2 \cdot y + \alpha_2 \cdot \dot{y} + Y_{11} \cdot \cos \varepsilon + X_{11}^* \cdot \tan \varepsilon}{m_1}$$

де  $X_{11}^*$  – поздовжня складова сили (проекція на вісь OX), що діє на колесо;

$Y_{11}$  – поперечна сила, що діє на колесо;

$M_{11}$  – стабілізуючий момент сил відведення;

$l$  – довжина цапфи колеса;

$\lambda$  – винос колеса;

$\varepsilon$  – поточний кут сходження колеса;

$\varepsilon_0$  – початковий кут сходження колеса;

$\dot{\varepsilon}$  – кутова швидкість зміни кута сходження;

$I_1$  – осьовий момент інерції одного колеса;

$m_1$  – маса одного колеса;

$y$  – поперечне зміщення осі повороту колеса;

$\dot{y}$  – швидкість поперечного зміщення центру повороту колеса;

$\kappa_1$  – крутильна жорсткість підвіски;

$\kappa_2$  – поперечна жорсткість підвіски по зміщенню центра повороту колеса;

$\alpha_1$  – демпфування по куту;

$\alpha_2$  – демпфування по поперченому зміщенню центру повороту колеса.

Дані рівняння описують коливання одного колеса відносно центру повороту колеса та його пружне зміщення відносно осі повороту під дією бокових та поздовжніх сил.

Взаємодію колеса з опорною поверхнею в боковому напрямку можна описати через реакцію полотна дороги як функцію кута відведення «нелінійна гіпотеза відведення» [65, 66, 69], тобто:

$$Y_{11} = k \cdot \delta_{11} \sqrt{1 + \left( \frac{k \cdot \delta_{11}}{\varphi \cdot Z} \right)^2} \quad (2.72)$$

де  $k$  – коефіцієнт опору відведенню;

$\delta_{11}$  – кут бічного відведення;

$\varphi$  – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою;

$Z$  – вертикальна реакція, в точці контакту колеса з дорогою.

$$Z = \frac{1}{2} \left( \frac{m \cdot g \cdot b}{a + b} - \frac{2 \cdot X_{11}^* \cdot h_m}{a + b} \right) \quad (2.73)$$

де  $m$  – маса автомобіля;

$a$  – положення центра мас від передньої вісі;

$b$  – положення центра мас від задньої вісі;

$h_m$  – висота метацентру.

У відповідності до кінематичної схеми на рис. 2.11, кут бічного відведення визначається виразом (2.74)

$$\delta_{11} = \arctan \left( \frac{v \cdot \sin \varepsilon - \lambda \cdot \dot{\varepsilon} + \dot{y}}{v \cdot \cos \varepsilon + l \cdot \dot{\varepsilon}} \right) \quad (2.74)$$

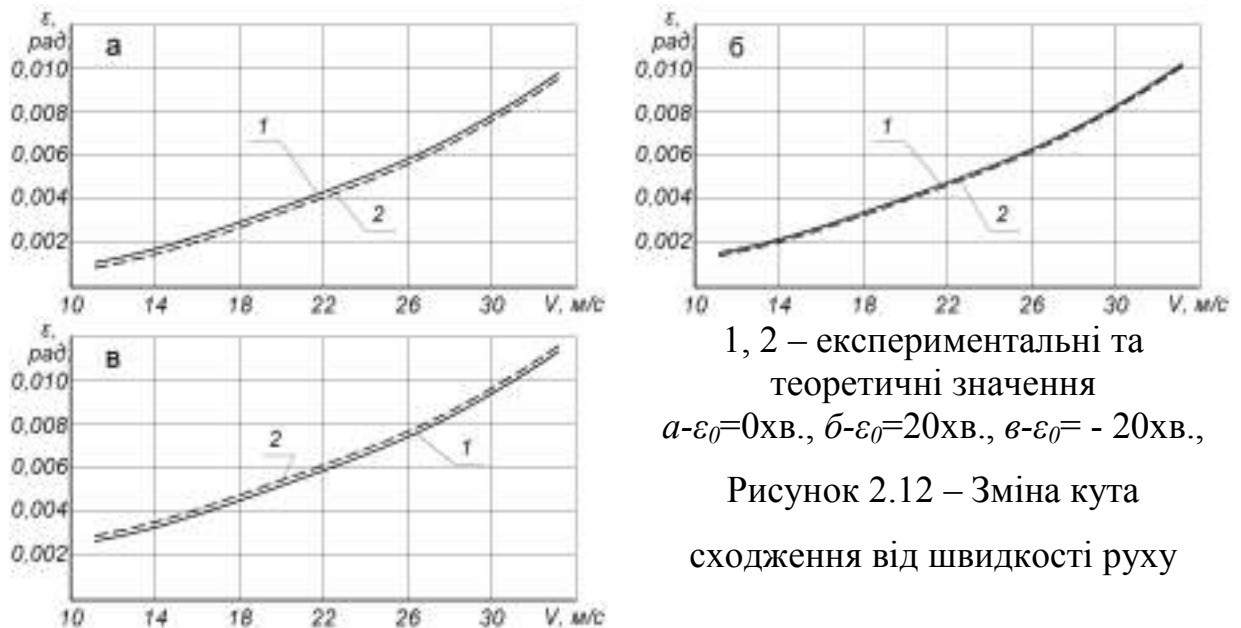
Стабілізуючий момент сил відведення може бути апроксимований залежністю (2.75) з коефіцієнтами, що мають емпіричне походження [39]:

$$M_{11} = \frac{\sigma_1 \cdot \delta_{11}}{39122,65 \cdot \delta_{11}^4 + 71,45 \cdot \delta_{11}^2 + 1} \quad (2.75)$$

де  $\sigma_1$  – коефіцієнт, що визначає лінійний стабілізуючий момент.

Для визначення усталених значень кута сходження колеса як функції параметра швидкості руху автомобіля використовувались ітераційні чисельні методи розв’язання кінцевих рівнянь, аналіз динаміки системи проводився на основі чисельного інтегрування диференціальних рівнянь збуреного руху (був реалізований за допомогою програмного забезпечення Maple 18).

Для наведених нижче чисельних значень початкових кутів сходження коліс були побудовані графіки залежності стаціонарних значень кута сходження колеса при зміні поздовжньої швидкості руху автомобіля, які представлені на рис. 2.12.



На основі чисельного інтегрування системи рівнянь (2.71) 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 шимміподібні автоколивання не виникали в

робочому діапазоні швидкостей. На рис. 2.13 представлені графіки таких автоколивань, які виникають при русі автомобіля з швидкістю 60 км/год.

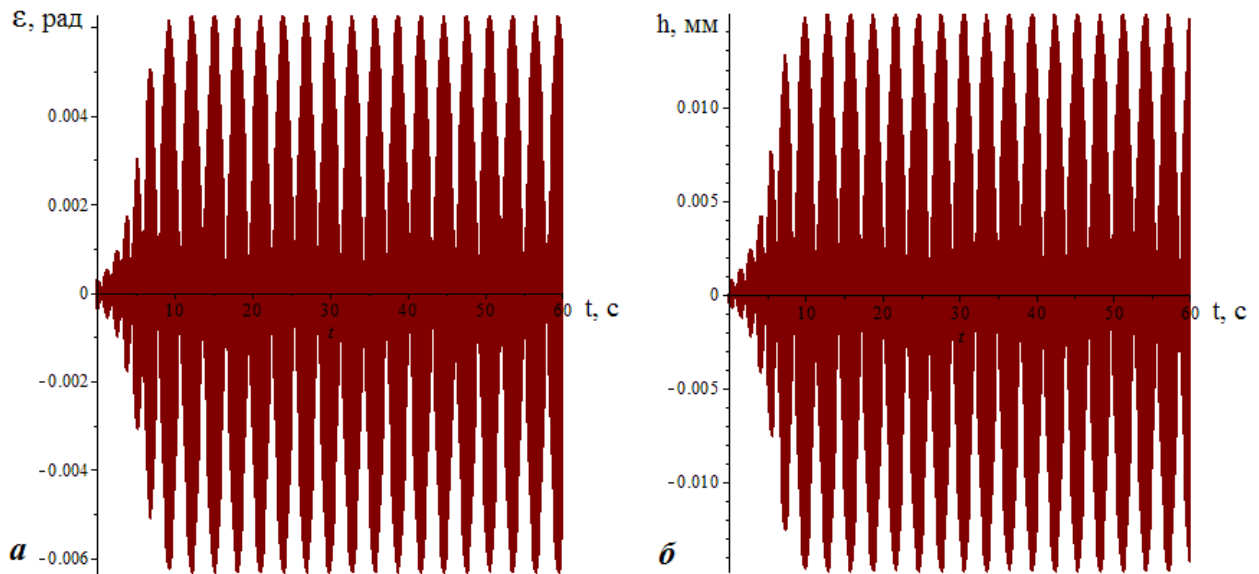


Рисунок 2.13 – Амплітуди автоколивань по куту сходження (а) та поперечному зміщенню колеса (б)

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 хвилин, що забезпечувало в діапазоні крейсерської швидкості симетрію коливань фазових координат відносно їх нульового значення, що не 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. 2.14).

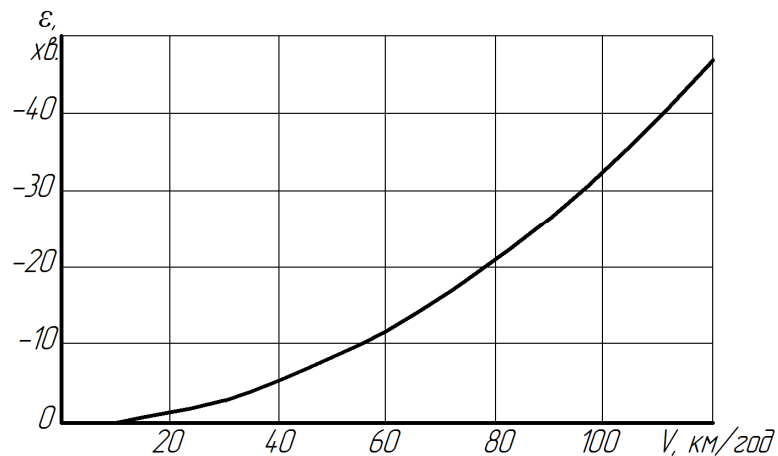


Рисунок 2.14 - Оптимальні кути сходження при різних швидкостях руху автомобіля

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. Для цього необхідно визначити для дискретного набору параметра швидкості стаціонарні режими по куту сходження та поперечному зміщенню центра повороту, тобто знайти розв'язок відповідної кінцевої системи (в системі (2.76) покласти всі похідні рівними нулю):

$$\begin{aligned}\ddot{\varepsilon} &= f_1(y, \varepsilon, \dot{y}, \dot{\varepsilon}) \\ \ddot{y} &= f_2(y, \varepsilon, \dot{y}, \dot{\varepsilon})\end{aligned}\tag{2.76}$$

Провівши лінеаризацію системи рівнянь (2.76) в околі кожного стаціонарного режиму будується система рівнянь збуреного руху наступного виду:

$$\begin{aligned}\dot{\varepsilon} &= a_{11} \cdot \varepsilon + a_{12} \cdot \dot{\varepsilon} + a_{13} \cdot y + a_{14} \cdot \dot{y} \\ \ddot{\varepsilon} &= a_{21} \cdot \varepsilon + a_{22} \cdot \dot{\varepsilon} + a_{23} \cdot y + a_{24} \cdot \dot{y} \\ \dot{y} &= a_{31} \cdot \varepsilon + a_{32} \cdot \dot{\varepsilon} + a_{33} \cdot y + a_{34} \cdot \dot{y} \\ \ddot{y} &= a_{41} \cdot \varepsilon + a_{42} \cdot \dot{\varepsilon} + a_{43} \cdot y + a_{44} \cdot \dot{y}\end{aligned}\quad (2.77)$$

Для якої отримано відповідне характеристичне рівняння та його корені (поява хоча б одного кореня з позитивною дійсною частиною відповідає втраті стійкості відповідного стаціонарного режиму).

Так, при русі автомобіля з швидкістю 60 км/год отримано наступне характеристичне рівняння:

$$\mu^4 + 62,08 \cdot \mu^3 + 8040,15 \cdot \mu^2 + 1,18 \cdot 10^5 \cdot \mu + 1,21 \cdot 10^7 = 0 \quad (2.78)$$

Розв'язок цього характеристичного рівняння (власні значення) представлені на рис. 2.15.

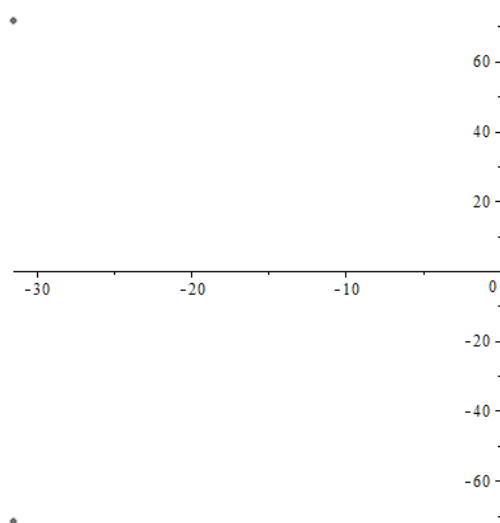


Рисунок 2.15 – Графічне зображення корнів характеристичного рівняння



Таким чином, усталене значення кутів сходження може бути нестійкими.

Проведений аналіз стійкості стаціонарних станів підтвердив результати розрахунків, що були отримані на основі чисельного інтегрування системи, а саме - зона шиммі виникає в діапазоні швидкостей від 14,95 км/год до 82,65 км/год.

## **2.4 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.
5. Кути повороту зовнішнього та внутрішнього коліс рівні між собою.
6. Гіроскопічні моменти та невраховані моменти частин, які обертаються, не враховуються.
7. В шарнірах рульового приводу відсутні люфти;

8. Колія передньої і задньої вісі дорівнюють одне одному.

Для розрахунків скористаємося спеціальною системою координат, яка получила назву осі Кьоніга. Осями Кьоніга називають систему координат, яка рухається поступально, а її початок співпадає з центром мас системи, що досліджується. Таким чином, систему координат  $XYZO$  зафіксуємо на кузові автомобіля так, щоб її початок знаходився в центрі мас автомобіля, вісь  $OX$  направлена по його поздовжній осі, а вісь  $OZ$  перпендикулярна опорній поверхні та направлена вгору (рис. 2.16).

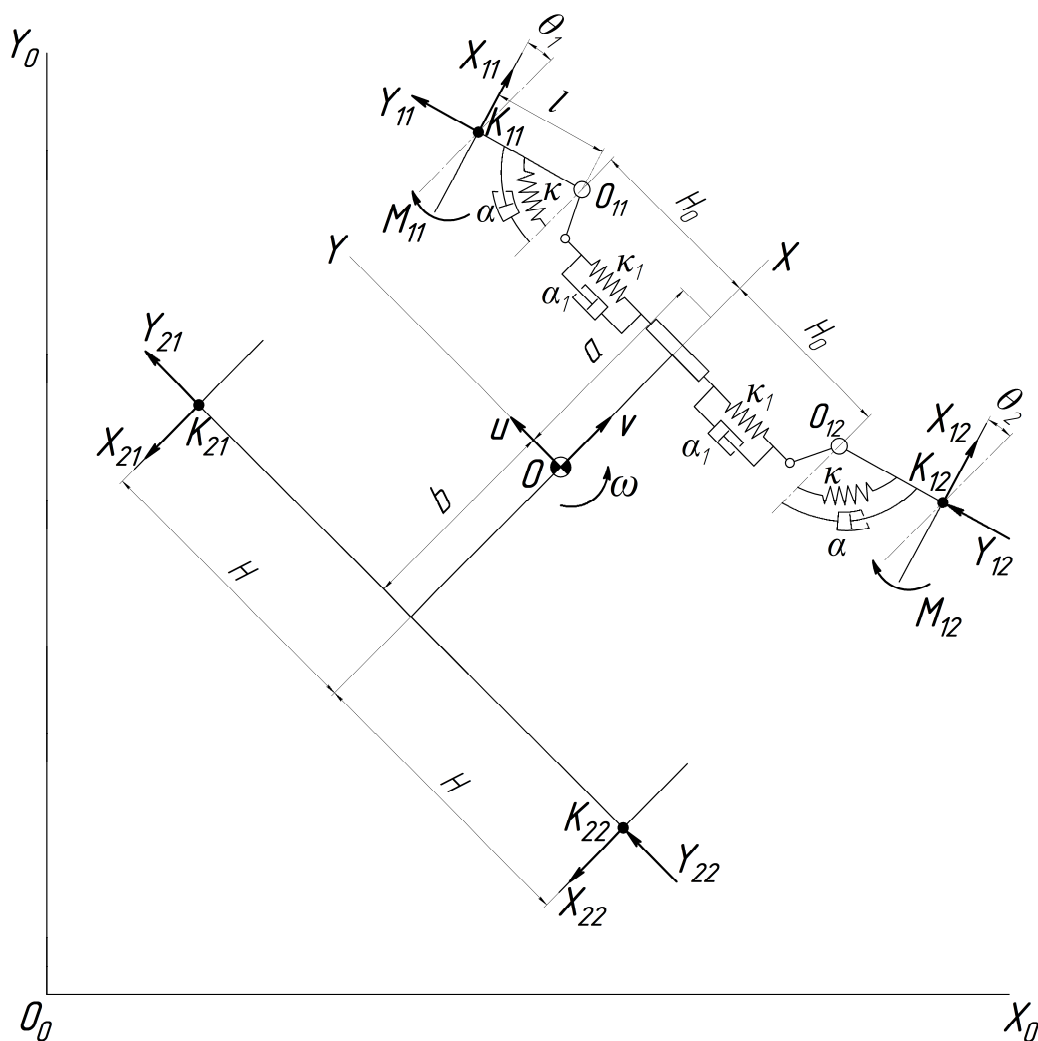


Рисунок 2.16 – Розрахункова схема автомобіля

З урахуванням вище зазначених припущень та представленою на рис. 2.16 розрахункової схеми автомобіля, запишемо систему рівнянь (2.79) динаміки плоскопаралельного руху колісного транспортного засобу з шести

рівнянь. Причому перші чотири рівняння - це рівняння збуреного руху колісного модуля, а саме рівняння обертального руху відносно центру повороту та рівняння поперечного зміщення центру повороту колеса, а останні два рівняння враховують інерційність всього автомобіля.

$$\begin{aligned}
 \ddot{\theta}_1 &= \frac{-\frac{l \cdot X_{11}^*}{\cos \theta_1} - M_{11} - \kappa \cdot (\theta_1 - \theta_{10}) - \alpha \cdot \dot{\theta}_1}{I_1 + m_1 \cdot l^2} \\
 \ddot{y}_1 &= \frac{-\kappa_1 \cdot y_1 - \alpha_1 \cdot \dot{y}_1 - Y_{11} \cdot \cos \theta_1 - X_{11} \cdot \tan \theta_1 - m_1 \cdot l \cdot \cos \theta_1 \cdot \dot{\theta}_1^2}{m_1} \\
 \ddot{\theta}_2 &= \frac{\frac{l \cdot X_{12}^*}{\cos \theta_2} - M_{12} - \kappa \cdot (\theta_2 - \theta_{20}) - \alpha \cdot \dot{\theta}_2}{I_1 + m_1 \cdot l^2} \\
 \ddot{y}_2 &= \frac{-\kappa_1 \cdot y_2 - \alpha_1 \cdot \dot{y}_2 - Y_{12} \cdot \cos \theta_2 - X_{12} \cdot \tan \theta_2 + m_1 \cdot l \cdot \cos \theta_2 \cdot \dot{\theta}_2^2}{m_1}
 \end{aligned} \tag{2.79}$$

$$\begin{aligned}
 m \cdot (\omega \cdot v + \dot{u}) &= X_{11} \cdot \tan \theta_1 + X_{12} \cdot \tan \theta_2 + Y_{11} \cdot \cos \theta_1 + \\
 &+ Y_{12} \cdot \cos \theta_2 + Y_{21} + Y_{22}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 J \cdot \dot{\omega} &= -X_{11} \cdot H_0 + X_{11} \cdot \tan \theta_1 \cdot a + X_{12} \cdot H_0 + X_{12} \cdot \tan \theta_2 \cdot a + Y_{11} \cdot \cos \theta_1 \cdot a + \\
 &+ Y_{11} \cdot \sin \theta_1 \cdot H_0 + Y_{12} \cdot \cos \theta_2 \cdot a - Y_{12} \cdot \sin \theta_2 \cdot H_0 - b \cdot (Y_{21} + Y_{22}) = 0
 \end{aligned}$$

де  $X_{11}^*$ ,  $X_{12}^*$  – поздовжня складова сили (проекція на вісь OX), що діє відповідно на ліве та праве колесо;

$Y_{11}$ ,  $Y_{12}$  – поперечна сила, що діє відповідно на ліве та праве колесо;

$M_{11}$ ,  $M_{12}$  – стабілізуючий момент сил відведення відповідно на лівому та правому колесі;

$l$  – довжина цапфи колеса;

$\theta_1$ ,  $\theta_2$  – поточний кут повороту лівого та правого колеса;

$\theta_{10}, \theta_{20}$  – кут повороту лівого та правого колеса, здійснений рульовим керуванням;

$\dot{\theta}_1, \dot{\theta}_2$  – кутова швидкість повороту лівого та правого колеса;

$\alpha$  – демпфування по куту;

$\kappa$  – крутильна жорсткість підвіски;

$I_1$  – осьовий момент інерції одного колеса;

$m_1$  – маса одного колеса;

$y_1, y_2$  – поперечне зміщення осі повороту лівого та правого колеса;

$\dot{y}_1, \dot{y}_2$  – швидкість поперечного зміщення центру повороту лівого та правого колеса;

$\alpha_1$  – демпфування по поперченому зміщенню центру повороту колеса;

$\kappa_1$  – поперечна жорсткість підвіски по зміщенню центра повороту колеса;

$m$  – маса автомобіля;

$J$  – осьовий момент інерції автомобіля;

$\omega$  – кутова швидкість центра мас автомобіля відносно вертикальної осі;

$v$  – прямолінійна швидкість центра мас автомобіля;

$u$  – бокова швидкість центра мас автомобіля;

$\dot{u}$  – бокове прискорення центра мас автомобіля;

$a$  – положення центра мас від передньої вісі;

$b$  – положення центра мас від задньої вісі;

$H_0$  – відстань від поздовжньої осі автомобіля до центру повороту колеса.

Поперечні сили та моменти відведення визначались на основі емпіричних залежностей, як функції кутів відведення. В дослідженні використовуються залежності сили відведення (2.80) та моменту відведення (2.81) у відповідності до результатів робіт [65, 66, 69]:

$$Y_{ij} = k_i \cdot \delta_{ij} \sqrt{1 + \left( \frac{k_i \cdot \delta_{ij}}{\varphi_{ij} \cdot Z_{ij}} \right)^2} \quad (2.80)$$

де  $k_i$  – коефіцієнт опору відведенню  $i$ -ої вісі автомобіля;

$\delta_{ij}$  – кут бічного відведення  $j$ -того колеса  $i$ -ої вісі автомобіля;

$\varphi_{ij}$  – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою;

$Z_{ij}$  – вертикальна реакція,  $j$ -того колеса  $i$ -ої вісі автомобіля, в точці контакту колеса з дорогою.

$$M_{lj} = \frac{\sigma_{lj} \cdot \delta_{lj}}{39122,65 \cdot \delta_{lj}^4 + 71,45 \cdot \delta_{lj}^2 + 1} \quad (2.81)$$

де  $\sigma_{lj}$  – коефіцієнт, що визначає лінійний стабілізуючий момент  $j$ -того колеса.

Коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою для коліс задньої осі беремо як максимальне значення для даної опорної поверхні, а для коліс передньої осі розраховуємо за формулою (2.82).

$$\varphi_{lj} = \varphi_{\max} \cdot \sqrt{1 - \left( \frac{X_{lj}}{Z_{lj}} \right)^2} \quad (2.82)$$

Кути відведення на передніх та задніх колесах автомобіля визначаються через поперечні, поздовжні складові швидкості центру мас автомобіля та його кутову швидкість відносно вертикальної осі відповідно до рис. 2.16, запишемо:

$$\delta_{11} = \arctg \left( \frac{(-H_0 \cdot \omega + v) \cdot \sin \theta_1 - (a \cdot \omega + u) \cdot \cos \theta_1}{-1 \cdot \dot{\theta}_1 + (-H_0 \cdot \omega + v) \cdot \cos \theta_1 + (a \cdot \omega + u) \cdot \sin \theta_1} \right) \quad (2.83)$$

$$\delta_{12} = \arctg \left( \frac{(H_0 \cdot \omega + v) \cdot \sin \theta_2 - (a \cdot \omega + u) \cdot \cos \theta_2}{1 \cdot \dot{\theta}_2 + (H_0 \cdot \omega + v) \cdot \cos \theta_2 + (a \cdot \omega + u) \cdot \sin \theta_2} \right) \quad (2.84)$$

$$\delta_{21} = \arctg\left(\frac{-u + \omega \cdot b}{v - \omega \cdot H}\right) \quad (2.85)$$

$$\delta_{22} = \arctg\left(\frac{-u + \omega \cdot b}{v + \omega \cdot H}\right) \quad (2.86)$$

Вертикальні реакції коліс визначимо за виразом (2.87) та (2.88)

$$Z_{1j} = \frac{m \cdot g \cdot b}{2 \cdot (a + b)} - \frac{X_{ij}^* \cdot h_m}{a + b} \mp \frac{m \cdot v \cdot \omega \cdot b \cdot h}{2 \cdot H \cdot (a + b)} \quad (2.87)$$

$$Z_{2j} = \frac{m \cdot g \cdot a}{2 \cdot (a + b)} - \frac{X_{ij}^* \cdot h_m}{a + b} \mp \frac{m \cdot v \cdot \omega \cdot a \cdot h}{2 \cdot H \cdot (a + b)} \quad (2.88)$$

де  $m$  – маса автомобіля;

$a$  – положення центра мас від передньої вісі;

$b$  – положення центра мас від задньої вісі;

$h_m$  – висота метацентру;

$H$  – половина колії автомобіля;

$\pm$  - мінус беремо для лівого колеса, плюс для правого колеса.

Таким чином, математична модель передньоприводного автомобіля описується системою рівнянь (2.79), яка дозволяє дослідити кути сходження коліс при криволінійному русі.

Аналіз динаміки системи проводився на основі чисельного інтегрування диференціальних рівнянь за допомогою програмного забезпечення Maple 18.

Визначення динамічних кутів сходження при криволінійному русі велося на основі того, що кут повороту коліс, який задається водієм за допомогою рульового керування відрізняється від кінцевого кута повороту коліс внаслідок їх встановлення з деяким початковим кутом сходження  $\varepsilon_0$ , як це представлено на рис. 2.17

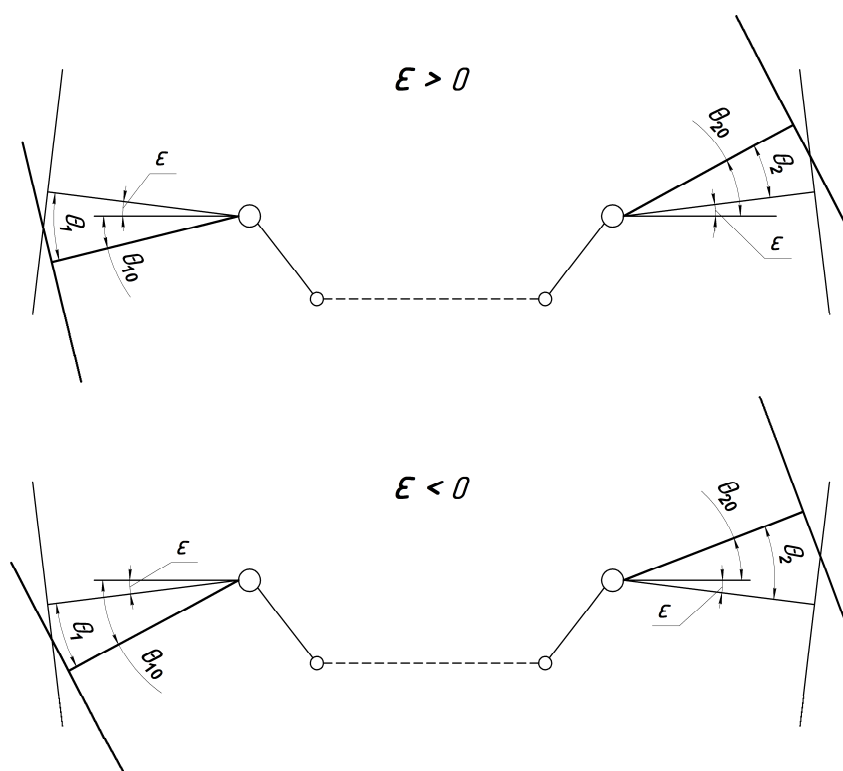


Рисунок 2.17 – Принципова схема повороту коліс автомобіля з урахуванням початкового кута сходження.

Беручи до уваги наведену схему на рис. 2 можемо записати:

при  $\varepsilon_0 > 0$

$$\begin{aligned}\theta_{10} &= \theta_1 - \varepsilon_0 \\ \theta_{20} &= \theta_2 + \varepsilon_0\end{aligned}\quad (2.89)$$

при  $\varepsilon_0 < 0$

$$\begin{aligned}\theta_{10} &= \theta_1 + \varepsilon_0 \\ \theta_{20} &= \theta_2 - \varepsilon_0\end{aligned}\quad (2.90)$$

Використовуючи формули (2.89), (2.90) і дані, отримані при інтегруванні системи рівнянь (2.79) можна одержати динамічні кути сходження коліс, дотримуючись наступної схеми рішення.

Розглянемо випадок, коли колеса встановлені з розходженням, тобто  $\varepsilon_0 < 0$ . Беручи до уваги раніш зазначене спрощення, що кути повороту лівого та правого колеса рівні між собою, введемо в розрахунки деякий середній їх

кут повороту  $\theta_0$ . Враховуючи те, що початковий кут сходження з від'ємним знаком можемо записати:

$$\begin{aligned}\theta_{10} &= \theta_0 - \varepsilon_0 \\ \theta_{20} &= \theta_0 + \varepsilon_0\end{aligned}\tag{2.91}$$

Тоді при інтегруванні системи рівнянь (2.79) в початковий момент часу кути повороту коліс будуть дорівнювати:

$$\begin{aligned}\theta_1(0) &= \theta_{10} \\ \theta_2(0) &= \theta_{20}\end{aligned}\tag{2.92}$$

або

$$\begin{aligned}\theta_1(0) &= \theta_0 - \varepsilon_0 \\ \theta_2(0) &= \theta_0 + \varepsilon_0\end{aligned}\tag{2.93}$$

Тоді для кута повороту колеса в деякий момент часу можна записати:

$$\begin{aligned}\theta_1(t) &= \theta_0 - \varepsilon_1(t) \\ \theta_2(t) &= \theta_0 + \varepsilon_2(t)\end{aligned}\tag{2.94}$$

З рівняння (2.94) динамічні кути сходження лівого та правого коліс будуть дорівнювати:

$$\begin{aligned}\varepsilon_1(t) &= -(\theta_1(t) - \theta_0) \\ \varepsilon_2(t) &= \theta_2(t) - \theta_0\end{aligned}\tag{2.95}$$

На підставі отриманих даних були визначені оптимальні кути сходження автомобіля при його криволінійному русі з різними кутами повороту керованих коліс  $\theta$  (рис. 2.18).



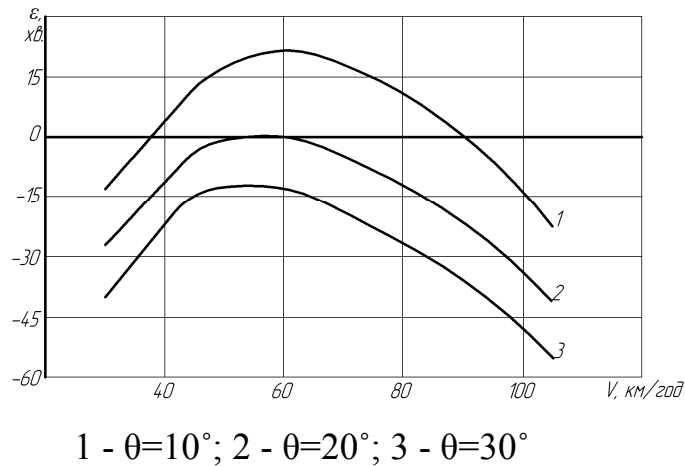


Рисунок 2.18 – Оптимальні кути сходження при криволінійному русі автомобіля

Отримані кути сходження дозволяють отримати найменший опір руху при різних кутах повороту коліс під час руху автомобіля по криволінійній траєкторії.

## 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.

Щоб розглянути показники динамічності при вибігу напишемо рівняння руху автомобіля для даного режиму руху, яке можна визначити з рівняння силового балансу [40, 107].

$$m \cdot \delta \cdot a = P_h + P_f + P_w, \quad (2.96)$$

де  $m$  – маса автомобіля;

$\delta$  – коефіцієнт врахування обертових мас;

$P_h$  – сила опору підйому;

$P_f$  – сила опору кочення;

$P_w$  – сила опору повітря.

Якщо взяти до уваги, що випробування на вибіг проводять на рівній дорозі, то  $P_h = 0$ , а якщо автомобіль рухається з відносно невеликою швидкістю, то  $P_w$  також можна не враховувати [107].

При розгляді вибігу автомобіля з точки зору витрати енергії, то можна стверджувати, що кінетична енергія автомобіля витрачається на роботу по подоланню опору коченню  $P_f$  на шляху вибігу  $S$ , тобто:

$$\frac{m \cdot V^2}{2} \cdot \delta = P_f \cdot S, \quad (2.97)$$

де  $S$  – шлях вибігу.

$$\text{або} \quad \frac{m \cdot V^2}{2} \cdot \delta = f \cdot m \cdot g \cdot S,$$

де  $f$  – коефіцієнт опору коченню.

$$\text{Звідки} \quad f = \frac{\delta \cdot V^2}{2 \cdot g \cdot S} \quad (2.98)$$

Отримане рівняння дозволяє побачити через довжину шляху вибігу вплив кутів сходження коліс на коефіцієнт опору кочення.

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. По отриманим експериментальним даним за допомогою рівняння (2.98) можна буде побачити вплив кутів сходження на коефіцієнт опору кочення і відповідно на опір коченню автомобіля. Для визначення взаємозв'язку цих величин скористаємося методом експериментальних вимірювань, який описано в розділі 4, а результати цих досліджень наведені в розділі 5.

Основні результати досліджень, проведених у даному розділі, наведено у роботах [7, 11, 32, 115, 117, 120].

## **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:

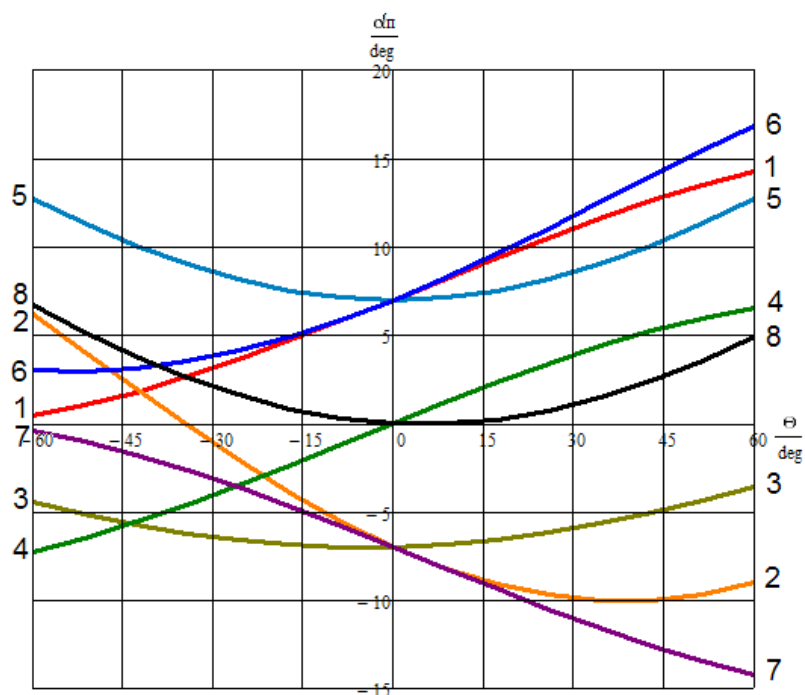
- оптимальні кути сходження при прямолінійному русі автомобіля;
- оптимальні кути сходження при криволінійному русі автомобіля.

## РОЗДІЛ 3

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

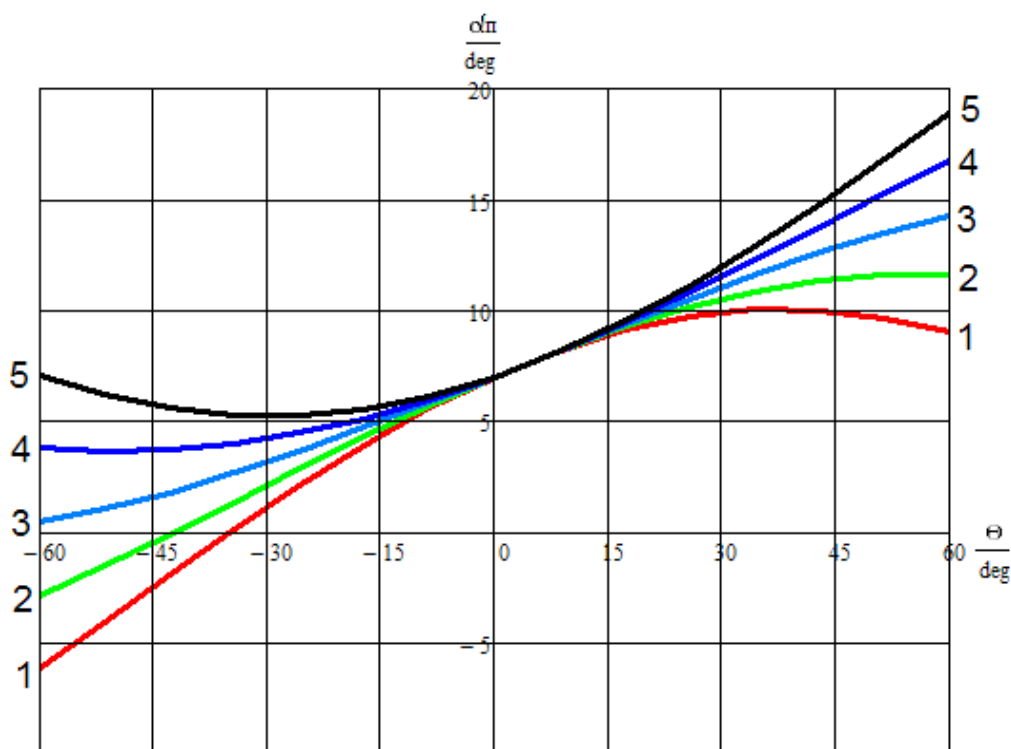
Закономірність зміни кута розвалу під час повороту колеса представляє собою великий інтерес, так як вона має значення не тільки для стабілізації керованих коліс, але і впливає на різні експлуатаційні показники автомобіля.

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.



1 –  $\beta=0^\circ, \gamma=8^\circ, \alpha=7^\circ, \varepsilon=5^\circ$ ; 2 –  $\beta=12^\circ, \gamma=-8^\circ, \alpha=-7^\circ, \varepsilon=5^\circ$ ; 3 –  $\beta=6^\circ, \gamma=0^\circ, \alpha=-7^\circ, \varepsilon=-5^\circ$ ;  
4 –  $\beta=0^\circ, \gamma=8^\circ, \alpha=0^\circ, \varepsilon=-5^\circ$ ; 5 –  $\beta=12^\circ, \gamma=0^\circ, \alpha=7^\circ, \varepsilon=0^\circ$ ; 6 –  $\beta=6^\circ, \gamma=8^\circ, \alpha=7^\circ, \varepsilon=0^\circ$ ;  
7 –  $\beta=0^\circ, \gamma=-8^\circ, \alpha=-7^\circ, \varepsilon=5^\circ$ ; 8 –  $\beta=12^\circ, \gamma=0^\circ, \alpha=0^\circ, \varepsilon=5^\circ$

Рисунок 3.1 – Зміна кута розвалу внаслідок повороту колеса

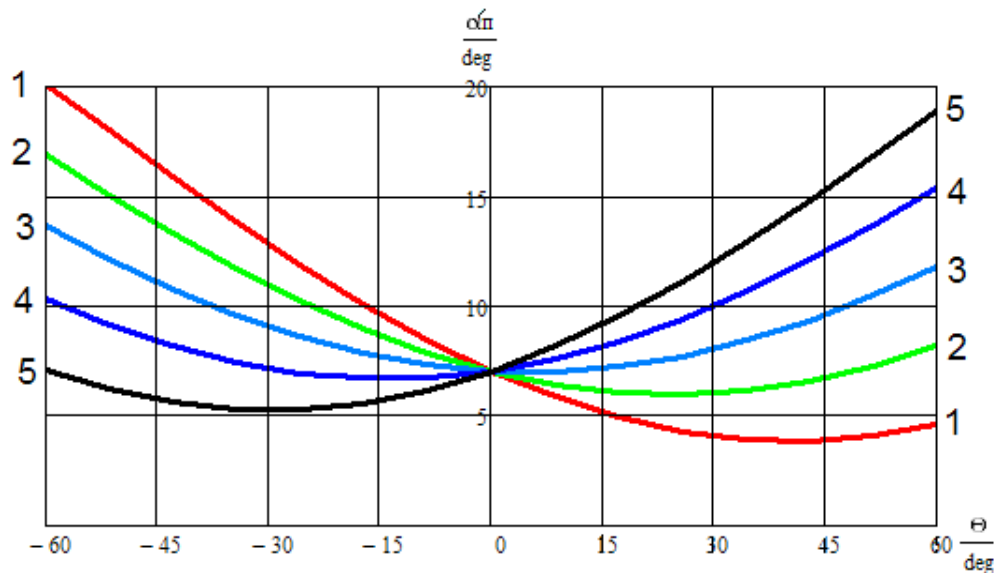


1 –  $\beta = -12^\circ$ , 2 –  $\beta = -6^\circ$ , 3 –  $\beta = 0^\circ$ , 4 –  $\beta = 6^\circ$ , 5 –  $\beta = 12^\circ$

Рисунок 3.2 – Зміна кута розвалу внаслідок повороту колеса при змінному куті  $\beta$  та при постійних кутах  $\gamma = 8^\circ$ ,  $\alpha = 7^\circ$ ,  $\varepsilon = 5^\circ$

Досліджуючи вплив поперечного нахилу осі повороту колеса  $\beta$  на зміну кута розвалу (рис. 3.2) виявлено, що при повороті колеса на кут  $\theta$  до  $+15^\circ$  та  $-8^\circ$  вплив величини кута  $\beta$  відсутній або мінімальний. І тільки при повороті колеса на кут більший ніж  $+15^\circ$  та  $-8^\circ$  спостерігається вплив величини кута  $\beta$  на зміну кута розвалу  $\alpha$ . Так, при збільшенні від'ємного поперечного кута нахилу шворня зменшується величина зміни кута розвалу при повороті колеса, а із збільшенням позитивного кута  $\beta$  відбувається збільшення величини зміни кута розвалу. При чому, чим більший від'ємний кут нахилу  $\beta$ , тим менша інтенсивність збільшення кута розвалу автомобільного колеса, а для позитивного кута нахилу  $\beta$  навпаки – більша.

На рис. 3.3 представлено графік зміни кута розвалу колеса з різними кутами поздовжнього нахилу осі повороту колеса  $\gamma$ .

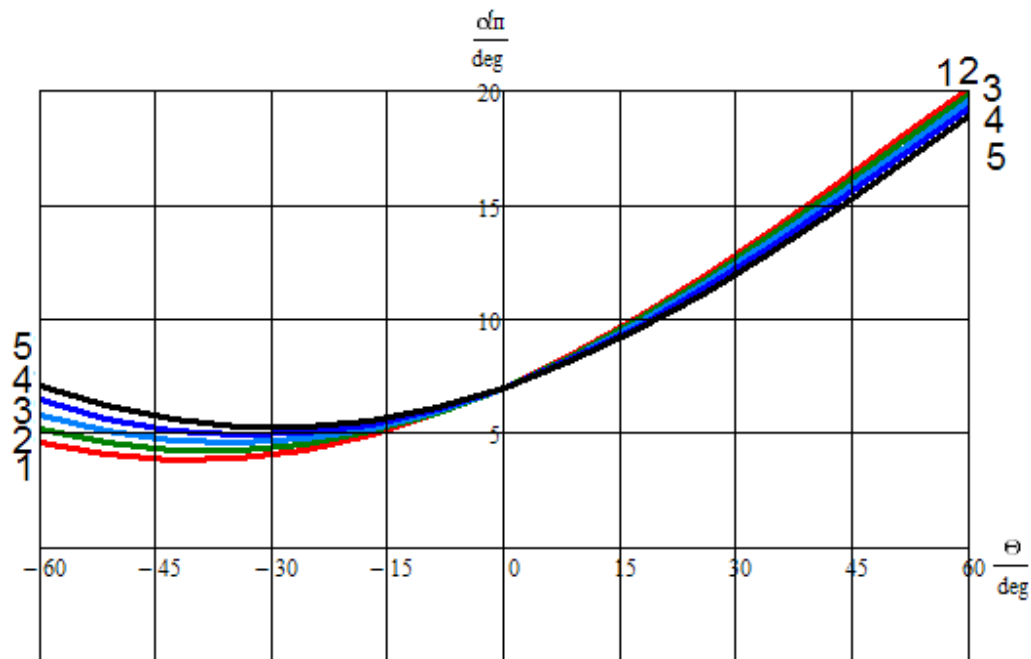


$$1 - \gamma = -8^\circ, 2 - \gamma = -4^\circ, 3 - \gamma = 0^\circ, 4 - \gamma = 4^\circ, 5 - \gamma = 8^\circ$$

Рисунок 3.3 – Зміна кута розвалу внаслідок повороту колеса при змінному куті  $\gamma$  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  $\gamma$ , так і від величини самого кута повороту колеса. При повороті колеса вправо для позитивних кутів  $\gamma$  спостерігається чітка тенденція до збільшення інтенсивності величини росту кута розвалу із збільшенням величини самого кута  $\gamma$  та кута повороту колеса, а для від'ємних  $\gamma$  навпаки – до зменшення. При повороті колеса вліво позитивні кути  $\gamma$  зменшують, а від'ємні  $\gamma$  – збільшують величини росту кута розвалу із збільшенням величини самого кута  $\gamma$  та кута повороту колеса.

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



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

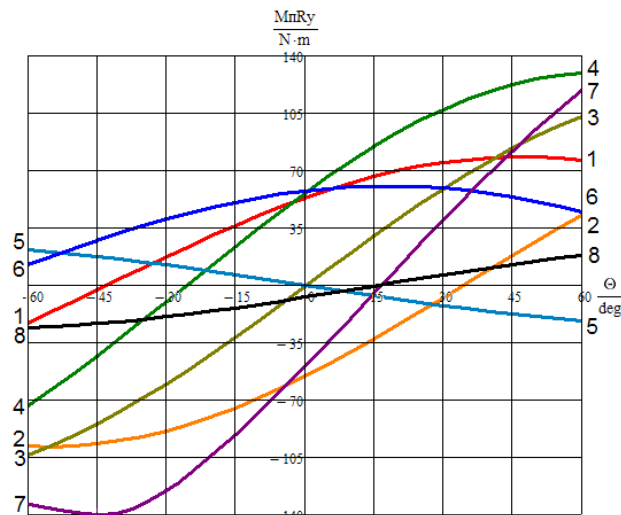
Рисунок 3.4 – Зміна кута розвалу внаслідок повороту колеса при змінному куті  $\varepsilon$  та при постійних кутах  $\beta = 12^\circ$ ,  $\gamma = 8^\circ$ ,  $\alpha = 7^\circ$

Для кутів сходження коліс  $\varepsilon$  характерним є найменший вплив на зміну кута розвалу колеса. При чому при повороті колеса вправо, із збільшенням величини позитивного кута сходження  $\varepsilon$  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 збільшується і вплив величини кута сходження колеса на зміну кута  $\alpha$ . В той час як при повороті колеса вліво при збільшенні позитивних кутів  $\varepsilon$  та при зменшенні від'ємних  $\varepsilon$  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.

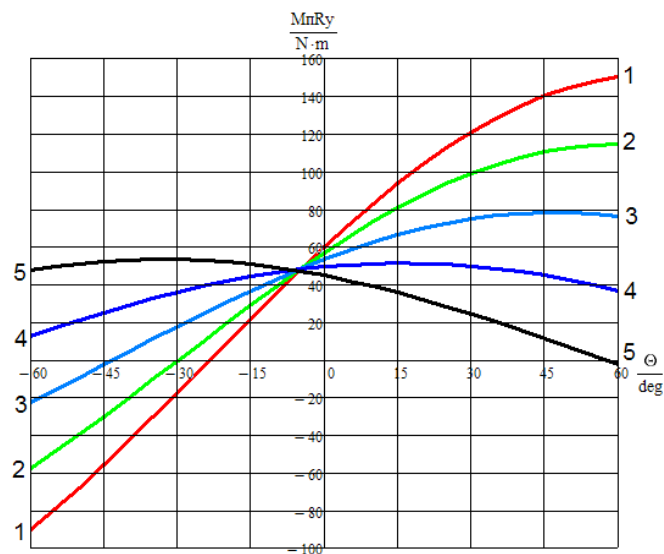
### 3.2 Результати теоретичних досліджень впливу кутів установки колеса та осі повороту на моменти, які діють на колесо автомобіля

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.



1 –  $\beta=0^\circ$ ,  $\gamma=8^\circ$ ,  $\alpha=7^\circ$ ,  $\varepsilon=5^\circ$ ; 2 –  $\beta=12^\circ$ ,  $\gamma=-8^\circ$ ,  $\alpha=-7^\circ$ ,  $\varepsilon=5^\circ$ ; 3 –  $\beta=6^\circ$ ,  $\gamma=0^\circ$ ,  $\alpha=-7^\circ$ ,  $\varepsilon=-5^\circ$ ;  
 4 –  $\beta=0^\circ$ ,  $\gamma=8^\circ$ ,  $\alpha=0^\circ$ ,  $\varepsilon=-5^\circ$ ; 5 –  $\beta=12^\circ$ ,  $\gamma=0^\circ$ ,  $\alpha=7^\circ$ ,  $\varepsilon=0^\circ$ ; 6 –  $\beta=6^\circ$ ,  $\gamma=8^\circ$ ,  $\alpha=7^\circ$ ,  $\varepsilon=0^\circ$ ;  
 7 –  $\beta=0^\circ$ ,  $\gamma=-8^\circ$ ,  $\alpha=-7^\circ$ ,  $\varepsilon=5^\circ$ ; 8 –  $\beta=12^\circ$ ,  $\gamma=0^\circ$ ,  $\alpha=0^\circ$ ,  $\varepsilon=5^\circ$ .

Рисунок 3.5 – Зміна моменту від бокової сили внаслідок повороту колеса



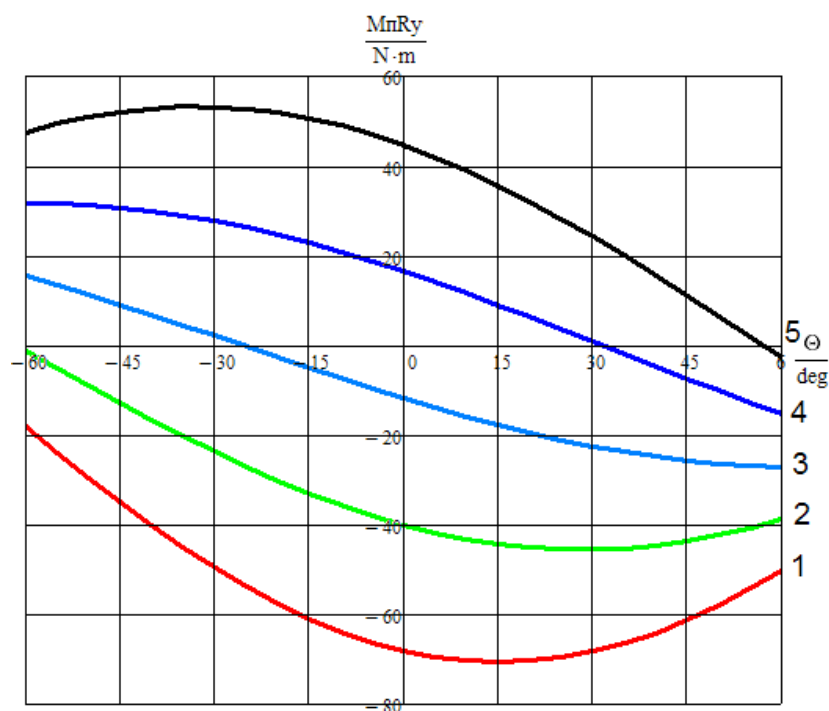
1 –  $\beta = -12^\circ$ , 2 –  $\beta = -6^\circ$ , 3 –  $\beta = 0^\circ$ , 4 –  $\beta = 6^\circ$ , 5 –  $\beta = 12^\circ$

Рисунок 3.6 – Зміна моменту від бокової сили при змінному куті  $\beta$  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  $\beta$  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  $\beta$  навпаки зменшуються. Причому із збільшенням величини позитивного значення кута  $\beta$  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  $\beta$  від  $+8^\circ$  до  $-12^\circ$  можемо бачити зменшення величини бокової сили. При чому із збільшення величини кута повороту колеса та від'ємного значення кута  $\beta$  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 –  $\gamma = 8^\circ$

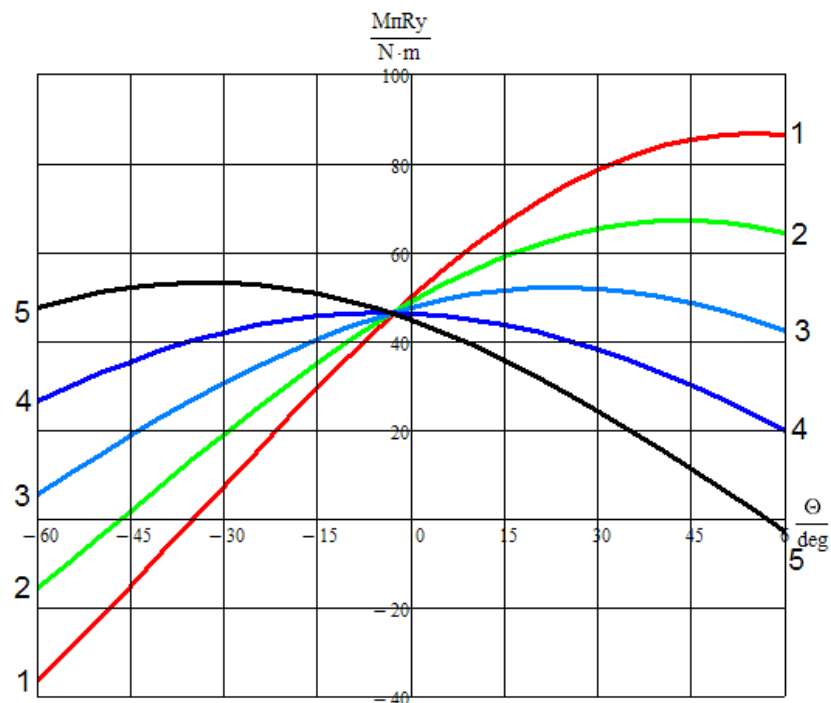
Рисунок 3.7 – Зміна моменту від бокової сили  
при змінному куті  $\gamma$  та при постійних кутах  $\beta = 12^\circ$ ,  $\alpha = 7^\circ$ ,  $\varepsilon = 5^\circ$

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

від бокової сили збільшується, причому для від'ємних кутів  $\gamma$  інтенсивність зміни моменту більша. А при досить великих кутах повороту автомобільного колеса, які в 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 вправо момент від бокової сили навпаки зменшується. Причому при від'ємних кутах нахилу шворня можна спостерігати процес збільшення моменту від бокової сили при збільшенні значенні кута повороту колеса понад  $\theta = 15^\circ$  при  $\gamma = -8^\circ$ , та  $\theta = 30^\circ$  при  $\gamma = -4^\circ$ .

На рис. 3.8 зображено зміну моменту від бокової сили при змінному куті  $\alpha$ .

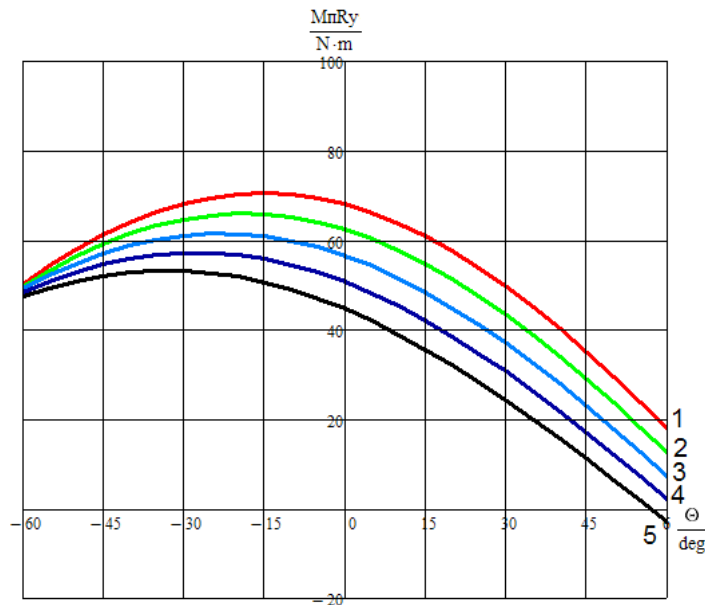


1 –  $\alpha = -7^\circ$ , 2 –  $\alpha = -3,5^\circ$ , 3 –  $\alpha = 0^\circ$ , 4 –  $\alpha = 3,5^\circ$ , 5 –  $\alpha = 7^\circ$

Рисунок 3.8 – Зміна моменту від бокової сили  
при змінному куті  $\alpha$  та при постійних кутах  $\beta = 12^\circ$ ,  $\gamma = 8^\circ$ ,  $\varepsilon = 5^\circ$

При повороті колеса автомобіля вліво при різних початкових кутах розвалу  $\alpha$  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  $\theta$  понад  $30^\circ$  спостерігається поступове зменшення моменту від бокової сили.

Протилежна тенденція спостерігається при повороті колеса вправо. При збільшенні від'ємного значення кута розвалу  $\alpha$  від  $0^\circ$  до  $-7^\circ$  можемо спостерігати початкове збільшення моменту, з послідуючим його зменшенням при певних значеннях кута повороту колеса  $\theta$ . В той час як при позитивних кутах розвалу колеса спостерігається зменшення величини моменту від бокової сили.



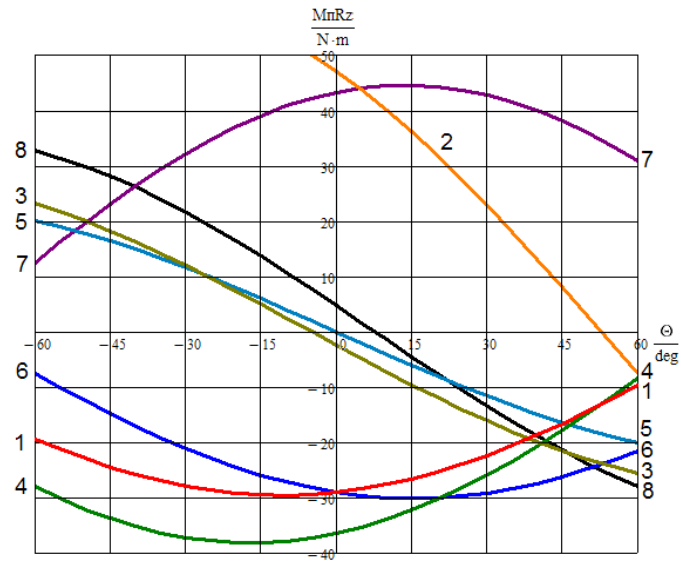
1 –  $\epsilon = -5^\circ$ , 2 –  $\epsilon = -2,5^\circ$ , 3 –  $\epsilon = 0^\circ$ , 4 –  $\epsilon = 2,5^\circ$ , 5 –  $\epsilon = 5^\circ$

Рисунок 3.9 – Зміна моменту від бокової сили  
при змінному куті  $\epsilon$  та при постійних кутах  $\beta = 12^\circ$ ,  $\gamma = 8^\circ$ ,  $\alpha = 7^\circ$

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

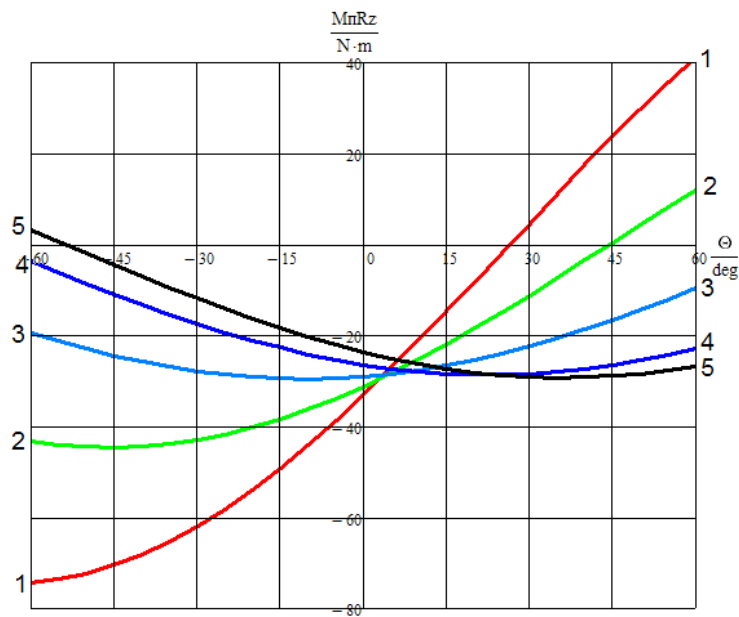
При повороті колеса вліво спочатку спостерігається збільшення моменту від бокової сили, та із збільшенням кута повороту колеса при певних його величинах починається зменшення моменту. Для кожного значення кута сходження є своя величина кута повороту колеса при якому починається зменшення моменту, причому для від'ємних значень кутів сходження ця величина менша, а для позитивних кутів сходження коліс навпаки більша.

Зміна моменту від вертикальної сили при повороті колеса та вплив на неї кутів встановлення колісного вузла досліджено за допомогою формул другого розділу (2.43) та (2.70) і зображено на рис. 3.10 – 3.14.



1 –  $\beta=0^\circ$ ,  $\gamma=8^\circ$ ,  $\alpha=7^\circ$ ,  $\varepsilon=5^\circ$ ; 2 –  $\beta=12^\circ$ ,  $\gamma=-8^\circ$ ,  $\alpha=-7^\circ$ ,  $\varepsilon=5^\circ$ ; 3 –  $\beta=6^\circ$ ,  $\gamma=0^\circ$ ,  $\alpha=-7^\circ$ ,  $\varepsilon=-5^\circ$ ;  
 4 –  $\beta=0^\circ$ ,  $\gamma=8^\circ$ ,  $\alpha=0^\circ$ ,  $\varepsilon=-5^\circ$ ; 5 –  $\beta=12^\circ$ ,  $\gamma=0^\circ$ ,  $\alpha=7^\circ$ ,  $\varepsilon=0^\circ$ ; 6 –  $\beta=6^\circ$ ,  $\gamma=8^\circ$ ,  $\alpha=7^\circ$ ,  $\varepsilon=0^\circ$ ;  
 7 –  $\beta=0^\circ$ ,  $\gamma=-8^\circ$ ,  $\alpha=-7^\circ$ ,  $\varepsilon=5^\circ$ ; 8 –  $\beta=12^\circ$ ,  $\gamma=0^\circ$ ,  $\alpha=0^\circ$ ,  $\varepsilon=5^\circ$ .

Рисунок 3.10 – Зміна моменту від вертикальної сили  
внаслідок повороту колеса

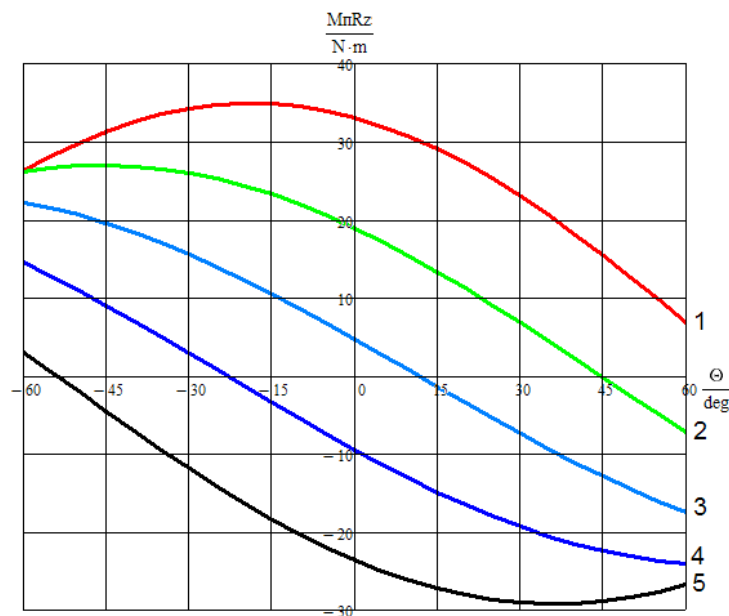


1 –  $\beta=-12^\circ$ , 2 –  $\beta=-6^\circ$ , 3 –  $\beta=0^\circ$ , 4 –  $\beta=6^\circ$ , 5 –  $\beta=12^\circ$

Рисунок 3.11 – Зміна моменту від вертикальної сили  
при змінному куті  $\beta$  та при постійних кутах  $\gamma = 8^\circ$ ,  $\alpha = 7^\circ$ ,  $\varepsilon = 5^\circ$

Розглянувши вплив кута поперечного нахилу осі повороту колеса  $\beta$  на момент від вертикальної сили (рис. 3.11) видно, що від’ємні кути  $\beta$  мають більший вплив на момент, чим позитивні кути  $\beta$  і інтенсивність зміни значення моменту для них більша. Тобто із ростом значення від’ємного кута  $\beta$  збільшується інтенсивність та величина зміни значення моменту від вертикальної сили при повороті колеса вправо, при повороті вліво – момент зменшується.

При повороті колеса вліво при кутах поперечного нахилу шворня  $\beta$  від  $0^\circ$  до  $12^\circ$  спостерігається тенденція до збільшення моменту від вертикальної сили. А для від’ємних кутів  $\beta$  від  $0^\circ$  до  $-12^\circ$  навпаки – до зменшення моменту. При повороті колеса направо від’ємні кути нахилу осі повороту призводять до збільшення моменту, причому чим більший від’ємний кут  $\beta$ , тим більша інтенсивність зміни величини моменту. В той час як для позитивних кутів  $\beta$  при повороті направо момент від вертикальної сили зменшується, але при значеннях кута повороту колеса  $\theta$  близьких до  $25^\circ$  спостерігається збільшення моменту.



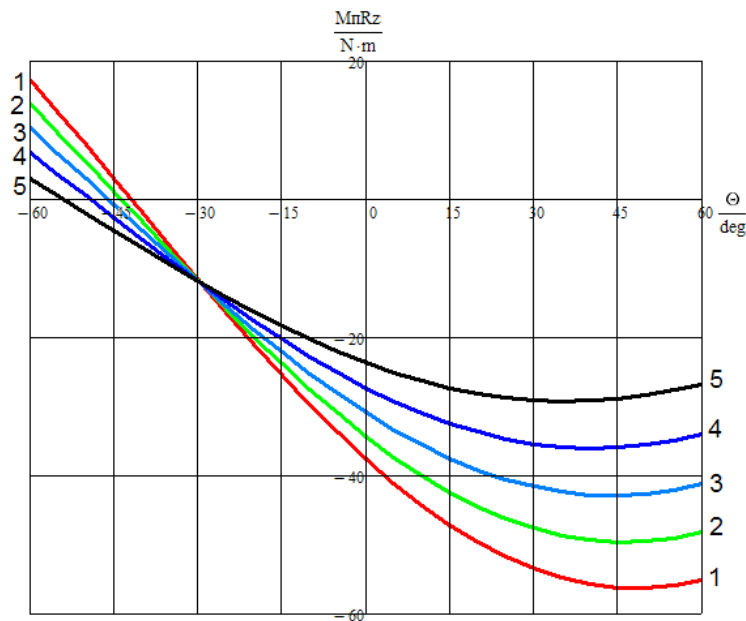
$$1 - \gamma = -8^\circ, 2 - \gamma = -8^\circ, 3 - \gamma = 0^\circ, 4 - \gamma = 4^\circ, 5 - \gamma = 8^\circ$$

Рисунок 3.12 – Зміна моменту від вертикальної сили при змінному куті  $\gamma$  та при постійних кутах  $\beta=12^\circ$ ,  $\alpha=7^\circ$ ,  $\varepsilon=5^\circ$

На рис. 3.12 відображено вплив поздовжнього кута нахилу осі повороту  $\gamma$  на момент від вертикальної сили. З графіка випливає, що при повороті

колеса вліво момент від вертикальної сили збільшується, причому для позитивних кутів  $\gamma$  інтенсивність зміни моменту більша. А при досить великих кутах повороту автомобільного колеса понад  $\theta = 20^\circ$  при  $\gamma = -8^\circ$ , та понад  $\theta = 50^\circ$  при  $\gamma = -4^\circ$  можемо бачити зменшення моменту від вертикальної сили.

При повороті колеса вправо момент від вертикальної сили навпаки зменшується. Причому при позитивних кутах поздовжнього нахилу шворня можна спостерігати процес збільшення моменту від вертикальної сили при великих значеннях кута повороту колеса.

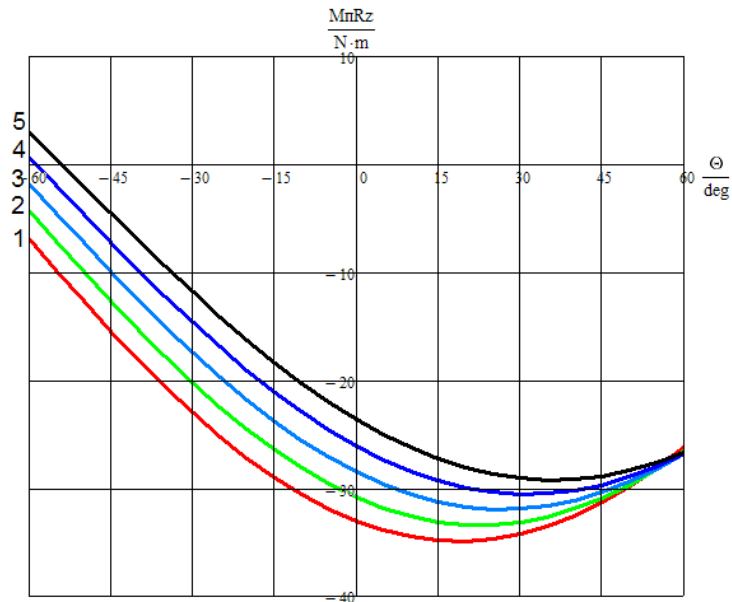


1 –  $\alpha = -7^\circ$ , 2 –  $\alpha = -3,5^\circ$ , 3 –  $\alpha = 0^\circ$ , 4 –  $\alpha = 3,5^\circ$ , 5 –  $\alpha = 7^\circ$

Рисунок 3.13 – Зміна моменту від вертикальної сили при змінному куті  $\alpha$  та при постійних кутах  $\beta=12^\circ$ ,  $\gamma=8^\circ$ ,  $\epsilon=5^\circ$

Розглянувши вплив кута розвалу  $\alpha$  на момент від вертикальної сили (рис. 3.13) видно, що при повороті колеса направо із збільшенням значення позитивного кута  $\alpha$  величина моменту від вертикальної сили збільшується, а при від'ємному куті  $\alpha$  навпаки – зменшується. Також слід зазначити, що інтенсивність зміни значення моменту при позитивних кутах менша, ніж при від'ємних кутах  $\alpha$ . Для позитивних і від'ємних кутів  $\alpha$  характерно, що при повороті колеса спочатку відбувається зменшення моменту від вертикальної сили, а потім зі збільшенням кута повороту колеса момент починає збільшуватися. Причому кут повороту

колеса для позитивних кутів розвалу  $\alpha$ , при якому починає збільшуватися момент від вертикальної сили тим менший, чим більший сам кут  $\alpha$ . Для від'ємних кутів розвалу навпаки із збільшенням значення кута  $\alpha$  збільшується і кут повороту колеса  $\theta$ , при якому момент починає збільшуватися. При повороті колеса вліво момент від вертикальної сили збільшується.

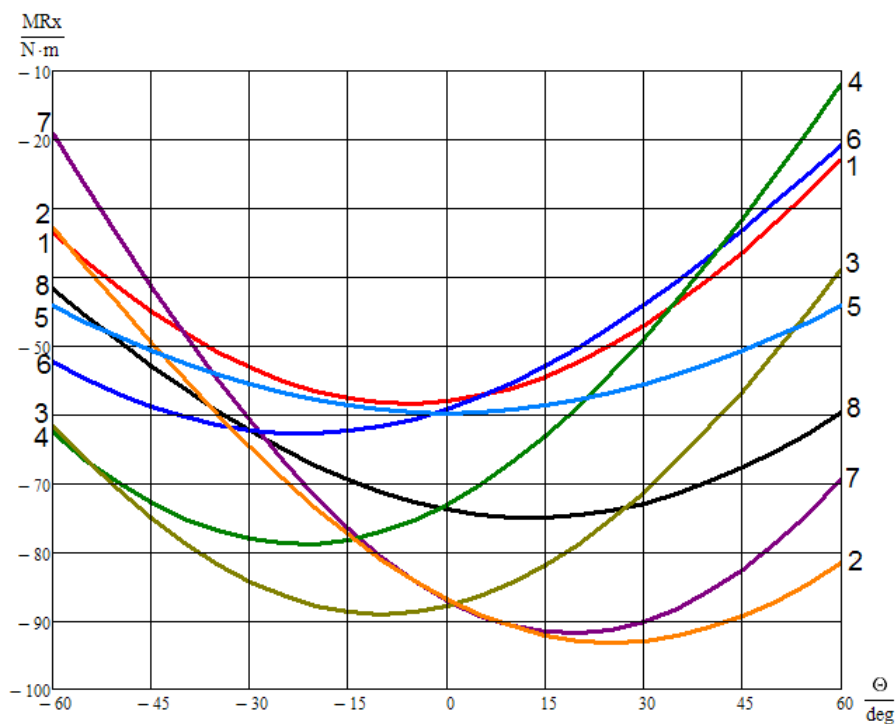


$$1 - \varepsilon = -5^\circ, 2 - \varepsilon = -2.5^\circ, 3 - \varepsilon = 0^\circ, 4 - \varepsilon = 2.5^\circ, 5 - \varepsilon = 5^\circ$$

Рисунок 3.14 – Зміна моменту від вертикальної сили при змінному куті  $\varepsilon$  та при постійних кутах  $\beta = 12^\circ$ ,  $\gamma = 8^\circ$ ,  $\alpha = 7^\circ$

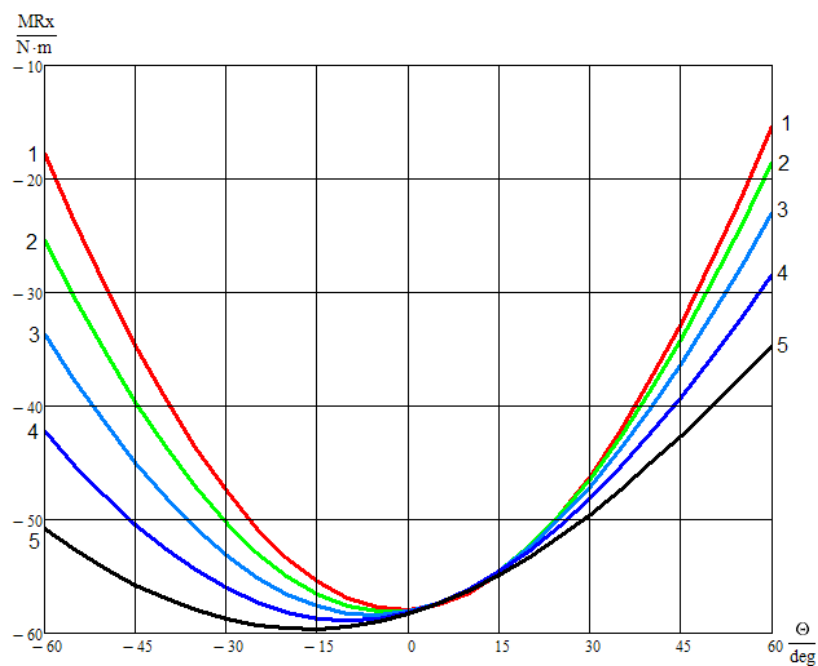
Кути сходження  $\varepsilon$  з усіх кутів оказують найменший вплив на момент від вертикальної реакції (рис. 3.14). Збільшенням позитивного кута сходження можна досягнути збільшення моменту, а збільшенням від'ємного кута  $\varepsilon$ , навпаки, можна зменшити момент. Слід відзначити, що як і в випадку кутів розвалу для позитивних і від'ємних кутів сходження характерно, що при повороті колеса вправо спочатку відбувається зменшення моменту від вертикальної сили, а потім із збільшенням кута повороту колеса момент починає збільшуватися.

Зміна моменту від поздовжньої сили при повороті колеса та вплив на неї кутів встановлення колісного вузла досліджено за допомогою формул другого розділу (2.43), (2.60) другого розділу і зображено на рис. 3.15-3.19.



1 –  $\beta=0^\circ, \gamma=8^\circ, \alpha=7^\circ, \varepsilon=5^\circ$ ; 2 –  $\beta=12^\circ, \gamma=-8^\circ, \alpha=-7^\circ, \varepsilon=5^\circ$ ; 3 –  $\beta=6^\circ, \gamma=0^\circ, \alpha=-7^\circ, \varepsilon=-5^\circ$ ;  
 4 –  $\beta=0^\circ, \gamma=8^\circ, \alpha=0^\circ, \varepsilon=-5^\circ$ ; 5 –  $\beta=12^\circ, \gamma=0^\circ, \alpha=7^\circ, \varepsilon=0^\circ$ ; 6 –  $\beta=6^\circ, \gamma=8^\circ, \alpha=7^\circ, \varepsilon=0^\circ$ ;  
 7 –  $\beta=0^\circ, \gamma=-8^\circ, \alpha=-7^\circ, \varepsilon=5^\circ$ ; 8 –  $\beta=12^\circ, \gamma=0^\circ, \alpha=0^\circ, \varepsilon=5^\circ$ .

Рисунок 3.15 – Зміна моменту від поздовжньої сили  
внаслідок повороту колеса



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

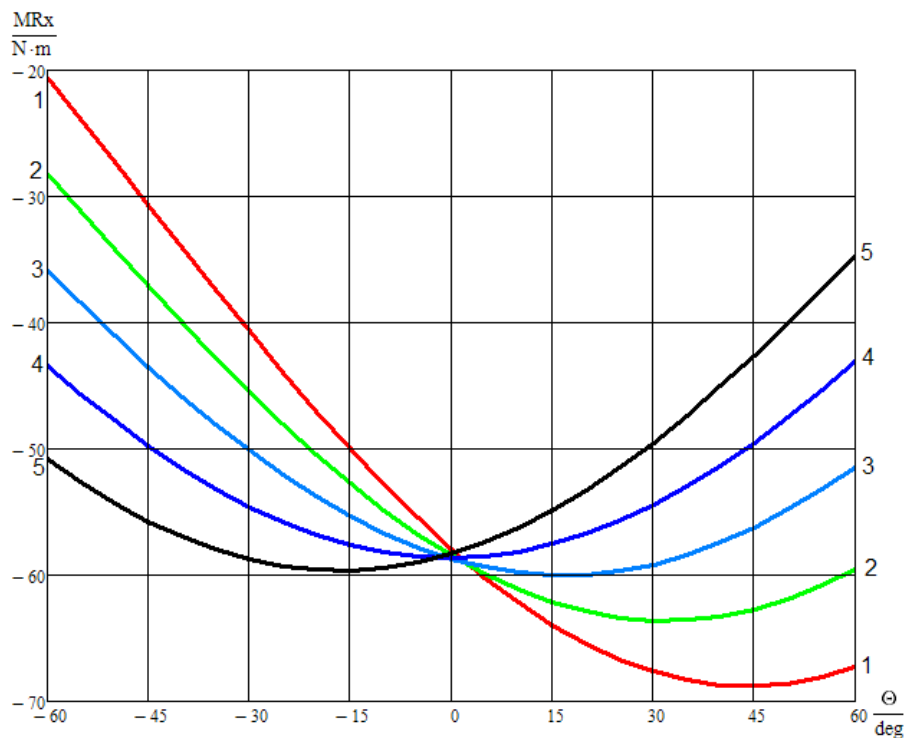
Рисунок 3.16 – Зміна моменту від поздовжньої сили  
при змінному куті  $\beta$  та при постійних кутах  $\gamma = 8^\circ, \alpha = 7^\circ, \varepsilon = 5^\circ$



Розглянувши вплив поперечного кута нахилу осі повороту колеса  $\beta$  на момент від поздовжньої сили видно, що при кутах повороту колеса  $\theta$  від  $-5^\circ$  до  $+17^\circ$  величина кута  $\beta$  не оказує ніякого впливу на момент при повороті колеса. При більших кутах повороту колеса помітно, що збільшення значення від'ємних кутів  $\beta$  веде до збільшення моменту, в той час як збільшення позитивних кутів  $\beta$  навпаки веде до зменшення моменту. Причому інтенсивність зміни моменту від поздовжньої сили збільшується при збільшенні значення від'ємного кута  $\beta$  або при зменшенні значення позитивного кута  $\beta$ .

Таким чином, при одному і тому ж значенні кута повороту колеса моменту від поздовжньої сили буде більшим для від'ємного кута нахилу осі повороту колеса  $\beta$  в порівнянні з таким же значенням позитивного кута  $\beta$ .

На рисунку 3.17 відображено вплив поздовжнього кута нахилу осі повороту колеса  $\gamma$  на значення моменту сили від дії на колесо автомобіля поздовжньої сили.



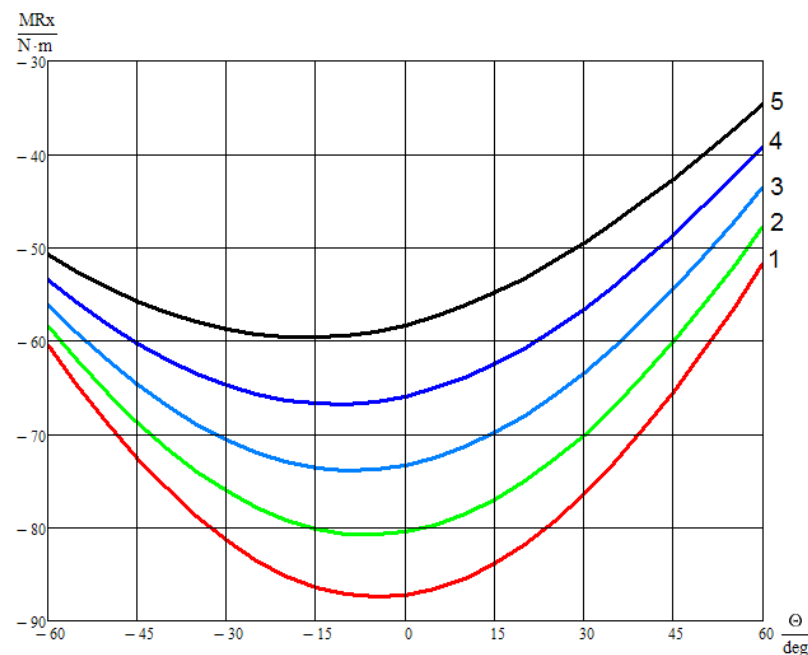
$$1 - \gamma = -8^\circ, 2 - \gamma = -8^\circ, 3 - \gamma = 0^\circ, 4 - \gamma = 4^\circ, 5 - \gamma = 8^\circ$$

Рисунок 3.17 – Зміна моменту від поздовжньої сили

при змінному куті  $\gamma$  та при постійних кутах  $\beta=12^\circ$ ,  $\alpha=7^\circ$ ,  $\varepsilon=5^\circ$

Для впливу кута нахилу  $\gamma$  на момент від поздовжньої сили характерним при повороті колеса направо є те, що із збільшенням позитивного значення кута  $\gamma$  момент збільшується, а із збільшенням від'ємного значення кута  $\gamma$  момент навпаки зменшується. Слід зазначити, що для негативних кутів  $\gamma$  характерно, що при повороті колеса спочатку відбувається зменшення моменту від поздовжньої сили, а потім зі збільшенням кута повороту колеса момент починає збільшуватися. Причому кут повороту колеса, при якому починає збільшуватися момент від поздовжньої сили, тим менший, чим менший сам від'ємний кут  $\gamma$ . А при повороті колеса наліво все відбувається навпаки.

Вплив кута розвалу  $\alpha$  на величину моменту сили від дії на колесо автомобіля поздовжньої сили представлено на рис. 3.18.



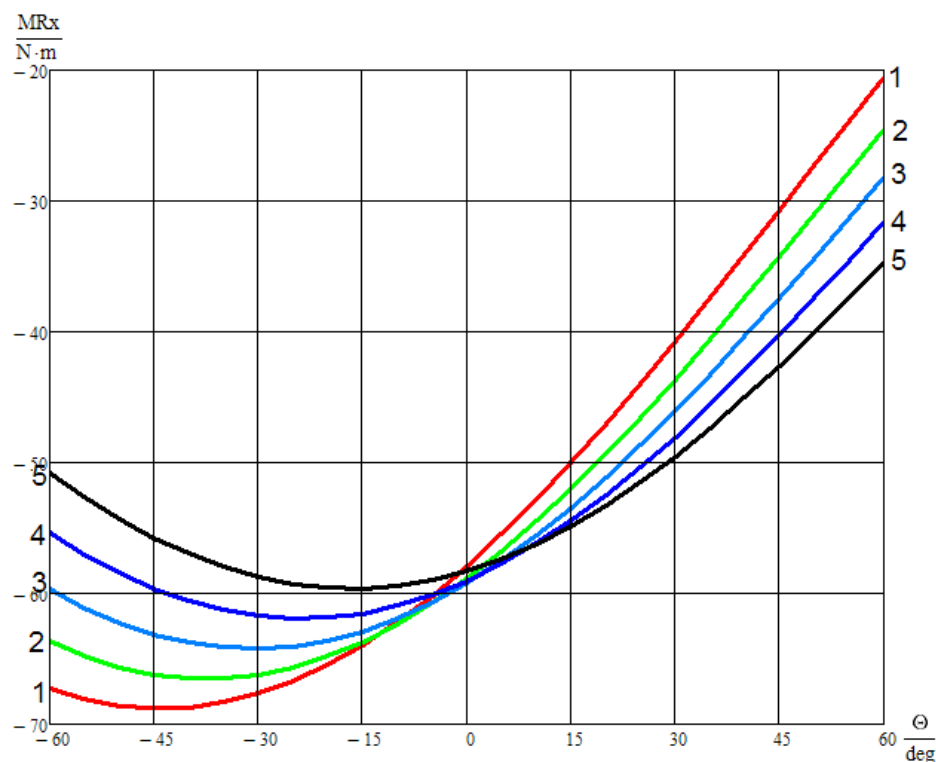
1 –  $\alpha = -7^\circ$ , 2 –  $\alpha = -3.5^\circ$ , 3 –  $\alpha = 0^\circ$ , 4 –  $\alpha = 3.5^\circ$ , 5 –  $\alpha = 7^\circ$

Рисунок 3.18 – Зміна моменту від поздовжньої сили при змінному куті  $\alpha$  та при постійних кутах  $\beta=12^\circ$ ,  $\gamma=8^\circ$ ,  $\epsilon=5^\circ$

Загальна тенденція впливу кутів розвалу  $\alpha$  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  $\alpha$  збільшується величина моменту від поздовжньої сили при повороті колеса, а із збільшенням від'ємного кута  $\alpha$  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  $\alpha$  від  $-7^\circ$  до  $+7^\circ$  величина кута повороту колеса  $\theta$ , при якому відбувається зміна моменту, збільшується.



$$1 - \epsilon = -5^\circ, 2 - \epsilon = -2.5^\circ, 3 - \epsilon = 0^\circ, 4 - \epsilon = 2.5^\circ, 5 - \epsilon = 5^\circ$$

Рисунок 3.19 – Зміна моменту від поздовжньої сили при змінному куті  $\epsilon$  та при постійних кутах  $\beta=12^\circ$ ,  $\gamma=8^\circ$ ,  $\alpha=7^\circ$

Вплив кута сходження  $\epsilon$  на величину моменту від поздовжньої сили представлено на рисунках 3.19. При повороті колеса автомобіля вправо від'ємні кути сходження  $\epsilon$  збільшують значення моменту, а позитивні кути  $\epsilon$  навпаки зменшують моменти від поздовжньої сили. При чому зменшення від'ємних кутів  $\epsilon$  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  $\epsilon$  збільшується, в той час як для позитивного кута  $\epsilon$  навпаки із ростом величини кута інтенсивність зменшується.

При повороті автомобільного колеса наліво, із різними початковими кутами сходження  $\epsilon$ , момент від поздовжньої сили спочатку зменшується, а потім при деякому значенні кута повороту колеса момент починає збільшуватися. Причому із збільшенням кутів сходження  $\epsilon$  від  $-5^\circ$  до  $+5^\circ$  величина кута повороту колеса  $\theta$ , 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 врахуванням 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 керуючий 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 М1. 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 M1.

Автомобіль DAEWOO-FSO LANOS TF48Y, наданий ПАТ «ЗАЗ». Основні параметри автомобіля, який використовувався при експериментальних дослідженнях, наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Параметри автомобіля DAEWOO-FSO LANOS TF48Y

№ п.п	Найменування параметру	Значення
1	2	3
1	Максимальна швидкість руху, км/год	162
2	Маса спорядженого автомобіля з водієм,	1010
	передня вісь	600
	задня вісь	410

Продовження таблиці 4.1

1	2	3
3	Технічно допустима повна маса автомобіля, кг передня вісь задня вісь	1400 702 698
4	Максимальне технічно допустиме навантаження на вісі, кг: передня вісь задня вісь	890 790
5	Сходження передніх коліс (при спорядженій масі автомобіля без водія, пасажирів і вантажу)	-0°10'...+0°10'
6	Кут розвалу передніх коліс (при повній масі автомобіля)	-1°10'...+0°20'
7	Тиск в шинах коліс (175/70 R13) при повному завантаженні автомобіля, кПа	220

### 4.3 Програма дорожніх випробувань автомобіля категорії М1

Програма дорожніх випробувань легкового автомобіля категорії М1 відповідає нормативним документам [36, 76]:

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

- вибіг автомобіля з швидкості 60 км/год;
- вибіг 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 покриттям (рис. 4.1). Випробування для криволінійного руху «по колу» проводилися на горизонтальній ділянці дороги кругового руху радіусом 55 м з рівним, сухим, чистим асфальтобетонним покриттям (рис. 4.2).

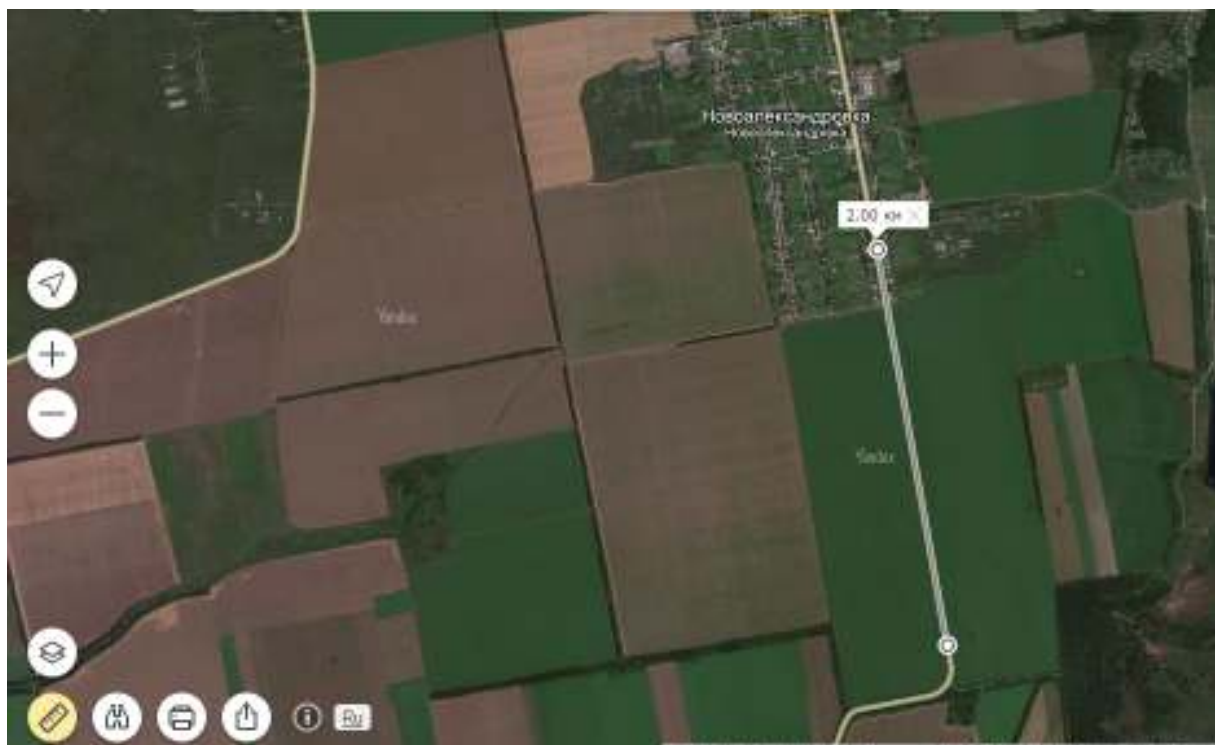


Рисунок 4.1 – Ділянка дороги для випробувань на прямій





Рисунок 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 цим калібрувався і регулювався комплекс вимірювально-реєструючої апаратури, після чого виконувались контрольні заїзди для оцінювання правильності виконаних робіт по налаштуванню та регулюванню.

#### 4.4 Методика проведення дорожніх випробувань

Випробування проведено як при прямолінійному, так і при криволінійному русі автомобіля. При цьому при прямолінійному русі досліди проведено 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 послідовним 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 дороги 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 вважались 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 3м/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 затрачувалась на роботу з подолання сили 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 регламентована 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.

#### **4.5 Вимірювальна та реєструюча апаратура**

Для виміру та реєстрації показників руху автомобіля, кутів сходження коліс та бокової сили, що діє на колесо транспортного засобу, на кафедрі «Автомобілі» Запорізького національного технічного університету було розроблено та виготовлено випробувальний комплекс, до складу якого входе сучасна вимірювальна та реєструюча апаратура [119]. Вимірювальну та реєструючу апаратуру було закріплено до коліс і крил автомобіля та встановлено на алюмінієву плиту з жорстким кріпленням її до кузову автомобіля на місці заднього сидіння (рис. 4.3 – 4.7). На рис. 4.3 – 4.7 представлено загальний вид автомобіля та апаратура, яку використано при випробуваннях.



1 – датчик виміру кутів сходження коліс та їх повороту; 2 – «п'яте» колесо вимірювального комплексу

Рисунок 4.3 – Загальний вид автомобіля з дослідницьким обладнанням



Рисунок 4.4 – Фронтальний вид автомобіля з дослідницьким обладнанням



Рисунок 4.5 – Вимірювальна апаратура в салоні автомобіля



- 1 – гіроскоп ЦГВ-5; 2 – датчик кутових прискорень ДУСУ-45 АС;  
 3 – акселерометр МП95; 4 – багатодатчиковий модуль Steval-mki062v1;  
 5 – реєструвальний комплекс MtPro 4; 6 – реєструвальний комплекс MtPro 2;  
 7 – центральний пульт керування; 8 – дистанційний пульт керування;  
 9 – блок живлення

Рисунок 4.6 – Вимірювально-реєструюча апаратура дослідного автомобіля





Рисунок 4.7 – Вимірювальне рульове колесо дослідного автомобіля

За допомогою розробленої апаратури під час проведення експериментальних досліджень визначалися наступні параметри:

- кут сходження коліс;
- бокову силу на керованих колесах;
- кут повороту керованих коліс;
- кут повороту рульового колеса;
- зусилля на рульовому колесі;
- прискорення автомобіля у трьох площинах;
- кути нахилу кузова автомобіля у трьох площинах;
- кутова швидкість повороту поздовжньої вісі автомобіля;
- пройдена відстань автомобілем;
- витрата палива автомобілем;
- швидкість руху автомобіля.

Основні характеристики дослідного обладнання та засобів вимірювальної техніки, які використано при проведенні досліджень, наведено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Характеристики дослідного обладнання та засобів вимірювальної техніки

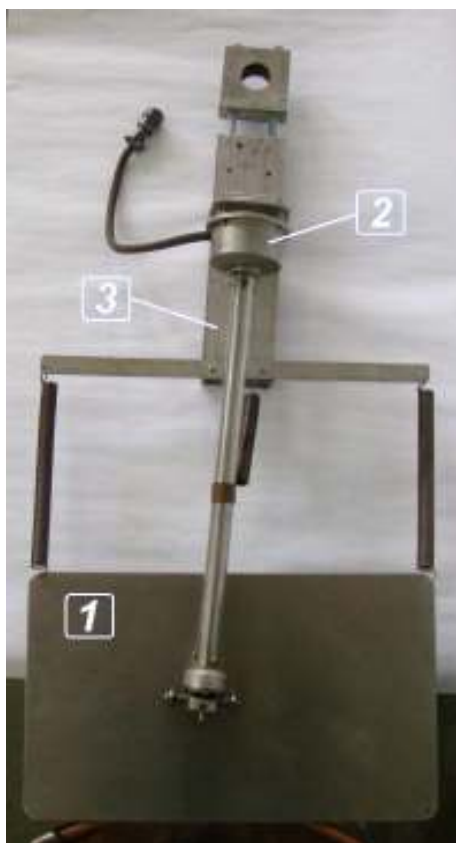
Назва	Діапазон вимірювань	Точність вимірювання
1	2	3
Датчик виміру кутів сходження коліс та їх повороту (власне виробництво, кафедра «Автомобілі» ЗНТУ)	$\pm 35^\circ$	1'
Датчик виміру бокових сил на колесах автомобіля (власне виробництво, кафедра «Автомобілі» ЗНТУ)	$\pm 7000 \text{ Н}$	10 Н
Вимірювальне рульове колесо (власне виробництво, кафедра «Автомобілі» ЗНТУ): - кут повороту руля - зусилля на рулі	$\pm 1440^\circ$ $\pm 2000 \text{ Н}$	0,2° 0,5 Н
Steval-mki062v1: - прискорення по осям X, Y, Z - кути нахилу по осям X, Y, Z	$\pm 8g$ $\pm 300^\circ$	0,01g 0,05°
Акселерометр МП – 95	$\pm 15 \text{ м/с}^2$	0,1 $\text{м/с}^2$
Гіроскоп ЦГВ – 5	$\pm 12^\circ$	0,2°
Датчик кутових прискорень ДУСУ-45 АС	45 град/с	0,05 град/с



Продовження таблиці 4.2

1	2	3
Вимірювальний комплекс «п'яте колесо» (власне виробництво, кафедра «Автомобілі» ЗНТУ): - пройдена відстань - швидкість руху	---- 200 км/год	0,1 м 0,1 км/год
Реєструвальний комплекс MtPro 2: - максимальна частота вимірювання одного каналу із восьми / усіх каналів - АЦП	2 МГц/125 кГц 12 біт	
Реєструвальний комплекс MtPro 4: - максимальна частота вимірювання одного каналу із восьми/усіх каналів - АЦП	6 МГц/500 кГц 12 біт	
Регульовально-діагностичний стенд кутів встановлення коліс BOSCH FWA 4415	70°	0,5'
Обладнання для перевірки та встановлення необхідного тиску в шинах колес автомобіля ZLW/1	0...3.0 МПа	±0,01МПа
Анемометр АРІ-49	2-30м/с	±0,5м/с

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 – кронштейн для кріплення пристрою на крилі та капоті автомобіля

Рисунок 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.



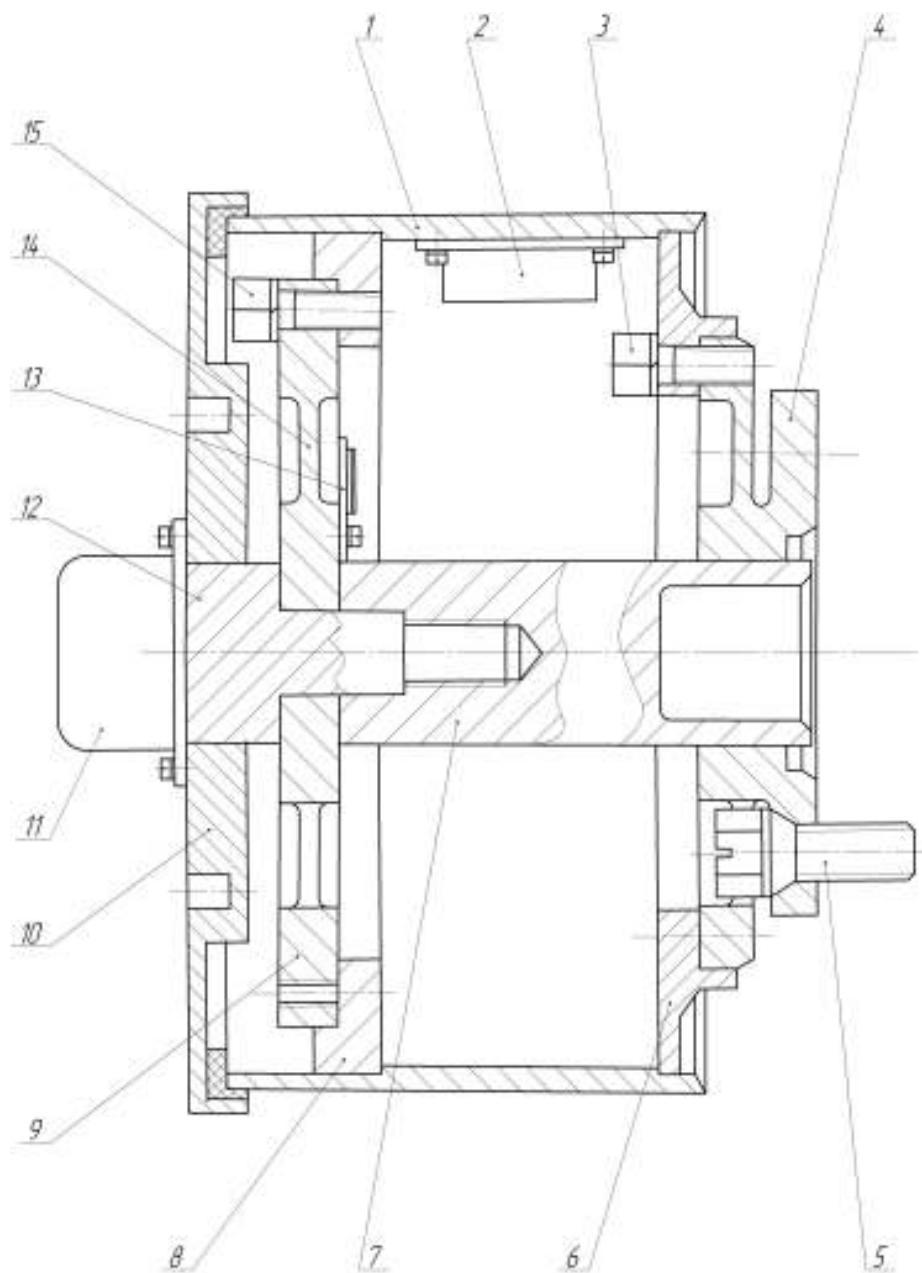
1 – вимірювальне кільце; 2 – тензорезистор з захисним шаром герметика;  
3 – підстроювальна плата; 4 – блок живлення

Рисунок 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 буртами, 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 різбовим отвором, впирається у вимірювальне кільце 9. В свою чергу вимірювальне кільце 9 притиснене до



- 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 гвинт; 13 – підстроювальна плата; 14 – спиця; 15 – болт

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

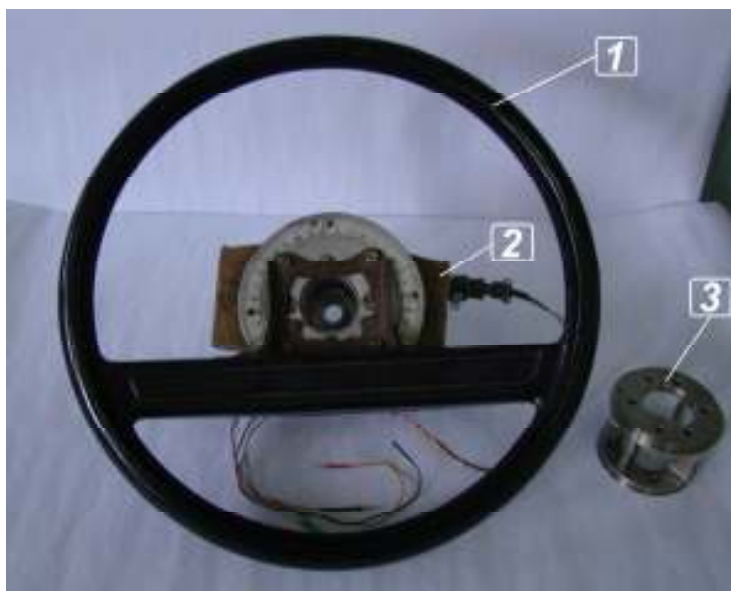
вісі 7 з'єднувальним гвинтом 12 кришки 10. Таким чином, вимірювальне кільце 4 через перехідні втулки 6, 8, бурти корпусу 1 та вісь 7 передає бокове зусилля на вимірювальне кільце 9, яке з'єднане болтами 15 з перехідною втулкою 8. Вимірювальне кільце 9 представляє собою диск з вісьмома спицями 14 які 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  $-30^{\circ}\text{C}$  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].

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 виносу вимірювального елемента, тобто вимірювального кільця 9, за площину прикладання цих сил.

Таким чином, при русі автомобіля під дією бокової сили на колесо, пружний 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 беззасторожному 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 апарату в салоні автомобіля.

Кут повороту рульового колеса вимірюється потенціометричним датчиком, який кінематично зв'язаний з рульовим колесом (рис. 4.11).



1 - рульове колесо; 2 - вимірювальний блок; 3 – перехідна втулка

Рисунок 4.11 – Вимірювальне рульове колесо

При цьому кінематичний зв'язок між рульовим колесом і рульовою колонкою виконано через перехідну титанову втулку, яка розміщена в середині корпусу потенціометричного датчика. На спицях перехідної втулки з протилежних боків наклеєні тензорезистори, що дозволяє вимірювати зусилля і крутний момент на рульовому колесі. Тензорезистори з'єднані по мостовій схемі в певній послідовності, що дозволяє компенсувати викривлення, які вносяться силами, що прикладені не в площині рульового колеса.

Кут крену кузову автомобіля вимірюється за допомогою авіаційної гіровертикалі типу ЦГВ-5, яка також використовувалась для корекції похибки датчику виміру бокового прискорення. ЦГВ-5 на автомобілі встановлюється так, щоб її горизонтальна вісь була паралельна поздовжній осі автомобіля, вертикальна вісь виставляється аретиром самого прибору. Гіровертикаль являє собою двохгіроскопну систему з рідинною та ваговою маятниковими корекціями, а також корекцією для компенсації моментів тертя в вимірювальних осях. Діапазон виміру кута крену складає  $\pm 12^\circ$ .

Кутова швидкість повороту поздовжньої осі автомобіля вимірювалась гіроскопічним датчиком кутових швидкостей ДУСУ-45АС. Датчик має чутливий елемент у вигляді гіроскопу з однією ступеню волі. При повороті гіроскопа відносно вимірювальної вісі виникає кут прецесії ротору, пропорційний кутовій швидкості повороту, який трансформується в електричний сигнал за допомогою колового потенціометра. Датчик встановлюється так, щоб його вимірювальна вісь була паралельна поздовжній осі автомобіля. Діапазон виміру кутової швидкості датчика  $\pm 45$  град/с.

Бокове прискорення автомобіля вимірюється датчиком лінійних прискорень МП-95 з діапазоном вимірювань  $\pm 1,5$  g. Датчик встановлюється поблизу центра мас автомобіля і перпендикулярно його поздовжній осі. Датчик лінійних прискорень представляє собою масу з однією ступеню волі, яка підпружинена в центральному положенні. Вихідний сигнал датчика, пропорційний зміщенню маси, фіксується потенціометром. Гасіння коливань маси здійснюється демпферним пристроєм датчику. Так як при дії бокового прискорення кузов автомобіля має крен, то жорстко закріплений в салоні автомобіля датчик вимірює прискорення не в горизонтальній площині. Одночасно фіксується складова прискорення земного тяжіння, що оказує вплив на результати випробувань. При обробці результатів показань датчика МП-95 виконується корегування результатів з урахуванням крену кузова автомобіля, який фіксується гіровертикаллю ЦГВ-5.

В салоні автомобіля, поруч з вище зазначеними датчиками, встановлено багатодатчиковий модуль Steval-mki062v1. Модуль складається з датчиків атмосферного тиску, температури навколишнього середовища, трьохосовий 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 крюка 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 дротовий 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 MtPro 2 та MtPro 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 OBD II роз'єму автомобіля.

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

#### **4.6 Методика опрацювання результатів експериментальних досліджень**

Достовірність і точність отриманих експериментальних даних оцінено статистичними методами, викладеними в роботах [5, 24, 59, 75, 132]. Математичне очікування визначено по залежності:

$$\bar{y} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^n y_i, \quad (4.1)$$

де  $y_i$  – значення параметра при  $i$ -му вимірі;

$m$  – число паралельних дослідів ( $m = 6$ ).

Дисперсія (середньоквадратичні відхилення) визначена за формулою:

$$D = \sigma^2 = \frac{m}{m-1} \cdot \left[ \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m y_i^2 - (\bar{y})^2 \right]. \quad (4.2)$$

Середньоарифметичні значення середньоквадратичних відхилень отримано з виразу:

$$\sigma_0 = \frac{\sigma}{\sqrt{m}}. \quad (4.3)$$

Довірчі інтервали знайдено за формулою:

$$t_{cm} = \sigma_0 \cdot \alpha_{cm}, \quad (4.4)$$

де  $\alpha_{cm}$  - коефіцієнт Стюдента.

Дійсні значення досліджуваного параметра дорівнюють:

$$y_d = \bar{y} \pm t_{cm}. \quad (4.5)$$

Достовірність даних та належність їх до однієї генеральної сукупності, оцінено методом, що базується на використанні довірчого інтервалу. Визначено критерії грубих помилок:

$$\beta_{\max} = \frac{(y_{\max} - \bar{y})}{\sigma \cdot \sqrt{\frac{m-1}{m}}}; \quad (4.6)$$

$$\beta_{\min} = \frac{(\bar{y} - y_{\min})}{\sigma \cdot \sqrt{\frac{m-1}{m}}}, \quad (4.7)$$

де  $y_{max}, y_{min}$  – найбільше і найменше значення з  $m$  вимірів.

Якщо:

$$\beta_{max} > \beta_{кр};$$

$$\beta_{min} < \beta_{кр},$$

де  $\beta_{кр}$  – табличне значення критерію появи грубих помилок, то значення  $y_{max}$  чи  $y_{min}$ , відповідно, виключалися з результатів вимірювань і відбувалося уточнення оцінок розподілу випадкової величини.

Відносна похибка результатів серії вимірювань при заданій довірчій ймовірності ( $P_d = 0,95$ ) оцінено по залежності:

$$\delta_0 = \frac{t_{cm}}{\bar{y}} \cdot 100. \quad (4.8)$$

Перевірка відтворюваності результатів експерименту виконано з використанням критерію Кохрена за умовою:

$$k_{кр} = \frac{\max D_i}{\sum_{i=1}^n D_i} < k_{км}, \quad (4.9)$$

де  $\max D_i$  – найбільше значення дисперсії з числа розглянутих паралельних  $n_c$  серій;

$\sum D_i$  - сума дисперсій серій розглянутого параметру;

$k_{кр}, k_{км}$  - розрахункове та табличне значення критерію Кохрена при заданій довірчій ймовірності і числі ступенів свободи  $q = m - 1$  ( $k_{км} = 0,59$  при  $q = 5$  та  $P_d = 0,95$ ).

При виконанні цієї умови експеримент визнавався відтвореним. Перевірка дала позитивний результат за всіма параметрам, що зареєстровано на всіх режимах випробувань.

З метою оцінки адекватності математичної моделі необхідно встановити приналежність двох залежностей того чи іншого параметра до однієї генеральної сукупності. Одна з цих залежностей є математичним очікуванням випадкового процесу, отриманого експериментальним шляхом, а іншу отримано в результаті розрахунку або моделювання. Приналежність двох кривих однієї генеральної сукупності при невеликому обсязі вибірки оцінюється, як правило, за критерієм Колмогорова-Смирнова. Для цього обчислювалось розрахункове значення критерію Колмогорова-Смирнова  $\lambda_0$  і порівнювалось з критичним значенням, що визначається за таблицею:  $\lambda_0 = 1,315$  при  $n_c = 30$  і  $P_\delta = 0,95$ :

$$\lambda_0 = \max |\bar{F}_i(x) - \hat{F}_i(x)| \cdot \sqrt{n_c}, \quad (4.10)$$

де  $\bar{F}_i(x)$ ,  $\hat{F}_i(x)$  – значення експериментальної та модельної нормованих залежностей параметра в  $i$ -му перерізі.

Експериментальна  $\bar{F}_i(x)$  та модельна  $\hat{F}_i(x)$  залежності параметра нормовано наступним чином:

$$F_i(x) = \frac{y_i \cdot \Delta t}{\sum_{i=0}^t y_i \cdot \Delta t}, \quad (4.11)$$

де  $y_i$  – середнє значення параметра в  $i$ -му перерізі;

$\Delta t$  – ширина перерізу.

При виконанні умови  $\lambda_0 < \lambda_m$  приймалася гіпотеза про адекватність теоретичного опису досліджуваного параметра.

Процедуру статистичної оцінки виконано для всіх зареєстрованих параметрів на всіх режимах руху.

Основні результати досліджень, проведених у даному розділі, наведено у роботах [27, 37, 77-79, 119].

#### **4.7 Висновки до четвертого розділу:**

1. Розроблено програму та методику дорожніх випробувань автомобіля категорії M1 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 M1 створено науково-дослідну лабораторію для дорожніх випробувань колісного керуючого модуля з удосконаленням комплексом вимірювальної та реєструючої апаратури з можливістю визначення зміни кутів сходження коліс на різних режимах руху.

3. Для вимірювального комплексу розроблено:

1) «Пристрій виміру бокової сили, що діє на колесо транспортного засобу» патент на корисну модель № 49868 [77].

2) «Пристрій виміру сил, що діють на колесо транспортного засобу» патент на корисну модель № 70947 [78].

3) «Пристрій виміру сходження коліс та сил, що діють на колесо транспортного засобу» патент на корисну модель № 90100 [79].

## РОЗДІЛ 5

### РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ЗМІНИ КУТІВ СХОДЖЕННЯ КОЛІС ПІД ЧАС РУХУ АВТОМОБІЛЯ

#### 5.1 Аналіз результатів досліджень при русі автомобіля з постійною швидкістю

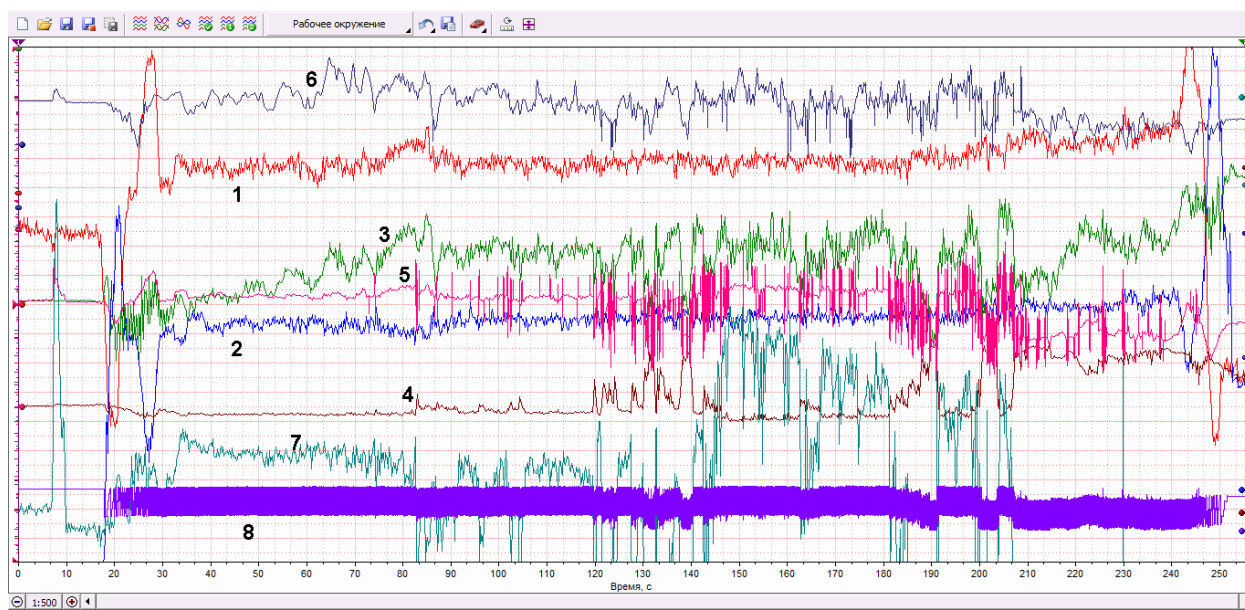
При русі автомобіля його кути сходження коліс постійно змінюються. Причиною цього явища є коливання коліс в горизонтальній площині через постійну зміну величин впливу на них нерівностей дороги, зазорів в шарнірах рульових тяг, дисбалансу коліс, небездоганність геометрії рульового приводу та інші фактори.

Динаміка зміни сходження коліс вивчена недостатньо добре, хоча автомобільні заводи і конструкторські бюро давно потребують єдиних рекомендацій і методів її дослідження. Найбільш це актуально для передньоприводних автомобілів, коли при криволінійному русі до керованих коліс підводиться момент змінний по величині.

При виборі кутів сходження коліс потрібно враховувати, що величина сходження коліс залежить від багатьох експлуатаційних і конструктивних факторів, таких як жорсткісні параметри підвіски автомобіля в поздовжній площині, режими руху тощо. При установці сходження керованих коліс необхідно враховувати тривалість руху автомобіля на різних режимах, тобто враховувати кочення колеса в динаміці.

У відповідності із цілями та задачами з проведення експерименту, а також програмами проведення випробувань, які викладені в четвертому розділі дисертаційної роботи, були отримані осцилограми процесів, що

досліджуються при прямолінійному русі автомобіля. Приклад деяких осцилограм випробувань наведено на рис. 5.1

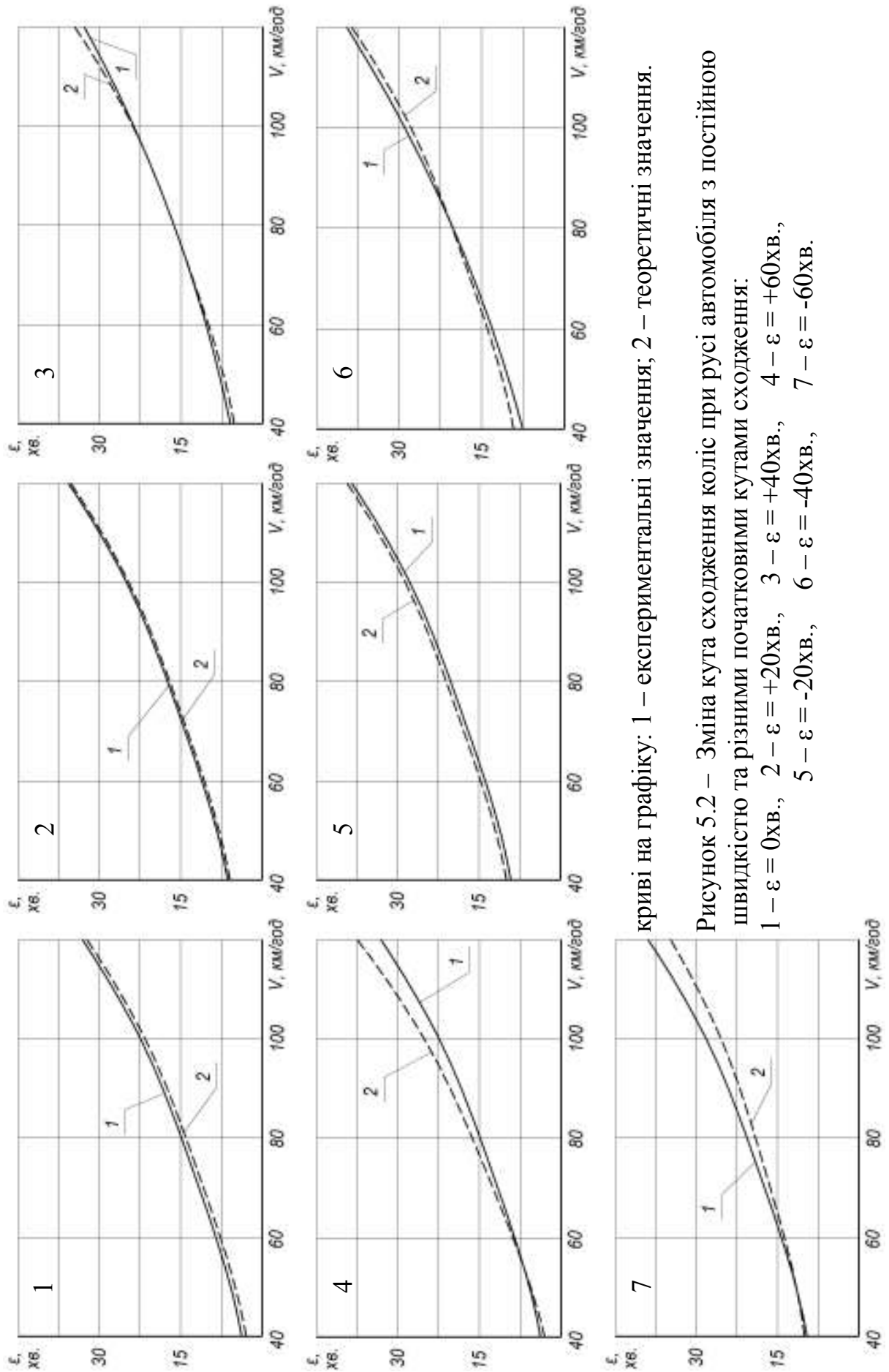


1 - кут сходження правого колеса; 2 - кут сходження лівого колеса;  
3 – бокова сила на правому колесі; 4 - бокова сила на лівому колесі;  
5 - поздовжнє прискорення; 6 - бокове прискорення; 7 - кут крену  
автомобіля; 8 - шлях і швидкість автомобіля

Рисунок 5.1 – Осцилограма випробування при прямолінійному русі автомобіля

Зареєстровані параметри сигналів датчикової апаратури, встановленої на автомобілі, піддавалися статистичній обробці з визначенням математичного очікування та середньо квадратичного відхилення. Все це виконувалося на комп'ютері за допомогою програмного забезпечення DiaDEM.

Результати теоретичних та експериментальних досліджень по визначенню впливу швидкості руху автомобіля на зміну кутів сходження коліс, при прямолінійному русі, представлено на рис. 5.2.



криві на графіку: 1 – експериментальні значення; 2 – теоретичні значення.

Рисунок 5.2 – Зміна кута сходження коліс при русі автомобіля з постійною швидкістю та різними початковими кутами сходження:

1 –  $\epsilon = 0$  хв., 2 –  $\epsilon = +20$  хв., 3 –  $\epsilon = +40$  хв., 4 –  $\epsilon = +60$  хв.,  
5 –  $\epsilon = -20$  хв., 6 –  $\epsilon = -40$  хв., 7 –  $\epsilon = -60$  хв.



На рис. 5.2 представлені графіки зміни кутів сходження коліс по відношенню до їх початкового значення встановленого в статиці. Із отриманих залежностей на рис. 5.2 видно, що зміна кутів сходження коліс починається вже при малих початкових швидкостях, так, при швидкості 40 км/год зміна кутів сходження може досягати 3-10 хвилин в залежності від початкових кутів сходження. При максимальних під час випробувань швидкостях руху 120 км/год - така зміна кутів сходження коліс досягає 33-37 хвилин. Тобто із збільшенням сили тяги на колесах кути сходження коліс все більше змінюють своє початкове значення, яке було встановлено в статиці.

Порівняльний аналіз результатів експериментальних дорожніх випробувань, крива 1 на рис. 5.2, з результатами теоретичних розрахункових даних, отриманих за формулою (2.71), крива 2, показав, що вони якісно подібні та кількісно відрізняються одна від одної від 5% до 14%.

Виходячи із отриманих даних можна стверджувати, що при відносно невеликих початкових кутах сходження  $\pm 20$  хвилин розбіжність між експериментальними та теоретичними даними мінімальна і дорівнює 5-7%. Найбільша похибка у 14% виникає при встановленні коліс з початковими кутами сходження  $\pm 60$  хвилин на швидкості 100-120 км/год. Треба відзначити, що при кутах сходження  $\pm 60$  хвилин із збільшенням швидкості руху збільшується різниця між експериментальною та теоретичною кривою, отриманою за формулою (2.71). Це можна пояснити рядом причин, по перше: сумарний момент сил, що діють в точці контакту колеса із дорогою, здійснюють дестабілізуючу дію і збільшують кут сходження і по друге: при великих кутах розходження під дією сили тяги виникають граничні умови по жорсткості елементів конструкції керуючого колісного модуля. Все це в сумі дає значну зміну кутів сходження при швидкостях 100-120 км/год, і в наслідок того, що ці фактори складно врахувати в запропонованій математичній моделі зміни кута сходження коліс, виникає така розбіжність.

Потрібно зазначити, що одним з загальних факторів, який викликає зміну сходження коліс при русі автомобіля є наявність зазорів в з'єднаннях

деталей рульового приводу і підвіски. Наявність таких зазорів та сили тяги на колесах призводять до того, що при русі автомобіля з рівномірною швидкістю кути сходження коліс змінюються в плюсову сторону. І звідси на зміну кутів сходження будуть впливати жорсткість елементів керуючого колісного модуля та сили опору коченню коліс автомобіля та його прискорення.

## 5.2 Аналіз результатів досліджень при русі автомобіля на перехідних режимах

Відповідно до запланованої програми випробувань наступний етап експериментальних досліджень повноприводного автомобіля категорії М1 передбачає відстеження зміни кута сходження коліс на перехідних режимах руху, а саме при розгоні автомобіля (рис. 5.3) та при гальмуванні автомобіля (рис. 5.4).

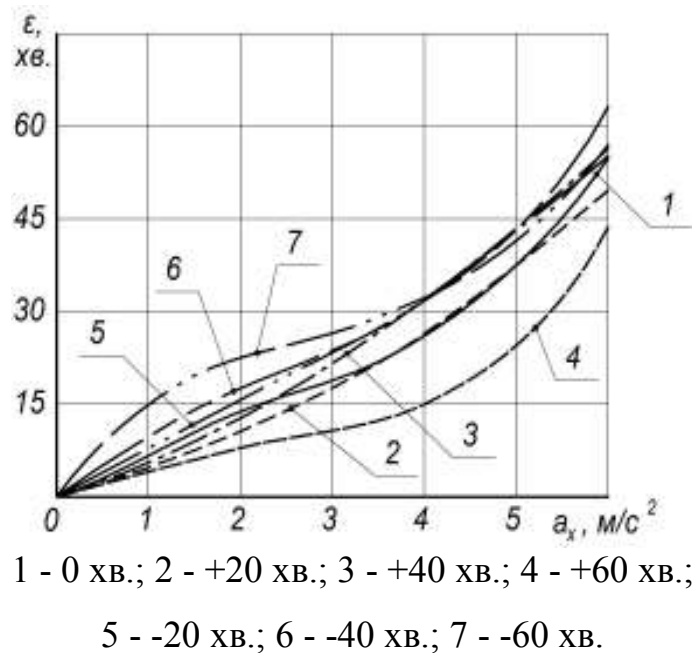
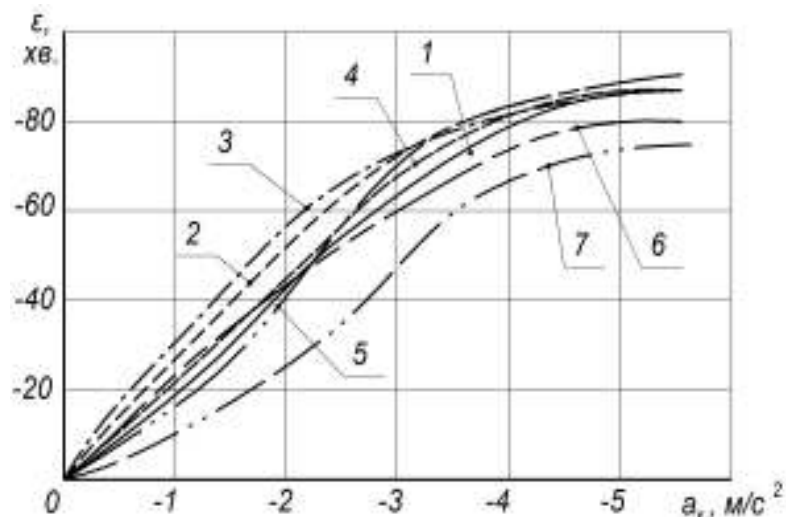


Рисунок 5.3 – Зміна кута сходження коліс при русі автомобіля з прискоренням та різними початковими кутами сходження

Із отриманих залежностей на рис. 5.3 видно, що динаміка зміни кутів сходження коліс для початкових кутів установки 0 хвилин крива 1 (рис.5.3),  $\pm 20$  хвилин (крива 2 та 5),  $\pm 40$  хвилин (крива 3 та 6) має однакову тенденцію до помірного збільшення кутів сходження при прискореннях від 0 до  $3 \text{ м/с}^2$  та більш різкого їх збільшення при значних прискореннях  $4-6 \text{ м/с}^2$ . При установці коліс із плюсовими кутами сходження спостерігається тенденція до меншої зміни кутів при розгоні автомобіля, а при установці коліс з від'ємними кутами сходження спостерігається тенденція до більшої зміни цих кутів при розгоні автомобіля.

При прискоренні автомобіля характерним для всіх графіків з різними початковими кутами сходження є те, що найбільші зміни сходження керованих коліс спостерігаються при русенні автомобіля з місця і можуть досягати в середньому 50 хвилин. При малих прискореннях порядку  $1-2,5 \text{ м/с}^2$  зміна кутів сходження має майже лінійну залежність, а при більших прискореннях вона різко збільшується.

Результати експериментальних дорожніх випробувань по визначенню впливу гальмування автомобіля на зміну кутів сходження коліс, представлено на рис. 5.4.



1 - 0 хв.; 2 - +20 хв.; 3 - +40 хв.; 4 - +60 хв.;

5 - -20 хв.; 6 - -40 хв.; 7 - -60 хв.

Рисунок 5.4 – Зміна кута сходження коліс при гальмуванні автомобіля з різними початковими кутами сходження

Аналіз результатів експериментальних дорожніх випробувань автомобіля Lanos при гальмуванні показав, що найбільші зміни кутів сходження від початкових значень спостерігаються при службовому та екстреному гальмуванні і складає в середньому 80 хвилин. При цьому використання гальмування призводить до від'ємного сходження коліс. Потрібно зазначити, що початкові значення кутів сходження суттєво не впливають на динаміку зміни кутів під час руху автомобіля, можна стверджувати, що криві 1-7 (рис. 5.4), кількісно не значно відрізняються, а якісно вони ідентичні. При від'ємних початкових кутах сходження особливо при їх великих значеннях -40 хвилин та -60 хвилин, спостерігається менша зміна початкових кутів сходження, так як при встановленні коліс із розходженням попередньо вже вибрані зазори і при гальмуванні колеса переміщуються на вже менше величину.

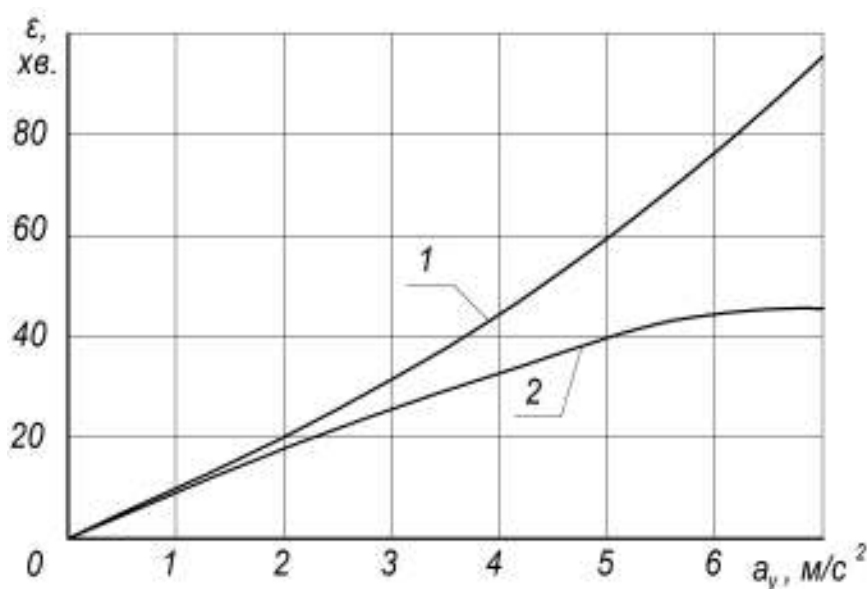
### **5.3 Аналіз результатів досліджень при криволінійному русі автомобіля**

#### **5.3.1 Аналіз результатів досліджень зміни кутів сходження коліс під час руху автомобіля по колу**

Як відомо, автомобілі під час руху більшу частину часу знаходяться в криволінійному русі, при цьому траєкторія руху змінюється або за бажанням водія, або в результаті впливу зовнішніх факторів чи внаслідок зміни деяких характеристик самого автомобіля. Тому дослідження криволінійного руху автомобіля є необхідним і важливим чинником для більш повного сприйняття процесів, що відбуваються під час руху автомобіля.

Результати випробувань по визначенню впливу бокового прискорення автомобіля на зміну кутів сходження коліс та бокову силу у зоні контакту

при криволінійному русі представлено на рис. 5.5-5.11, на яких відображені графіки зміни кутів сходження коліс по відношенню до їх початкового значення, встановленого в статиці.



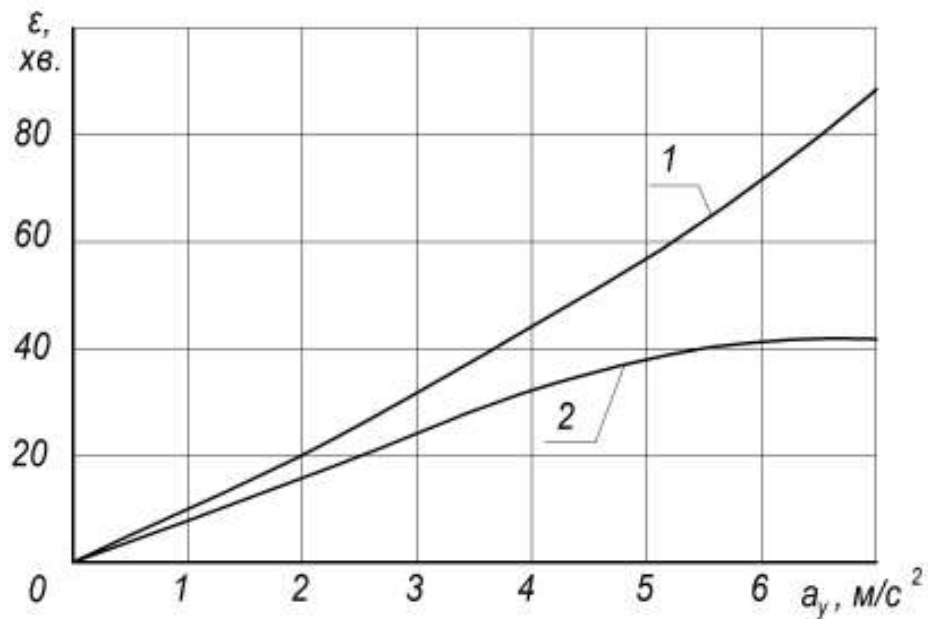
1 - зовнішнє колесо, 2 - внутрішнє колесо

Рисунок 5.5 – Зміна кута сходження коліс при русі автомобіля по колу радіусом 55 м з початковим кутом сходження 0 хв.

Із отриманих залежностей на рис. 5.5 видно, що зміна кутів сходження зовнішнього та внутрішнього колеса по відношенню до центру повороту при малих бокових прискореннях  $2 \text{ м/с}^2$  мало відрізняється і складає 18-20 хвилин та зі збільшенням бокових прискорень різниця кутів сходження між зовнішнім і внутрішнім колесом значно збільшується. При максимальному боковому прискоренні  $7 \text{ м/с}^2$  у зовнішнього колеса зміна кута сходження склала 96 хвилин, а у внутрішнього колеса – 44 хвилини. При чому для внутрішнього колеса інтенсивність зміни кута сходження при прискоренні  $5,5 \text{ м/с}^2$  з наростаючого процесу переходить у усталений, що пов'язано із підвищенням жорсткості елементів конструкції колісного керуючого модуля внаслідок зміни його еластокінематичних характеристик.

При русі автомобіля по колу радіусом 55 м з початковим кутом сходження  $+20$  хв графік зміни кутів сходження коліс (рис. 5.6) якісно не

відрізняється від графіка руху автомобіля із початковим кутом сходження 0 хв. (рис. 5.5).

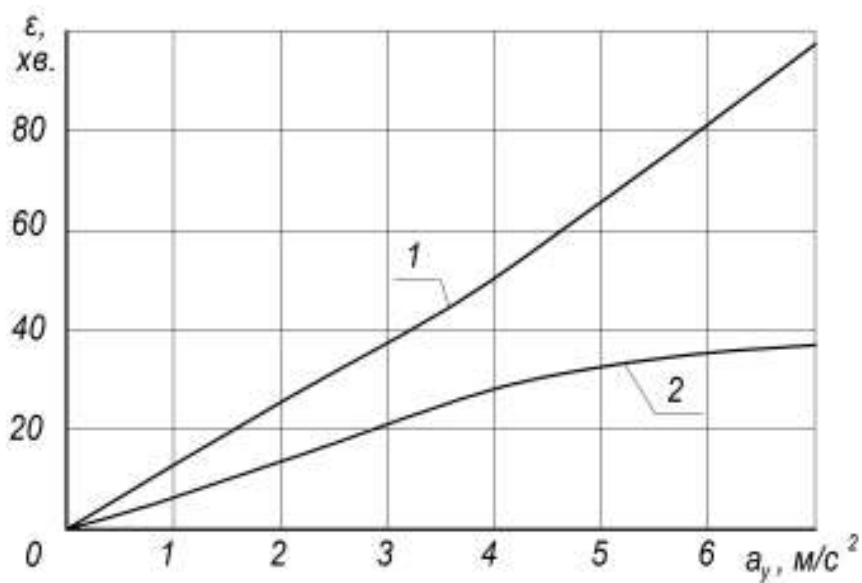


1 - зовнішнє колесо, 2 - внутрішнє колесо

Рисунок 5.6 – Зміна кута сходження коліс при русі автомобіля по колу радіусом 55м з початковим кутом сходження +20 хв

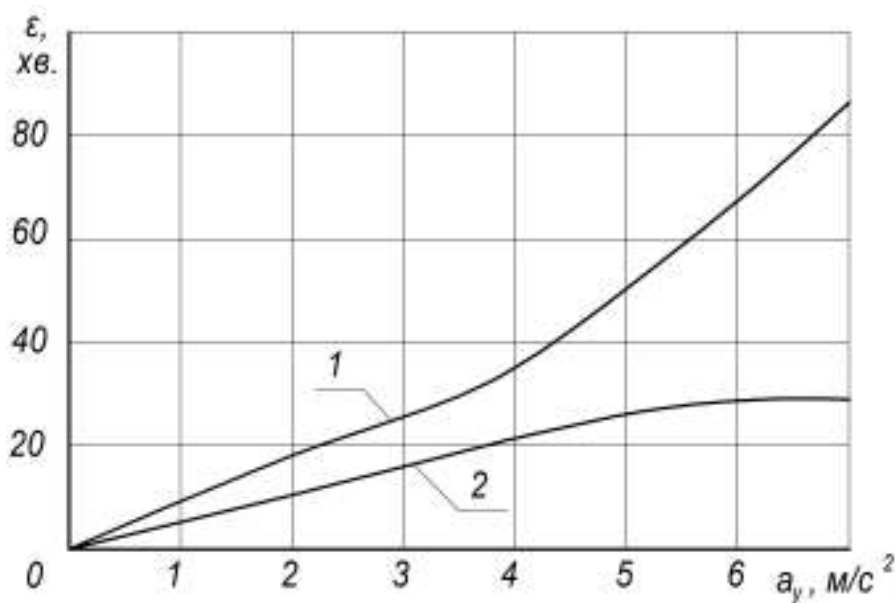
Але графіки (рис. 5.5) та (рис. 5.6) кількісно відрізняються, при русі автомобіля із початковими кутами сходження +20 хвилин спостерігається менша зміна кутів сходження під час руху. Це пов'язано із перерозподілом сил і моментів, що діють у точці контакту колеса і дороги внаслідок зміни початкового кута сходження.

При русі автомобіля із більшими початковими кутами сходження коліс +40 хвилин та +60 хвилин відповідно (рис. 5.7) та (рис. 5.8), збільшується опір руху, внаслідок чого спостерігається збільшення росту інтенсивності зміни кутів сходження зовнішнього колеса, по відношенню до центру повороту.



1 - зовнішнє колесо, 2 - внутрішнє колесо

Рисунок 5.7 – Зміна кута сходження коліс при русі автомобіля по колу радіусом 55 м з початковим кутом сходження +40 хв.



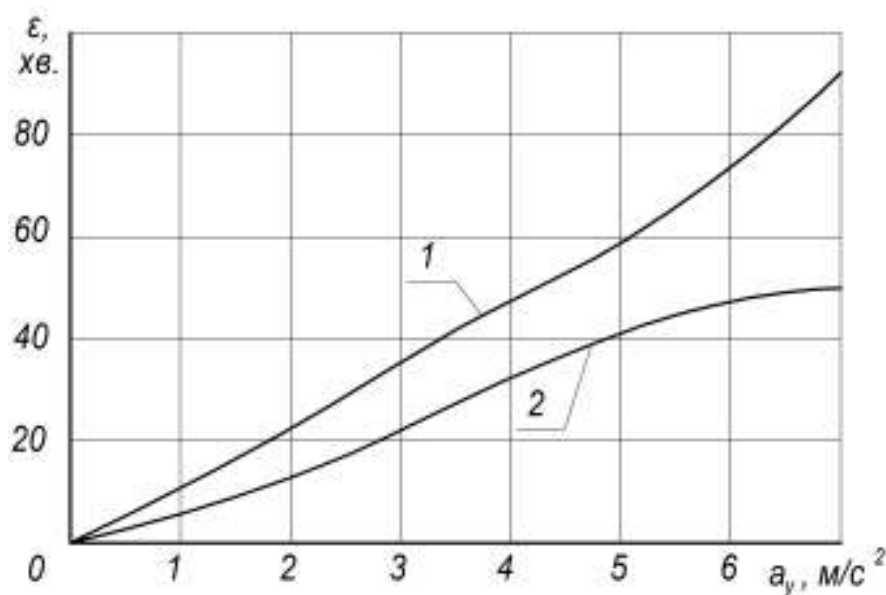
1 - зовнішнє колесо, 2 - внутрішнє колесо

Рисунок 5.8 – Зміна кута сходження коліс при русі автомобіля по колу радіусом 55 м з початковим кутом сходження +60 хв.

При чому ріст інтенсивності зміни кутів сходження в обох випадках виникає при значенні бокового прискорення рівному  $3,7 \text{ м/с}^2$ . Також на

процес росту інтенсивності зміни кутів сходження впливає величина нормального навантаження на колесо, яке перерозподіляється між колесами при криволінійному русі автомобіля.

Рух автомобіля по колу із початковим негативним кутом сходження -20 хвилин (рис. 5.9) має подібний характер зміни кутів сходження коліс, так і при встановлені коліс із позитивним кутом сходження +20 хвилин (рис. 5.6). Але є суттєві різниці, так, вже при малих бокових прискореннях  $2 \text{ м/с}^2$  спостерігається вагома різниця в кутах сходження для зовнішнього (22 хвилини) та внутрішнього (11 хвилин) колеса і ця різниця помірно збільшується із збільшенням бокового прискорення у порівнянні із рис. 5.6.

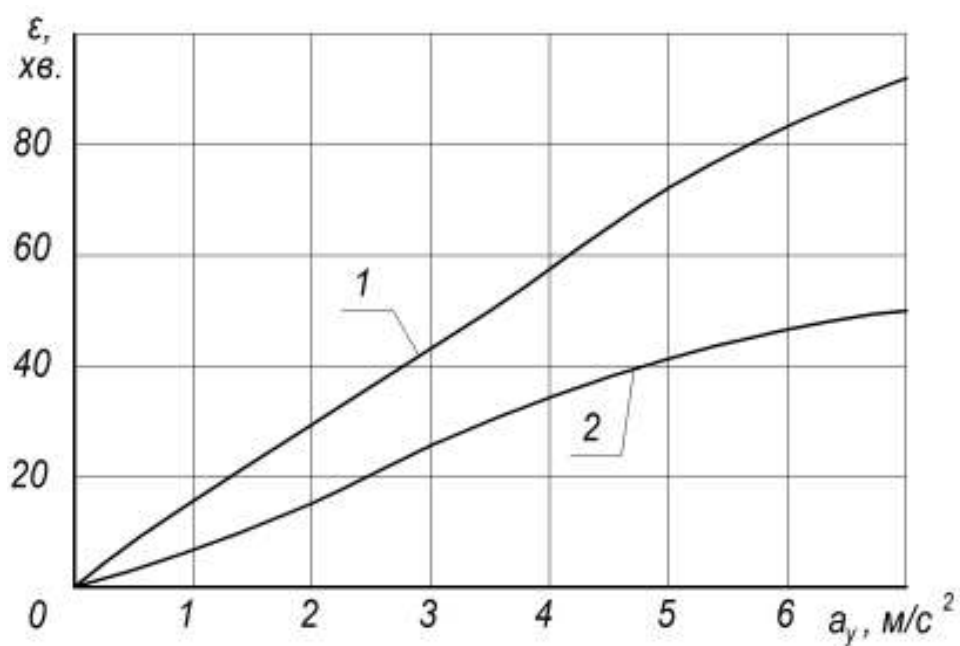


1 - зовнішнє колесо, 2 - внутрішнє колесо

Рисунок 5.9 – Зміна кута сходження коліс при русі автомобіля по колу радіусом 55 м з початковим кутом сходження -20 хв.

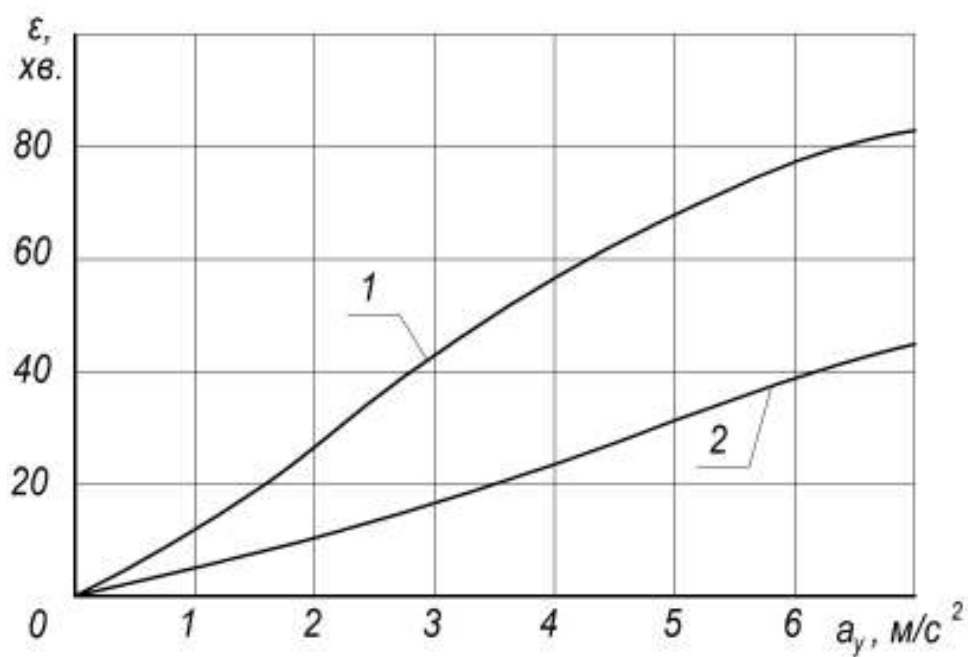
Схожа тенденція спостерігається і при русі автомобіля по колу з більшими початковими кутами розходження -40 та -60 хвилин, відповідно (рис. 5.10) та (рис. 5.11).





1 - зовнішнє колесо, 2 - внутрішнє колесо

Рисунок 5.10 – Зміна кута сходження коліс при русі автомобіля по колу радіусом 55 м з початковим кутом сходження -40 хв.



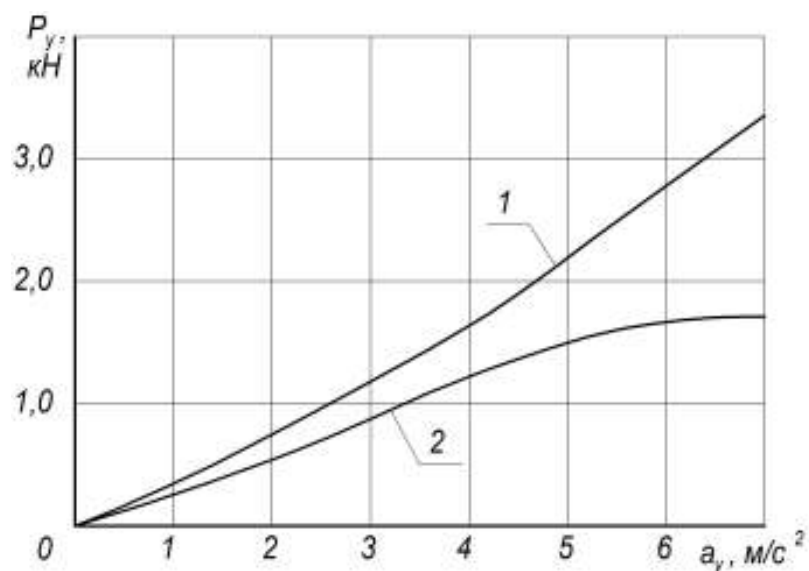
1 - зовнішнє колесо, 2 - внутрішнє колесо

Рисунок 5.11 – Зміна кута сходження коліс при русі автомобіля по колу радіусом 55 м з початковим кутом сходження -60 хв.

Із збільшенням початкових кутів розходження коліс різниця між кутами зовнішнього та внутрішнього колеса при невеликих бокових прискореннях  $2-3 \text{ м/с}^2$  збільшується. Також для зовнішніх коліс при максимальних бокових прискореннях  $5,5-7 \text{ м/с}^2$  спостерігається тенденція початку переходу інтенсивності зміни кутів сходження із наростаючого в усталений процес. Це відбувається внаслідок збільшення дії бокової сили на зовнішнє колесо, в результаті чого настає момент, коли жорсткість елементів конструкції колісного керуючого модуля змінює свої характеристики.

### 5.3.2 Аналіз результатів досліджень дії бокової сили в зоні контакту колеса з дорогою під час руху автомобіля по колу

Результати випробувань по визначенню впливу бокового прискорення на бокову силу, яка діє в зоні контакту колеса із дорогою при криволінійному русі автомобіля, представлено на рис. 5.12 - 5.18.



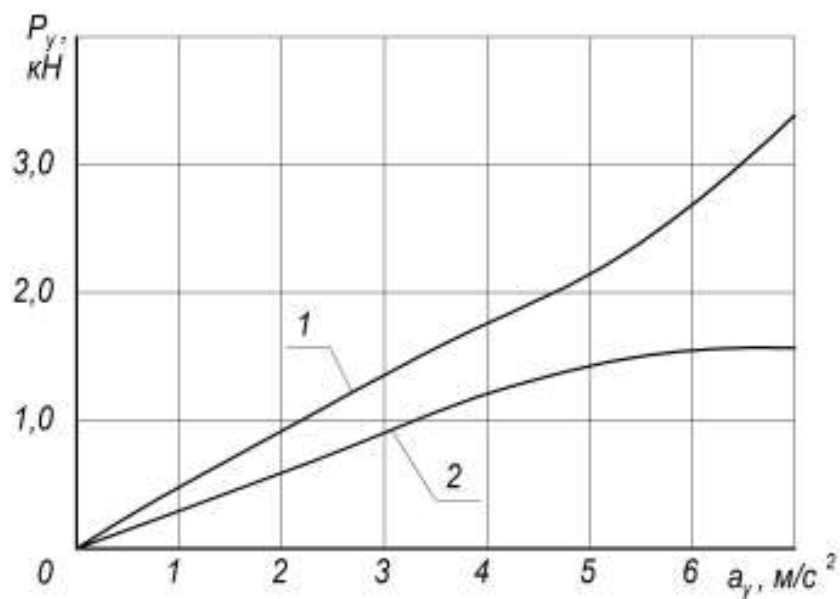
1 - зовнішнє колесо, 2 - внутрішнє колесо

Рисунок 5.12 – Зміна бокової сили у зоні контакту колеса із дорогою при русі автомобіля по колу радіусом 55 м з  $\varepsilon_0 = 0$  хв.

Із отриманих залежностей на рис. 5.12 видно, що зміна бокової сили зовнішнього та внутрішнього колеса по відношенню до центру повороту має різний характер протікання. Так, бокова сила, що діє на зовнішнє колесо має лінійну залежність, в той час як внутрішнє колесо - нелінійну.

Для внутрішнього колеса інтенсивність зміни бокової сили при прискоренні  $5,5 \text{ м/с}^2$  з наростаючого процесу переходить в усталений, що вказує на те, що колесо досягає граничних умов зчеплення колеса із поверхнею дороги.

При русі автомобіля по колу радіусом  $55 \text{ м}$  з початковим кутом сходження  $+20$  хвилин графік зміни бокової сили (рис. 5.13) якісно не відрізняється від графіка руху автомобіля із початковим кутом сходження  $0$  хвилин рис. 5.12.

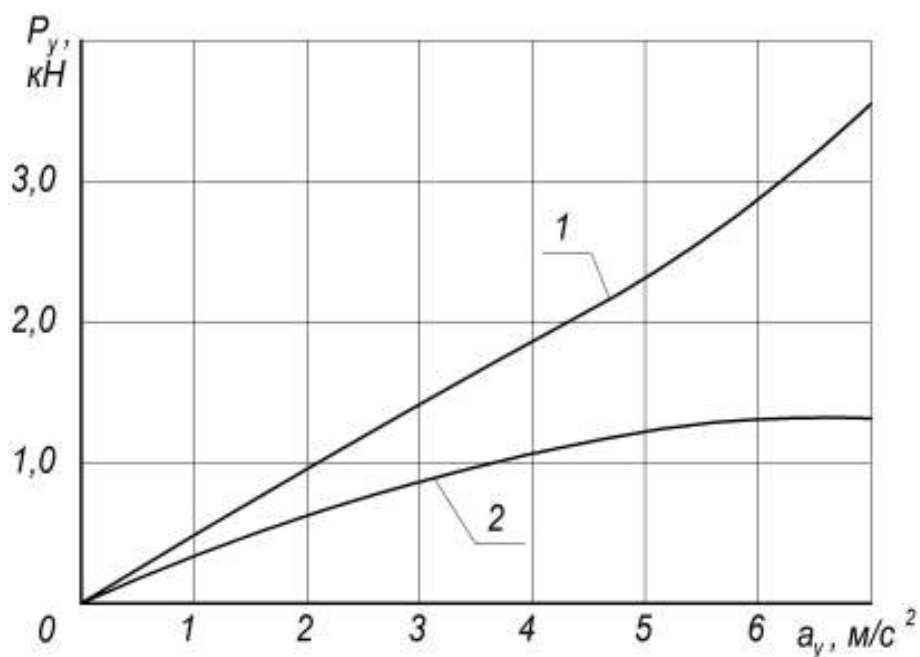


1 - зовнішнє колесо, 2 - внутрішнє колесо

Рисунок 5.13 – Зміна бокової сили у зоні контакту колеса із дорогою при русі автомобіля по колу радіусом  $55 \text{ м}$  з  $\varepsilon_0 = +20$  хв.

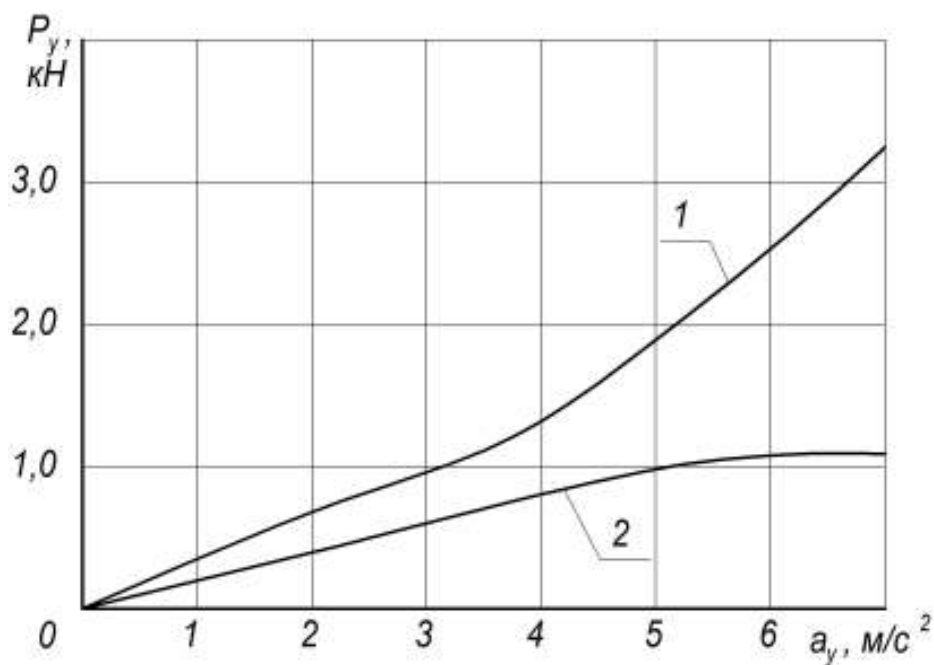
Але графіки (рис. 5.13) та (рис. 5.12) кількісно відрізняються, при русі автомобіля з початковими кутами сходження  $+20$  хвилин спостерігається більша зміна бокової сили під час руху. Це пов'язано із перерозподілом сил і

моментів, що діють, у точці контакту колеса і дороги внаслідок зміни початкового кута сходження.



1 - зовнішнє колесо, 2 - внутрішнє колесо

Рисунок 5.14 – Зміна бокової сили у зоні контакту колеса із дорогою при русі автомобіля по колу радіусом 55 м з  $\varepsilon_0 = +40$  хв

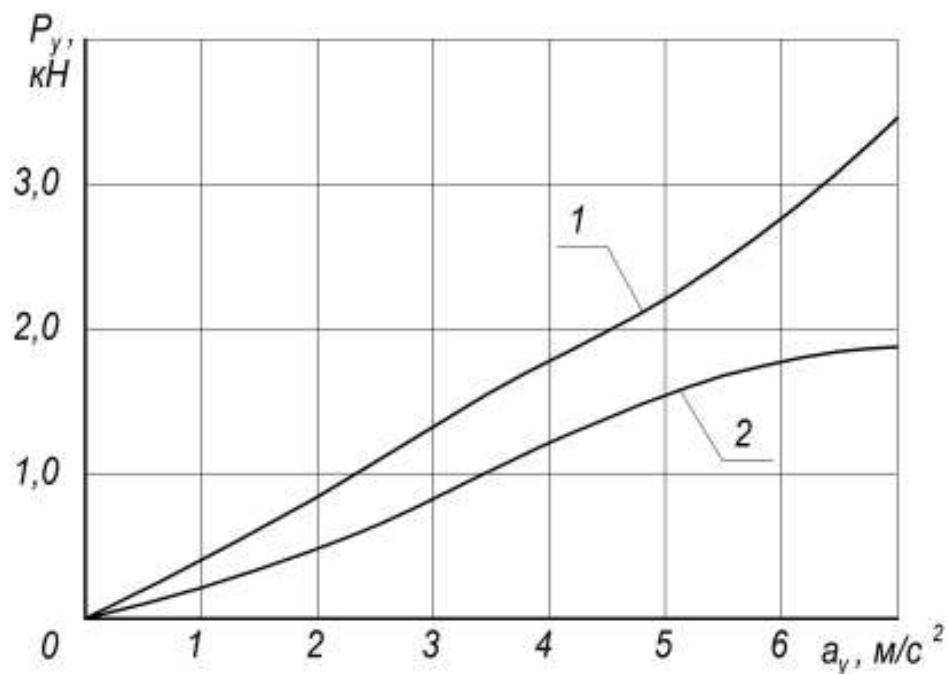


1 - зовнішнє колесо, 2 - внутрішнє колесо

Рисунок 5.15 – Зміна бокової сили у зоні контакту колеса із дорогою при русі автомобіля по колу радіусом 55 м з  $\varepsilon_0 = +60$  хв.

При русі автомобіля із більшими початковими кутами сходження коліс +40 хвилин та +60 хвилин відповідно (рис. 5.14) та (рис. 5.15), збільшується опір руху, внаслідок чого спостерігається збільшення росту інтенсивності зміни бокової сили зовнішнього колеса по відношенню до центру повороту. При чому, чим більший початковий кут сходження колеса, тим раніше відбувається зміна інтенсивності росту бокової сили, так, для зовнішнього колеса, встановленого із початковим кутом сходження +40 хвилин збільшення росту інтенсивності бокової сили спостерігається при значенні бокового прискорення  $5 \text{ м/с}^2$ , а при +60 хвилин це відбувається при  $4 \text{ м/с}^2$ . Також слід зазначити, що із збільшенням початкових кутів сходження навантаження боковою силою зовнішнього колеса збільшується, а внутрішнього колеса – навпаки зменшується.

Зміна бокової сили в точці контакту колеса із дорогою при встановленні колеса із початковим кутом розходження -20 хвилин відображено на графіку (рис. 5.16).

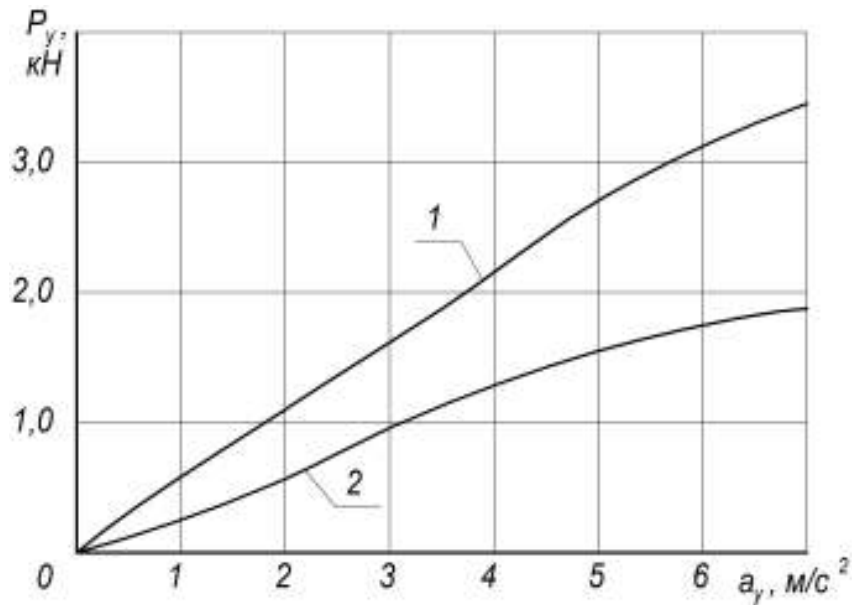


1 - зовнішнє колесо, 2 - внутрішнє колесо

Рисунок 5.16 – Зміна бокової сили у зоні контакту колеса із дорогою при русі автомобіля по колу радіусом 55 м з  $\varepsilon_0 = -20$  хв.

Але вже при бокових прискореннях більших за  $3,5 \text{ м/с}^2$  спостерігається протилежна тенденція. Значення бокових сил для кутів установки коліс із розходженням  $-20$  хвилин більша, ніж для кутів зі сходженням  $+20$  хвилин в середньому на  $70 \text{ Н}$  для зовнішніх коліс і по мірі збільшення бокових прискорень на  $90\text{-}200 \text{ Н}$  для внутрішніх коліс.

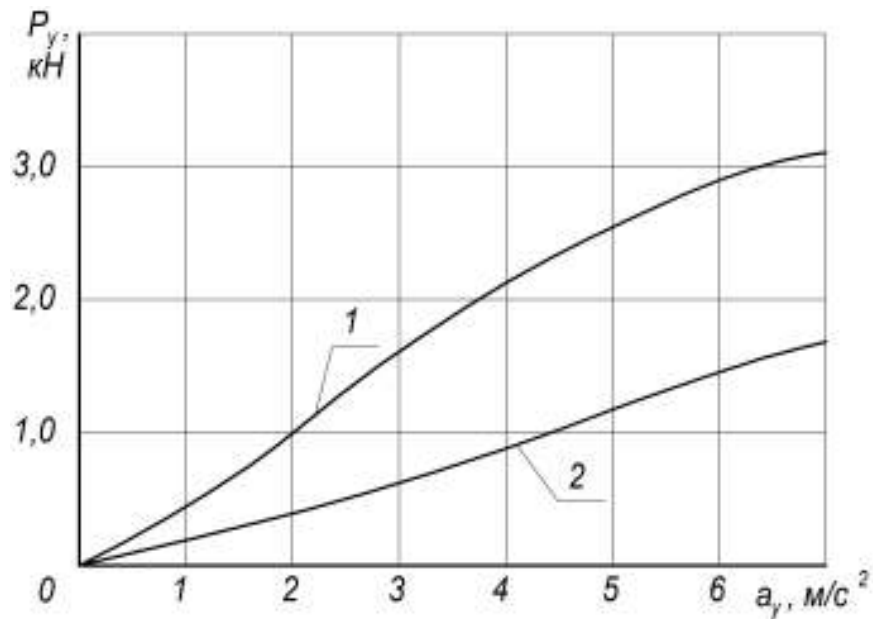
Зміна бокових сил на колесах при русі автомобіля по колу радіусом  $55 \text{ м}$  з початковим кутом розходження  $-40$  хвилин та  $-60$  хвилин зображено на графіках відповідно (рис. 5.17) та (рис. 5.18).



1 - зовнішнє колесо, 2 - внутрішнє колесо

Рисунок 5.17 – Зміна бокової сили у зоні контакту колеса із дорогою при русі автомобіля по колу радіусом  $55 \text{ м}$  з  $\varepsilon_0 = -40$  хв.

З графіків (рис. 5.17) та (рис. 5.18) видно, що зі збільшенням кутів розходження коліс збільшується дія бокової сили в точці контакту колеса із дорогою, це справедливо як для зовнішнього, так і для внутрішнього колеса по відношенню до центру повороту. При чому інтенсивність росту бокової сили також збільшується із збільшенням початкових кутів розходження коліс і при великих бокових прискореннях  $5,5\text{-}6 \text{ м/с}^2$  цей ріст зменшується.



1 - зовнішнє колесо, 2 – внутрішнє колесо

Рисунок 5.18 – Зміна бокової сили у зоні контакту колеса із дорогою при русі автомобіля по колу радіусом 55 м з  $\varepsilon_0 = -60$  хв.

З одержаних результатів можна побачити, що при криволінійному русі автомобіля внутрішнє колесо по відношенню до повороту навантажується меншою боковою силою, ніж зовнішнє колесо. При чому, при малих бокових прискореннях ця різниця невелика, але із збільшенням бокових прискорень ця різниця значно збільшується, що пов'язано із збільшенням відцентрових сил, які діють на автомобіль та перерозподілом вертикальних зусиль на колесах.

#### 5.4 Аналіз впливу кутів сходження коліс на експлуатаційні показники автомобіля

Для оцінки опору коченню автомобіля при різних кутах сходження коліс проводилося випробування «вибіг». При цьому для визначення мінімальної кількості дослідів, був проведений попередній експеримент, по

результатам якого було встановлено, що для забезпечення необхідної точності вимірювань з довірчою імовірністю 0,96 необхідно провести не менше ніж 6 заїздів у кожен бік напрямку руху. На рис. 5.19, 5.20 представлена залежність вибігу автомобіля від його кутів сходження.

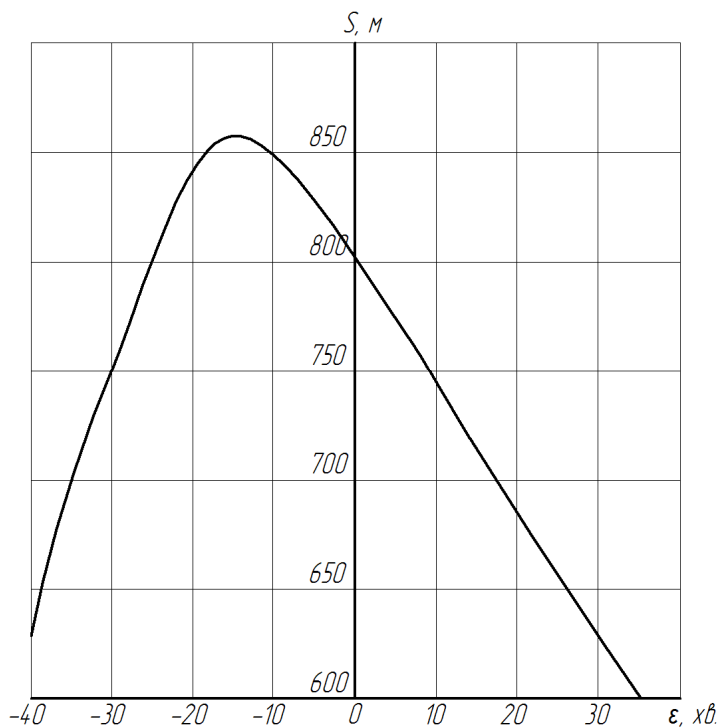


Рисунок 5.19 – Залежність вибігу автомобіля від кута сходження при початковій швидкості 60 км/год

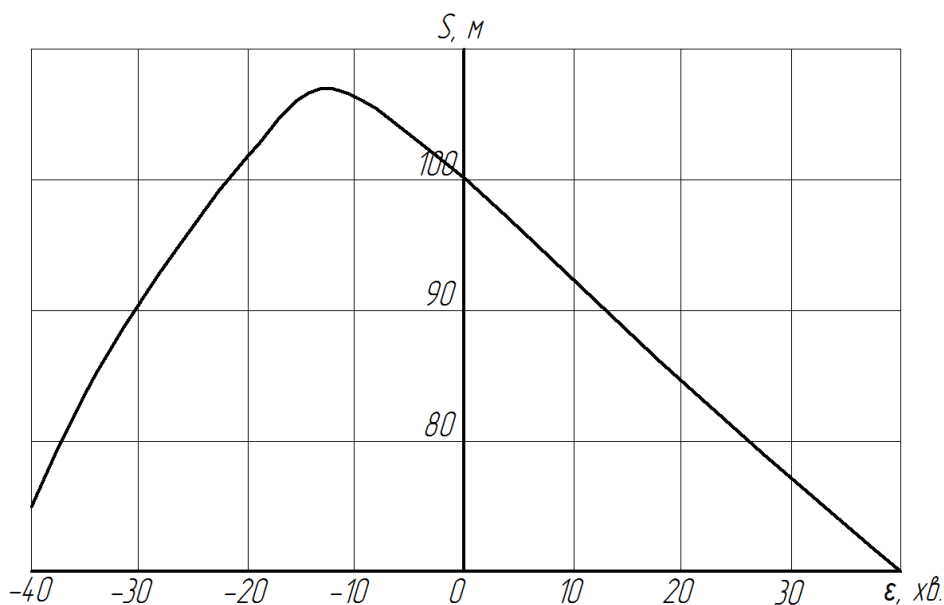


Рисунок 5.20 – Залежність вибігу автомобіля від кута сходження при початковій швидкості 20 км/год



Аналіз результатів випробування «вибіг» показує, що при коченні колеса з кутами сходження  $\pm 10$  хвилин, що відповідає паспортним значенням автомобіля, спостерігаються незначні коливання значень вибігу, які знаходяться в межах 850 м при вибігу зі швидкості 60 км/год (рис. 5.19) та 105 м зі швидкості 20 км/год (рис. 5.20). Але максимальна величина вибігу 857 м спостерігається при мінус 15 хвилин з швидкості 60 км/год та 107 м із кутом сходження мінус 12 хвилин при вибігу з швидкості 20 км/год.

Проаналізувавши дані графіків (рис. 5.19, 5.20) видно, що автомобіль має найбільший вибіг при від'ємних кутах сходження коліс. Отже позитивні кути сходження створюють більший опір руху і відповідно мають менший вибіг на 5-16 % (в залежності від величини значення кута сходження), ніж кути сходження з такою же величиною, але з від'ємним значенням.

На підставі отриманих даних для побудови графіків 5.19 та 5.20 та за формулою (2.95) отримані графічні залежності коефіцієнта опору коченню від довжини шляху вибігу автомобіля (рис. 5.21, рис. 5.22), які отримані при різних кутах сходження.

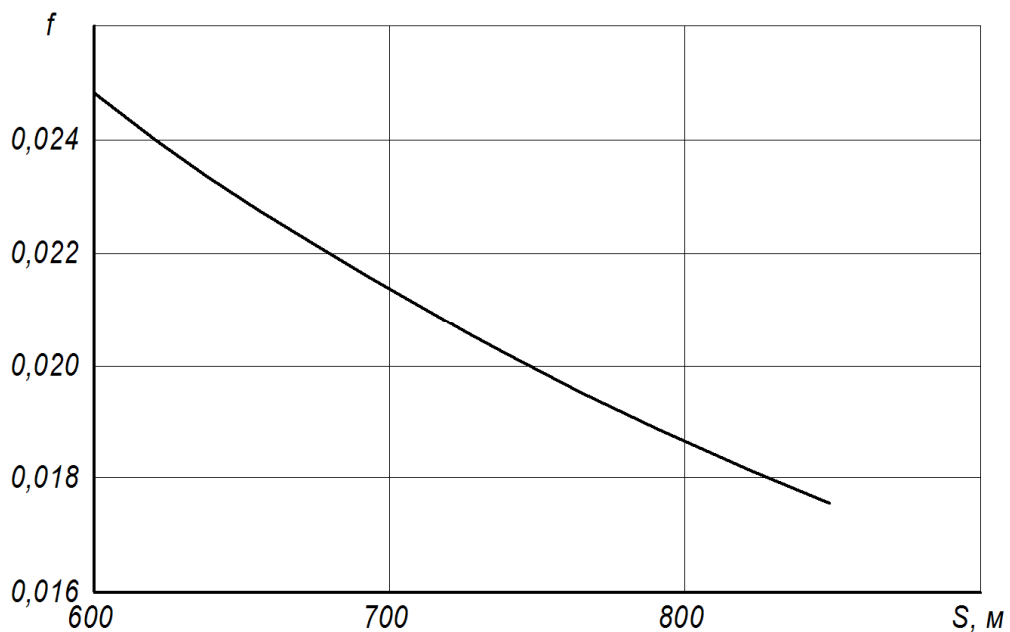


Рисунок 5.21 – Залежність коефіцієнта опору коченню від вибігу автомобіля при початковій швидкості 60 км/год

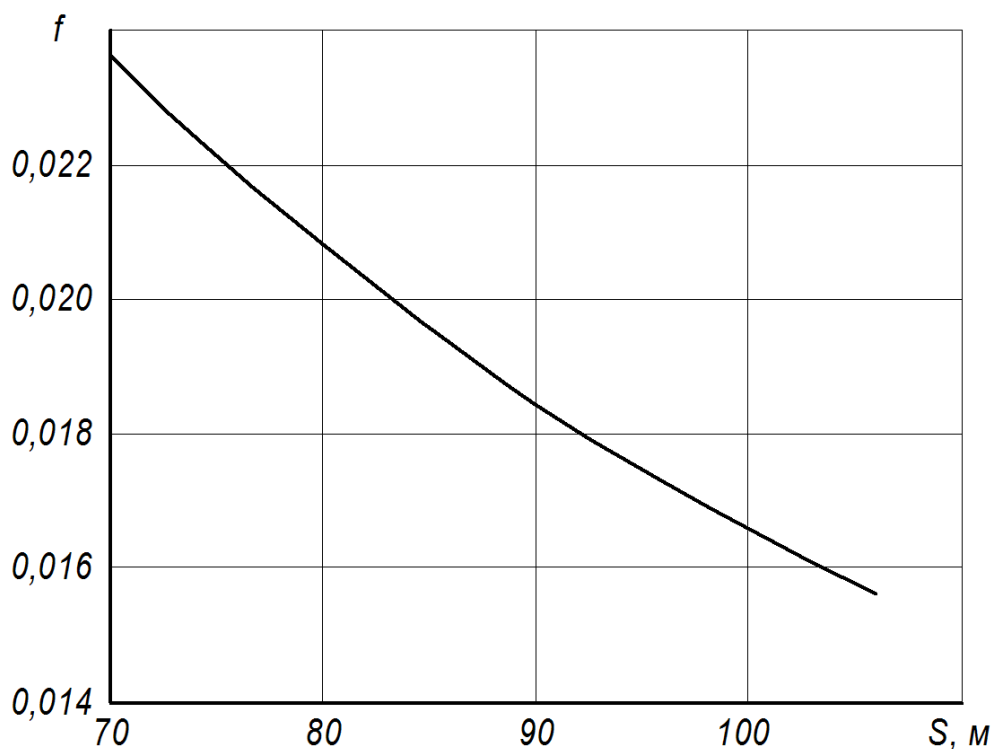


Рисунок 5.22 – Залежність коефіцієнта опору коченню від вибігу автомобіля при початковій швидкості 20 км/год

На графіках 5.21 та 5.22 спостерігається лінійна залежність коефіцієнта опору коченню від вибігу автомобіля в незалежності від початкової швидкості автомобіля. Можна спостерігати, що при початковій швидкості 60 км/год маємо більше значення коефіцієнта опору коченню, що наочно показує вплив опору повітря на значення даного коефіцієнта.

Проаналізувавши дані графіків (рис. 5.21, 5.22) видно, що навіть невелике збільшення коефіцієнта опору коченню на 0,002 призводить до зменшення величини вибігу автомобіля майже на 10%. Так, при початковій швидкості 60 км/год вибіг зменшується на 80 м, а при 20 км/год – на 10 м.

Для дослідження впливу кутів сходження на експлуатаційні показники автомобіля було проведено випробування на паливну економічність автомобіля від кутів сходження коліс. За результатами випробувань були побудовані експериментальні залежності витрати палива від величини сходження (рис 5.23).

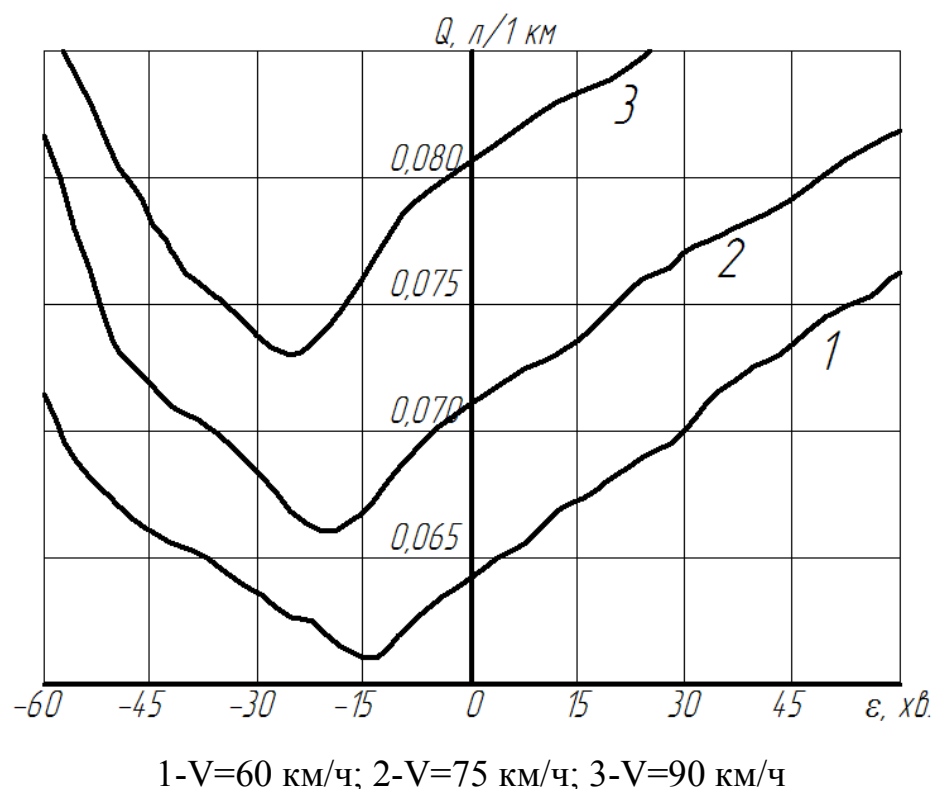


Рисунок 5.23 – Залежність витрати палива від кутів сходження

Експериментальні дослідження показали, що для швидкості 60 км/год найменша витрата палива 0,061 л/1км відповідає куту сходження мінус 13 хвилин, для 75 км/год – 0,066 л/1км при куті сходження мінус 20 хвилин, а для 90 км/год - 0,073 л/1км з кутом сходження мінус 25 хвилин.

При встановлені коліс з кутами сходження рекомендованими автовиробником  $\pm 10$  хвилин витрата палива в середньому склала на швидкості: 60 км/год - 0,064 л/1км, 75 км/год - 0,071 л/1км, 90 км/год - 0,080 л/1км.

Отримані оптимальні кути сходження за витратою палива співставні з даними, отриманими із математичної моделі, при визначенні оптимальних кутів сходження на різних швидкостях руху розбіжність складає від 4 до 12%, що говорить про узгодженість розрахункових та експериментальних результатів.

Основні результати досліджень, проведених у даному розділі, наведено у роботах [11, 28, 30, 31, 118, 119].

### 5.5 Висновки до п'ятого розділу:

1. Аналіз отриманих теоретичних досліджень та експериментальних даних при прямолінійному русі автомобіля показав, що на величину зміни кутів сходження коліс впливає швидкісний режим руху автомобіля.

2. 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.

3. При русі автомобіля з прискоренням найбільші зміни сходження керованих коліс спостерігаються при русі автомобіля з місця. При прискореннях порядку  $1-2,5 \text{ м/с}^2$  зміна кутів сходження має майже лінійну залежність, а при прискореннях  $5-6 \text{ м/с}^2$  сходження різко збільшується і досягає 60 хвилин.

4. При гальмуванні автомобіля спостерігається найбільша зміна кута сходження коліс. Під час екстреного гальмування зміна кута сходження сягає майже  $1,5^\circ$ .

5. При криволінійному русі автомобіля по колу радіусом 55 м з різними постійними швидкостями сходження керованих коліс змінюється в середньому від 35 хвилин до 45 хвилин для внутрішнього колеса відносно центру повороту і в середньому на 90 хвилин для зовнішнього колеса відносно центру повороту у порівнянні з початковими значеннями кутів встановлення.

6. Значення бокових сил на колесах при бокових прискореннях  $1,5-3 \text{ м/с}^2$  відрізняються в межах 100-200 Н. Зі зростанням бокових прискорень ця різниця росте до 1500-2000 Н, що пов'язано зі збільшенням відцентрових сил, які діють на автомобіль та перерозподілом вертикальних зусиль на колесах. При цьому внутрішнє колесо при максимальних бокових прискореннях досягає граничних умов зчеплення колеса з дорогою і починає ковзати, тобто бокова сила досягає свого максимального значення і не змінюється.

7. Аналіз результатів випробування «вибіг» показав, що максимальна величина вибігу – 857 м спостерігається при куті сходження мінус 15 хвилин зі швидкості 60 км/год та – 107 м з кутом сходження мінус 12 хвилин при вибігу зі швидкості 20 км/год.

8. Аналіз результатів випробування «паливна економічність» показав, що при швидкості 60 км/год мінімальна витрата палива - 0,061 л/1км спостерігається при куті сходження мінус 13 хвилин, при швидкості 75 км/год - 0,066 л/1км з кутом сходження мінус 20 хвилин та при швидкості 90 км/год - 0,073 л/1км з кутом сходження мінус 25 хвилин.

9. Отримані оптимальні кути сходження за витратою палива та вибігом автомобіля співставні з даними, отриманими із математичної моделі, при визначенні оптимальних кутів сходження на різних швидкостях руху, розбіжність складає від 4 до 12%, що говорить про узгодженість розрахункових та експериментальних результатів.

10. 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.

11. Отримані результати випробувань дозволяють одержати базу даних зміни кутів сходження і бокової сили в залежності від траєкторії руху 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.

## ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. У дисертаційній 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. Спроековано 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 екстреному 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  $7 \text{ м/с}^2$  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%.

8. Підтверджено, що відхилення між експериментальними та розрахунковими значеннями кутів сходження коліс при прямолінійному русі автомобіля із постійними швидкостями досягає 9 - 11%.

9. 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 застосовувати механізм автоматичного регулювання кутів сходження, якій би підтримував оптимальні кути сходження для кожного режиму руху.

10. Отримані результати випробувань дозволяють одержати базу даних зміни кутів сходження і бокової сили в залежності від траєкторії руху 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.

11. Матеріали дисертаційної роботи впроваджені у науково-технічному центрі ПАТ «ЗАЗ» та використовуються при підготовці фахівців зі спеціальності «Колісні та гусеничні транспортні засоби» ЗНТУ.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Авдонькин Ф. Е. Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей / Ф. Е. Авдонькин. – М.: Транспорт, 1985. – 215 с.
2. Адлер Ю. Е. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. Е. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – Е.: Наука, 1976. – 279 с.
3. Балабин И. В. О влиянии угла наклона плоскости качения колеса на износ шин при повороте автомобиля / И. В. Балабин, А. В. Кнороз // Автомобильная промышленность. – 1979. – №9. – С. 13-14.
4. Балабин И. В. Исследование характеристик расхода топлива при установившемся криволинейном движении автомобиля / И. В. Балабин, А. В. Кнороз // Автомобильная промышленность. – 1980. – №2. – С. 17-19.
5. Бойков В. Е. Шины для тракторов и сельскохозяйственных машин / В. Е. Бойков, Е. Е. Белковский. – М.: Агропромиздат, 1988. – 240 с.
6. Борисенко Г. В. Экспериментальные исследования кинематики задней подвески со связанными рычагами легкового переднеприводного автомобиля / Г. В. Борисенко, А. В. Сергиенко // Динамика и прочность автомобиля.: Тезисы докладов III Всесоюзного научно-технического совещания. – М.: НАШ. – 1988. – С. 54.
7. Брильов В. В Розрахунок координат центру автомобільного колеса при різних варіантах його встановлення. / В. В. Брильов, О. К. Грищук, А. В. Щербина // Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту. – 2008. – № 4. – С. 36 - 40.
8. Бронштейн И. Справочник по математике для инженеров и учащихся ВТУЗов / И. Бронштейн, К. Семендяков. – М.: Изд. технико – теоретической литературы, 1955. – 608с.
9. Брянский Ю. А. Влияние стабильности контакта колеса с дорогой на устойчивость и управляемость автомобиля в критических режимах движения



/ Ю. А. Брянский., И. М. Ермилин // Автомобильная промышленность. – 1983. – №10. – С. 23-25.

10. Бухин Б. Л. Введение в механику пневматических шин / Б. Л. Бухин. – М.: Химия, 1988. – 224 с.

11. Вербицкий В.Г. Дослідження кутів сходження коліс при різних швидкостях руху автомобіля / В.Г. Вербицкий, А.В. Щербина // Автомобіль і Електроніка. Сучасні Технології. – 2016. – №10. – С. 81-85.

12. Влияние конструкционных и эксплуатационных факторов на износ, сцепление и сопротивление качению автомобильных шин // Проблемы шин и резинокордных композитов. Математические методы в механике, конструировании и технологии: Материалы шестого Всероссийского симпозиума. – М.: НИИШП, 1995. – С. 89-94.

13. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств: Пер. с англ. / Дж. Вонг. – М.: Машиностроение, 1982. – 284 с.

14. Гаспарянц Г. А. Боковой увод автомобильного колеса / Г. А. Гаспарянц // Сб. «Вопросы машиноведения». – М.: Изд. АН СССР, 1950. – С. 36-38.

15. Гаспарянц Г. А. Влияние бокового увода на износ шин: автореф. дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук / Г. А. Гаспарянц. – Москва: МАМИ, 1955. – 20 с.

16. Гаспарянц Г. А. О боковом уводе автомобиля / Г. А. Гаспарянц // Автомобильный транспорт. – 1954. – № 8. – С. 24.

17. Гинцбург Л. Л. Методика определения оптимальных углов установки управляемых колес / Л. Л. Гинцбург, В. Е. Вендель, М. А. Носенков // Автомобильная промышленность. – 1970. – №3. – С. 15-16.

18. Гинцбург Л. Л. О взаимной сопряженности управляемости легкового автомобиля и некоторых его объективных характеристик / Л. Л. Гинцбург, О. Д. Златовратский и др. // Автомобильная промышленность. – 1973. – №8. – С. 14-15.

19. Голобородько А. А. Расчет оптимального соотношения углов развала и схождения управляемых колес / А. А. Голобородько // Автомобильная промышленность. – 2000. – №11. – С. 15-16.

20. Голобородько А. А. Оптимальное соотношение углов развала, схождения и продольного наклона шкворня управляемых колес автомобилей / А. А. Голобородько // Системные технологии: Сб. науч. тр.. – Днепропетровск, 2001. – Вып. 6 (17). – С. 3-13.

21. Голубков В. С. Исследование стабильности углов установки управляемых колес автомобиля / В. С. Голубков, В. И. Кнороз, И. Л. Стрюков // Автомобильная промышленность. – 1961. – №8. – С. 28-31.

22. Голубков В. С. Влияние углов установки передних колес на износ шин / В. С. Голубков, В. И. Кнороз, И. Л. Стрюков // Автомобильная промышленность. – 1962 – №2. – С. 9-11.

23. Гольдин Г. В., Аналитическое исследование самовозврата управляемых колес / Г. В. Гольдин, Б.М. Додонов, А. А. Хачатуров и др. // Труды МАДИ. – 1975. – Вып. 105. – С.12-22.

24. Грановский В. А. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях / В. А. Грановский, Т. Н. Сирая. – Л.: Энергоатомиздат: Ленингр. отделение, 1990. – 288 с.

25. Грищук О. К. Сходження керованих коліс автомобіля та необхідність його контролю / О. К. Грищук, А. В. Щербина // Автошляховик України. – 2008. – № 1. – С. 14-17.

26. Грищук О. К. Засоби і пристрої для вимірювання сходження керованих коліс автомобіля / О. К. Грищук, А. В. Щербина // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – 2008. – №15. – С. 67-71.

27. Грищук О. К. Класифікація і аналіз динамічних засобів контролю сходження коліс автомобіля / О. К. Грищук, А. В. Щербина // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2008. – № 7 (Частина 2). – С. 142-146.

28. Грищук О. К. Аналіз систем регулювання кутів сходження коліс автомобіля / О. К. Грищук, А. В. Щербина // Автошляховик України. – 2009. – № 12. – С. 176-178.

29. Грищук А. К. Теоретические исследования сил в пятне контакта колеса с дорогой с учетом улов развала и схождения / А. К. Грищук, А. В. Щербина // Материалы Седьмой международной научно-технической конференции «Наука – образованию, производству, экономике» Минск: БНТУ, 2009. – С. 313-314.

30. Грищук А. К. Влияние на показатели управляемости и устойчивости автомобиля изменений углов схождения колес при их движении / А. К. Грищук, А. В. Щербина // Материалы Восьмой международной научно-технической конференции «Наука – образованию, производству, экономике» Минск: БНТУ, 2010. – С. 6.

31. Грищук О. К. Поліпшення показників керованості та стійкості автомобіля за рахунок застосування автоматичних систем регулювання кутів сходження коліс / О. К. Грищук, 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.

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

33. Добрин А. С. Исследование движения автомобиля по заданной траектории / А. С. Добрин // Труды семинара по управляемости и устойчивости автомобиля. – М.: Изд-во НАМИ. – 1966. – Вып. 1. – 153 с.

34. Добрин А.С. Устойчивость и управляемость автомобиля при неустойчивом движении / А. С. Добрин // Автомобильная промышленность. – 1968. – №9. – С.27-29.

35. Дронов Ф. А. Исследование углов установки управляемых колес грузовых автомобилей. / Ф. А. Дронов // Сборник "Повышение эксплуатационной надежности автомобилей". – 1973. – вып. 1. – С. 42-48.

36. ДСТУ 3649:2008. Колісні транспортні засоби. Вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю. На зміну ДСТУ 3649:1997. – Київ: – Держспоживстандарт. – 54с.

37. 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.

38. Ечеистов Ю. А. Влияние установки управляемых колес на сопротивление движению автомобиля / Ю. А. Ечеистов, М. М. Слуцкий // – Автомобильная промышленность. – 1958. – № 7. – С. 13-15.

39. Єфименко А. М. Поліпшення 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.

40. Иларионов В. А. Стабилизация управляемых колес автомобиля / В. А. Иларионов. – М.: Транспорт, 1966. – 168с.

41. Иларионов В. А. Углы установки и стабилизация управляемых колес автомобиля / В. А. Иларионов. – М.: "Автотрансиздат", 1958. – 168с.

42. Калмыков А. П. О закономерности изменения развала управляемого колеса / А. П. Калмыков // Автомобильная промышленность. – 1984. – №11. – С. 13-15.

43. Каменев В. Д. Исследование влияния углов установки управляемых колес на эксплуатационные свойства автомобиля: автореф. дисс. на соискан. учен. степ. канд. техн. наук / В. Д. Каменев. – Москва: МАДИ, 1969. – 24 с.

44. Каменев В. Д. Качение эластичного колеса в плоскости, наклоненной к поверхности дороги / В. Д. Каменев, Ю. В. Пирковський, Н. Ф. Бочаров // «Известия вузов». – М.: Машиностроение. – 1970. – №9. – С. 27-29.

45. Караев М. Н. К вопросу установки управляемых колес автомобиля / М. Н. Караев // Повышение эффективности использования автомобильного транспорта: Тез. научно–технической конф. – Улан–Уде. – 1985. – С.22-23.

46. Кислицин Н. М. К вопросу о долговечности шин / Н. М. Кислицин, С. А. Белов, Ю. В. Максимов // Автомобильная промышленность. – 1980. – №10. – С. 16-18.

47. Кислицин Н. М. Определение углов установки управляемых колес при движении автомобиля / Н. М. Кислицин, Ю. В. Максимов // Автомобильная промышленность. – 1977. – №9. – С. 26-27.

48. Кислицин Н. М. Определение оптимальных углов установки управляемых колес / Н. М. Кислицин, Е. Н. Михайловский // Автомобильный транспорт. – 1976. – №3. – С. 29-30.

49. Кислицин Н. М. Определение углов установки колес автомобиля ГАЗ – 24, обеспечивающих минимальный износ шин / Н. М. Кислицин // Изучение рабочих процессов колеса автомобиля. Труды МАДИ. – М.: МАДИ – вып. № 55. – 1973. – С. 40-44.

50. Кислицин Н. М. Влияние изменения колеи колес на проскальзывание и износ шин / Н. М. Кислицин // Автомобильная промышленность. – 1979. – №10. – С. 17-19.

51. Кленников Е. В. Влияние боковой силы на износ шин и сопротивление качению / Е. В. Кленников // Автомобильная промышленность. – 1971. – №8. – С. 13-14.

52. Кленников Е. В. Экспериментальные исследования напряжений в плоскости контакта ведущего и тормозного колеса / Е. В. Кленников, В. И. Кнороз, И. Е. Петров // Автомобилестроение. – 1967. – № 3. – С. 5-8.

53. Кленников В. Е. Шины легковых автомобилей / Е. В. Кленников. – М.: Транспорт, 1979. – 48 с.
54. Кнороз В. И. Шины и колеса / В. И. Кнороз, Е. В. Кленников. – М.: Машиностроение, 1975. – 184 с.
55. Кнороз В. И. Влияние увода на сопротивление качению шин / В. И. Кнороз, Р. Г. Маркарян, Ю. М. Юрьев // Автомобильная промышленность. – 1972. – №11. – С. 15-17.
56. Кнороз В. И. Влияние некоторых эксплуатационных факторов на коэффициент сопротивления боковому уводу шин / В. И. Кнороз, И. П. Петров, Ю. М. Юрьев // Автомобильная промышленность. – 1971. – №5. – С. 15-16.
57. Колесников К. С. Автоколебания управляемых колес автомобиля / К. С. Колесников. – М.: Гостехиздат, 1955. – 164 с.
58. Королев А. И. Исследование влияния передней подвески и рулевого привода на износ шин автомобиля / А. И. Королев, Г. К. Мирзоев, А. Д. Слюдииков // Автомобильная промышленность. – 1965. – №5. – С. 31-32.
59. Круг Г. К. Статистические методы в инженерных исследованиях / Г. К. Круг. – М.: Высшая школа, 1983. – 215 с.
60. Ландар Л. П. Исследование автоколебаний управляемых колес с учетом дисбаланса: автореф. дисс. на соискан. учен. степ. канд. техн. наук / Л. П. Ландар. – Харьков: ХАДИ, 1969. – 24 с.
61. Леиашвили Г. Р. Оптимизация углов установки управляемых колес автомобиля: автореф. дисс. на соискан. учен. степ. канд. техн. наук / Г. Р. Леиашвили. – Тбилиси, 1979. – 15 с.
62. Литвинов А. С. Исследование кинематики рулевого управления с учетом передней подвески / А. С. Литвинов, Ю. М. Немцов, С. А. Тимофеев // Автомобильная промышленность. – 1980. – №1. – С. 18-20.
63. Литвинов А. С. Стабилизация управляемых колес и углы их установки / А. С. Литвинов, Р. В. Ротенберг // Автомобиль. – 1951. – № 4. – С. 11-15.

64. Литвинов А. С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
65. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1977. – 416 с.
66. Лобас Л. Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин / Л. Г. Лобас, В. Г. Вербицкий. – Киев: Наукова думка, 1990. – 216 с
67. Лурье М. И. Подбор оптимальных углов установки задних колес автомобиля "Запорожец" методом испытаний на стенде с беговыми барабанами / М. И. Лурье, В. В. Алешин // Автомобильная промышленность. – 1964. – № 3. – С. 33-34.
68. Мартемьянов И. В. Автоматизированный комплекс для определения углов установки колес / И. В. Мартемьянов, И. Е. Балабин, Е. А. Задворнов // Автомобильная промышленность. – 1992. – № 11. – С. 28-31.
69. Мартынюк А. А. Динамика и устойчивость движения колесных машин / А. А. Мартынюк, Л. Г. Лобас, Н. В. Никитина. – Киев: Техника, 1981. – 222 с.
70. Мирзоев Г. К. Исследование кинематики подвески с помощью ЭЦВМ / Г. К. Мирзоев, А. Г. Пешкилев // Автомобильная промышленность. – 1980. – №2. – С. 34-36.
71. Непомнящий Е. Ф. Износ эластичного колеса при качении с проскальзыванием / Е. Ф. Непомнящий. – М.: Химия, 1967. – 318 с.
72. Новоселов И. Е. К вопросу влияния углов установки передних колес на износ шин и исследование стабилизации этих колес / Новоселов И. Е. // Автомобильная промышленность. – 1962. – № 7. – С. 38-41.
73. Носенков М. А. Управляемость и устойчивость автомобилей. Испытания и расчет / М. А. Носенков, Н. М. Бахмутский. – М.: Машиностроение, 1986. – 264 с.
74. Определение некоторых характеристик шин при одновременном действии на них вертикальных, боковых и продольных сил / А. С. Литвинов,

Н. Ю. Беленький, Д. Б. Азбель и др. // Автомобильная промышленность. – 1979. – № 2. – С. 17-20.

75. Основы научных исследований / Под ред. В. И. Крутова, В. В. Попова. – М.: Высш. шк., 1989. – 400 с.

76. ОСТ 37.001.523 – 2000. Автомобильные транспортные средства. Сопротивление качению и аэродинамическое сопротивление. Определение в дорожных условиях методом выбега. – М.: Издательство стандартов, 2000. – 68 с.

77. Патент на корисну модель № 49868 «Пристрій виміру бокової сили, що діє на колесо транспортного засобу» / О. К. Гришук, А. В. Щербина // зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 11.05.2010, бюлетень №9.

78. Патент на корисну модель № 70947 «Пристрій виміру сил, що діють на колесо транспортного засобу» / А. В. Щербина // зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 25.06.2012, бюлетень №12.

79. Патент на корисну модель № 90100 «Пристрій виміру сходження коліс та сил, що діють на колесо транспортного засобу» / А. В. Щербина // зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 12.05.2014, бюлетень №9.

80. Певзнер Я. М. Исследование устойчивости автомобиля / Я. М. Певзнер. – М.: Машгиз, 1953. – 276 с.

81. Петрушов В. А. Мощностной баланс автомобиля / В. А. Петрушов, В. В. Московкин, А. Е. Евграфов. – М.: Машиностроение, 1984. – 160 с.

82. Петрушов В. А. Исследование тангенциальной эластичности автомобильных шин / В. А. Петрушов, И. А. Стригин // Труды НАМИ. – 1968. – Вып. 97. – С. 44-51.

83. Петрушов В. А. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов / В. А. Петрушов, С. А. Шуклин, В. В. Московкин – М.: Машиностроение, 1975. – 225 с.



84. Пешкилев А. Г. Исследование влияния плеча обкатки управляемых колес и углов установки шкворней на устойчивость движения автомобиля при торможении: дисс. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук / А. Г. Пешкилев. – М.: МАДИ, 1977. – 218 с.

85. Платонов В. Ф. Повышение экономичности автомобилей за счет оптимизации углов установки управляемых колес / В. Ф. Платонов, Г. Р. Леиашвили // Автомобильная промышленность. – 1983. – № 4. – С. 16-17.

86. Пленников Е. В. Шины легковых автомобилей / Е. В. Пленников. – М.: Транспорт, 1979. – 48 с.

87. Про затвердження Правил технічної експлуатації коліс та пневматичних шин колісних транспортних засобів категорій L, M, N, O та спеціальних машин, виконаних на їх шасі. – Київ: Мінінфраструктури, 2013. – 10 с.

88. Пугин В. А. Влияние конструкции каркаса на свойства, определяющие износостойкость шин / В. А. Пугин, Т. Е. Володина // Механика пневматических шин. – Москва, 1976. – №6. – С. 124-135.

89. Работа автомобильной шины / Под ред. В. И. Кнороза. – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.

90. Раймпель Й. Шасси автомобиля: сокр. пер. 1 тома 4 нем. изд. В. П. Агапова; Под ред. И. Н. Зверева / Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1983. – 356 с.

91. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса. Пер. с нем. В. П. Агапова; Под ред. О. Д. Златовратского / Й. Раймпель. – М. Машиностроение, 1989. – 320 с.

92. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески. Пер.с нем. А. Л. Карпухина; Под редакцией Г. Г. Гридасова. / Й. Раймпель. – М. Машиностроение, 1987. – 288 с.

93. Ребедайло В. Н. Исследование влияния развала и схождения управляемых колес автомобиля на устойчивость их движения: дисс. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук / В. Н. Ребедайло. – Харьков, 1972. – 210 с.

94. Редчиц В. В. О взаимосвязи углов развала и схождения / В. В. Редчиц, А. А. Голобородько // Системные технологии: Сб. науч. тр.. – Днепропетровск, 2000. – Вып. 9. – С. 107-112.
95. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода. / Р. В. Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1972. – 391с.
96. Солтус А. П. Влияние характеристик элементов рулевого управления на шимми управляемых колес автомобиля / А. П. Солтус, В. Н. Барун, Р. А. Азаматов // Автомобильная промышленность. – 1985. – №2. – С. 19-21.
97. Солтус А. П. Основы теории рабочего процесса и расчета колесных управляющих модулей (монография). Деп. в УкрНИИТИ, №501 / А. П. Солтус. – ВИНТИ "Деп. научн. труды", 1990. – №7(225). – б\о 203.
98. Солтус А. П. Основы теории рабочего процесса и расчета управляющих колесных модулей: дис. на соиск. учен. степ. докт. техн. наук / А. П. Солтус. – Киев, 1994. – 476 с.
99. Тарасов А. Я. Исследование влияния установки передних колес автомобиля ГАЗ – 24 "Волга" на износ шин / А. Я. Тарасов // Автомобильная промышленность. – 1966. – № 6. – С. 19-21.
100. Тепер Р. А. Исследование устойчивости прямолинейного движения передних колес тракторов: дисс. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук / Р. А. Тепер. – Москва, 1968. – 141 с.
101. Терлецкий В. Г. Исследование причин возникновения колебаний управляемых колес автомобиля и колесных тракторов: дисс. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук / В. Г. Терлецкий. – Харьков, 1969. – 240 с.
102. Терлецкий В. Г. К вопросу исследования устойчивости движения управляемых колес автомобиля и колесных тракторов / В. Г. Терлецкий // Сборник трудов Харьковского автомобильно-дорожного института. – Харьков: ХАДИ, 1962. – вып. 22. – С. 23-31.

103. Терлецкий В. Г. Углы установки колес и износ шин / В. Г. Терлецкий, Л. П. Ландар, В. Н. Ребедайло и др. // Автомобильный транспорт. – 1968. – №4. – С. 21-22.

104. Тимофеев С. А. Влияние установки управляемых колес на их устойчивость при криволинейном движении автомобиля / С. А. Тимофеев, М. Н. Караев // Исследование конструкций и эксплуатационных свойств автомобилей: Сборник научных трудов МАДИ. – М.: МАДИ, 1986. – С. 77-86.

105. Тимофеев С. А. К вопросу установки управляемых колес автомобиля / С. А. Тимофеев, М. Н. Караев // Надежность и активная безопасность автомобиля: Сборник науч. трудов МАДИ. – М.: МАДИ, 1985. – С. 24-27.

106. Трубников В. М. Качение эластичного колеса, наклоненного к дороге: автореферат дисс. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук / В. М. Трубников. – Москва, 1952. – 18 с.

107. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля / Б. С. Фалькевич. – М.: Машгиз, 1963. – 239 с.

108. Фалькевич Б. С. Установка управляемых колес автомобиля / Б. С. Фалькевич, Ю. А. Ечеистов, В. М. Трубников // Труды МАМИ. – 1954. – Вып. 1. – С. 45-46.

109. Фаробин Я. Е. Особенности криволинейного движения автомобилей с передним приводом колес / Я. Е. Фаробин // Автомобильная промышленность. – 1970. – №7. – С. 18-19.

110. Фортунков Д. Ф. Исследование колебаний колес и рулевого управления автомобилей: автореферат дисс. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук / Д. Ф. Фортунков. – Горький, 1969. – 19 с.

111. Фортунков Д. Ф. Исследование колебательных процессов и динамических нагрузок рулевого управления автомобиля / Д. Ф. Фортунков // Экспресс– информация. Конструкции автомобилей. – 1979. – №6. – С. 20-24.

112. Фортунков Д. Ф. Исследование стабилизирующих моментов управляемых колес автомобиля / Д. Ф. Фортунков // Автомобильная промышленность. – 1980. – №10. – С.19-21.

113. Фортунков Д. Ф. Характеристики упругости шин и их влияние на стабилизацию и самовозбуждение колебаний управляемых колес автомобиля / Д. Ф. Фортунков // Автомобильная промышленность. – 1984. – №6. – С. 23-25.

114. Чудаков Е. А. Качение автомобильного колеса при наклонном расположении его средней плоскости / Е. А. Чудаков. – М.: Изд. Акад. наук СССР, том ХС, 1953. – №3. – С. 108-111.

115. Щербина А. В. Визначення координат центру колеса при його повороті з урахуванням кутів встановлення шворня та колеса / А. В. Щербина // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2009. – № 11. – С. 98-102.

116 Щербина А. В. Визначення впливу кутів встановлення коліс на стійкість автомобіля / А. В. Щербина // LXVII наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету: Тези доповідей. – К.: НТУ, 2011. – С. 40.

117. Щербина А. В. Взаимное влияние жесткости направляющего аппарата подвески и углов схождения колес на управляемость автомобиля / А. В. Щербина // Матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 19-21 жовтня 2015 року: Збірник наукових праць. – Вінниця: ВНТУ, 2015. – С. 248.

118. Щербина А. В. Дослідження кутів сходження коліс автомобіля / А. В. Щербина // Тиждень науки. Тези доповідей науково-практичної конференції, 18-22 квітня 2016 року. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. – С. 34-35.

119. Щербина А. В. Зміна кутів сходження коліс на перехідних режимах руху автомобіля / А. В. Щербина // Автомобіль і Електроніка. Сучасні Технології. – 2016. – №10. – С. 97-102.

120. Щербина А. В. Дослідження кутів сходження коліс автомобіля / А. В. Щербина // Прикладні науково-технічні дослідження: матеріали міжнародної науково-практичної конференції, 5-7 квітня 2017 р. – Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2017. – С. 151.

121. Щербина А. В. Вплив кутів установки колісного вузла на момент від бокової сили / А. В. Щербина // Тиждень науки. Тези доповідей науково-практичної конференції, 18–21 квітня 2017 року. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2017. – С. 34-35.

122. Янте А. Механика движения автомобиля: пер. с нем., Часть 1 / А. Янте. – М.: Машгиз, 1958. – 263 с

123. Barson C. W. Dynamic propeties of tyres. Conference / C. W. Barson, D. J. Osborne // Automobbile Wheels and tyres. – London: Proc. Inst. Mech. Eng., 1983. – P. 240-246.

124. Blumenfeld W. Optoelektronisches verfahren zur spur und sturzwinkelmessung am fahrenden fahrzeug / W. Blumenfeld, W. Scheider // ATZ. – 1985. – N 1. – P. 17-21.

125. Campbell C. Automobile Suspension / C. Campbell. – London: Chapman and Hall, 1982. – 365 p.

126. Care tyre. Autocare. Wheel alignment and balaneing: part 3. – Autocar, 1973. – 158 p.

127. Frazee I. Automative Suspensions. Steering and Wheel Alignment. / I. Frazee, W. London, G. Hafferkamp. – London: The Techn. Press. Ltd., 1955. – 240 p.

128. Freudenstein G. Zum Verhalten von Luftreifen auf Vorderradern / G. Freudenstein // ATZ – 1963. – № 5. – P. 24-31.

129. Koebler P. Der kraftscnluss zwischen rad und fahrbahn / P. Koebler, H. Klaue // ATZ. – 1987. – № 9. – P. 224-228.

130. Kuralay N. S. Einfluss von fahrwekelasti zitatzen und reifenparametern auf das fahrverhalten von personenkraftwagen: dissertatzen / N. S. Kuralay. – Hannover, 1985. – 150 p.

131. Mischke M., Wiegner P. Der blockiervorgang eines gebremsten rades / M. Mischke, P. Wiegner // ATZ. – 1970. – № 10. – P. 359-363.
132. Physios of Tire Traction. Theory and Experiment / Ed. by D. F. Hays, A. L. Browne. –New-Jork–London: Pienym Press, 1974. – 428 p.
133. Gary A. Effects of test speed and surface curvature on cornering properties of tires / A. Gary // SAE Preprints. – 1976. – № 7. – P. 10-14.
134. Theoretical and experimental studies on the dynamic properties of tyres / H. Sakai // International Journal of Vehicle Design. – 1981. – Vol. 2.– P. 170-173.
135. Schallamach A. Lateral tire forces on wet roads / A. Schallamach // Tire Science and Technology. – 1977. –№ 2. – P. 75-82.
136. Schallamach A. The load dependence of side and self' aligning torque of pneumatik tires / A. Schallamach // Rybber Chemistry and Technology. – 1970. – № 2. – P. 995-1004.
137. Schalamach A. The wear of slipping wheels / A. Schalamach, D. M.Tyrner // Wear. – 1960. – № 3. – P. 1-25.



ПУБЛІЧНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО  
“ЗАПОРІЗЬКИЙ АВТОМОБІЛЕБУДІВНИЙ ЗАВОД”

пр. Леніна, 8, м. Запоріжжя, 69600

Телефон: (061)213 83 03, 213 83 05, телефакс: (061)213 77 98, E-mail: admin@zaz.zp.ua, www.avtozaz.com

Поточний рахунок 26003619938221 у ПАТ «Промінвестбанк» м. Київ, МФО 300012, код ЄДРПОУ 25480917

*12.12.2016 № 99/129*

ЗАТВЕРДЖУЮ

ДИРЕКТОР НТЦ ПАТ «ЗАЗ»

ВЯТКІН С.Г.

*12* *12* 2016 р.

АКТ

Про впровадження результатів дисертаційної роботи Щербини Андрія Васильовича «Вибір та обґрунтування кутів сходження керованих коліс передньопривідного автомобіля категорії М1».

Комісія у складі: головного конструктора ПАТ «ЗАЗ» Ю.Ю. Ральченко та заступника головного конструктора з випробувань – начальника випробувального центру ПАТ «ЗАЗ» І.Л. Дейнеги склали цей акт, що:

- наведені в дисертаційній роботі методи визначення кінематичних характеристик колісного керуючого модуля застосовуються для поліпшення експлуатаційних показників автомобілів;

- розроблена і впроваджена в дисертаційній роботі мобільна наукова дослідна лабораторія для дорожніх випробувань колісного керуючого модуля на базі автомобіля DAEWOO-FSO LANOS TF48Y використовується під час проведення ходових випробувань автомобілів на керованість та стійкість.

Члени комісії:

Головний конструктор ПАТ «ЗАЗ»

Ю.Ю. Ральченко

Заступник головного конструктора  
з випробувань – начальник  
випробувального центру ПАТ «ЗАЗ»

І.Л. Дейнега



## ДОДАТОК Б

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Проректор з наукової роботи  
д-р.н. проф. Вилуков Ю.М.

2016 p.

AKT

Впровадження матеріалу кандидатської дисертації  
Щербини Андрія Васильовича, старшого викладача кафедри «Автомобілів»  
Запорізького національного технічного університету  
в навчальний процес

Даним актом затверджується, що результати дисертаційної роботи Щербини А.В. «Вибір та обґрунтування кутів сходження керованих коліс передньопривідного автомобіля категорії М1», яка представлена на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – автомобілі та трактори, впроваджено у навчальний процес на кафедрі «Автомобілі» ЗНТУ в курсах: «Автомобілі. Основи конструкції» - розділ «Ходова частина автомобіля»; «Робочі процеси автомобіля» - розділ «Розрахунок кінематики підвіски автомобіля»; «Випробування, діагностика, діагностичне обладнання», «Використання ЕОМ при діагностиці автомобілів» - розділ «Перевірка технічного стану ходової частини автомобіля», «Методи експериментально-дослідних робіт та прискорених випробувань» - розділ «Дорожні випробування» для спеціальності «Галузеве машинобудування», 8.05050305 «Колісні та гусеничні транспортні засоби».

Для ефективного проведення лабораторних робіт з курсів «Експлуатаційні властивості автомобіля» та «Випробування, діагностика, діагностичне обладнання» впроваджено розроблену в дисертаційній роботі мобільну науково дослідну лабораторію для дорожніх випробувань колісного керуючого модуля на базі автомобіля DAEWOO-FSO LANOS TF48Y.

Результати досліджень використовуються при підготовці курсових і дипломних проектів по спеціальності «Галузеве машинобудування», 8.05050305 «Колісні та гусеничні транспортні засоби».

Зав. кафедрою «Автомобілі»,  
д.т.н. професор

А.Ф. Головчук



## ДОДАТОК В

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

## Статті в наукових фахових виданнях

1. Грищук О. К. Сходження керованих коліс автомобіля та необхідність його контролю / О. К. Грищук, А. В. Щербина // Автошляховик України. – 2008. – № 1. – С. 14-17.
2. Брильов В.В Розрахунок координат центру автомобільного колеса при різних варіантах його встановлення. / В. В. Брильов, О. К. Грищук, А. В. Щербина // Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту. – 2008. – № 4. – С. 36-40.
3. Грищук О. К. Засоби і пристрої для вимірювання сходження керованих коліс автомобіля / О. К. Грищук, А. В. Щербина // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – 2008. – № 15. – С. 67-71.
4. Грищук О. К. Класифікація і аналіз динамічних засобів контролю сходження коліс автомобіля / О. К. Грищук, А. В. Щербина // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2008. – № 7 (Частина 2). – С. 142-146.
5. Щербина А. В. Визначення координат центру колеса при його повороті з урахуванням кутів встановлення шворня та колеса / А. В. Щербина // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2009. – № 11. – С. 98-102.
6. Грищук О. К. Аналіз систем регулювання кутів сходження коліс автомобіля / О. К. Грищук, А. В. Щербина // Автошляховик України. – 2009. – № 12. – С. 176-178.
7. Вербицький В. Г. Дослідження кутів сходження коліс при різних швидкостях руху автомобіля / В. Г. Вербицький, А. В. Щербина // Автомобіль і Електроніка. Сучасні Технології. – 2016. – №10. – С. 81-85.

8. Щербина А. В. Зміна кутів сходження коліс на перехідних режимах руху автомобіля / А. В. Щербина // Автомобіль і Електроніка. Сучасні Технології. – 2016. – №10. – С. 97-102.

### **Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав з напрямку**

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

### **Опубліковані праці апробаційного характеру**

10. Грищук А. К. Теоретические исследования сил в пятне контакта колеса с дорогой с учетом улов развала и схождения / А. К. Грищук, А. В. Щербина // Материалы Седьмой международной научно-технической конференции «Наука – образованию, производству, экономике» Минск: БНТУ, 2009. – С. 313-314.

11. Грищук А. К. Влияние на показатели управляемости и устойчивости автомобиля изменений углов схождения колес при их движении / А. К. Грищук, А. В. Щербина // Материалы Восьмой международной научно-технической конференции «Наука – образованию, производству, экономике» Минск: БНТУ, 2010. – С. 6.

12. Грищук О. К. Поліпшення показників керованості та стійкості автомобіля за рахунок застосування автоматичних систем регулювання кутів сходження коліс / О. К. Грищук, 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.

13 Щербина А. В. Визначення впливу кутів встановлення коліс на стійкість автомобіля / А. В. Щербина // LXVII наукова конференція

професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету: Тези доповідей. – К.: НТУ, 2011. – С. 40.

14. Щербина А. В. Взаимное влияние жесткости направляющего аппарата подвески и углов схождения колес на управляемость автомобиля / А. В. Щербина // Матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 19-21 жовтня 2015 року: Збірник наукових праць. – Вінниця: ВНТУ, 2015. – С. 248.

15. Щербина А. В. Дослідження кутів сходження коліс автомобіля / А. В. Щербина // Тиждень науки. Тези доповідей науково-практичної конференції, 18-22 квітня 2016 року. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. – С. 34-35.

16. 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.

17. Щербина А. В. Дослідження кутів сходження коліс автомобіля / А. В. Щербина // Прикладні науково-технічні дослідження: матеріали міжнародної науково-практичної конференції, 5-7 квітня 2017 р. – Івано-Франківськ: Симфонія форте, 2017. – С. 151.

18. Щербина А. В. Вплив кутів установки колісного вузла на момент від бокової сили / А. В. Щербина // Тиждень науки. Тези доповідей науково-практичної конференції, 18–21 квітня 2017 року. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2017. – С. 34-35.

### **Авторські свідоцтва, патенти**

19. Патент на корисну модель № 49868 «Пристрій виміру бокової сили, що діє на колесо транспортного засобу» / О. К. Грищук, А. В. Щербина // зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 11.05.2010, бюлетень №9.

20. Патент на корисну модель № 70947 «Пристрій виміру сил, що діють на колесо транспортного засобу» / А. В. Щербина // зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 25.06.2012, бюлетень №12.

21. Патент на корисну модель № 90100 «Пристрій виміру сходження коліс та сил, що діють на колесо транспортного засобу» / А. В. Щербина // зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 12.05.2014, бюлетень №9.