

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

РАЗБОЙНИКОВ ОЛЕКСАНДР ОЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК. 629.113

ДИСЕРТАЦІЯ
ПОЛІПШЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ
ПРИ РУСІ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

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

_____ О.О. Разбойніков

Науковий керівник –
Поляков Віктор Михайлович
кандидат технічних наук, доцент

Ідентичність усіх примірників дисертації засвідчую
Вчений секретар спеціалізованої вченої ради Д
26.059.03

_____ С.В. Ковбасенко

Київ – 2021

АНОТАЦІЯ

Разбойніков О.О. Поліпшення курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 «Автомобілі та трактори». – Національний транспортний університет, Київ, 2021.

Дисертаційна робота присвячена поліпшенню курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі шляхом керування робочими процесами його активної підвіски.

Зміст дисертації. У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, її зв'язок з науковими програмами, визначена мета та завдання дослідження, сформульовані наукова новизна та практичне значення результатів дослідження. Крім того, розкрито особистий внесок автора, апробація результатів, публікації, структура та загальний обсяг дисертаційної роботи.

У першому розділі на основі літературного огляду проведено аналіз досліджень курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі. За цим аналізом обґрунтовано вибір поняття терміну «курсова стійкість автомобіля» та її критерії оцінювання при прямолінійному русі. Також встановлено, що у випадку, якщо час руху автомобіля в межах коридору безпеки перевищує 5 с після початку дії збурення – його курсова стійкість задовільна, інакше – незадовільна. Значення курсового кута автомобіля та поперечного відхилення його центру мас через 1,5 с після початку дії збурення прийняті за додаткові критерії оцінювання курсової стійкості автомобіля.

У розглянутих інформаційних джерелах не виявлено систем, які призначені безпосередньо для поліпшення курсової стійкості автомобіля при його русі по нерівній дорозі.

Втрата курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі обумовлена факторами, що залежать від процесів в контактній еластичній шині з нерівною

опорною поверхнею дороги та процесів в системі рульового керування автомобіля, які також визначаються робочими процесами підвіски.

Визначено пріоритетний шлях поліпшення курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі, який передбачає керування робочими процесами його активної підвіски. За такого підходу курсова стійкість автомобіля при русі по нерівній дорозі може бути поліпшена шляхом усунення причин (а не наслідків) збурюючого впливу дорожньої нерівності.

У **другому** розділі, розроблено розрахункову схему та математичну модель руху автомобіля по нерівній дорозі, що враховує вплив особливостей конструкції та робочих процесів в системі рульового керування і підвісці автомобіля, а також процесів в контактах його еластичних шин з опорною поверхнею нерівної дороги на показники його курсової стійкості та динаміку руху в цілому.

За отриманою математичною моделлю проведено теоретичні дослідження. Виявлено, що дорожні нерівності можуть призвести до втрати курсової стійкості автомобіля категорії M1 та встановлено основні фактори, що впливають на її показники. Встановлено, що за результатами розрахунку менш ніж за 5 с (через 1,123 с) після початку дії збурення автомобіль вийшов за межі коридору безпеки (критерій курсової стійкості), що підтверджує втрату його стійкості. Крім того, через 1,5 с після наїзду на дорожню нерівність поперечне відхилення центру мас автомобіля становить 0,314 м, а його курсовий кут – 1,250 град (додаткові критерії курсової стійкості). Основна причина втрати курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі пов'язана з відхиленням його керованих коліс від заданого положення. Зазначене обумовлено дією моментів сил відносно осей повороту керованих коліс автомобіля, які залежать від робочих процесів його підвіски. Це підтверджує, що керуванням робочими процесами активної підвіски можливо досягти поліпшення курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі.

У **третьому** розділі сформульовано вимоги та розроблено алгоритм роботи активної підвіски автомобіля, що спрямований на поліпшення його курсової стійкості при русі по нерівній дорозі. Критерієм якості роботи активної підвіски обрано мінімальне відхилення керованих коліс від заданого положення.

З урахуванням математичних залежностей, що описують робочі процеси активної підвіски автомобіля, проведено теоретичні дослідження його курсової стійкості при русі по нерівній дорозі. Встановлено, що протягом 5 с після початку дії збурення автомобіль з активною підвіскою за межі коридору безпеки не вийшов (критерій курсової стійкості), що підтверджує його стійкість та ефективність розробленого алгоритму роботи активної підвіски. Крім того, через 1,5 с після наїзду на дорожню нерівність поперечне відхилення центру мас автомобіля становить 0,025 м, а його курсовий кут – 0,103 град (додаткові критерії).

У **четвертому** розділі з метою підтвердження адекватності математичної моделі та достовірності результатів теоретичних досліджень (розділи 2, 3) проведено експериментальні дослідження курсової стійкості фізичної моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі.

В якості об'єкта експериментальних досліджень обрано фізичну модель автомобіля з коефіцієнтом геометричної подібності рівним 4. Розроблено та створено виконавчий пристрій активної підвіски фізичної моделі автомобіля.

На першому етапі експериментальних досліджень визначено параметри фізичної моделі автомобіля, які є вихідними даними для математичного моделювання.

На другому етапі експериментальних досліджень створено трасу для проведення експериментальних досліджень курсової стійкості фізичної моделі автомобіля при русі по нерівній дорозі. Обрано вимірювально-реєструючий комплекс та місця встановлення давачів на об'єкті експериментальних досліджень.

Запропоновано методику аналізу результатів експериментальних і теоретичних досліджень для підтвердження адекватності математичної моделі та отримання нових наукових відомостей. Так, було виявлено вплив вертикальних коливань центрів керованих коліс на моменти сил, що діють відносно осей їх повороту.

Експериментальними та теоретичними дослідженнями визначено показники курсової стійкості фізичної моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі, а також доведено ефективність розробленого

алгоритму роботи активної підвіски. Так, встановлено, що час від наїзду на дорожню нерівність до виходу за межі коридору безпеки габаритів фізичної моделі автомобіля (момент втрати курсової стійкості) з пасивною підвіскою склав 0,7 с, з активною – вихід (в рамках досліджень) не відбувся; поперечне відхилення центру мас від заданої траєкторії на момент проходження п'яти метрів після наїзду на дорожню нерівність зменшено в 2,7 рази. Відносна розбіжність між теоретичними та експериментальними даними не перевищує 10 %, що підтверджує адекватність математичної моделі та достовірність результатів теоретичних досліджень.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у вирішенні науково-практичного завдання щодо поліпшення курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі шляхом керування робочими процесами його активної підвіски.

Вперше виявлено вплив вертикальних коливань центрів керованих коліс автомобіля на моменти сил, що діють відносно осей їх повороту, які впливають на курсову стійкість автомобіля при русі по нерівній дорозі.

Удосконалено залежності моментів сил відносно осей повороту керованих коліс автомобіля, які відрізняються від раніше відомих тим, що враховано поточні значення реакцій нерівної дороги на шини, поточний кут атаки дорожньої нерівності, зміну кутової орієнтації несучої системи автомобіля і геометричних параметрів прямого пристрою його підвіски, що впливають на показники курсової стійкості автомобіля.

Отримала подальший розвиток методика визначення тангенційних реакцій опорної поверхні на колеса автомобіля, що враховує коефіцієнти окружної жорсткості шин, зміну їх радіусів кочення, а також поточні значення коефіцієнтів повздовжнього зчеплення шин з дорогою і нормальних реакцій опорної поверхні на колеса автомобіля та їх вплив на показники курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі.

Практичне значення одержаних результатів. Основні результати дисертаційної роботи можуть бути використані для модернізації існуючих та створення нових автомобілів, у тому числі з активною підвіскою.

Розроблено розрахункову схему та математичну модель автомобіля, що дозволяє враховувати при його проектуванні особливості конструкції та робочі процеси в системі його рульового керування і підвісі, а також особливості взаємодії еластичних шин з нерівною опорною поверхнею при визначенні показників курсової стійкості автомобіля.

Сформульовано вимоги та розроблено алгоритм роботи активної підвіски, критерієм якості якої обрано мінімальне відхилення керованих коліс від заданого положення.

Розроблено та створено конструкцію виконавчого пристрою активної підвіски фізичної моделі автомобіля, яка базується на технічному рішенні, що захищено патентом на корисну модель №118498.

Результати досліджень прийняті до впровадження Державним підприємством «Державний автотранспортний науково-дослідний і проектний інститут» (м. Київ), автоцентром «Атлант-М Київ» – офіційного дилера Volkswagen AG в Києві та Київській області (м. Київ) та в навчальному процесі Національного транспортного університету (м. Київ) при підготовці фахівців за освітньою програмою «Автомобільні транспортні засоби».

Ключові слова: динаміка автомобіля, нерівна дорога, шина, рульове керування, активна підвіска.

Список публікацій здобувача

Публікації у наукових фахових виданнях України

1. Поляков В. М., Мурований І. С., Разбойніков О. О. Аналіз розвитку конструкцій підвісок автомобіля. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. 2015. №1(3). С. 128–135.

2. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Визначення сил взаємодії колеса легкового автомобіля під час руху нерівною дорогою. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Технічні науки. 2016. №2(77). С. 215–223.

3. Разбойніков О. О. Системний аналіз взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги. Управління проектами, системний аналіз і логістика. Серія «Технічні науки». 2016. Вип. 17. Ч. 1. С. 80–88.

4. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Визначення рівнодіючої сил взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги. Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». 2017. Вип. 1(37). С. 329–338.

5. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Визначення параметрів роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній опорній поверхні. Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». 2017. Вип. 3(39). С. 117–126.

6. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Теоретичне дослідження руху автомобіля по нерівній дорозі. Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». 2018. Вип. 1(40). С. 252–261.

7. Поляков В. М., Горпинюк А. В., Разбойніков О. О. Експериментальне визначення параметрів еластичних коліс фізичної моделі автомобіля. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. 2018. №1(10). С. 79–84.

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав

8. Разбойніков О. О. Вплив швидкості автомобіля на зміну сил, що діють в ходовій частині при русі по нерівній дорозі. *Rzeszow : Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukasiewicza, Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy, Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. Seria : Transport.* 2017. №10. Р. 87–94.

9. Разбойніков О. О. Експериментальне дослідження курсової стійкості руху на моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками його коліс по нерівній дорозі. *Rzeszow : Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukasiewicza, Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy, Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. Seria : Transport.* 2019. №16. Р. 43–50.

Публікації апробаційного характеру

10. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Аналіз етапів розвитку конструкцій підвісок автомобіля. *LXXI наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету : матеріали наук. конф.* Київ : НТУ, 2015. С. 55.

11. Разбойников А. А. Исследование развития конструкций подвесок автомобилей. *Наука – образованию, производству, экономике* : материалы 13-й Междунар. науч.-техн. конф. Минск : БНТУ, 2015. С. 29.

12. Разбойников О. О. Аналіз етапів розвитку конструкцій підвісок автомобіля. *Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів* : зб. тез доп. наук.-практ. конф. Одеса : Військова академія, 2015. С. 263–267.

13. Поляков В. М., Разбойников О. О. Математична модель руху автомобіля по нерівностям дороги. *LXXII наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету* : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2016. С. 49.

14. Поляков В. М., Разбойников О. О. Визначення сил, що діють в шарнірах підвіски легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі. *Нові технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців* : наукові праці Міжнар. наук.-практ. та наук.-методич. конф. Харків : ХНАДУ, 2016. С. 45–46.

15. Поляков В. М., Филипова Г. А., Разбойников А. А. Математическая модель движения легкового автомобиля по неровной дороге. *Наука – образованию, производству, экономике* : материалы 15-й Междунар. науч.-техн. конф. Минск : БНТУ, 2017. С. 16.

16. Поляков В. М., Філіпова Г. А., Разбойников О. О. Дослідження взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги. *Проблеми розвитку транспорту і логістики* : зб. наук. праць VII Міжнар. наук.-практ. конф. Северодонецьк-Одеса : вид-во Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, 2017. С. 188–189.

17. Поляков В. М., Разбойников О. О. Математична модель курсової стійкості руху легкового автомобіля по нерівній дорозі. *LXXIII наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету* : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2017. С. 63.

18. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Врахування особливостей роботи підвіски автомобіля при дослідженні його руху по нерівній дорозі. *Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців* : наук. пр. Міжнар. наук.-практ. конф. Харків : ХНАДУ, 2017. С. 37.

19. Разбойніков О. О. Вплив автоколивань керованих коліс автомобіля на його курсову стійкість руху по нерівній дорозі. *Молоді вчені 2018 – від теорії до практики* : матеріали IX Міжнар. конф. молодих вчених. Дніпро : Дніпро-Варна, 2018. С. 62–65.

20. Поляков В. М., Шарай С. М., Разбойніков О. О. Вплив роботи стабілізатора поперечної стійкості на безпеку руху автомобіля по нерівній дорозі. *Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні* : тези доп. III-ї Всеукр. наук.-практ. конф. Львів : вид-во Львівської політехніки: 2018. С. 72–74.

21. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Поліпшення екологічної безпеки автомобіля шляхом використання активної підвіски при русі по нерівній дорозі. *Сучасні проблеми екології* : тези XIV Всеукр. наук. on-line конф. студентів, магістрів та аспірантів з міжнародною участю. Житомир : ЖДТУ, 2018. С. 11.

22. Поляков В. М., Разбойніков О. О., Горпинюк А. В. До експериментального визначення параметрів еластичного колеса моделі автомобіля. *Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки* : матеріали II Всеукр. наук.-техн. конф. Полтава : ПолтНТУ, 2018. С. 38–39.

23. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Математичне моделювання руху автомобілів з пасивними та активними підвісками по нерівній дорозі. *LXXIV наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету* : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2018. С. 59.

24. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Експериментальне дослідження курсової стійкості руху фізичної моделі автомобіля з пасивною і активною підвісками коліс по нерівній дорозі. *LXXV наукова конференція професорсько-*

викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2019. С. 58.

25. Поляков В. М., Разбойников О. О. Дослідження курсової стійкості автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі. *Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні* : наук. пр. Міжнар. наук.-практ. конф. Харків : ХНАДУ, 2019. С. 39–42.

26. Поляков В. М., Разбойников О. О. До вибору критеріїв курсової стійкості прямолінійного руху автомобіля. *LXXVI наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету* : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2020. С. 56.

27. Поляков В. М., Филипова Г. А., Разбойников А. А., Гирман Д. К. Исследование курсовой устойчивости физической модели автомобиля с пассивной и активной подвесками при движении по неровной дороге. *Автомобиле- и тракторостроение* : материалы Междунар. науч.-техн. конф. Минск : БНТУ, 2020. С. 63.

28. Поляков В. М., Разбойников О. О. До розробки алгоритму роботи активної підвіски, що спрямований на поліпшення курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі. *Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту* : наук. пр. XIII міжн. наук.-практ. конф. Житомир : Житомирська політехніка, 2020. С. 56.

29. Поляков В. М., Разбойников О. О. Методика аналізу результатів експериментальних і теоретичних досліджень динаміки руху автомобіля. *Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування* : наук. пр. Міжнар. наук.-практ. конф. Харків : ХНАДУ, 2020. С. 355–356.

Патент на корисну модель

30. Патент України на корисну модель № 118498. Україна, МПК F16FD 13/00 (2017.01), «Пристрій для створення тарованого зусилля» / В. П. Сахно, В. М. Поляков, О. С. Олексієнко, О. О. Разбойников, М. А. Новицький / (Україна) ; Заявник і патентовласник : Національний транспортний університет, Державний № u2017 02128; заяв. 06.03.2017; опубл. 10.08.2017, Бюл. № 15.

ABSTRACT

Razboynikov A. A. Improvement of course stability of the car moving on uneven road. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for obtaining the candidate of technical sciences degree in specialty 05.22.02 «Automobiles and tractors». – National Transport University, Kyiv, 2021.

The dissertation is dedicated to improvement of course stability of the car moving on rough road by controlling the working processes of its active suspension system.

The content of the thesis. In the introduction the relevance of the topic of the thesis, its relationship with scientific programs, the purpose and objectives of the study are determined, the scientific novelty and practical significance of the research results are formulated.

In the **first** section, based on a literature review, an analysis of studies of the course stability of the car moving on rough road is carried out. The choice of the concept of the term «vehicle course stability» and its evaluation criteria for rectilinear movement is justified. If the vehicle remains within the safety corridor for 5 s after the start of the disturbance, its directional stability is satisfactory, otherwise it is unsatisfactory. The value of the yaw angle of the vehicle and the transverse deflection of its center of mass after 1,5 s after the start of the disturbance is taken as additional criteria for assessing the vehicle course stability.

No information systems were found in the reviewed information sources, which are intended directly for improvement of course stability of the car moving on rough road.

Loss of course stability of the car moving on rough road caused by factors that depend on the processes in contact of the elastic tire with the uneven support surface of the road and the processes in the steering system of the car, which are also determined by the working processes of the suspension system.

A priority way to improve of course stability of the car moving on rough road has been identified, which provides for the management of the work processes of its active suspension system. With this approach, course stability of the car moving on rough road

can be improved by eliminating the causes (and not the consequences) of the disturbing effects of road bumps.

In the **second** section, a design scheme and a mathematical model of the car driving on a rough road, which takes into account the influence of design features and workflows in steering and suspension systems of the vehicle, as well as processes in its elastic tire contacts with the support surface on the rough road performance of its course stability and dynamics of movement in general, were developed.

Based on the obtained mathematical model, theoretical studies have been carried out. According to the results of theoretical studies proved that road irregularities can lead to loss of course stability of the car. It was revealed that under certain driving conditions through 1,123 s after hitting the left driven wheel of the car on the road unevenness exits its dimensions outside the security corridor. After 1,5 s the vehicle's yaw angle reaches 1,250 deg, and the transverse deflection (to the left) of its center of mass is 0,314 m. This is due to the action of torques relative to the axis of rotation of the steered wheels of the car, which primarily depend on the working processes of its suspension system.

In the **third** section, the requirements are formulated and an algorithm for the active suspension system of the car is developed, aimed at improving its course stability of the car moving on rough road. The criterion for the quality of work of the active suspension is the minimum deviation of the steered wheels from a given position.

Taking into account the mathematical dependencies that describe the working processes of the active suspension system of the car, theoretical studies of its course stability while driving on rough roads are carried out. Theoretical studies have proved the effectiveness of the developed algorithm. So, under selected conditions, the exchange rate stability of a car with an active suspension system is satisfactory (the dimensions of a car with an active suspension system did not exist within 5 s). After 1,5 s after a collision with a road roughness, the yaw angle of the vehicle with active suspension system is reduced to 0,103 deg, and the transverse deflection of its center of mass – to 0,025 m.

In the **fourth** section, in order to confirm the adequacy of the mathematical model and substantiate the results of theoretical studies (sections 2, 3), an experimental study of

the course stability of the car with passive and active suspensions systems driving on rough roads is carried out.

As the object of experimental research, the physical model of a car with a coefficient of geometric similarity equal to 4 was chosen. Designed and developed structure of the actuator of the active suspension system of the physical car model.

At the first stage of experimental research, the parameters of the physical model of the car are determined, which are the initial data for mathematical modeling.

At the second stage of experimental researches the route for carrying out experimental researches of course stability of physical model of the car at movement on a rough road is created. The measuring and recording complex and places of installation of sensors on the object of experimental researches are chosen.

A technique for analyzing the results of experimental and theoretical studies is proposed to confirm the adequacy of the mathematical model and obtain new scientific information. Thus, the influence of vertical oscillations of the centers of steered wheels on the moments of forces acting relative to the axes of their rotation was revealed.

Experimental and theoretical studies determined the exchange rate stability indicators of a physical model of a car with passive and active suspensions systems driving on rough roads, and also proved the effectiveness of the developed algorithm for the active suspension system. Thus, it was found that the time of arrival on the road unevenness to exit outside the security corridor of the physical model of the car (moment of loss of course stability) with a passive suspension system was 0,7 s, with active suspension system – exit (within the framework of research) did not take place; transverse deflection of the center of mass from a given trajectory at the time of passing five meters after colliding with a road roughness reduced 2,7 times. The discrepancy between theoretical and experimental data does not exceed 10 %, that confirms the adequacy of the mathematical model and the validity of the theoretical research results.

The scientific novelty of the study is to solve the scientific and practical problem of improving of course stability of the car moving on rough road by controlling the working processes of its active suspension system.

For the first time, the influence of vertical oscillations of the centers of the steering wheels of a car on the moments of forces acting relative to the axes of their rotation, which affect on the course stability of the car when driving on an uneven road, is revealed.

The dependences of the moments of forces relative to the steering axes of the steering wheels of the car have been improved, which differ from the previously known ones in that the current values of the reactions of the uneven road to the tires, the current angle of attack of the road irregularity, the change in the angular orientation of the vehicle carrier system and the geometric parameters of the guide device of its suspension, affecting on indicators of course stability.

The method for determining the tangential reactions of the support surface to the car wheels was further developed, taking into account the coefficients of the circumferential stiffness of tires, the change in their rolling radii, as well as the current values of the coefficients of the longitudinal adhesion of tires to the road and the normal reactions of the support surface to the wheels of the car and their effect on the indicators of the course stability of the car moving on uneven road.

The practical value of the obtained results. The main results of the thesis can be used for the modernization and development of new vehicles, including those which have active suspension system.

A design scheme and a mathematical model of the car have been developed, which allows it to take into account the design features and work processes in the system of its steering and suspension, as well as the peculiarities of the interaction of elastic tires with an uneven supporting surface when determining the indicators of the course stability.

Requirements are formulated and an algorithm for the operation of an active suspension is developed, the quality criterion for which is the minimum deviation of the steered wheels from a given position.

Designed and developed structure of the actuator of the active suspension system of the physical car model, which is based on a technical solution, that protected by utility model patent No 118498.

The results of studies are accepted for implementation by the State Enterprise «State Road Transport Research and Design Institute» (Kyiv), auto center «Atlant-M

Kiev» – the official dealer of Volkswagen AG in Kiev and Kiev region (Kyiv) and in the educational process of the National Transport University (Kyiv) for students studying at training program «Automobile vehicles».

Keywords: vehicle dynamics, uneven road, tire, steering system, active suspension.

List of applicant's publications

Publications in scientific journals of Ukraine

1. Polyakov V. M., Murovany I. S., Razboynikov A. A. Analysis of designs vehicle suspension systems development. *Modern technologies in mechanical engineering and transport*. 2015. No 1 (3). pp. 128–135.

2. Polyakov V. M., Razboynikov A. A. Definition of interaction force between car wheel and rough road while driving. *Visnyk of Zhytomyr State Technological University. Technical sciences*. 2016. No 2 (77). pp. 215–223.

3. Razboynikov A. A. System analysis of interaction car wheelwith uneven road surface. *Project management, systems analysis and logistics. Technical Sciences*. 2016. Vol. 17. Pt 1. pp. 80–88.

4. Polyakov V. M., Razboynikov A. A. Definition of interaction force between the car wheel and uneven road surface. *Visnyk of Zhytomyr State Technological University. Technical sciences*. 2017. Vol. 1(37). pp. 329–338.

5. Polyakov V. M., Razboynikov A. A. Determining conditions of the car suspension system while driving on uneven supporting surface. *Visnyk of Zhytomyr State Technological University. Technical sciences*. 2017. Vol. 3(39). pp. 117–126.

6. Polyakov V. M., Razboynikov A. A. Theoretical study of the vehicle movements on uneven road surface. *Visnyk of Zhytomyr State Technological University. Technical sciences*. 2018 Vol. 1(40). pp. 252–261.

7. Polyakov V. M., Gorpiniuk A. V., Razboynikov A. A. Experimental determination of the parameters of the elastic wheels of the physical vehicle model . *Modern technologies in mechanical engineering and transport*. 2018. Vol. 1(10). pp. 79–84.

Publications in scientific journals of foreign states

8. Razboynikov A. A. Impact of vehicle speed on change of forces acting in running gear while driving on uneven road. *Rzeszow : Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukasiewicza, Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy, Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. Seria : Transport.* 2017. Vol. 10. pp. 87–94.

9. Razboynikov A. A. Experimental investigations of course stability of a physical car model with passive and active suspension systems while it moving on uneven road surface. *Rzeszow : Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukasiewicza, Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy, Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. Seria : Transport.* 2019. Vol. 16. pp. 43–50.

Publications of approbation character

10. Polyakov V. M., Razboynikov A. A. Analysis of the stages of development of car suspension. *LXXI scientific conference of faculty members, post-graduate students, students and employees of separate structural units of the university : materials of sciences. conf.* Kyiv: NTU, 2015. p. 55.

11. Razboynikov A. A. Research of the development of car suspension structures. *Science –education, production, economics : materials of 13th International scientific and technical conf.* Minsk : BNTU, 2015. p. 29.

12. Razboynikov A. A. Analysis of the stages of development of car suspension structures. *The newest ways of creation, technical operation, repair and service of cars : materials of scientific-practical conf.* Odessa: Military Academy, 2015. pp. 263–267.

13. Polyakov V. M., Razboynikov A. A. Mathematical model of car movement on on road bumps. *LXXII scientific conference of faculty members, post-graduate students, students and employees of separate structural units of the university : materials of sciences. conf.* Kyiv: NTU, 2016. p. 49.

14. Polyakov V. M., Razboynikov A. A. Determination of the forces acting in the hinges of the car suspension when driving on a rough road. *New technologies in the automotive industry, transport and training : materials of International. scientific-practical and scientific-methodical. conf.* Kharkiv: KhNADU, 2016. pp. 45–46.

15. Polyakov V. M., Filipova G. A., Razboynikov A. A. Mathematical model of the movement of a car on a rough road. *Science –education, production, economics* : materials of 15th International scientific and technical conf. Minsk : BNTU, 2017. p. 16.

16. Polyakov V. M., Filipova G. A., Razboynikov A. A. Study of the interaction of a car wheel with an uneven road surface. *Problems of transport and logistics development* : materials of VII International. scientific-practical conf. Severodonetsk-Odessa : Volodymyr Dahl East Ukrainian National University Publishing House, 2017. pp. 188–189.

17. Polyakov V. M., Razboynikov A. A. Mathematical model of the course stability of a car on a rough road. *LXXIII scientific conference of faculty members, post-graduate students, students and employees of separate structural units of the university* : materials of sciences. conf. Kyiv: NTU, 2017. p. 63.

18. Polyakov V. M., Razboynikov A. A. Taking into account the peculiarities of the car's suspension when studying its movement on a rough road. *Road transport and automotive. The latest technologies and methods of training* : materials of International. scientific-practical conf. Kharkiv: KhNADU, 2017. p. 37.

19. Razboynikov A. A. Influence of self-oscillations of steered wheels of the car on its course stability of movement on a rough road. *Young scientists 2018 – from theory to practice* : materials of IX International. conf. young scientists. Dnipro: Dnipro-Varna, 2018. pp. 62–65.

20. Polyakov V. M., Sharay S. M., Razboynikov A. A. Influence of work of the stabilizer of cross-section stability on safety of movement of the car on a rough road. *Bus construction and passenger transportation in Ukraine* : materials of III All-Ukrainian scientific-practical conf. Lviv: Lviv Polytechnic Publishing House: 2018. pp. 72–74.

21. Polyakov V. M., Razboynikov A. A. Improving the environmental safety of the car by using an active suspension when driving on rough roads. *Modern problems of ecology* : materials of XIV All-Ukrainian. Science. on-line conf. students, masters and graduate students with international participation. Zhytomyr: ZhSTU, 2018. p. 11.

22. Polyakov V. M., Razboynikov A. A., Gorpinyuk A. V. Before the experimental determination of the parameters of the elastic wheel of the car model. *Creation, operation and repair of motor transport and construction equipment* : materials of II All-Ukrainian. scientific and technical conf. Poltava: PoltNTU, 2018. pp. 38–39.

23. Polyakov V. M., Razboynikov A. A. Mathematical modeling of the vehicles with passive and active suspension on a rough road. *LXXIV scientific conference of faculty members, post-graduate students, students and employees of separate structural units of the university* : materials of sciences. conf. Kyiv: NTU, 2018. p. 59.

24. Polyakov V. M., Razboynikov A. A. Experimental study of the course stability of the physical model of a car with passive and active wheel suspensions on a rough road. *LXXV scientific conference of faculty members, post-graduate students, students and employees of separate structural units of the university* : materials of sciences. conf. Kyiv: NTU, 2019. p. 58.

25. Polyakov V. M., Razboynikov A. A. Research of course stability of the car with passive and active suspension brackets at movement on rough road. *Modern tendencies of development of motor transport and branch mechanical engineering* : materials of International scientific-practical conf. Kharkiv: KhNADU, 2019. pp. 39–42.

26. Polyakov V. M., Razboynikov A. A. To the choice of criteria for directional stability of a straight-line movement of the vehicle. *LXXVI scientific conference of faculty members, post-graduate students, students and employees of separate structural units of the university* : materials of sciences. conf. Kyiv: NTU, 2020. p. 56.

27. Polyakov V. M., Filipova G. A., Razboynikov A. A., Girman D. K. Investigation of exchange rate stability of a physical model of a car with passive and active suspension when driving on an uneven road. *Automotive and tractor construction* : materials of International scientific and technical conf. Minsk : BNTU, 2020. p. 63.

28. Polyakov V. M., Razboynikov A. A. To develop the algorithm of the active suspension, aimed at improving the Stability of the car when driving on rough roads. *Modern technologies and prospects for the development of road transport* : materials of XII int. scientific-practical conf. Zhytomyr : Zhytomyr Polytechnic, 2020. p. 56.

29. Polyakov V. M., Razboynikov A. A. Methods of analysis of the results of experimental and theoretical studies of the dynamics of car movement. *Modern tendencies of development of motor transport and branch mechanical engineering* : materials of International scientific-practical conf. Kharkiv: KhNADU, 2020. pp. 355–356.

Patent for utility model

30. Patent 118498 UA, IPC F16FD 13/00 (2017.01) Device for creating a calibrated force / V. M. Polyakov, A. S. Oleksienko, A. A. Razboynikov, N. A. Novitsky / (Ukraine); Applicant and patent holder : National Transport University. –№ u2017 02128; statements 06.03.2017; published Aug 10, 2018, Bul .No.15.

ЗМІСТ

СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАКИ	23
ВСТУП.....	28
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ ПРИ РУСІ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ	35
1.1 Поняття про курсову стійкість автомобіля. Критерії її оцінювання	35
1.2 Шляхи поліпшення показників курсової стійкості автомобіля	40
1.3 Курсова стійкість автомобіля при русі по нерівній дорозі та фактори, що на неї впливають.....	41
1.3.1 Процеси в контакті еластичної шини з нерівною опорною поверхнею дороги	45
1.3.2 Процеси, що виникають в рульовому керуванні автомобіля під час його руху по нерівній дорозі	52
1.3.3 Процеси в підвісці автомобіля, що супроводжують його рух по нерівній дорозі	54
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ ПРИ РУСІ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ.....	60
2.1 Математична модель руху автомобіля по нерівній дорозі	61
2.1.1 Математичне моделювання взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги	71
2.1.2 Математичне моделювання роботи рульового керування автомобіля при його русі по нерівній дорозі.....	83
2.1.3 Математичне моделювання роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній опорній поверхні	90
2.2 Теоретичне дослідження курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі	96
2.2.1 Теоретичне дослідження взаємодії коліс автомобіля з нерівною опорною поверхнею дороги	100

2.2.2 Теоретичне дослідження роботи рульового керування автомобіля при його русі по нерівній дорозі.....	103
2.2.3 Теоретичне дослідження роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній дорозі.....	108
Висновки до другого розділу	111
РОЗДІЛ 3 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ З АКТИВНОЮ ПІДВІСКОЮ, ЩО РУХАЄТЬСЯ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ.....	113
3.1 Розробка алгоритму роботи активної підвіски, що спрямований на поліпшення курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі.....	113
3.2 Теоретичне дослідження курсової стійкості автомобіля з активною підвіскою при русі по нерівній дорозі	132
3.2.1 Теоретичне дослідження взаємодії коліс автомобіля з нерівною опорною поверхнею дороги під час роботи його активної підвіски	135
3.2.2 Теоретичне дослідження роботи рульового керування автомобіля з активною підвіскою при його русі по нерівній дорозі.....	138
3.2.3 Теоретичне дослідження роботи активної підвіски автомобіля при його русі по нерівній дорозі	143
Висновки до третього розділу	146
РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ З ПАСИВНОЮ ТА АКТИВНОЮ ПІДВІСКАМИ ПРИ РУСІ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ	148
4.1 Мета і задачі експериментальних досліджень	148
4.2 Об'єкт експериментальних досліджень.....	148
4.3 Розробка виконавчого пристрою активної підвіски фізичної моделі автомобіля	150
4.4 Експериментальне визначення параметрів фізичної моделі автомобіля	154

4.5 Формулювання вимог щодо створення траси для проведення експериментальних досліджень. Вимірювально-реєструючий комплекс та додаткове обладнання	163
4.6 Програма та методика експериментальних досліджень	167
4.7 Порівняльний аналіз результатів експериментальних та теоретичних досліджень.....	170
Висновки до четвертого розділу.....	176
ВИСНОВКИ.....	178
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	180
ДОДАТКИ.....	196
Додаток А Параметри автомобіля категорії М1 та фізичної моделі, що використовуються для розрахунку в математичному моделюванні.....	197
Додаток Б Список публікацій здобувача та відомості про апробацію результатів дисертації	201
Додаток В Довідки про впровадження результатів дисертаційного дослідження	207
Додаток Г Патент на корисну модель, одержаний за темою дисертаційної роботи	210

СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАКИ

Скорочення:

ВК1, ВК2, ВК3 – відповідно перша, друга та третя відеокамери;

ККД – коефіцієнту корисної дії;

Нижні індекси:

1 та 2 – для позначення параметрів відповідно коліс передньої та задньої осі автомобіля;

11 та 12 – для позначення параметрів відповідно лівого та правого коліс передньої осі автомобіля;

21 та 22 – для позначення параметрів відповідно лівого та правого коліс задньої осі автомобіля;

A – для позначення параметрів активного ходу підвіски автомобіля;

x , y та z – для позначення належності параметрів відповідно до повздовжньої, поперечної та вертикальної осі рухомої системи координат $X_C Y_C Z_C$, а також проєкцій рівнодіючої реакцій опорної поверхні на колесо автомобіля;

X , Y та Z – для позначення належності параметрів відповідно до повздовжньої, поперечної та вертикальної осі рухомої системи координат $X_P Y_P Z_P$;

X' , Y' та Z' – для позначення належності параметрів відповідно до повздовжньої, поперечної та вертикальної осі нерухомої системи координат $X_O Y_O Z_O$;

Верхні індекси:

a , b – для позначення відповідно переднього та заднього (у відповідності з орієнтацією автомобіля) шарнірів підвіски;

Π – для позначення параметрів роботи активної підвіски на підготовчому етапі;

a , b , c , d та e – для позначення параметрів роботи активної підвіски на момент долаття лівим керованим колесом автомобіля відповідно початку, максимального кута атаки, вершини, мінімального кута атаки та кінця дорожньої нерівності (якщо параметр пов'язаний з декількома характерними точками дорожньої нерівності, то літери в індексі розділяється крапкою);

Позначення:

- $\kappa_{\text{ш}}^{\theta}$ – коефіцієнт впливу нормальної реакції опорної поверхні на кутову жорсткість еластичної шини, м/рад;
- $n^{\text{п}}$, $n^{\text{в}}$ та $n^{\text{к}}$ – вертикалі на графічних залежностях, що відповідають моменту додання колесом відповідно початку нерівності, її вершини та кінця;
- $a_{\text{ш}}$ – знос нормальної реакції R_n , м;
- a_A – середнє прискорення активного ходу підвіски, м/с²;
- B , $B_{\text{ш}}$ – колія коліс автомобіля та ширина поперечного профілю його шини, м;
- $B_{\text{к}}$, $B_{\text{к}}^{\text{пр}}$ – ширина коридору безпеки та його приведені до точки C межі, м;
- $B_{\text{с}}$ – ширина смуги руху, м;
- C – центр підресорених мас автомобіля;
- $c_{\text{пр}}$, $c_{\text{б}}^{\text{від}}$, $c_{\text{б}}^{\text{ст}}$, c_A , $c_{\text{ст}}^{\text{пр}}$ – відповідно жорсткість пружного пристрою підвіски, її буферів відбою та стискання, активної пружини, а також приведена до колеса автомобіля жорсткість стабілізатора поперечної стійкості, Н/м;
- $c_{\text{ш}}^r$, $c_{\text{ш}}^y$ – відповідно радіальна та бічна жорсткості шини, Н/м;
- $c_{\text{ш}}^{\theta}$ – кутова жорсткість шини, Н·м/рад;
- $c_{\text{ш}}^0$ – коефіцієнт окружної жорсткості шини, Н·м/м;
- E_A , E_m , E_k , $E_{\text{д}}$, $E_{\text{т}}$, $E_{\text{пр}}$, $E_{\text{б}}$, $E_{\text{ст}}$, $E_{\text{ш}}$ – відповідно активна енергія підвіски, потенційна енергія від зміни положення маси, її кінетична енергія, енергія опору демпферного пристрою і тертя в шарнірах підвіски, а також зміна потенційних енергій від деформацій пружного пристрою підвіски, її буфера стискання, стабілізатора поперечної стійкості та шини, Дж;
- F – рівнодіюча сил, Н;
- $F_{\text{пр}}$, $F_{\text{б}}^{\text{від}}$, $F_{\text{б}}^{\text{ст}}$, $F_{\text{ст}}$, $F_{\text{д}}$, $F_{\text{т}}$, $F_{\text{т}}^{\text{max}}$ – приведена до колеса автомобіля сила відповідно від деформації пружного елемента підвіски, її буфера стискання та відбою, стабілізатора поперечної стійкості, сила опору демпферного пристрою підвіски, а також сила тертя та гранична сила тертя, що діє в її шарнірах, Н;
- $F_{\text{п}}$, $F_{\text{п}}$ – приведена до колеса автомобіля сумарна сила підвіски автомобіля та її проекція на вертикальну вісь рухомої системи координат $X_P Y_P Z_P$, Н;

- $F_A, F_{A,д}$ – приведена до колеса автомобіля відповідно активна сила підвіски, та сила опору її демпферного пристрою (феромагнітного амортизатора), Н;
- $f, f_б^{від}, f_б^{ст}, f_A$ – відповідно поточне значення ходу підвіски, її хід до включення в роботу буфера відбою та стискання, а також активний хід, м;
- $G^{пр}$ – точка, в якій зосереджена маса $m_{ц}$;
- g – прискорення вільного падіння, м/с²;
- h_p, h_q – відповідно відстань від центру підресореної мас автомобіля до полюсу її кутових коливань та висота дорожньої нерівності, м;
- $i_{A,y}, i_{A,x}, i_y, i_x$ – передаточна функція виконавчого пристрою активної підвіски відповідно по силі та переміщенню, а також передаточна функція напрямного пристрою підвіски відповідно по силі та переміщенню;
- K_{γ} – питомий коефіцієнт впливу кута нахилу площини обертання колеса до вертикалі на відведення шини, рад⁻¹.
- $K_{\delta}^{екст}$ – максимальне значення коефіцієнту опору бічному відведенню, Н/рад;
- $k_{д}^{від}, k_{д}^{ст}, k_{A,д}, k_{ш}$ – коефіцієнт опору демпферного пристрою підвіски на ході відбою та стискання, а також коефіцієнт опору переміщення штоку феромагнітного амортизатора, та коефіцієнт демпфування шини автомобіля, Н·с/м;
- $l_k, l_{ц}$ – довжина відповідно контакту шини з дорогою та поворотної цапфи м;
- l_q, l_q^{start} – довжина дорожньої нерівності та повздовжня координата її початку в нерухомій системі координат $X_OY_OZ_O$, м;
- $M_B, M_{гip}, M_{д}, M_{т}$ – відповідно момент від дії вертикальних сил інерцій на керовані колеса автомобіля, їх гіроскопічний момент, а також момент сил в'язкого та сухого тертя, що діють в системі рульового керування автомобіля, Н·м;
- M_T^{max} – граничний момент сил сухого тертя, що діє в рульовому керуванні, Н·м;
- $M_{ст}, M_{\omega}$ – стабілізуючий момент шин та опору їх повороту підчас кочення, Н·м;
- M_j – приведений до осей повороту керованих коліс інерційний момент, Н·м;
- M_n, M_y, M_{τ} – момент від дії нормальних, бічних і тангенційних реакцій опорної поверхні на керовані колеса автомобіля, Н·м;
- $M_{н.т.в}$ – сума моментів M_n, M_{τ} та M_B , Н·м;
- M_K – крутний момент на колесах автомобіля, Н·м;

- M_{Π} , m_{Π} , m_{H} – підресорена маса автомобіля, її еквівалентна маса приведена до колеса, та непідресорена маса підвіски колеса автомобіля, кг;
- m_{H}^{K} , m_{H}^{Π} – маса колеса, та непідресорена маса елементів його підвіски, кг;
- P – миттєвий полюс кутових коливань несучої системи автомобіля;
- Q – центр контакту шини колеса автомобіля з опорною поверхнею дороги;
- q – загальний коефіцієнт корекції бічного відведення;
- R , $R_{\text{нт}}$ – рівнодіюча реакцій опорної поверхні на колесо автомобіля, та її реакція, що діє в площині його обертання, Н;
- R_n , R_{τ} – нормальна і тангенційна реакція опорної поверхні на колесо автомобіля, Н;
- r , $r_{\text{д}}$, $r_{\text{к}}$ – вільний радіус колеса, його динамічний радіус, та радіус кочення, м
- $r_{\text{к}}^0$ – радіус кочення вільного колеса (радіус кочення колеса при $R_{\tau} = 0$), м;
- S_a – пройдений центром мас автомобіля шлях, м;
- t_a , $t_{\text{вих}}$, t_p , $t_{\text{к}}$ – відповідно час руху автомобіля, час від початку дії збурення на нього до виходу його габаритів за межі коридору безпеки, час реакції водія та час від початку дії збурення на автомобіль до початку можливої реалізації корекції напрямку руху, с;
- $t_{\text{роз}}$ – час розпізнавання дорожньої нерівності, с;
- t_{H}^{Π} , t_{H}^{B} , t_{H}^{K} , $t_{\text{H}}^{\text{КОНТ}}$ – момент долання керованим колесом автомобіля відповідно початку, вершини та кінця дорожньої нерівності, а також момент поновлення його контакту (момент локального максимального збільшення R_n) з дорогою, с;
- $t_{A.start}$, $t_{A.end}$ – відповідно момент початку та кінця активного ходу підвіски, с;
- V , W – відповідно центр колеса автомобіля і точка, в якій зосереджена непідресорена маса елементів його підвіски m_{H}^{Π} ;
- v_a , $v_{\text{к}}$ – швидкість руху автомобіля, поступальна швидкість центру його колеса м/с;
- v_A – середня швидкість активного ходу підвіски, м/с;
- $X_C Y_C Z_C$ – рухома система координат з початком в точці C ;
- $X_O Y_O Z_O$ – нерухома система координат;
- $X_P Y_P Z_P$ – рухома системи координат з початком в точці P ;
- α – кут тангажу несучої системи автомобіля, рад;

α_s, β_s – кут між горизонтальною площиною несучої системи автомобіля і відповідно його верхнім та нижнім важелями підвіски, рад;

β – кут атаки дорожньої нерівності в центрі контакту шини з дорогою, рад;

γ – кут між вертикаллю та рівнодіючою R_{nt} , рад.

γ_s – кут розвалу колеса автомобіля, рад;

Δf^{st} – зміна ходу підвіски від вільного стану до стану під статичним навантаженням, м;

$\Delta L_{A.start}$ – початкова деформація активної пружини підвіски, м;

ΔY – поперечне відхилення центру підресорених мас автомобіля від заданої траєкторії, м;

δ – кут відведення колеса автомобіля, рад;

δ_s – кут поперечного нахилу осі повороту керованого колеса автомобіля, рад;

ε_s – кут повздовжнього нахилу осі повороту керованого колеса автомобіля, рад;

ξ_s – кут нахилу пружного та демпферного пристроїв підвіски автомобіля, рад;

θ – кут повороту керованого колеса автомобіля, рад;

λ – кут між віссю обертання колеса автомобіля та віссю його повороту, рад;

φ – кут крену несучої системи автомобіля, рад;

φ_x, φ_y – коефіцієнт повздовжнього та поперечного зчеплення шини з дорогою;

ψ – курсовий кут автомобіля, рад;

ω_k – кутова швидкість обертання колеса автомобіля, рад/с;

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. Світова практика використання автомобільного транспорту свідчить про його значний потенціал в економічному та соціальному житті людей. Сучасне автомобілебудування все більше уваги зосереджує на активній безпеці автомобільних транспортних засобів. Тому, значна кількість фундаментальних трудів вітчизняних та зарубіжних науковців присвячена саме дослідженню і поліпшенню показників керованості та стійкості дорожніх транспортних засобів.

Безперечно рух автомобіля по рівній дорозі з високою якістю покриття є найбільш раціональним, з точки зору на будь-яку його експлуатаційну властивість. Проте, в реальних умовах дорожнє покриття з часом руйнується, а на деяких ділянках воно взагалі відсутнє. Разом з тим рух автомобіля по нерівній дорозі супроводжується динамічними навантаженнями, що діють в контактні автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги. При цьому еластична шина деформується в різних напрямках, що супроводжується силами і моментами, які через обід диск та маточину передаються на систему рульового керування автомобіля та його підвіску. Зазначені процеси можуть призвести до, зміни курсового кута автомобіля та його поперечного відхилення від заданої траєкторії руху, що в кінцевому результаті може призвести до виходу його габаритів за межі коридору безпеки.

Особливо актуально це питання постає сьогодні, коли на автомобілях все частіше використовуються системи автопілоту. В таких умовах зменшується не тільки фізичне, але й інтелектуальне навантаження водія (якщо він присутній, наприклад, безпілотні автомобілі), відповідно час на виявлення небезпечної ситуації, реакцію, прийняття рішення та реалізацію коригуючих напрямків руху дій збільшується.

Разом з тим на сучасних транспортних засобах широко використовуються системи автоматичного керування динамічними властивостями автомобіля, такі як *ABS (Antilock Braking System)*, *TCS (Traction Control System)*, *ESP (Electronic*

Stability Control) та інші. Проте, зазначені системи спрямовані на поліпшення безпеки руху по рівній дорозі а поліпшення курсової стійкості автомобіля можливе лише після збурюючого впливу дорожньої нерівності шляхом усунення наслідків, а не причин збурення.

При русі по нерівній дорозі потенціал у поліпшенні стійкості та керованості мають системи активних підвісок автомобіля. Проте, наукових робіт, що спрямовані на поліпшення курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі шляхом керування робочими процесами активної підвіски не виявлено. Крім того, робочі процеси активних підвісок автомобіля, в першу чергу, спрямовані на поліпшення його комфортабельності руху (а не його безпеки). Варто відзначити, що для поліпшення стійкості та керованості автомобіля з активною підвіскою має бути змінено алгоритм її роботи.

Зважаючи на те, що відхилення автомобіля від заданої траєкторії при русі по нерівній дорозі залежить від характеру долаття нерівності колесом, раціонально потенціал активних підвісок спрямувати на поліпшення курсової стійкості автомобіля в зазначених умовах. Тому, дослідження щодо поліпшення курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі є актуальними.

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

Роботу виконано відповідно до НДР «Поліпшення експлуатаційних властивостей автопоїздів та автомобілів з різними енергетичними установками», № держреєстрації 0114U000119 (2016 р.); «Поліпшення експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів з комбінованими енергетичними установками», № держреєстрації 0117U000125 (2017–2019 рр.); «Поліпшення експлуатаційних властивостей метробусів та оцінка придатності дорожнього одягу для їх руху», № держреєстрації 0119U101798 (2019–2020 рр.), що виконувались кафедрою автомобілів Національного транспортного університету.

Мета і завдання дослідження.

Мета дисертаційної роботи: поліпшення курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі шляхом керування робочими процесами його активної підвіски.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішувались наступні завдання:

1. Проведення аналізу факторів, що впливають на курсову стійкість автомобіля при русі по нерівній дорозі.
2. Розробка розрахункової схеми та математичної моделі руху автомобіля по нерівній дорозі.
3. Проведення теоретичних досліджень курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі та аналізу факторів, що впливають на чисельні значення її параметрів.
4. Розробка алгоритму роботи активної підвіски і проведення теоретичних досліджень курсової стійкості автомобіля при його русі по нерівній дорозі.
5. Проведення експериментальних досліджень курсової стійкості фізичної моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі.

Об'єкт дослідження: курсова стійкість автомобіля при русі по нерівній дорозі.

Предмет дослідження: вплив робочих процесів активної підвіски автомобіля на його курсову стійкість при русі по нерівній дорозі.

Методи дослідження передбачали математичне моделювання для визначення показників курсової стійкості легкового автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі; експериментальні дослідження фізичної моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками для визначення показників їх курсової стійкості при русі по нерівній дорозі, а також порівняння результатів експериментальних досліджень з результатами математичного моделювання для підтвердження адекватності математичної моделі та отримання нових наукових відомостей.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у вирішенні науково-практичного завдання щодо поліпшення курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі шляхом керування робочими процесами його активної підвіски.

Вперше виявлено вплив вертикальних коливань центрів керованих коліс автомобіля на моменти сил, що діють відносно осей їх повороту, які впливають на курсову стійкість автомобіля при русі по нерівній дорозі.

Удосконалено залежності моментів сил відносно осей повороту керованих коліс автомобіля, які відрізняються від раніше відомих тим, що враховано поточні значення реакцій нерівної дороги на шини, поточний кут атаки дорожньої нерівності, зміну кутової орієнтації несучої системи автомобіля і геометричних параметрів напрямного пристрою його підвіски, що впливають на показники курсової стійкості автомобіля.

Отримала подальший розвиток методика визначення тангенційних реакцій опорної поверхні на колеса автомобіля, що враховує коефіцієнти окружної жорсткості шин, зміну їх радіусів кочення, а також поточні значення коефіцієнтів повздовжнього зчеплення шин з дорогою і нормальних реакцій опорної поверхні на колеса автомобіля та їх вплив на показники курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі.

Практичне значення одержаних результатів. Основні результати дисертаційної роботи можуть бути використані для модернізації існуючих та створення нових автомобілів, у тому числі з активною підвіскою.

Розроблено розрахункову схему та математичну модель автомобіля, що дозволяє враховувати при його проектуванні особливості конструкції та робочі процеси в системі його рульового керування і підвісці, а також особливості взаємодії еластичних шин з нерівною опорною поверхнею при визначенні показників курсової стійкості автомобіля.

Сформульовано вимоги та розроблено алгоритм роботи активної підвіски, критерієм якості якої обрано мінімальне відхилення керованих коліс від заданого положення.

Розроблено та створено конструкцію виконавчого пристрою активної підвіски фізичної моделі автомобіля, яка базується на технічному рішенні, що захищено патентом на корисну модель №118498.

Результати досліджень прийняті до впровадження Державним підприємством «Державний автотранспортний науково-дослідний і проектний інститут» (м. Київ), автоцентром «Атлант-М Київ» – офіційного дилера Volkswagen AG в Києві та Київській області (м. Київ) та в навчальному процесі Національного транспортного університету (м. Київ) при підготовці фахівців за освітньою програмою «Автомобільні транспортні засоби».

Особистий внесок здобувача. Основні положення і результати дисертаційної роботи одержані самостійно. Роботи [3, 8, 9, 11, 12, 19] виконані одноосібно. У роботах, виконаних у співавторстві, здобувачу належить: аналіз етапів розвитку конструкції підвіски автомобіля [10], визначення їх пріоритетного напрямку розвитку [1]; створення математичної моделі та проведення розрахунків сил взаємодії колеса з опорною поверхнею при рівномірному прямолінійному русі легкового автомобіля по нерівній дорозі [2, 4, 16]; створення математичної моделі роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній дорозі, аналіз результатів розрахунків [5, 14, 18]; розробка розрахункової схеми та математичної моделі для визначення параметрів курсової стійкості автомобіля при його русі по нерівній дорозі, запропоновано підхід щодо візуалізації результатів розрахунку [6, 13, 15, 17, 23]; визначення впливу робочих процесів підвіски автомобіля на характер його руху [20, 21]; розробка та створення універсального стенда для визначення параметрів фізичної моделі автомобіля [7, 22]; підготовка до проведення експериментів, обробка їх даних [24, 25, 27]; вибір критеріїв оцінювання курсової стійкості прямолінійного руху автомобіля [26]; розробка алгоритму роботи активної підвіски [28]; розробка методики аналізу результатів експериментальних і теоретичних досліджень динаміки руху автомобіля [29]; вдосконалення приводу спрацювання пристрою для створення тарованого зусилля [30].

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертації були представлені та отримали позитивну оцінку на: LXXI, LXXII, LXXIII, LXXIV, LXXV та LXXVI наукових конференцій професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів Національного транспортного університету (Київ, 2015–2020 рр.); науково-

практичній конференції «Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів» (Одеса, 2015 р.); міжнародних науково-практичних конференціях «Нові технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців», «Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців», «Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні» та «Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування» (Харків, 2016, 2017, 2019, 2020 р.р.); IX міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» та XIV всеукраїнській науковій on-line конференції студентів, магістрів та аспірантів з міжнародною участю «Сучасні проблеми екології», а також XIII міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (Житомир, 2016, 2018, 2020 р.р.); VII міжнародній науко-практичній конференції «Проблеми розвитку транспорту і логістики» (Севєродонецьк-Одеса, 2017 р.); III всеукраїнській науково-практичній конференції «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні» (Львів, 2018 р.); II всеукраїнській науково-технічній конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (Полтава, 2018 р.); V міжнародній науково-технічній конференції «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей» (Луцьк-Світязь, 2018 р.); IX міжнародній конференції молодих вчених «Молоді вчені 2018 – від теорії до практики» (Дніпро, 2018 р.); 13-й та 15-й міжнародних науково-технічних конференціях «Наука – освіті, виробництву, економіці», а також «Автомобиле- и тракторостроение» (Мінськ, 2015, 2017, 2020 р.р.); міжнародних наукових конференціях «Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. SAKON 17» та «Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. SAKON 19» (Жешув (Польща), 2017, 2019 р.р.).

Публікації. Результати дисертаційної роботи опубліковано в 30 наукових працях, у тому числі: 7 – у наукових фахових виданнях України, 2 – в закордонних виданнях, 20 – у матеріалах науково-практичних конференцій. За результатами досліджень одержано 1 патент України на корисну модель.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота викладена на 214 сторінках машинописного тексту, складається зі вступу, 4 розділів, загальних висновків, списку використаних джерел та додатків. Обсяг основного тексту дисертації складає 123 сторінки друкованого тексту. Робота ілюстрована 41 рисунком та 6 таблицями. Список використаних джерел містить 155 найменувань.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ ПРИ РУСІ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ

В енциклопедичній літературі наводяться поняття «курсу» (з лат. *cursus* – біг, рух) – напрямок руху судна, літака тощо, а також поняття «стійкості руху» – здатність механічної системи, що рухається під дією прикладених сил, майже не відхилятися від цього руху при будь-яких незначних випадкових впливах (легкі поштовхи, слабкі пориви вітру та ін.). Рухи, які не мають таких властивостей, є нестійкими. Умови, при яких має місце стійкість руху, називають критеріями стійкості [1].

З огляду на вище зазначене більш коректно використовувати термін «курсowa стійкість автомобіля» або «стійкість напрямку руху автомобіля» (так, як під словом «курс» вже розуміється рух, його напрямок). Для більш повного розуміння терміну «курсowa стійкість автомобіля» варто визначити його поняття та критерії оцінювання.

1.1 Поняття про курсову стійкість автомобіля. Критерії її оцінювання

Дослідженням стійкості автотранспортних засобів займались провідні вчені Е. А. Чудаков, Я. М. Певзнер, Г. В. Зимелев, А. Б. Гредескул, В. А. Іларіонов, Я. Х. Закин, А. С. Литвинов, А. А. Хачатуров, И. П. Чайковский, А. С. Федосов, Л. Г. Лобас, Я. Е. Фаробин, В. С. Шупляков, Д. А. Антонов, А. И. Гришкевич, А. М. Туренко, В. П. Сахно, В. М. Поляков, М. А. Подригало, В. І. Клименко, J. R. Ellis, J. V. Wong, J. C. Dixon, H. B. Pacejka, R. N. Jazar, G. Genta, T. D. Gillespie та інші. На сьогодні загальноприйнятого тлумачення терміну «курсowa стійкість автомобіля», як і «стійкість руху автомобіля» не сформульовано. В більшості розглянутих тлумачень межа стійкості або не визначена (... здатність автомобіля, наприклад, «тримати» дорогу, повертатись до ..., відновлювати ...) [2–7] або,

взагалі відсутня (... здатність автомобіля зберігати, наприклад, прямолінійну траєкторію..., орієнтацію..., напрямок руху..., курсовий кут, тощо) [8–18].

При цьому в першому випадку не зрозуміло коли стійкість вважати втраченою, а в другому – з одного боку, незмінність оціночних показників є достатньою підставою в судженні про наявність стійкого руху, а з іншого боку – навіть під дією незначних збурювань (наприклад, легкого пориву вітру) стійкість за такого підходу – втрачена (зміна параметрів руху, наприклад, за рахунок еластичності шин). Так, наприклад, в роботі [19] читаємо: «Під впливом збурень, що діють на колеса, курсовий кут може змінюватись (без бажання водія), при цьому без дій водія автомобіль не може повернутись до попереднього курсового кута. Це приводить до висновку, що по курсовому куту автомобіль, як суцільно механічна система, завжди не стійкий». При цьому автомобіль може відновити зазначені параметри («динамічна стійкість» за М.А. Подригалом [15]) та не представляти небезпеки для руху. Тому в даній роботі необхідно прийняти поняття терміну «курсова стійкість автомобіля» та, згідно з вимогами безпеки руху, допустимі межі зміни її оціночних критеріїв.

З точки зору безпеки руху автомобіля останній має рухатись в межах так званого в роботах [20–23] «коридору безпеки». Так, в роботі «Обобщенный критерий для оценки безопасности движения автомобиля при торможении» [22] поперечну стійкість автомобіля вважають достатньою, якщо жодна його габаритна точка не виходить за межі коридора безпеки. Проте, в роботах [20–23] де зустрічається словосполучення «коридор безпеки», автори не наводять самого визначення цьому поняттю. З огляду на проблему, що досліджується, в даній роботі під «коридором безпеки» розуміється уявний простір, в регламентованих межах якого автомобіль не є причиною небезпеки для руху.

Крім того, в даній роботі під поняттям «курсова стійкість автомобіля» прийнято його здатність рухатись без коригуючих дій з боку водія, у тому числі під дією збурюючих сил в регламентованих межах заданого коридору безпеки. Курсова стійкість автомобіля вважається втраченою, якщо його габарити вийшли за межі коридору безпеки [24].

В роботі [25] зазначається, що опорний коридор руху обмежується полосами на відстані 0,25 м з обох сторін від транспортного засобу. В роботах [22, 26] ширина динамічного коридору визначається з урахуванням габаритів автомобіля та його швидкості руху. При цьому в роботі [27] зазначається: «ширина динамічного коридору, що необхідна для безпечного руху автомобіля з високими швидкостями, інколи значно перевищує ширину смуги руху, що встановлена будівними нормами та правилами». Разом з тим в роботі [28] керованість автомобіля оцінюється по зміні коридору руху, максимальна ширина якого обмежена за правилами дорожнього руху і становить 3,5 м. До того ж, у відповідності з ДСТУ 3649-2010 «Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання» [29] будь-яка частина колісного транспортного засобу під час гальмування не повинна виходити за межі коридору руху шириною 3,5 м.

В даній роботі ширина коридору безпеки B_k визначається з урахуванням тенденції до зменшення ширини смуги руху B_c в містах України (згідно ДБН В.2.3-5:2018 «Вулиці і дороги населених пунктів» [30] на місцевих житлових вулицях і дорогах усіх населених пунктів ширина смуги руху складає 2,75 м) та з урахуванням того, що автомобіль до початку дії збурення може рухатись в смузі руху з поперечним зміщенням. При цьому ширина коридору безпеки B_k не може бути більшою за ширину смуги руху B_c (незалежно від габаритної ширини транспортного засобу B_a та його швидкості руху v_a). Тоді на основі рівняння, наведеного в роботі [31], та з урахуванням особливостей зовнішнього дизайну сучасних автомобілів [32] (рис. 1.1) ширину коридору безпеки запишемо

$$B_k = \begin{cases} (B + B_{\text{ш}}) \cdot 1,1 + 0,25 \text{ м} & , \text{ якщо } (B + B_{\text{ш}}) \cdot 1,1 + 0,25 \text{ м} < B_c \\ B_c & - \text{ в інших випадках} \end{cases}, \quad (1.1)$$

де B – колія автомобіля, м;

$B_{\text{ш}}$ – ширина поперечного профілю шини, м.

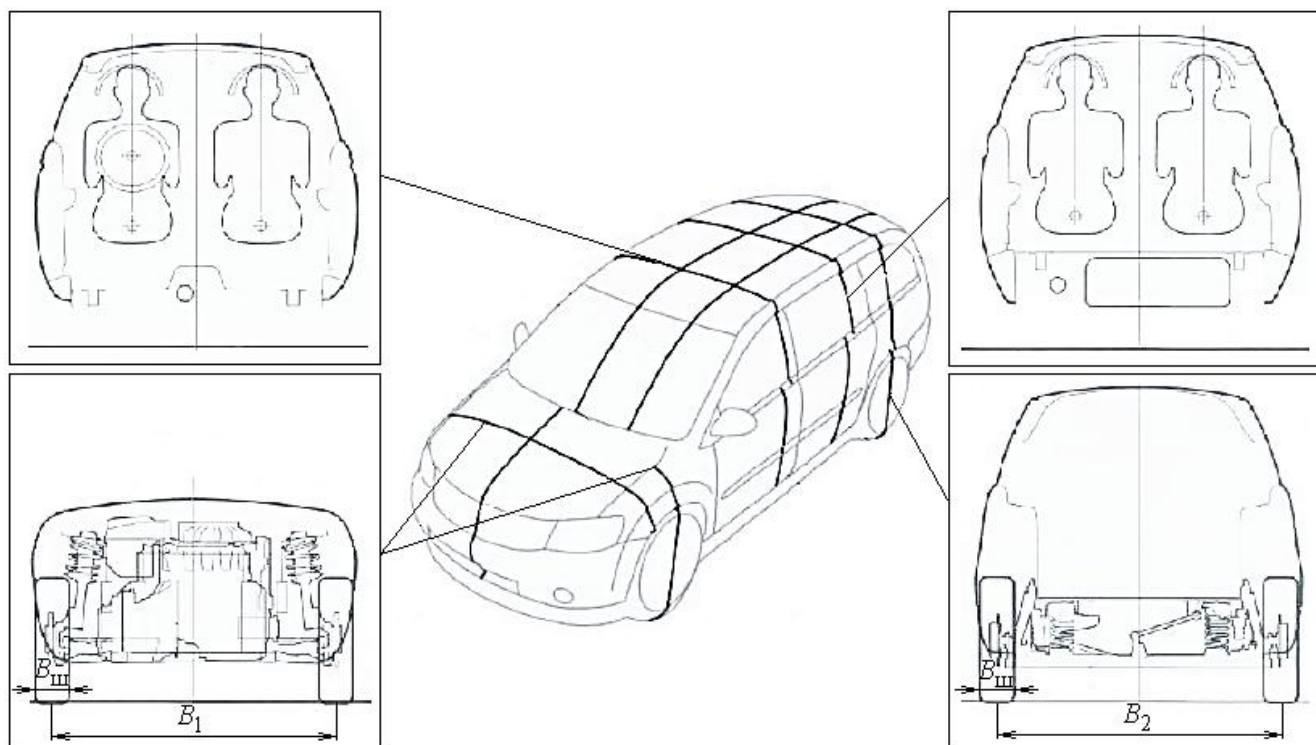


Рисунок 1.1 – Особливості зовнішньої форми сучасного автомобіля [32]

Це дозволить спростити (не враховувати геометрію кузова автомобіля) розрахунки параметрів курсової стійкості автомобіля, прийнявши за початок її втрати вихід габаритних точок коліс із зазначеного коридору. Крім того, такий підхід гармонізує в цьому сенсі різні види колісної техніки (вантажні та пасажирські автомобілі, боліди формули-1, трактори тощо)

В ДСТУ 3310-96 «Стойкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями» визначається швидкість (критична), при якій відбувається порушення курсової стійкості під час виконання маневру «переставка» [33]. Разом з тим в ДСТУ ISO 8855-2014 «Колісні транспортні засоби. Динаміка та курсова стійкість. Словник термінів» [34] зазначається, що нижче цієї (критичної) швидкості автомобіль з надлишковою поворотністю стійкий, в протилежному випадку стійкість втрачається. При цьому, як зазначається в наведеному вище стандарті [34], для транспортних засобів з недостатньою та нейтральною поворотністю критичної швидкості не існує.

Варто відзначити, що визначення критичної швидкості при дослідженні курсової стійкості у відповідності з ДСТУ 3310-96 проводиться для руху

автомобіля, що виконує маневр «переставка» [33], а вимога ДСТУ 3649-2010 стосується тільки одного режиму руху – гальмування [29]. Разом з тим в даній роботі досліджуються прямолінійний рух автомобіля по нерівній дорозі (п. 1.3), процеси якого суттєво відрізняються від наведених вище.

В роботі А.А. Хачатурова [26] (у тому числі досліджується прямолінійний рух автомобіля, який колесами певного борта долає дорожню нерівність) зазначається, що дисперсія поперечних відхилень автомобіля від заданої траєкторії достатньо повно характеризує його стійкість руху і дозволяє вести простий та наглядний критерій стійкості, що безпосередньо пов'язаний з безпекою руху – час «виходу» автомобіля за межі динамічного коридору руху. «Кращим» за стійкістю визначається той автомобіль, який довше знаходиться в межах коридору руху без коригуючих дій з боку водія [26].

З огляду на зазначене, в даній роботі за основний критерій оцінювання курсової стійкості автомобіля під час його прямолінійного руху прийнято час від початку дії збурення на автомобіль до виходу його габаритів за межі коридору безпеки $t_{\text{вих}}$. Чим довше після початку дії збурення на автомобіль останній залишається в межах коридору безпеки, тим рівень його курсової стійкості вищий, і навпаки.

При цьому в роботі [5] J. V. Wong 1982 року (переклад з англ. монографії «*Theory of ground vehicles*» 1978 року) читаємо: «Автомобіль вважається стійким, якщо він повертається в усталений режим руху за обмежений час після припинення дії збурення...». В роботі [35] при дослідженні руху автомобіля в динамічному коридорі цей час ототожнюють (зрозуміло з контексту) з часом реакції водія t_p .

Варто відзначити, що водій реагує на відхилення автомобіля від заданого курсу з затримкою, що визначається часом, який витрачається на сприйняття (від 0,15 с до 0,30 с) та осмислення (у відносно простих ситуаціях – від 0,2 с до 0,4 с; в складних – від 1,5 – 4 с) інформації, а також часом, що витрачається на формування керуючих дій (поворот керуючого колеса з кутовою швидкістю від 7 рад/с до 9 рад/с без зміни положення рук на ньому може тривати від 0.2 с до 0.3 с) [35]. Крім того, варто враховувати час затримки спрацювання рульового керування від 0.10 с

до 0,35 с [35]. Таким чином, час від початку дії збурення на автомобіль до початку можливої реалізації корекції напрямку руху (t_k) може досягати 5 с.

Тому, в даній роботі при дослідженні курсової стійкості автомобіля під час його прямолінійного руху прийнято, що у випадку, якщо час руху автомобіля в межах коридору безпеки перевищує 5 с (час від початку дії збурення на автомобіль до початку можливої реалізації корекції напрямку руху t_k) після початку дії збурення – його курсова стійкість задовільна, інакше – незадовільна. Крім того, значення курсового кута автомобіля ψ та поперечного відхилення його центру мас ΔY (що визначають положення автомобіля в коридорі безпеки) через 1,5 с (верхня межа часу реакції водія t_p за даними [7, 36, 37]) після початку дії збурення прийняті за додаткові критерії оцінювання курсової стійкості автомобіля [24].

1.2 Шляхи поліпшення показників курсової стійкості автомобіля

На сьогодні з метою поліпшення курсової стійкості автомобіля широко використовують алгоритми роботи автоматичного керування його динамічними властивостями [38–41]. Так, для поліпшення курсової стійкості автомобіля, що гальмує, використовують антиблокувальну систему ABS (*Antilock Braking System*); що прискорюється – систему керування тяговими зусиллями TCS (*Traction Control System*); при повному і частковому гальмуванні, русі накатом, розгоні, обгоні, та у випадку екстремальних маневрів – система електронного контролю стійкості ESP (*Electronic Stability Control*) [41]. При гальмуванні автомобіля на опорній поверхні, яка має змінний коефіцієнт зчеплення, дії поривів вітру, за наявності значної різниці сил опору руху між бортами автомобіля значне поліпшення стійкості автомобіля досягається використанням системи активного рульового керування, яка налаштована на сумісну роботу з системою ESP [39]. Крім того, поліпшення курсової стійкості автомобіля досягається отриманням необхідних властивостей його шин (шляхом конкретних змін їх конструктивних елементів, їх матеріала та технології виготовлення) [42].

Відомо [43], що системи активних підвісок мають потенціал з поліпшення стійкості та керованості автомобіля при русі по нерівній дорозі. Проте, наукових робіт, які спрямовані на поліпшення курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі шляхом керування робочими процесами активної підвіски не виявлено. Крім того, з огляду на інформацію, яка доступна у вільному доступі, можна дійти до висновку, що робочі процеси активних підвісок автомобіля, в першу чергу, спрямовані на поліпшення його комфортабельності руху (а не його безпеки). Так, наприклад, відома система MBC (*Magic Body Control*) на офіційному сайті *Mercedes-Benz* [44] представлена в розділі «комфорт» а не в розділі «безпека». Варто відзначити, що для поліпшення стійкості та керованості автомобіля з активною підвіскою має бути змінено алгоритм керування її робочими процесами, хоча при цьому слід очікувати певного погіршення плавності ходу [43].

У розглянутих інформаційних джерелах не виявлено систем, які призначені безпосередньо для поліпшення курсової стійкості автомобіля при його русі по нерівній дорозі. При чому, зазначені системи можуть поліпшити курсову стійкість автомобіля лише після збурюючого впливу дорожньої нерівності шляхом усунення наслідків, а не причин збурення.

Для визначення пріоритетного шляху поліпшення курсової стійкості автомобіля по нерівній дорозі за рахунок мінімізації збурюючого впливу дорожньої нерівності (тобто, усунення причини, а не наслідків) доцільно провести аналіз факторів, що впливають на характер руху автомобіля в зазначених умовах.

1.3 Курсова стійкість автомобіля при русі по нерівній дорозі та фактори, що на неї впливають

Зміна положення автомобіля в просторі визначається сукупністю сил, що діють на нього. При цьому існує група сил, що в певних межах регулюються водієм або автоматичним керуючим пристроєм (змінюю поперечних сил на керованих колесах, тягових або гальмівних сил тощо). До іншої групи належать сили, що змінюються по випадковим законам, які не залежать від бажання водія

(аеродинамічні сили, динамічні реакції нерівної опорної поверхні на колеса автомобіля тощо). Таким чином, характер руху автомобіля обумовлений дією сукупності сил, що в тій чи іншій мірі є випадковими [2]. Разом з тим основною причиною відхилення автомобіля від заданої траєкторії вважають збурення від дорожніх нерівностей [26].

Відомо, що нерівності опорної поверхні призводять як до вимушених коливань автомобіля [45], так і до вільних, що виникають вже після переїзду нерівностей [7]. Тому при русі автомобіля по нерівній дорозі, зазвичай, досліджується його плавність ходу, паливна економічність та ефективність використання. В залежності від ступеня рівності покриття змінюються рівень коливань автомобіля (комфортабельність) [46]; витрати енергії на коливання (економічність), [46, 47]; середня швидкість руху (ефективність використання) [7, 46, 47] та міжремонтний пробіг (надійність) [7, 46].

При цьому все більше уваги науковці приділяють дослідженню активної безпеки автомобіля при його русі по нерівній дорозі. Так, ще у 1951 році Р. В. Ротенберг писав [48]: «На дорогах з нерівною поверхнею стійкість автомобіля може також погіршуватись в результаті перемінного тиску коліс на дорогу, а найчастіше і їх відриву від поверхні дороги».

Дорожні нерівності характеризуються формою профілю (синусоїдальною, параболічною, прямокутною тощо [7]), його розмірами (довжиною, висотою) та взаєморозташуванням [7, 37].

Нерівності опорної поверхні прийнято класифікувати в залежності від їх впливу на автомобіль. Розрізняють нерівності макропрофілю, мікропрофілю та шорсткості покриття [7, 26, 37, 46]. При цьому відмічається, що перші та останні майже не впливають на процес коливання автомобіля (нерівності макропрофілю помітно впливають лише на роботу двигуна та трансмісії [26], а шорсткості поглинаються шинами [7, 37]).

Професор А.П. Солтус наголошує, що мікропрофіль опорної поверхні є одним з найбільш суттєвих чинників, який призводить до появи динамічності реакцій в контакті колеса з опорною поверхнею [49]. До того ж мікропрофіль

безпосередньо впливає на процес коливання автомобіля [26, 37]. Тому далі розглянуто вплив нерівностей мікропрофілю на курсову стійкість автомобіля.

Мікропрофіль складається з нерівностей (крок нерівностей лежить у межах від 0,1 м до 100 м [37]). При цьому нерівності висотою до 1 см при довжині, що не перевищує довжину відбитка шини, зазвичай називають шорсткостями [7]. В роботі [46] мінімальна довжина нерівності мікропрофілю приймається від 0,2 м до 0,4 м. Я. М. Певзнер зазначає, що найбільш інтенсивні коливання невідпресорених мас автомобіля та флуктуації динамічних реакцій між колесом та дорогою спостерігаються на нерівностях довжиною хвилі від 1 м до 2 м при русі з середніми експлуатаційними швидкостями [50]. При збільшенні маси автомобіля, а також висоти нерівностей, нормальні реакції нерівної опорної поверхні зростають. При цьому збільшення кута атаки дорожньої нерівності призводить до зменшення коефіцієнту стійкості автомобіля проти заносу [51].

В роботі [52] проведено аналіз збурюючого впливу від нерівностей дороги на транспортний засіб. Автор наголошує, що інтенсивну збурюючу дію мають хвилеподібні ділянки асфальтованих доріг. Вимірювання та статична обробка таких ділянок показали, що найбільш поширені довжини хвиль від 1,5 м до 4,5 м.

Разом з тим гармонічні нерівності можуть бути одиничними, як з від'ємною висотою (вибоїни, гострі краї якої згладжені під дією коліс автотransпортних засобів), так і з додатною (наприклад, виступи в області люків (рис. 1.2)) [53].

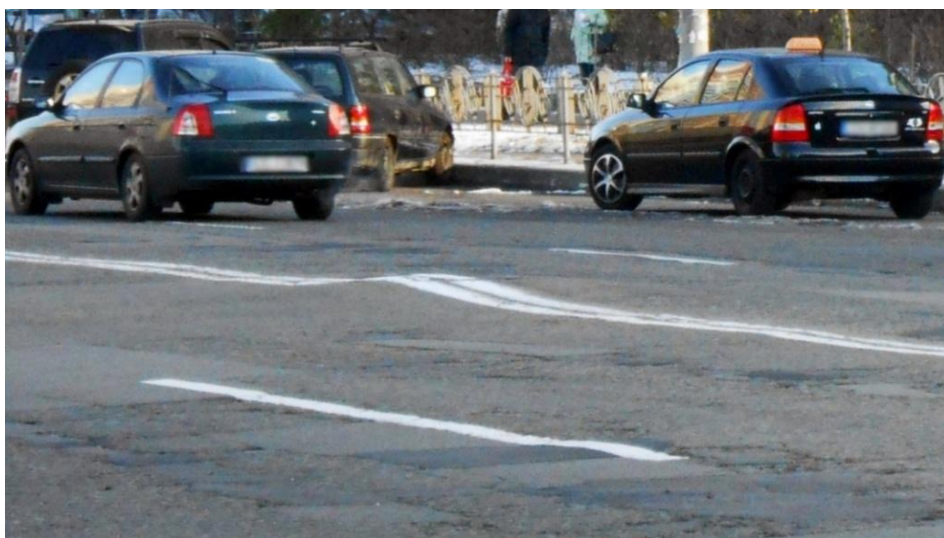


Рисунок 1.2 – Дорожнє покриття на вул. Милославська м. Києва

При цьому в загальному випадку профіль дороги під лівими та правими колесами неідентичний, а кореляції розподілу нерівностей по бортах транспортного засобу практично відсутня [7].

В роботах [26, 54, 55] проведено подібні між собою теоретичні та експериментальні дослідження прямолінійного руху автомобілів, які долають одиничну нерівність колесами певного борту.

Так, в кандидатській дисертації Б. М. Додонова [54] експериментальні дослідження проводились при прямолінійному русі легкового автомобіля, який колесами лівого борту долав одиничну нерівність трикутної форми (довжина 1 м; висота 0.08 м). Виявлено, що автомобіль після переїзду нерівності змінює напрямок руху, який оцінювався зростанням курсового кута (від 0,3 град до 0,4 град). Крім того, за отриманими даними середні значення бічної деформації задньої шини становили від 4,5 мм до 5,0 мм [54].

В монографії А. А. Хачатурова [26] наведено дані експериментальних досліджень, в яких водій «веде» автомобіль по прямій так, щоб колеса одного борту переїжджали нерівність трикутної форми довжиною 1 м та висотою від 0,04 м до 0,08 м. Отримані результати руху з вільним та зафіксованим рульовим колесом свідчать про зміну курсового кута автомобіля під дією дорожньої нерівності.

В дисертаційній роботі И. В. Костюк проведено аналогічні експерименти з вантажними автомобілями різної вантажопід'ємності, що рухались через різні за формою та розмірами нерівності [55]. При цьому спостерігалась реакція автомобіля по лінійному зміщенню в поперечному напрямку із значними прискореннями.

При дослідженні взаємодії колеса автомобіля з нерівною поверхнею дороги часто обирають гармонічний (у відповідності зі стандартизованою методикою розрахунку плавності ходу автомобіля) профіль нерівностей [25, 37, 45, 46, 50, 53, 56–62]. Характерний для гармонічної нерівності профіль (рис. 1.2) дозволяє в області плями контакту шини розглядати опорну поверхню нерівності як площину, що змінює свою висоту та нахил відносно горизонту (кут атаки нерівності). Це суттєво спрощує математичне моделювання процесів, які відбуваються при взаємодії еластичної шини з нерівною поверхнею дороги.

З огляду на зазначене, в даній роботі досліджується рівномірний прямолінійний рух з максимально допустимою швидкістю в населених пунктах України 13,9 м/с (50 км/год) [63] технічно справного автомобіля (рекомендований тиск в шинах, відсутність люфтів в системі рульового керування автомобіля та в його підвісці, а також за кінематичної узгодженості останніх), з вільним рульовим колесом, по нерівній дорозі, що на шляху коліс лівого борту автомобіля має одиничну нерівність гармонічного профілю (висота нерівності h_q обмежена амплітудою косинусоїди 0,07 м, а довжина l_q – її періодом 1,00 м).

Аналіз інформаційних джерел показує, що існує багато факторів, які впливають на курсову стійкість автомобіля при русі по нерівній дорозі [26, 54, 55]. За впливом конструктивних елементів автомобіля на ці фактори, останні можна розділити на дві групи: фактори, які залежать від процесів, що відбуваються в контактній еластичній шині з нерівною опорною поверхнею дороги (розглянуто в п. 1.3.1) та фактори, які залежать від процесів, що відбуваються в системі рульового керування автомобіля (розглянуто в п. 1.3.2). При цьому як перша так і друга група факторів залежать від робочих процесів підвіски автомобіля (розглянуто в п. 1.3.3).

1.3.1 Процеси в контактній еластичній шині з нерівною опорною поверхнею дороги

Сили, що діють на транспортний засіб (керуючі та збурюючі, за винятком аеродинамічних) генеруються в плямі контакту шини з опорною поверхнею дороги, розміром з долоню людини (рис. 1.3). Тому знання процесів, що відбуваються в контактній шині з нерівною поверхнею дороги є важливим аспектом розуміння динаміки руху автомобіля в цілому [43]. Дослідженню властивостей шин, що впливають на курсову стійкість автомобіля, присвячено багато робіт [2, 17, 26, 35, 37, 39, 40, 43, 46, 49, 53, 56, 57, 59, 62, 64–73].

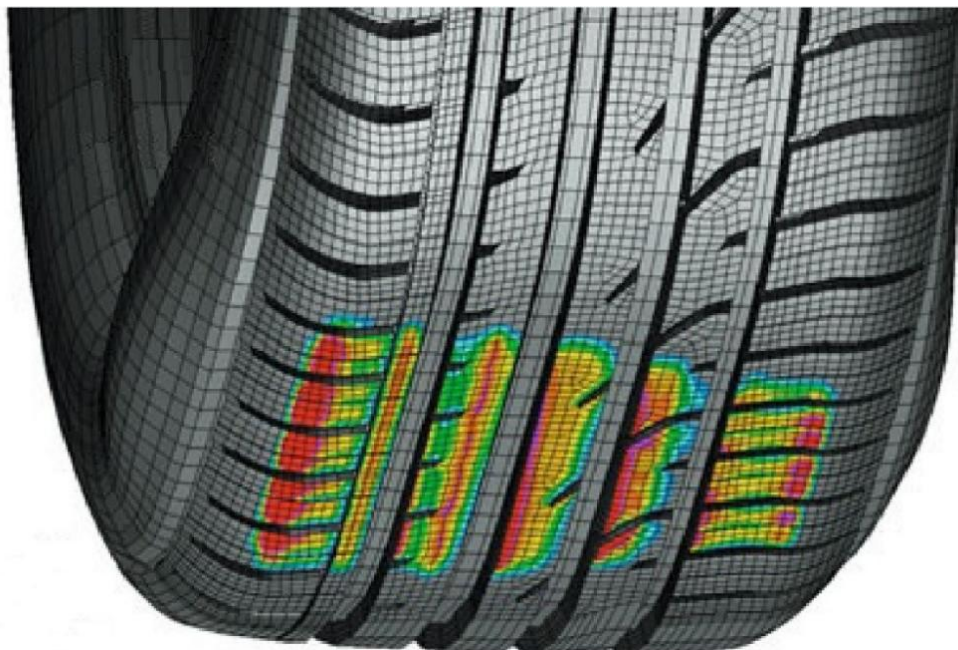


Рисунок 1.3 – Пляма контакту між шиною та дорогою [70]

Під дією динамічних навантажень, що виникають в контакті автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги, еластична шина деформується не тільки в радіальному напрямку (радіальна жорсткість шини), але й в тангенційному (тангенційна жорсткість шини) та бічному (бічна жорсткість шини), крім того, шина може закручуватись в плямі контакту (кутова жорсткість шини). Звісно ці процеси супроводжуються силами і моментами, що обмежені силами зчеплення, і діють через жорсткий обід, диск та маточину на систему рульового керування автомобіля (розглянуто в підрозділі 1.3.2) та його підвіску (розглянуто в підрозділі 1.3.3).

При цьому навіть за абсолютно жорсткого колеса траєкторія його центру буде відрізнятись від профіля нерівності опорної поверхні (чим більший радіус колеса, тим збурення від опорної поверхні буде меншим) [26]. При наїзді на дорожню нерівність еластичної шини, що пом'якшує силу удару, зменшуються вертикальні прискорення підресорених мас. «Перешкоди незначної довжини та ширини ніби поглинаються пневматичною шиною» – зазначив А. К. Бируля в роботі [64]. Такі особливості шини характеризують відповідно її згладжуючі та поглинаючі властивості.

В свою чергу, згладжуюча властивість колеса автомобіля проявляється в тому, що вісь колеса описує більш плавну траєкторію в порівнянні з контурами

нерівності, а поглинаюча – в тому, що підйом осі колеса виявляється меншим висоти нерівності [45]. Разом з тим А. В. Костенко зазначає, що еластична шина згладжує дорожні нерівності та поглинає удари. Проте, сама шина (за рахунок власної неоднорідності) може стати джерелом збурювання. Неоднорідність проявляється у виникненні сил, що визивають коливання автомобіля, а також відхиляють автомобіль від прямолінійного або заданого напрямку руху, тобто погіршують курсову стійкість автомобіля [68].

Траєкторія осі обертання колеса з еластичною шиною, що обкочує нерівності, залежить від її пружних якостей (пневматичні шини низького тиску більш еластичні, що забезпечує м'який хід по нерівній дорозі [64]) та швидкості руху (чим вища швидкість руху, тим більше поглинаються нерівності [64]). При цьому наїзд колеса на дорожню нерівність супроводжується динамічними навантаженнями, під дією яких еластична шина деформується [65].

При наїзді колеса автомобіля *Audi A6* на дорожню нерівність її нормальна реакція може збільшитись 6,5–9 разів [51]. Разом з тим у роботі [74] наголошується, що при переїзді через нерівність можливе небезпечне зменшення навантаження на покриття в плямі контакту і відповідно зменшення сил зчеплення шини з нерівною дорогою (при значних коливаннях можливий відрив шини від поверхні покриття з втратою можливості керування). В свою чергу зниження коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою, збільшує небезпеку заносу при існуванні різниці коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс [75].

Професор А. П. Солтус зазначає, що нерівності опорної поверхні обумовлюють не тільки змінність вертикальної, але й повздовжньої реакції [49]. В роботі [47] наголошується, що при русі автомобіля по нерівній дорозі змінюються нормальні реакції в плямі контакту коліс з опорною поверхнею, їх зміщення по відношенню до вертикальної осі (а також кутове відхилення від неї [46]). Тому відбувається зміна як коефіцієнту опору коченню, так і повздовжніх сил.

Крім того, при обкочуванні нерівності можливе виникнення кутового прискорення обертання колеса автомобіля навіть за його (автомобіля) постійної швидкості. Наприклад, через збільшення або зменшення шляху, що пройдено,

центром колеса (в залежності від форми нерівності) та (або) зміни його радіуса кочення тощо. Враховуючи, що автомобільне колесо має момент інерції, кутове прискорення його обертання супроводжуватиметься інерційним моментом, що в свою чергу впливає на значення тангенційних реакцій в контакті колеса з дорогою [50]. Таким чином, під час долання нерівності опорної поверхні її тангенційна реакція на колесо автомобіля змінюється не тільки за значенням (по модулю), але й за напрямком [45].

В роботі [43] проведений аналіз процесу наїзду колеса на нерівність подібну на край вибоїни. Після наїзду на нерівність збільшення вертикального навантаження призводить до збільшення опору коченню шини, після чого зазначені параметри поступово повертаються до своїх початкових значень. Крім того, внаслідок зміни радіуса колеса, останнє має обертатися з іншою кутовою швидкістю. Ці процеси супроводжується появою додаткових напружень в плямі контакту (зміна радіуса кочення колеса призводить до виникнення тангенційних реакцій дороги [46], які змінюються як за модулем, так і за напрямком [7]). При з'їзді колеса з нерівності виникають аналогічні сили, але протилежні за напрямком дії [43]. Також відомо, що при поновленні контакту (після відриву) ведучих коліс з дорогою, відбувається їх проковзування [26].

В роботі [66] досліджується вплив швидкості руху на повздовжню силу, що діє в плямі контакту при переїзді колеса нерівності за умов неможливості його вертикального переміщення. Отримані результати дають можливість наглядно оцінити вплив швидкості руху на зміну повздовжніх сил, що діють в плямі контакту колеса з нерівною дорогою. Так, при наїзді на нерівність до швидкості 40 км/год повздовжні сили від'ємні і зростають по модулю, після – зменшуються; при з'їзді з нерівності повздовжні сили додатні і змінюються аналогічно, тільки цей «перехід» спостерігається приблизно на швидкості 60 км/год [66].

Доведено, що в залежності від швидкості руху автомобіля [76], висоти нерівності [77] та її довжини [78] динамічні навантаження в контакті автомобільного колеса з опорною поверхнею змінюється як за значенням (в широких межах), так і за напрямком.

При наїзді колеса на нерівність, окрім вертикальних та повздовжніх сил, на нього також діють значні бічні навантаження [12], під дією яких кочення еластичного колеса відбувається з бічним відведенням. В роботі [17] професор В. П. Сахно виділяє бічне відведення колеса, як найважливішу характеристику шини, що найбільш суттєво впливає на курсову стійкість автомобіля. J. R. Ellis зауважує: «Стійкість автомобіля в основному визначається початковим кутом нахилу кривої залежності бічної сили від кута відведення, що називається коефіцієнтом опору відведення» [79]. В роботі [36] значення коефіцієнту опору бічному відведенню визначають як одну з найбільш важливих характеристик шин. Для його визначення використовуються як лінійні, так і нелінійні теорії відведення. Аналіз зазначених теорій проведений в роботах [16, 19, 25, 68, 80–82].

Бічна сила F_y , яку може сприймати шина, та її стабілізуючий момент $M_{ст}$ залежить не тільки від кута відведення δ , а й від вертикального навантаження F_z (рис. 1.4, а), повздовжньої сили F_x (рис. 1.4, б) та кута розвалу γ_s (рис. 1.4, в) [72].

В роботі [43] зазначається про так званий ефект «релаксації» шини, що виникає під час її кочення з відведенням по нерівній опорній поверхні. При зменшенні нормального навантаження доля плями контакту (рис. 1.3), в якій відбувається ковзання елементів шини, збільшується. В цей час бортові стінки шини прагнуть випрямитись (особливо інтенсивно цей процес проходить при повному відриві колеса від опорної поверхні). При поновленні контакту для відновлення бічної сили шина має прокотитися певну відстань, пройшовши період релаксації («*relaxation length*») [43]. Таким чином потенційні можливості сприймання бічних сил шиною при її коченні по нерівній дорозі зменшуються.

J. R. Ellis в роботі [79] зазначає, що нерівності дороги призводять до зміни вертикального навантаження на колесо автомобіля, в результаті чого змінюється бічна сила F_y , що діє на його шину. Варто відзначити, що ця сила (F_y), при зміні по синусоїдальному закону вертикальної координати центру колеса V_z , має інший (не синусоїдальний) характер зміни (рис. 1.5).

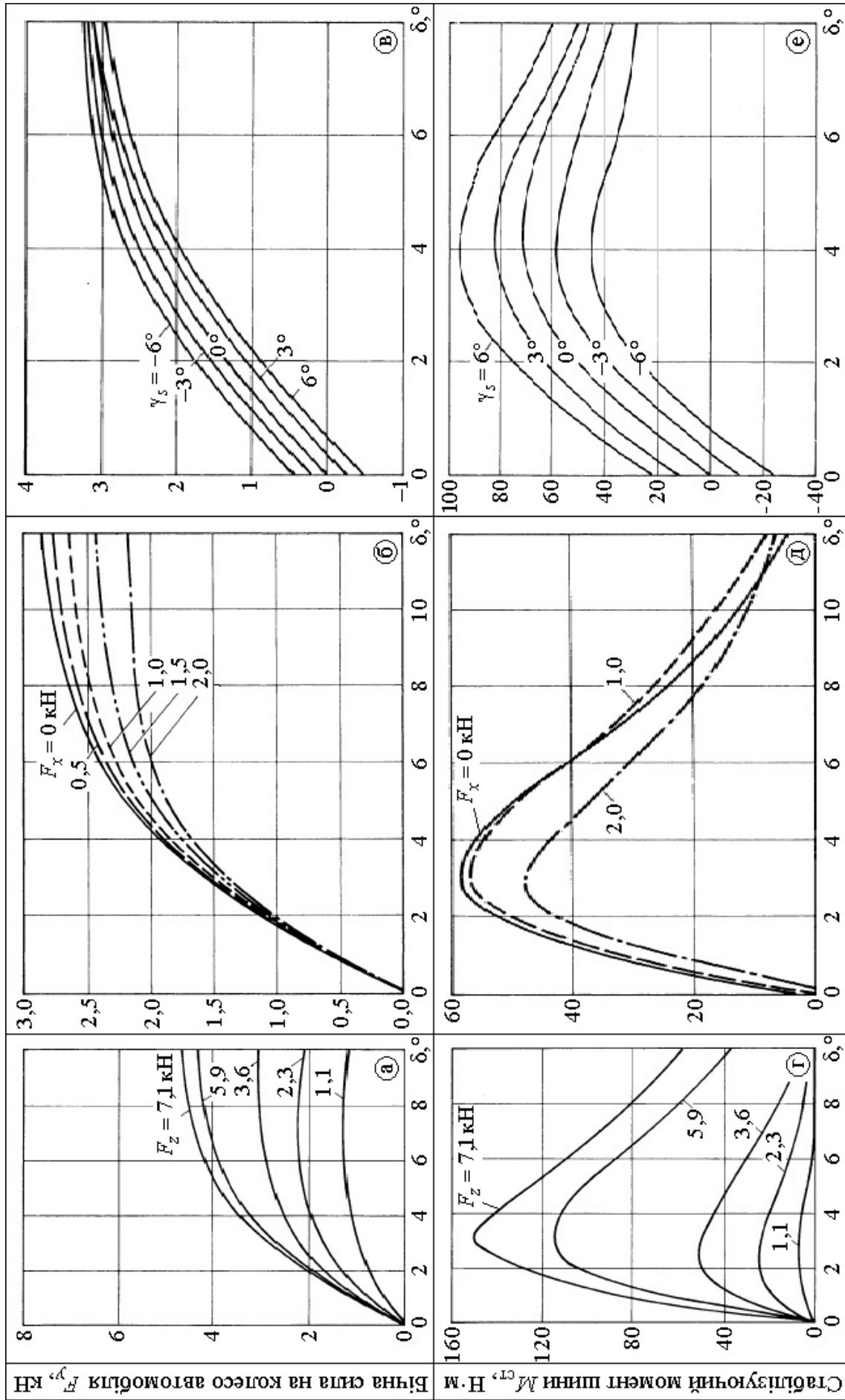


Рисунок 1.4 – Залежності бічної сили на колесо автомобіля F_y та стабілізуючого моменту шини $M_{ст}$

від кута відведення δ , при різних значеннях вертикального навантаження F_z (а, г),

повздовжньої сили F_x (б, д) та кута розвалу γ_s (в, е) [72]

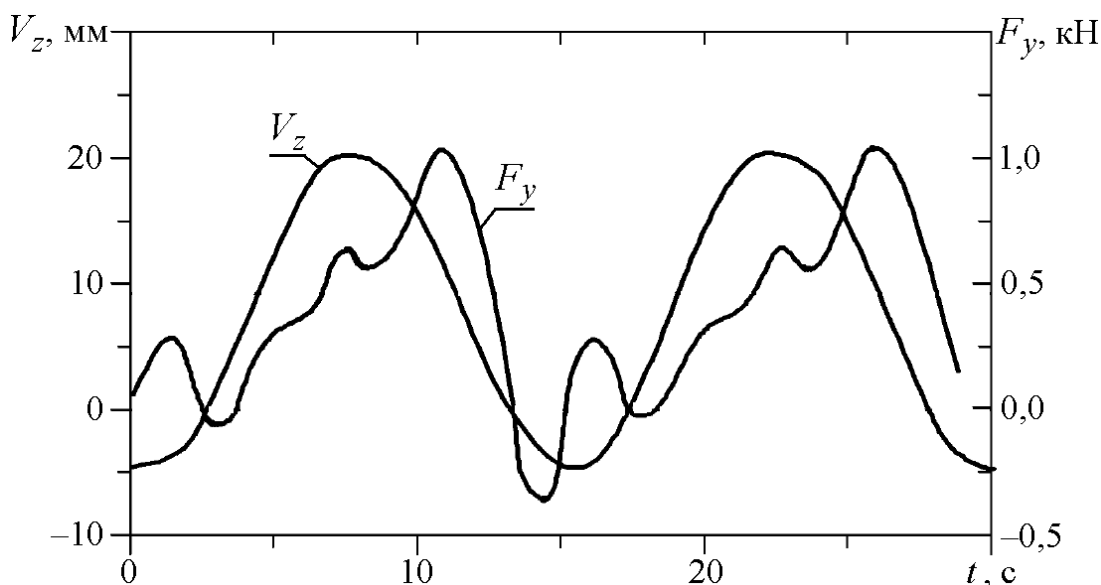


Рисунок 1.5 – Залежності зміни бічної сили F_y , що діє на колесо автомобіля, яке котиться з постійним кутом відведення та зі зміною по синусоїдальному закону вертикальної координати його центру V_z , від часу t [72]

Я. М. Певзнер, аналізуючи результати експериментальних досліджень, представлених в роботі [79], зазначає, що зменшення бічної сили, яка сприймається колесом при заданому куті відведення, залежить від частоти коливання радіального навантаження і від швидкості кочення колеса [83]. При цьому А. С. Литвинов, аналізуючи причини зменшення середнього значення бічної сили під час дії на колесо перемінного навантаження, виділяє нелінійний характер залежності між коефіцієнтом опору бічного відведення та нормальним навантаженням [2]. Також зазначено, що при постійних кутах відведення зі збільшенням частоти та амплітуди коливань нормального навантаження середня бічна сила зменшується.

Наведені графічні залежності (рис. 1.4 та 1.5) дають можливість оцінити вплив факторів, що виникають під час руху автомобіля по нерівній дорозі, на роботу шини, її вплив на стабілізацію керованих коліс автомобіля та його курсову стійкість. Проте, слід зазначити, що стабілізуючі моменти шин не суттєво впливають на характер riskання автомобіля, але істотно впливають на роботу його системи рульового керування [43].

1.3.2 Процеси, що виникають в рульовому керуванні автомобіля під час його руху по нерівній дорозі

Під час руху автомобіля по нерівній дорозі його керовані колеса можуть самовільно відхилятися від заданого положення. Наведені в роботі [26] результати досліджень свідчать, що коливання керованих коліс відносно осей їх повороту суттєво впливають на курсову стійкість автомобіля при русі по нерівній дорозі. Доведено, що в зазначених умовах курсове відхилення автомобіля за абсолютною величиною збільшується в декілька разів [54].

Причини самовільного відхилення керованих коліс автомобіля від заданого положення при русі по нерівній дорозі можна згрупувати наступним чином:

1) дія моментів відносно осей повороту керованих коліс, що виникають за наявності різниці по бортах складових рівнодіючих реакцій опорної поверхні [7, 35, 46, 49, 65, 69, 84];

2) дія гіроскопічних моментів відносно осей повороту керованих коліс, що виникають при зміні їх кутів нахилу кочення [35, 46, 49, 69, 80, 85];

3) вплив збурюючого моменту від дисбалансу колеса автомобіля [37];

4) вплив кінематичної неузгодженості рульового приводу з напрямним пристроєм підвіски [7, 35, 40, 46, 56, 58, 69].

З урахуванням умов руху, що досліджуються (п. 1.3), третя та четверта групи причин відхилення керованих коліс автомобіля від заданого положення далі не розглядається.

В загальному випадку на характер відхилення керованих коліс автомобіля від заданого положення та їх стабілізацію впливають: моменти опору повороту, обумовлені рівнодіючими повздовжніх сил відносно осей шворня; швидкісні стабілізуючі моменти, обумовлені дією рівнодіючих бічних сил відносно осей шворня; вагові стабілізуючі моменти; стабілізуючі моменти шин, що виникають при їх коченні з відведенням; моменти опору повороту шин під час руху; інерційні моменти; гіроскопічні моменти; моменти опору сухого та в'язкого тертя в системі рульового керування автомобіля тощо [37].

Збурюючим впливам дорожніх нерівностей протидіють стабілізуючі моменти шин (процеси, що виникають в контакті еластичної шини з нерівною поверхнею дороги розглянуто в пункті 1.3.1) та моменти їх опору повороту під час кочення. Відомо [37], що поворот автомобільного колеса під час його кочення супроводжується закручуванням тіла шини (між контактним відбитком та жорстким ободом). Причому, кут закручування з одного боку залежить від інтенсивності оновлення елементів шини, що вступають в контакт з опорною поверхнею дороги (залежить від кутової швидкості обертання колеса автомобіля і геометричних параметрів контактного відбитка), а з іншого – від кутової швидкості повороту керованого колеса відносно осі його повороту.

Також, збурюючим впливам дорожніх нерівностей протидіють інерційні моменти керованих коліс. Так, збільшений вдвічі приведений до осей повороту керованих коліс момент інерції зменшує амплітуду їх відхилень на 30 % [35], а дія гіроскопічного моменту підвищує коефіцієнт стійкості автомобіля до 0,6 % [85].

Крім того, на зменшення відхилення керованих коліс та демпфування дорожніх збурень чинить тертя у вузлах рульового керування. Так, рульові механізми з зоною підвищеного тертя забезпечують зменшення амплітуди відхилення керованих коліс в 1,5...1,8 рази, однак, при цьому їх кути недоходження (в нейтральне положення) збільшуються в 1,9...2,0 рази [35]. Чим більший момент тертя в рульовому механізмі, тим нижче його зворотній коефіцієнту корисної дії (ККД) і, відповідно, гірша стабілізація керованих коліс. Якщо значення зворотного ККД нижче 0,5, рульове керування стає незворотнім, а його строк служби (в наслідок жорсткого сприймання поштовхів від збурень) скорочується [86]. Тому, зворотній ККД має бути в межах 0,5...0,6 [87]. Крім того, тертя в системі рульового керування має бути таким, щоб водій міг відчувати через рульове колесо взаємодію шин з дорогою [39].

Найбільш повно зазначеним вимогам відповідає рейковий рульовий механізм, який найчастіше зустрічається на легкових автомобілях [39, 84]. Його прямий та зворотній ККД становить 0,9 а для демпфірування ударів може використовуватись амортизатор рульового керування [35, 84]. Ефективним

демпфером, також слугує гідропідсилювач рульового керування, робота якого сприяє зменшенню кутових відхилень керованих коліс в 1,8...2,2 рази [35].

Варто відзначити, що більшість із зазначених моментів як і ті, що впливають на відхилення керованих коліс від заданого положення, так і ті, що впливають на їх стабілізацію, залежать від установчих параметрів передньої підвіски, які з її ходом можуть змінюватись (розглянуто в пункті 1.3.3). Вплив геометричних параметрів підвіски автомобіля на роботу його системи рульового керування розглянуто в [9, 26, 35, 39, 40, 43, 53, 57–59, 65, 71–73, 84, 88–90].

1.3.3 Процеси в підвісці автомобіля, що супроводжують його рух по нерівній дорозі

Відомо, що дослідники курсової стійкості автомобіля недостатньо приділяють уваги процесам роботи його підвіски [91]. При цьому фізичні процеси, які призводять до втрати курсової стійкості автомобіля при його русі по нерівній дорозі, у тому числі ті, що виникають в контакті колеса автомобіля з опорною поверхнею (п. 1.3.1) та в системі його рульового керування (п. 1.3.2), в значній мірі залежать від робочих процесів, що відбуваються в підвісці автомобіля.

Підвіска автомобіля призначена для зменшення динамічних навантажень під час передачі сил, що виникають в контакті шини з опорною поверхнею дороги. У загальному випадку, підвіска складається з пружного, напрямного та гасильного пристроїв, а також, іноді до складу включають стабілізатор поперечної стійкості. На сьогодні існують різноманітні конструкції підвісок автомобіля. Їх класифікують за типом напрямного пристрою (Макферсон, двоважільна, багатоважільна, на косих важелях, Де Діон тощо), пружного пристрою (пневматичні, торсіонні, пружинні тощо), а також за способом керування їх параметрами та вертикальним переміщення колеса автомобіля по відношенню до його несучої системи (пасивні, адаптивні, активні тощо) [92–95].

Напрямний пристрій підвіски визначає траєкторію переміщення коліс автомобіля відносно його несучої системи та передає всі сили і моменти, що діють

між ними [61, 96]. На сучасних легкових передньопривідних автомобілях найбільш поширені напрямні пристрої підвісок типу Макферсон, при цьому на автомобілях класичної компоновки найбільш розповсюджені (зустрічається в 53 % автомобілів класичної компоновки) двоважільні підвіски [39].

З огляду на те, що теоретичні (розділ 2 та 3) та експериментальні (розділ 4) дослідження курсової стійкості автомобіля по нерівній дорозі проведені для автомобіля з класичною компоновкою, подальші дослідження проводяться на прикладі прямого пристрою незалежної двоважільної підвіски (рис. 1.6). Варто відзначити, що в розробленій математичній моделі (п. 2.1) приведені до коліс автомобіля параметри підвіски визначаються з урахуванням її передаточних функцій (їх можна визначити для підвіски любого типу).

З ходом двоважільної підвіски f змінюються її установчі параметри (рис. 1.7), що, в свою чергу, впливають як на процеси в контакті шини з опорною поверхнею (1.3.1) (зміна колії Δb (рис. 1.7, а) супроводжується появою бічних сил [66], а зміна кута розвалу γ_s (рис. 1.7, б) впливає на поперечні складові рівнодіючої реакцій опорної поверхні та стабілізуючий момент шини (рис. 1.4, в)), так і на процеси, що діють в рульовому керуванні (наприклад, зміна поперечного та повздовжнього кутів нахилу осей повороту керованих коліс автомобіля впливає на моменти, що обумовлені дією нормальних, тангенціальних та бічних реакцій опорної поверхні, а кутова швидкість зміни кутів розвалу – на гіроскопічний момент тощо) (п. 1.3.2).

Кінематичні параметри обраного прямого пристрою також впливають на зміну положення осі поперечних кутових коливань (осі крена) кузова автомобіля [17, 79], які впливають на його курсову стійкість [46]. При цьому в середньому статичні значення висот центрів крену передньої та задньої підвісок легкових автомобілів знаходяться в межах: для передньої підвіски від 0,00 м до 0,13 м; для задньої – від 0,08 м до 0,25 м [39]. Крім того, вісь крену має незначний (максимум 6 град) кут нахилу вперед [39]. Варто відзначити, що з креном кузова автомобіля з незалежною двоважільною підвіскою його колеса нахиляються в той же бік [89], зазначене супроводжується їх коченням з відведенням [17] (пункт 1.3.1).

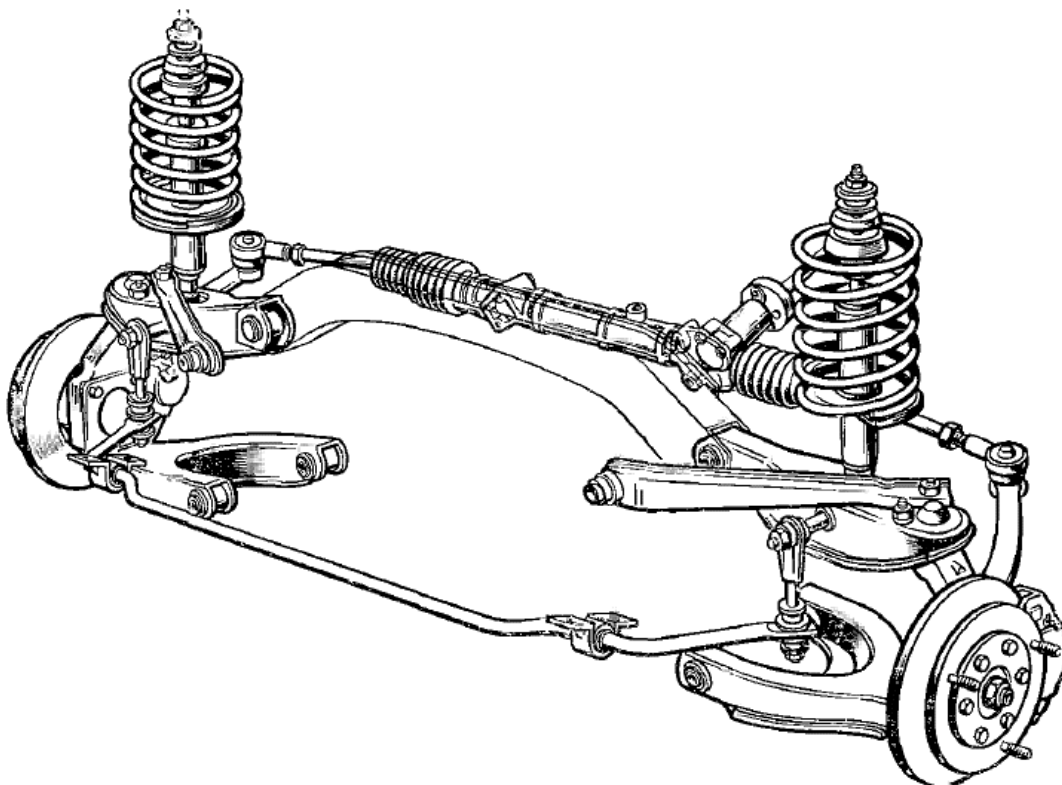


Рисунок 1.6 – Двоважільна підвіска автомобіля *Renault*
моделей 12, 15, 18, 20, 30 [97]

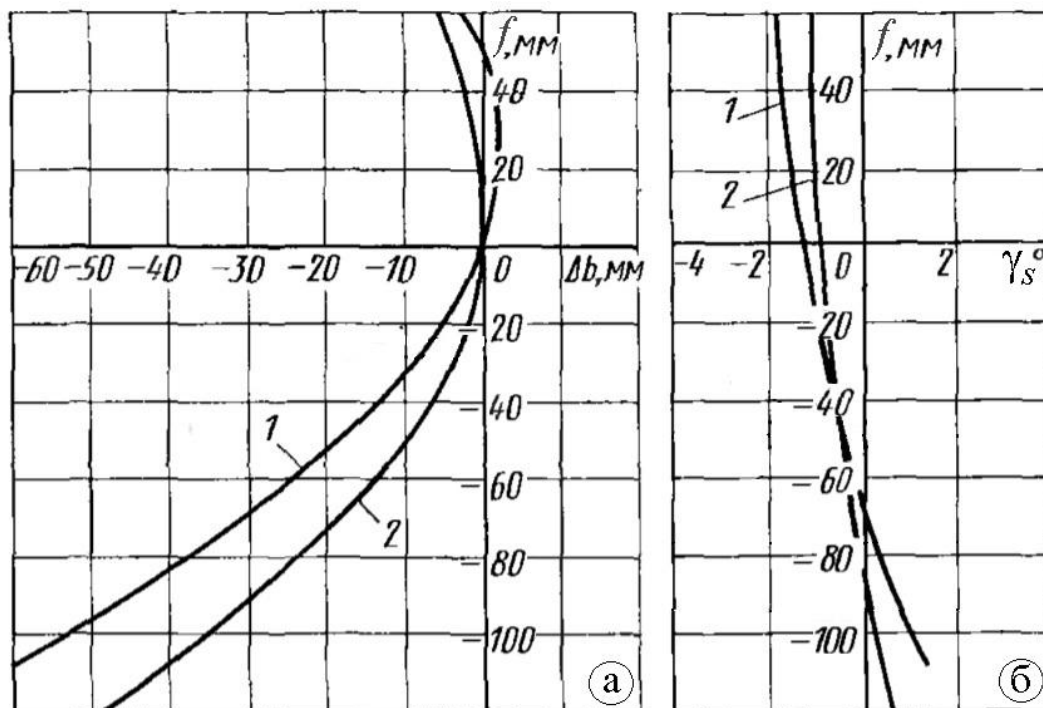


Рисунок 1.7 – Залежності зміни колії Δb (а) та розвалу γ_s (б) коліс передніх підвісок автомобілів «Audi 200 5T» (крива – 1) та «Renault 20» (крива – 2) від їх ходу f [84]

Напрямний пристрій двоважільної підвіски (рис. 1.6) також впливає на передачу внутрішніх сил (наприклад, потенційної сили від стискання циліндричної пружини, та буферів обмеження ходу, опору переміщення штока амортизатора, тощо) до колеса автомобіля. Ці властивості підвіски залежать від геометричних параметрів її прямого пристрою (плеча обкатки, поперечного кута нахилу осі повороту колеса, кутів нахилу верхнього та нижнього важелів, а також положення пружного та гасильного пристроїв підвіски [39, 88]) і описуються передаточними функціями по силі i_y та переміщенню i_x [88].

Зважаючи на те, що рух автомобіля по нерівній опорній поверхні супроводжується зміною ходу підвіски, геометричні параметри її прямого пристрою також будуть змінюватись. Відповідно передаточні функції підвіски i_y та i_x з її ходом будуть змінюватись, що впливає на передачу внутрішніх сил від пружних та гасильних пристроїв підвіски до колеса автомобіля [88].

Так, наприклад, навіть за використання пружного елемента з лінійною характеристикою, пружна характеристика двоважільної підвіски має нелінійний характер, тобто приведена до колеса жорсткість підвіски змінюється з її ходом [79, 90]. Відповідно напрямний пристрій підвіски впливає на характер вертикального переміщення колеса, що, в свою чергу, впливає на сили в контактї шини з опорною поверхнею (пункт 1.3.1) та процеси, що відбуваються в системі рульового керування автомобіля (пункт 1.3.2).

В свою чергу, пружний пристрій підвіски автомобіля (в більшості легкових автомобілів циліндрична вита пружина) призначений для перетворення енергії поштовхів і ударів, що виникає при доланні нерівностей дороги, в потенційну енергію пружного елемента [61]. При цьому ударні навантаження від дорожніх нерівностей перетворюються в коливання підресорених та невідресорених мас автомобіля. Тому, в конструкцію підвіски включають дисипативні пристрої, що перетворюють механічну енергію коливань в теплову [61].

Дисипативну дію виконує тертя в елементах підвіски. Опір тертя в рівній мірі діє як на ході стискання так і на ході відбою підвіски. Тому на ході стискання

підвіски виникає ефект зростання її жорсткості і, якщо імпульс з боку нерівності не достатній для долаття цієї жорсткості, він передається несучій системі (фактично роботу підвіски заблоковано) [86]. Тому, тертя в елементах підвіски прагнуть мінімізувати [86], а в якості демпфера в більшості підвісок використовується амортизатор. При цьому на ході стискання опір амортизатора зазвичай менший за його опір на ході відбою. Така характеристика амортизатора дозволяє зменшити дію поштовхів від нерівності на несучу систему автомобіля [81].

Характеристики циліндричної пружини та телескопічного амортизатора компромісні і відповідають лише визначеним умовам руху [92] (характерно для пасивних підвісок). Разом з тим ще в 1960 році зазначено, що можна створити таку підвіску, яка при «піджимі» коліс до кузова під час їх наїзду на нерівності дороги передавала б лише незначні збурюючі імпульси [98]. На сьогодні це реалізовано в активних підвісках автомобіля, які можуть не тільки «піджимати» колеса до кузова, але й «бачити» (наприклад, системою сканування дорожнього полотна (*Road Surface Scan*)) (рис. 1.8) на своєму шляху дорожні нерівності [92].

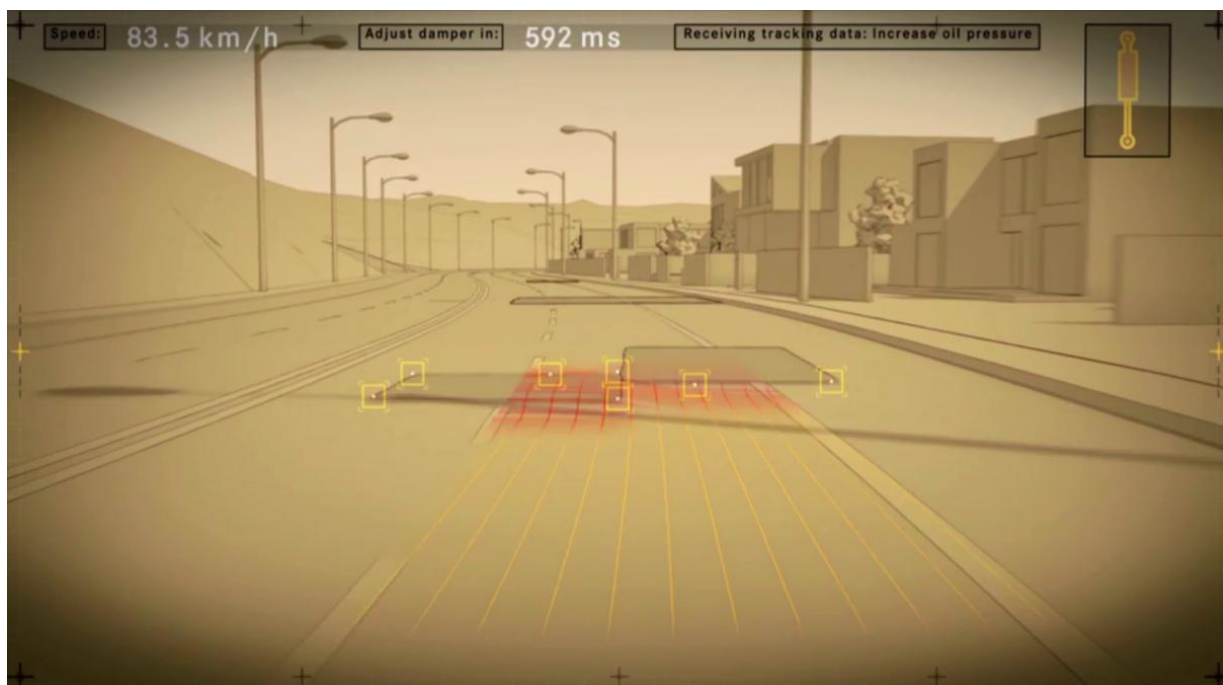


Рисунок 1.8 – Візуалізація роботи системи (*Road Surface Scan*), що сканує дорожнє полотно на відстані до 15 м і розпізнає геометричні параметри дорожніх нерівностей з похибкою до 3 мм до наїзду на неї колесом автомобіля [99]

Пріоритетний шлях поліпшення курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі передбачає керування робочими процесами його активної підвіски. З огляду на технічні можливості [92–95] сучасних систем активних підвісок керування вертикальним переміщенням колеса автомобіля по відношенню до його несучої системи може відбуватись до наїзду на дорожню нерівність, нейтралізуючи дестабілізуючу дію в контакті його шини з опорною поверхнею дороги та системі його рульового керування. Це сприяє подовженню терміну роботи ходової частини автомобіля, зменшенню витрат енергії на відновлення заданої швидкості і, як наслідок, поліпшенню його екологічної безпеки [100]. При цьому курсова стійкість автомобіля при русі по нерівній дорозі може бути поліпшена шляхом усунення причин (а не наслідків) збурюючого впливу дорожньої нерівності.

Висновки до першого розділу. Мета і задачі дослідження

На основі проведеного аналізу досліджень курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі сформульовано наступні висновки:

1. Критерієм оцінювання курсової стійкості прямолінійного руху автомобіля прийнято час від початку дії збурення на автомобіль до його виходу за межі коридору безпеки. Встановлено, що у випадку, якщо час руху автомобіля в межах коридору безпеки перевищує 5 с після початку дії збурення – його курсова стійкість задовільна, інакше – незадовільна. Значення курсового кута автомобіля та поперечного відхилення його центру мас через 1,5 с після початку дії збурення прийняті за додаткові критерії оцінювання курсової стійкості автомобіля.

2. У розглянутих інформаційних джерелах не виявлено систем, які призначені безпосередньо для поліпшення курсової стійкості автомобіля при його русі по нерівній дорозі.

3. Найбільший збурюючий вплив на зміну напрямку руху автомобіля чинять нерівності мікропрофілю довжиною від 1 м до 2 м на шляху коліс одного з бортів автомобіля, що рухається на середніх швидкостях з вільним рульовим колесом.

4. Втрата курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі обумовлена факторами, що за впливом конструктивних елементів автомобіля умовно можна поділити на дві групи: фактори, які залежать від процесів, що відбуваються в контакті еластичної шини з нерівною опорною поверхнею дороги та фактори, які залежать від процесів, що відбуваються в системі рульового керування автомобіля. При цьому процеси, що відбуваються в контакті еластичної шини з нерівною опорною поверхнею дороги та в системі рульового керування автомобіля, залежать від процесів, що відбуваються в його підвісці.

5. Пріоритетний шлях поліпшення курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі передбачає керування робочими процесами його активної підвіски. За такого підходу курсова стійкість автомобіля при русі по нерівній дорозі може бути поліпшена шляхом усунення причин (а не наслідків) збурюючого впливу дорожньої нерівності.

Мета і завдання дослідження.

На основі проведеного аналізу інформаційних джерел сформульована мета дисертаційної роботи – поліпшення курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі шляхом керування робочими процесами його активної підвіски.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішувались наступні завдання:

1. Проведення аналізу факторів, що впливають на курсову стійкість автомобіля при русі по нерівній дорозі.

2. Розробка розрахункової схеми та математичної моделі руху автомобіля по нерівній дорозі.

3. Проведення теоретичних досліджень курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі та аналізу факторів, що впливають на чисельні значення її параметрів.

4. Розробка алгоритму роботи активної підвіски і проведення теоретичних досліджень курсової стійкості автомобіля при його русі по нерівній дорозі.

5. Проведення експериментальних досліджень курсової стійкості фізичної моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ ПРИ РУСІ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ

2.1 Математична модель руху автомобіля по нерівній дорозі

Теоретичне дослідження курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі передбачає визначення його поточного положення в коридорі безпеки та час від початку збурення до виходу габаритів автомобіля за межі зазначеного коридору. З урахуванням особливостей зовнішнього дизайну сучасного автомобіля (рис. 1.1) в даній роботі прийнято (п. 1.1) судити про початок виходу транспортного засобу за межі коридору безпеки по координатам габаритних точок його коліс (визначаються з урахуванням координат центру колеса, його габаритів та кутів повороту і розвалу). Для визначення координат характерних точок автомобіля в нерухомій системі координат тіла відліку (опорної поверхні) та моменту їх виходу за межі коридору безпеки введено нерухому та рухомі системи координат (рис. 2.1).

В роботі прийнята індексація параметрів, яка складається з груп літер (на першому місці) та цифр (на другому місці). Прописні літери без штриха в індексації параметру (координати точок, швидкості, прискорення, сили) свідчать про його належність до рухомої системи координат $X_P Y_P Z_P$; прописні літери зі штрихом – до нерухомої системи координат $X_O Y_O Z_O$, рядкові літери – до рухомої система координат $X_C Y_C Z_C$. При цьому в індексації реакцій опорної поверхні на колеса автомобіля прийнято рядкові літери, а проекції цих реакцій на осі рухомої системи координат $X_P Y_P Z_P$ – прописними літерами. В прийнятій індексації перша цифра (за наявності) індексу відповідає номеру осі автомобіля («1» – передня вісь, «2» – задня), друга – борту автомобіля («1» – лівий борт, «2» – правий)). Крім того, верхнім індексом «а» позначено передній (у відповідності з орієнтацією автомобіля) шарнір важеля напрямного пристрою підвіски, а верхнім індексом «б» – заданій (рис. 2.1).

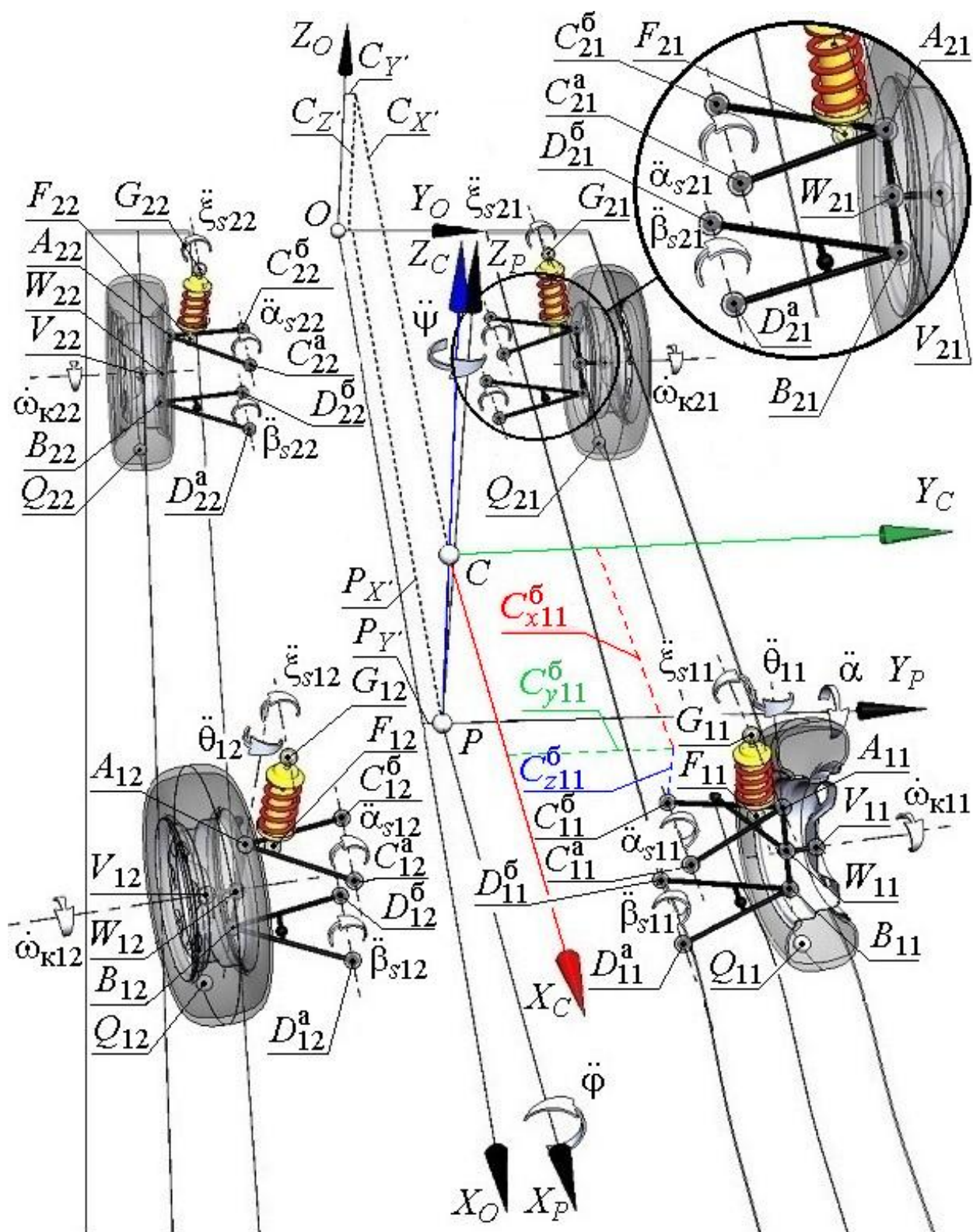


Рисунок 2.1 – Схема до визначення координат характерних точок автомобіля в нерухомій та рухомих системах координат

Нерухома система координат $X_OY_OZ_O$, жорстко зв'язана з опорною поверхнею (тілом відліку). Початок нерухомої системи координат (точка O) знаходиться на перетині горизонтальної площини опорної поверхні, повздовжньою площини її симетрії, та поперечної площини, що співпадає з початком відліку руху автомобіля (рис. 2.1).

Рухома система координат автомобіля $X_CY_CZ_C$ жорстко зв'язана з його центром підресорених мас M_{Π} (в точці C), має шість ступенів вільності (повздовжні, поперечні та вертикальні лінійні переміщення, а також кутові вздовж осей крену, тангажу та вертикальної осі) відносно нерухомої системи координат $X_OY_OZ_O$ (опорної поверхні). На початку моделювання руху автомобіля його повздовжня X_CZ_C та поперечна Y_CZ_C площини співпадають, відповідно з повздовжньою X_OZ_O та поперечною Y_OZ_O площинами нерухомої системи координат $X_OY_OZ_O$.

Колеса передньої осі (керованої) по відношенню до рухомої системи координат $X_CY_CZ_C$ (несучої системи автомобіля) з урахуванням кінематичних зв'язків напрямних пристроїв підвісок (розглянуто в пункті 2.1.3) та роботи рульового керування (розглянуто в пункті 2.1.2) мають п'ять ступенів вільності (вертикальні та бічні лінійні переміщення, зміна кута розвалу, повороту відносно осі обертання та осі повороту керованого колеса); колеса задньої осі (ведучої) – чотири ступені вільності (вертикальні та бічні лінійні переміщення, зміна кута розвалу та повороту відносно осі обертання).

Зважаючи на те, що керовані колеса мають ступінь вільності відносно осей їх повороту та процесів, що відбуваються при русі автомобіля по нерівній дорозі невіднесеної масу їх підвісок m_{H1} було рознесено на невіднесеної масу елементів підвіски m_{H1}^{Π} (зосереджена в точках W_{11} та W_{12}) та невіднесеної масу колеса m_{H1}^K (зосереджену в точках V_{11} та V_{12}). При чому, $m_{H1} = m_{H1}^{\Pi} + m_{H1}^K$. Невіднесена маса підвісок задніх коліс m_{H2} зосереджена в їх (коліс) центрах (в точках V_{21} та V_{22}) (рис. 2.1).

Для спрощення розрахунків в даній роботі припускається, що деформація несучої системи автомобіля відсутня (з урахуванням того, що жорсткість несучої системи значно більша за жорсткість пружних елементів підвіски та коліс автомобіля). Крім того, при математичному описі роботи підвіски припускається, що деформація (зважаючи на те, що деформація шарнірів кріплення підвіски до кузова та важелів напрямного пристрою значно менша за деформацію її пружних елементів) та люфти (згідно з прийнятим в п 1.3 технічним станом автомобіля) в шарнірах підвіски автомобіля відсутні. Це зменшує складність розрахунку поточних координат точок напрямного пристрою підвіски. Такий підхід використано, наприклад, в роботах [56–59, 88, 90, 101].

Відомо, що поперечні кутові переміщення несучої системи автомобіля (зміна кута крену φ) відбувається відносно осі крену, яка під час руху може змінювати своє положення у просторі (пункт 1.3.3). Врахування зазначеного явища ускладнює розрахунки, тому зазвичай припускають, що вісь крену паралельна опорній поверхні і займає постійне положення, яке відповідає статичному [79].

У даній роботі для спрощення розрахунків, з огляду на типові статичні значення висот центрів крену передньої та задньої підвісок легкових автомобілів (п. 1.3.3) прийнято, що вісь поперечного крену знаходиться на перетині повздовжньої площини автомобіля X_CZ_C з горизонтальною площиною опорної поверхні X_OZ_O . Повздовжнє кутове переміщення несучої системи (зміна кута тангажу α) відбувається вздовж осі тангажу, яка за аналогічним припущенням, знаходиться на перетині поперечної площини автомобіля Y_CZ_C з горизонтальною площиною опорної поверхні X_OZ_O . Такий підхід використано, наприклад, в роботах [25, 40, 53].

На перетині зазначених площин знаходиться миттєвий полюс кутових коливань несучої системи автомобіля (точка P) – початок рухомої системи координат $X_PY_PZ_P$ (рис. 2.1). Таким чином, її повздовжня PX_P та поперечна PY_P осі співпадають, відповідно з віссю крену та тангажу автомобіля, а навколо

вертикальної осі PZ_P відбуваються кутові переміщення несучої системи в плані (зміна курсового кута автомобіля ψ).

Тоді положення довільної точки, що належить рухомій системі координат $X_C Y_C Z_C$, в нерухомій $X_O Y_O Z_O$ (відносно тіла відліку) може бути визначеним, як, наприклад, в роботах [40, 62, 71, 79, 101], за направляючими косинусами. При цьому для визначення координат точок, що належать підресореній масі автомобіля (наприклад, точки $C_{11}^{\bar{b}}$ (рис. 2.1)) необхідно знати повздовжню, поперечну та вертикальну координати зазначених точок в рухомій системі координат $X_C Y_C Z_C$ (для наведеного прикладу, відповідно $C_{x11}^{\bar{b}}$, $C_{y11}^{\bar{b}}$, $C_{z11}^{\bar{b}}$), координати точки відліку в нерухомій системі координат $X_O Y_O Z_O$ (наприклад, центру підресореної маси автомобіля $C_{X'}$, $C_{Y'}$, $C_{Z'}$), а також курсовий кут ψ , кут крену φ і кут тангажу α . Тоді

$$C_{X'11}^{\bar{b}} = C_{X'} + C_{x11}^{\bar{b}} \cdot (\cos\psi \cdot \cos\alpha) - C_{y11}^{\bar{b}} \cdot (\cos\alpha \cdot \sin\psi) + C_{z11}^{\bar{b}} \cdot (\sin\alpha), \quad (2.1)$$

$$C_{Y'11}^{\bar{b}} = C_{Y'} + C_{x11}^{\bar{b}} \cdot (\cos\varphi \cdot \sin\psi + \cos\psi \cdot \sin\varphi \cdot \sin\alpha) + C_{y11}^{\bar{b}} \cdot (\cos\varphi \cdot \cos\psi - \sin\psi \cdot \sin\varphi \cdot \sin\alpha) - C_{z11}^{\bar{b}} \cdot (\cos\alpha \cdot \sin\varphi), \quad (2.2)$$

$$C_{Z'11}^{\bar{b}} = C_{Z'} + C_{x11}^{\bar{b}} \cdot (\cos\psi \cdot \cos\varphi \cdot \sin\alpha - \sin\psi \cdot \sin\varphi) + C_{y11}^{\bar{b}} \cdot (\cos\varphi \cdot \sin\psi \cdot \sin\alpha + \cos\psi \cdot \sin\varphi) + C_{z11}^{\bar{b}} \cdot (\cos\varphi \cdot \cos\alpha). \quad (2.3)$$

З урахуванням прийнятих припущень, за умови паралельності осей гойдання важелів підвіски автомобіля з повздовжньою віссю його несучої системи CX_C , для визначення координат точок, що належать непідресореним масам автомобіля (наприклад, точки F_{11} (рис. 2.1)) необхідно знати повздовжню, поперечну та вертикальну координати в нерухомій системі $X_O Y_O Z_O$ точки відліку, яка обирається з огляду на максимальне спрощення рівнянь (для наведеного прикладу, відповідно $C_{X'11}^{\bar{b}}$, $C_{Y'11}^{\bar{b}}$, $C_{Z'11}^{\bar{b}}$) курсовий кут ψ , кут крену φ і кут тангажу α , а також лінійні (для наведеного прикладу, проекція відстані між точками $C_{11}^{\bar{b}}$ та F_{11}

на повздовжню вісь CX_C) та кутові (для наведеного прикладу кут, що утворений між верхнім важелем напрямного пристрою підвіски лівого переднього колеса автомобіля та горизонтальною площиною $X_C Y_C$ (α_{s11})) геометричні параметри напрямного пристрою підвіски. Отримаємо:

$$F_{X'11} = C_{X'11}^{\bar{b}} + (F_{x11} - C_{x11}^{\bar{b}}) \cdot (\cos \psi \cdot \cos \alpha) - CF_1 \cdot \cos \alpha_{s11} \cdot (\cos \alpha \cdot \sin \psi) + CF_1 \cdot \sin \alpha_{s11} \cdot (\sin \alpha), \quad (2.4)$$

$$F_{Y'11} = C_{Y'11}^{\bar{b}} + (F_{x11} - C_{x11}^{\bar{b}}) \cdot (\cos \varphi \cdot \sin \psi + \cos \psi \cdot \sin \varphi \cdot \sin \alpha) + CF_1 \cdot \cos \alpha_{s11} \cdot (\cos \varphi \cdot \cos \psi - \sin \psi \cdot \sin \varphi \cdot \sin \alpha) - CF_1 \cdot \sin \alpha_{s11} \cdot (\cos \alpha \cdot \sin \varphi), \quad (2.5)$$

$$F_{Z'11} = C_{Z'11}^{\bar{b}} + (F_{x11} - C_{x11}^{\bar{b}}) \cdot (\cos \psi \cdot \cos \varphi \cdot \sin \alpha - \sin \psi \cdot \sin \varphi) + CF_1 \cdot \cos \alpha_{s11} \cdot (\cos \varphi \cdot \sin \psi \cdot \sin \alpha + \cos \psi \cdot \sin \varphi) + CF_1 \cdot \sin \alpha_{s11} \cdot (\cos \varphi \cdot \cos \alpha). \quad (2.6)$$

Для визначення вище зазначених параметрів в математичному моделюванні складають рівняння динаміки, в яких враховано сили та моменти, що супроводжують рух автомобіля. При цьому складають розрахункову схему руху автомобіля. На розрахунковій схемі відображають основні елементи автомобіля та інших об'єктів, що впливають на сили і моменти, які діють між ними, та, відповідно, впливають як на процеси, що досліджуються, так і на характер руху автомобіля в цілому.

Врахування всіх особливостей конструкцій елементів автомобіля та їх взаємозв'язків, а також всіх процесів, що супроводжують його рух, ускладнює розрахунки. Тому, для спрощення математичної моделі приймають ряд припущень, що дозволяють уникнути врахування тих особливостей руху автомобіля, які суттєво не впливають на точність результатів.

Наприклад, часто припускають, що колеса однієї осі автомобіля навантажені однаковими силами, мають рівні кути відведення, а його керовані колеса повернуті під одним кутом (приводять до, так званої, велосипедної схеми). При цьому в рівняннях руху розглядаються сумарні сили, що діють на обидва колеса передньої та задньої осей [2]. Проте, за використання такої розрахункової схеми обмежуються

можливості дослідження, наприклад, з огляду на різницю геометричних параметрів опорної поверхні під колесами різних бортів. Тому, в математичному моделюванні використовують схеми різної складності (плоскі, просторові, одномасові, багатомасові тощо) їх аналіз проведено в роботах [2, 19, 40, 42, 73, 79].

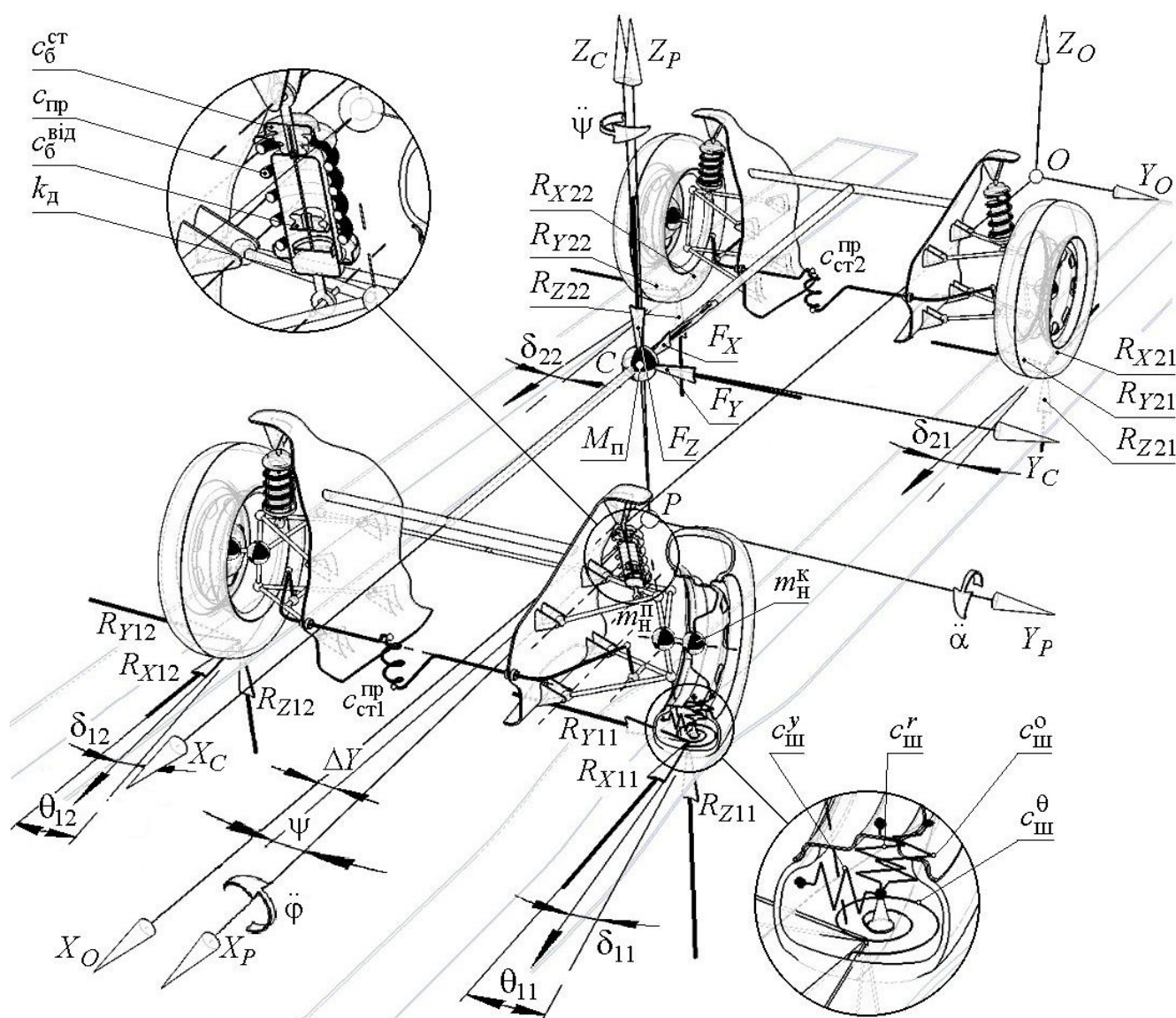
Необхідно скласти таку розрахункову схему, за якої враховані особливості руху автомобіля та прийняті припущення найбільш точно відображатимуть реальні процеси, що досліджуються. Крім того, рівень складності математичної моделі має відповідати можливостям обчислювальної техніки.

Відомо, що при теоретичному дослідженні курсового руху автомобіля по нерівній дорозі необхідно використовувати більш повні розрахункові схеми автомобіля (в порівнянні з тими, що використовуються при дослідженні плавності ходу) [26].

З огляду на проведений аналіз досліджень курсової стійкості автомобіля по нерівній дорозі (розділ 1) складено просторову багатомасову розрахункову схему руху автомобіля по нерівній дорозі [102–105] (мікропрофіль опорної поверхні має одиничну нерівність гармонічного профілю на шляху коліс лівого борта автомобіля) (рис. 2.2).

Згідно з визначеними факторами, що впливають на курсову стійкість автомобіля при його русі по нерівній дорозі, враховано: основні властивості шин, що впливають на взаємодію автомобільного колеса з нерівною опорною поверхнею дороги (п. 1.3.1); моменти відносно осей повороту керованих коліс, що найбільш суттєво впливають на характер їх відхилення від заданого положення (п. 1.3.2); основні робочі процеси, що супроводжують рух автомобіля по нерівній дорозі в незалежних двоважільних підвісках передніх та задніх коліс (п. 1.3.3).

Прийнято, що миттєвий полюс кутових коливань кузова автомобіля знаходиться в точці P , деформація його несучої системи та шарнірів підвісок відсутня. Крім того, в роботі не враховується опір повітря (швидкість руху автомобіля в теоретичних дослідженнях не перевищує 50 км/год).



R_X , R_Y та R_Z – проекція рівнодіючої реакції опорної поверхні на колесо автомобіля відповідно на повздовжню, бічну та вертикальну осі рухомої системи координат $X_P Y_P Z_P$, Н; $c_{пр}$ – жорсткість пружного пристрою підвіски, Н/м; $c_б^{ст}$ та $c_б^{від}$ – відповідно жорсткість буферів стискання та відбою підвіски, Н/м; $c_{ст}^{пр}$ – приведена до колеса автомобіля жорсткість стабілізатора поперечної стійкості, Н/м; $k_д$ – коефіцієнт опору демпферного пристрою підвіски, Н·с/м; $c_{ш}^r$, $c_{ш}^y$ – відповідно радіальна і бічна жорсткості шини, Н/м; $c_{ш}^o$ – коефіцієнт окружної жорсткості шини, Н·м/м; $c_{ш}^\theta$ – кутова жорсткості шини, Н·м/рад; θ , δ – відповідно кут повороту та відведення колеса автомобіля, рад

Рисунок 2.2 – Розрахункова схема автомобіля при русі по нерівній дорозі

З урахуванням прийнятих припущень та позначень і математичних залежностей, запропонованих в роботах [17, 26, 79, 105] складено систему рівнянь динаміки руху автомобіля, що описує лінійні прискорення точки P вздовж повздовжньої (PX_P) $\ddot{P}_X$ та поперечної (PY_P) $\ddot{P}_Y$ осей рухомої системи координат $X_P Y_P Z_P$; лінійні прискорення центрів підресорених (точка C) $\ddot{C}_Z$ та невідресорених (точок V) $\ddot{V}_Z$ мас автомобіля вздовж вертикальної осі (PZ_P) рухомої системи координат $X_P Y_P Z_P$; кутові прискорення несучої системи автомобіля відносно повздовжньої (PX_P) $\ddot{\varphi}$, поперечної (PY_P) $\ddot{\alpha}$ та вертикальної (PZ_P) $\ddot{\psi}$ осей рухомої системи координат $X_P Y_P Z_P$

$$\left\{ \begin{array}{l} M_a \cdot \ddot{P}_X = R_{X11} + R_{X12} + R_{X21} + R_{X22} + M_a \cdot \dot{\psi} \cdot \dot{P}_Y - M_{\Pi} \cdot h_p \cdot \ddot{\alpha} \\ M_a \cdot \ddot{P}_Y = R_{Y11} + R_{Y12} + R_{Y21} + R_{Y22} - M_a \cdot \dot{\psi} \cdot \dot{P}_X + M_{\Pi} \cdot h_p \cdot \ddot{\varphi} \\ M_{\Pi} \cdot \ddot{C}_Z = F_{\Pi11} + F_{\Pi12} + F_{\Pi21} + F_{\Pi22} - M_{\Pi} \cdot g \\ m_{h1} \cdot \ddot{V}_{Z11} = R_{Z11} - F_{\Pi11} - m_{h1} \cdot g \\ m_{h1} \cdot \ddot{V}_{Z12} = R_{Z12} - F_{\Pi12} - m_{h1} \cdot g \\ m_{h2} \cdot \ddot{V}_{Z21} = R_{Z21} - F_{\Pi21} - m_{h2} \cdot g \\ m_{h2} \cdot \ddot{V}_{Z22} = R_{Z22} - F_{\Pi22} - m_{h2} \cdot g \\ \left(M_{\Pi} \cdot h_p^2 + J_x \right) \cdot \ddot{\varphi} = \frac{B_1}{2} \cdot (F_{\Pi11} - F_{\Pi12}) + \frac{B_2}{2} \cdot (F_{\Pi21} - F_{\Pi22}) + \\ + M_{\Pi} \cdot h_p \cdot (\ddot{P}_Y + \dot{\psi} \cdot \dot{P}_X) + M_{\Pi} \cdot g \cdot h_p \cdot \sin \varphi \\ \left(M_{\Pi} \cdot h_p^2 + J_y \right) \cdot \ddot{\alpha} = -a \cdot (F_{\Pi11} + F_{\Pi12} - 2 \cdot m_{\Pi1} \cdot g) + \\ + b \cdot (F_{\Pi21} + F_{\Pi22} - 2 \cdot m_{\Pi2} \cdot g) - M_{\Pi} \cdot h_p \cdot (\ddot{P}_X - \dot{\psi} \cdot \dot{P}_Y) + M_{\Pi} \cdot g \cdot h_p \cdot \sin \alpha \\ J_z \cdot \ddot{\psi} = a \cdot (R_{Y11} + R_{Y12}) - b \cdot (R_{Y21} + R_{Y22}) - \\ - \frac{B_1}{2} \cdot (R_{X11} - R_{X12}) - \frac{B_2}{2} \cdot (R_{X21} - R_{X22}) \end{array} \right. , \quad (2.7)$$

де M_a – повна маса автомобіля, кг;

$h_p = (C_Z - P_Z) / \cos \varphi \cdot \cos \alpha$ – відстань від центру підресореної маси автомобіля до полюсу її кутових коливань, м;

F_{Π} – проекція на вертикальну вісь рухомої системи координат $X_P Y_P Z_P$ приведеної до колеса автомобіля сумарної сили його підвіски (п. 2.1.3), Н;

$g=9,81$ – прискорення вільного падіння, м/с²;

J – момент інерції несучої системи автомобіля, кг/м²;

a – відстань по горизонталі від центру підресорених мас автомобіля до його передньої осі, м;

m_{Π} – приведена до колеса еквівалентна підресорена маса автомобіля, кг;

b – відстань по горизонталі від центру підресорених мас автомобіля до його задньої осі, м.

Варто відзначити, що згідно з прийнятими системами координат, вертикальні координати ключових точок автомобіля (наприклад, центру підресорених мас автомобіля (точка C), центрів його коліс (точок V) тощо) в рухомій системі координат $X_P Y_P Z_P$ співпадають з їх координатами в нерухомій системі координат $X_O Y_O Z_O$ (для наведених прикладів: $C_Z = C_{Z'}$; $V_Z = V_{Z'}$). При цьому на початку моделювання слід прийняти координату $C_{Z'}$ рівною висоті центру підресорених мас автомобіля h_g , а $V_{Z'}$ – динамічному радіусу відповідного колеса r_d .

В свою чергу, повздовжня та поперечна координати центру підресореної маси C автомобіля в нерухомій системі координат $X_O Y_O Z_O$ визначається за направляючими косинусами [105]

$$C_{X'} = P_{X'} + h_p \cdot \sin \alpha,$$

$$C_{Y'} = P_{Y'} - h_p \cdot \cos \alpha \cdot \sin \varphi.$$

Проекції швидкості точки P на повздовжню OX_O та поперечну OY_O осі нерухомої системи координат $X_O Y_O Z_O$ записані [17]

$$\dot{P}_{X'} = \dot{P}_X \cdot \cos \psi - \dot{P}_Y \cdot \sin \psi,$$

$$\dot{P}_{Y'} = \dot{P}_X \cdot \sin \psi + \dot{P}_Y \cdot \cos \psi.$$

Проекції на осі рухомої системи координат $X_P Y_P Z_P$ рівнодіючої реакції опорної поверхні на колесо автомобіля, що входять в (2.7) записано [105]

$$R_X = R_x \cdot \cos \theta - R_y \cdot \sin \theta , \quad (2.8)$$

$$R_Y = R_y \cdot \cos \theta + R_x \cdot \sin \theta , \quad (2.9)$$

$$R_Z = R_z . \quad (2.10)$$

Таким чином, визначено лінійне (координати центру підресорених мас $C_{X'}$, $C_{Y'}$, $C_{Z'}$) та кутове (курсний кут ψ , кут крену φ і кут тангажу α) положення несучої системи автомобіля в нерухомій системі $X_O Y_O Z_O$, а також, лінійні прискорення непідресорених мас автомобіля вздовж вертикальної осі рухомої системи координат $X_P Y_P Z_P$ та координати центрів коліс автомобіля в нерухомій системі координат. Тоді, поточні координати довільної точки автомобіля (у тому числі положення габаритів автомобіля в коридорі безпеки) визначаються за направляючими косинусами.

2.1.1 Математичне моделювання взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги

На автомобільне колесо, окрім внутрішніх (інерційних) сил та моментів з одного боку, діють сили та моменти, що генеруються в елементах шасі автомобіля, а з іншого – реакції опорної поверхні. Під дією зазначених сил та моментів формується характер його (колеса) руху, що впливає на рух автомобіля в цілому.

Автомобільне колесо під час наїзду на дорожню нерівність отримує збурення у вигляді переміщення та динамічного навантаження, яке через підвіску передається підресореній масі автомобіля (його несучій системі). При цьому лінійні та кутові коливання несучої системи через підвіску передаються автомобільному колесу. Таким чином, рух автомобіля по нерівній дорозі супроводжується коливанням його підресорених та непідресорених мас.

Для зручності опису процесів, що відбуваються в площині обертання колеса при його взаємодії з нерівною дорогою, використано так звану (в закордонних виданнях) «*quarter-car model*» (дослівний переклад з англійської: *quarter* – четверта

частина; *car* – автомобіль; *model* – модель), що дозволяє описати переміщення одного автомобільного колеса (в якому зосереджена невіднесена маса m_H) та приведеної до нього еквівалентної віднесеної маси автомобіля m_H [53].

Приведена до колеса еквівалентна віднесена маса автомобіля m_H зосереджена в точці G^{np} , а невіднесена маса m_H – в центрі колеса (в точці V). Взаємозв'язок зазначених мас відбувається через підвіску автомобіля.

Зв'язок центру колеса автомобіля (точки V) з опорною поверхнею дороги здійснюється через жорстке колесо (диск та обід) та еластичну шину, що в площині обертання колеса характеризується радіальною жорсткістю $c_{ш}^r$ і коефіцієнтом окружної жорсткості $c_{ш}^0$, а також коефіцієнтом демпфування $k_{ш}$. В свою чергу, опорна поверхня дороги характеризується кутом атаки нерівності β в центрі контакту шини з поверхнею дороги (точка Q) (рис. 2.3) та її повздовжньою (Q_X) та вертикальною (Q_Z) координатами.

Замінивши взаємодію елементів конструкції ходової частини автомобіля силами взаємозв'язку (рис. 2.4), на основі рівнянь, запропонованих в роботах [82, 106] складено рівняння обертального руху колеса

$$J_K \cdot \dot{\omega}_K = M_K - R_n \cdot a_{ш} - R_{\tau} \cdot r_d, \quad (2.11)$$

де J_K – моменти інерції колеса автомобіля відносно осі його обертання, кг/м^2 ;

ω_K – кутова швидкість обертання колеса автомобіля, рад/с ;

M_K – крутний момент на колесі, $\text{Н}\cdot\text{м}$;

R_n – нормальна реакція опорної поверхні на колесо автомобіля, Н ;

$a_{ш}$ – знос нормальної реакції R_n , м ;

R_{τ} – тангенційна реакція опорної поверхні на колесо автомобіля, Н ;

r_d – динамічний радіус колеса автомобіля, м .

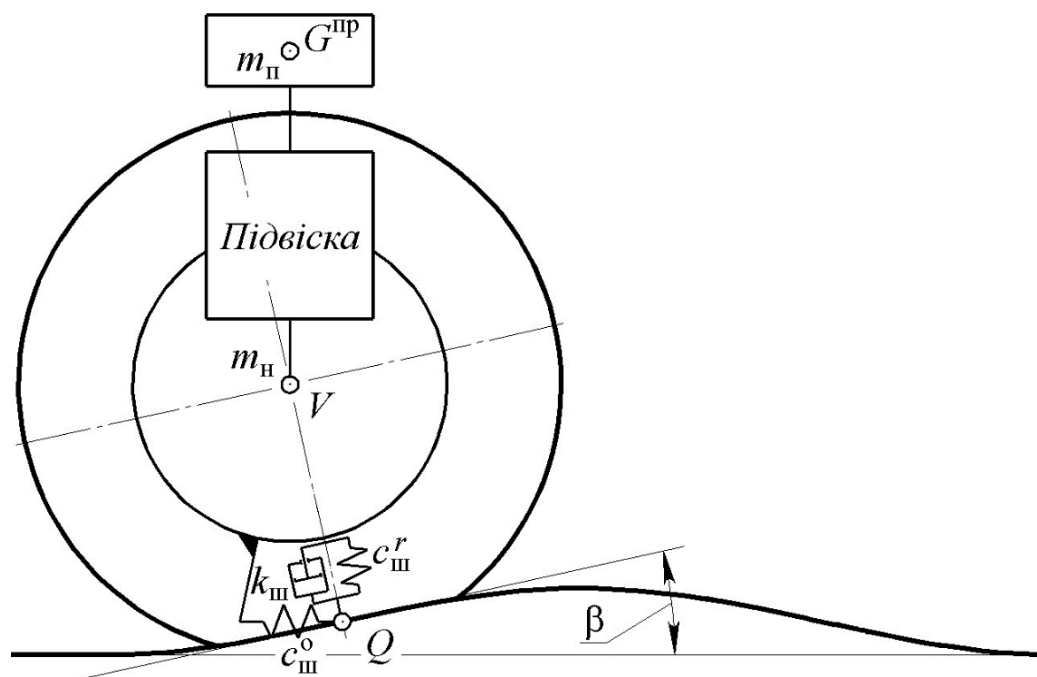


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема руху автомобільного колеса по нерівності гармонічного профілю

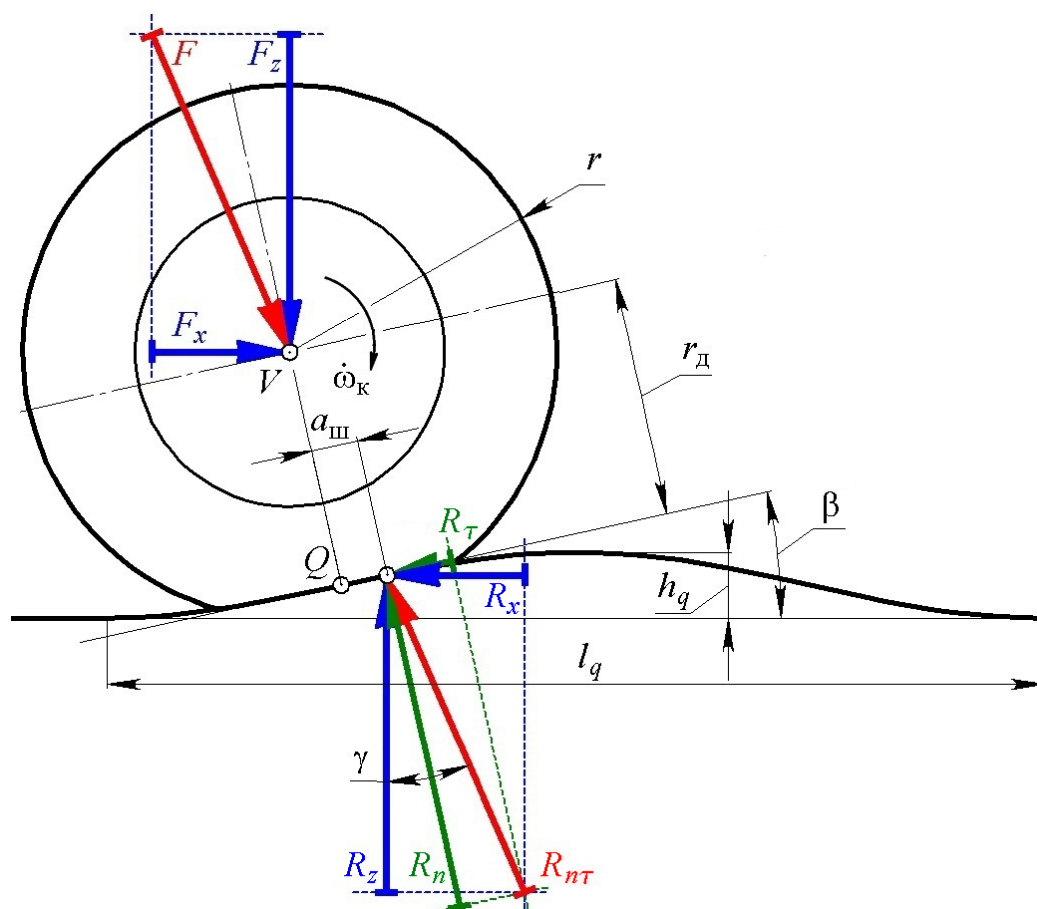


Рисунок 2.4 – Схема сил, що діють на колесо автомобіля при його коченні по нерівності гармонічного профілю

Нормальна реакція опорної поверхні рівна по модулю та протилежна за напрямком дії нормальним до опорної поверхні потенційних та дисипативних сил еластичної шини, тобто

$$R_n = c_{\text{ш}}^r \cdot (r - r_{\text{д}}) + k_{\text{ш}} \cdot \dot{r}_{\text{д}}, \quad (2.12)$$

де r – вільний радіус колеса автомобіля, м.

Знос нормальної реакції $a_{\text{ш}}$, з урахуванням зміни значень нормальних R_n та тангенційних R_{τ} реакцій, на основі рівнянь наведених в [107] запишемо

$$a_{\text{ш}} = f_{\text{к}} \cdot r_{\text{к}}^0 \cdot \frac{r_{\text{к}}^0}{r_{\text{к}}} + \frac{R_{\tau}}{R_n} \cdot (r_{\text{к}}^0 - r_{\text{к}}),$$

де $f_{\text{к}}$ – коефіцієнт опору коченню при малій швидкості;

$r_{\text{к}}$ – радіус кочення колеса, м;

$r_{\text{к}}^0 = (3 \cdot r \cdot r_{\text{д}}) / (r + 2 \cdot r_{\text{д}})$ – радіус кочення вільного колеса (радіус кочення колеса при $R_{\tau} = 0$) [36], м.

Радіус кочення колеса визначається [106]

$$r_{\text{к}} = \frac{v_{\text{к}}}{\omega_{\text{к}}},$$

де $v_{\text{к}}$ – поступальна швидкість центру колеса автомобіля, м/с;

Кутова швидкість обертання колеса автомобіля $\omega_{\text{к}}$ визначається з (2.11) а його поступальна швидкість $v_{\text{к}}$ визначається геометричною сумою проєкцій швидкості центру колеса автомобіля на осі нерухомої системи координат

$$v_{\text{к}} = \sqrt{\dot{V}_{X'}^2 + \dot{V}_{Y'}^2 + \dot{V}_{Z'}^2}.$$

Динамічний радіус колеса автомобіля на основі рівняння наведеного в [108], з урахуванням вертикальної координати центру колеса $V_{Z'}$, його кута розвалу γ_s та кута крену автомобіля φ , а також вертикальної координати центру контакту шини з поверхнею дороги $Q_{Z'}$ та кута атаки дорожньої нерівності β запишемо

$$r_d = \begin{cases} \frac{V_{Z'} - Q_{Z'}}{\cos\beta \cdot \cos(\gamma_s \pm \varphi)} & , \text{якщо } \frac{V_{Z'} - Q_{Z'}}{\cos\beta \cdot \cos(\gamma_s \pm \varphi)} < r \\ r & - \text{в інших випадках} \end{cases} \quad (2.13)$$

При цьому для коліс лівого борту в рівнянні (2.13) використовується знак «+», для коліс правого «-».

Кут атаки дорожньої нерівності β в центрі контакту шини з опорною поверхнею дороги точка Q та її вертикальна координата $Q_{Z'}$ з урахуванням особливостей геометричних параметрів опорної поверхні, на основі рівнянь запропонованих в роботах [50, 77] відповідно запишемо

$$Q_{Z'} = \begin{cases} \frac{h_q}{2} \cdot \left(1 - \cos \frac{2 \cdot \pi}{l_q} \cdot Q_{X'} \right) & , \text{якщо } l_q^{start} \leq Q_{X'} < l_q^{start} + l_q \\ 0 & - \text{в інших випадках} \end{cases} \quad (2.14)$$

$$\beta = \begin{cases} \arctan \left(\frac{\pi \cdot h_q}{l_q} \cdot \sin \frac{2 \cdot \pi}{l_q} \cdot Q_{X'} \right) & , \text{якщо } l_q^{start} \leq Q_{X'} < l_q^{start} + l_q \\ 0 & - \text{в інших випадках} \end{cases} \quad (2.15)$$

де l_q^{start} – поєдовжня координата початку нерівності в нерухомій системі координат, м.

Згідно з (рис. 2.4) поєдовжню координату центру контакту шини з поверхнею дороги $Q_{X'}$ в нерухомій системі координат запишемо [108]

$$Q_{X'} = V_{X'} + r_d \cdot \sin \beta. \quad (2.16)$$

Повздовжня ($V_{X'}$) і поперечна ($V_{Y'}$) координати центру автомобільного колеса визначається за рівняннями косинусів, а вертикальна ($V_{Z'}$) – з рівняння динаміки руху автомобіля (2.7).

Для визначення тангенційної реакції опорної поверхні на колесо автомобіля R_τ скористаємось тим фактом, що радіус кочення r_k залежить від моменту на колесі автомобіля M_k або тангенційної реакції опорної поверхні R_τ , що діє на нього [2]. Зазначену залежність на лінійній ділянці (нелінійність починається при наближенні значення тангенційної реакції до максимально можливої по зчепленню [2] або, як зазначається в роботі [36], при появі зовнішнього ковзання) в роботах [2, 109, 110] записано

$$r_k = r_k^0 + \lambda_\tau \cdot R_\tau,$$

де λ_τ – коефіцієнт тангенційної еластичності шини, м/Н.

Разом з тим автори робіт [7, 110] наводять подібну (по структурі) до (2.23) залежність радіуса кочення r_k від моменту M_k на колесі автомобіля

$$r_k = r_k^0 + \lambda_M \cdot M_k,$$

де λ_M – коефіцієнт тангенційної еластичності шини по моменту, м/Н·м.

В роботах [7, 36, 111] наводяться математичні залежності щодо визначення коефіцієнтів λ_τ та (або) λ_M аналітичним шляхом. Проте, можливість порівняння отриманих (теоретичних) результатів з експериментальними даними (сучасних шин легкового автомобіля), відсутня.

Разом з тим в роботах [46, 69, 106] радіус кочення колеса автомобіля визначено за математичною залежністю, що враховує коефіцієнт окружної жорсткості шини $c_{ш}^0$, який за даними [106] для шин легкових автомобілів знаходиться в межах (70000...100000) Н·м/м. Тоді

$$r_k = r_k^0 - \frac{M_k}{c_{\text{ш}}^0}. \quad (2.17)$$

Разом з тим А. С. Литвинов в роботі [2] зазначає: «...зміну радіуса кочення варто пов'язувати не з величиною та напрямком моменту, що прикладений до колеса, а з величиною та напрямком дотичної реакції». Тому, перепишемо рівняння (2.17) з урахуванням тангенційної реакції R_{τ} опорної поверхні на колесо автомобіля, що діє на плечі відносно осі його обертання, рівному динамічному радіусу r_d

$$r_k = r_k^0 - \frac{R_{\tau} \cdot r_d}{c_{\text{ш}}^0}. \quad (2.18)$$

Виділивши з рівняння (2.18) тангенційну реакцію опорної поверхні на колесо автомобіля, отримаємо

$$R_{\tau} = c_{\text{ш}}^0 \cdot \frac{r_k^0 - r_k}{r_d}. \quad (2.19)$$

Проте, рівняння (2.19) тангенційної реакції опорної поверхні на еластичну шину справедливе лише в умовах відсутності зовнішнього ковзання її елементів відносно опорної поверхні. Так, наприклад, при відсутності нормальної реакції опорної поверхні на колесо автомобіля $R_n = 0$ (відрив колеса від опорної поверхні) тангенційні та бічні реакції дороги також будуть відсутні, що не забезпечується рівнянням (2.19). Разом з тим максимальне значення (по модулю) тангенційної реакції опорної поверхні на шину обмежується силою зчеплення [69], тобто

$$|R_{\tau}| \leq |\varphi_x| \cdot R_n, \quad (2.20)$$

де φ_x – коефіцієнт повздовжнього зчеплення шини з дорогою.

Відомо, що коефіцієнт повздовжнього зчеплення шини з дорогою φ_x залежить від багатьох факторів. Для його теоретичного опису існують різні моделі (наприклад, модель *Pacejka* '89, модель *Burckhardt*, модель *Denny* тощо [112]). В даній роботі обрана модель методу парабол, яка за даними [113] одна з найбільш точних

$$\varphi_x = \begin{cases} a_0 \cdot s_k^2 + b_0 \cdot s_k + c_0 & , \text{якщо } |s_k| \leq s_k^{\text{опт}} \\ a_1 \cdot s_k^2 + b_1 \cdot s_k + c_1 & , \text{якщо } |s_k| \geq s_k^{\text{опт}} \end{cases}$$

де $a_0, b_0, c_0, a_1, b_1, c_1$ – коефіцієнти, що описують характер кривої залежності $\varphi_x = f(s_k)$ (зазначені коефіцієнти, у тому числі залежать від коефіцієнту ковзання $s_k^{\text{опт}}$, що відповідає максимальному коефіцієнту зчеплення φ_x^{max} , та коефіцієнту повздовжнього зчеплення при повному ковзанні шини відносно дороги $\varphi_x^{\text{пов}}$) визначаються за [112, 113];

s_k – коефіцієнт ковзання шини відносно дороги, %.

Коефіцієнт ковзання колеса s_k , однозначно характеризує ступінь відмінності дійсних швидкісних властивостей колеса від теоретичних [114]. Варто відзначити, що навіть за відсутності крутного або гальмівного моменту на колесі автомобіля його тангенційна реакція R_τ може бути як від'ємною, так і додатною (п. 1.3.1). Тому, на основі рівнянь наведених в [53, 82] та з урахуванням рівняння (2.19) коефіцієнт ковзання запишемо

$$s_k = \begin{cases} 1 - \frac{\omega_k \cdot r_d}{v_k} & , \text{якщо } c_{\text{ш}}^0 \cdot \frac{r_k^0 - r_k}{r_d} < 0 \\ 1 - \frac{v_k}{\omega_k \cdot r_d} & , \text{якщо } c_{\text{ш}}^0 \cdot \frac{r_k^0 - r_k}{r_d} > 0 \end{cases}.$$

Тоді, в загальному вигляді тангенційна реакція опорної поверхні на колесо автомобіля R_τ з урахуванням рівняння (2.19) та умови (2.20) запишемо

$$R_{\tau} = \begin{cases} c_{\text{ш}}^0 \cdot \frac{r_{\text{к}}^0 - r_{\text{к}}}{r_{\text{д}}} , & \text{якщо } \left| c_{\text{ш}}^0 \cdot \frac{r_{\text{к}}^0 - r_{\text{к}}}{r_{\text{д}}} \right| \leq |\varphi_{\text{х}}| \cdot R_n \\ \varphi_{\text{х}} \cdot R_n & , \text{якщо } \left| c_{\text{ш}}^0 \cdot \frac{r_{\text{к}}^0 - r_{\text{к}}}{r_{\text{д}}} \right| > |\varphi_{\text{х}}| \cdot R_n \end{cases} . \quad (2.21)$$

В свою чергу рівнодіюча реакції опорної поверхні на колесо автомобіля, що діє в площині його обертання $R_{n\tau}$, визначається геометричною сумою нормальної R_n (2.12) та тангенціальної R_{τ} (2.21) реакцій [77, 78]

$$R_{n\tau} = \sqrt{R_n^2 + R_{\tau}^2} .$$

Повздовжня R_x та вертикальна R_z складові (входять відповідно в рівняння (2.8), (2.9) та (2.10)) рівнодіючої реакцій опорної поверхні на колесо автомобіля, що діє в площині його обертання $R_{n\tau}$, і, визначаються як [77, 78]

$$\begin{aligned} R_x &= R_{n\tau} \cdot \sin \gamma , \\ R_z &= R_{n\tau} \cdot \cos \gamma , \end{aligned}$$

де $\gamma = \beta + \arccos(R_n/R_{n\tau})$ – кут між вертикаллю та рівнодіючою $R_{n\tau}$ (рис. 2.4), рад.

Бічна реакція опорної поверхні на колесо автомобіля, визначена, як [67]

$$R_y = q \cdot K_{\delta}^{\text{екст}} \cdot \delta , \quad (2.22)$$

де q – загальний коефіцієнт корекції бічного відведення;

$K_{\delta}^{\text{екст}}$ – максимальне значення коефіцієнту опору бічному відведенню, Н/рад.

Загальний коефіцієнт корекції бічного відведення у роботі [67] записано

$$q = q_{\varphi} \cdot q_n \cdot q_{\tau} \cdot q_{\gamma} \cdot q_{\text{ш}} \cdot q_{\text{Гр}} \cdot q_{\approx} \cdot q_{\text{н.н}} \cdot q_{\text{н}} , \quad (2.23)$$

де q_ϕ , q_n , q_τ , q_γ , q_Π , $q_{Гр}$, $q_\approx$, $q_{н.н}$ та q_n – відповідно коефіцієнти корекції, що враховують зміну коефіцієнту поперечного зчеплення шини з дорогою ϕ_y , нормальної реакції R_n , тангенційної реакції R_τ , кута нахилу площини обертання колеса γ_s , тиску повітря в шині, деформаційних властивостей ґрунту, нерівності опорної поверхні, початкової нелінійності залежності поперечної реакції від кута відведення та властивості неусталеного відведення.

Окремі коефіцієнти, що входять у залежність (2.23), записані у вигляді [16, 67, 115]

$$q_\phi = \frac{\operatorname{arctg} \left[\frac{\pi \cdot q_z \cdot K_\delta^{\text{екст}} \cdot \delta}{2 \cdot \phi_y \cdot R_n} \right]}{\frac{\pi \cdot q_z \cdot K_\delta^{\text{екст}} \cdot \delta}{2 \cdot \phi_y \cdot R_n}}, \quad (2.24)$$

$$\phi_y = \phi_y^{\max} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\phi_x}{\phi_x^{\max}} \right)^2}, \quad (2.25)$$

$$q_n = 1 - 0,6 \cdot \left(\frac{R_n - R_n^{\text{екст}}}{R_n^{\text{екст}}} \right)^2 + 0,4 \cdot \left(\frac{R_n - R_n^{\text{екст}}}{R_n^{\text{екст}}} \right)^3, \quad (2.26)$$

$$q_\tau = \sqrt{1 - \left(\frac{R_\tau}{\phi_x \cdot R_n} \right)^2}, \quad (2.27)$$

$$q_{н.н} = 0,125 \cdot \exp \left(-1200 \cdot \frac{c_\Pi^y \cdot l_k}{R_n} \cdot \frac{B_{06} \cdot \dot{\delta}}{H_\Pi - (r - r_d)} \right) + \operatorname{th} \left(150 \cdot \frac{c_\Pi^y \cdot l_k}{R_n} \cdot \frac{B_{06} \cdot \dot{\delta}}{H_\Pi - (r - r_d)} \right), \quad (2.28)$$

$$l_k = k_l \cdot 2 \cdot \sqrt{2 \cdot r \cdot (r - r_d) + (r - r_d)^2}, \quad (2.29)$$

$$q_n = \left[1 - \exp \left(-0,042 \cdot \frac{c_\Pi^y \cdot l_k}{R_n} \cdot \frac{v_k \cdot (\delta + 0,01)}{\dot{\delta} \cdot l_k} \right) \right] \cdot \operatorname{th} \left(0,15 \cdot \frac{c_\Pi^y \cdot l_k}{R_n} \cdot \frac{v_k \cdot (\delta + 0,01)}{\dot{\delta} \cdot l_k} \right). \quad (2.30)$$

У рівняннях (2.24)...(2.30) позначено:

$\varphi_y^{\max}, \varphi_x^{\max}$ – максимальний коефіцієнт поперечного та повздовжнього зчеплення шини з дорогою;

$R_n^{\text{екст}}$ – нормальна реакція опорної поверхні на колесо автомобіля, що відповідає екстремальному коефіцієнту опору бічному відведенню $K_\delta^{\text{екст}}$, Н;

l_k – довжина контакту шини з опорною поверхнею дороги, м;

$B_{\text{об}}$ – ширина обода колеса, м;

$H_{\text{ш}}$ – висота профілю шини, м;

k_l – коефіцієнт корекції довжини контакту шини з дорогою, %.

Зважаючи на те, що в даній роботі значення нормальної реакції R_n опорної поверхні на колесо автомобіля визначається на кожному кроці моделювання з урахуванням динаміки руху підресореної та невідресорених мас автомобіля при русі по нерівній дорозі, коефіцієнт, який враховує коливання підресорених мас, прирівнюється до одиниці ($q_{\approx} = 1$). Крім того, з урахуванням умов руху автомобіля, що досліджуються (п. 1.3), прийнято $q_{\text{ш}} = q_{\text{гр}} = 1$.

Складова бічної реакції, що виникає в наслідок кочення колеса з розвалом γ_s , на основі рівнянь запропонованих в роботах [116, 117] та з урахуванням поперечного кута нахилу несучої системи автомобіля φ запишемо

$$R_y^\gamma = -K_\gamma \cdot R_n \cdot (\gamma_s \pm \varphi), \quad (2.31)$$

де K_γ – питомий коефіцієнт впливу кута нахилу площини обертання колеса до вертикалі на відведення шини, рад^{-1} .

При цьому добуток $K_\gamma \cdot R_n$ по своїй суті аналогічний коефіцієнту опору відведенню, що виникає в наслідок дії бічної сили [81]. Тому, математичну залежність, що описує бічну реакцію опорної поверхні на еластичне колесо R_y (входить в рівняння (2.8) та (2.9)), що котиться з відведенням та розвалом, на основі [2, 16, 72, 81] та рівнянь (2.22), (2.31) запишемо

$$R_y = q \cdot K_{\delta}^{\text{екст}} \cdot (-\delta) - K_{\gamma} \cdot R_n \cdot (\gamma_s \pm \varphi). \quad (2.32)$$

У рівняннях (2.31) та (2.32) для коліс лівого борта використовується знак «+», для коліс правого «-».

З урахуванням (2.32), коефіцієнт корекції, що враховує зміну кута нахилу площини обертання колеса і входить в рівняння (2.23), прирівнюється до одиниці ($q_{\gamma} = 1$).

В свою чергу, кути відведення передніх та задніх коліс автомобіля за рівняннями наведеними в роботі [68] та у відповідності з прийнятими позначеннями записані у вигляді

$$\begin{aligned} \delta_{11} &= \arctg \left(\frac{\dot{P}_Y + \dot{\psi} \cdot a}{\dot{P}_X - \dot{\psi} \cdot \frac{B_1}{2}} \right) - \theta_{11}; & \delta_{12} &= \arctg \left(\frac{\dot{P}_Y + \dot{\psi} \cdot a}{\dot{P}_X + \dot{\psi} \cdot \frac{B_1}{2}} \right) - \theta_{12}; \\ \delta_{21} &= \arctg \left(\frac{\dot{P}_Y - \dot{\psi} \cdot b}{\dot{P}_X - \dot{\psi} \cdot \frac{B_2}{2}} \right); & \delta_{22} &= \arctg \left(\frac{\dot{P}_Y - \dot{\psi} \cdot b}{\dot{P}_X + \dot{\psi} \cdot \frac{B_2}{2}} \right), \end{aligned}$$

де a, b – відстань по горизонталі від центру підресорених мас автомобіля відповідно до його передньої та задньої осей, м.

Наведені в даному пункті математичні залежності описують процеси, що відбувається в контактні еластичної шини з нерівною поверхнею дороги. Незважаючи на те, що для зручності математичного опису використана так звана схема четверті автомобіля (рис. 2.3), реакції опорної поверхні, що діють на його колесо, визначаються не тільки з урахуванням особливостей взаємодії еластичної шини (її тангенційної, бічної та радіальної жорсткості, а також демпфування) з нерівною дорогою (кочення з відведенням, ковзанням та відривом від опорної поверхні), але й з урахуванням особливостей динаміки автомобіля в цілому [12].

2.1.2 Математичне моделювання роботи рульового керування автомобіля при його русі по нерівній дорозі

Рух автомобіля по нерівній дорозі може супроводжуватись, у тому числі відхиленням керованих коліс від заданого положення, що може призвести до збільшення його відхилення від заданої траєкторії. Математичному опису процесів, що відбуваються в системі рульового керування присвячені роботи [35, 37, 80, 84, 85, 119–124].

Моменти сил, що діють відносно осей повороту керованих коліс автомобіля визначені на основі рівнянь, наведених в роботах А. П. Солтуса, які доповнені врахуванням поточних значень реакцій нерівної дороги на шини, кута атаки дорожньої нерівності, зміни кутової орієнтації несучої системи автомобіля і геометричних параметрів напрямного пристрою його підвіски (впливають на кути поперечного δ_s та повздовжнього ε_s нахилу осей повороту керованих коліс). Крім того, для зручності врахування геометричних параметрів дорожньої нерівності в рівняннях використовуються реакції опорної поверхні, що діють в площині її контакту з шиною (тангенціальна R_t і бічна R_y реакції) та перпендикулярно йому (нормальна R_n реакція), які приведено до центру контакту шини з дорогою (точка Q) (рис.2.3).

Враховуючи, що в загальному випадку центр контакту еластичної шини з опорною поверхнею (точка Q) знаходиться на певній відстані (Δ) від точки зустрічі осі повороту керованого колеса з опорною поверхнею (точка Q') (рис. 2.5), а також той факт, що напрямки дії тангенційної, бічної та нормальної реакцій опорної поверхні на кероване колесо автомобіля не колінеарні з віссю його повороту (яка в свою чергу має повздовжній ε_s та поперечний δ_s кути нахилу), виникають моменти від дії зазначених реакцій опорної поверхні на кероване колесо автомобіля, що діють відносно осі його повороту.

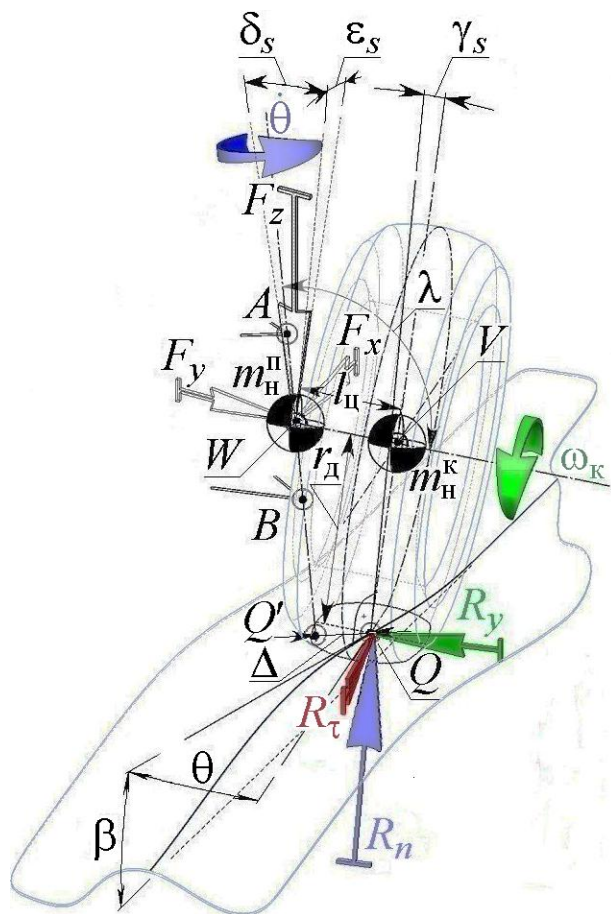


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема роботи рульового керування автомобіля при його русі по нерівній дорозі

Так, моменти від дії нормальних M_n , тангенційних M_τ та бічних M_y реакцій опорної поверхні на керовані колеса автомобіля з урахуванням зміни кута атаки дорожньої нерівності β в центрі контакту колеса та зміни кутів нахилу несучої системи (повздовжнього α та поперечного φ), на основі рівнянь, запропонованих в роботах [37, 121, 123] для визначення окремих складових, запишемо у вигляді

$$\begin{aligned}
 M_n = & -R_{n11} \cdot [l_{ц} - r_{д11} \cdot \text{tg}(\gamma_{s11}^\theta - \varphi)] \cdot [\cos(\delta_{s11} + \gamma_{s11}) \cdot \sin(\delta_{s11} + \varphi) \cdot \sin \theta_{11} + \\
 & + \cos(\varepsilon_{s11} - \alpha - \beta_{11} + \gamma_{s11}) \cdot \sin(\varepsilon_{s11} - \alpha - \beta_{11}) \cdot \cos \theta_{11}] - \\
 & - R_{n12} \cdot [l_{ц} - r_{д12} \cdot \text{tg}(\gamma_{s12}^\theta + \varphi)] \cdot [\cos(\delta_{s12} + \gamma_{s12}) \cdot \sin(\delta_{s12} - \varphi) \cdot \sin \theta_{12} - \\
 & - \cos(\varepsilon_{s12} - \alpha - \beta_{12} + \gamma_{s12}) \cdot \sin(\varepsilon_{s11} - \alpha - \beta_{12}) \cdot \cos \theta_{12}]. \quad (2.33) \\
 M_\tau = & -R_{\tau11} \cdot [l_{ц} \cdot \cos(\gamma_{s11}^\theta - \varphi) - r_{д11} \cdot \sin(\gamma_{s11}^\theta - \varphi) + r_{д11} \cdot \cos(\gamma_{s11}^\theta - \varphi) \times
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \times [-\operatorname{tg}(\delta_{s11} + \varphi) \cdot \cos \theta_{11} + \operatorname{tg}(\varepsilon_{s11} - \alpha - \beta_{11}) \cdot \sin \theta_{11}] \times \\ & \times \operatorname{cosarctg} \sqrt{\operatorname{tg}^2(\delta_{s11} + \varphi) + \operatorname{tg}^2(\varepsilon_{s11} - \alpha - \beta_{11})} + R_{\tau 12} \cdot [l_{\pi} \cdot \cos(\gamma_{s12}^{\theta} + \varphi) - \\ & - r_{\pi 12} \cdot \sin(\gamma_{s12}^{\theta} + \varphi) + r_{\pi 12} \cdot \cos(\gamma_{s12}^{\theta} + \varphi) \cdot [-\operatorname{tg}(\delta_{s12} - \varphi) \cdot \cos \theta_{12} - \\ & - \operatorname{tg}(\varepsilon_{s12} - \alpha - \beta_{12}) \cdot \sin \theta_{12}]] \cdot \operatorname{cosarctg} \sqrt{\operatorname{tg}^2(\delta_{s12} - \varphi) + \operatorname{tg}^2(\varepsilon_{s12} - \alpha - \beta_{12})}, \quad (2.34) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_y = & -R_{y11} \cdot [r_{\pi 11} \cdot \cos(\gamma_{s11}^{\theta} - \varphi) \cdot [\operatorname{tg}(\varepsilon_{s11} - \alpha - \beta_{11}) \cdot \cos \theta_{11} + \\ & + \operatorname{tg}(\delta_{s11} + \varphi) \cdot \sin \theta_{11}]] \cdot \operatorname{cosarctg} \sqrt{\operatorname{tg}^2(\delta_{s11} + \varphi) + \operatorname{tg}^2(\varepsilon_{s11} - \alpha - \beta_{11})} - \\ & - R_{y12} \cdot [r_{\pi 12} \cdot \cos(\gamma_{s12}^{\theta} + \varphi) \cdot [\operatorname{tg}(\varepsilon_{s12} - \alpha - \beta_{12}) \cdot \cos \theta_{12} - \\ & - \operatorname{tg}(\delta_{s12} - \varphi) \cdot \sin \theta_{12}]] \cdot \operatorname{cosarctg} \sqrt{\operatorname{tg}^2(\delta_{s12} - \varphi) + \operatorname{tg}^2(\varepsilon_{s12} - \alpha - \beta_{12})}, \quad (2.35) \end{aligned}$$

У рівняннях (2.33)....(2.35) позначено:

де l_{π} – довжина поворотної цапфи, м;

γ_s^{θ} – поточний кут розвалу керованого колеса при його повороті навколо осі, що має комбінований нахил, рад;

$$\gamma_s^{\theta} = \gamma_s + (\delta_s \pm \varphi) \cdot (1 - \cos \theta) \pm (\varepsilon_s - \alpha) \cdot \sin \theta. \quad (2.36)$$

У рівнянні (2.36) для коліс лівого борта використовується знак «+», для коліс правого «-».

В роботі [37] А. П. Солтус зазначає: «При кутах відведення $\delta \leq \theta_A$ (де θ_A – максимальний кут повороту колеса на місці, при якому дотримується лінійність функції $M_{\text{ст}} = f(\theta)$, на асфальтобетоні $\theta_A = 5^\circ$) стабілізуючий момент шини рекомендується визначати за емпіричною формулою»:

$$M_{\text{ст}} = \frac{\kappa_{\text{ш}} \cdot C_{\text{ш}11}^{\theta} \cdot \theta_A}{3} \cdot \left[1 - \left(\frac{\delta_{11}}{\theta_A} - 1 \right)^2 \right] + \frac{\kappa_{\text{ш}} \cdot C_{\text{ш}12}^{\theta} \cdot \theta_A}{3} \cdot \left[1 - \left(\frac{\delta_{12}}{\theta_A} - 1 \right)^2 \right], \quad (2.37)$$

де $K_{\text{ш}}$ – коефіцієнт пропорційності стабілізуючого моменту шини, що враховує вплив поздовжніх сил ($K_{\text{ш}} = 1,05 \dots 1,32$) [37];

$c_{\text{ш}}^{\theta}$ – кутова жорсткість шини, Н·м/рад.

Поворот керованих коліс автомобіля під час їх кочення супроводжується закручуванням їх тіла шини (між контактним відбитком та жорстким обідом), в результаті чого виникає момент опору їх повороту під час кочення [37]

$$M_{\omega} = - \left[c_{\text{ш}11}^{\theta} \cdot \frac{[l_{\text{к}11} + 2 \cdot r_{\text{д}11} \cdot \text{tg}(\varepsilon_{\text{s}11} - \alpha - \beta_{11})] \cdot \dot{\theta}}{2 \cdot v_{\text{к}11}} + c_{\text{ш}12}^{\theta} \cdot \frac{[l_{\text{к}12} + 2 \cdot r_{\text{д}12} \cdot \text{tg}(\varepsilon_{\text{s}12} - \alpha - \beta_{12})] \cdot \dot{\theta}}{2 \cdot v_{\text{к}12}} \right]. \quad (2.38)$$

При цьому в роботі А. П. Солтуса [37] пропонується емпірична залежність для розрахунку кутової жорсткості шини $c_{\text{ш}}^{\theta}$ (що використовується в рівняннях стабілізуючого моменту шин (2.37) та опору їх повороту під час кочення (2.38)) в залежності від навантаження на колесо $G_{\text{к}}$

$$c_{\text{ш}}^{\theta} = (9 \dots 11) \cdot G_{\text{к}} \cdot 10^{-3}, \text{ Н} \cdot \text{м/град}. \quad (2.39)$$

В умовах руху, що досліджується, в рівнянні (2.39) раціонально враховувати поточне значення нормальної реакції опорної поверхні R_n . Тоді рівняння (2.39) перепишемо у вигляді

$$c_{\text{ш}}^{\theta} = (9 \dots 11) \cdot R_n \cdot 10^{-3}, \text{ Н} \cdot \text{м/град}. \quad (2.40)$$

Крім того, на основі рівняння (2.39) наведеного в роботах [37], та з урахуванням (2.40) пропонується ввести коефіцієнт $\kappa_{\text{ш}}^{\theta}$ впливу нормальної реакції опорної поверхні на кутову жорсткість еластичної шини, який може бути

визначений експериментально (п. 4.4) або аналітичним шляхом (за наявності довідникових даних залежності кутової жорсткості шини, від нормальної реакції опорної поверхні, що діє на неї)

$$k_{\text{ш}}^{\theta} = \frac{c_{\text{ш}}^{\theta}}{R_n}. \quad (2.41)$$

В загальному доступі значення кутової жорсткості шини 175/70R13 (її параметри використовуються при теоретичному дослідженні), було виявлено, що $c_{\text{ш}}^{\theta} = 2,48$ кН·м/рад при навантаженні, що приходить на колесо передньої осі 3,777 кН [25]. За підрахунками по формулі (2.39) її кутова жорсткість мала б бути в діапазоні від 2,0 кН·м/рад до 2,4 кН·м/рад.

Відповідно, підставивши в рівняння (2.41) числові значення, отримаємо значення коефіцієнту $k_{\text{ш}}^{\theta}$ впливу нормальної реакції опорної поверхні на кутову жорсткість шини 175/70R13, яке становить 0,657 м/рад.

Тоді, рівняння (2.37) та (2.38) з урахуванням (2.41) відповідно перепишемо у вигляді

$$M_{\text{ст}} = \frac{k_{\text{ш}} \cdot k_{\text{ш}}^{\theta} \cdot R_{n11} \cdot \theta_A}{3} \cdot \left[1 - \left(\frac{\delta_{11}}{\theta_A} - 1 \right)^2 \right] + \\ + \frac{k_{\text{ш}} \cdot k_{\text{ш}}^{\theta} \cdot R_{n12} \cdot \theta_A}{3} \cdot \left[1 - \left(\frac{\delta_{12}}{\theta_A} - 1 \right)^2 \right], \quad (2.42)$$

$$M_{\omega} = - \left[k_{\text{ш}}^{\theta} \cdot R_{n11} \cdot \frac{[l_{k11} + 2 \cdot r_{d11} \cdot \text{tg}(\varepsilon_{s11} - \alpha - \beta_{11})] \cdot \dot{\theta}}{2 \cdot v_{k11}} + \right. \\ \left. + k_{\text{ш}}^{\theta} \cdot R_{n12} \cdot \frac{[l_{k12} + 2 \cdot r_{d12} \cdot \text{tg}(\varepsilon_{s12} - \alpha - \beta_{12})] \cdot \dot{\theta}}{2 \cdot v_{k12}} \right], \quad (2.43)$$

Використання коефіцієнту впливу нормальної реакції опорної поверхні на кутову жорсткість шини $k_{\text{ш}}^{\theta}$ дає можливість при визначенні стабілізуючого

моменту шин (2.42) та моменту опору їх повороту при коченні (2.43) враховувати зміну нормальних реакції R_n опорної поверхні, що діють на них.

При наїзді керованого колеса на дорожню нерівність (під час вертикальних коливань) виникає гіроскопічний момент, що діє в площині дороги [85]. Сумарний гіроскопічний момент на основі рівняння запропонованого в роботі [121] записано

$$M_{\text{гip}} = -J_{k11} \cdot \omega_{k11} \cdot (\dot{\phi} + \dot{\gamma}_{s11}) \cdot \cos \arctg \sqrt{\text{tg}^2(\delta_{s11} + \varphi) + \text{tg}^2(\varepsilon_{s11} - \alpha)} - \\ - J_{k12} \cdot \omega_{k12} \cdot (\dot{\phi} - \dot{\gamma}_{s12}) \cdot \cos \arctg \sqrt{\text{tg}^2(\delta_{s11} - \varphi) + \text{tg}^2(\varepsilon_{s12} - \alpha)},$$

де J_k – моменти інерції колеса автомобіля відносно осі його обертання, кг/м².

Також за розробленою методикою (п. 4.7) було виявлено вплив вертикальних коливань центрів керованих коліс на моменти сил, що діють відносно осей їх повороту. Зазначене пояснюється тим, що вертикальна складова сили інерції керованого колеса (внаслідок вертикального прискорення $\ddot{V}_Z$ його маси m_H^k) діє на плечі відносно осі його повороту (рис. 2.5). Тоді, момент від дії вертикальних сил інерцій на керовані колеса автомобіля з урахуванням відомостей з роботи [37] запишемо

$$M_B = \ddot{V}_{Z11} \cdot m_{H11}^k \cdot [l_{\text{ц}} \cdot \cos(\delta_{s11} + \varphi) \cdot \sin(\delta_{s11} + \varphi) \cdot \sin \theta_{11}] + \\ + \theta_{11} \cdot [l_{\text{ц}} \cdot \cos(\varepsilon_{s11} - \alpha) \cdot \sin(\varepsilon_{s11} - \alpha) \cdot \cos \theta_{11}] + \\ + \ddot{V}_{Z12} \cdot m_{H12}^k \cdot [l_{\text{ц}} \cdot \cos(\delta_{s12} - \varphi) \cdot \sin(\delta_{s12} - \varphi) \cdot \sin \theta_{12}] - \\ - \theta_{12} \cdot [l_{\text{ц}} \cdot \cos(\varepsilon_{s12} - \alpha) \cdot \sin(\varepsilon_{s12} - \alpha) \cdot \cos \theta_{12}]. \quad (2.44)$$

В системі рульового керування також діє момент сили сухого тертя M_T , який суттєво впливає як на характер відхилення керованих коліс, так і на їх стабілізацію. Зміна кута повороту керованих коліс може відбуватись тільки в тому випадку, коли сума моментів M_{Σ} , що діють в рульовому керуванні, перевищує за модулем граничний момент сухого тертя M_T^{max} . Причому, момент сухого тертя змінюючись

від нуля до свого граничного значення $M_T^{\max}$ завжди направлений проти кутової швидкості повороту керованих коліс. Таким чином, при математичному описі моменту сухого тертя необхідно врахувати можливість зміни його значення як за модулем, так і за напрямком дії. З огляду на вище зазначене, з урахуванням [125] момент сухого тертя, що діє в системі рульового керування запишемо

$$M_T = \begin{cases} -M_\Sigma & , \text{ якщо } \dot{\theta} = 0 \wedge |M_\Sigma| \leq M_T^{\max} \\ -\text{sign}\dot{\theta} \cdot M_T^{\max} & \text{ в інших випадках} \end{cases},$$

де $M_\Sigma = M_\tau + M_y + M_n + M_{\text{ст}} + M_\omega + M_{\text{гip}} + M_b$ – сума моментів від дії тангенційних, бічних, та нормальних реакцій опорної поверхні на керовані колеса автомобіля, моментів від дії вертикальних сил інерцій на керовані колеса автомобіля стабілізуючих моментів шин, моментів опору їх повороту під час кочення, а також гіроскопічних моментів, Н·м.

Момент в'язкого тертя (обумовлений, перш за все, наявністю гідропідсилювача або демпфера рульового керування), що діє в системі рульового керування M_d , та приведений до осей повороту керованих коліс інерційний момент M_j з рівнянь наведених в роботі [124] відповідно записано

$$M_d = -k_p \dot{\theta}; \quad M_j = J_\theta^{\text{пр}} \cdot \ddot{\theta},$$

де k_p – коефіцієнт в'язкого тертя в деталях рульового керування, Н·м·с/рад.

$J_\theta^{\text{пр}} = 2 \cdot (J_K^Z + m_H^K \cdot l_\Pi)$ – сумарний момент інерції приведений до осей повороту керованих коліс [65] (J_K^Z – момент інерції колеса автомобіля відносно його вертикальної осі, кг/м²), кг/м².

З урахуванням інерційного моменту ($M_j = J_\theta^{\text{пр}} \cdot \ddot{\theta}$) загальне рівняння моментів, що діють в рульовому керуванні автомобіля, запишемо у вигляді

$$J_{\theta}^{\text{пр}} \cdot \ddot{\theta} = M_{\tau} + M_y + M_n + M_{\text{ст}} + M_{\omega} + M_{\text{гip}} + M_B + M_T + M_D.$$

В свою чергу кути повороту лівого та правого керованих коліс автомобіля з урахуванням роботи рульової трапеції і результатів роботи [37] запишемо як

$$\theta_{11} = \begin{cases} \text{arcctg} \left(\text{ctg} \theta \cdot \text{sign} \theta - \frac{l}{2 \cdot L} \right) & , \text{ якщо } \theta \neq 0 \\ 0, & , \text{ якщо } \theta = 0 \end{cases}$$

$$\theta_{12} = \begin{cases} \text{arcctg} \left(\text{ctg} \theta \cdot \text{sign} \theta + \frac{l}{2 \cdot L} \right) & , \text{ якщо } \theta \neq 0 \\ 0 & , \text{ якщо } \theta = 0 \end{cases}$$

де $l = W_{y11} - W_{y12}$ – відстань між точками пересічення осей повороту керованих коліс автомобіля з осями їх обертання (відстань між точками W) (рис. 2.1), м;

L – колісна база автомобіля, м.

Математичне моделювання роботи рульового керування автомобіля при русі по нерівній дорозі виконано з урахуванням геометричних параметрів дорожньої нерівності, процесів що відбуваються в контакті шин керованих коліс автомобіля з дорогою і робочих процесів їх підвісок та динаміки руху автомобіля в цілому [126].

2.1.3 Математичне моделювання роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній опорній поверхні

Фізичні процеси, що виникають в контакті еластичної шини з нерівною дорогою, а також процеси, що виникають в рульовому керуванні, в значній мірі залежать від робочих процесів, що відбуваються в підвісці автомобіля, а отже впливають на динаміку руху автомобіля по нерівній дорозі в цілому. Тому в математичному описі роботи підвіски мають бути враховані її робочі процеси, що виникають під час руху автомобіля по нерівній дорозі [104].

Зазвичай, при моделюванні коливань автомобіля для спрощення розрахунків реальні параметри пружних та демпферних пристроїв підвіски замінюють їх приведеними до колеса автомобіля (далі за текстом – «приведеними») параметрами [46, 61] а робота напрямного пристрою не розглядається (рис. 2.6) [127].

Разом з тим приведені параметри пружних та демпферних пристроїв підвіски залежать від передаточних функцій підвіски автомобіля по силі i_y та переміщенню i_x , які з ходом підвіски будуть змінюватись (п 1.3.3), як і приведені жорсткості пружного пристрою підвіски $c_{\text{пр}}^{\text{пр}}$, її буферів стискання $c_{\text{б}}^{\text{ст.пр}}$ та відбою $c_{\text{б}}^{\text{від.пр}}$, а також коефіцієнт опору демпферного пристрою $k_{\text{д}}^{\text{пр}}$ [88] (рис. 2.7).

З урахуванням поточних значень передаточних функцій напрямного пристрою підвіски i_y та i_x приведені сили від деформації пружного пристрою підвіски $F_{\text{пр}}$, буферів обмеження ходу стискання $F_{\text{б}}^{\text{ст}}$ та відбою $F_{\text{б}}^{\text{від}}$, а також опору демпферного пристрою підвіски $F_{\text{д}}$ на основі інформації з [88, 128] запишемо

$$F_{\text{пр}} = \frac{c_{\text{пр}}}{i_y} \cdot \left(\frac{f + \Delta f^{\text{ст}}}{i_x} \right), \quad (2.45)$$

$$F_{\text{б}}^{\text{ст}} = \begin{cases} \frac{c_{\text{б}}^{\text{ст}}}{i_y} \cdot \left(\frac{f - f_{\text{б}}^{\text{ст}}}{i_x} \right) & , \text{якщо } f > f_{\text{б}}^{\text{ст}} \\ 0 & , \text{якщо } f < f_{\text{б}}^{\text{ст}} \end{cases}, \quad (2.46)$$

$$F_{\text{б}}^{\text{від}} = \begin{cases} \frac{c_{\text{б}}^{\text{від}}}{i_y} \cdot \left(\frac{f + f_{\text{б}}^{\text{від}}}{i_x} \right) & , \text{якщо } f < -f_{\text{б}}^{\text{від}} \\ 0 & , \text{якщо } f > -f_{\text{б}}^{\text{від}} \end{cases}, \quad (2.47)$$

$$F_{\text{д}} = \begin{cases} \frac{k_{\text{д}}^{\text{ст}}}{i_x^2} \cdot \dot{f} & , \text{якщо } \dot{f} > 0 \\ \frac{k_{\text{д}}^{\text{від}}}{i_x^2} \cdot \dot{f} & , \text{якщо } \dot{f} < 0 \end{cases}. \quad (2.48)$$

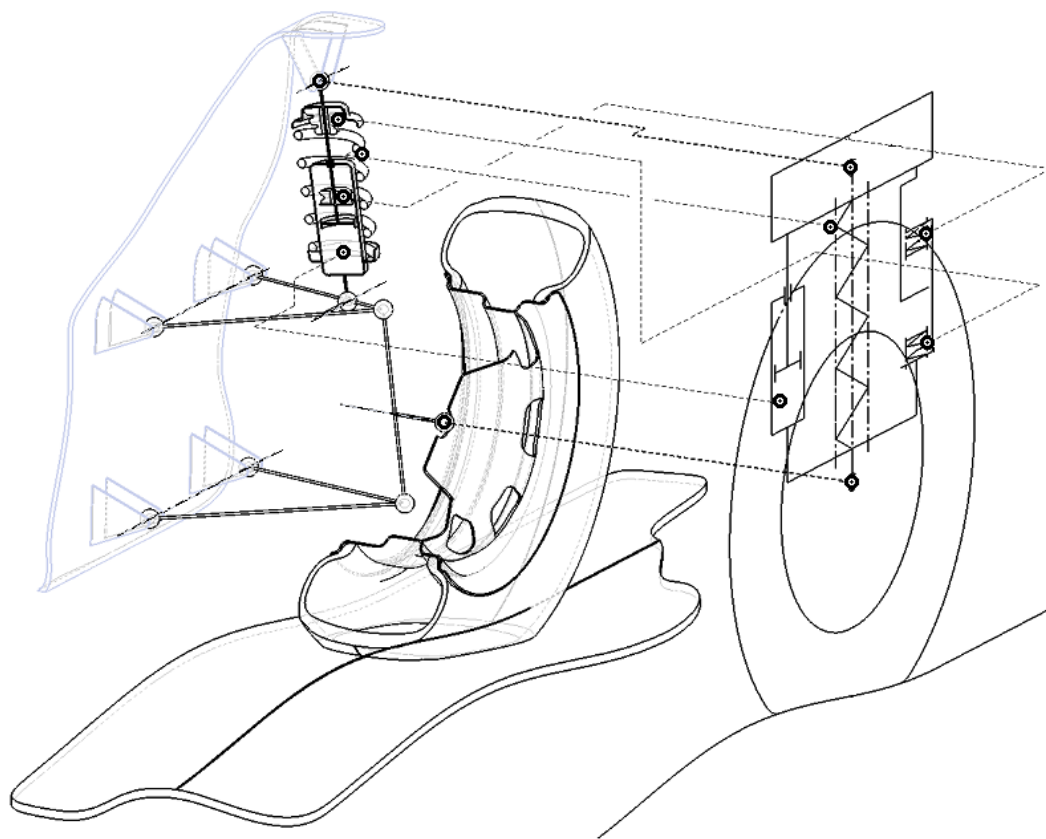


Рисунок 2.6 – Схема щодо приведення елементів конструкції підвіски автомобіля до середньої площини його колеса

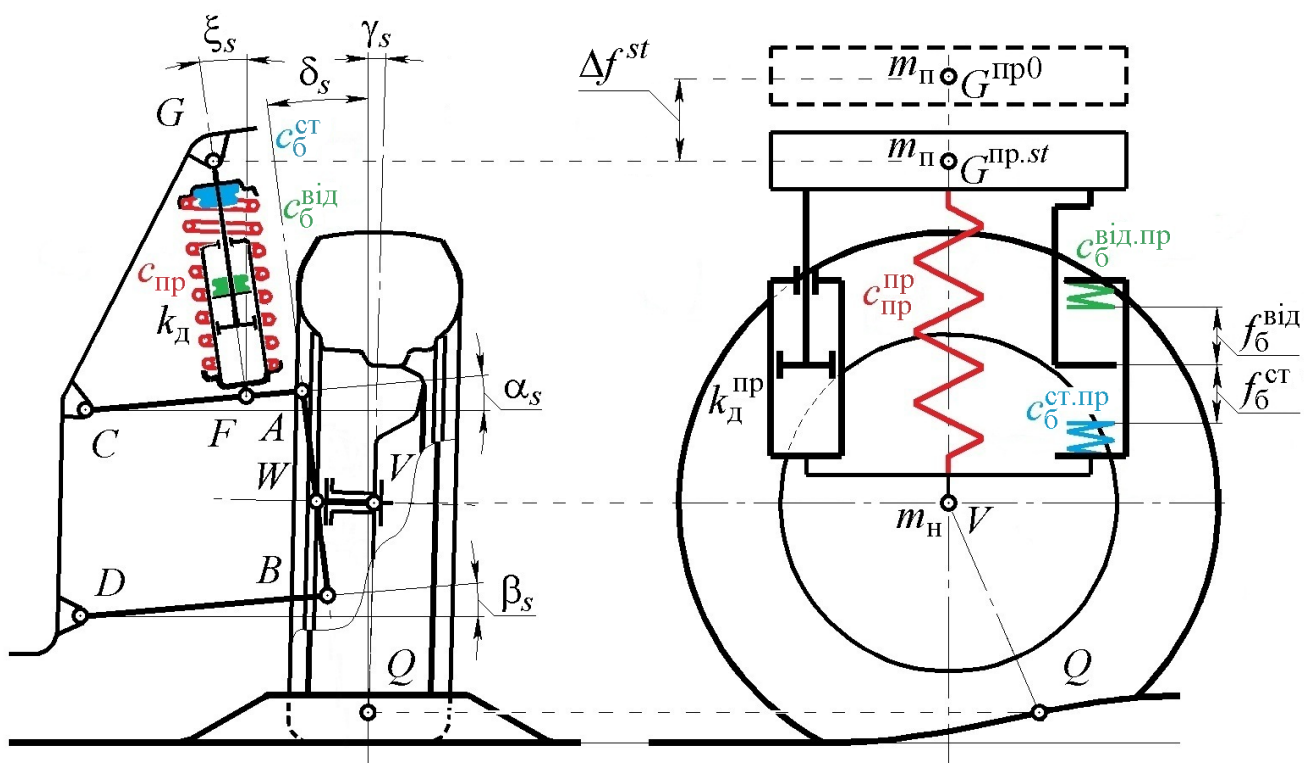


Рисунок 2.7 – Схема до визначення параметрів роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній дорозі

У рівняннях (2.45)...(2.48) позначено:

$f = (G_{Z'}^{np.st} - V_{Z'}^{st}) - (G_{Z'}^{np} - V_{Z'}) / (\cos\varphi \cdot \cos\alpha)$ – поточне значення ходу підвіски (відлік від статичного положення, з верхнім індексом «st»), м;

$\Delta f^{st} = G_{Z'}^{np0} - G_{Z'}^{np.st} = m_{\Pi} \cdot g \cdot i_y \cdot i_x / c_{\Pi p}$ – зміна ходу підвіски (при зафіксованому вертикальному положенні центру її колеса) від вільного стану (без навантаження, з верхнім індексом «0» (рис. 2.7)) до стану під статичним навантаженням, м;

f_6^{ct} та f_6^{bid} – хід підвіски до включення в роботу буфера стискання та буфера відбою відповідно, м;

k_d^{ct} та k_d^{bid} – відповідно коефіцієнти опору амортизатора на ході стискання та відбою, Н·с/м.

Передаточні функції по силі i_y та переміщенню i_x , наприклад, двоважільної підвіски, пружний та демпферний пристрої якої кріпляться до верхнього важеля (рис. 1.6) з урахуванням рівнянь, запропонованих в роботі [88], запишемо як

$$i_y = \frac{AC \cdot \cos\alpha_s \cdot [l_{\Pi} - r_d \cdot \cos\beta \cdot \operatorname{tg}(\delta_s + \gamma_s) + \operatorname{tg}\delta_s \cdot (AB \cdot \cos\delta_s + B_z - Q_z)]}{FC \cdot \cos(\xi_s - \alpha_s) \cdot AB \cdot \cos\delta_s} \times$$

$$\times \left[\frac{AB \cdot \cos(\delta_s)}{l_{\Pi} - r_d \cdot \cos\beta \cdot \operatorname{tg}(\delta_s + \gamma_s) + \operatorname{tg}(\delta_s) \cdot (AB \cdot \cos\delta_s + B_z - Q_z)} + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{\operatorname{ctg}\beta_s - \operatorname{tg}\delta_s} + \frac{\operatorname{tg}\alpha_s}{1 - \operatorname{tg}\delta_s \cdot \operatorname{tg}\beta_s} \right], \quad (2.49)$$

$$i_x = \frac{AC}{FC \cdot \cos(\xi_s)}. \quad (2.50)$$

Поточні геометричні параметри підвіски автомобіля (кут нахилу верхнього α_s та нижнього β_s важелів напрямного пристрою, поперечний кут нахилу осі повороту керованого колеса δ_s та його кут розвалу γ_s , а також кут нахилу пружного та демпферного пристроїв підвіски автомобіля ξ_s до повздовжньої

вертикальної площини рухомої системи координат $X_C Y_C Z_C$), що входять в рівняння (2.49) та (2.50), на основі інформації з роботи [128] відповідно записані

$$\alpha_s = \arcsin \left(\frac{\frac{V_{Z'} - C_{Z'}^a}{\cos \varphi \cdot \cos \alpha} + AW \cdot \cos \delta_s + WV \cdot \sin \gamma_s}{AC} \right);$$

$$\beta_s = \arcsin \left(\frac{\frac{V_{Z'} - D_{Z'}^a}{\cos \varphi \cdot \cos \alpha} - WB \cdot \cos \delta_s + WV \cdot \sin \gamma_s}{BD} \right);$$

$$\delta_s = \arctg \left(\frac{A_y - B_y}{B_z - A_z} \right); \quad \gamma_s = \lambda - \delta_s - 90^\circ; \quad \xi_s = \arctg \left(\frac{F_y - G_y}{G_z - F_z} \right).$$

де λ – кут між осями обертання та повороту колеса автомобіля (рис. 2.8), рад.

Координати характерних точок підресореної маси несучої системи автомобіля та характерних точок непідресорених мас його підвісок визначаються відповідно за подібними до (2.1) – (2.3) та (2.4) – (2.6) рівняннями косинусів.

Сили від деформації стабілізатора поперечної стійкості $F_{ст}$ приведені до коліс лівого та правого бортів автомобіля, що суттєво впливають на його курсову стійкість при русі по нерівній дорозі [129], відповідно запишемо

$$F_{cti1} = c_{cti}^{пр} \cdot (f_{i1} - f_{i2}); \quad F_{cti2} = c_{cti}^{пр} \cdot (f_{i2} - f_{i1}). \quad (2.51)$$

Суттєво впливає на роботу підвіски сила тертя, що діє в її шарнірах. Так, хід підвіски може відбуватись тільки в тому випадку, коли сума вертикальних сил F_Σ , що діють в підвісці, перевищує за модулем її граничну силу тертя $F_T^{\max}$. Таким чином, при математичному описі сили тертя підвіски необхідно врахувати можливість зміни її значення як за модулем, так і за напрямком дії (протилежно швидкості переміщенню центру колеса автомобіля по відношенню до його несучої

системи). На основі рівнянь, наведених в роботі [125], та з урахуванням робочих процесів підвіски приведена сила тертя, що діє в її шарнірах записана

$$F_T = \begin{cases} -F_\Sigma & , \text{ якщо } \dot{f} = 0 \wedge |F_\Sigma| \leq F_T^{\max} \\ -\text{sign} \dot{f} \cdot F_T^{\max} & \text{ в інших випадках} \end{cases},$$

де $F_\Sigma = F_{\text{пр}} + F_{\text{б}}^{\text{ст}} + F_{\text{б}}^{\text{від}} + F_{\text{д}} + F_{\text{ст}} - m_{\text{п}} \cdot g$ – сума приведених сил від дії пружного елемента, буфера стискання, буфера відбою, опору демпфера, стабілізатора поперечної стійкості, а також навантаження від приведеної до колеса автомобіля підресореної маси $m_{\text{п}}$, Н.

З урахуванням вище зазначеного приведено до колеса автомобіля сумарну силу підвіски автомобіля (сума приведених внутрішніх сил підвіски) запишемо

$$F_{\Pi} = F_{\text{пр}} + F_{\text{б}}^{\text{ст}} + F_{\text{б}}^{\text{від}} + F_{\text{д}} + F_{\text{ст}} + F_T. \quad (2.52)$$

Проекція на вертикальну вісь рухомої системи координат $X_P Y_P Z_P$ приведеної до колеса автомобіля сумарної сили його підвіски, що входить в систему рівнянь динаміки руху автомобіля (2.7), запишемо

$$F_{\Pi} = F_{\Pi} \cdot \cos \alpha \cdot \cos \varphi. \quad (2.53)$$

Таким чином, визначені приведені сумарні сили підвісок автомобіля. При цьому враховано не тільки конструктивні параметри пружних та демпферних пристроїв підвіски, але й параметри роботи її прямого пристрою. Такий підхід дозволяє підвищити точність розрахунків не тільки процесів, що відбуваються в підвісці автомобіля при його русі по нерівній дорозі [130], але й процесів, що відбуваються в контакті його колеса з опорною поверхнею дороги та рульовому

керуванні, а, відповідно, і точність розрахунку динаміки руху автомобіля по нерівній дорозі в цілому.

Варто відзначити, що сукупність диференціальних та алгебраїчних рівнянь (наведені в даному підрозділі), які використовуються при математичному моделюванні, являє собою систему, для вирішення якої задаються початкові дані, зокрема параметри руху автомобіля до наїзду переднім лівим колосом на дорожню нерівність (Додаток А).

2.2 Теоретичне дослідження курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі

Теоретичне дослідження курсової стійкості автомобіля при прямолінійному русі по нерівній дорозі передбачає визначення часу від початку наїзду колесом автомобіля на дорожню нерівність до виходу його габаритів за межі коридору безпеки $t_{\text{вих}}$, або його відсутності протягом 5 с (час від початку дії збурення на автомобіль до початку можливої реалізації корекції напрямку руху t_k), а також визначення поперечного відхилення ΔY центру мас автомобіля від заданої траєкторії та його курсового кута ψ через 1,5 с (час реакції водія t_p).

За отриманими (п. 2.1) математичними залежностями, з використанням програмного пакету *MathCad* проведено теоретичне дослідження руху легкового автомобіля [131]. Крок розрахунку при моделюванні становить $\Delta t = 0,001$ с. Додатній відлік часу руху автомобіля t_a та пройденого його центром мас шляху $S_a = \sqrt{C_{X'}^2 + C_{Y'}^2}$ співпадають з початком наїзду лівого керованого колеса автомобіля на початок дорожньої нерівності.

У теоретичному дослідженні розглянуто рух автомобіля (його параметри наведено в Додатку А) по нерівній дорозі з вільним рульовим колесом (умови руху наведено в п 1.3). На початку моделювання автомобіль рухається рівномірно прямолінійно на швидкості 13,9 м/с (50 км/год) вздовж коридору безпеки (ширина якого B_k у відповідності з (1.1) становить 1,9 м), займаючи в поперечному січені

останнього центральне положення. Відстань від положення центру мас автомобіля на початку моделювання до його положення в момент наїзду переднім лівим колесом на дорожню нерівність l_q^{start} становить 30 м.

В даній роботі для зручності аналізу графічних залежностей на них проведено вертикальні прямі « $H^{\text{П}}$ », « $H^{\text{В}}$ » та « $H^{\text{К}}$ », що позначають момент долання колеса автомобіля початку нерівності ($H^{\text{П}}$), її вершини ($H^{\text{В}}$) та кінця ($H^{\text{К}}$).

Також, для попередньої оцінки курсової стійкості автомобіля, далі на графічних залежностях пунктиром відображено горизонтальні прямі $B_{\text{к}}^{\text{пр}}$ і $-B_{\text{к}}^{\text{пр}}$ ($B_{\text{к}}^{\text{пр}} = [B_{\text{к}} - (B + B_{\text{ш}})]/2 = 0.2$), що імітують приведені до центру мас автомобіля (точка C) межі коридору безпеки, а також вертикальні прямі, що позначають пройдений після наїзду на дорожню нерівність (вертикаль « $H_1^{\text{П}}$ ») час реакції водія t_p (1,5 с), час можливої реалізації корекції напрямку руху автомобіля t_k (5 с).

За результатами розрахунків побудовані графічні залежності (рис. 2.8) зміни поперечного відхилення центру мас автомобіля від заданої траєкторії $\Delta Y = C_{Y'}$, його курсового кута ψ , середнього кута повороту керованих коліс θ , кутів крену φ і тангажу α від часу руху автомобіля t_a .

Аналіз графіків (рис. 2.8) свідчить, що до наїзду автомобіля на дорожню нерівність параметри його руху залишаються незмінними. Після наїзду автомобіля на дорожнє збурення відбувається зміна кута повороту його керованих коліс θ , зміна курсового кута ψ , кутів крену φ і тангажу α , а також зміна поперечного відхилення центру мас автомобіля від заданої траєкторії ΔY .

Характер зміни курсового кута автомобіля свідчить про зростання інтенсивності його повороту вліво як при доланні вершини нерівності переднім (керованим) колесом (вертикаль « $H_1^{\text{В}}$ »), так і заднім (вертикаль « $H_2^{\text{В}}$ »). Це пояснюється зміною кута повороту керованих коліс, а також тим, що в контактній еластичній шині автомобіля з опорною поверхнею дороги діють сили, що призводять до кочення його коліс з відведенням (див. 2.2.2).

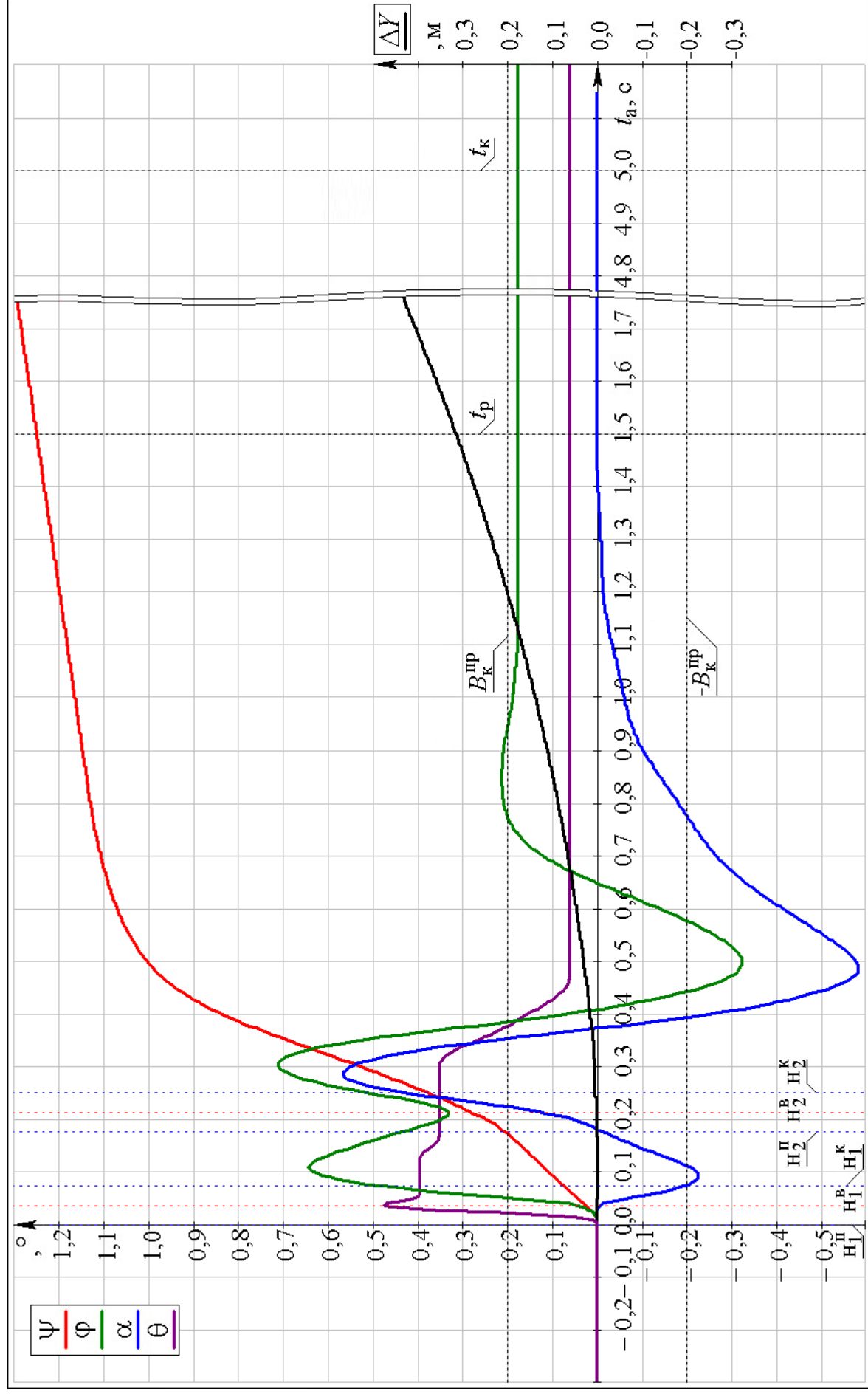


Рисунок 2.8 – Залежності зміни поперечного відхилення центру мас автомобіля ΔY , його курсового кута ψ , кутів крену ϕ і тангажу α , а також кута повороту керованих коліс θ , від пройденого часу руху t_a

Крім того, після долання нерівності переднім та заднім колесами лівого борта автомобіля спостерігається зміна з коливальним характером кутів крену φ (спочатку вправо, досягаючи відповідно значень 0,642 град, та 0,711 град, а потім вліво, досягаючи від'ємного значення $-0,324$ град) та тангажу α (відповідно досягаючи значень $-0,227$ град та $0,565$ град з подальшим зменшенням до $-0,583$ град).

Далі відбувається поступова стабілізація кута крену φ на значенні $0,177$ град, а кута тангажу α – на значенні $0,001$ град. Стабілізація кутів крену і тангажу автомобіля на значеннях, відмінних від нуля, пояснюється зміною траєкторії руху автомобіля (поворот вліво). Зазначені процеси впливають як на поворот керованих коліс, так і на кочення коліс автомобіля з відведенням.

Варто відзначити, що після наїзду на початок дорожньої нерівності (вертикаль « H_1^P ») спостерігається інтенсивний поворот керованих коліс вліво. Кут повороту керованих коліс в районі вершини нерівності (вертикаль « H_1^B ») досягає свого максимального значення $0,474$ град.

Після долання вершини нерівності кут повороту керованих коліс дещо зменшується і в районі її кінця (вертикаль « H_1^K ») становить $0,394$ град. При цьому кут повороту керованих коліс зменшується (пов'язано з поновленням контакту переднього лівого колеса з опорною поверхнею дороги перед наїздом заднього колеса автомобіля на дорожнє збурення (вертикаль « H_2^P »)) і вже в районі вершини нерівності (вертикаль « H_2^B ») становить $0,351$ град. Після долання колесами автомобіля дорожньої нерівності середній кут повороту керованих коліс стабілізується на значенні $0,059$ град.

Встановлено, що після наїзду на дорожню нерівність через $1,5$ с (вертикаль « t_p ») поперечне відхилення ΔY вліво центру мас автомобіля та його курсовий кут ψ становлять відповідно $0,314$ м та $1,250$ град. Час виходу $t_{\text{вих}}$ габаритів автомобіля за межі коридору безпеки складає $1,123$ с, менше ніж час t_k (5 с). Згідно з прийнятими критеріями (пункт 1.1) курсова стійкість автомобіля незадовільна.

2.2.1 Теоретичне дослідження взаємодії коліс автомобіля з нерівною опорною поверхнею дороги

За результатами розрахунків отримані графічні залежності реакцій опорної поверхні на колеса автомобіля від шляху S_a , що пройдено його центром мас (рис. 2.9), та виконано візуалізацію процесу долання дорожньої нерівності лівим керованим колесом автомобіля (рис. 2.10).

Аналіз отриманих результатів за рисунками 2.9 та 2.10 свідчить, що до наїзду на дорожнє збурення реакції опорної поверхні на колеса автомобіля залишаються незмінними, а деформація їх шин відповідає статичному навантаженню (рис 2.10, а). В момент долання лівим керованим колесом автомобіля додатного кута атаки нерівності (між вертикаллю « $n_1^П$ » та « $n_1^В$ ») відбувається стрімке (з 3,0 кН до 10,3 кН) зростання нормальної реакції R_{n11} опорної поверхні, що супроводжується збільшенням деформації його шини (рис. 2.10, б).

Після долання вершини нерівності (вертикаль « $n_1^В$ ») спостерігається відрив колеса від опорної поверхні та відсутність радіальної деформації шини (рис. 2.10, в). Це пояснює відсутність нормальної реакції опорної поверхні ($R_{n11} = 0,0 \text{ кН}$) на зазначеному проміжку часу (рис. 2.9, а). Після долання кінця нерівності (вертикаль « $n_1^К$ ») відбувається повторне стрімке (з 0,0 кН до 3,4 кН) зростання нормальної реакції R_{n11} опорної поверхні (рис. 2.9, а).

З урахуванням процесів в контактні еластичних шин з дорогою (див. 1.3.1) (їх кочення з відведенням, ковзання та відрив від опорної поверхні тощо), роботи рульового керування (див. 1.3.2) (наприклад, зміна середнього кута повороту керованих коліс (рис. 2.8) під дією відповідних моментів (див. 2.2.2)) та робочих процесів в підвісках (див. 1.3.3) (наприклад, зміни ходу підвісок під дією відповідних сил (п. 2.2.3)) відбувається перерозподіл нормальних R_n (рис. 2.10, а), тангенційних R_t (рис. 2.9, б) та бічних R_y (рис. 2.9, в) реакцій опорної поверхні на колеса автомобіля. Аналогічні процеси відбуваються під час долання дорожньої нерівності заднім лівим колесом (рис. 2.9).

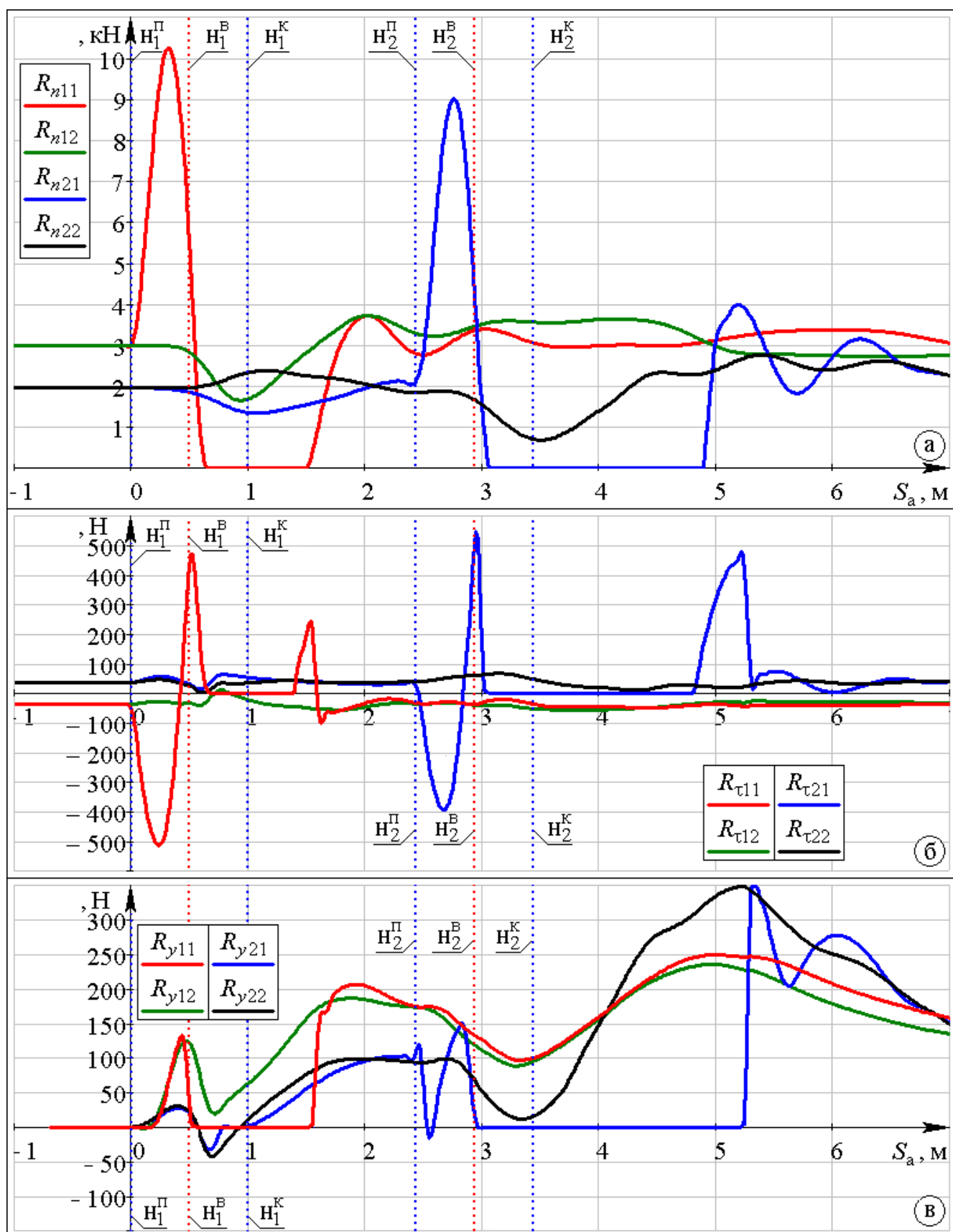


Рисунок 2.9 – Залежності нормальних R_n (а), тангенційних R_t (б) та бічних R_y (в) реакцій опорної поверхні на колеса автомобіля від пройденого шляху S_a

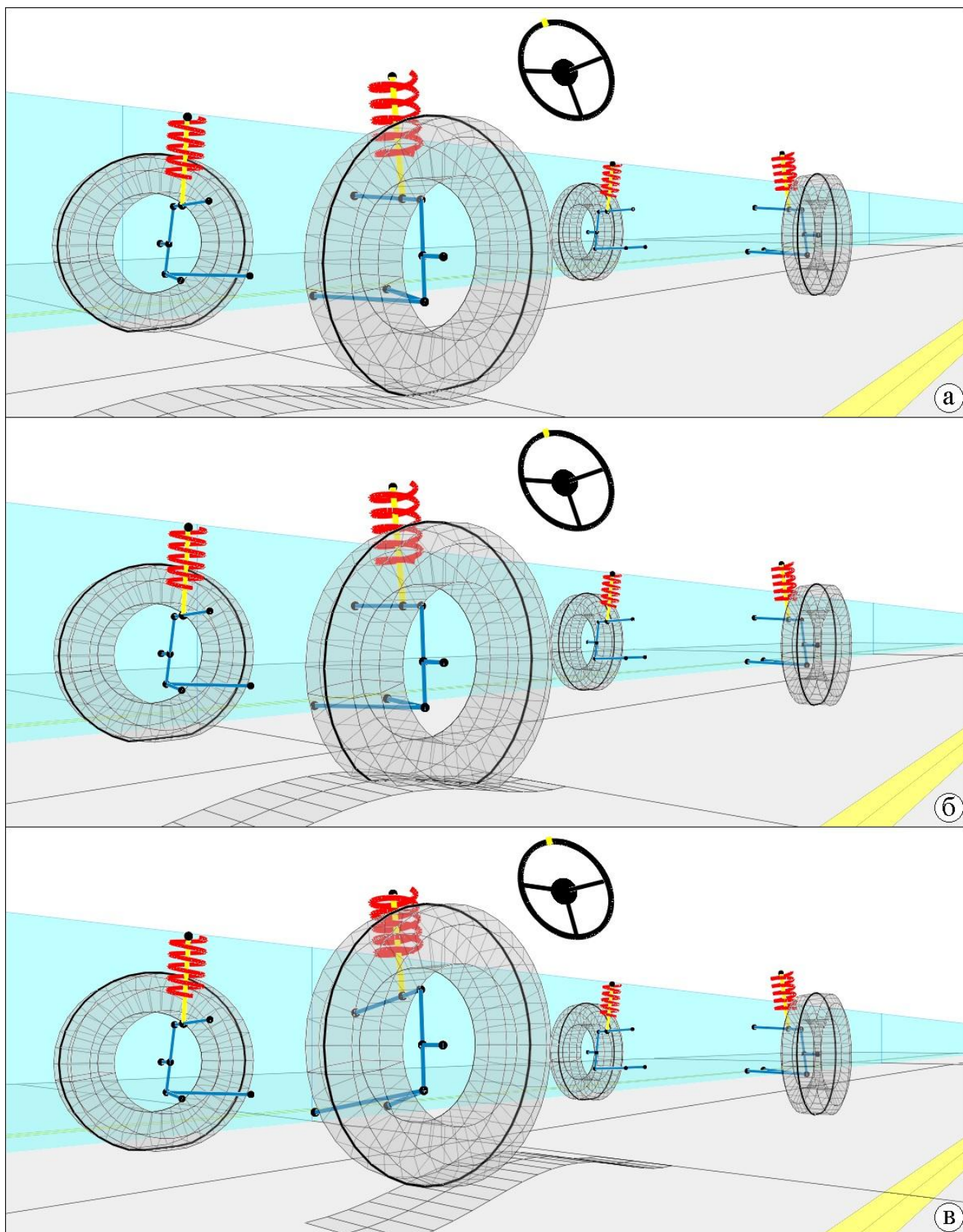


Рисунок 2.10 – Візуалізація процесу долання автомобілем лівим керованим колесом початку дорожньої нерівності (а), її максимального (б) та мінімального (в) кутів атаки

За результатами розрахунку максимальні зміни значень кутів відведення коліс передньої та задньої осей автомобіля не перевищують по модулю відповідно 0.6 град та 0.9 град, після чого відбувається їх поступове зменшення.

Варто відзначити, що в зазначених умовах руху автомобіля бічні реакції опорної поверхні на його колеса (рис. 2.9, в) (від яких залежать кути відведення) в першу чергу виникають в наслідок зміни кута повороту керованих коліс (рис. 2.8) і дії відцентрових сил, що виникають внаслідок зміни траєкторії його руху (поворот автомобіля вліво). Тому найбільш суттєвий внесок в зміну курсового кута автомобіля та його траєкторію чинить зміна кутів повороту його керованих коліс.

2.2.2 Теоретичне дослідження роботи рульового керування автомобіля при його русі по нерівній дорозі

За результатами розрахунків отримані графічні залежності моментів від дії тангенційних M_τ , бічних M_y , нормальних M_n реакцій опорної поверхні та моменту від дії вертикальних сил інерцій M_b на керовані колеса автомобіля, їх інерційного M_j та гіроскопічного $M_{гip}$ моментів, стабілізуючих моментів шин $M_{ст}$ та моменту опору їх повороту під час кочення M_ω , а також моменту в'язкого M_d та сухого M_T тертя від пройденого центром мас шляху S_a (рис. 2.11).

Аналіз графіків (рис. 2.11) свідчить, що до наїзду на дорожню нерівність зазначені моменти рівні нулю. Після наїзду переднім лівим колесом на дорожню нерівність (вертикаль « $n_1^П$ ») зростають моменти від дії нормальних M_n , тангенційних M_τ та бічних M_y реакцій опорної поверхні, а також вертикальних сил інерцій M_b , на керовані колеса автомобіля (прагнуть повернути керовані колеса вліво). Їм протидіють моменти сухого M_T та в'язкого M_d тертя, інерційний момент M_j , стабілізуючі моменти шин $M_{ст}$ та моменти опору їх повороту під час кочення M_ω , а також гіроскопічний момент $M_{гip}$.

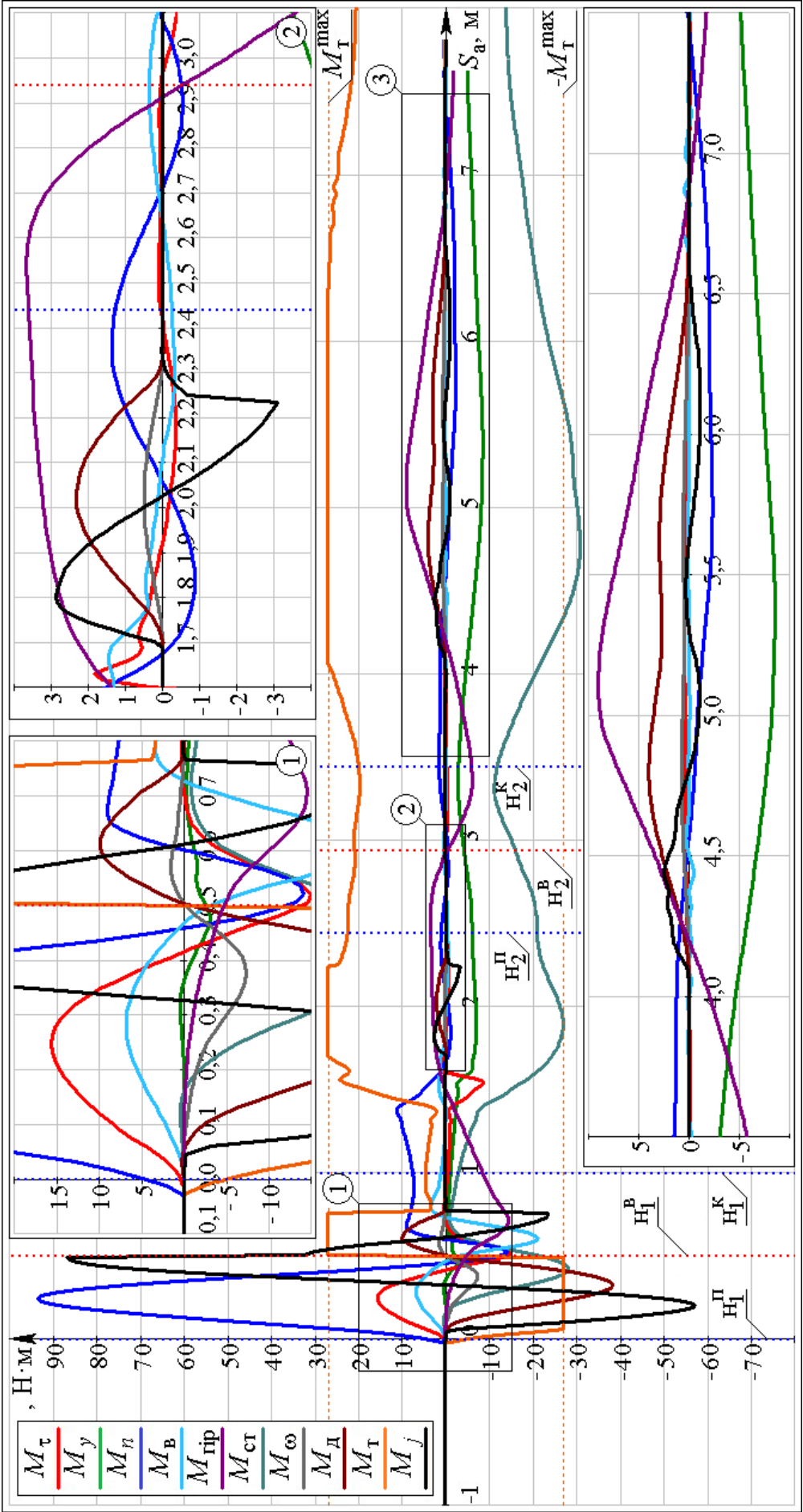


Рисунок 2.11 – Залежності моментів тангенційних M_τ , бічних M_y , та нормальних M_n реакцій опорної поверхні, а також моментів від дії вертикальних сил інерції на керовані колеса автомобіля M_B , стабілізуючих моментів їх шин $M_{\text{ст}}$, та моментів опору їх повороту під час кочення M_ω , інерційного M_d та гіроскопічного M_{gir} моментів, моменту сухого M_T та в'язкого M_d тертя від пройденого центру мас автомобіля шляху S_a

В районі вертикалі « n_1^B » інерційний момент M_j прагне повернути керовані колеса вліво, а їх середній кут повороту досягає значення 0,474 град (рис. 2.9, б). Після долання вершини нерівності інерційний момент M_j разом з моментом від дії вертикальних сил інерції на керовані колеса автомобіля M_v прагне повернути їх вправо. При цьому гіроскопічний момент $M_{гip}$ також прагне повернути керовані колеса вправо. Це пояснюється появою кутових швидкостей нахилу площин обертання коліс (у відповідності з робочими процесами підвіски автомобіля та зміною кута його крену (рис. 2.8)). Зазначеним моментам протидіють моменти сухого M_T та в'язкого M_d тертя, а також момент від дії нормальних реакцій M_n .

Після поновлення контакту переднього лівого колеса автомобіля з дорогою зменшуються моменти від дії нормальних M_n та бічних M_y реакцій (прагнуть повернути керовані колеса вправо) на керовані колеса автомобіля. Стабілізуючий момент шин $M_{ст}$ прагне повернути керовані колеса вліво, цьому протидіють гіроскопічний момент $M_{гip}$ та моменти сухого M_T і в'язкого M_d тертя.

Після долання вершини нерівності заднім колесом (вертикаль « n_2^B ») у відповідності з робочими процесами підвіски автомобіля та зміною кута його крену (спочатку вправо, а потім вліво) (рис. 2.8) гіроскопічний момент $M_{гip}$ змінює свій напрямок. Стабілізуючий момент шин $M_{ст}$ та момент від дії бічних реакцій M_y опорної поверхні на керовані колеса автомобіля у відповідності з умовами руху прагнуть повернути їх вправо. Варто також відзначити роботу моменту сухого тертя M_T , в результаті якої стабілізація кута повороту керованих коліс відбулась з кутом недоходження до нейтрального положення (0,059 град) (рис. 2.8).

Відхилення керованих коліс автомобіля від заданого положення, в першу чергу, відбувається під дією моментів від нормальних M_n і тангенційних M_T реакцій опорної поверхні на керовані колеса автомобіля, а також моментів від дії вертикальних сил інерції на керовані колеса автомобіля M_v їх залежності від часу наведено на рисунку 2.12.

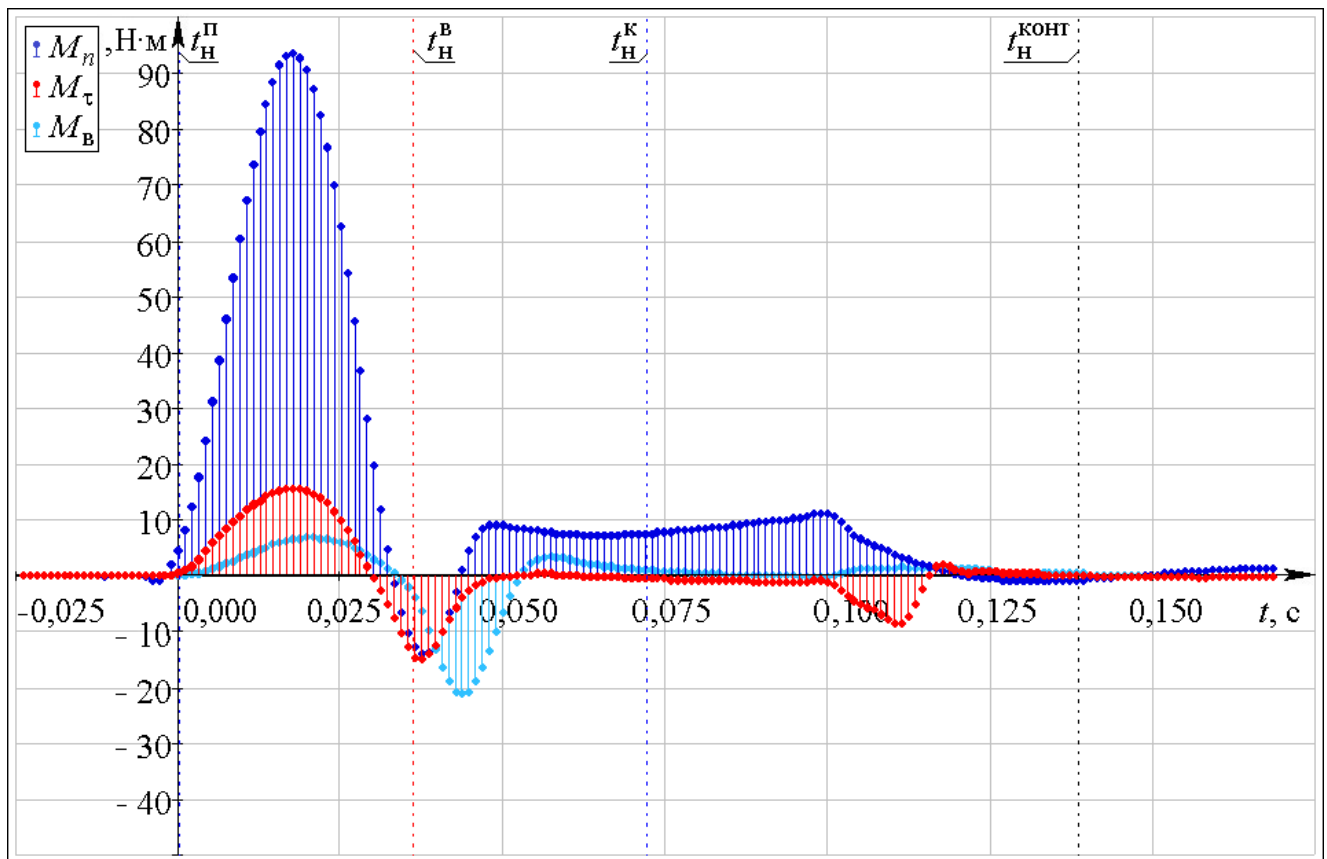


Рисунок 2.12 – Залежності зміни моментів від дії тангенційних M_τ , та нормальних M_n реакцій опорної поверхні, а також вертикальних сил інерцій M_B , на керовані колеса автомобіля від часу t

Зазначені моменти сил, а також їх сума $M_{n,\tau,B}$ були інтегровані на таких проміжках часу:

- від моменту долання лівим керованим колесом початку дорожньої нерівності $t_H^П$ до моменту долання її вершини $t_H^В$ (фаза долання додатного кута атаки нерівності);
- від моменту долання вершини нерівності $t_H^В$ до моменту долання її кінця $t_H^К$ (фаза долання від'ємного кута атаки нерівності);
- від моменту долання кінця нерівності $t_H^К$ до моменту локального максимального збільшення нормальної реакції (рис. 2.9, а) опорної поверхні на ліве кероване колесо після поновлення його контакту з дорогою $t_H^{КОНТ}$ (фаза поновлення контакту).

В результаті отримано значення відповідних імпульсів моментів сил (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 – Імпульс моментів сил, що діють на характерних проміжках часу, відносно осей повороту керованих коліс автомобіля

Джерело імпульсу	Імпульс моменту сили, Н·м·с, на проміжку часу			
	від $t_H^П$ до $t_H^В$	від $t_H^В$ до $t_H^К$	від $t_H^К$ до $t_H^{КОНТ}$	від $t_H^П$ до $t_H^{КОНТ}$
Момент нормальних реакцій M_n	1,773	0,143	0,332	2,248
Момент тангенціальних реакцій M_τ	0,246	-0,092	-0,091	0,063
Момент вертикальних сил інерції M_B	0,127	-0,167	0,043	0,003
Разом $M_{n,\tau,B}$	2,146	-0,117	0,284	2,313

З аналізу (рис. 2.12) та (табл. 2.1) при доланні автомобілем дорожньої нерівності його керовані колеса прагнуть відхилитись від нейтрального положення вліво. При цьому найбільш суттєвий вплив моментів на поворот керованих коліс вліво відбувається на фазі додання додатного кута атаки нерівності (92,8 % від $M_{n,\tau,B}$, що діє на проміжку часу від $t_H^П$ до $t_H^{КОНТ}$). В свою чергу, на проміжку часу від $t_H^П$ до $t_H^В$ найбільш суттєвий вплив на відхилення керованих коліс вліво чинить момент від дії нормальних реакцій M_n (82,6 % від $M_{n,\tau,B}$, що діє на проміжку часу від $t_H^П$ до $t_H^{КОНТ}$). Це пояснюється тим, що кут між нормаллю до опорної поверхні в точці контакту лівого керованого колеса з дорогою та повздовжнім нахилом осі його повороту зменшуючись змінює свій напрямок, при цьому нормальна реакція опорної поверхні на ліве кероване колеса стрімко зростає в той час як на праве – зменшується (рис. 2.9, а) (п. 2.2.1).

На фазі додання від'ємного кута атаки нерівності сума моментів $M_{n,\tau,B}$ прагне повернути керовані колеса вправо. При цьому на проміжку часу від $t_H^В$ до

t_H^K найбільш суттєвий вплив на відхилення керованих коліс вправо чинить момент від дії вертикальних сил інерції M_B . Це пояснюється тим, що після долання вершини нерівності відбувається вертикальне прискорення вниз центру лівого керованого колеса, а сила інерції, що виникає при цьому, відповідно, діє вгору на плечі відносно осі його повороту.

На фазі поновлення контакту колеса з дорогою сума моментів $M_{n.т.в}$ знову прагне повернути керовані колеса вліво (табл. 2.1). При цьому на проміжку часу від t_H^K до $t_H^{конт}$ найбільш суттєвий вплив на відхилення керованих коліс вліво чинить момент від дії нормальних реакцій M_n . Це пояснюється тим, що на фазі поновлення контакту нормальна реакція опорної поверхні на ліве кероване колесо автомобіля відсутня (відрив лівого керованого колеса від опорної поверхні) на відміну від нормальної реакції, що діє на його праве кероване колесо (рис. 2.9, а)).

2.2.3 Теоретичне дослідження роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній дорозі

За результатами розрахунків визначено зміну ходів f підвісок автомобіля та їх швидкостей $\dot{f}$ (рис. 2.13), а також приведених сил підвісок коліс автомобіля (рис. 2.14) від пройденого його центром мас шляху S_a .

Для зручності аналізу графічних залежностей в даній роботі відображено зони включення в роботу буферів обмеження ходу стискання та відбою підвісок передніх (рис. 2.13, а) та задніх (рис. 2.13, б) коліс автомобіля.

Аналіз графіків (рис. 2.13) та (рис. 2.14) свідчить, що до наїзду автомобіля на дорожню нерівність (вертикаль « $n_1^П$ ») кінематичні та силові параметри підвісок автомобіля постійні і дорівнюють своїм статичним значенням. Після наїзду лівим переднім колесом автомобіля на дорожнє збурення (вертикаль « $n_1^П$ ») відбувається зміна параметрів всіх (!) підвісок коліс автомобіля.

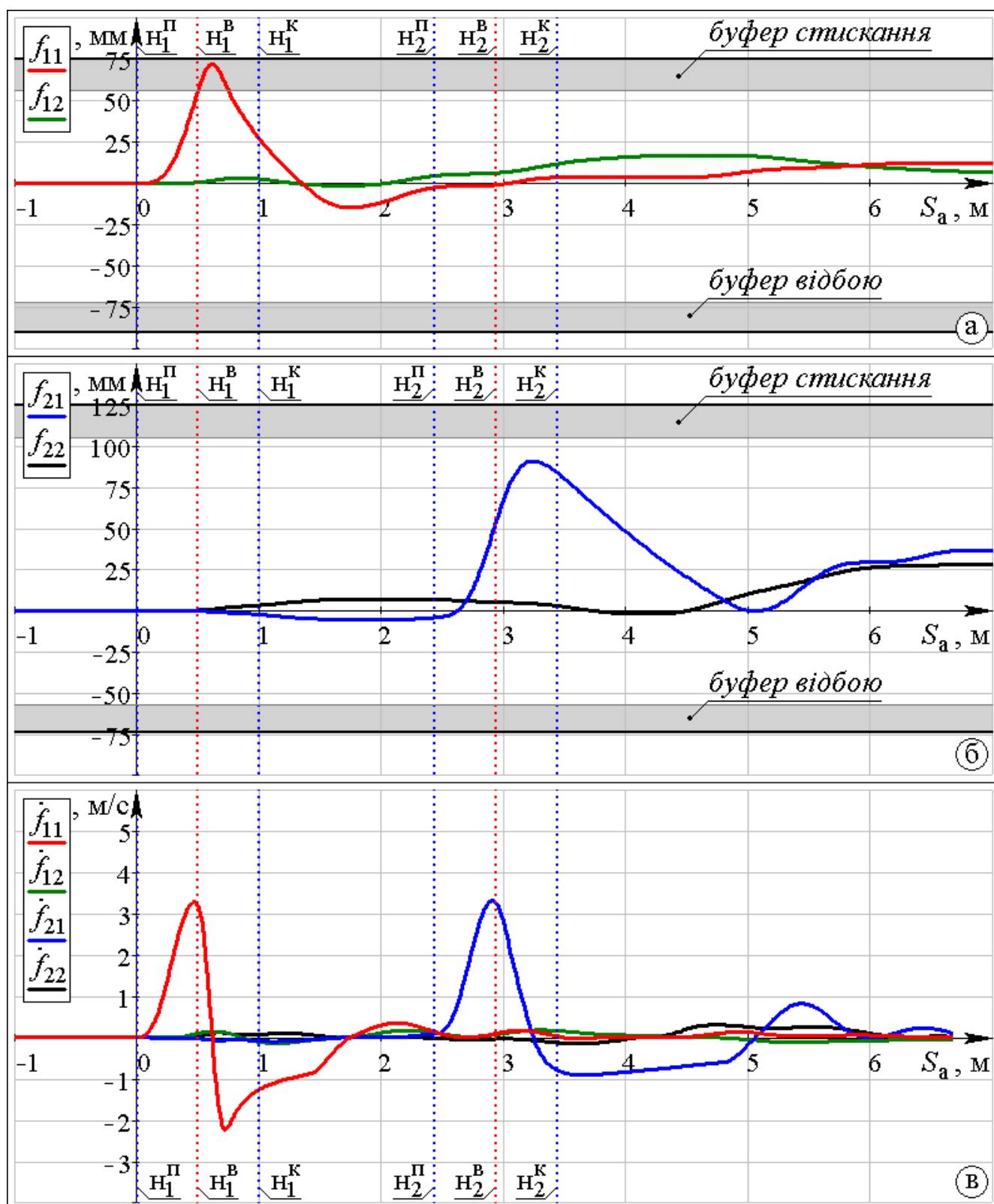


Рисунок 2.13 – Залежності зміни ходу підвісок f передніх (а) та задніх (б) коліс, а також їх швидкостей $\dot{f}$ (в) від пройденого центром мас автомобіля шляху S_a .

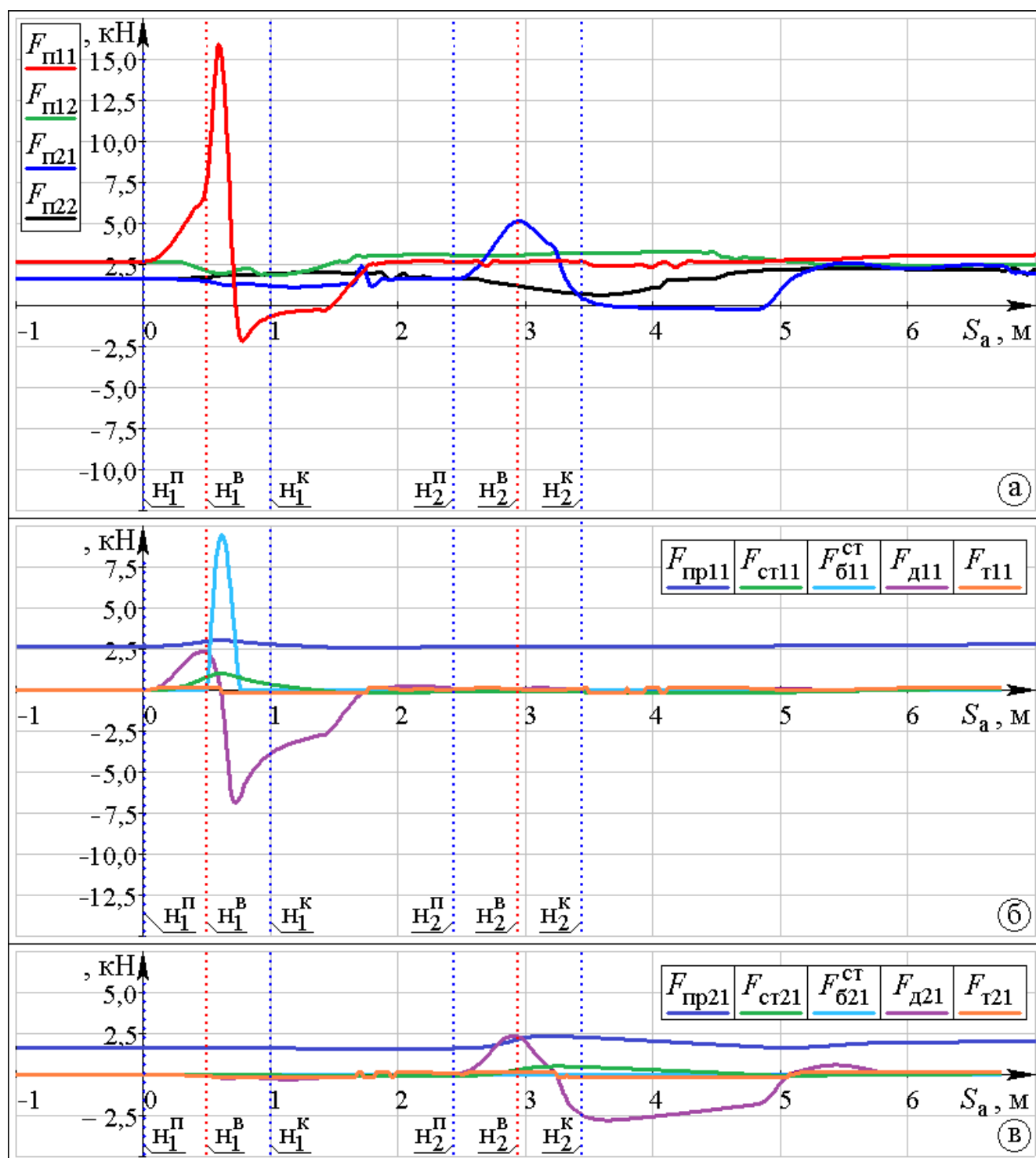


Рисунок 2.14 – Залежності зміни приведених сумарних сил підвісок автомобіля $F_{п}$ (а), потенціальної сили пружного елемента $F_{пр}$, стабілізатора поперечної стійкості $F_{ст}$, буфера стискання $F_6^{ст}$, сили опору демпферного пристрою $F_{д}$ і тертя $F_{т}$, що діють підвісках переднього лівого (б) та заднього лівого (в) коліс автомобіля від пройденого шляху S_a

При чому, приведені сумарні сили підвіски лівого керованого колеса $F_{п11}$ інтенсивно зростають (пояснюється зростанням потенційних сил від деформація пружного елементу підвіски $F_{пр11}$, його буфера стискання $F_{б11}^{ст}$ та стабілізатора поперечної стійкості $F_{ст11}$, а також сил опору демпферного пристрою $F_{д11}$ та тертя $F_{т11}$ (рис. 2.14, б), що залежать відповідно від ходу підвіски f_{11} (рис. 2.13, а) та зміни його (ходу) швидкості $\dot{f}_{11}$ (рис. 2.13, в)), в той час як приведені сумарні сили підвіски правого – дещо зменшуються (пояснюється роботою стабілізатора поперечної стійкості, сила якого $F_{ст12}$ рівна за модулем і протилежна за напрямком силі $F_{ст11}$). Крім того, відбувається перерозподіл приведених сумарних сил підвісок задніх коліс автомобіля ($F_{п21}$ та $F_{п22}$) (рис. 2.14, а), що пояснюється зміною їх ходу (f_{21} та f_{22}) (рис. 2.13, б) та швидкостей ($\dot{f}_{21}$ та $\dot{f}_{22}$) (рис. 2.13, в).

Аналогічні процеси відбуваються під час долаття дорожньої нерівності заднім лівим колесом (за винятком відсутності включення в роботу буфера стискання (рис. 2.13, б) (рис. 2.14, в).

Висновки до другого розділу

1. Розроблено розрахункову схему і математичну модель для визначення показників курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі.

2. Запропоновано рівняння моментів відносно осей повороту керованих коліс автомобіля від дії вертикальної сили інерції, що виникає в результаті вертикального прискорення центрів керованих коліс автомобіля.

3. За отриманою математичною моделлю проведено теоретичне дослідження курсової стійкості автомобіля категорії М1 при русі по нерівній дорозі. Встановлено, що менш ніж за 5 с (через 1,123 с) після початку дії збурення автомобіль вийшов за межі коридору безпеки (критерій курсової стійкості), що підтверджує втрату його стійкості. Крім того, через 1,5 с після наїзду на дорожню

нерівність поперечне відхилення центру мас автомобіля становить 0,314 м, а його курсовий кут – 1,250 град (додаткові критерії курсової стійкості).

4. Основна причина втрати курсової стійкості автомобіля категорії М1 при русі по нерівній дорозі пов'язана з відхиленням його керованих коліс від заданого положення. Так, середній кут повороту керованих коліс під час долаття дорожньої нерівності досягав значення 0,474 град, а після її долаття стабілізувався на значенні 0,059 град. Зміна кутів повороту керованих коліс в зазначених умовах, в першу чергу, відбувається під дією моментів від нормальних і тангенційних реакцій опорної поверхні на керовані колеса автомобіля, а також моментів від дії вертикальних сил інерції на них.

5. Нормальні і тангенційні реакції опорної поверхні на колеса автомобіля, а також вертикальні прискорення їх центрів залежать від робочих процесів підвісок автомобіля. Це підтверджує доцільність вибору напрямку поліпшення курсової стійкості руху автомобіля по нерівній дорозі, що передбачає керування робочими процесами його активної підвіски.

РОЗДІЛ 3

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ З АКТИВНОЮ ПІДВІСКОЮ, ЩО РУХАЄТЬСЯ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ

3.1 Розробка алгоритму роботи активної підвіски, що спрямований на поліпшення курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі

Одною з задач даної роботи, є розробка алгоритму роботи активної підвіски, що спрямований на поліпшення курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі. Представлені в даному підрозділі результати розрахунків відносяться до умов руху автомобіля з урахуванням параметрів, що наведені в підрозділі 2.2.

У другому розділі виявлено основну причину втрати курсової стійкості руху автомобіля по нерівній дорозі – відхилення керованих коліс від нейтрального положення. Відповідно, алгоритм роботи активної підвіски має бути спрямований на збереження заданого положення керованих коліс автомобіля при його русі по нерівній дорозі. Тому, за критерій якості роботи активної підвіски в даній роботі обрано мінімальну зміну значення кута повороту керованих коліс після долаття дорожньої нерівності (чим менше відхилення керованих коліс від заданого положення після долаття дорожньої нерівності, тим якість роботи активної підвіски вище).

Для цього, у відповідності з п. 2.2.2 на фазі долаття додатного кута атаки нерівності необхідно зменшити момент нормальних реакцій M_n , що найбільш суттєво впливає на відхилення керованих коліс вліво (рис. 2.12, табл. 2.1), а на фазі від'ємного – збільшити його дію в напрямку повороту керованих коліс вправо.

Крім того, у відповідності з рівнянням (2.44), при долатті вершини нерівності шляхом збільшення вертикального прискорення (вниз) лівого керованого колеса (хід відбою) можна досягти збільшення дії моменту вертикальних сил інерції M_v , що прагне повернути керовані колеса вправо.

З огляду на зазначене, сформульовано вимоги щодо алгоритму роботи активної підвіски [132]:

- до наїзду на початок дорожньої нерівності забезпечити рівність нормальних реакцій опорної поверхні на ліве та праве керовані колеса;
- на фазі долання додатного кута атаки нерівності зменшити дію нормальної реакції опорної поверхні на кероване колесо, що долає дорожню нерівність;
- в області вершини нерівності забезпечити зміну ходу підвіски з відповідним вертикальним прискоренням центру колеса, що долає дорожню нерівність
- на фазі долання від'ємного кута атаки нерівності збільшити нормальну реакцію на кероване колесо, що долає дорожню нерівність.

Для зручності складання алгоритму роботи активної підвіски, введено характерні точки профілю дорожньої нерівності, які далі використовуються в якості верхніх індексів позначень параметрів роботи активної підвіски на цих ділянках: a – початок нерівності, b – максимальний кут атаки нерівності, c – вершина нерівності, d – мінімальний кут атаки нерівності, e – кінець нерівності. Якщо параметр пов'язаний з декількома характерними точками дорожньої нерівності, то літери в індексі розділяється крапкою.

Визначені за рівняннями (2.16), (2.17) та (2.15) значення в характерних точках відповідно повздовжньої, вертикальної координат дорожньої нерівності та її кута атаки занесено до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Параметри дорожньої нерівності в її характерних точках

Параметр дорожньої нерівності, одиниці вимірювання	Короткий запис параметру та його значення в характерних точках дорожньої нерівності				
	в точці « a »	в точці « b »	в точці « c »	в точці « d »	в точці « e »
повздовжня координата, м	$Q_{x11}^a = 0,000$	$Q_{x11}^b = 0,025$	$Q_{x11}^c = 0,050$	$Q_{x11}^d = 0,075$	$Q_{x11}^e = 1,000$
вертикальна координата, м	$Q_{z11}^a = 0,000$	$Q_{z11}^b = 0,035$	$Q_{z11}^c = 0,070$	$Q_{z11}^d = 0,035$	$Q_{z11}^e = 0,000$
кут атаки, град	$\beta_{11}^a = 0,0$	$\beta_{11}^b = 12,6$	$\beta_{11}^c = 0,0$	$\beta_{11}^d = -12,6$	$\beta_{11}^e = 0,0$

Для визначення значень нормальної реакції опорної поверхні на ліве кероване колесо автомобіля, яких необхідно досягти в характерних точках дорожньої нерівності, скористаємось рівнянням (2.33) моментів нормальних реакцій опорної поверхні M_n , в якому його прирівняємо до нуля (бажане значення з точки зору мінімізації відхилення керованих коліс автомобіля на фазі долаття додатного кута атаки нерівності). Крім того, динамічний радіус лівого керованого колеса виразимо з рівняння (2.12) через нормальну реакцію (без врахування демпфування шини), а значення інших параметрів (окрім кута атаки дорожньої нерівності на шляху лівого керованого колеса та нормальної реакції опорної поверхні на нього) прирівняємо до статичних (праве кероване колесо рухається по рівній опорній поверхні). Кут атаки дорожньої нерівності визначено з табл. 3.1.

З урахуванням зазначеного, бажане значення нормальної реакції опорної поверхні на ліве кероване колесо на початку дорожньої нерівності (в точці «a») R_{n11}^a становить 2975 Н. Отримане значення відповідає нормальній реакції на правому колесі, а відповідно й вимогам щодо алгоритму роботи активної підвіски.

Бажане значення нормальна реакція опорної поверхні на ліве кероване колесо в точці максимального кута атаки дорожньої нерівності (в точці «b») R_{n11}^b становить –1238 Н. Від’ємне значення пояснюється тим, що плече діє нормальної реакції на ліве кероване колесо в точці «b» більше нуля. Враховуючи, що досягти від’ємного значення нормальної реакції не представляється можливим прийнято, що $R_{n11}^b = 0$ Н (мінімально можливе значення). Отримане значення відповідає вимогам щодо алгоритму роботи активної підвіски на фазі долаття додатного кута атаки нерівності.

З огляду на вимоги щодо алгоритму роботи активної підвіски в точці «c» (вершина дорожньої нерівності) хід її стискання має змінитись на хід відбою з інтенсивним вертикальним прискоренням центру лівого керованого колеса. Для реалізації зазначеної вимоги нормальна реакція опорної поверхні на ліве кероване колесо R_{n11}^c має бути мінімальною $R_{n11}^c = 0$ Н.

При цьому на початку дорожньої нерівності (точка «а») тангенційна реакція опорної поверхні $R_{\tau 11}^a$, що діє на ліве кероване колесо, згідно з рівнянням (2.21) дорівнює статичному значенню (як і отримане вище значення R_{n11}^a). Тобто $R_{\tau 11}^a = -36$ Н. Тангенційна реакція опорної поверхні в точках максимального кута атаки дорожньої нерівності та її вершини (точки «b» та «с») у відповідності з рівнянням (2.21) дорівнюють нулю (як і отримані вище значення R_{n11}^b та R_{n11}^c). Тобто $R_{\tau 11}^b = R_{\tau 11}^c = 0$ Н.

Динамічний радіус колеса автомобіля з рівняння (2.12) (без врахування демпфування шини) та з урахуванням умови (2.13) запишемо

$$r_d = \begin{cases} r - \frac{R_n}{c_{\text{ш}}^r}, & \text{якщо } r - \frac{R_n}{c_{\text{ш}}^r} < r \\ r, & \text{якщо } r - \frac{R_n}{c_{\text{ш}}^r} \geq r \end{cases}. \quad (3.1)$$

В свою чергу, вертикальну $V_{z'11}$ та повздовжню $V_{x'11}$ координати центру лівого керованого колеса автомобіля згідно з рис. 2.4 запишемо

$$V_{z'11} = Q_{z'11} + r_{d11} \cdot \cos \beta_{11}, \quad (3.2)$$

$$V_{x'11} = Q_{x'11} - r_{d11} \cdot \sin \beta_{11}. \quad (3.3)$$

Момент долання лівим керованим колесом ключових точок дорожньої нерівності з урахуванням швидкості руху автомобіля V_a запишемо

$$t_{11} = \frac{V_{x'11}}{V_a}. \quad (3.4)$$

Отримані значення параметрів руху лівого керованого колеса автомобіля та результати розрахунків за формулами (3.1) – (3.4) на фазі долаття додатного кута атаки нерівності в її характерних точках наведено у таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Параметри руху лівого керованого колеса автомобіля на фазі долаття додатного кута атаки нерівності

Параметри руху лівого керованого колеса, одиниці вимірювання	Короткий запис параметру; його значення в характерних точках дорожньої нерівності		
	в точці «a»	в точці «b»	в точці «c»
нормальна реакція опорної поверхні, Н	$R_{n11}^a = 2975$	$R_{n11}^b = 0$	$R_{n11}^c = 0$
тангенційна реакція опорної поверхні, Н	$R_{t11}^a = -36$	$R_{t11}^b = 0$	$R_{t11}^c = 0$
динамічний радіус колеса, м	$r_{d11}^a = 0.275$	$r_{d11}^b = 0.290$	$r_{d11}^c = 0.290$
вертикальна координата його центру, м	$V_{z11}^a = 0.275$	$V_{z11}^b = 0.317$	$V_{z11}^c = 0.360$
повздовжня координата його центру, м	$V_{x11}^a = -0.004$	$V_{x11}^b = 0.183$	$V_{x11}^c = 0.496$
момент долаття його центром, с	$t_{11}^a = 0.000$	$t_{11}^b = 0.013$	$t_{11}^c = 0.036$

Варто відзначити, що в наслідок зменшення нормальної реакції опорної поверхні на ліве кероване колесо за підрахунками по математичній моделі (див. 2.1) за проміжок часу від моменту долаття початку нерівності до моменту долаття її максимального кута атаки відбувається зміна положення («просідання») несучої системи автомобіля над лівим керованим колесом автомобіля на величенну $\Delta h_{11}^{a,b} = 0,007$ м. Від моменту долаття максимального кута атаки нерівності до моменту долаття її вершини «просідання» становить $\Delta h_{11}^{b,c} = 0,004$ м.

З урахуванням зазначеного та з використанням відомостей табл. 3.2 активний хід стискання підвіски лівого керованого колеса на проміжку від моменту наїзду на початок нерівності (t_{11}^a) до моменту долаття її максимального кута атаки (t_{11}^b) (позначено $f_{A11}^{a,b}$) та від моменту долаття максимального кута атаки нерівності (t_{11}^b) до моменту долаття її вершини (t_{11}^c) (позначено $f_{A11}^{b,c}$) відповідно запишемо

$$f_{A11}^{a,b} = (V_{z11}^b - V_{z11}^a) + \Delta h_{11}^{a,b}, \quad (3.5)$$

$$f_{A11}^{b,c} = (V_{z11}^c - V_{z11}^b) + \Delta h_{11}^{b,c}. \quad (3.6)$$

В рівняннях (3.5), (3.6) та далі за текстом параметри активного ходу підвіски позначено нижнім індексом «А».

В свою чергу активний хід стискання підвіски на фазі долаття додатного кута атаки нерівності з урахуванням (3.5) та (3.6) запишемо

$$f_{A11}^{a,c} = (V_{z11}^b - V_{z11}^a) + \Delta h_{11}^{a,b} + (V_{z11}^c - V_{z11}^b) + \Delta h_{11}^{b,c}. \quad (3.7)$$

У випадку, якщо отримане з рівняння (3.7) значення активного ходу стискання підвіски лівого керованого колеса $f_{A11}^{a,c}$ перевищує значення її ходу стискання від статичного положення f_{11}^{ct} , то необхідно до початку долаття дорожньої нерівності на підготовчому етапі (параметри, що відповідають цьому етапу позначені верхнім індексом «П») забезпечити активний хід відбою, який визнається рівнянням

$$f_{A11}^{\Pi} = \begin{cases} f_{A11}^{a,c} - f_{11}^{ct} & , \text{якщо } f_{A11}^{a,c} > f_{11}^{ct} \\ 0 & , \text{якщо } f_{A11}^{a,c} < f_{11}^{ct} \end{cases}. \quad (3.8)$$

З урахуванням сформованих вимог до алгоритму роботи активної підвіски автомобіля (рівність нормальних реакцій опорної поверхні на керовані колеса автомобіля до наїзду на дорожню нерівність), а також з метою збереження кутової орієнтації автомобіля до наїзду на дорожню нерівність, активний хід відбою на підготовчому етапі, що визначається за рівнянням (3.8), має відбутись одночасно з рівними значеннями на всіх підвісках його коліс ($f_{A11}^{\Pi} = f_{A12}^{\Pi} = f_{A21}^{\Pi} = f_{A22}^{\Pi}$).

Реалізація цих умов передбачає обчислення блоком управління отриманих від реєструючих засобів вихідних даних (поточні геометричні параметри опорної

поверхні та параметри руху автомобіля) з подальшим наданням керуючих дій виконавчим пристроям активної підвіски [92].

Сучасні реєструючі засоби надають інформацію про стан опорної поверхні до наїзду на дорожню нерівність [92]. Відповідно алгоритм роботи активної підвіски може виконуватись до наїзду на дорожню нерівність. Наприклад, у випадку використання системи сканування дорожнього полотна *Road Surface Scan* відстань розпізнавання $S_{\text{роз}}$ геометричних параметрів опорної поверхні (рис. 1.8) становить 15 м [92]. Тоді, для наведеного прикладу час від моменту розпізнавання дорожньої нерівності до моменту наїзду колесом автомобіля на її початок $t_{\text{роз}}$ з урахуванням швидкості руху v_a запишемо

$$t_{\text{роз}} = \frac{S_{\text{роз}}}{v_a}. \quad (3.9)$$

В свою чергу, робота виконавчих пристроїв активної підвіски передбачає використання енергії (електричної, потенційної тощо) на вертикальне переміщення колеса автомобіля по відношенню до його несучої системи. Сьогодні, активне зусилля в підвісці реалізується, наприклад, в гідравлічних насосах (низькочастотна активна підвіска з діапазоном частот приблизно 5 Гц [133], часом спрацювання $t_{\text{спр}}$ від 0,3 с та споживаною потужністю 5 КВт [39]), електромагнітних лінійних двигунах (високочастотна активна підвіска з діапазоном частот близько 20 Гц і вище [39], часом спрацювання $t_{\text{спр}}$ до 10 мкс та споживаною потужністю від 4 КВт до 20 КВт [133]) тощо.

В дані роботі в якості виконавчого пристрою активної підвіски автомобіля запропоновано механізм активної підвіски (див. 4.3), що використовує потенційну енергію (далі за текстом – «активна енергія») від зміни деформації циліндричної пружини (далі за текстом – «активна пружина»). При цьому механізм активної

підвіски підключений до її пружного та гасильного пристроїв паралельно і не впливає на динаміку руху автомобіля до моменту його включення в дію (див 4.3).

Час спрацювання $t_{\text{спр}}$ зазначеного механізму не перевищує 0,033 с, що має бути враховано при визначенні моменту надання команди для її своєчасного виконання ($t_A - t_{\text{спр}}$). Проте, з точки зору моделювання робочих процесів активної підвіски представляє інтерес момент початку реалізації t_A тої чи іншої активної дії у відповідності з розробленим алгоритмом.

Час від початку реалізації активного ходу відбою підвіски на підготовчому етапі f_A^{Π} до моменту наїзду на початок дорожньої нерівності (t_{11}^a) з урахуванням рівняння (3.9) запишемо

$$t_{A.start}^{\Pi} = t_{11}^a - t_{\text{роз}}. \quad (3.10)$$

Середня швидкість активного ходу відбою підвіски на підготовчому етапі у відповідності з його значенням f_A^{Π} (3.8) та часом, який витрачається на його реалізацію (з урахуванням (3.10)), запишемо

$$v_A^{\Pi} = \frac{f_A^{\Pi}}{t_{11}^a - t_{A.start}^{\Pi}}.$$

Варто відзначити, що до моменту включення в роботу активної підвіски автомобіля його система підресорювання була врівноважена. Тому, для реалізації активного ходу відбою підвіски f_A^{Π} до наїзду на дорожнє збурення активна енергія відбою E_A^{Π} має бути рівною сумі потенційної енергії від зміни положення приведеної до колеса автомобіля підресореної маси $E_{m_n}^{\Pi}$, її кінетичної енергії E_k^{Π} , енергії опору демпферного пристрою (амортизатора) на ході відбою E_d^{Π} і тертя в шарнірах підвіски E_T^{Π} , а також зміни потенційної енергії від деформацій пружного

пристрою підвіски $E_{\text{пр}}^{\Pi}$, що виникають в наслідок реалізації зазначеного ходу f_A^{Π} .

Тоді, активна енергія відбою підвіски на підготовчому етапі

$$E_A^{\Pi} = E_{m_n}^{\Pi} + E_k^{\Pi} + E_d^{\Pi} + E_T^{\Pi} + E_{\text{пр}}^{\Pi}. \quad (3.11)$$

Окремі складові, що входять в рівняння (3.11), на основі законів теоретичної механіки записані у вигляді

$$\begin{aligned} E_{m_n}^{\Pi} &= m_n \cdot g \cdot f_A^{\Pi}; & E_k^{\Pi} &= \frac{1}{2} m_n \cdot v_A^{\Pi^2}; \\ E_d^{\Pi} &= \frac{k_d^{\text{від}}}{2} \cdot v_A^{\Pi} \cdot f_A^{\Pi}; & E_T^{\Pi} &= F_T^{\text{max}} \cdot f_A^{\Pi}; \\ E_{\text{пр}}^{\Pi} &= - \frac{\frac{c_{\text{пр}}}{i_y} \cdot \left(\frac{\Delta f^{st}}{i_x} \right) + \frac{c_{\text{пр}}}{i_y} \cdot \left(\frac{\Delta f^{st} - f_A^{\Pi}}{i_x} \right)}{2} \cdot f_A^{\Pi}. \end{aligned}$$

З іншого боку, приведена до колеса автомобіля активна енергія відбою підвіски на підготовчому етапі E_A^{Π} на основі законів теоретичної механіки, з урахуванням параметрів активного механізму та значення активного ходу відбою на підготовчому етапі, що необхідно досягти f_A^{Π} запишемо

$$E_A^{\Pi} = \frac{\frac{c_A^{\Pi}}{i_{A.y}^{\Pi}} \cdot (\Delta L_{A.start}^{\Pi}) + \frac{c_A^{\Pi}}{i_{A.y}^{\Pi}} \cdot \left(\Delta L_{A.start}^{\Pi} + \frac{f_A^{\Pi}}{i_{A.x}^{\Pi}} \right)}{2} \cdot f_A^{\Pi}, \quad (3.12)$$

де c_A^{Π} – жорсткість активної пружини ходу відбою підвіски на підготовчому етапі, Н/м;

$i_{A.y}^{\Pi}$ – передаточна функція активного механізму відбою підвіски на підготовчому етапі по силі;

$\Delta L_{A.start}^{\Pi}$ – початкова деформація активної пружини ходу відбою підвіски на підготовчому етапі, м;

$i_{A.x}^{\Pi}$ – передаточна функція активного механізму відбою підвіски на підготовчому етапі по переміщенню.

При цьому параметри c_A^{Π} , $i_{A.y}^{\Pi}$, $i_{A.x}^{\Pi}$ активного механізму ходу відбою підвіски на підготовчому етапі визначаються з урахуванням впливу роботи зазначеного механізму на частотну характеристику підвіски та можливості його реалізації в конструкції автомобіля. Початкова деформація активної пружини ходу відбою на підготовчому етапі $\Delta L_{A.start}^{\Pi}$ визначається з рівняння (3.12).

Тоді приведену до колеса автомобіля активну силу ходу відбою на підготовчому етапі запишемо

$$F_A^{\Pi} = \begin{cases} \frac{c_A^{\Pi}}{i_{A.y}^{\Pi}} \cdot \left(\Delta L_{A.start}^{\Pi} - \frac{f}{i_{A.x}^{\Pi}} \right) & , \text{ якщо } t_{A.start}^{\Pi} < t < t_{A.end}^{\Pi} , \\ 0 & - \text{ в інших випадках} \end{cases} \quad (3.13)$$

де $t_{A.end}^{\Pi} = t_{11}^a + S_{A.end}^{\Pi} / v_a$ – момент відключення активного механізму ходу відбою підвіски на підготовчому етапі ($S_{A.end}^{\Pi}$ – пройдений шлях після долання кінця нерівності при якому відбувається відключення активного механізму ходу відбою на підготовчому етапі (в даній роботі прийнятий рівному 5 м)), с.

Сумарну приведену силу активної підвіски автомобіля, з урахуванням рівнянь (2.52) та (3.13), запишемо

$$F_{\Pi} = F_{\Pi p} + F_6^{ct} + F_6^{bid} + F_d + F_{ct} + F_t + F_A^{\Pi}. \quad (3.14)$$

Разом з тим в момент наїзду лівим керованим колесом на початок дорожньої нерівності (t_{11}^a) має розпочатись активний хід стискання його підвіски $f_{A11}^{a,c}$. Відповідно момент початку активного ходу стискання підвіски лівого керованого колеса запишемо

$$t_{A.start11} = t_{11}^a.$$

При цьому час $t_{A.11}^{a,b}$, середню швидкість $v_{A.11}^{a,b}$ та середнє прискорення $a_{A.11}^{a,b}$ активного ходу стискання підвіски лівого керованого колеса $f_{A.11}^{a,b}$ на проміжку від моменту наїзду на початок нерівності (t_{11}^a) до моменту додання її максимального кута атаки (t_{11}^b), відповідно запишемо

$$t_{A11}^{a,b} = t_{11}^b - t_{11}^a, \quad (3.15)$$

$$v_{A11}^{a,b} = \frac{f_{A11}^{a,b}}{t_{A11}^{a,b}}, \quad (3.16)$$

$$a_{A11}^{a,b} = \frac{v_{A11}^{a,b} - 0}{t_{A11}^{a,b}}. \quad (3.17)$$

Такі ж параметри ($t_{A11}^{b,c}$, $v_{A11}^{b,c}$, $a_{A11}^{b,c}$) для активного ходу підвіски $f_{A11}^{b,c}$, який виконується на проміжку часу від моменту додання максимального кута атаки нерівності (t_{11}^b) до моменту додання її вершини (t_{11}^c) визначаються, відповідно за подібними до (3.15) – (3.17) рівняннями.

Для реалізації активного ходу стискання підвіски $f_{A11}^{a,b}$ на проміжку від моменту наїзду на початок нерівності (t_{11}^a) до моменту додання її максимального кута атаки (t_{11}^b) активна енергія стискання $E_{A11}^{a,b}$ має бути рівною сумі потенційної енергії від зміни положення непідресореної маси підвіски лівого керованого колеса $E_{m_{\Pi}11}^{a,b}$, її кінетичної енергії $E_{k11}^{a,b}$, енергії опору демпферного пристрою

(амортизатора) на ході стискання $E_{д11}^{a.b}$ і тертя в шарнірах підвіски $E_{т11}^{a.b}$, змін потенційних енергії від деформацій пружного пристрою підвіски $E_{пр11}^{a.b}$, стабілізатора поперечної стійкості $E_{ст11}^{a.b}$, шини $E_{ш11}^{a.b}$ та активного пружного елемента ходу відбою $E_{А11}^{\Pi.a.b}$, що виникають в наслідок реалізації ходу підвіски $f_{А11}^{a.b}$. Тоді, активну енергію ходу стискання підвіски на проміжку від початку нерівності (точка «а») до її максимального кута атаки (точка «b») запишемо

$$E_{А11}^{a.b} = E_{m_{н11}}^{a.b} + E_{k11}^{a.b} + E_{д11}^{a.b} + E_{т11}^{a.b} + E_{пр11}^{a.b} + E_{ст11}^{a.b} + E_{ш11}^{a.b} + E_{А11}^{\Pi.a.b}. \quad (3.18)$$

Окремі складові, що входять в рівняння (3.18), на основі законів теоретичної механіки записані у вигляді

$$E_{m_{н11}}^{a.b} = m_{н1} \cdot g \cdot f_{А11}^{a.b}, \quad (3.19)$$

$$E_{k11}^{a.b} = \frac{1}{2} m_{н1} \cdot v_{А11}^{a.b}{}^2, \quad (3.20)$$

$$E_{д11}^{a.b} = \frac{k_{д1}^{cm}}{i_{x11}} \cdot v_{А11}^{a.b} \cdot f_{А11}^{a.b}, \quad (3.21)$$

$$E_{т11}^{a.b} = F_{т1}^{\max} \cdot f_{А11}^{a.b}, \quad (3.22)$$

$$E_{пр11}^{a.b} = \frac{\frac{c_{пр1}}{i_{y11}} \cdot \left(\frac{\Delta f_{11}^{st} - f_{А11}^n}{i_{x11}} \right) + \frac{c_{пр1}}{i_{y11}} \cdot \left(\frac{\Delta f_{11}^{st} - f_{А11}^n + f_{А11}^{a.b}}{i_{x11}} \right)}{2} \cdot f_{А11}^{a.b};$$

$$E_{ст11}^{a.b} = \frac{c_{ст1}^{пр} \cdot (0) + c_{ст1}^{пр} \cdot (f_{А11}^n + f_{А11}^{a.b})}{2} \cdot (f_{А11}^n + f_{А11}^{a.b});$$

$$E_{ш11}^{a.b} = -\frac{c_{ш1}^r \cdot (r - r_{д11}^b) + c_{ш1}^r \cdot (r - r_{д11}^a)}{2} \cdot (r_{д11}^b - r_{д11}^a);$$

$$E_{А11}^{\Pi.a.b} = \frac{\frac{c_{А11}^{\Pi}}{i_{A,y11}^{\Pi}} \cdot \left(\Delta L_{A.start11}^{\Pi} + \frac{f_{А11}^{\Pi}}{i_{A,x11}^{\Pi}} \right) + \frac{c_{А11}^{\Pi}}{i_{A,y11}^{\Pi}} \cdot \left(\Delta L_{A.start11}^{\Pi} + \frac{f_{А11}^{\Pi} - f_{А11}^{a.b}}{i_{A,x11}^{\Pi}} \right)}{2} \cdot (f_{А11}^{\Pi} + f_{А11}^{a.b}).$$

З іншого боку, активна енергія ходу стискання підвіски від моменту наїзду на початок нерівності (t_{11}^a) до моменту додання їй максимального кута атаки (t_{11}^b) визначається залежністю

$$E_{A11}^{a.b} = \frac{\frac{c_A}{i_{A.y}} \cdot (\Delta L_{A.start}) + \frac{c_A}{i_{A.y}} \cdot \left(\Delta L_{A.start} + \frac{f_{A11}^{a.b}}{i_{A.x}} \right)}{2} \cdot f_{A11}^{a.b}, \quad (3.23)$$

де c_A – жорсткість активної пружини ходу стискання, Н/м;

$i_{A.y}$ – передаточна функція активного механізму стискання підвіски по силі;

$\Delta L_{A.start}$ – початкова деформація активної пружини ходу стискання підвіски, м;

$i_{A.x}$ – передаточна функція активного механізму стискання підвіски по переміщенню.

Параметри c_A , $i_{A.y}$, $i_{A.x}$ активного механізму ходу стискання визначаються з урахуванням можливості його реалізації в конструкції автомобіля. Початкова деформація активної пружини ходу стискання $\Delta L_{A.start}$ визначається з рівняння (3.23).

Приведену до колеса автомобіля активну силу ходу стискання підвіски запишемо

$$F_{A11} = \begin{cases} \frac{c_A}{i_{A.y}} \cdot \left(\frac{f_{11}}{i_{A.x}} - \Delta L_{A.start} \right) & , \text{ якщо } t_{A.start} < t < t_{A.end} , \\ 0 & - \text{ в інших випадках} \end{cases} \quad (3.24)$$

де $t_{A.end}$ – момент відключення активного механізму стискання, с.

Тоді, загальну приведену до лівого керованого колеса автомобіля силу його активної підвіски з урахуванням рівнянь (2.52), (3.13) та (3.24) запишемо

$$F_{п11} = F_{пр11} + F_{\delta11}^{ст} + F_{\delta11}^{від} + F_{д11} + F_{ст11} + F_{т11} + F_{A11}^{\Pi} + F_{A11} . \quad (3.25)$$

Для визначення моменту відключення активного механізму стискання $t_{A.end}$ необхідно визначити активну енергію ходу стискання підвіски $E_{A11}^{b.end}$ на проміжку від моменту додання максимального кута атаки нерівності (t_{11}^b) до моменту відключення активного механізму стискання ($t_{A.end}$), що витрачається на досягнення активного ходу підвіски $f_{A11}^{b.c}$. При цьому зазначена енергія $E_{A11}^{b.end}$ має бути рівною сумі потенційної енергії від зміни положення невіднесеної маси підвіски лівого керованого колеса $E_{m_{н11}}^{b.c}$, її кінетичної енергії $E_{k11}^{b.c}$, енергії опору демпферного пристрою (амортизатора) на ході стискання $E_{д11}^{b.c}$ і тертя в шарнірах підвіски $E_{т11}^{b.c}$, змін потенційних енергії від деформацій пружного пристрою підвіски $E_{пр11}^{b.c}$ та її буфера стискання $E_{\delta11}^{b.c}$, стабілізатора поперечної стійкості $E_{ст11}^{b.c}$, шини $E_{ш11}^{b.c}$, а також активного пружного елемента ходу відбою $E_{A11}^{\Pi.b.c}$, що виникають в наслідок реалізації ходу підвіски $f_{A11}^{b.c}$. Тому, активну енергію ходу стискання підвіски на проміжку від моменту додання максимального кута атаки нерівності (t_{11}^b) до моменту відключення активного механізму стискання ($t_{A.end}$) запишемо

$$E_{A11}^{b.end} = E_{m_{н11}}^{b.c} + E_{k11}^{b.c} + E_{д11}^{b.c} + E_{т11}^{b.c} + E_{пр11}^{b.c} + E_{\delta11}^{b.c} + E_{ст11}^{b.c} + E_{ш11}^{b.c} + E_{A11}^{\Pi.b.c} . \quad (3.26)$$

В рівнянні (3.26) перших чотири складових ($E_{m_{н11}}^{b.c}$, $E_{k11}^{b.c}$, $E_{д11}^{b.c}$, $E_{т11}^{b.c}$), визначаються за подібними до (3.19) – (3.22) рівняннями, а інші за наступними:

$$E_{пр11}^{b.c} = \frac{c_{пр1}}{i_{y11}} \cdot \left(\frac{\Delta f_{11}^{st} - f_{A11}^n + f_{A11}^{a.b}}{i_{x11}} \right) + \frac{c_{пр1}}{i_{y11}} \cdot \left(\frac{\Delta f_{11}^{st} - f_{A11}^n + f_{A11}^{a.b} + f_{A11}^{b.c}}{i_{x11}} \right) \cdot f_{A11}^{b.c} , \quad (3.27)$$

$$E_{611}^{b.c} = \begin{cases} \frac{c_{61}^{ct}}{i_{y11}} \cdot \left[\frac{(f_{61}^{ct} + f_{A11}^n - f_{A11}^{a.c})}{i_{x11}} \right] \cdot (f_{61}^{ct} + f_{A11}^n - f_{A11}^{a.c}) & , \text{ якщо } f_{A11}^{a.c} > f_{61}^{ct} + f_{A11}^n \\ 0 & - \text{ в інших випадках} \end{cases} \quad (3.28)$$

$$E_{ct11}^{b.c} = \frac{c_{ct1}^{np} \cdot (f_{A11}^n + f_{A11}^{a.b}) + c_{ct1}^{np} \cdot (f_{A11}^n + f_{A11}^{a.b} + f_{A11}^{b.c})}{2} \cdot f_{A11}^{b.c} \quad (3.29)$$

$$E_{ш11}^{b.c} = -\frac{c_{ш1}^r \cdot (r - r_{д11}^c) + c_{ш1}^r \cdot (r - r_{д11}^b)}{2} \cdot (r_{д11}^c - r_{д11}^b) \quad (3.30)$$

$$E_{A11}^{\Pi.b.c} = \frac{\frac{c_{A11}^{\Pi}}{i_{A.y11}^{\Pi}} \cdot \left(\Delta L_{A.start11}^{\Pi} + \frac{f_{A11}^{\Pi} - f_{A11}^{a.b}}{i_{A.x11}^{\Pi}} \right) + \frac{c_{A11}^{\Pi}}{i_{A.y11}^{\Pi}} \cdot \left(\Delta L_{A.start11}^{\Pi} + \frac{f_{A11}^{\Pi} - f_{A11}^{a.b} - f_{A11}^{b.c}}{i_{A.x11}^{\Pi}} \right)}{2} \cdot f_{A11}^{b.c} \quad (3.31)$$

З іншого боку, активна енергія ходу стискання підвіски на проміжку від моменту долання максимального кута атаки нерівності (t_{11}^b) до моменту відключення активного механізму стискання ($t_{A.end}$) $E_{A11}^{b.end}$, що необхідна для досягнення відповідного активного ходу підвіски $f_{A11}^{b.c}$, визначається залежністю

$$E_{A11}^{b.end} = \frac{\frac{c_A}{i_{A.y}} \cdot \left(\Delta L_{A.start} + \frac{f_{A11}^{a.b}}{i_{A.x}} \right) + \frac{c_A}{i_{A.y}} \cdot \left(\Delta L_{A.start} + \frac{f_{A11}^{a.b} + f_{A11}^{b.end}}{i_{A.x}} \right)}{2} \cdot f_{A11}^{b.end} \quad (3.32)$$

де $f_{A11}^{b.end}$ – активний хід стискання підвіски від моменту долання максимального кута атаки нерівності (t_{11}^b) до моменту відключення активного механізму стискання ($t_{A.end}$), м.

Активний хід стискання підвіски на проміжку від моменту долання максимального кута атаки нерівності (t_{11}^b) до моменту відключення активного механізму стискання ($t_{A.end}$) $f_{A11}^{b.end}$ визначається з рівняння (3.32).

Момент відключення активного механізму стискання $t_{A.end}$ (в рівнянні (3.24)) з урахуванням активного ходу стискання підвіски $f_{A11}^{b.c}$ та його середньої швидкості $v_{A.11}^{b.c}$ на проміжку від моменту додання максимального кута атаки нерівності (t_{11}^b) до моменту додання її вершини (t_{11}^c) запишемо

$$t_{A.end} = t_{11}^b + \frac{f_{A11}^{b.end}}{v_{A11}^{b.c}}.$$

Для визначення необхідного значення нормальної реакції опорної поверхні на ліве кероване колесо в точці «d» (мінімальний кут атаки дорожньої нерівності) необхідно визначити суму моментів $M_{n,\tau,B}$ від нормальних M_n та тангенційних M_τ реакцій опорної поверхні, а також моментів вертикальних прискорень керованих коліс M_B в розглянутих вище характерних точках дорожньої нерівності, та відповідні імпульси моментів сил на зазначених проміжках часу додання дорожньої нерівності. Для цього, отримані вище значення нормальної і тангенціальної реакцій опорної поверхні на ліве кероване колесо (табл. 3.2), значення його динамічного радіусу, та кута атаки нерівності (табл. 3.1), значення вертикального прискорення центру колеса в характерних точках дорожньої нерівності на фазі додатного кута атаки підставимо в рівняння (2.33), (2.35), та (2.44) (значення параметрів руху правого керованого колеса, що рухається по рівній опорній поверхні, прийняті рівними своїм статичним значенням).

Далі, інтегруючи отримані значення моментів від дії нормальних M_n , тангенційних M_τ реакцій опорної поверхні, та вертикальних сил інерції M_B , що діють на керовані колеса автомобіля, а також суму зазначених моментів $M_{n,\tau,B}$ на проміжках часу від t_{11}^a до t_{11}^b ; від t_{11}^b до t_{11}^c , та від t_{11}^a до t_{11}^c отримаємо наближені (враховуючи наведений вище підхід до розрахунку) значення відповідних імпульсів моментів сил (табл. 3.3). При цьому додатні значення свідчать про дію момента, що прагне повернути керовані колеса в ліво, від'ємні – вправо.

Таблиця 3.3 – Імпульс моментів сил, що діють на характерних проміжках часу відносно осей повороту керованих коліс автомобіля з активною підвіскою

Джерело імпульсу	Імпульс моменту сили, Н·м·с, на проміжку часу		
	від t_{11}^a до t_{11}^b	від t_{11}^b до t_{11}^c	від t_{11}^c до t_{11}^d
Момент нормальних реакцій M_n	0,079	0,530	0,609
Момент тангенціальних реакцій M_τ	-0,007	-0,045	-0,052
Момент вертикальних сил інерції M_B	0,063	-0,105	-0,044
Разом $M_{n,\tau,B}$	0,135	0,380	0,515

Результати аналізу отриманих даних (табл.3.3) свідчать, що сумарний імпульс моментів $M_{n,\tau,B}$ сили, який діє на проміжку часу від t_{11}^a до t_{11}^c , прагне повернути керовані колеса вліво. Для нейтралізації зазначеної дії необхідно, щоб імпульс моменту сили від дії нормальних реакцій опорної поверхні на керовані колеса автомобіля на проміжку часу від t_{11}^c до t_{11}^d був рівний за модулем та протилежний за напрямком сумарному імпульсу моментів $M_{n,\tau,B}$ сил, що діють на фазі долаття додатного кута атаки нерівності (тобто, рівний -0,515 Н·м·с). Склавши систему рівнянь з (2.33), (2.35), (2.44), (3.1) – (3.4), та подібних до рівнянь (3.5) і (3.15) – (3.17), визначено необхідне в момент долаття мінімального кута атаки нерівності (точка «d») значення нормальної реакції опорної поверхні на ліве кероване колесо автомобіля R_{n11}^d та відповідні йому динамічний радіус r_{d11}^d , вертикальну $V_{Z'11}^d$ і горизонтальну $V_{X'11}^d$ координати центру колеса та час долаття ним мінімального кута атаки нерівності t_{11}^d , а також значення активного ходу відбою підвіски лівого керованого колеса $f_{A11}^{c,d}$, що відбувається на проміжку часу від моменту долаття вершини нерівності t_{11}^c до моменту долаття її мінімального кута атаки t_{11}^d , його середньої швидкості $v_{A11}^{c,d}$ та прискорення $a_{A11}^{c,d}$.

Варто відзначити, що активний хід $f_{A11}^{c.d}$ відбою підвіски лівого керованого колеса від моменту долання вершини нерівності (t_{11}^c) до моменту долання її мінімального кута атаки (t_{11}^d) може бути реалізований у випадку рівності нулю суми енергій, що виникають в наслідок реалізації зазначеного ходу (потенційної енергії від зміни положення невідпружованої маси підвіски лівого керованого колеса $E_{m_{11}}^{c.d}$, її кінетичної енергії $E_{k11}^{c.d}$, енергії опору демпферного пристрою (амортизатора) на ході відбою $E_{d11}^{c.d}$ і тертя в шарнірах підвіски $E_{t11}^{c.d}$, змін потенційних енергії від деформацій пружного пристрою підвіски $E_{pr11}^{c.d}$ та її буфера стискання $E_{611}^{c.d}$, стабілізатора поперечної стійкості $E_{ct11}^{c.d}$, шини $E_{ш11}^{c.d}$, а також активного пружного елемента ходу відбою $E_{A11}^{П.c.d}$). Тобто, має виконуватись умова

$$E_{m_{11}}^{c.d} + E_{k11}^{c.d} + E_{d11}^{c.d} + E_{t11}^{c.d} + E_{pr11}^{c.d} + E_{611}^{c.d} + E_{ct11}^{c.d} + E_{ш11}^{c.d} + E_{A11}^{П.c.d} = 0. \quad (3.33)$$

В свою чергу в рівнянні (3.33) перших чотири складових ($E_{m_{11}}^{c.d}$, $E_{k11}^{c.d}$, $E_{d11}^{c.d}$, $E_{t11}^{c.d}$) визначаються відповідно за подібними до (3.19) – (3.22) рівняннями, а інші складові ($E_{pr11}^{c.d}$, $E_{611}^{c.d}$, $E_{ct11}^{c.d}$, $E_{ш11}^{c.d}$, $E_{A11}^{П.c.d}$) – відповідно за подібними до (3.27) – (3.31) рівняннями.

За результатами підрахунків для виконання умови (3.33) достатньо з моменту долання вершини нерівності (t_{11}^c) і до моменту долання її мінімального кута атаки (t_{11}^d) зменшити енергію опору демпферного пристрою підвіски $E_{d11}^{c.d}$. Для цього на зазначеному проміжку часу необхідно змінити на відповідну величину коефіцієнту опору амортизатора. На сьогодні це реалізується, наприклад, в системі CDC (*Continuous Damping Control*), можливості якої дозволяють за 1 мс змінювати коефіцієнт опору переміщення штоку феромагнітного амортизатора $k_{A.d}$ [92]. Відповідно з урахуванням коефіцієнту опору переміщення штоку феромагнітного амортизатора на зазначеному проміжку часу підвіски лівого керованого колеса автомобіля $k_{A.d11}^{c.d}$ енергію його опору запишемо

$$E_{д11}^{c.d} = \frac{k_{A.д11}^{c.d}}{2} \cdot v_{A11}^{c.d} \cdot f_{A11}^{c.d} \cdot i_{x11} \quad (3.34)$$

Виділивши з рівняння (3.34) коефіцієнт опору переміщення штоку $k_{A.д11}^{c.d}$ феромагнітного амортизатора та підставивши отримане з (3.33) значення його бажаної енергії опору $E_{д11}^{c.d}$, запишемо

$$k_{A.д11}^{c.d} = \frac{E_{д11}^{c.d} \cdot i_{x11}^2}{v_{A11}^{c.d} \cdot f_{A11}^{c.d}} \quad (3.35)$$

Тоді з моменту долання вершини нерівності (t_{11}^c) і до моменту долання її мінімального кута атаки (t_{11}^d) коефіцієнт опору феромагнітного амортизатора лівого керованого колеса $k_{A.д11}^{c.d}$ має становити 2,2 кН·с/м. В протилежному випадку його параметри відповідають своїм початковим значенням (коефіцієнт опору на ході стискання $k_{д11}^{ст}$ становить 1,3 кН·с/м, на ході відбою $k_{д11}^{від}$ – 5,7 кН·с/м (див. Додаток А)).

Приведену до лівого керованого колеса автомобіля з активною підвіскою силу опору амортизатора $F_{A.д11}$ з урахуванням (2.48) та (3.35) запишемо

$$F_{A.д11} = \begin{cases} \frac{k_{A.д11}^{c.d}}{i_{x11}^2} \cdot \dot{f}_{11} & , \text{ якщо } t_{11}^c < t < t_{11}^d \\ F_{д11} & - \text{ в інших випадках} \end{cases} \quad (3.36)$$

Тоді, рівняння (3.25) приведеної до лівого керованого колеса автомобіля сумарної сили підвіски з урахуванням $F_{A.д}$ (3.36) перепишемо

$$F_{п11} = F_{пр11} + F_{611}^{ст} + F_{611}^{від} + F_{A.д11} + F_{ст11} + F_{т11} + F_{A11}^{\Pi} + F_{A11} \quad (3.37)$$

Для проведення теоретичних досліджень курсової стійкості автомобіля з активної підвіскою при русі по нерівній дорозі [134] (підрозділ 3.2) в рівняння проєкцій на вертикальну вісь рухомої системи координат $X_p Y_p Z_p$ сумарних приведених сил підвісок рівняння (2.53), що входить в систему рівнянь динаміки руху автомобіля (2.7), підставляються рівняння сумарних приведених сил: для підвіски лівого керованого колеса – (3.37), а для підвісок інших коліс – (3.14).

3.2 Теоретичне дослідження курсової стійкості автомобіля з активною підвіскою при русі по нерівній дорозі

З урахуванням математичних залежностей, що описують рух автомобіля по нерівній дорозі (п. 2.1) та робочих процесів його активної підвіски (п. 3.1), проведено теоретичне дослідження курсової стійкості автомобіля (його параметри наведено в Додатку А) з активною підвіскою при русі по нерівній дорозі (умови руху наведено в п 1.3) [131].

У цьому підрозділі для зручності аналізу впливу роботи активної підвіски на процеси, які супроводжують рух автомобіля по нерівній дорозі, на графічних залежностях пунктиром відображено криві, що характеризують рух автомобіля з пасивною підвіскою.

За результатами розрахунків побудовані графічні залежності зміни поперечного відхилення ΔY центру мас автомобіля від заданої траєкторії, його курсового кута ψ , середнього кута повороту керованих коліс θ , кутів крену φ і тангажу α від пройденого часу руху автомобіля t_a (рис. 3.1).

Аналіз графіків (рис. 3.1) свідчить, що після наїзду автомобіля на дорожню нерівність відбувається короткочасна та незначна (в порівнянні з пасивною підвіскою) зміна кута повороту його керованих коліс θ , значно менша (в порівнянні з пасивною підвіскою) зміна курсового кута ψ , зміна кутів крену φ і тангажу α , а також майже відсутня (в порівнянні з пасивною підвіскою) зміна поперечного відхилення ΔY центру мас автомобіля від заданої траєкторії.

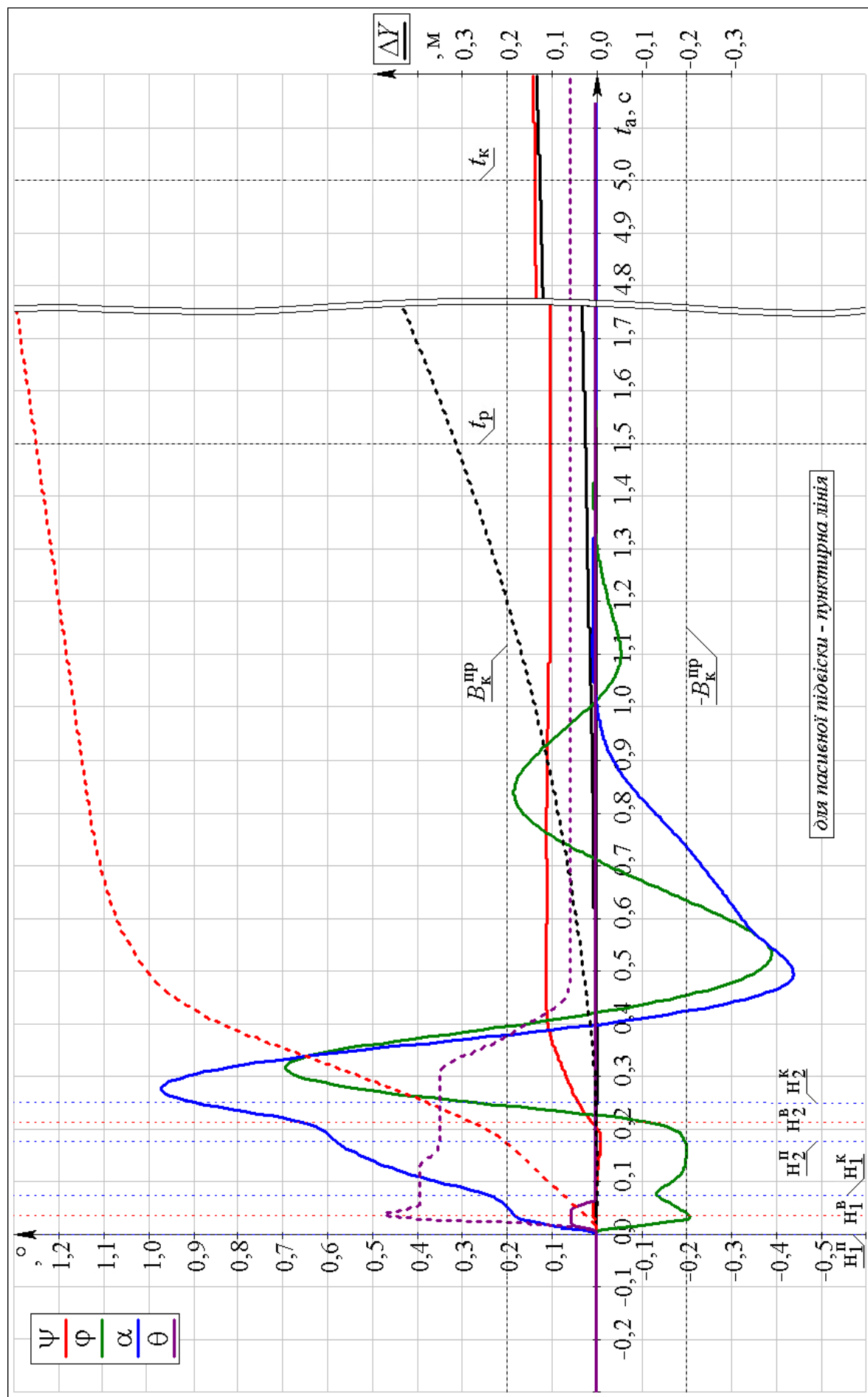


Рисунок 3.1 – Залежності зміни поперечного відхилення центру мас автомобіля з активною підвіскою від заданої траєкторії ΔY , його курсового кута ψ , кутів крену ϕ і тангажу α , а також кута повороту керованих коліс θ , від пройденого часу руху t_a

При цьому згодом після долання вершини нерівності заднім колесом автомобіля (вертикаль « n_2^B ») його курсовий кут досягає значення 0,112 град. В першу чергу це пояснюється тим, що в контактї еластичної шини автомобіля з дорогою відбуваються процеси, які призводять до кочення його коліс з відведенням (п. 3.2.1).

Після наїзду на початок дорожньої нерівності (вертикаль « n_1^P ») спостерігається короткочасний (в порівнянні з поворотом коліс автомобіля з пасивною підвіскою (рис. 2.8)) поворот керованих коліс вліво на 0,056 град. При цьому в районі вершини нерівності (вертикаль « n_1^B ») відбувається стабілізація керованих коліс в області нульових значень (0,003 град) (п. 3.2.2).

Крім того, після долання нерівності переднім та заднім колесами лівого борта автомобіля спостерігається зміна коливального характеру кутів крену φ та тангажу α . Кут крену φ змінюється спочатку вліво, під час долання нерівності переднім колесом, досягаючи значення $-0,209$ град, а потім вправо після долання нерівності заднім колесом, досягаючи значення 0,693 град. Після цього значення поперечного кута нахилу несучої системи автомобіля поступово стабілізуються на близьких до нуля величинах.

Одночасно з описаними процесами значення кута тангажу α змінюється з 0,958 град до $-0,446$ град, після чого значення повздовжнього кута нахилу несучої системи автомобіля поступово стабілізуються на близьких до нуля величинах. Характер зміни кутів крену φ та тангажу α несучої системи автомобіля пояснюється робочими процесами його активних підвісок (п. 3.2.3).

Подальший аналіз рисунку 3.1 показує, що через 1,5 с (час реакції водія) після наїзду на дорожню нерівність (вертикаль « t_p ») поперечне відхилення ΔY вліво центру мас автомобіля становить 0,025 м, а курсовий кут ψ – 0,103 град.

Вихід габаритів автомобіля з активною підвіскою (працює за розробленим алгоритмом (п. 3.1)) за межі коридору безпеки протягом часу t_k (5 с) не відбувся. Згідно з прийнятими критеріями (п. 1.1) курсова стійкість автомобіля з активною підвіскою задовільна.

3.2.1 Теоретичне дослідження взаємодії коліс автомобіля з нерівною опорною поверхнею дороги під час роботи його активної підвіски

За результатами розрахунків отримані графічні залежності реакцій опорної поверхні на колеса автомобіля з активною підвіскою від пройденого шляху S_a (рис. 3.2) та виконано візуалізацію процесу долання дорожньої нерівності лівим керованим колесом автомобіля з активною підвіскою на зображення якого (рис. 3.3), нанесено (для зручності порівняння) напівпрозоре зображення подібної візуалізації процесу руху автомобіля з пасивною підвіскою (рис. 2.10).

Аналіз отриманих результатів (рис. 3.2) та (рис. 3.3) свідчить, що до наїзду на дорожню нерівність реакції дороги на колеса автомобіля залишаються незмінними, а деформація їх шин відповідає статичному навантаженню (рис. 3.3, а). В момент долання лівим керованим колесом автомобіля з активною підвіскою додатного кута атаки нерівності (між вертикалями « $n_1^П$ » та « $n_1^В$ ») відбувається стрімке (з 3,0 кН до 0,0 кН) зменшення (на відміну від автомобіля пасивної підвіски) нормальної реакції R_{n11} опорної поверхні, що діє на нього (відрив колеса від опорної поверхні (рис. 3.3, б)), що пояснюється робочими процесами його активної підвіски (п. 3.2.3).

Після долання вершини нерівності (вертикаль « $n_1^В$ ») спостерігається відновлення контакту колеса автомобіля з дорогою (рис. 3.3, в). Це пояснює стрімке (з 0,0 кН до 3,9 кН) зростання нормальної реакції R_{n11} опорної поверхні (рис. 3.2, а).

Варто відзначити, що в порівнянні з характером руху автомобіля з пасивною підвіскою, відрив керованого колеса автомобіля з активною підвіскою від опорної поверхні змістився з області після вершини нерівності (рис. 2.10, б) в область до вершини нерівності (рис. 3.3, б). При цьому час відриву зазначеного колеса від опорної поверхні скоротиться майже в чотири рази (з 0,204 с до 0,054 с).

Пояснення щодо характеру перерозподілу нормальних R_n (рис. 3.2, а), тангенційних R_t (рис. 3.2, б) та бічних R_y (рис. 3.2, в) реакцій опорної поверхні на колеса автомобіля подібні до описаних раніше (див. 2.2.1).

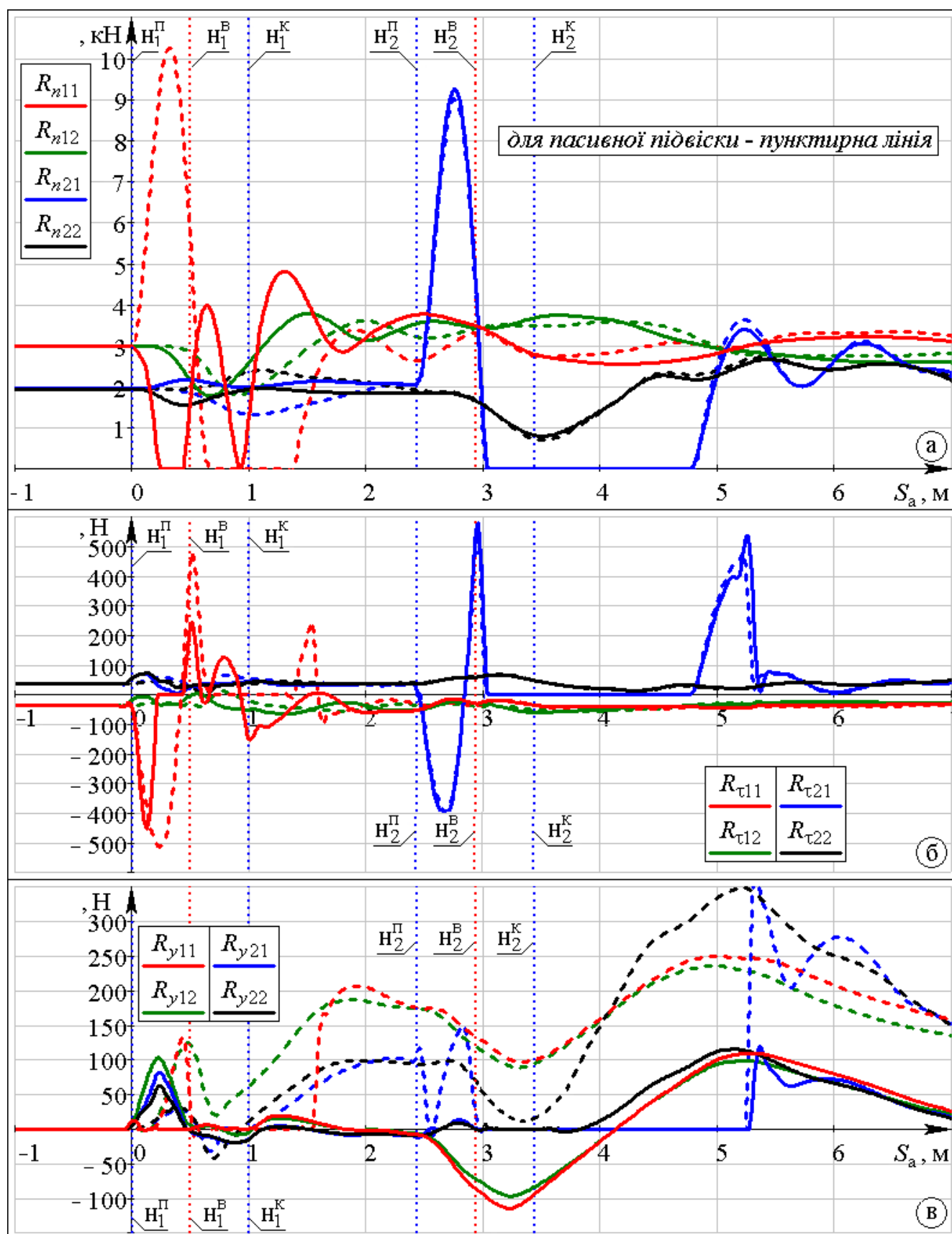


Рисунок 3.2 – Залежності нормальних R_n (а), тангенційних R_τ (б) та бічних R_y (в) реакцій опорної поверхні на колеса автомобіля з активною підвіскою від пройденого шляху S_a

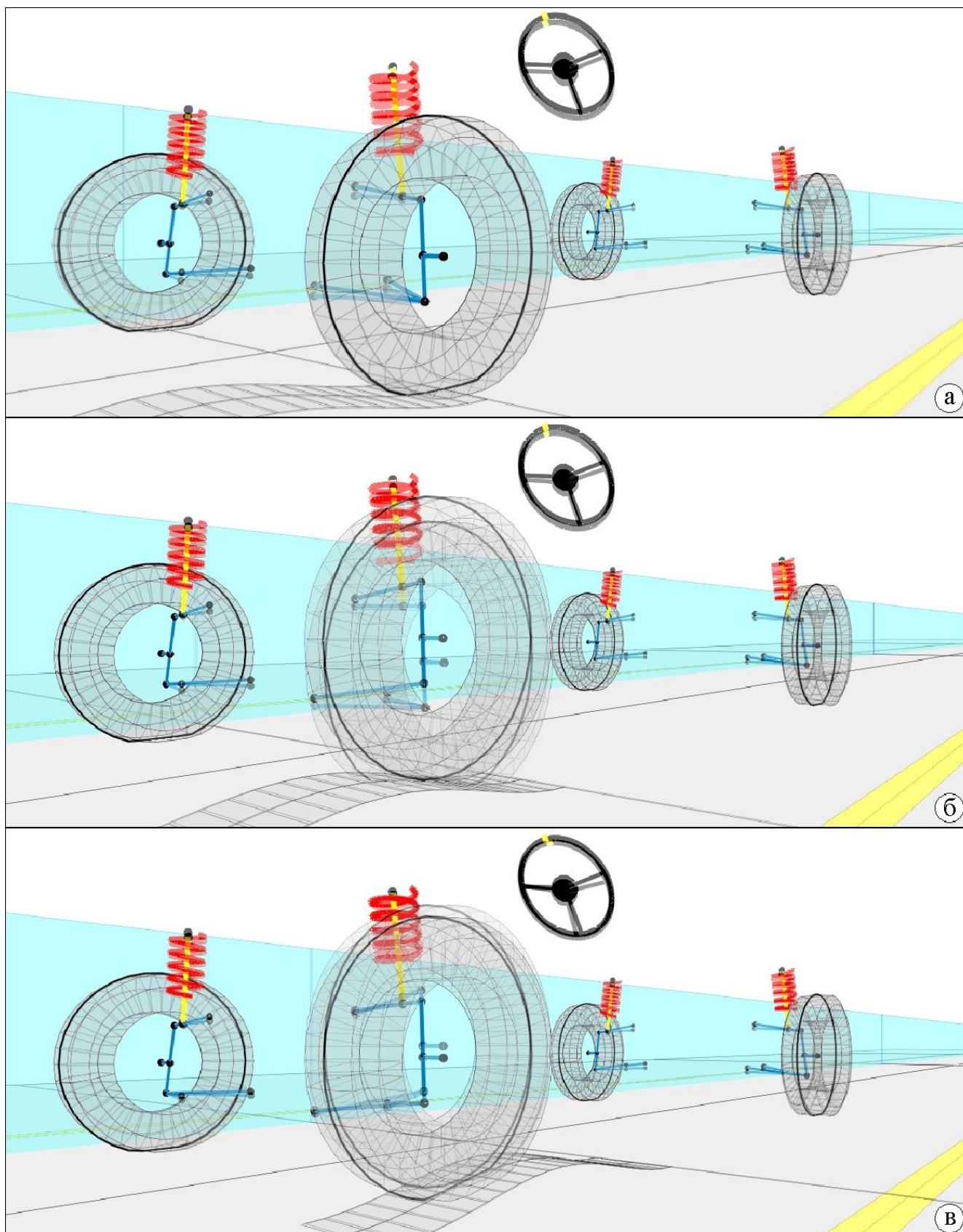


Рисунок 3.3 – Візуалізація процесу долаття автомобілем з активною підвіскою лівим керованим колесом початку дорожньої нерівності (а), її максимального (б) та мінімального (в) кутів атаки

Максимальні зміни значень кутів відведення коліс передньої та задньої осей автомобіля з активною підвіскою не перевищують по модулю 0,5 град, після чого відбувається їх поступове зменшення.

3.2.2 Теоретичне дослідження роботи рульового керування автомобіля з активною підвіскою при його русі по нерівній дорозі

За результатами розрахунків отримані графічні залежності моментів різних сил відносно осей повороту керованих коліс автомобіля від пройденого його центром мас шляху S_a (рис. 3.4). До згаданих моментів відносяться ті, що обумовлені діями тангенційних M_τ , бічних M_y , нормальних M_n реакцій опорної поверхні, та вертикальних сил інерцій M_b на керовані колеса автомобіля, а також стабілізуючі моменти їх шин $M_{ст}$, момент опору їх повороту під час кочення M_ω , інерційний момент M_j , гіроскопічний момент $M_{гip}$, момент сухого M_T та в'язкого M_d тертя в системі рульового керування автомобіля з активною підвіскою.

Аналіз графіків (рис. 3.4) свідчить, що до наїзду на дорожню нерівність моменти, які діють відносно осей повороту керованих коліс автомобіля з активною підвіскою дорівнюють нулю. Після наїзду переднім лівим колесом на дорожню нерівність (вертикаль « $n_1^П$ ») зростають моменти нормальних M_n , тангенційних M_τ та бічних M_y реакцій опорної поверхні (пояснюється зміною значень реакцій (рис. 3.2)), моментів вертикальних сил інерцій M_b (збільшення швидкості ходу стискання його активної підвіски лівого колеса п. 3.2.3), гіроскопічний момент $M_{гip}$ (у відповідності з робочими процесами підвіски автомобіля та зміною кута його крену (рис. 3.1)) (рис. 3.4). Зазначені моменти прагнуть повернути керовані колеса вліво. Їм протидіють моменти сухого M_T та в'язкого M_d тертя, інерційний момент M_j , а також стабілізуючі моменти шин $M_{ст}$, та моменти опору їх повороту під час кочення M_ω .

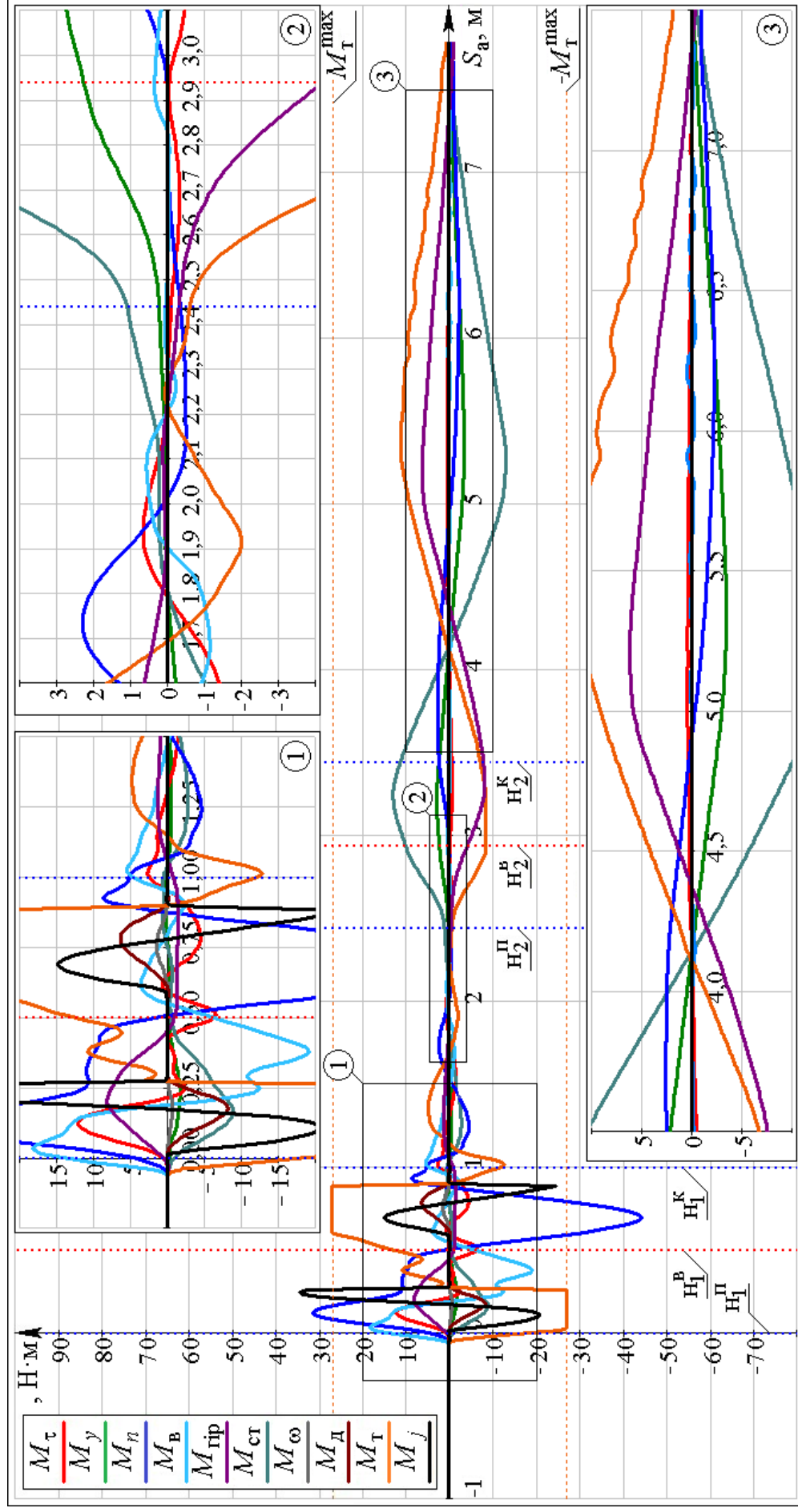


Рисунок 3.4 – Залежності моментів тангенційних M_τ , бічних M_y , та нормальних M_n реакцій опорної поверхні, а також моментів від дії вертикальних сил інерції на керовані колеса автомобіля M_B , стабілізуючих моментів їх шин M_{ct} , та моментів опору їх повороту під час кочення M_ω , інерційного M_j та гіроскопічного $M_{\text{гир}}$ моментів, моменту сухого M_T та в'язкого M_d тертя від пройденого центром мас автомобіля з активною підвіскою шляху S_a

В районі вершини нерівності (вертикаль « n_1^B ») варто виділити роботу моменту від дії вертикальних сил інерції M_B на керовані колеса автомобіля, який прагне повернути керовані колеса вправо (пояснюється зменшенням швидкості ходу стискання активної підвіски п. 3.2.3). Після долання вершини нерівності відбувається стрімке зменшення (прагнуть повернути керовані колеса вправо) моменту від дії нормальних реакцій опорної поверхні M_n на керовані колеса автомобіля (пояснюється поновленням контакту лівого керованого колеса з опорною поверхнею на фазі долання від'ємного кута атаки нерівності (рис. 3.3, в) та збільшенням нормальної реакції останньої на зазначене колесо (рис. 3.2, а)). При цьому повороту керованих коліс вправо протидіють моменти сухого M_T та в'язкого M_d тертя, а також інерційний момент M_j (рис. 3.4).

Подальші зміни значень моментів відносно осей повороту керованих коліс в сумі не долають граничного моменту сухого тертя $M_T^{\max}$, що діє в шарнірах рульового керування автомобіля. Це пояснює постійність кута повороту керованих коліс (0,003 град) (рис. 3.1).

Зменшення відхилення керованих коліс автомобіля з активною підвіскою (в порівнянні з пасивною, п. 2.2) від заданого положення після долання дорожньої нерівності пояснюється, в першу чергу, зміною характеру моментів від дії нормальних M_n і тангенційних M_τ реакцій опорної поверхні на керовані колеса автомобіля, а також моментів від дії вертикальних сил інерції на керовані колеса автомобіля M_B їх залежності від часу наведено на рисунку 3.5. Інтегруючи зазначені моменти, а також їх суму $M_{n,\tau,B}$ на тих же проміжках часу що й в п. 2.2.2, отримаємо значення відповідних імпульсів моментів сил (табл. 3.4). Це дозволить порівняти вплив кожного з зазначених моментів, а також їх суми на відхилення керованих коліс автомобіля з пасивною (табл. 2.1) та активною (табл. 3.4) підвісками від заданого положення. При цьому додатні значення свідчать про дію (на заданому проміжку часу) момента, що прагне повернути керовані колеса вліво, від'ємні – вправо.

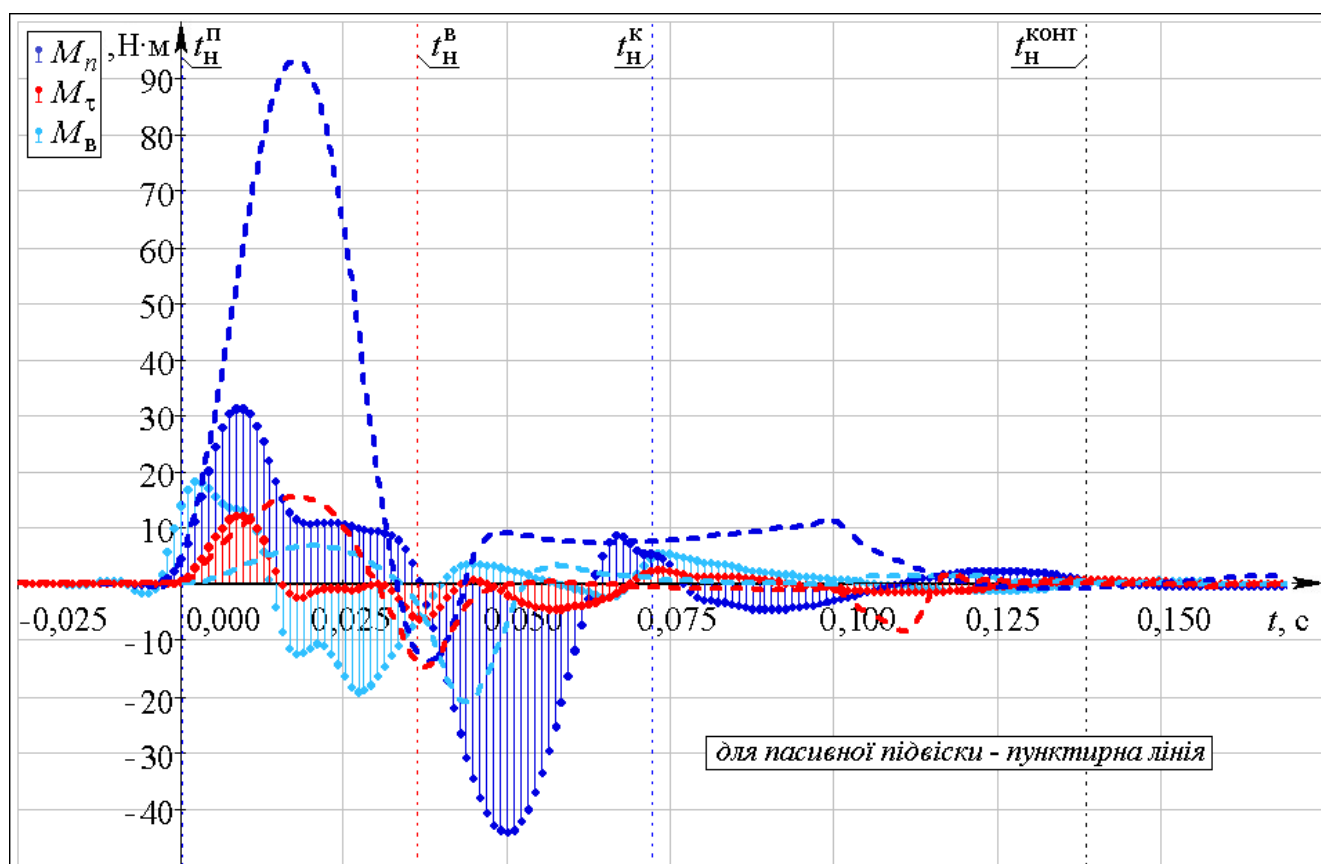


Рисунок 3.5 – Залежності зміни моментів від дії тангенційних M_τ , та нормальних M_n реакцій опорної поверхні, а також вертикальних сил інерції M_b , на керовані колеса автомобіля з активною підвіскою від часу t

Таблиця 3.4 – Імпульс моментів сил, що діють на характерних проміжках часу, відносно осей повороту керованих коліс автомобіля з активною підвіскою

Джерело імпульсу	Імпульс моменту сили, Н·м·с, на проміжку часу			
	від $t_H^П$ до $t_H^В$	від $t_H^В$ до $t_H^К$	від $t_H^К$ до $t_H^{КОНТ}$	від $t_H^П$ до $t_H^{КОНТ}$
Момент нормальних реакцій M_n	0,545	-0,647	-0,033	-0,136
Момент тангенціальних реакцій M_τ	0,078	-0,083	0,003	-0,002
Момент вертикальних сил інерції M_b	-0,105	0,023	0,062	-0,019
Всього $M_{n,\tau,b}$	0,518	-0,707	0,032	-0,157

На основі аналізу графічних залежностей (рис. 3.5) та порівняння результатів, наведених в (табл. 2.1), з результатами, наведеними в (табл. 3.4), сформульовано наступні висновки:

- на фазі долаття додатного кута атаки дорожньої нерівності, керовані колеса автомобіля як з пасивною, так і з активною підвісками, прагнуть відхилитись від нейтрального положення вліво, в першу чергу, під дією моментів від нормальних реакцій M_n . Проте, імпульси зазначених моментів сил на керовані колеса автомобіля з активною підвіскою в чотири рази менше. Крім того, на зазначеному проміжку часу змінено напрямок дії моментів від вертикальних сил інерції M_v (прагнуть повернути керовані колеса вправо). Загалом на момент долаття вершини дорожньої нерівності відхилення керованих коліс автомобіля з активною підвіскою від нейтрального положення зменшено в 8,5 разів. Це пояснюється зменшенням нормальної реакції опорної поверхні на ліве кероване колесо автомобіля (рис. 3.2, а) та зміною (в області вершини нерівності) ходу підвіски (п. 3.2.3) з відповідним вертикальним прискоренням центру лівого керованого колеса;

- на фазі долаття від'ємного кута атаки дорожньої нерівності сума моментів $M_{n,т,в}$ прагне повернути керовані колеса автомобіля як з пасивною, так і з активною підвісками вправо. Проте, імпульси зазначених моментів сил на керовані колеса автомобіля з активною підвіскою в шість разів більші, що дозволяє вернути кути їх повороту в область нульових значень (0.003 град). Це пояснюється збільшенням (на фазі долаття від'ємного кута атаки дорожньої нерівності) нормальної реакції опорної поверхні на ліве кероване колесо автомобіля (рис. 3.2, а) (коли кут між нормаллю до опорної поверхні в точці контакту лівого керованого колеса з дорогою та повздовжнім нахилом осі його повороту зростає);

- загалом стабілізація кутів повороту керованих коліс автомобіля з активною підвіскою відбулась на 0,406 с швидше, з кутами недоходження до нейтрального положення майже в 20 разів меншими ніж керованих коліс автомобіля з пасивною підвіскою (0,059 град).

Отримані результати підтверджують правильність розробленого алгоритму (п. 3.1) та його ефективність з точки зору поліпшення курсової стійкості автомобіля при його русі по нерівній дорозі (рис. 3.1).

3.2.3 Теоретичне дослідження роботи активної підвіски автомобіля при його русі по нерівній дорозі

За результатами розрахунків визначено зміну ходів f підвісок автомобіля та їх швидкостей $\dot{f}$ (рис. 3.5), а також приведених до коліс автомобіля сил підвісок (рис. 3.6) від пройденого його центром мас шляху S_a .

Аналіз графіків (рис. 3.6) та (рис. 3.7) свідчить, що до наїзду автомобіля на дорожню нерівність (вертикаль « $n_1^П$ ») кінематичні та силові параметри підвісок автомобіля відмінні від своїх статичних значень. Це пояснюється дією активної сили відбою підвіски $F_A^П$ на підготовчому етапі (до наїзду на дорожню нерівність).

Після наїзду лівим керованим колесом автомобіля на дорожню збурення (вертикаль « $n_1^П$ ») відбувається зміна параметрів всіх (!) підвісок коліс автомобіля. При чому, загальні сили підвіски лівого керованого колеса $F_{п11}$ інтенсивно зменшуються (пояснюється дією активної сили стискання F_A (рис. 2.13, б)). Це призводить до зміни (в порівнянні з пасивною підвіскою) характеру ходу стискання підвіски лівого керованого колеса f_{11} (рис. 3.6, а) та швидкості $\dot{f}_{11}$ (рис. 3.6, в)).

В області вершини нерівності (вертикаль « $n_1^В$ ») (раніше ніж з пасивною підвіскою (!), п. 2.2.3) відбувається зміна ходу відбою на хід стискання з інтенсивною зміною його швидкості (прискоренням) (рис. 3.6, в). Це пояснюється стрімким зменшенням (за модулем) до нуля активної сили стискання F_{A11} (рис. 2.13, б) та локальним (від « $n_1^В$ » до моменту поновлення контакту лівого керованого колеса з дорогою (рис. 3.2, а)) зменшенням (в порівнянні з пасивною підвіскою (рис. 2.13, б)) за модулем сили опору амортизатора $F_{A.д}$ (рис. 3.3, б).

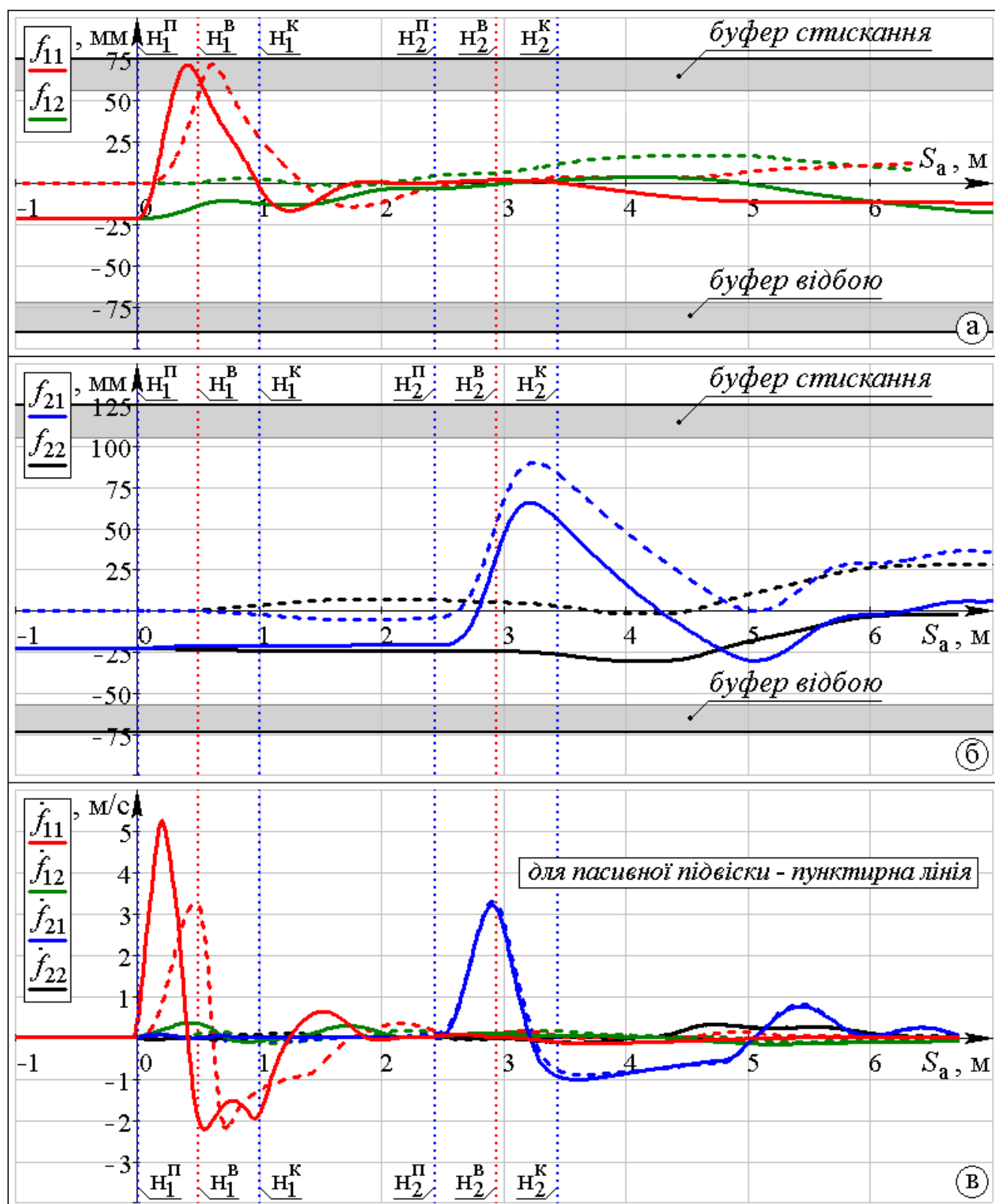


Рисунок 3.6 – Залежності зміни ходу активних підвісок f передніх (а)

та задніх (б) коліс автомобіля, а також їх швидкостей $\dot{f}$ (в)

від пройденого шляху S_a

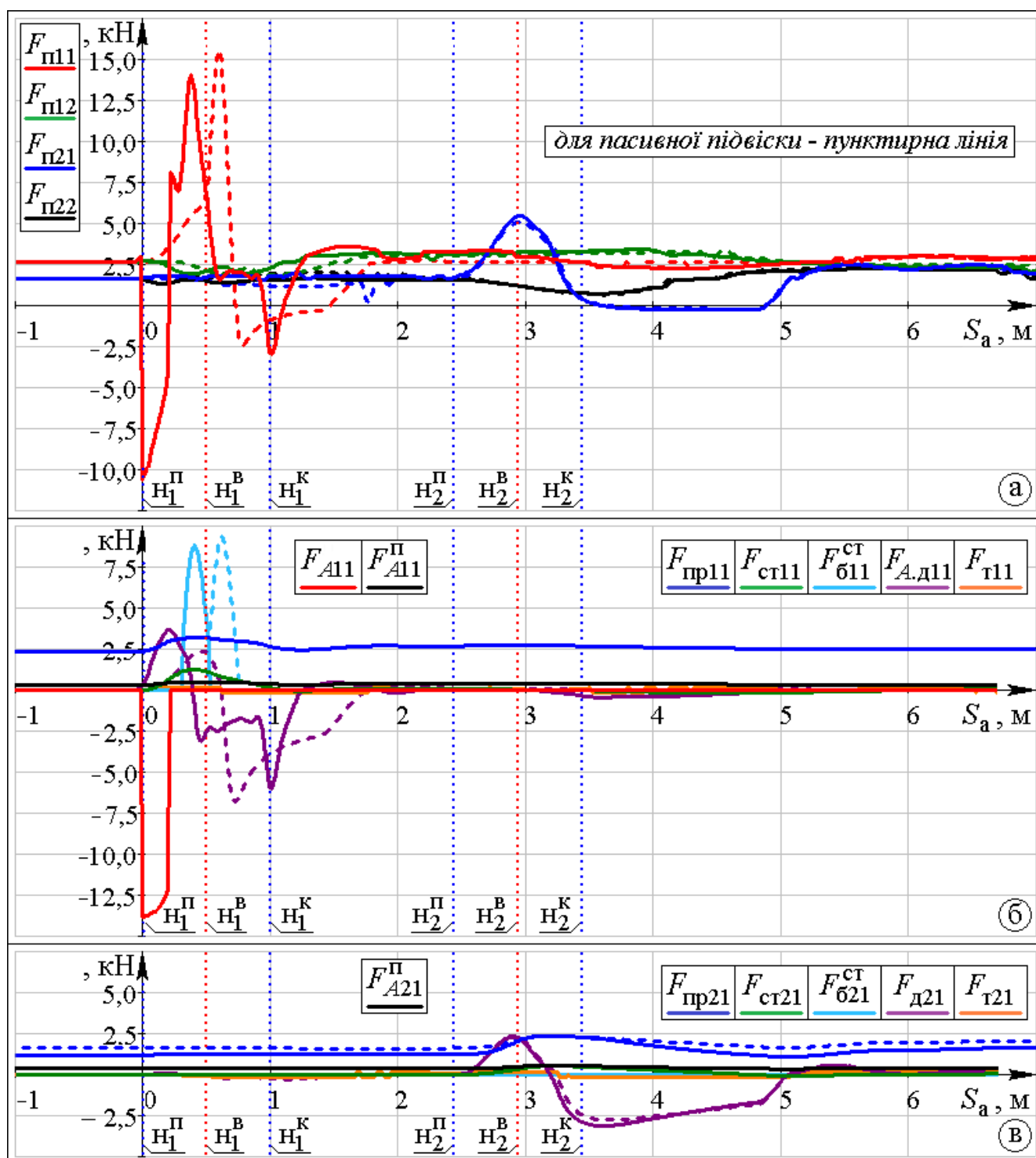


Рисунок 3.7 – Залежності зміни приведених сумарних сил підвісок автомобіля $F_{п}$ (а), потенціальної сили пружного елементу $F_{пр}$, стабілізатора поперечної стійкості $F_{ст}$, буфера стиснення $F_6^{ст}$, сили опору демпферного пристрою $F_{A.д}$ і тертя $F_{т}$, активних сил F_A та $F_A^П$, що діють в підвісках переднього лівого (б) та заднього лівого (в) коліс автомобіля з активною підвіскою від пройденого шляху S_a

Разом з тим на зазначеному проміжку часу своїх максимальних значень досягають сили від деформації пружного пристрою $F_{\text{пр11}}$, стабілізатор поперечної стійкості $F_{\text{ст11}}$ та буфер стискання $F_{\text{б11}}^{\text{ст}}$ підвіски лівого керованого колеса автомобіля (рис. 3.7, б).

Зазначені процеси відбуваються у відповідності з розробленим алгоритмом (див. 3.1) активної підвіски. Це пояснює зміну характеру взаємодії лівого керованого колеса автомобіля з дорожньою нерівністю (рис. 3.2) (на фазі долання додатного кута атаки нерівності нормальна реакція опорної поверхні зменшується, а на фазі долання від'ємного кута атаки нерівності – зростає), що позитивно (з точки зору зменшення кута відхилення керованих коліс автомобіля від заданого положення після долання дорожньої нерівності) впливає на характер зміни моментів відносно осей повороту керованих коліс від дії нормальних реакцій (п. 3.2.2). Також, зазначене пояснює зміну характеру ходу підвіски лівого керованого колеса (інтенсивне прискорення вгору в області вершини нерівності), що призводить до збільшення моменту, який діє відносно осей повороту керованих коліс, від вертикальних сил інерції (рис. 3.4) і відіграє позитивну роль в зменшенні відхилення кутів повороту керованих коліс від нейтрального положення (п. 3.2.2) на зазначеному проміжку часу.

Висновки до третього розділу

1. Сформульовано вимоги та розроблено алгоритм роботи активної підвіски автомобіля, що спрямований на поліпшення його курсової стійкості при русі по нерівній дорозі. Критерієм якості роботи активної підвіски обрано мінімальне відхилення керованих коліс від заданого положення.

2. З урахуванням математичних залежностей, що описують робочі процеси активної підвіски автомобіля, проведено теоретичні дослідження його курсової стійкості при русі по нерівній дорозі. Встановлено, що протягом 5 с після початку дії збурення автомобіль з активною підвіскою за межі коридору безпеки не вийшов (критерій курсової стійкості), що підтверджує його курсову стійкість. Крім того,

через 1,5 с після наїзду на дорожню нерівність поперечне відхилення центру мас автомобіля становить 0,025 м, а його курсовий кут – 0,103 град (додаткові критерії курсової стійкості).

3. Стабілізація кутів повороту керованих коліс автомобіля з активною підвіскою відбулась в області нульових значень (0,003 град), з кутами недоходження до нейтрального положення майже в 20 разів меншими ніж керованих коліс автомобіля з пасивною підвіскою (0,059 град). Це підтверджує ефективність розробленого алгоритму роботи активної підвіски автомобіля.

4. Відрив керованого колеса автомобіля з активною підвіскою від опорної поверхні змістився (в порівнянні з характером руху автомобіля з пасивною підвіскою) з області після вершини нерівності в область до вершини нерівності. При цьому час відриву зазначеного колеса від опорної поверхні скоротиться майже в чотири рази (з 0,204 с до 0,054 с).

5. За відсутності необхідності в здійсненні активного ходу відбою підвісок на підготовчому етапі, поліпшення курсової стійкості автомобіля при його русі по нерівній дорозі може бути досягнуто шляхом керування робочими процесами лише активної підвіски керованого колеса, що долає дорожню нерівність.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ З ПАСИВНОЮ ТА АКТИВНОЮ ПІДВІСКАМИ ПРИ РУСІ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ

4.1 Мета і задачі експериментальних досліджень

Метою експериментальних досліджень є підтвердження адекватності розробленої математичної моделі та достовірності результатів теоретичних досліджень курсової стійкості автомобіля з пасивною та активною підвісками при його русі по нерівній дорозі.

До задач експериментального дослідження входило:

- розробка та створення виконавчого пристрою активної підвіски, що працює за розробленим алгоритмом;
- визначення параметрів фізичної моделі автомобіля, що використовуються при математичному моделюванні її руху по нерівній дорозі;
- створення траси для проведення експериментальних досліджень;
- вибір вимірювально-реєструючого комплексу та місць встановлення його давачів на об'єкті експериментальних досліджень;
- визначення показників курсової стійкості фізичної моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі;
- провести порівняльний аналіз експериментальних і теоретичних досліджень, а також роботи активної підвіски, на курсову стійкість фізичної моделі автомобіля при її русі по нерівній дорозі.

4.2 Об'єкт експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження проводять як на натурних зразках, так і на їх фізичних моделях [135–137]. Останні мають певні переваги [138]: значне зменшення матеріальних витрат та витрат часу на виконання роботи, можливість

швидко змінювати умови проведення експерименту, можливість оцінювати ефективність технічних рішень до реалізації їх в реальних конструкціях автотранспортних засобів та випробувальних стендах.

В якості об'єкта експериментальних досліджень обрано фізичну модель автомобіля 5 (рис. 4.1) з коефіцієнтом геометричної подібності рівним 4 (за вільним радіусом колеса) [134, 139, 140]. Варто відзначити, що фізична модель автомобіля має еластичні шини, незалежні двоважільні підвіски передніх та задніх коліс, амортизатори, передній і задній стабілізатори поперечної стійкості, міжколісний симетричний диференціал, двигун внутрішнього згоряння, гальмівну систему та систему рульового керування [141].



Рисунок 4.1 – Фізична модель автомобіля та дорожня нерівність, а також джерело енергії з контактною парою (а), що необхідні для роботи виконавчого пристрою активної підвіски

Для подібності конструкції об'єкту експерименту тому автомобілю, якого розглянуто в теоретичних дослідженнях, були відключені передній привід фізичної моделі автомобіля та привід керування кутами повороту керованих коліс. Проведено роботи по усуненню люфтів в шарнірах підвіски фізичної моделі

автомобіля та системі її рульового керування. Крім того, в підвіски встановлено буфери стискання 1 (рис. 4.1) (буфер відбою при теоретичних дослідженнях в зазначених умовах в роботу не включався), а в колеса – пристрої (клапани) 2 для підтримки та забезпечення зміни внутрішнього тиску повітря в еластичних шинах.

Для забезпечення роботи механізму активної підвіски (п. 4.3) фізичної моделі автомобіля 5 (рис. 4.1), що долає дорожню нерівність 3, на опорній поверхні розміщенні контактні пари 4 до яких через електричні дроти 6 підводиться напруга (12 В) від акумулятора 7.

Система живлення двигуна фізичної моделі автомобіля була налаштована таким чином, що при натиснутому оператором на дистанційному пульті керування важеля розгону до крайнього положення швидкість фізичної моделі автомобіля в момент долання дорожньої нерівності її керованим лівим колесом становила 3,5 м/с (передбачено програмою експериментальних досліджень (п. 4.6)).

4.3 Розробка виконавчого пристрою активної підвіски фізичної моделі автомобіля

Теоретичними дослідженнями доведено, що для досягнення поліпшення курсової стійкості автомобіля достатньо керувати робочими процесами активної підвіски його керованого колеса, що долає дорожню нерівність. Згідно з розробленим алгоритмом (п. 3.1) необхідність в активному ході підвісок коліс фізичної моделі автомобіля на підготовчому етапі відсутня (з урахуванням геометричних параметрів дорожньої нерівності (п. 4.6) та параметрів фізичної моделі автомобіля (Додаток А)).

З огляду на значення коефіцієнтів опору відбою та стискання амортизатора передньої підвіски фізичної моделі автомобіля (Додаток А), а також на складність реалізації їх зміни, раціонально (хоча й зі зменшенням ефекту роботи активної підвіски на курсову стійкість фізичної моделі автомобіля) зміну зазначеного коефіцієнту під час активного ходу відбою підвіски не здійснювати.

Тоді задача зводиться до забезпечення реалізації активного ходу стискання підвіски лівого керованого колеса фізичної моделі автомобіля у відповідності з алгоритмом її роботи (п. 3.1). При цьому використання гідравлічних, пневматичних або електромагнітних виконавчих пристроїв активної підвіски ускладнює її конструкцію, підвищує вартість та вимоги щодо експлуатації. Тому, було розроблено та створено механізм активної підвіски фізичної моделі автомобіля [134, 140] (рис. 4.2), конструкція якого базується на технічному рішенні, що захищено патентом на корисну модель [142] (Додаток Г).

В основі конструкції механізму активної підвіски використано циліндричну витуту пружину (далі за текстом – «активна пружина»), що працює на розтягування, від деформації якої (величина деформації визначається за розробленим алгоритмом п. 3.1) накопичується потенційна енергія (далі за текстом – «активна енергія»), що необхідна для здійснення активного ходу стискання підвіски лівого керованого колеса фізичної моделі автомобіля, що долає дорожню нерівність.

Активна пружина 22 (рис. 4.2) розміщена в жорстко пов'язаній з несучою системою фізичної моделі автомобіля направляючій 13, а її передній та задній кінці фіксуються відповідно рухомими штифтами 12 та 28. В свою чергу, рухомі штифти переміщуються вздовж направляючих 10 та 29 і через систему гнучких зв'язків 8 і 26 та блоків 9 і 25 пов'язані відповідно з штоками 7 і 27 пристроїв включення та виключення (напряга живлення 12 В) активного механізму. Їх корпуси 38 і 23 жорстко пов'язані з несучою системою фізичної моделі автомобіля.

Крім того, до переднього кінця активної пружини кріпиться гнучкий зв'язок 11, який через систему блоків 31, 32, 37, 36 поєднує її з штоком амортизатора підвіски лівого керованого колеса фізичної моделі автомобіля. При цьому блок 32 кріпиться до важеля 33. В свою чергу, компенсаційна пружина 34 одним кінцем кріпиться до важеля 33, а іншим – до несучої системи автомобіля. Це дозволяє виключити вплив активного механізму на роботу підвіски до його включення в дію та після його виключення, зберігаючи зі зміною ходу підвіски лівого керованого колеса фізичної моделі автомобіля контакт гнучкого зв'язку 11 на робочих поверхнях блоків 31, 32, 37, 36 (необхідно для роботи активного механізму).

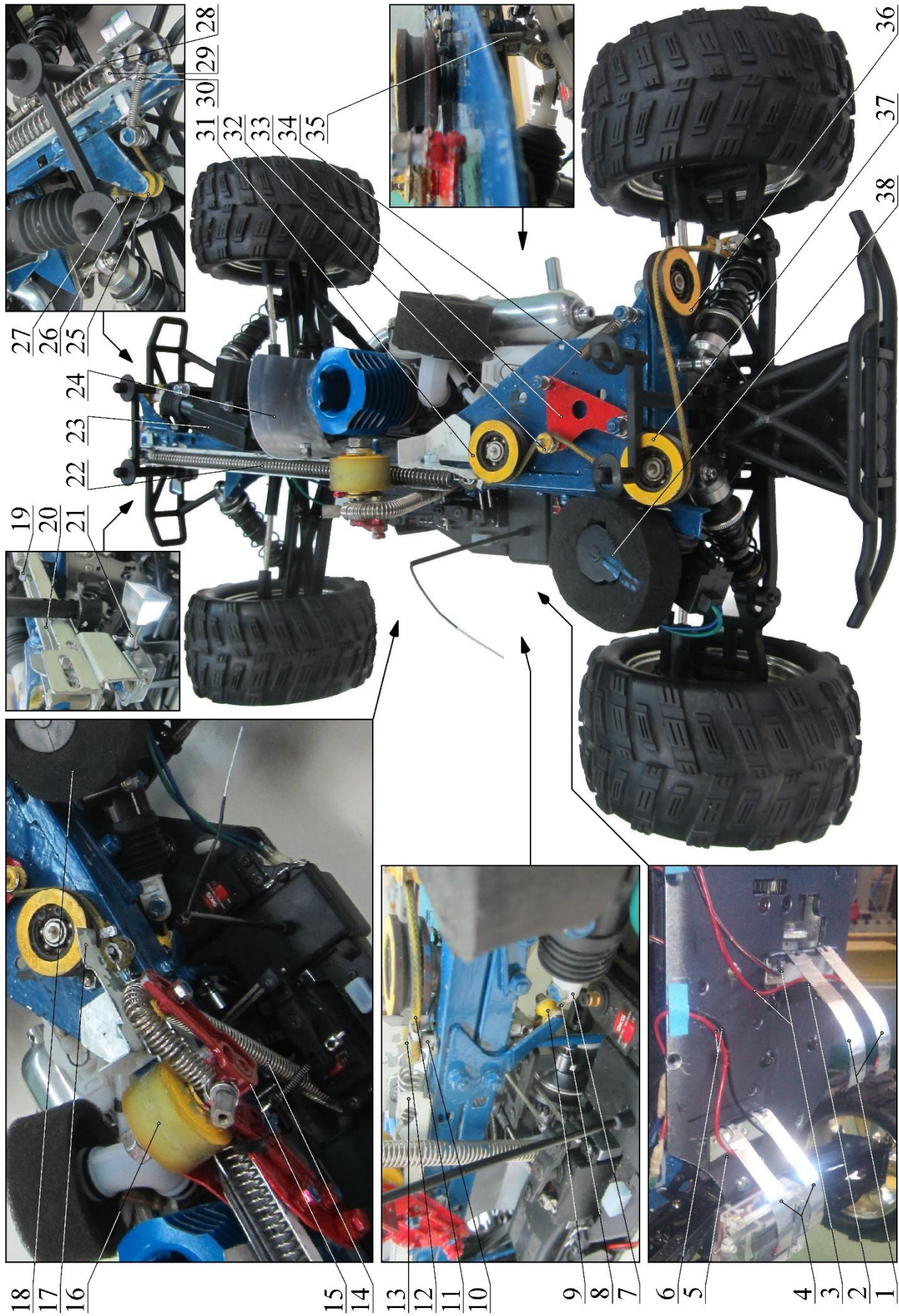


Рисунок 4.2 – Механізм активної підвіски фізичної моделі автомобіля (найменування позицій розкрито за текстом)

Натяг активної пружини (накопичення активної енергії) здійснюється при зафіксованому її передньому кінці штифтом 12 і забезпечується шляхом обертання ручки 21 ведучого валу черв'ячного редуктора, на ведений вал якого намотується струна 20, яка через зв'язок 19 поєднана з заднім кінцем активної пружини 22. Після здійснення натягу активної пружини 22 до її зачеплення з рухомим штифтом 28 струна 20 і зв'язок 19 демонтуються з фізичної моделі.

Разом з тим до пристроїв включення та виключення активного механізму через електричні дроти 3 та 6 підключенні гнучкі струмознімачі 1 та 4, які через діелектричні прокладки 2 та 5 кріпляться до несучої системи фізичної моделі автомобіля. При цьому контактні пари 4 (рис. 4.1) розміщені на опорній поверхні таким чином, щоб у відповідності з розробленим алгоритмом (див. 3.1) та планом експериментальних досліджень (див. 4.6) відбулось їх послідовне замикання з струмознімачами 1 та 4, що кріпляться до несучої частини автомобіля (рис. 4.2). Такий підхід дозволяє в необхідний момент підвести напругу від акумулятора 7, що розміщений на опорній поверхні (рис. 4.1), до пристроїв включення та виключення активного механізму, що розміщені на несучій частині фізичної моделі автомобіля (рис. 4.2).

Пристрій включення активного механізму «втягуючи» рухомий шток 7 (рис. 4.2), який через гнучкий зв'язок 8 та блок 9 переміщує вздовж направляючої 10 штифт 12 і звільнює передній кінець активної пружини 22. Після цього передній кінець активної пружини 22 під дією потенційної сили від її деформації, переміщується вздовж направляючої 13 в напрямку її заднього кінця (відбувається стискання активної пружини). При цьому натяг гнучкого зв'язку (11) зростає і важіль 33, розтягуючи компенсаційну пружину 34, переміщується таким чином, що робочі поверхні блоків 31, 32, 37 вирівнюються майже в пряму лінію, а шток амортизатора підвіски лівого керованого колеса під дією потенційної сили активної пружини піднімається вгору по відношенню до несучої системи автомобіля (механізм активної підвіски включений).

Пристрій виключення механізму активної підвіски під дією електричного струму, «втягуючи» рухомий шток 27, який через гнучкий зв'язок 26 та блок 25

переміщує вздовж направляючої 29 штифт 28 і звільнює задній кінець активної пружини 22. В свою чергу, задній кінець активної пружини 22 під дією потенційної сили від її деформації, переміщується вздовж направляючої 13 в напрямку її переднього кінця (активна пружина звільнюється і повертається в свій недеформований стан). Натяг гнучкого зв'язку 11 зменшується до мінімально необхідного (описано вище), а потенційна сила активної пружини припиняє свою дію на шток амортизатора підвіски лівого керованого колеса (механізм активної підвіски виключений). Рухомі штифти 12 та 28 під дією зворотних пружин 35 та 30 повертаються в свої вихідні положення.

Варто відзначити, що після спрацювання пристрою виключення активного ходу стискання підвіски активна пружина 22 рухається з інтенсивним прискоренням вперед вздовж направляючої 13. Для зменшення її швидкості використовується гальмівний ролик 16 (його робоча поверхня з фрикційним покриттям) на муфті вільного ходу (гальмування активної пружини 22 на ході активного стискання не бажане), що розміщений на кінці важеля гальмівного механізму 15. Цей важіль під дією потенційної сили від деформації прижимної пружини 14 притискає гальмівний ролик 16 до активної пружини 22, що розміщена в направляючій 13.

Для захисту від механічного пошкодження блоку 32 та корпусу пристрою включення активного механізму 38 в конструкцію введено відповідно екран 17 та захисний буфер 18. Для захисту корпусу пристрою виключення активного механізму 23 від теплового впливу двигуна внутрішнього згоряння використано тепловий екран 24 (рис. 4.2).

4.4 Експериментальне визначення параметрів фізичної моделі автомобіля

Для підтвердження адекватності розробленої математичної моделі курсової стійкості автомобіля при його русі по нерівній дорозі (п. 2.1), передбачено проведення експериментальних і теоретичних досліджень курсової стійкості фізичної моделі автомобіля при її русі по нерівній дорозі. Для цього на першому

етапі експериментально визначено параметри фізичної моделі автомобіля, що є вихідними даними для математичного моделювання (Додаток А), в якому закладено умови експериментальних досліджень (швидкість, час тощо).

Так, було визначено геометричні параметри фізичної моделі автомобіля та параметри її мас. При цьому невіднесено масу підвісок коліс автомобіля визначено за методикою, описаною в роботі [97]. Координати центру мас автомобіля визначено за методикою, наведеною в роботі [106]. Моменти інерції фізичної моделі автомобіля відносно її повздовжньої поперечної та вертикальної осей, а також моменти інерції колеса фізичної моделі автомобіля відносно його вертикальної осі та осі обертання визначено за методикою, описаною в роботі [9].

Для експериментального визначення параметрів еластичного колеса фізичної моделі автомобіля та параметрів його взаємодії з опорною поверхнею розроблено універсальний стенд [143] (рис. 4.3), конструкцію якого описано в роботах [144].

На універсальному стенді по запропонованим в роботах [6, 62, 69, 71, 72, 106] методикам визначено геометричні параметри та параметри мас еластичного колеса, його радіальну $c_{\text{ш}}^r$, бічну $c_{\text{ш}}^y$, кутову $c_{\text{ш}}^{\theta}$ та коефіцієнт окружної $c_{\text{ш}}^o$ жорсткості, а також коефіцієнт демпфування $k_{\text{ш}}$ шини; досліджено силове (екстремальне значення коефіцієнту опору бічному відведенню $K_{\delta}^{\text{екст}}$ та нормальну реакцію опорної поверхні на колесо автомобіля, що відповідає йому $R_n^{\text{екст}}$) та кінематичне (питомий коефіцієнт впливу кута розвалу колеса автомобіля на відведення його шини K_{γ}) відведення шини; визначено коефіцієнт опору коченню f_k еластичного колеса фізичної моделі автомобіля, а також максимальні значення коефіцієнтів повздовжнього ϕ_x^{max} та поперечного ϕ_y^{max} зчеплення його шини з дорогою та їх значення при повному ковзанні $\phi_x^{\text{пов}}$ та $\phi_y^{\text{пов}}$ (рис. 4.3) [134, 140].

В усіх дослідках з переміщенням контактної поверхні універсального стенду враховувався опір її переміщенню під навантаженням, еквівалентним навантаженню від колеса фізичної моделі автомобіля.

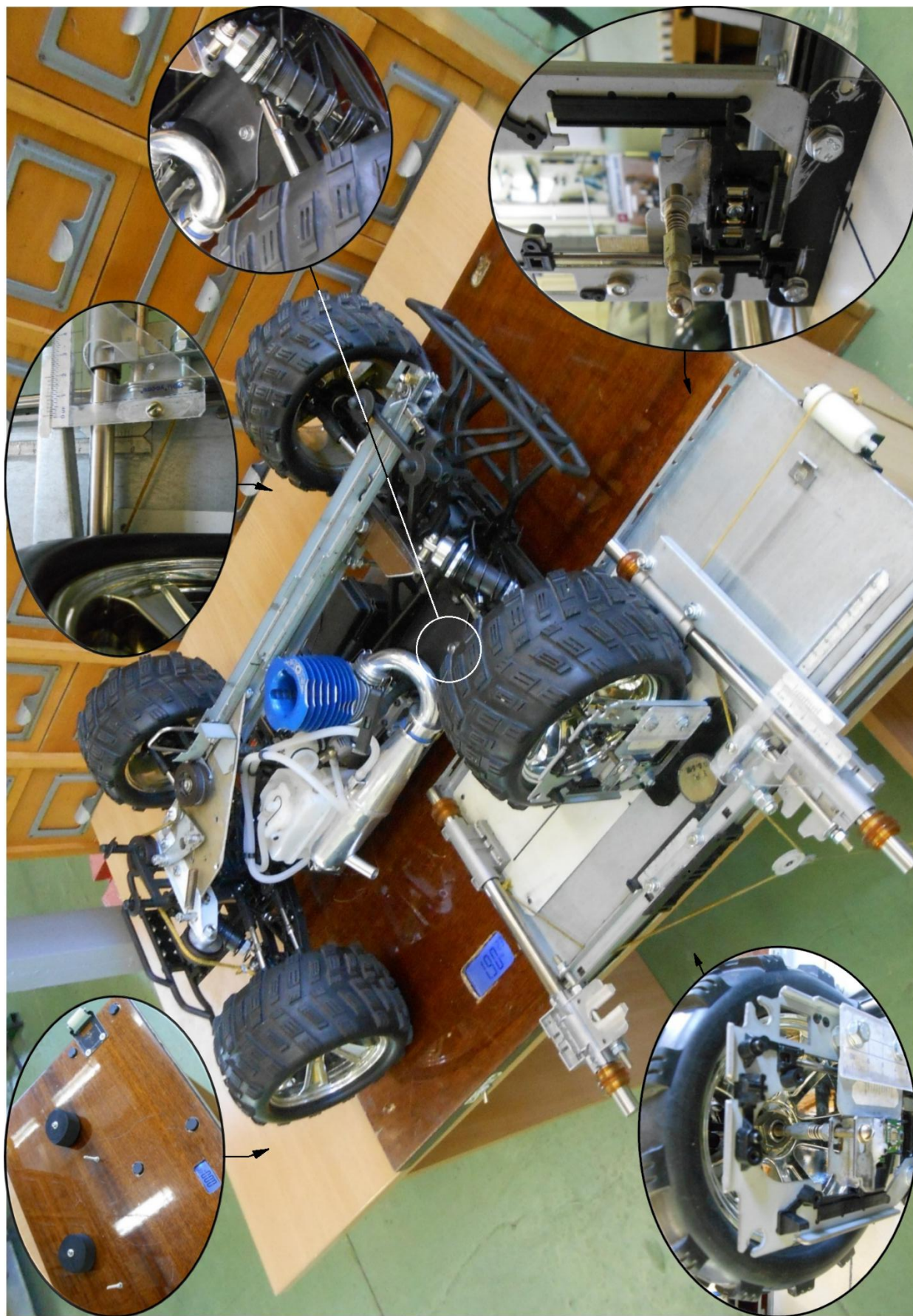


Рисунок 4.3 – До визначення характеристик еластичного колеса та параметрів його взаємодії з опорною поверхнею

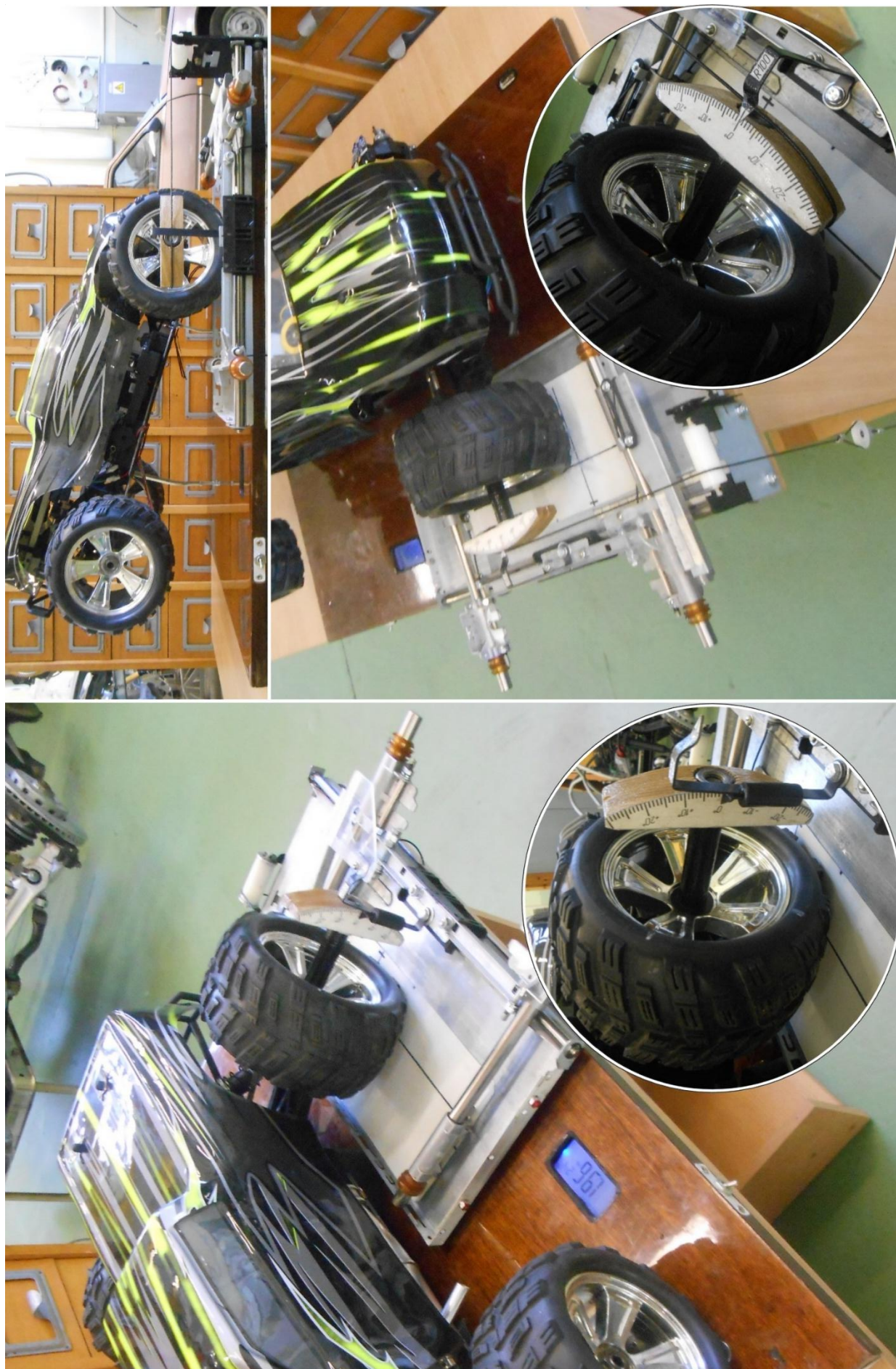


Рисунок 4.3, аркуш 2

Для визначення коефіцієнту $\kappa_{\text{ш}}^{\theta}$ впливу нормальної реакції опорної поверхні на кутову жорсткість еластичної шини було проведено заміри її кутової жорсткості $c_{\text{ш}}^{\theta}$ при різних значеннях нормальної реакції R_n опорної поверхні на колесо фізичної моделі автомобіля (рис. 4.4) [134, 140]. При цьому несуча система фізичної моделі автомобіля виводилась в положення, при якому повздовжній кут нахилу осей повороту керованих коліс до поперечної вертикальної площини опорної поверхні був рівний нулю, а праве кероване колесо знаходилося на контактній поверхні універсального стенда (ліве кероване колесо демонтувалось) (рис. 4.3).

Нормальна реакція R_n контактної поверхні універсального стенда на праве кероване колесо фізичної моделі автомобіля задавалась навантаженням на нього (шляхом зміни вертикального положення несучої системи та деформацією пружного елементу підвіски), а її значення контролювалось на дисплеї універсального стенда [134, 140].

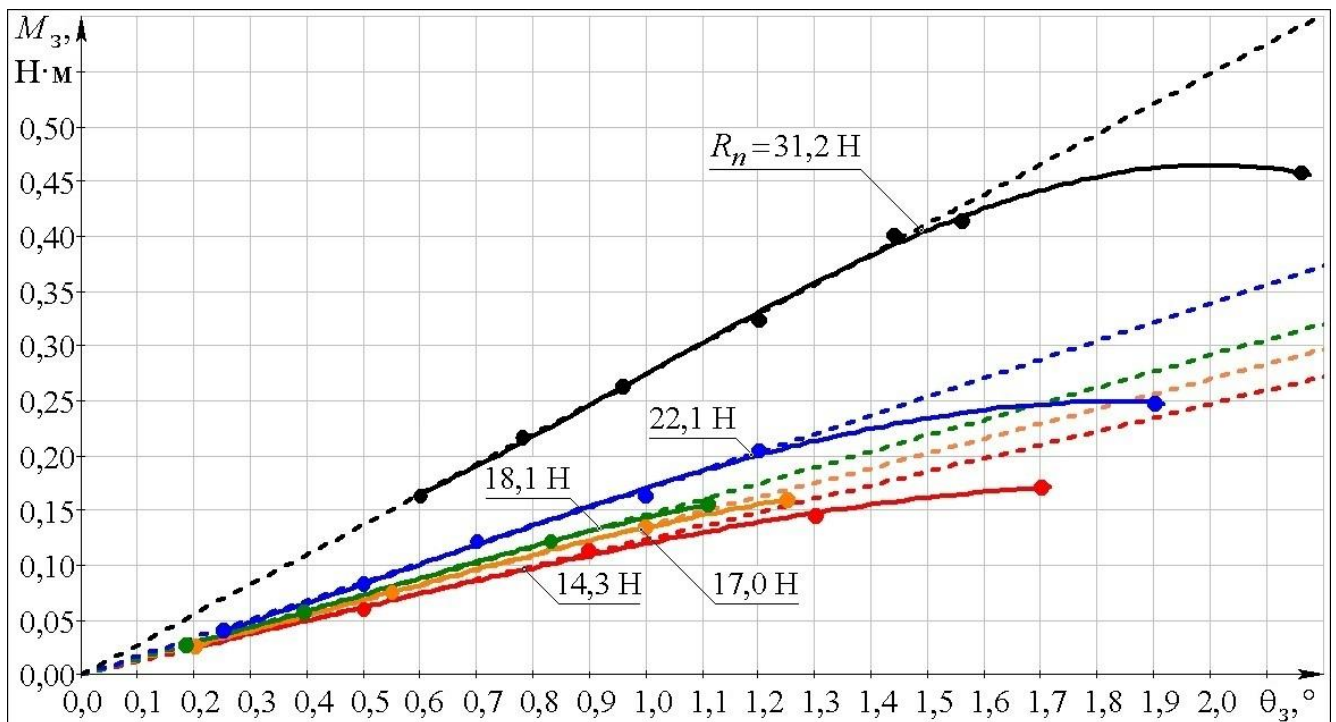


Рисунок 4.4 – Результати експериментальних даних та апроксимуючі криві щодо залежності зміни моменту закручування тіла шини $M_з$ від кута її закручування $\theta_з$ при різних значеннях нормальної реакції R_n опорної поверхні

На маточину правого керованого колеса встановлювалась вимірювальна шкала кута закручування тіла шини θ_3 , яка через гнучкий зв'язок та блок була поєднана з навантажувальним пристроєм [134, 140] (рис. 4.3). В залежності від маси навантажувального пристрою задавалась необхідна повздовжня сила F_x^θ , яка діяла по дотичній до зовнішньої робочої поверхні вимірювальної шкали радіусом 100 мм (рівним відстані від осі повороту керованого колеса фізичної моделі автомобіля до гнучкого зв'язку на робочій поверхні вимірювальної шкали r^θ). Таким чином, задавався момент від дії повздовжньої сили F_x^θ на плечі r^θ , який визначався залежністю

$$M^\theta = F_x^\theta \cdot r^\theta.$$

Частина зазначеного моменту M^θ витрачається на додання опору повороту шини від кочення по опорній поверхні M_f^θ , що визначається за рівняннями, наведеними в роботі [145], і на додання моменту опору тертя в системі рульового керування $M_T^{\max}$. Інша частина зазначеного моменту M^θ витрачається на додання моменту від закручування тіла шини M_3^θ . Тоді, на основі рівняння з роботи [145] та з урахуванням моменту опору тертя в системі рульового керування $M_T^{\max}$, момент від закручування тіла шини M_3^θ визначимо як

$$M_3^\theta = M^\theta - M_f^\theta - M_T^{\max}.$$

Момент сили сухого тертя $M_T^{\max}$ визначається при знятих керованих колесах (рис. 4.5, а) в положенні несучої системи фізичної моделі автомобіля, описаному вище (рис. 4.3) [134, 140]. При цьому фіксується значення повздовжньої сили $F_{x,T}^\theta$, при якому починається зміна кута повороту керованих коліс. Тоді, з урахуванням плеча r^θ дії повздовжньої сили $F_{x,T}^\theta$, момент сили тертя в системі рульового керування $M_T^{\max}$ запишемо

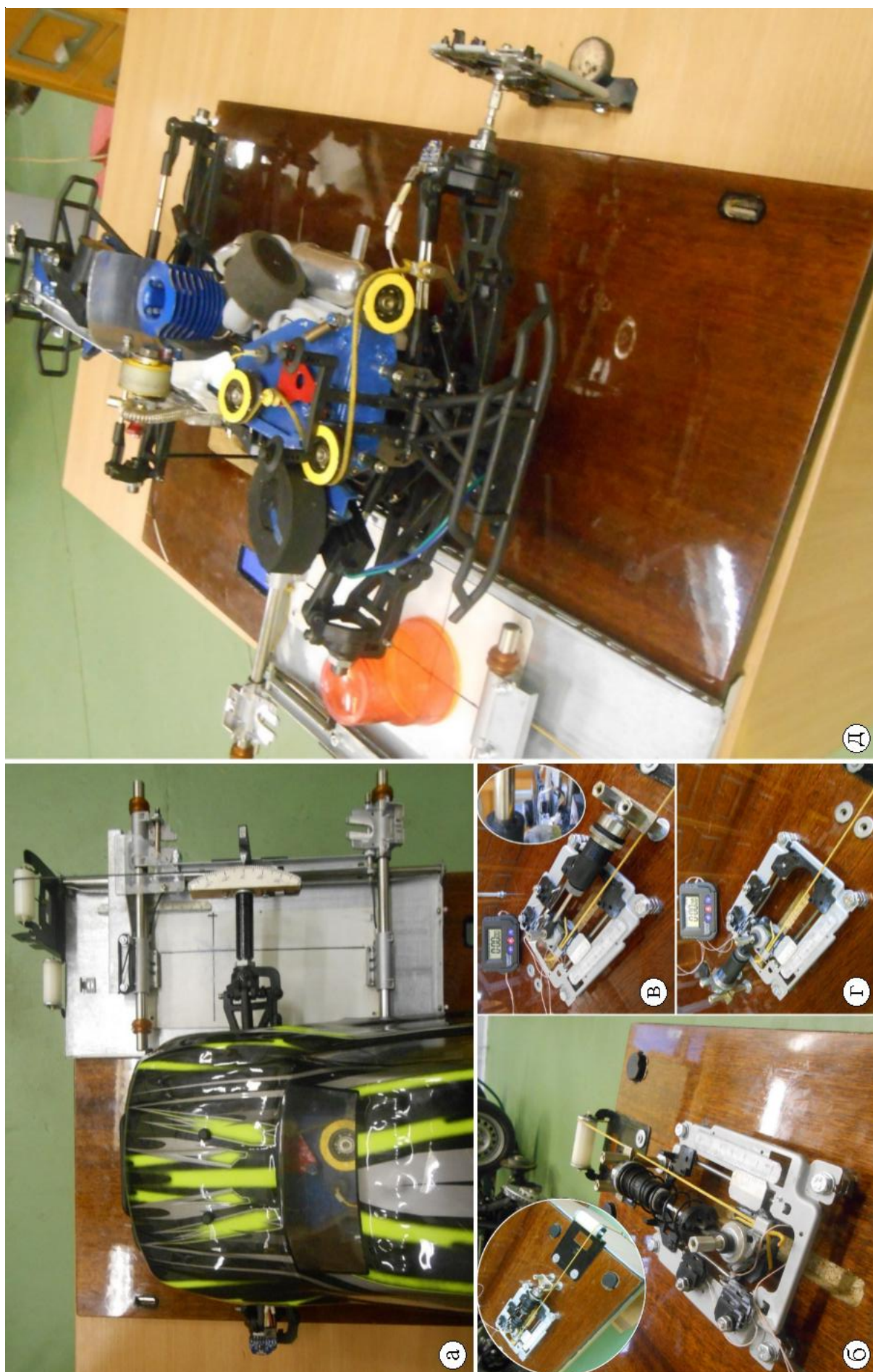


Рисунок 4.5 – До визначення параметрів (а) системи рульового керування (а) фізичної моделі автомобіля, пружного (б) та демпферного (в, г) пристроїв його підвісок, а також стабілізаторів поперечної стійкості (д)

$$M_T^{\max} = F_{x,T}^{\theta} \cdot r^{\theta}.$$

В свою чергу, кутова жорсткість еластичної шини визначається з рівняння, наведеного в роботі [145]

$$c_{\text{ш}}^{\theta} = \frac{M_3^{\theta}}{\theta_3}.$$

Результати експериментальних даних та апроксимуюча їх крива щодо залежності зміни кутової жорсткості шини $c_{\text{ш}}^{\theta}$ від нормальної реакції R_n опорної поверхні нанесені на поле графіку (рис. 4.6). Коефіцієнт $k_{\text{ш}}^{\theta}$ впливу нормальної реакції опорної поверхні на кутову жорсткість еластичної шини колеса фізичної моделі автомобіля становить 0,29 м/рад [134, 140].

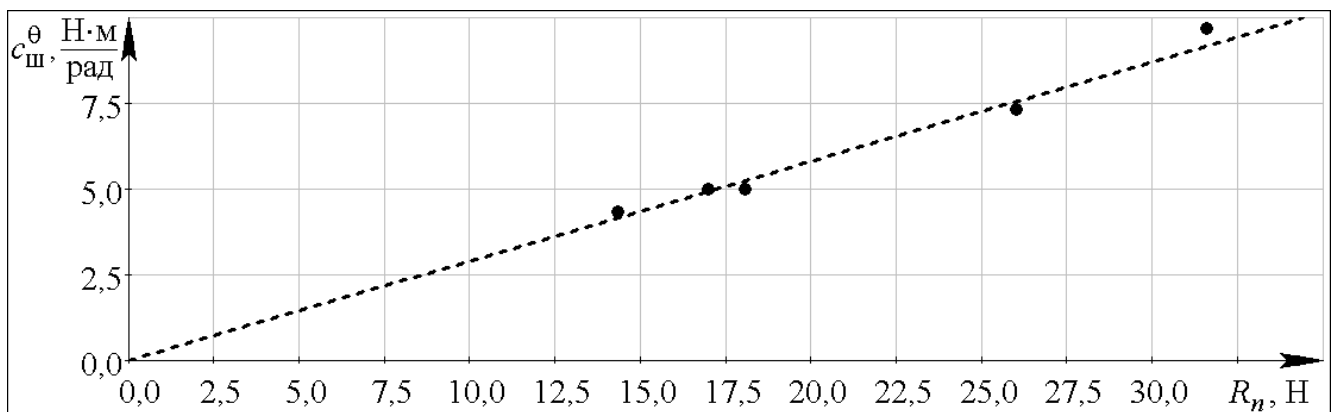


Рисунок 4.6 – Експериментальні дані та їх апроксимуюча щодо залежності зміни кутової жорсткості шини $c_{\text{ш}}^{\theta}$ від нормальної реакції R_n опорної поверхні

Аналіз графіка (рис. 4.6) свідчить, що характер залежності зміни кутової жорсткості шини $c_{\text{ш}}^{\theta}$ від нормальної реакції R_n опорної поверхні на неї має лінійний характер. Це дозволяє при наявності довідникових даних (п. 2.1.2) визначити коефіцієнт $k_{\text{ш}}^{\theta}$ впливу нормальної реакції опорної поверхні на кутову жорсткість еластичної шини за рівнянням (2.41).

Для визначення жорсткості пружних пристроїв підвісок $c_{пр}$ та буферів їх стискання $c_б^{ст}$, а також коефіцієнтів опору амортизаторів на ході стискання $k_д^{ст}$ та відбою $k_д^{від}$, розроблено та створено вимірювальний модуль властивостей пружного та демпферного пристроїв підвіски фізичної моделі автомобіля (рис. 4.5, б) [134, 140].

Так, для визначення параметрів жорсткості пружних пристроїв підвісок $c_{пр}$ та буферів їх стискання $c_б^{ст}$ використано контрольно-вимірювальний пристрій лінійного переміщення штоку амортизатора, на який через гнучкий зв'язок та блок передавалось тароване зусилля $F_{тар}$ від навантажувального пристрою (рис. 4.5, б). Зміна навантаження здійснюється поступово та плавно. Зміна ходу штока Δs_a (деформація пружного пристрою підвіски та буфера її стискання) визначалась зі шкали ноніуса контрольно-вимірювального пристрою лінійного переміщення штоку амортизатора. Такий підхід дає можливість визначити жорсткості пружних пристроїв підвісок $c_{пр}$ та буферів їх стискання $c_б^{ст}$.

Для визначення коефіцієнтів опору амортизаторів підвісок на ході стискання $k_д^{ст}$ (рис. 4.5, в) та відбою $k_д^{від}$ (рис. 4.5, г) використовується контрольно-вимірювальний пристрій лінійного переміщення штоку амортизатора і контрольно-вимірювальний пристрій часу його переміщення. При цьому початок відліку часу та його зупинка відбувались автоматично (шляхом послідовного замикання струмознімача з контактними парами (рис. 4.5, в)) в момент проходження штоку амортизатора характерних положень, відстань між якими Δs_a визначалась зі шкали ноніуса контрольно-вимірювального пристрою лінійного переміщення штоку амортизатора. Час проходження зазначеної відстані штоком амортизатора Δt_a фіксувався на дисплеї контрольно-вимірювального пристрою часу. Відповідно визначалась швидкість переміщення штоку амортизатора $\dot{f}_a = \Delta s_a / \Delta t_a$ в залежності від тарованого зусилля, що діє на нього $F_{тар}$ (описано вище). Тоді, з рівняння (2.48) (де: $F_д = F_{тар}$; $\dot{f} = \dot{f}_a$; $i_x = 1$) визначаються відповідно коефіцієнти опору амортизаторів підвісок на ході стискання $k_д^{ст}$ та відбою $k_д^{від}$ [134, 140].

Крім того, за допомогою універсального вимірювального комплексу з використанням рівняння (2.51) було визначено приведену жорсткість стабілізаторів поперечної стійкості $c_{ст}^{пр}$. Для цього, демонтувались пружні пристрої підвісок, амортизатори, та колеса фізичної моделі автомобіля. Зміна ходу підвіски одного з коліс осі фізичної моделі автомобіля визначалась за даними контрольно-вимірювального пристрою вертикального лінійного переміщення центру колеса («Вимірювальна рамка») [144], а зміна навантаження іншого – на дисплеї універсального стенда (рис. 4.5, д) [134, 140].

При визначенні граничної сили тертя F_T^{max} , що діє в шарнірах передньої та задньої підвісок фізичної моделі автомобіля, демонтувались їх амортизатори, пружні пристрої та стабілізатори поперечної стійкості, а також колеса фізичної моделі автомобіля. При цьому несуча система фізичної моделі автомобіля фіксувалась в положенні, при якому її вертикальна повздовжня площина була паралельна горизонтальній площині. Далі за допомогою динамометра поступово збільшувався натяг, який через гнучкий зв'язок передавався на маточину колеса фізичної моделі автомобіля в напрямку ходу його підвіски. Після початку зміни ходу підвіски фіксувалось значення на динамометрі, яке відповідало граничній силі сухого тертя F_T^{max} , що діє в шарнірах підвіски.

4.5 Формулювання вимог щодо створення траси для проведення експериментальних досліджень. Вимірювально-реєструючий комплекс та додаткове обладнання

У відповідності до мети і задач експериментальних досліджень на їх другому етапі в лабораторії кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету, створено трасу [134, 139, 140] (рис. 4.7) довжиною 10 м (з яких перших 2 м виділено на розгін до необхідної швидкості, а останніх три метри – на гальмування), яка включала в себе розмітку, та одиничну нерівність гармонічного профілю на шляху коліс лівого борта фізичної моделі автомобіля на відстані від старту 2 м.

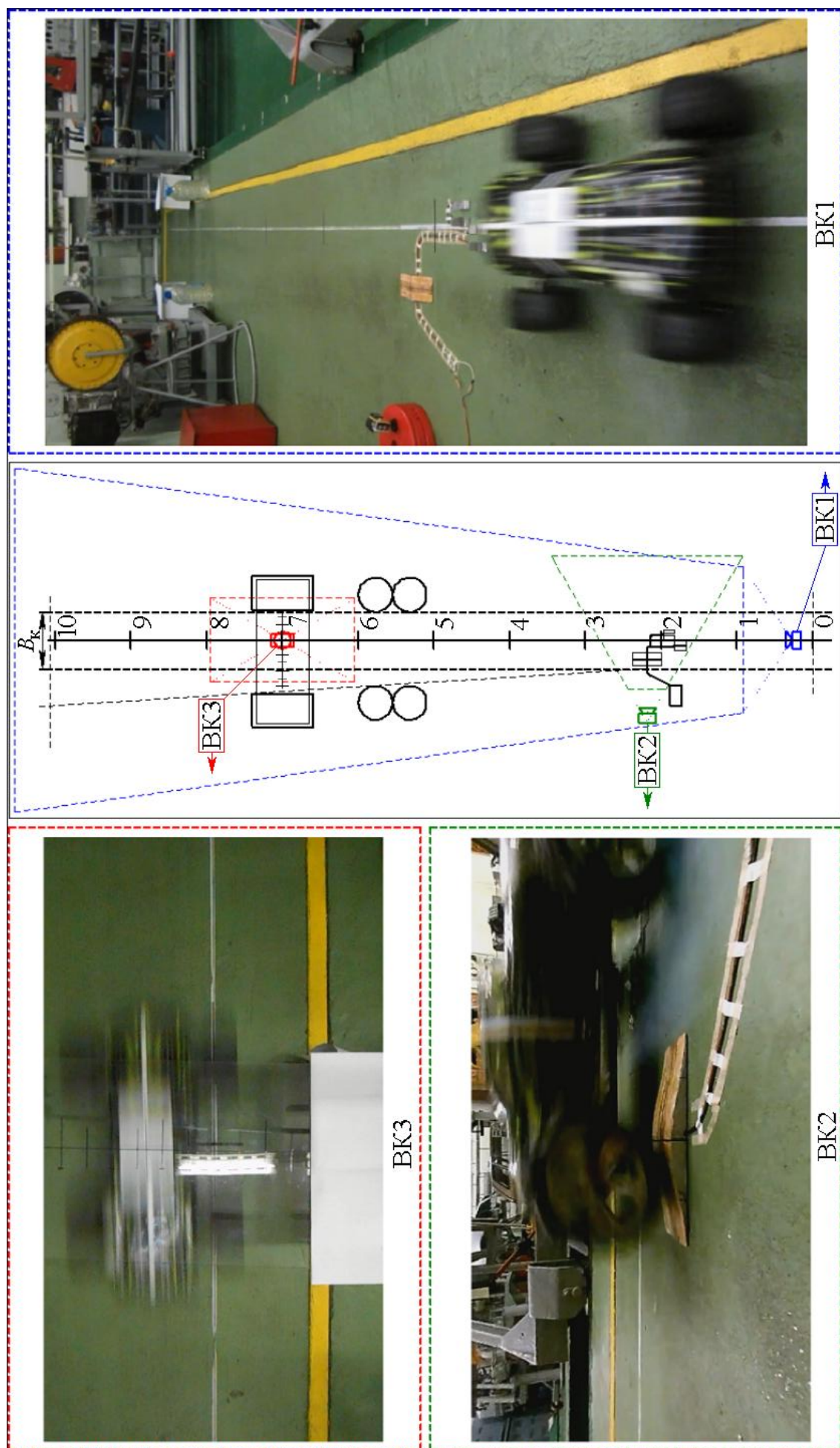


Рисунок 4.7 – Структура траси для дослідження курсової стійкості фізичної моделі автомобіля та її положення в характерних точках руху

Для візуального контролю проведення експерименту використовують відеокамери [146]. Тому, траса була обладнана трьома контрольно-реєструючими приладами – відеокамерами [134, 139, 140]. Перша камера (далі за текстом «ВК1») була направлена лінією зйомки вздовж траси (рис. 4.8, г) і з частотою 30 кадрів/с фіксувала характер руху автомобіля вздовж заданої траєкторії (рис. 4.7). Друга камера (далі за текстом «ВК2») була встановлена лінією зйомки перпендикулярно заданій траєкторії напроти вершини нерівності і з частотою 120 кадрів/с фіксувала характер руху коліс фізичної моделі, що долають нерівність (рис. 4.7). Третя камера (далі за текстом «ВК3») була встановлена лінією зйомки перпендикулярно опорній поверхні над повздовжньою прямою на висоті 1,5 м (рис. 4.8, г) і з частотою 30 кадрів/с фіксувала поперечне відхилення центру мас моделі автомобіля після 5 м пройденого шляху від моменту наїзду на початок дорожньої нерівності (рис. 4.7).

Для зручності роботи з відео матеріалами камери синхронізувались в часі, а на моделі були нанесені позначки центрів мас, повздовжня та поперечні прямі, а також шкали масштабу (рис. 4.8, б). Крім того, на висоті 150 мм (мінімальна висота для проїзду моделі) над опорною поверхнею під камерою ВК3 було встановлено скло, на якому нанесено вимірювальну шкалу, що дає можливість при обробці стоп кадрів визначити поперечне відхилення центру мас моделі автомобіля (рис. 4.7).

Відомо [147], що технології MEMS (*micro-electro-mechanical systems*) дозволяють без втручання в конструкцію та характер руху автомобіля, визначати його кінематичні та динамічні параметри. Тому фізична модель автомобіля була обладнана вимірювально-реєструючим комплексом [134, 139, 140], що включав в себе: два датчики MPU-9250 (трьохосьовий акселерометр з трьохосьовим гіроскопом) [148], один з яких був встановлений на поворотному кулаку лівого (що долає дорожню нерівність) керованого колеса, а другий – на несучій системі фізичної моделі автомобіля (рис. 4.8, а); два мікроконтролери *Arduino Mini* [149], що встановлені на несучій системі автомобіля і через радіо модулі *nRF24L01* [150], отримані з датчиків MPU-9250 дані, передавали на мікроконтролер *Arduino Uno* [151] (рис. 4.8, в). В свою чергу *Arduino Uno* через USB кабель передавав отримані дані на комп'ютер (рис. 4.8, г), в якому відбувалось їх подальше збереження.



Рисунок 4.8 – Випробувальна траса, місця встановлення датчиків (а) на фізичній моделі з масштабними позначками (б), а також складові вимірювально-реєструючого комплексу (в) та (г)

Для розрахунку швидкості руху використовується інтегрування прискорення за часом (за відомостями з акселерометра), а для переміщення – подвійне інтегрування. При цьому накопичуються похибки вимірювання [147]. Так, по методиці калібрування трьохосьових акселерометрів [152] визначено, що для зазначених давачів тільки відносно поперечної (Y) осі похибка не перевищує 1 % (для повздовжньої та вертикальної, відповідно в середньому становить 3 % та 5 %). Тому для фіксації даних про поточну швидкість та пройдений шлях фізичної моделі автомобіля давачі були орієнтовані таким чином, щоб їх поперечні осі були паралельні повздовжній площині несучої системи фізичної моделі автомобіля та середній площині лівого керованого колеса відповідно (рис. 4.8, а) [134, 140].

Статистичне середньоквадратичне відхилення даних гіроскопа в межах $\pm 0,1$ град. Варто відзначити, що в зазначених давачах присутній ефект так званого «дрейфу» по куту відносно вертикальної осі. Тому, було проведено відбір давачів (з метою обрання з мінімальним ефектом «дрейфу»), а при обробці отриманих з них даних використовувалась методика, описана в роботі [153].

4.6 Програма та методика експериментальних досліджень

Експеримент передбачає дослідження курсової стійкості фізичної моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі [134, 139, 140]. Швидкість руху фізичної моделі автомобіля, геометричні параметри коридору безпеки та дорожньої нерівності, визначались за теорією подібності. Коефіцієнт геометричної подібності прийнятий рівним 4 за вільним радіусом колеса (параметри легкового автомобіля категорії M1 та фізичної моделі наведено у Додатку А). Так, під час проведення експерименту передбачається прямолінійний рух фізичної моделі автомобіля, колеса лівого борта якої долають гармонічну нерівність висотою 17,5 мм та довжиною 250 мм. На момент наїзду переднього колеса моделі автомобіля на дорожню нерівність її швидкість станове 3,5 м/с, Ширина коридору безпеки B_k становить 52 мм (рис. 4.7) (для автомобіля категорії M1 параметри руху через нерівність наведено в п. 1.3).

Програмою експериментальних досліджень передбачено визначення поперечного відхилення ΔY центру мас фізичної моделі автомобіля, його курсового кута ψ , кута крену φ , і тангажу α , а також кута повороту керованих коліс θ від часу t після наїзду лівого керованого колеса на дорожню нерівність. Крім того, визначається (за методикою, наведеною в п. 4.7), час виходу $t_{\text{вих}}$ габаритів фізичної моделі автомобіля за межі коридору безпеки.

Методику проведення експериментальних досліджень умовно поділено на три етапи:

- перший етап: налаштування фізичної моделі автомобіля, та контрольно-реєструючого комплексу (рух автомобіля по рівній дорозі);
- другий етап: дослідження курсової стійкості фізичної моделі автомобіля при русі по нерівній дорозі;
- третій етап: дослідження курсової стійкості фізичної моделі автомобіля з активною підвіскою при русі по нерівній дорозі.

Кожен з етапів представимо у вигляді послідовності виконання наступних дій. Так, на першому етапі:

1. Перевірка технічної справності фізичної моделі автомобіля, та налаштування (у разі необхідності) її систем.
2. Запуск двигуна фізичної моделі автомобіля.
3. Встановлення фізичної моделі на початку траси. Повздовжня вісь фізичної моделі автомобіля співпадає з повздовжньою прямою дорожньої розмітки, керовані колеса в нейтральному положенні.
4. Включення контрольно-реєструючого комплексу.
5. Оператор натискає на дистанційному пульті керування важіль розгону до крайнього положення.
6. Після 7 м пройденого шляху оператор натискає на дистанційному пульті керування важіль гальмування до крайнього положення.
7. Вимкнення двигуна та контрольно-реєструючого комплексу.
8. Фіксація та обробка отриманих з давачів та відеокамер даних.

9. Результати досліду приймаються, якщо модель рухалась прямолінійно, а її швидкість на момент долання 2 м становила 3,5 м/с. У разі невідповідності результатів досліду зазначеному – повторити пункти 1–8. Дослід провести тричі.

На другому етапі (при дослідженні курсової стійкості фізичної моделі автомобіля) послідовність перших восьми дій ідентична з діями на першому етапі.

На третьому етапі (при дослідженні курсової стійкості фізичної моделі автомобіля з активною підвіскою) послідовність дій наступна:

1. Демонтувати корпус фізичної моделі автомобіля, та провести операції щодо накопичення активної енергії (п. 4.3).

2. Підключити електричні дроти контактних пар до акумулятора (рис. 4.1).

3. Виконати дії, що передбачені методикою дослідження на другому етапі.

Таким чином, при експериментальних дослідженнях курсової стійкості фізичної моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі, проводилось щонайменше три досліди. Це дозволило забезпечити необхідний рівень повторюваності отриманих результатів, та отримати достатній рівень насиченості емпіричних даних щодо кутової орієнтації несучої системи автомобіля, та кутів повороту його керованих коліс. Поперечне відхилення центру мас фізичної моделі автомобіля визначалось за матеріалами з ВКЗ.

Швидкість руху фізичної моделі автомобіля в момент долання дорожньої нерівності та момент долання 7 м (рис. 4.7) (проходження фізичної моделі автомобіля під ВКЗ, що фіксує поперечне відхилення її центру мас) визначався за даними поперечної осі акселерометра (п. 4.5). Момент долання дорожньої нерівності визначається за характером зміни вертикального прискорення лівого керованого колеса фізичної моделі за даними відповідного датчика (рис. 4.8, а).

Варто відзначити, що датчик, який розміщений на поворотному кулаку лівого керованого колеса надає сумарне значення кута повороту його цапфи та курсового кута фізичної моделі. Зважаючи на високий рівень збігу отриманих експериментальних даних з теоретичними (п. 4.7), прийнято від поточних даних зазначеного датчика віднімати поточний курсовий кут автомобіля, що визначений теоретичним шляхом. До того ж, враховуючи малість (менше одного градуса)

відхилення кутів повороту цапфи лівого керованого колеса, прийнято прирівняти його значення до значення кута повороту керованих коліс θ фізичної моделі автомобіля [134, 140].

4.7 Порівняльний аналіз результатів експериментальних та теоретичних досліджень

Отримано експериментальним і теоретичним шляхами залежності характеру зміни поперечного відхилення ΔY центру мас фізичної моделі автомобіля, його курсового кута ψ , кутів крену ϕ , і тангажу α , а також кута повороту керованих коліс θ від часу t , що пройшов після наїзду переднього колеса фізичної моделі автомобіля з пасивною (рис. 4.9, а) та активною (рис. 4.9, б) підвісками на дорожню нерівність [134, 139, 140, 154]. На зазначених рисунках параметри, що визначені експериментальним шляхом, позначені нижнім індексом «е», а теоретичним – нижнім індексом «т».

Момент долання 7 м випробувальної траси (проходження під ВКЗ) на рисунку 4.9 позначено вертикальною прямою « $t_{ВКЗ}$ », а середнє арифметичне поперечне відхилення центру мас фізичної моделі від заданої траєкторії ΔY_e відображено « $\times$ » (хрестиком) на цій прямій. Значення поперечних відхилень фізичної моделі автомобіля в момент долання 7 м випробувальної траси на кожному заїзді, їх середнє арифметичне ΔY_e та теоретичне ΔY_t значення, а також абсолютну і відносну розбіжність між ΔY_e і ΔY_t наведено в таблиці 4.1.

Для зручності аналізу даних, щодо зміни кутової орієнтації несучої системи фізичної моделі автомобіля, на поле графічних залежностей нанесено допустимі межі розбіжностей між теоретичними і емпіричними відомостями, які відображені у вигляді напівпрозорих тонованих областей, що мають колір відповідних теоретичних кривих (рис. 4.9). Зазначені межі віддалені від теоретичної залежності з урахуванням допустимого рівня розбіжності (прийнятого в роботі рівним 10 %) та середньоквадратичного відхилення даних гіроскопів ($\pm 0,1$ град).

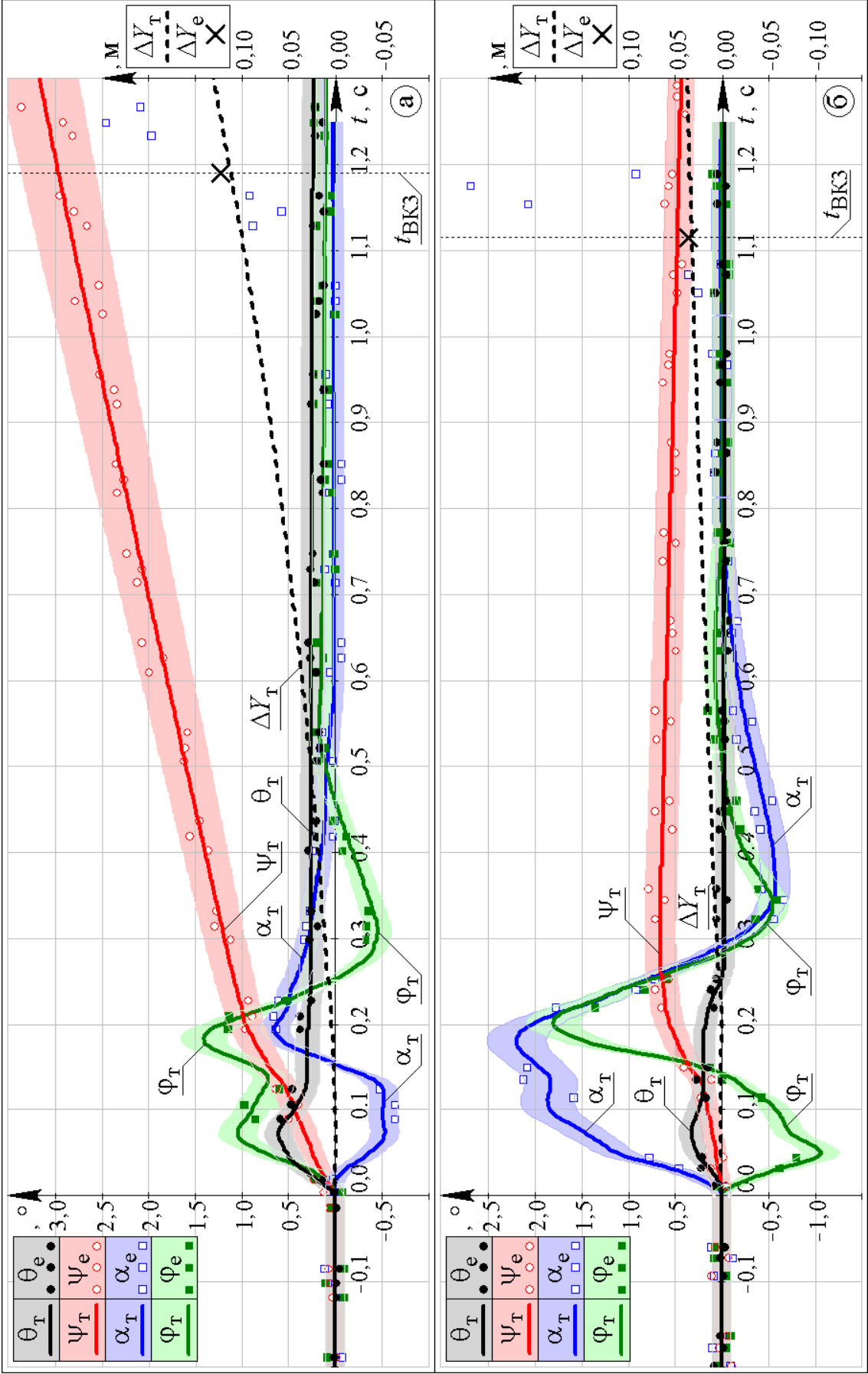


Рисунок 4.9– Экспериментальні (з індексом «е») і теоретичні (з індексом «т») залежності зміни поперечного відхилення центру мас ΔY , курсового кута ψ , кутів керну ϕ і тангажу α , а також кута повороту керованих коліс θ фізичної моделі автомобіля з пасивною (а) та активною (б) підвіскою, від часу t

Таблиця 4.1 – Експериментальні (за даними з ВКЗ) і теоретичні значення поперечного відхилення центру мас фізичної моделі автомобіля

Показник	Підвіска					
	Пасивна			Активна		
Номер заїзду	1	2	3	1	2	3
Експериментальне значення, мм	125	134	111	50	45	40
Середнє арифметичне за трьома заїздами ΔY_e , мм;	123			45		
Теоретичне значення ΔY_T , мм	111			49		
Розбіжність між значеннями ΔY_e і ΔY_T :						
– абсолютна, мм;	12			4		
– відносна, %	9,8			8,9		

Зважаючи на те, що експериментальні точки знаходяться в допустимих межах розбіжностей між теоретичними і емпіричними відомостями (рис. 4.9), а також на абсолютну (для пасивної підвіски становить 12 мм; для активної – 4 мм) і відносну (не перевищує 10%) розбіжності між середніми арифметичними значеннями поперечного відхилення ΔY_e центру мас фізичної моделі автомобіля та їх теоретичними ΔY_T значеннями (табл. 4.1), адекватність математичної моделі підтверджено.

Крім того, запропонована методика аналізу експериментальних і теоретичних досліджень динаміки автомобіля [155]. Особливість методики полягає в тому, що на матеріали з відеокамер «накладається» зображення візуалізації (далі за текстом – «анімації») руху фізичної моделі автомобіля.

Відеоматеріали експериментальних досліджень отримано з контрольно-реєструючих приладів-відеокамер, що були встановленні на випробувальній трасі (п. 4.5). Анімації побудовані з використанням програмного пакету *MathCad*. Поточне положення характерних точок об'єктів моделювання (координати точок на тривимірному графічному полі) визначається, з урахуванням умов руху фізичної моделі (п. 4.6) та її параметрів (Додаток А), за результатами розрахунків отриманих з математичної моделі (п. 2.1).

Лінії зйомок на відеоматеріалах та в анімаціях співпадали (у тому числі з урахуванням перспективи), а отримані зображення синхронізувались в часі. На

стоп-кадр з відеоматеріалу було поверхнево включено відповідний стоп-кадр з анімації. Рівень прозорості анімації (рис. 4.10) встановлювався з використанням програми *Vitrite*. Після досягнення збігу контурів зображень відбувалось збереження отриманого результату у вигляді скріншоту. В подальшому отримані зображення були змонтовані у відеофайл.

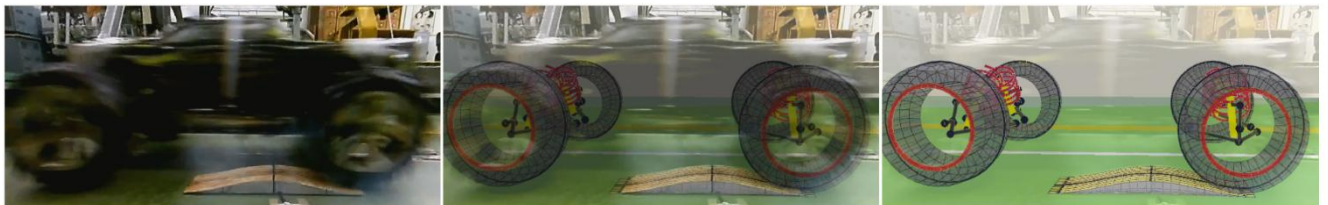


Рисунок 4.10 – Рівень прозорості анімації зліва на право: 100%, 70%, 30%

Таким чином, було отримано відеофайли, на яких одночасно відображено результати експериментальних та теоретичних досліджень динаміки руху фізичної моделі автомобіля. Такий підхід дає можливість на відеоматеріалах експериментів відобразити віртуальні об'єкти (наприклад, напівпрозорий коридор безпеки), а також більш детально аналізувати результати заїздів моделі автомобіля при дослідженні її курсової стійкості руху по нерівній дорозі. Так, під час аналізу, отриманих за даною методикою відео матеріалів, було виявлено низький рівень збігу результатів досліджень руху моделі автомобіля з активною підвіскою по нерівній дорозі (для пасивної підвіски рівень збігу був задовільний), що спонукало до необхідності виявлення нових відомостей впливу роботи підвіски автомобіля на робочі процеси його системи рульового керування, які в подальшому були враховані в математичній моделі (див. п. 2.1.2, рівняння (2.44)).

Так, на рисунках 4.11 та 4.12 відображено порівняння відповідно динаміки руху фізичної моделі автомобіля в межах коридору безпеки та характеру переміщення його лівого керованого колеса під час долаття дорожньої нерівності.

Аналіз результатів проведених досліджень (рис. 4.9, 4.11 та 4.12) і (табл. 4.1) дозволяє стверджувати наступне.

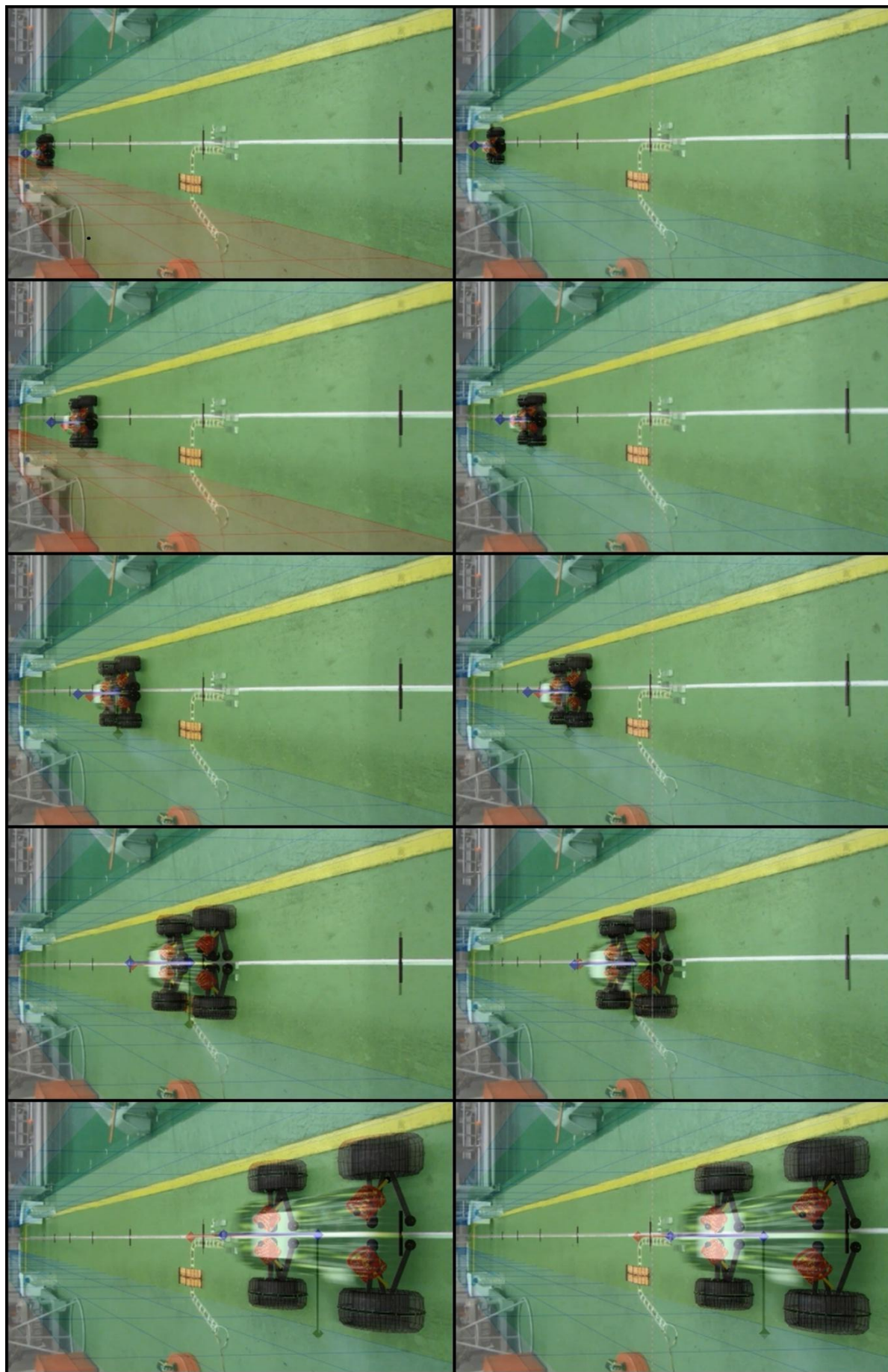


Рисунок 4.11 – Порівняння відеоматеріалів експериментальних досліджень, отриманих з ВКІ, з анімаціями теоретичних досліджень (зверху – пасивна підвіска; знизу – активна)

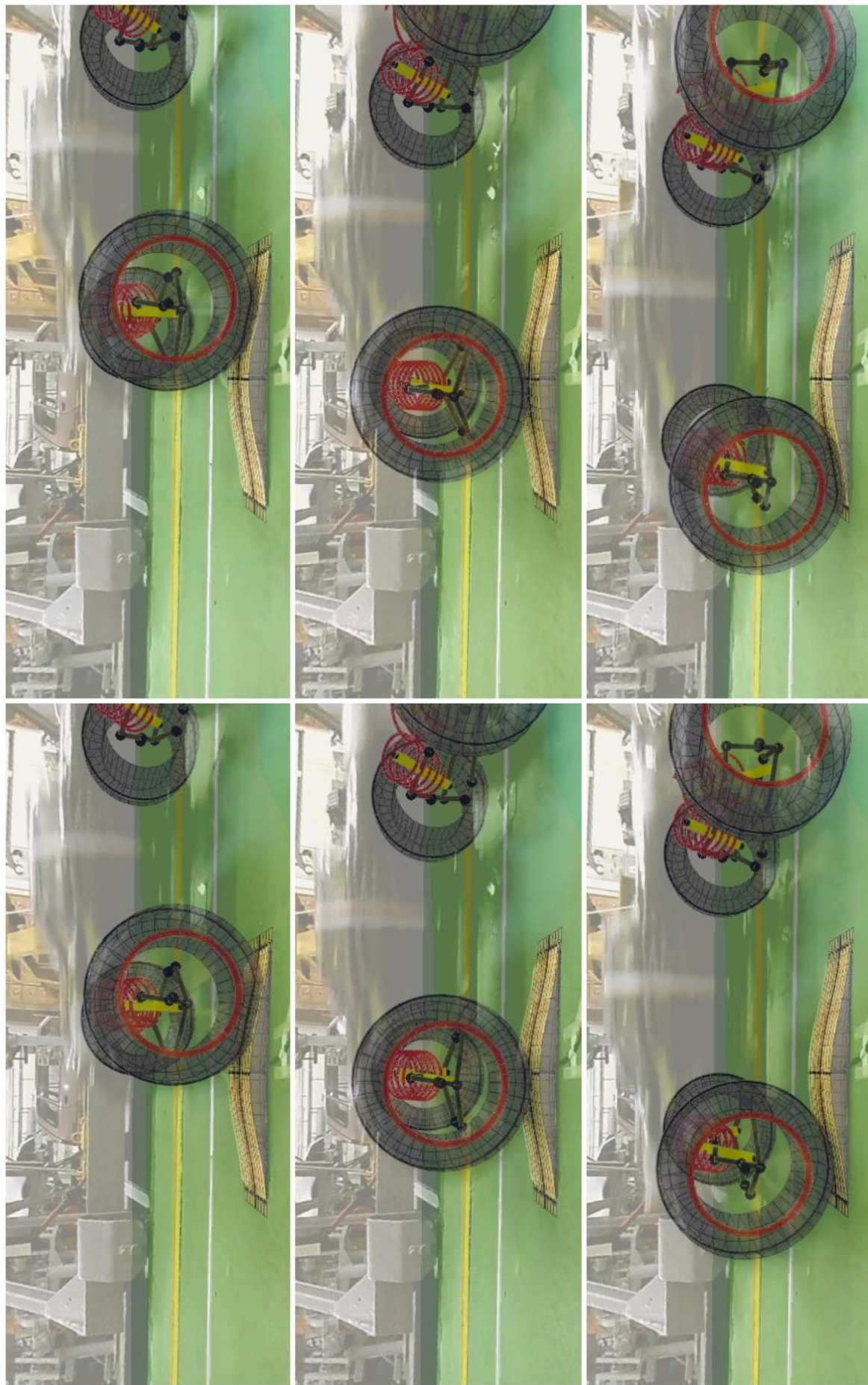


Рисунок 4.12 – Порівняння відеоматеріалів експериментальних досліджень, отриманих з ВК2, з анімаціями теоретичних досліджень (зліва – пасивна підвіска; справа – активна)

Час від моменту наїзду на дорожню нерівність до виходу за межі коридору безпеки габаритів фізичної моделі автомобіля з пасивною підвіскою становить 0,7 с (що свідчить про втрату курсової стійкості); з активною – вихід в рамках досліджень не відбувся.

Поперечне відхилення центру мас фізичної моделі автомобіля з активною підвіскою (в порівнянні з пасивною) на момент проходження п'яти метрів після наїзду на дорожню нерівність зменшено в 2,7 рази.

Експериментальні дослідження підтверджують характер зміни теоретично розрахованих параметрів руху фізичної моделі автомобіля. Про це свідчить положення експериментальних точок в допустимих межах розбіжностей між теоретичними і емпіричними відомостями, а також достатній рівень збігу характеру переміщення фізичної моделі (за даними з відеоматеріалів експериментальних досліджень отриманих з контрольно-реєструючих приладів-відеокамер) з візуалізаціями результатів математичного моделювання (побудованих з використанням програмного пакету *MathCad* анімацій) .

Середнє арифметичне поперечне відхилення фізичної моделі автомобіля (за отриманими з відеокамери ВК3) з пасивною підвіскою становить 123 мм, з активною – 45 мм, а за теоретичними відповідно – 111 мм і 49 мм. При цьому відносна розбіжність між експериментальними та теоретичними відомостями за даними параметрами для пасивної підвіски становить 9,8 %; для активної – 8,9 %, що підтверджує адекватність розробленої математичної моделі та достовірність результатів теоретичних досліджень.

Висновки до четвертого розділу

1. Розроблено та створено механізм активної підвіски фізичної моделі автомобіля, конструкція якого базується на технічному рішенні, що захищено патентом на корисну модель №118498.

2. Визначено параметри фізичної моделі автомобіля, що використовуються при математичному моделюванні її руху по нерівній дорозі. Запропонована

методика визначення коефіцієнту впливу нормальної реакції опорної поверхні на кутову жорсткість еластичної шини.

3. Створено трасу для проведення експериментальних досліджень курсової стійкості фізичної моделі автомобіля при русі по нерівній дорозі. Обрано вимірювально-реєструючий комплекс та місця встановлення його давачів на об'єкті експериментальних досліджень.

4. За розробленою методикою порівняння результатів експериментальних і теоретичних досліджень виявлено вплив вертикальних коливань центрів керованих коліс автомобіля на моменти сил, що діють відносно осей їх повороту, які впливають на курсову стійкість автомобіля при русі по нерівній дорозі.

5. Визначено, що час від моменту наїзду на дорожню нерівність до виходу за межі коридору безпеки габаритів фізичної моделі автомобіля з пасивною підвіскою становить 0,7 с (що свідчить про втрату курсової стійкості); з активною – вихід в рамках досліджень не відбувся. Середнє арифметичне поперечне відхилення фізичної моделі автомобіля (за отриманими з відеокамери ВК3) з пасивною підвіскою становить 123 мм, з активною – 45 мм, а за теоретичними відповідно – 111 мм і 49 мм. При цьому відносна розбіжність між експериментальними та теоретичними відомостями за даними параметрами для пасивної підвіски становить 9,8 %; для активної – 8,9 %. Це підтверджує адекватність розробленої математичної моделі та достовірність результатів теоретичних досліджень, а також ефективність розробленого алгоритму роботи активної підвіски.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено науково-практичне завдання щодо поліпшення курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі шляхом керування робочими процесами його активної підвіски. Основні результати дисертаційних досліджень сформовані у виді висновків.

1. На основі літературного огляду встановлено, що у випадку, якщо час руху автомобіля в межах коридору безпеки перевищує 5 с після початку дії збурення – його курсова стійкість задовільна, інакше – незадовільна. Значення курсового кута автомобіля та поперечного відхилення його центру мас через 1,5 с після початку дії збурення прийняті за додаткові критерії оцінювання курсової стійкості автомобіля.

2. Розроблено математичну модель руху автомобіля, що дозволяє врахувати особливості конструкції та робочі процеси в системі його рульового керування і підвісці, а також особливості взаємодії шин з нерівною дорогою при визначенні показників курсової стійкості. У рівняннях моментів сил відносно осей повороту керованих коліс враховано поточні значення реакцій нерівної дороги на шини, поточний кут атаки дорожньої нерівності, зміну кутової орієнтації несучої системи автомобіля і геометричних параметрів напрямного пристрою його підвіски. При визначенні тангенційних реакцій опорної поверхні на колеса автомобіля враховано коефіцієнти окружної жорсткості їх шин, зміну радіусів їх кочення, а також поточні значення коефіцієнтів зчеплення та нормальних реакцій дороги.

3. Проведено теоретичні дослідження курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі. Встановлено, що менш ніж за 5 с (через 1,123 с) після початку дії збурення автомобіль з пасивною підвіскою вийшов за межі коридору безпеки, що підтверджує втрату його стійкості. Через 1,5 с поперечне відхилення його центру мас становить 0,314 м, а курсовий кут – 1,250 град. Основна причина втрати курсової стійкості – відхилення керованих коліс від заданого положення.

4. Розроблено алгоритм роботи активної підвіски, критерієм якості якої обрано мінімальне відхилення керованих коліс від заданого положення.

Встановлено, що протягом 5 с після початку дії збурення автомобіль з активною підвіскою за межі коридору безпеки не вийшов, що підтверджує його курсову стійкість. Через 1,5 с поперечне відхилення його центру мас становить 0,025 м, а курсовий кут – 0,103 град.

5. Проведено експериментальні дослідження курсової стійкості фізичної моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі. Виявлено вплив вертикальних коливань керованих коліс автомобіля на моменти сил, що діють відносно осей їх повороту. Встановлено, що середнє арифметичне поперечне відхилення фізичної моделі автомобіля з пасивною підвіскою становить 123 мм, з активною – 45 мм. Відносна розбіжність між експериментальними та теоретичними відомостями не перевищує 10 %, що підтверджує адекватність розробленої математичної моделі та достовірність результатів теоретичних досліджень.

6. Розроблено та створено конструкцію виконавчого пристрою активної підвіски фізичної моделі автомобіля, яка базується на технічному рішенні, що захищено патентом на корисну модель №118498.

7. Результати досліджень прийняті до впровадження Державним підприємством «ДержавтотрансНДІпроект» (м. Київ), автоцентром «Атлант-М Київ» – офіційного дилеру Volkswagen AG в Києві та Київській області (м. Київ) та в навчальному процесі Національного транспортного університету (м. Київ) при підготовці фахівців за освітньою програмою «Автомобільні транспортні засоби».

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Советский энциклопедический словарь / Научно-редакционный совет: А. М. Прохоров (пред.), М. С. Гиляров, Е. М. Жуков, Н. Н. Иноземцев, И. Л. Кнунянц, П. Н. Федосеев, М. Б. Храпченко. М. : «Советская энциклопедия», 1981. 1600 с.
2. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля : монография. М. : Машиностроение, 1971. 416 с.
3. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля : монография. М. : Машгиз, 1947. 156 с.
4. Петров М. А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме: учебн. для студ. высш. учебн. зав. Омск : Западносибирское книжное издательство, 1973. 224 с.
5. Вонг ДЖ. Теория наземных транспортных средств / пер. с англ. А. И. Аксенова. М. : Машиностроение, 1982. 284 с.
6. Антонов Д. А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей : монография. М. : Машиностроение, 1978. 216 с.
7. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин : учебн. для машиностроительных спец. вузов. 2-е изд., доп. и перераб. М. : Машиностроение, 1990. 352 с.
8. ДСТУ 3736-98. Стійкість дорожньо-транспортних засобів. Терміни та визначення. [Чинний від 1999-07-01]. Вид. офіц. Київ : Держстандарт України, 1999. 11 с.
9. Таборек Я. Механика автомобиля / пер. с англ. А. Н. Нарбута. М. : Машгиз, 1960. 211 с.
10. Зимелев Г. В. Теория автомобиля : монография. М. : Машгиз, 1959. 312 с.
11. Косолапов Г. М. Пути повышения устойчивости автомобиля при торможении: автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.03. Волгоград, 1973. 40 с.

12. Афанасьев Л. Л., Дьяков А. Б., Иларионов В. А. Конструктивная безопасность автомобиля : учеб. пособие для вузов по спец. «Организация дор. движения». М. : Машиностроение, 1983. 212 с.
13. Гришкевич, А. И. Автомобили. Теория : учеб. для спец. «Автомобили и тракторы» вузов. Минск : Вышэйш. шк., 1986. 207 с.
14. Нарбут А. Н., Егоров Ю. И. Автомобили : Основные термины : толковый словарь. М. : Астрель, 2002. 416 с.
15. Подригало М. А. Управляемость и устойчивость автомобиля. Определения понятий (В порядке обсуждения). *Автомобильная промышленность*. 2008. №11. С. 22–23.
16. Макаров В. А. Наукові основи поліпшення курсової стійкості руху легкового автомобіля : дис. ... д-ра техн. наук : 05.22.02 / Нац. трансп. ун-т. Київ, 2011. 357 с.
17. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. В 3 ч. Ч. 3. Маневреність. Керованість. Стійкість : навчальний посібник / В. П. Сахно, В. М. Поляков, А. В. Костенко та ін. Донецьк : ЛАНДОН-XXI, 2015. 400 с.
18. ДСТУ 2886-94. Автотранспортні засоби. Гальмівні властивості. Терміни та визначення. [Чинний від 1996-01-01]. Вид. офіц. Київ : Держстандарт України, 1995. 23 с.
19. Вербицкий В. Г., Сахно В. П., Кравченко А. П., Костенко А. В., Даниленко А. Э. Автомобили. Устойчивость : монография. Луганск : Ноулидж, 2013. 176 с.
20. Кузницова О. И. Некоторые вопросы поперечной устойчивости при торможении. *Автомобильная промышленность*. 1969. №7. С. 16–17.
21. Акопян Р. А., Макаров В. В. К оценке устойчивости движения автомобиля. *Автомобильная промышленность*. 1976. №3. С. 23–25.
22. Стоянов Георги, Иванов В. В., Иларионов В. А. Обобщенный критерий для оценки безопасности движения автомобиля при торможении. *Автомобильная промышленность*. 1979. №8. С. 19–21.

23. Ревин А. А. Устойчивость автомобиля на прямом участке при торможении с независимой антиблокировочной системой. *Автомобильная промышленность*. 1980. №5. С. 17–20.

24. Поляков В. М., Разбойников О. О. До вибору критеріїв курсової стійкості прямолінійного руху автомобіля. *LXXVI наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету* : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2020. С. 56.

25. Санжапов Р. Р. Методика выбора базы колёсной машины с учётом показателей устойчивости движения : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Волгоград. гос. тех. ун-т. Волгоград, 2016. 136 с.

26. Динамика системы дорога–шина–автомобиль–водитель / А. А. Хачатуров, В. Л. Афанасьев [и др.] ; под ред. А. А. Хачатурова. М. : Машиностроение, 1976. 536 с.

27. Степанов И. С., Покровский Ю. Ю., Ломакин В. В., Москалева Ю. Г. Влияние элементов системы водитель – автомобиль – дорога – среда на безопасность дорожного движения: учеб. пособие. М. : МГТУ «МАМИ», 2011. 171 с.

28. Ходес И. В. Методология прогнозирования управляемости колесной машины : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.03 / Волгоград. гос. тех. ун-т. Волгоград, 2007. 337 с.

29. ДСТУ 3649-2010. Колісні транспортні засоби вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. [Чинний від 2010-01-28]. Вид. офіц. Київ : Держспоживстандарт України, 2011. 28 с.

30. ДБН В.2.3-5:2018. Вулиці і дороги населених пунктів. [Чинний від 2018-09-01]. Вид. офіц. Київ : Укрархбудінформ, 2018. 55 с.

31. Tuan-Anh Nguyen. Application of optimization methods to controller design for active suspensions : dis. ... PhD in engineering science / Brandenburgischen Technischen Universität . Cottbus, 2006. 152 p.

32. Stuart Macey, Geoff Wardle. H-point: The Fundamentals of Car Design & Packaging. Pasadena : Art Center College of Design, 2009. 224 p.
33. ДСТУ 3310-96. Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями. [Чинний від 1997-01-01]. Вид. офіц. Київ : Держстандарт України, 1996. 30 с.
34. ДСТУ ISO 8855-2014. Колісні транспортні засоби. Динаміка та курсова стійкість. Словник термінів (ISO 8855:2011, IDT). [Чинний від 2015-04-01]. Вид. офіц. Geneva : ISO copyright office, 2011. 42 с.
35. Чайковский И. П., Саломатин П. А. Рулевые управления автомобилей. М. : Машиностроение, 1987. 176 с.
36. Агейкин Я. С., Вольская Н. С. Теория автомобиля: учеб. пособие. М. : МГИУ, 2008. 318 с.
37. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: навчальний посібник для ВНЗ. Київ : Арістей, 2010. 155 с.
38. Сахно В. П., Лотиш В. В., Гуменюк П. О. Покращення курсової стійкості автомобіля з використанням системи ESP. *Вісник НТУ*. 2011. Вип. 46. С. 171–175.
39. Heißing, B., Ersoy, M. Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives. Berlin : Vieweg+Teubner Verlag, 2011. 615 p.
40. Mastinu Giampiero, Ploechl Manfred. Road and off-road vehicle system dynamics handbook. Florida : CRC Press, 2014. 1708 p.
41. Bosch Automotive Handbook. 9th Edition / Reif K., Dietsche K. H. & others. Karlsruhe : Robert Bosch GmbH, 2014. 1544 p.
42. Макаров В. А., Волохов О. С., Куплінов А. В. До питання вибору математичної моделі для дослідження курсової стійкості руху легкового автомобіля. *Наукові нотатки*. 2010. Вип. 28. С. 311–316.
43. Gillespie T. D. Fundamentals of vehicle dynamics. Michigan : SAE International. 1992. 519 p.
44. Mercedes-Benz. Magic body control // Ходова частина: спокій та комфорт. URL : <https://www.mercedes-benz.ua/passengercars/mercedes-benz-cars/models/s-class/saloon-w222/comfort/hassis.module.html> (дата звернення: 27.11.2019).

45. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода: Изд. 3-е, переработ. и доп. М. : Машиностроение, 1972. 392 с.
46. Тарасик В. П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов. Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2006. 478 с.
47. Желтышев А. В. Теоретические и экспериментальные исследования топливной экономичности автомобиля при движении по неровной дороге : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.13 / Братск, 2006. 127 с.
48. Ротенберг Р. В. Теория подвески автомобиля. М. : Машгиз, 1951. 213 с.
49. Солтус А. П. Основы теории рабочего процесса и расчета управляющих колесных модулей : автореф. дис. ... д-ра. техн. наук: 05.22.02. Киев, 1995. 43 с.
50. Певзнер Я. М. К расчету вертикальных колебаний автомобиля. *Автомобильная промышленность*. 1976. №1. С. 21–24.
51. Клец Д. М. Оценка устойчивости автомобиля против заноса при движении по неровной дороге. *Вісник НТУ «ХПИ»*. 2013. № 30 (1003). С. 55–61
52. Гордеев В. Н. Статистическое исследование возмущающих воздействий от неровностей пути на движущиеся транспортные средства: дис. ... канд. техн. наук : 01.02.06 / Днепропетровск, 1973. 126 с.
53. Mitschke Manfred, Wallentowitz Henring. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Berlin : Springer, 2014. 919 p.
54. Додонов Б. М. Исследование курсовой устойчивости автомобиля при случайных возмущениях : автореф. дис. ... канд. техн. наук. : 441 – автомобильный транспорт. М. : Московский автомобильно-дорожный институт, 1969. 33 с.
55. Костюк И. В. Методика выбора параметров автомобиля по показателям устойчивости и управляемости при действии возмущений от дороги : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Московский автомобильно-дорожный институт. Москва, 2001. 171 с.
56. Wolfgang Matschinsky. *Radführungen der Straßenfahrzeuge : Kinematik, Elasto-Kinematik und Konstruktion*. München : Springer, 2007. 470 p.
57. Jazar R. N. *Vehicle Dynamics : Theory and Application*. New York : Springer, 2008. 1015 p.

58. Dixon J. C. Suspension geometry and computation. Chichester : Wiley, 2009. 434 p.
59. Rill G. Road Vehicle Dynamics : Fundamentals and Modeling. Boca Raton : CRC Press, 2012. 331 p.
60. Клец Д.М. Определение нормальных реакций на передних и задних колесах автомобиля при движении по неровной дороге. *Вестник ХНАДУ*. 2013. Вып. 61–62. С. 195–199
61. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. В 3 ч. Ч. 2. Плавність ходу та прохідність автотранспортних засобів : навчальний посібник / В. П. Сахно, В. М. Поляков, А. В. Костенко та ін. Донецьк : ЛАНДОН-XXI, 2014. 354 с.
62. Blundell M., Harty D. The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics : 2nd edition. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2015. 756 p.
63. Постанова Кабінету Міністрів України «Про внесення змін до Правил дорожнього руху» // Закон України від 10 листоп. 2017 р. № 883 : веб-сайт. URL : <https://www.kmu.gov.ua/npas/250448365> (дата звернення: 15.08.2020).
64. Бируля А. К. Эксплуатация Автомобильных дорог : учебник для вузов. М. : Транспорт, 1966. 326 с.
65. Иларионов В. А. Стабилизация управляемых колес автомобиля : Изд. 2-е, переработ.и доп. М. : Транспорт, 1966. 168 с.
66. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса / ред. : О. Д. Златовратского; пер. с нем. В. П. Агапова. М. : Машиностроение, 1986. 316 с.
67. Антонов Д. А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. М. : Машиностроение, 1987. 168 с.
68. Костенко А. В. Прогнозування показників курсової стійкості легкового автомобіля з урахуванням розкиду жорсткісних характеристик шин : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.02 / Нац. трансп. ун-т. Київ, 2007. 168 с.
69. Тарасик, В. П., Бренч М. П. Теория автомобилей и двигателей : учеб. пособие; Изд 2-е, испр. Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2012. 448 с.

70. Braess Hans-Hermann, Seiffert Ulrich. Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013. 1264 p.
71. Jazar R. N. Vehicle Dynamics: Theory and Application : 3rd edition. Cham : Springer, 2017. 985 p.
72. Genta G. Road Vehicle Dynamics: Fundamentals of Modeling and Simulation. Singapore : World Scientific Publishing, 2017. 983 p.
73. Balkwill James. Performance Vehicle Dynamics: Engineering and Applications. Oxford : Elsevier, 2018. 360 p.
74. Филиппов В. В., Смирнова Н. В., Кияшко Д. И. Оценка влияния неровностей дорожных покрытий на безопасность движения. *Вестник ХНАДУ*. 2009. № 47. С. 112–126.
75. Клец Д. М., Дубінін Є. О., Слипченко І. В., Полянський О. С. Вплив різниці коефіцієнтів опору коченню ведучих коліс на стійкість автомобіля проти зносу. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. 2019. Вип. 198. С. 118–129.
76. Разбойніков О. О. Вплив швидкості автомобіля на зміну сил, що діють в ходовій частині при русі по нерівній дорозі. *Rzeszow : Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukasiewicza, Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy, Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. Seria : Transport*. 2017. №10. Р. 87–94.
77. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Визначення рівнодіючої сил взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги. *Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки»*. 2017. Вип. 1(37). С. 329–338.
78. Разбойніков О. О. Системний аналіз взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги. *Управління проектами, системний аналіз і логістика. Серія «Технічні науки»*. 2016. Вип. 17. Ч. 1. С. 80–88.
79. Эллис Д. Р. Управляемость автомобиля / ред. : Я. М. Певзнер; пер. с англ. Г. К. Мирозоева. М. : Машиностроение, 1975. 216 с.
80. Балакина Е. В. Улучшение устойчивости движения колесной машины в режиме торможения на основе предпроектного выбора параметров элементов шасси : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.03 / Волгоград, 2010. 418 с.

81. Хусаинов А. Ш. Эксплуатационные свойства автомобиля : учеб. пособие. Ульяновск : УлГТУ, 2011. 109 с.

82. Подригало М. А. Новое в теории эксплуатационных свойств автомобилей и тракторов : монография. Харьков : Изд-во Академии ВВ МВС Украины, 2013. 222 с.

83. Певзнер Я. М., Гридасов Г. Г., Конев А. Д., Плетнев А. Е. Колебания автомобиля. Испытания и исследования. М. : Машиностроение, 1979. 208 с.

84. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Рулевое управление / ред. : А. А. Гальбрейха; пер. с нем. В. Н. Пальянова. М. : Машиностроение, 1987. 232 с.

85. Полянский А. С., Клец Д. М., Дубинин Е. А. Повышение точности оценки устойчивости автомобилей и тракторов при наезде на препятствие. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. 2018. Вип. 190. С. 162–171.

86. Армейские автомобили. Конструкция и расчет. Часть вторая / Запрягаев М. М., Крылов Л. К., Магидович Е. И., Щукин М. М. ; под ред. А.С. Антонова. М. : Воениздат, 1970. 478 с.

87. Нарбут А.Н. Автомобили : рабочие процессы и расчет механизмов и систем : учебник для студ. высш. учеб. заведений. М. : Издательский центр «Академия», 2007. 256 с.

88. Раймпель Й. Шасси автомобиля : Элементы подвески / ред. : Г. Г. Гридасов; пер. с нем. А. Л. Карпухина. М. : Машиностроение, 1987. 288 с.

89. Раймпель Й. Шасси автомобиля : Конструкции подвесок / пер. с нем. В. П. Агапова. М. : Машиностроение, 1989. 328 с.

90. Trzesniowski M. Rennwagentechnik : Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2008. 866 p.

91. Мельничук С. В., Вітюк І. В., Бовсунівський І. А. Дослідження стійкості автомобіля з підвіскою на основі чотириланкового важільного механізму в середовищі SOLIDWORKS. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2015. №2 (4). С. 84–91.

92. Поляков В. М., Мурований І. С., Разбойніков О. О. Аналіз розвитку конструкцій підвісок автомобіля. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2015. №1(3). С. 128–135.

93. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Аналіз етапів розвитку конструкцій підвісок автомобіля. *LXXI наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету* : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2015. С. 55.

94. Разбойников А. А. Исследование развития конструкций подвесок автомобилей. *Наука – образованию, производству, экономике* : материалы 13-й Междунар. науч.-техн. конф. Минск : БНТУ, 2015. С. 29.

95. Разбойніков О. О. Аналіз етапів розвитку конструкцій підвісок автомобіля. *Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів* : зб. тез доп. наук.-практ. конф. Одеса : Військова академія, 2015. С. 263–267.

96. ДСТУ 2947-94. Автотранспортні засоби. Підвіски автомобілів. Терміни та визначення. [Чинний від 1996-01-01]. Вид. офіц. Київ : Держстандарт України, 1995. 17 с.

97. Раймпель Й. Шасси автомобиля / ред. : И. Н. Зверев; пер. с нем. В. П. Агапова. М. : Машиностроение, 1983. 356 с.

98. Смотрицкий М. И. Гидропневматическая подвеска, ее характеристики и особенности. *Автомобильная промышленность*. 1960. №8. С. 25–28.

99. Magic Body Control. URL : http://techcenter.mercedes-benz.com/en/magic_body_control/detail.html. (дата звернення : 30.06.2015).

100. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Поліпшення екологічної безпеки автомобіля шляхом використання активної підвіски при русі по нерівній дорозі. *Сучасні проблеми екології* : тези XIV Всеукр. наук. on-line конф. студентів, магістрів та аспірантів з міжнародною участю, 15 берез. 2018 р. Житомир : ЖДТУ, 2018. С. 11.

101. Dieter Schramm, Manfred Hiller, Roberto Bardini. *Vehicle Dynamics : Modeling and Simulation*. Heidelberg : Springer, 2014. 405 p.

102. Поляков В. М., Разбойников О. О. Математична модель руху автомобіля по нерівностям дороги. *LXXII наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету* : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2016. С. 49.

103. Поляков В. М., Филипова Г. А., Разбойников А. А. Математическая модель движения легкового автомобиля по неровной дороге. *Наука – образованию, производству, экономике* : материалы 15-й Междунар. науч.-техн. конф. 2017 г. Минск : БНТУ, 2017. С. 16.

104. Поляков В. М., Разбойников О. О. Математична модель курсової стійкості руху легкового автомобіля по нерівній дорозі. *LXXIII наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету* : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2017. С. 63.

105. Поляков В. М., Разбойников О. О. Теоретичне дослідження руху автомобіля по нерівній дорозі. *Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки»*. 2018. Вип. 1(40). С. 252–261.

106. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. В 3 ч. Ч. 1. Динамічність та паливна економічність автотранспортних засобів : навчальний посібник / В. П. Сахно, А. П. Костенко, М. І. Загороднов та ін. Донецьк : ТОВ «Цифрова типографія», 2014. 444 с.

107. Петрушов В. А. К вопросу о качении эластичного колеса по твердой опорной поверхности. *Автомобильная промышленность*. 1963. № 12. С. 5–9.

108. Поляков В. М., Разбойников О. О. Визначення сил взаємодії колеса легкового автомобіля під час руху нерівною дорогою. *Вісник Житомирського державного технологічного університету. Технічні науки*. 2016. №2(77). С. 215–223.

109. Чудаков Е. А. Теория автомобиля : учеб. Изд. 3-е, переработ.и доп. М. : Машгиз, 1950. 343 с.

110. Селифонов В. В., Хусаинов А. Ш., Ломакин В. В. Теория автомобиля : учеб. пособие. М. : МГТУ «МАМИ», 2007. 102 с.

111. Мамаев А. Н., Вирабов Р. В., Балабин Т. А. Общие вопросы взаимодействия эластичного колеса с жесткой опорной поверхностью. *Автомобиле- и тракторостроение в России : приоритеты развития и подготовки кадров* : материалы Междунар. науч.-техн. конф. М. : МГТУ «МАМИ», 2010. С. 71–85.
112. Туренко А. Н., Ломака С. И., Рыжих Л. А., Леонтьев Д. Н., Быкадоров А. В. Методы расчета реализуемого коэффициента сцепления при качении колеса в тормозном режиме. *Автомобильный транспорт*. 2010. Вып. 27. С. 7–12.
113. Рыжих Л. А., Леонтьев Д. Н., Чебан А. А. Особенности качения колеса в режиме торможения при изменении темпа наполнения тормозной камеры. *Вісник автомобільнодорожнього інституту*. 2009. Вип. 1. С. 140–145.
114. Пожидаев С. П. Ещё раз об основах теории качения эластичного колеса. *Автомобильная промышленность*. 2020. № 9. С. 24–33.
115. Литвинов А. С., Фаробин Я. Е. Автомобиль : теория эксплуатационных свойств: учеб. для вузов. М. : Машиностроение, 1989. 240 с.
116. Pacejka H. B. Tyre and vehicle dynamics. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2005. 621 p.
117. Genta G. Automotive chassis. Volume 2 : System design. New York : Springer, 2009. 825 p.
118. Поляков В. М., Філіпова Г. А., Разбойніков О. О. Дослідження взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги. *Проблеми розвитку транспорту і логістики* : зб. наук. праць VII Міжнар. наук.-практ. конф., 26–28 квіт. 2017 р. Сєвєродонецьк-Одеса : вид-во Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, 2017. С. 188–189.
119. Иларионов В. А. Углы установки и стабилизация управляемых колес автомобиля. М. : Автотрансиздат, 1958. 128 с.
120. Солтус А. П., Кошарный Н. Ф. К вопросу о весовых стабилизирующих моментах. *Автомобильная промышленность*. 1976. № 8. С. 20–22.

121. Солтус А. П., Малов С. С. Исследование составляющих момента сопротивления повороту управляемых колес автомобиля во время движения. *Автомобильная промышленность*. 1978. №11. С. 18–20.

122. Солтус А. П., Черненко С. М. Исследование весового стабилизирующего момента от поперечного наклона шкворня. *Вісник КДПУ*. 2002. Вип. 2/2002(14). С. 68–73.

123. Солтус А. П., Черненко С. М. Визначення впливу поздовжнього нахилу шворня на ваговий стабілізуючий момент. *Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал «Машинознавств»*. 2003. № 6(72). С. 47–50.

124. Подригало М. А., Клец Д. М., Коробко А. И., Гацько В. И. Оценка устойчивости и управляемости автомобилей при дисбалансе направляющих колес. *Інженерія природокористування*. 2014. № 2. С. 28–32.

125. Olsson H., Åström K. J., Canudas de Wit C., Gafvert M. and Lischinsky P. Friction models and friction compensation. *European Journal of Control*. 1998. №4. S. 176–195.

126. Разбойніков О. О. Вплив автоколивань керованих коліс автомобіля на його курсову стійкість руху по нерівній дорозі. *Молоді вчені 2018 – від теорії до практики* : матеріали ІХ Міжнар. конф. молодих вчених, 16 лют. 2018 р. Дніпро : Дніпро-Варна, 2018. С. 62–65.

127. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Врахування особливостей роботи підвіски автомобіля при дослідженні його руху по нерівній дорозі. *Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців* : наук. пр. Міжнар. наук.-практ. конф. Харків : ХНАДУ, 2017. С. 37.

128. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Визначення параметрів роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній опорній поверхні. *Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки»*. 2017. Вип. 3(39). С. 117–126.

129. Поляков В. М., Шарай С. М., Разбойніков О. О. Вплив роботи стабілізатора поперечної стійкості на безпеку руху автомобіля по нерівній дорозі.

Автобусо-будування та пасажирські перевезення в Україні : тези доп. III-ї Всеукр. наук.-практ. конф. Львів : вид-во Львівської політехніки: 2018. С. 72–74.

130. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Визначення сил, що діють в шарнірах підвіски легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі. *Нові технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців* : наукові праці Міжнар. наук.-практ. та наук.-методич. конф. Харків : ХНАДУ, 2016. С. 45–46.

131. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Математичне моделювання руху автомобілів з пасивними та активними підвісками по нерівній дорозі. *LXXIV наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету* : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2018. С. 59.

132. Поляков В. М., Разбойніков О. О. До розробки алгоритму роботи активної підвіски, що спрямований на поліпшення курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі. *Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту* : наук. пр. XIII міжн. наук.-практ. конф. Житомир : Житомирська політехніка, 2020. С. 56.

133. Savaresi S. M, Poussot-Vassal C., Spelta C., Sename O. and Dugard L. Semi-active suspension control design for vehicles. Oxford : Butterworth-Heinemann. 2010. 206 p.

134. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Дослідження курсової стійкості автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі. *Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні* : наук. пр. Міжнар. наук.-практ. конф. Харків : ХНАДУ, 2019. С. 39–42.

135. Fijalkowski B. T. Automotive Mechatronics : Operational and Practical Issues : Volume 2. New York : Springer, 2011. 523 p.

136. Колесников В. С. Об исследованиях на физических моделях устойчивости автомобиля при торможении. *Автомобильная промышленность*. 1972. №9. С. 25–29.

137. Митрофанов В. И., Трошенков И. В., Бочаров Н. Ф., Гусев В. И. Применение моделей шин для определения различных параметров и свойств их прототипов. *Автомобильная промышленность*. 1981. №2. С. 21–23.

138. Кравченко А. П., Поляков В. М. Экспериментальные исследования управляемости автопоезда. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. 2004. Ч.2, №8(78). С.186–190.

139. Разбойников О. О. Експериментальне дослідження курсової стійкості руху на моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками його коліс по нерівній дорозі. *Rzeszow : Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukasiewicza, Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy, Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. Seria : Transport*. 2019. №16. Р. 43–50.

140. Поляков В. М., Разбойников О. О. Експериментальне дослідження курсової стійкості руху фізичної моделі автомобіля з пасивною і активною підвісками коліс по нерівній дорозі. *LXXV наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету* : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2019. С. 58.

141. Himoto 1:8 scale nitro Monster Truck N8MT // Overview. URL : http://www.himotoracing.com/?details=overview&searchscale=1%3A8&searchtype=NITRO&searchproduct=TRUCK&searchterm=&product=TRUCK&type=NITRO&ref_no=truck_g022&item_no=N8MT&submit=Go+To+Details (last access: 15.08.2020).

142. Патент України на корисну модель № 118498. Україна, МПК F16FD 13/00 (2017.01), «Пристрій для створення тарованого зусилля» / В. П. Сахно, В. М. Поляков, О. С. Олексієнко, О. О. Разбойников, М. А. Новицький / (Україна) ; Заявник і патентовласник : Національний транспортний університет, Державний № u2017 02128; заяв. 06.03.2017; опубл. 10.08.2017, Бюл. № 15.

143. Поляков В. М., Разбойников О. О., Горпинюк А. В. До експериментального визначення параметрів еластичного колеса моделі автомобіля. *Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки* : матеріали II Всеукр. наук.-техн. конф. Полтава : ПолтНТУ, 2018. С. 38–39.

144. Поляков В. М., Горпинюк А. В., Разбойніков О. О. Експериментальне визначення параметрів еластичних коліс фізичної моделі автомобіля. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2018. №1(10). С. 79–84.

145. Солтус А. П., Клімов Е. С. Дослідження моменту опору повороту шини керованого колеса на місці залежно від довжини цапфи. *Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського*. 2012. №4 (75). Ч. 1. С. 88–93.

146. Мельничук С. В., Вітюк І. В., Бовсунівський І. А. До питання підвищення показників плавності ходу автомобіля категорії М1. Програмно-апаратний комплекс для проведення натурного дослідження підвіски. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2014. №1. С. 73–79.

147. Артемов Н. П., Лебедев А. Т., Подрыгало М. А., Полянский А. С., Клец Д. М., Коробко А. И., Задорожня В. В. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин. Харьков : Міськдрук, 2012. 220 с.

148. MPU-9250 Product Specification : Revision 1.1. URL : <https://invensense.tdk.com/wp-content/uploads/2015/02/PS-MPU-9250A-01-v1.1.pdf> (last access : 05.11.2020).

149. Arduino Mini // Общие сведения. Характеристики. Программирование : веб-сайт. URL : <https://doc.arduino.ua/ru/hardware/Mini> (дата звернення : 15.08.2020)

150. Preliminary product specification nRF24L01 Single Chip 2.4 GHz Radio Transceiver. Nordic Semiconductor ASA. URL : https://www.sparkfun.com/datasheets/Components/nRF24L01_prelim_prod_spec_1_2.pdf (last access : 15.08.2020).

151. Arduino Uno : Product Overview. URL : <https://datasheet.octopart.com/A000066-Arduino-datasheet-38879526.pdf> (last access : 15.08.2020).

152. Капля В. И., Савицкий В. И., Мاستиков Д. А. Калибровка трехосного акселерометра по данным ряда измерений с различной ориентацией. *Инженерный Вестник Дона*. 2018. №2 (49). URL :

http://www.ivdon.ru/uploads/article/pdf/IVD_161_Kaplya_Savitskyi.pdf_a5a49df4f3.pdf (дата звернення: 15.08.2020).

153. Henry Martin, Paul Groves, Mark Newman. The Limits of In-Run Calibration of MEMS Inertial Sensors and Sensor Arrays. *Navigation*. 2016. Vol.63 (2). P. 127–143.

154. Поляков В. М., Филипова Г. А., Разбойников А. А., Гирман Д. К. Исследование курсовой устойчивости физической модели автомобиля с пассивной и активной подвесками при движении по неровной дороге. *Автомобиле- и тракторостроение* : материалы Междунар. науч.-техн. конф. Минск : БНТУ, 2020. С. 63.

155. Поляков В. М., Разбойников О. О. Методика аналізу результатів експериментальних і теоретичних досліджень динаміки руху автомобіля. *Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування* : наук. пр. Міжнар. наук.-практ. конф. Харків : ХНАДУ, 2020. С. 355–356.

ДОДАТКИ

Додаток А

Параметри автомобіля категорії М1 та фізичної моделі,
що використовуються для розрахунку в математичному моделюванні

Для вирішення сукупності диференціальних та алгебраїчних рівнянь, що утворюють математичну модель (п. 2.1) задаються початкові дані, зокрема кінематичні та силові параметри руху автомобіля до наїзду переднім лівим колосом на дорожню нерівність. При цьому координати характерних точок (шарнірів напрямних пристроїв підвіски, його демпферів тощо), довжини важелів підвісок та їх кутова орієнтація визначаються з урахуванням того, що до наїзду на дорожню нерівність кути розвалу та сходження коліс відповідали рівними нульовим значенням. Крутні моменти на колесах автомобіля, їх радіуси та кутові швидкості обертання, тощо визначаються виходячи зі швидкості руху автомобіля та його конструктивних параметрів. Основна інформація (табл. А), щодо параметрів автомобіля категорії М1 визначались на основі даних з [16, 25, 37, 66, 72, 81, 84, 88, 97, 106]; фізичної моделі автомобіля – безпосередньо визначенням дійсних значень (п. 4.4).

Таблиця А – Параметри прототипу автомобіля категорії М1 та фізичної моделі, що необхідні для розрахунку в математичному моделюванні

Позначення	Найменування параметру, одиниці вимірювання	Автомобіль	Фізична модель
1	2	3	4
M_a	повна маса автомобіля, кг	1004	5,650
M_{Π}	підресорена маса автомобіля, кг	886,1	4,310
$m_{\Pi 1}$	приведена до переднього колеса еквівалентна підресорена маса автомобіля, кг	273,8	1,009
$m_{\Pi 2}$	приведена до заднього колеса еквівалентна підресорена маса автомобіля, кг	169,3	1,146
m_{H1}	приведена до центра колеса передньої осі непідресорена маса автомобіля, кг	29,5	0,335
m_{H2}	приведена до центра колеса задньої осі непідресорена маса автомобіля, кг	29,5	0,335

Продовження таблиці А

1	2	3	4
$m_{н1}^п$	непідресорена маса елементів підвіски переднього колеса автомобіля, кг	19,5	0,103
$m_{н1}^к$	маса переднього колеса автомобіля, кг	10,0	0,232
J_x	момент інерції несучої системи автомобіля відносно його повздовжньої осі, кг/м ²	363	0,075
J_y	момент інерції несучої системи автомобіля відносно його поперечної осі, кг/м ²	1131	0,145
J_z	момент інерції несучої системи автомобіля відносно його вертикальної осі, кг/м ²	1328	0,181
J_k	моменти інерції колеса автомобіля відносно осі його обертання, кг/м ²	0,540	$9 \cdot 10^{-4}$
J_k^z	момент інерції колеса автомобіля відносно його вертикальної осі, кг/м ²	0,236	$57 \cdot 10^{-3}$
B_1	передня колія автомобіля, м	1,312	0,339
B_2	задня колія автомобіля, м	1,314	0,332
L	колісна база автомобіля, м	2,440	0,370
a	відстань по горизонталі від центру підресорених мас автомобіля до його передньої осі, м	0,932	0,194
b	відстань по горизонталі від центру підресорених мас автомобіля до його задньої осі, м	1,508	0,176
h_g	висота центру підресорених мас автомобіля, м;	0,475	0,090
r	вільний радіус колеса автомобіля, м	0,290	0,073
$H_{ш}$	висота профілю шини, м	0,125	0,027
$B_{ш}$	ширина поперечного профілю шини, м	0,176	0,079
$B_{об}$	ширина обода колеса, м;	0,127	0,075
$f_{б1}^{ст}$	хід підвіски передніх коліс до включення в роботу буфера стискання, м	0,056	0,036
$f_{б2}^{ст}$	хід підвіски задніх коліс до включення в роботу буфера стискання, м	0,072	0,020
$f_{б1}^{від}$	хід підвіски передніх коліс до включення в роботу буфера відбою, м	0,084	0,016
$f_{б2}^{від}$	хід підвіски задніх коліс до включення в роботу буфера відбою, м	0,076	0,030

Продовження таблиці А

1	2	3	4
l	відстань між точками пересічення осей повороту керованих коліс автомобіля з осями їх обертання, м	1,188	0,290
$l_{\text{ц}}$	довжина поворотної цапфи, м	0,062	0,030
ε_s	повздовжній кут нахилу осі повороту керованого колеса автомобіля, град	3,7	8
δ_s	поперечний кут нахилу осі повороту керованого колеса автомобіля, град	7	12
λ	кут між осями обертання та повороту колеса автомобіля, град	97	103,5
$C_{\text{пр1}}$	жорсткість пружного пристрою підвіски передніх коліс, Н/м;	24104	1203,2
$C_{\text{пр2}}$	жорсткість пружного пристрою підвіски задніх коліс, Н/м	28644	1109,4
$C_{\text{б1}}^{\text{ст}}$	жорсткість буфера стискання підвіски передніх коліс, Н/м	$14 \cdot 10^5$	7500
$C_{\text{б2}}^{\text{ст}}$	жорсткість буфера стискання підвіски задніх коліс, Н/м	$14 \cdot 10^5$	10000
$C_{\text{б1}}^{\text{від}}$	жорсткість буфера відбою підвіски передніх коліс, Н/м	$4 \cdot 10^6$	0
$C_{\text{б2}}^{\text{від}}$	жорсткість буфера відбою підвіски задніх коліс, Н/м	$4 \cdot 10^6$	0
$C_{\text{ст1}}^{\text{пр}}$	приведена до колеса жорсткість стабілізатора поперечної стійкості передньої підвіски автомобіля, Н/м	14400	114
$C_{\text{ст2}}^{\text{пр}}$	приведена до колеса жорсткість стабілізатора поперечної стійкості задньої підвіски автомобіля, Н/м	5900	157
$k_{\text{д1}}^{\text{ст}}$	коефіцієнт опору амортизатора підвіски передніх коліс на ході стискання, Н·с/м	1336	25
$k_{\text{д2}}^{\text{ст}}$	коефіцієнт опору амортизатора підвіски задніх коліс на ході стискання, Н·с/м	1336	50
$k_{\text{д1}}^{\text{від}}$	коефіцієнт опору амортизатора підвіски передніх коліс на ході відбою, Н·с/м	5725	38
$k_{\text{д2}}^{\text{від}}$	коефіцієнт опору амортизатора підвіски задніх коліс на ході відбою, Н·с/м	5725	75
$F_{\text{т1}}^{\text{max}}$	гранична сила сухого тертя в передній підвісці автомобіля приведена колеса, Н	150	0,736
$F_{\text{т2}}^{\text{max}}$	гранична сила сухого тертя в задній підвісці автомобіля приведена колеса, Н	150	0,736
$M_{\text{т}}^{\text{max}}$	граничний момент сил сухого тертя, що діють в системі рульового керування, Н·м	27	0,030
$k_{\text{р}}$	коефіцієнт в'язкого тертя в деталях рульового керування, Н·м·с/рад	80	0

Кінець таблиці А

1	2	3	4
$c_{\text{ш}}^r$	радіальна жорсткості шини, Н/м	195363	6736,6
$c_{\text{ш}}^y$	бічна жорсткості шини, Н/м	82500	2260,6
$c_{\text{ш}}^o$	коефіцієнт окружної жорсткості шини, Н·м/м;	75000	85,8
$\kappa_{\text{ш}}^{\theta}$	коефіцієнт впливу нормальної реакції опорної поверхні на кутову жорсткість еластичної шини, м/рад	0,657	0,250
$k_{\text{ш}}$	коефіцієнтом демпфування шини, Н·с/м	30	3,750
$K_{\delta}^{\text{екст}}$	екстримальне значення коефіцієнту опору бічному відведенню, Н/рад	33500	375,3
$R_n^{\text{екст}}$	нормальна реакція опорної поверхні на колесо автомобіля, що відповідає екстремальному коефіцієнту опору бічному відведенню K_{δ}^{max} , Н	3973	34,1
k_l	коефіцієнт корекції довжини контакту шини з дорогою, %	75	75
K_{γ}	питомий коефіцієнт впливу кута нахилу площини обертання колеса до вертикалі на відведення шини, рад ⁻¹	$175 \cdot 10^{-6}$	$53 \cdot 10^{-6}$
f_k	коефіцієнт опору коченню при малій швидкості	0,012	0,012
$s_k^{\text{опт}}$	коефіцієнт ковзання, що відповідає максимальному коефіцієнту зчеплення (φ_x^{max}), %	13.75	12.5
φ_x^{max}	максимальний коефіцієнт повздовжнього зчеплення шини з дорогою	0,85	0,91
φ_y^{max}	максимальний коефіцієнт поперечного зчеплення шини з дорогою	0,73	1,25
$\varphi_x^{\text{пов}}$	коефіцієнт повздовжнього зчеплення при повному ковзанні шини відносно дороги	0,75	0,83

Додаток Б

Список публікацій здобувача та відомості про апробацію
результатів дисертації**Публікації у наукових фахових виданнях України**

1. Поляков В. М., Мурований І. С., Разбойніков О. О. Аналіз розвитку конструкцій підвісок автомобіля. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2015. №1(3). С. 128–135.
2. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Визначення сил взаємодії колеса легкового автомобіля під час руху нерівною дорогою. *Вісник Житомирського державного технологічного університету. Технічні науки*. 2016. №2(77). С. 215–223.
3. Разбойніков О. О. Системний аналіз взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги. *Управління проектами, системний аналіз і логістика. Серія «Технічні науки»*. 2016. Вип. 17. Ч. 1. С. 80–88.
4. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Визначення рівнодіючої сил взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги. *Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки»*. 2017. Вип. 1(37). С. 329–338.
5. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Визначення параметрів роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній опорній поверхні. *Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки»*. 2017. Вип. 3(39). С. 117–126.
6. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Теоретичне дослідження руху автомобіля по нерівній дорозі. *Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки»*. 2018. Вип. 1(40). С. 252–261.
7. Поляков В. М., Горпинюк А. В., Разбойніков О. О. Експериментальне визначення параметрів еластичних коліс фізичної моделі автомобіля. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2018. №1(10). С. 79–84.

Публікації у наукових періодичних виданнях іноземних держав

8. Разбойніков О. О. Вплив швидкості автомобіля на зміну сил, що діють в ходовій частині при русі по нерівній дорозі. *Rzeszow : Politechnika Rzeszowska im.*

Ignacego Lukasiewicza, Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy, Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. Seria : Transport. 2017. №10. P. 87–94.

9. Разбойников О. О. Експериментальне дослідження курсової стійкості руху на моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками його коліс по нерівній дорозі. *Rzeszow : Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukasiewicza, Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy, Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. Seria : Transport. 2019. №16. P. 43–50.*

Публікації апробаційного характеру

10. Поляков В. М., Разбойников О. О. Аналіз етапів розвитку конструкцій підвісок автомобіля. *LXXI наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2015. С. 55.*

11. Разбойников А. А. Исследование развития конструкций подвесок автомобилей. *Наука – образованию, производству, экономике : материалы 13-й Междунар. науч.-техн. конф. Минск : БНТУ, 2015. С. 29.*

12. Разбойников О. О. Аналіз етапів розвитку конструкцій підвісок автомобіля. *Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів : зб. тез доп. наук.-практ. конф. Одеса : Військова академія, 2015. С. 263–267.*

13. Поляков В. М., Разбойников О. О. Математична модель руху автомобіля по нерівностям дороги. *LXXII наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2016. С. 49.*

14. Поляков В. М., Разбойников О. О. Визначення сил, що діють в шарнірах підвіски легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі. *Нові технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців : наукові праці Міжнар. наук.-практ. та наук.-методич. конф. Харків : ХНАДУ, 2016. С. 45–46.*

15. Поляков В. М., Филипова Г. А., Разбойников А. А. Математическая модель движения легкового автомобиля по неровной дороге. *Наука – образованию,*

производству, экономике : материалы 15-й Междунар. науч.-техн. конф. Минск : БНТУ, 2017. С. 16.

16. Поляков В. М., Філіпова Г. А., Разбойніков О. О. Дослідження взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги. *Проблеми розвитку транспорту і логістики* : зб. наук. праць VII Міжнар. наук.-практ. конф. Сєверодонецьк-Одеса : вид-во Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, 2017. С. 188–189.

17. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Математична модель курсової стійкості руху легкового автомобіля по нерівній дорозі. *LXXIII наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету* : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2017. С. 63.

18. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Врахування особливостей роботи підвіски автомобіля при дослідженні його руху по нерівній дорозі. *Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців* : наук. пр. Міжнар. наук.-практ. конф. Харків : ХНАДУ, 2017. С. 37.

19. Разбойніков О. О. Вплив автоколивань керованих коліс автомобіля на його курсову стійкість руху по нерівній дорозі. *Молоді вчені 2018 – від теорії до практики* : матеріали IX Міжнар. конф. молодих вчених. Дніпро : Дніпро-Варна, 2018. С. 62–65.

20. Поляков В. М., Шарай С. М., Разбойніков О. О. Вплив роботи стабілізатора поперечної стійкості на безпеку руху автомобіля по нерівній дорозі. *Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні* : тези доп. III-ї Всеукр. наук.-практ. конф. Львів : вид-во Львівської політехніки: 2018. С. 72–74.

21. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Поліпшення екологічної безпеки автомобіля шляхом використання активної підвіски при русі по нерівній дорозі. *Сучасні проблеми екології* : тези XIV Всеукр. наук. on-line конф. студентів, магістрів та аспірантів з міжнародною участю. Житомир : ЖДТУ, 2018. С. 11.

22. Поляков В. М., Разбойніков О. О., Горпинюк А. В. До експериментального визначення параметрів еластичного колеса моделі автомобіля.

Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки : матеріали II Всеукр. наук.-техн. конф. Полтава : ПолтНТУ, 2018. С. 38–39.

23. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Математичне моделювання руху автомобілів з пасивними та активними підвісками по нерівній дорозі. *LXXIV наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету* : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2018. С. 59.

24. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Експериментальне дослідження курсової стійкості руху фізичної моделі автомобіля з пасивною і активною підвісками коліс по нерівній дорозі. *LXXV наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету* : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2019. С. 58.

25. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Дослідження курсової стійкості автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі. *Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні* : наук. пр. Міжнар. наук.-практ. конф. Харків : ХНАДУ, 2019. С. 39–42.

26. Поляков В. М., Разбойніков О. О. До вибору критеріїв курсової стійкості прямолінійного руху автомобіля. *LXXVI наукова конференція професорсько-викладацького складу аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету* : матеріали наук. конф. Київ : НТУ, 2020. С. 56.

27. Поляков В. М., Филипова Г. А., Разбойников А. А., Гирман Д. К. Исследование курсовой устойчивости физической модели автомобиля с пассивной и активной подвесками при движении по неровной дороге. *Автомобиле- и тракторостроение* : материалы Междунар. науч.-техн. конф. Минск : БНТУ, 2020. С. 63.

28. Поляков В. М., Разбойніков О. О. До розробки алгоритму роботи активної підвіски, що спрямований на поліпшення курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі. *Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного*

транспорт : наук. пр. XIII міжн. наук.-практ. конф. Житомир : Житомирська політехніка, 2020. С. 56.

29. Поляков В. М., Разбойніков О. О. Методика аналізу результатів експериментальних і теоретичних досліджень динаміки руху автомобіля. *Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування* : наук. пр. Міжнар. наук.-практ. конф. Харків : ХНАДУ, 2020. С. 355–356.

Патент на корисну модель

30. Патент України на корисну модель № 118498. Україна, МПК F16FD 13/00 (2017.01), «Пристрій для створення тарованого зусилля» / В. П. Сахно, В. М. Поляков, О. С. Олексієнко, О. О. Разбойніков, М. А. Новицький / (Україна) ; Заявник і патентовласник : Національний транспортний університет, Державний № u2017 02128; заяв. 06.03.2017; опубл. 10.08.2017, Бюл. № 15.

Відомості про апробацію результатів дисертації

Основні положення дисертації були представлені та отримали позитивну оцінку на: LXXI, LXXII, LXXIII, LXXIV, LXXV та LXXVI наукових конференцій професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів Національного транспортного університету (Київ, 2015–2020 рр.); науково-практичній конференції «Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів» (Одеса, 2015 р.); міжнародних науково-практичних конференціях «Нові технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців», «Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців», «Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні» та «Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування» (Харків, 2016, 2017, 2019, 2020 р.р.); IX міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» та XIV всеукраїнській науковій on-line конференції студентів, магістрів та аспірантів з міжнародною участю «Сучасні проблеми екології», а також XIII міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту»

(Житомир, 2016, 2018, 2020 р.р.); VII міжнародній науко-практичній конференції «Проблеми розвитку транспорту і логістики» (Сєверодонецьк-Одеса, 2017 р.); III всеукраїнській науково-практичній конференції «Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні» (Львів, 2018 р.); II всеукраїнській науково-технічній конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (Полтава, 2018 р.); V міжнародній науково-технічній конференції «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей» (Луцьк-Світязь, 2018 р.); IX міжнародній конференції молодих вчених «Молоді вчені 2018 – від теорії до практики» (Дніпро, 2018 р.); 13-й та 15-й міжнародних науково-технічних конференціях «Наука – образованию, производству, экономике», а також «Автомобиле- и тракторостроение» (Мінськ, 2015, 2017, 2020 р.р.); міжнародних наукових конференціях «Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. SAKON 17» та «Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. SAKON 19» (Жешув (Польща), 2017, 2019 р.р.).

Додаток В

Довідки про впровадження результатів дисертаційного дослідження



ЗАТВЕРДЖЕНО

Заступник директора з наукової роботи
ДП «ДержавтотрансНДІпроект»

А.В. Горпинюк

«24» X 2019 р.

ДОВІДКА

про використання результатів дисертаційної роботи
Разбойнікова Олександра Олександровича на тему «Поліпшення курсової стійкості
легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі»

Дисертаційна робота Разбойнікова О.О. присвячена поліпшенню курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі шляхом керування робочими процесами його активної підвіски. Будь-які дослідження, що сприяють поліпшенню експлуатаційних властивостей автомобіля у тому числі тих, що спрямовані на підвищення безпеки руху є актуальними.

Вважаємо за необхідне звернути увагу на своєчасність та доцільність проведених досліджень на тлі підвищення вимог до показників стійкості автомобіля у зв'язку з використанням систем автопілоту в автомобілебудуванні.

Результати дисертаційної роботи Разбойнікова О.О. використовується відділом науково-технічних експертиз ДП «ДержавтотрансНДІпроект» при розробці нормативної документації та висновків науково-технічної експертизи щодо оцінки технічних та експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів. А саме:

- запропоновані критерії оцінювання курсової стійкості автомобіля та розроблена методика визначення їх числових значень для оцінки показників курсової стійкості автомобілів;
- розроблена математична модель для визначення оптимальних значень параметрів системи рульового керування автомобіля та його підвіски при проектуванні та розробці нових, а також переобладнанні існуючих конструкцій автомобілів;
- запропонована методика порівняння результатів експериментальних досліджень з результатами математичного моделювання для підвищення якості їх аналізу та формулювання висновків.

Заступник завідувача відділу
науково-технічних експертиз

Д.М. Попелиш

ТОВ «Атлант-М Лепсе»

ЗАТВЕРДЖЕНО

Директор

Автоцентру «Атлант-М Лепсе»
- офіційного дилера Volkswagen
AG в Києві та Київській області№ 2/360 - 19«29» листопада 2019 р.

О.М. Дмитерчук

«29» 11 2019 р.

ДОВІДКАпро використання результатів дисертаційної роботи
Разбойнікова Олександра Олександровича на тему «Поліпшення курсової стійкості
легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі»

Сучасне автомобілебудування все більше уваги зосереджує на активній безпеці автомобільних транспортних засобів. Дисертаційна робота Разбойнікова О.О. присвячена поліпшенню безпеки руху автомобіля без коригуючих дій з боку водія, навіть в умовах руху по нерівній дорозі. Зважаючи на тенденції використання систем автопілоту на автомобілі та реальні умови їх руху, актуальність проведених в роботі досліджень зростає.

В автоцентрі «Атлант-М Лепсе» - офіційного дилера Volkswagen AG в Києві та Київській області прийняті до використання наступні результати дисертаційної роботи Разбойнікова О.О.:

– математична модель, що дозволяє врахувати зміну параметрів систем рульового керування автомобіля та його підвіски для прогнозування динаміки руху автомобіля, у тому числі по нерівній дорозі. Результати розрахунків можуть використовуватися при діагностиці і виборі оптимальних параметрів рульового керування автомобіля та його підвіски (кути встановлення коліс, пружних та гасильних пристроїв підвіски та інш.);

– візуалізацію процесу руху автомобіля у вигляді об'ємної графічної анімації на основі математичного моделювання його руху, що дозволяє наглядно оцінити вплив зміни параметрів системи рульового керування та підвіски на динамічні показники автомобіля в різних умовах руху. Моделювання може використовуватися при технічному обслуговуванні та ремонті автомобілів з метою отримання необхідних параметрів курсової стійкості автомобіля раціональним підбором складових рульового керування та підвіски з відомими параметрами.

03124, Україна, м. Київ
бульвар Василя Говело, 4
тел.: +380 44 391 44 44
реквізити: р/р 26002441159
в АТ "Райффайзен Банк Аваль" в м. Києві,
МФО 380805, ЄДРПОУ 36645529

Директор Автоцентру «Атлант-М Лепсе»

О.М. Дмитерчук

**АТЛАНТ**

009963



УКРАЇНА
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, т.ф. +38 (044) 280 82 03, т. +38 (044) 280 87 65
 e-mail: general@ntu.edu.ua, код ЄДРПОУ 02070915

04.10.2019 № 2054/01

на № _____

Довідка

про використання результатів дисертаційної роботи
Разбойнікова Олександра Олександровича

Основні положення та результати дисертаційної роботи Разбойнікова О.О. «Поліпшення курсової стійкості легкового автомобіля при русі по нерівній дорозі» на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук використовуються при підготовці фахівців за освітньою програмою «Автомобільні транспортні засоби» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування». Зокрема, при вивченні дисциплін «Основи математичного моделювання технічних систем», «Робочі процеси автомобілів і тракторів», «Методи випробування машин та основи сертифікації» застосовуються:

- математична модель руху автомобіля по нерівній дорозі, що дозволяє врахувати параметри автомобіля, у тому числі його рульового керування та підвіски, для дослідження робочих процесів зазначених систем автомобіля та прогнозування динаміки його руху в заданих умовах;
- рівняння залежності моментів, що діють відносно осей повороту керованих коліс автомобіля, від вертикальних сил інерції;
- методика визначення коефіцієнта впливу нормальної реакції опорної поверхні на кутову жорсткість еластичної шини;
- результати експериментальних досліджень курсової стійкості фізичної моделі автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі;
- критерії оцінювання курсової стійкості автомобіля та методика визначення їх числових значень;
- методика порівняння результатів експериментальних досліджень з результатами математичного моделювання.

Проректор з навчальної роботи,
 професор



О.К. Гришук

Додаток Г

Патент на корисну модель, одержаний за темою дисертаційної роботи





МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **118498** (13) **U**
(51) МПК (2017.01)
F16F 13/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2017 02128	(72) Винахідник(и): Сахно Володимир Прохорович (UA), Поляков Віктор Михайлович (UA), Олексієнко Олег Станіславович (UA), Разбойніков Олександр Олександрович (UA), Новицький Микола Андрійович (UA)
(22) Дата подання заявки: 06.03.2017	(73) Власник(и): НАЦІОНАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, м. Київ- 10, 01010 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.08.2017	(74) Представник: Краснокутська Зоя Ігорівна
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.08.2017, Бюл.№ 15	

(54) ПРИСТРІЙ ДЛЯ СТВОРЕННЯ ТАРОВАНОГО ЗУСИЛЛЯ

(57) Реферат:

Пристрій для створення тарованого зусилля містить циліндр, розташовані в ньому поршень зі штоком. З однієї сторони циліндра розташовано натискний диск і до нього прикріплено стрілку так, що другий її кінець знаходиться біля шкали, що зафіксована на несучій системі. Зовні натискного диска розташовано різьбовий вал з гайкою, яка закріплена на несучій системі, з одного кінця до різьбового вала приєднано рукоятку, а другий кінець різьбового вала рухомо з'єднано з натискним диском. З протилежної сторони у циліндр вставлено фіксуючу кришку так, що в отвори на боковій поверхні циліндра і фіксуючої кришки встановлено фіксатор. Зовнішня сторона фіксатора шарнірно з'єднана через важіль з органом керування приводу механізму, для утримання фіксатора у положенні, що унеможливує переміщення фіксуючої кришки відносно циліндра, встановлено пружину між важелем і несучою системою. Зовні до фіксуючої кришки закріплено штовхач, який проходить через направляючу, нерухомо закріплену на несучій системі. Поряд з фіксуючою кришкою розміщено двоплечий важіль, який середньою частиною шарнірно закріплений на несучій системі, одна сторона важеля рухомо з'єднана з боковою поверхнею фіксуючої кришки, а інша сторона може мати рукоятку. В середині циліндра між натискним диском та фіксуючою кришкою встановлено пружину стискання з можливістю її переміщення в середині циліндра під час стискання.

UA 118498 U

Пристрій для створення тарованого зусилля (далі за текстом пристрій) належить до машинобудування, а саме до пристроїв, що містять пружні елементи, в яких не використовується текуче середовище, і може бути використаний наприклад для неодноразового забезпечення постійного за величиною навантаження у приводах керування механізмами.

5 Відомо пристрій для створення зусилля в колісному гальмі автотранспортного засобу, що містить циліндр з поршнем, у який впирається штовхач від педалі гальма, а порожнину циліндра, заповнену рідиною, трубопроводом пов'язано з колісним гальмом [1]. При натисканні на педаль гальма переміщується поршень і тиск рідини в порожнині циліндра передається до колісного гальма. Тиск залежить від зусилля натискання на педаль гальма.

10 Недоліком цього технічного рішення є відсутність можливості створювати постійне (стабільне) за величиною тароване зусилля й забезпечувати неодноразове його повторення.

Відомо також пристрій, який містить циліндр, розташовані в ньому поршень зі штоком і резервуар, в циліндрі виконані отвори, що з'єднують його порожнину із порожниною резервуара і атмосферою, а також на стінці резервуара є отвір і зворотний клапан для зарядки пристрою стисненим повітрям [2].

15 Недоліком цього технічного рішення є ускладнення конструкції і додаткові витрати енергії (електричної, нафтопродукти тощо) з причини необхідності наявності джерела стисненого повітря (наприклад компресора) для створення та підтримки постійним тиску в пристрої. У будь-якому випадку між поршнем і циліндром відбувається витік повітря, що вимагає періодичного включення джерела стисненого повітря для підтримки заданого тиску у резервуарі.

Задача корисної моделі - спрощення конструкції пристрою та забезпечення можливості задавати будь-яке постійне за величиною значення неодноразового навантаження.

Поставлена задача вирішується тим, що у пристрої з однієї сторони циліндра розташовано натискний диск і до нього прикріплено стрілку так, що другий її кінець знаходиться біля шкали, 25 що зафіксована на несучій системі, зовні натискного диска розташовано різьбовий вал з гайкою, яка закріплена на несучій системі, з одного кінця до різьбового вала приєднано рукоятку, а другий кінець різьбового вала рухомо з'єднано з натискним диском, з протилежної сторони у циліндр вставлено фіксуючу кришку так, що в отвори на боковій поверхні циліндра і фіксуючої кришки встановлено фіксатор, зовнішня сторона якого шарнірно з'єднана через важіль з 30 органом (наприклад педаллю) керування приводу механізму, для утримання фіксатора у положенні, що унеможливорює переміщення фіксуючої кришки відносно циліндра, встановлено пружину між важелем і несучою системою, зовні до фіксуючої кришки закріплено штовхач, який проходить через направляючу, нерухомо закріплену на несучій системі, поряд з фіксуючою кришкою розміщено двоплечий важіль, який середньою частиною шарнірно закріплений на 35 несучій системі, одна сторона важеля рухомо з'єднана з боковою поверхнею фіксуючої кришки, а інша сторона може мати рукоятку, в середині циліндра між натискним диском та фіксуючою кришкою встановлено пружину стискання з можливістю її переміщення в середині циліндра під час стискання.

Пристрій (на кресленні показано стан, готовий до роботи) має циліндр 3, закріплений на 40 несучій системі (далі за текстом "несуча система" - функціональний елемент пристрою, що забезпечує структурну цілісність і схоронність об'єкта в належній формі. До несучої системи кріпляться інші частини об'єкта, що виконують як головну, так і додаткову функції пристрою. Нерухоме кріплення елементів конструкції пристрою до несучій системи на кресленні вкрито штрихуванням частини їх контуру), з однієї сторони якого розташовано натискний диск 13 і до 45 нього прикріплено стрілку 2 так, що другий її кінець знаходиться біля шкали 1, що зафіксована на несучій системі.

Зовні натискного диска 13 розташовано різьбовий вал 14 з гайкою 15, яка закріплена на несучій системі, з одного кінця до різьбового вала 14 приєднано рукоятку 16, а другий кінець різьбового вала 14 рухомо з'єднано з натискним диском 13.

50 З протилежної сторони у циліндр 3 вставлено фіксуючу кришку 6 так, що в отвори на боковій поверхні циліндра 3 і фіксуючої кришки 6 встановлено фіксатор 9, зовнішня сторона якого шарнірно з'єднана через важіль 10 з органом 12 (наприклад педаллю) керування приводу механізму. Для утримання фіксатора 9 у положенні, що унеможливорює переміщення фіксуючої кришки 6 відносно циліндра 3, встановлено пружину 11 між важелем 10 і несучою системою. 55 Зовні до фіксуючої кришки 6 закріплено штовхач 8, який проходить через направляючу 7, нерухомо закріплену на несучій системі. Поряд з фіксуючою кришкою 6 розміщено двоплечий важіль 5, який середньою частиною шарнірно закріплений на несучій системі. Одна сторона важеля 5 рухомо з'єднана з боковою поверхнею фіксуючої кришки 6, а інша сторона може мати рукоятку.

В середині циліндра 3 між натискним диском 13 та фіксуною кришкою 6 встановлено пружину стискання 4 з можливістю її переміщення в середині циліндра 3 під час стискання.

Пристрій працює у такий спосіб.

1. Підготовка до роботи (на кресленні цей стан не відображено)

- 5 Переміщенням за рукоятку важеля 5 домагаються збігу отворів на боковій поверхні фіксуною кришки 6 та на боковій поверхні циліндра 3. Після цього важіль 10 під дією пружини 11 повертається у шарнірі на опорі і призводить до входу в співпали отвори фіксатора 9 і тим самим унеможливує подальше переміщення фіксуною кришки 6 відносно циліндра 3.

- 10 Обертанням за рукоятку 16 завдяки з'єднанню "гвинт-гайка" (різбовий вал 14 з гайкою 15) відбувається переміщення натискного диска 13 у циліндрі 3 (різбовий вал 14, обертаючись різбовою частиною в зафіксованій на несучій системі гайці 15 і переміщуючись уздовж своєї осі, передає зусилля на натискний диск 13; перетворюється обертотий рух різбового вала 14 в прямолінійний рух натискного диска 13. Характеристика різбового з'єднання визначає величину переміщення різбового вала, а, отже, створюваних зусиль). Натискний диск 13 під час переміщення передає зусилля на пружину 4, що призводить до її стискання. Величина зусилля стискання пружини 4 визначається за допомогою стрілки 2 та шкали 1. Після встановлення необхідного зусилля стискання пружини 4 вважається, що пристрій для створення тарованого зусилля знаходиться у стані, готовому до роботи.

2. Включення в роботу

- 20 Натискання на орган 12 (наприклад педаль) керування приводу механізму призводить до переміщення важеля 10 і виходу фіксатора 9 з отвору фіксуною кришки 6 - остання починає переміщуватися відносно циліндра 3 під дією попередньо стиснутої пружини 4. Разом із фіксуною кришкою 6 переміщується штовхач 8, надаючи тароване зусилля на його кінці, величина якого визначається зусиллям стискання пружини 8.

- 25 Завдяки пристрою для створення тарованого зусилля відбувається робота приводу управління будь-якого механізму неодноразовим забезпеченням постійним за величиною навантаженням, з можливістю задавати любе його значення. Конструкція пристрою спрощена завдяки відсутності джерела стисненого повітря (наприклад компресора) і не потребує додаткової витрати енергії (електричної, нафтопродукти тощо).

- 30 Джерела інформації:

1. Автомобиль: Основы конструкции: Учебник для вузов / Н.Н. Вишняков, В.К. Вахламов, А.Н. Нарбут и др. - 2-е изд. перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1986. - 304 с.

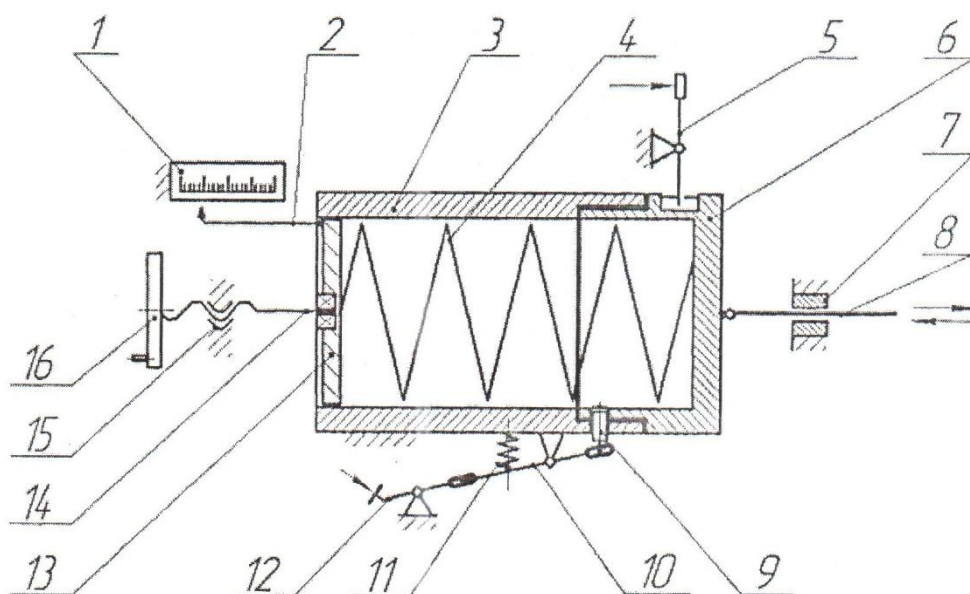
2. А.с. 1462046 СССР, МКНФ 16 F 9/00. Устройство для создания тарированного усилия / В.П. Иванов (СССР), - № 4006774/25-28; Заявлено 02.01.86; Опубл. 28.02.89, Бюл. № 8. - 2 с.

35

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

- Пристрій для створення тарованого зусилля, який містить циліндр, розташовані в ньому поршень зі штоком, який відрізняється тим, що з однієї сторони циліндра розташовано натискний диск і до нього прикріплено стрілку так, що другий її кінець знаходиться біля шкали, що зафіксована на несучій системі, зовні натискного диска розташовано різбовий вал з гайкою, яка закріплена на несучій системі, з одного кінця до різбового вала приєднано рукоятку, а другий кінець різбового вала рухомо з'єднано з натискним диском, з протилежної сторони у циліндр вставлено фіксуною кришку так, що в отвори на боковій поверхні циліндра і фіксуною кришки встановлено фіксатор, зовнішня сторона якого шарнірно з'єднана через важіль з органом керування приводу механізму, для утримання фіксатора у положенні, що унеможливує переміщення фіксуною кришки відносно циліндра, встановлено пружину між важелем і несучою системою, зовні до фіксуною кришки закріплено штовхач, який проходить через направляючу, нерухомо закріплену на несучій системі, поряд з фіксуною кришкою розміщено двоплечий важіль, який середньою частиною шарнірно закріплений на несучій системі, одна сторона важеля рухомо з'єднана з боковою поверхнею фіксуною кришки, а інша сторона може мати рукоятку, в середині циліндра між натискним диском та фіксуною кришкою встановлено пружину стискання з можливістю її переміщення в середині циліндра під час стискання.

UA 118498 U



Комп'ютерна верстка Л. Ціхановська

Міністерство економічного розвитку і торгівлі України, вул. М. Грушевського, 12/2, м. Київ, 01008, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601