

**КАФЕДРА «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА
РЕМОНТ МАШИН»**



На тему:

Виконав:

магістрант групи АТ-21М _____ Андрій РУДИЙ
(шифр групи) (підпис) (ім'я та прізвище)

Консультант:

_____ Олег БЕВЗ
 (научный уровень, ученое звание) (подпись) (им'я та прізвище)

Керівник:

<u>Д.Т.Н., професор</u>	<u> </u>	<u>Євген СОЛОВИХ</u>
(науковий ступінь, вчене звання)	(підпис)	(ім'я та прізвище)

«ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ»

Завідувач кафедри:

К.Т.Н., доцент Сергій МАГОПЕЦЬ

(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

« » 2022 p.

Рецензент:

_____, _____
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я та прізвище)

« » 202 p.

Кропивницький – 2022 р.

ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА ТА ТРАНСПОРТУ
КАФЕДРА «ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА РЕМОНТ МАШИН»

Рівень вищої освіти: другий (магістерський) рівень вищої освіти

Галузь знань: 27 «Транспорт»

Спеціальність: 274 «Автомобільний транспорт»

Освітньо-професійна програма: «Автомобільний транспорт»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри «Експлуатація та
ремонт машин»

_____ Сергій МАГОПЕЦЬ
«__» _____ 2022 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ

Рудого Андрія Миколайовича

(прізвище, ім'я, по батькові здобувача)

1. Тема роботи «Забезпечення стійкості автомобілів у неустановлених режимах руху у ТОВ «АГРОСПЕЦСЕРВІС» м. Кропивницький»

керівник роботи Солових Євгеній Костянтинович, доктор технічних наук, професор
(прізвище, ім'я, по батькові) (науковий ступінь) (вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від «17» серпня 2022 року № 29-13

2. Строк подання здобувачем роботи « 30 » листопада 2022 р.

3. Вихідні дані до роботи: 1. Матеріали науково-дослідної практики. 2. Теорія автомобіля. 3. Динаміка автомобіля. 4. Теорія руху автомобіля.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Розділ 1. Обґрунтування напрямку наукових досліджень. 1. Характеристика виробничої структури ТОВ «АГРОСПЕЦСЕРВІС» м. Кропивницький. 2. Структура автогосподарства підприємства. 3. Аналіз роботи автогосподарства підприємства та обґрунтування теми магістерської роботи.

Розділ 2. Аналіз стійкості легкового автомобіля. 1. Аналіз курсової стійкості під час руху автомобіля. 2. Дослідження впливу експлуатаційних та конструктивних параметрів шини на вибіг автомобіля.

Розділ 3. Сили які впливають на курсову стійкість автомобіля. 1. Вплив подовжньої сили, що виникає під час контакту дорожнього покриття з колесом, на курсову стійкість руху легкового автомобіля.

Розділ 4. Покращення стійкості автомобіля та результати дослідження. 1. Покращення стійкості автомобіля у неустановлених режимах руху. 2. Забруднення навколишнього середовища продуктами зношування автомобілів.

5. Перелік ілюстративного матеріалу.

1. Актуальність теми та задачі дослідження (A1).

2. Дослідження впливу експлуатаційних та конструктивних параметрів шини на вибіг автомобіля (A1).

3. Вплив подовжньої сили, що виникає під час контакту дорожнього покриття з колесом, на курсову стійкість руху легкового автомобіля (A1).

4. Розрахункова схема моделі легкового автомобіля (A1).

5. Траєкторія руху автомобіля (A1).

6. Зміна сил на колесах автомобіля (A1).

ГРАФІК ВИКОНАННЯ ЕТАПІВ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Обґрунтування напрямку наукових досліджень	25.09.2022	
2	Аналіз стійкості легкового автомобіля	15.10.2022	
3	Сили які впливають на курсову стійкість автомобіля	07.11.2022	
4	Покращення стійкості автомобіля та результати дослідження	26.11.2022	
5	Графічний матеріал	28.11.2022	

Магістрант _____ Рудий А.М
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ СОЛОВИХ Є.К
(підпис) (ім'я та прізвище)

РЕФЕРАТ

Збільшення кількості автомобілів, щільність потоку руху, а також недосвідченість середньостатистичного водія наводить до зростання кількості аварій на дорогах пов'язаних з втратою стійкості транспортного засобу. Причиною всіх подібних аварій є практично неконтрольоване падіння зчеплення колісних шин автомобіля з дорожнім покриттям, яке ще більш слабшає при появі подовжнього або поперечного ковзання, тобто юза коліс.

В першому розділі приведена характеристика роботи товариства з обмеженою відповідальністю «АГРОСПЕЦСЕРВІС» та обґрунтовано тему магістерської роботи та її актуальність.

В другому розділі визначена мета та задачі дослідження, проведений аналіз курсової стійкості руху легкового автомобіля та досліджено вплив експлуатаційних і конструктивних параметрів шини на вибіг автомобіля.

Третій розділ містить опис впливу подовжньої сили, що виникає під час контакту дорожнього покриття з колесом, а також на курсову стійкість руху легкового автомобіля.

В четвертому розділі приведені результати дослідження стійкості автомобіля у неустановлених режимах руху, а також забруднення навколишнього середовища продуктами зношування автомобілів.

Магістерська робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків і списку використаної літератури. Повний обсяг роботи складає 52 сторінки. Робота включає в себе 16 рисунків, 2 таблиці, 18 використаних літературних джерел.

ЗМІСТ

	Стор.
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	5
ВСТУП.	6
РОЗДІЛ 1. ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	
1.1 Характеристика виробничої структури ТОВ «АГРОСПЕЦСЕРВІС» м. Кропивницький	7
1.2 Структура автогосподарства підприємства	7
1.3 Диспетчерське керівництво перевезеннями	8
1.4 Аналіз роботи автогосподарства підприємства та обґрунтування теми магістерської роботи	9
РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ СТІЙКОСТІ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ	
2.1 Аналіз курсової стійкості під час руху автомобіля.....	15
2.2 Дослідження впливу експлуатаційних та конструктивних параметрів шини на вибіг автомобіля	21
РОЗДІЛ 3. СИЛИ ЯКІ ВПЛИВАЮТЬ НА КУРСОВУ СТІЙКІСТЬ АВТОМОБІЛЯ	
3.1 Вплив подовжньої сили, що виникає під час контакту дорожнього покриття з колесом, на курсову стійкість руху легкового автомобіля.....	28
РОЗДІЛ 4. ПОКРАЩЕННЯ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ	
4.1 Покращення стійкості автомобіля у неустановлених режимах руху.....	34
4.2 Забруднення навколишнього середовища продуктами зношування автомобілів.....	46
ВИСНОВКИ.....	49
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	51

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

БДР – безпека дорожнього руху.

КСР – курсова стійкість руху.

ДТП - дорожньо-транспортна пригода.

СРР – стаціонарний режим руху.

ТЗ – транспортний засіб.

КС – курсова стійкість.

АТЗ – автотransпортний засіб.

ВСТУП

Основне призначення транспорту - своєчасне, якісне і повне задоволення потреб народного господарства і населення.

Автомобільний транспорт є найбільш мобільним і універсальним засобом комунікації і посідає важливе місце в транспортному комплексі України. На його частку припадає понад 80 % усіх вантажних і близько 80 % пасажирських перевезень, приблизно 70 % трудових ресурсів, понад 60 % палив нафтового походження, значна частина капітальних вкладень і основних виробничих фондів, понад 65 % усіх транспортних витрат.

Тепер автомобільний парк країни поповнюється автотранспортними засобами нової конструкції, що використовують альтернативні види палива, вдосконалюється структура рухомого складу, зростає кількість транспортних засобів великої вантажопідйомності і пасажиромісткості, а особливо зростає кількість транспортних засобів загального призначення.

Економічна сторона організації будь-яких перевезень вимагає від автопідприємства не тільки кількості рухомого складу, що буде приймати участь в організації перевезень, рівномірного розподілу транспортних засобів по ділянкам робіт та заробітної плати, а ще й витрати паливно-мастильних матеріалів, запасних частин та шин для всього автопідприємства.

Тому в останній час значна увага звертається на питання якості продукції, підвищення надійності та довговічності технічних засобів, автоматизації виробництва, тобто питанням, вирішення яких сприятиме підвищенню науково-технічного прогресу в Україні.

Стрімке поширення глобальної автомобілізації є невід'ємним явищем сучасного суспільства. Кількість автомобілів постійно збільшується, покращується якість як окремих систем, так і всього автомобіля. Багато внутрішніх і зовнішніх факторів роблять керування сучасним автомобілем дуже складним завданням, іноді навіть неможливим без допомоги певних пристроїв. Ключовою властивістю є курсова стійкість руху, забезпечення потрібного рівня якої є одним із найважливіших факторів.

РОЗДІЛ 1. ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Характеристика виробничої структури ТОВ «АГРОСПЕЦСЕРВІС» м. Кропивницький

Підприємство ТОВ «АГРОСПЕЦСЕРВІС» знаходиться за адресою Україна, 25019, Кіровоградська область, м. Кропивницький, вулиця Івана Похитонова, 5. Основною діяльністю підприємства є торгівля сільськогосподарською технікою, автомобілями та запасними частинами. Також підприємство займається вирощуванням сільськогосподарських культур.

База автомобільного парку знаходиться в с. Обознівка Кіровоградського району. Підприємство було відкрито на базі колишнього ремонтно-транспортного підприємства. Підприємство знаходиться неподалік від обласного центру міста Кропивницького. До Кропивницького іде залізнична дорога що дає можливість збільшити територію збуту продукції.

В 2014 році проведена реорганізація роботи підприємства відповідно до умов, що склались на ринку автоперевезень. Проведена зміна структури рухомого парку автомобілів, здійснено ремонт рухомого складу. Внесено зміни в систему диспетчерського керування відділу експлуатації, що допомогло повністю забезпечити портфель замовлень на здійснення перевезень в залежності від сезонних коливань попиту та зміни кон'юнктури ринку. Забезпечення замовлень здійснюється за допомогою сучасних диспетчерських програм через спеціалізовані сайти системи Інтернет. На сьогоднішній день підприємство виконує автомобільні вантажоперевезення по Україні та в країни ближнього зарубіжжя.

1.2. Структура автогосподарства підприємства.

Робота автотранспортного господарства підприємства забезпечується функціонуванням різних служб та відділів, які входять до його складу.

Служба експлуатації займається організацією і виконанням перевезень вантажів та будівельних матеріалів у відповідності з встановленими планами і договорами. Дана служба керує і корегує роботу автомобілів які працюють на лінії, складає раціональні маршрути їх руху, здійснює диспетчерське керівництво під час роботи транспорту на маршрутах, ліквідує невикористані простоти і зменшує порожні пробіги автомобілів. Додатковою функцією служби експлуатації є організація праці водіїв та впровадження передових методів роботи.

До складу служби експлуатації входить група безпеки дорожнього руху (БДР), яка займається розробкою та здійсненням заходів по попередженню дорожньо-транспортних пригод (ДТП), медичним контролем водіїв перед виїздом на лінію та профілактичним оглядом автомобілів, що випускаються.

Очолює службу експлуатації заступник директора підприємства по експлуатації.

Технічна служба забезпечує технічну готовність рухомого складу до роботи на лінії своєчасним та якісним виконанням ТО, ПР та КР, а також належним зберіганням автомобілів та забезпеченням експлуатаційними матеріалами. Крім того технічна служба здійснює заходи по економії паливно-мастильних матеріалів, запасних частин та шин, впроваджує механізацію та автоматизацію у всі гаражні процеси. Керівником технічної служби є заступник директора по технічній частині, головний інженер підприємства. Технічна служба включає в себе наступні відділи: виробничо-технічний, гаражний, головного механіка, зон ТО і ПР, виробничі і гаражні дільниці.

Планово-економічний відділ займається плануванням виробничої роботи як підприємства в цілому, так і автогосподарства підприємства; виконує облік виконання плану по всіх видах перевезень.

1.3. Диспетчерське керівництво перевезеннями.

Служба експлуатації забезпечує вивчення вантажопотоків, заключає

договори, з'ясовує всі умови перевезень. Вона формує транспортну роботу на рік, квартал, місяць і кожний робочий день, вказуючи обсяг перевезень, характер вантажу, підготування фронту навантажувально-розвантажувальних робіт, напрям під'їзних шляхів тощо.

Реалізація добового плану робіт покладається на диспетчерську групу, яка складає оперативний добовий план перевезень, розробляє раціональні маршрути, безпосередньо керує роботою автомобілів на лінії та складає добовий звіт щодо виконання добового плану перевезень.

Зв'язок диспетчера з лінією здійснюється за допомогою селекторного зв'язку. При видачі путьового листа диспетчер коротко інформує водія про особливості роботи, що передбачається: про необхідність обережного керування автомобілем під час руху в складних погодних умовах; уточнює раціональний під'їзд до місця завантаження та місця вивантаження; зазначає засоби зв'язку тощо.

За умови, коли водій не зможе самостійно усунути несправність, що виникла під час руху на лінії, диспетчер висилає до нього на допомогу автомобіль технічної допомоги, з метою надання екстреної допомоги на місці аварії, або здійснення буксирування автомобіля до автогосподарства підприємства.

1.4. Аналіз роботи автогосподарства підприємства та обґрунтування теми магістерської роботи.

Однією з основних задач виконання магістерської роботи є розробка перспективних для підприємства напрямків реорганізації його виробничої структури з метою підвищення ефективності функціонування та збільшення обсягів прибутку. Зазначені показники в більшості залежать від співвідношення наявних виробничих потужностей підприємства, забезпечення підприємства висококваліфікованим виробничим персоналом й пропозиціями щодо необхідності обслуговування і ремонту автомобілів.

Для вирішення основних завдань технічної експлуатації рухомого складу автомобільного транспорту необхідно вивчення закономірностей зміни технічного стану автомобіля (агрегату, вузла, механізму) під впливом різних чинників в процесі його експлуатації. Знання цих закономірностей необхідне для розробки і ефективного використання, науково обґрунтованих методів і норм підтримки автомобілів в технічно справному стані, тобто управління їх працездатністю.

Умови експлуатації, при яких працює автомобіль, впливають на режими роботи агрегатів і деталей, прискорюючи або уповільнюючи зміну параметрів їх технічного стану. У різних умовах експлуатації реалізуються значення показників надійності автомобілів будуть різнитися, що позначиться на показниках ефективності технічної експлуатації.

Збільшення кількості автомобілів, щільність потоку руху, а також недосвідченість середньостатистичного водія наводить до зростання кількості аварій на дорогах пов'язаних з втратою стійкості автомобіля. І, якщо навіть не брати в розгляд звивисті гірські дороги ожеледь і інші обтяжуючі чинники, аварії відбуваються навіть на рівних автомагістралях, швидкість руху на яких досить висока. Причиною всіх подібних аварій є практично неконтрольоване падіння зчеплення колісних шин автомобіля з дорожнім покриттям, яке ще більш слабшає при появі подовжнього або поперечного ковзання, тобто юза коліс. При русі юзом автомобіль погано піддається управлінню і вивести його з такого стану може далеко не кожен водій. Подовжній юз або пробуксувала викликає втрату поперечної стійкості автомобіля.

Часто автомобілісти стикаються з такою проблемою як відведення автомобіля убік. Перш за все, це різниця сил що діють на праву і ліву сторону автомобіля при русі. Причому дія одних сил може протидіяти іншим силам. Якщо сили діють на автомобіль, а їх декілька сумарно однакові і зліва і справа, автомобіль їде рівно. Але якщо з'являється різниця, з'являється і відведення.

Наслідком такої поведінки автомобіля на дорозі, може бути одна або декілька причин. І усунення одних дає можливість виявитися іншим. Та і дія

одних є слідством інших. Таких причин більше двохсот. Розглянемо деякі причини, що часто зустрічаються, а саме вплив шин на курсову стійкість руху автомобіля (КСР).

Відомо, що вибіг в основному залежить від опору повітря та опору кочення автомобільного колеса, останній з яких залежить від режиму, в якому воно працює (ведене або ведуче), і є наслідком таких чинників: деформації шини, деформації поверхні, по якій котиться колесо, тертя в підшипниках та кутів установа керованих коліс.

Опір коченню, який характеризується коефіцієнтом опору кочення в основному залежить від таких експлуатаційних і конструкторських факторів, а саме конструкції шини і тиску повітря в ній, температури, навантаження, швидкості руху транспортного засобу (ТЗ), кутів установки керованих коліс, стану дорожнього покриття та інших чинників.

Розглядаючи такий фактор як опір коченню транспортного засобу, який залежить від конструкції шини, а саме розташування корду та кількості його шарів, висоти і стану протектора. Якщо зменшити кількість шарів корду, товщину протектора, а також використовувати для виготовлення шин синтетичні матеріали то дасть можливість знизити опір під час кочення. Також важливу роль відіграє і розмір шини, чим він більший тим опір кочення менший.

Великий вплив на величину опору коченню мають експлуатаційні фактори. Якщо збільшити тиск в шині, а також її температуру то опір кочення зменшиться. Щоб досягти найменшого опору кочення треба навантажити шину до номінального значення, а такий фактор як зношеність шини веде до зменшення опору кочення.

Неабиякий вплив на величину опору руху мають кути встановлення керованих коліс. Оскільки кути установки керованих коліс є узагальнюючим параметром технічного стану автомобільної підвіски, то їх порушення призводить до погіршення стійкості руху, збільшення опору кочення, що, в

свою чергу, спричиняє зменшення вибігу автомобіля та підвищення витрати палива.

На дорогах які мають тверде покриття з нерівностями опір кочення буде залежати від розмірів нерівностей, які будуть збільшувати деформацію шини і спрацювання підвіски, а отже буде витрачатися додаткова енергія на подолання даних нерівностей. Якщо шина буде долати бруд і м'яку поверхню покриття то буде використовувати додаткову енергію на вичавлювання даного бруду і вологи з неї в місці контакту м'якої поверхні з шиною.

Під час руху колеса частина енергії шини витрачається на тертя та деформацію внаслідок контакту і переміщення його по площині. Таку енергію можна відняти від наданої тілу кінетичної енергії так як колесо починає пригальмовувати. На подолання опору коченню витрачається від 5-20 % потужності двигуна автомобіля, а також швидкості руху транспортного засобу.

Враховуючи те, що опір руху в основному залежить від енергії, яка витрачається на тертя в контактї шини з опорною поверхнею та гістерезисні втрати в шині, то доцільно як узагальнюючий параметр прийняти роботу цих сил.

Виходячи з цього, як параметр, що поєднує діючу силу й викликане цією силою переміщення, була обрана робота, що затрачена на гістерезис у шині та тертя в контактї.

Тому тема магістерської роботи: «Забезпечення стійкості автомобілів у неустановлених режимах руху у ТОВ «АГРОСПЕЦСЕРВІС» м. Кропивницький» являється насамперед актуальною.

РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ СТІЙКОСТІ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ.

Збільшення кількості автомобілів, щільність потоку руху, а також недосвідченість середньостатистичного водія наводять до зростання кількості аварій на дорогах пов'язаних з втратою стійкості транспортного засобу. Якщо ми навіть не будемо брати в розгляд звивисті гірські дороги ожеледь і інші обтяжуючі чинники, аварії відбуваються навіть на рівних автомагістралях, швидкість руху на яких досить висока. Причиною всіх подібних аварій є практично неконтрольоване падіння зчеплення колісних шин автомобіля з дорожнім покриттям, яке ще більш слабшає при появі подовжнього або поперечного ковзання, тобто юза коліс. При русі юзом автомобіль погано піддається управлінню і вивести його з такого стану може далеко не кожен водій. Подовжній юз або пробуксувала викликає втрату поперечної стійкості автомобіля.

Часто автомобілісти стикаються з такою проблемою як відведення автомобіля убік. Перш за все, це різниця сил що діють на праву і ліву сторону автомобіля при русі. Причому дія одних сил може протидіяти іншим силам. Якщо сили діють на автомобіль, а їх декілька сумарно однакові і зліва і справа, автомобіль їде рівно. Але якщо з'являється різниця, з'являється і відведення.

Наслідком такої поведінки автомобіля на дорозі, може бути одна або декілька причин. І усунення одних дає можливість виявитися іншим. Та і дія одних є слідством інших. Таких причин більше двохсот. Нами буде розглянута одна з таких причин, як шина, і її вплив на (КСР).

В літературі описуються дослідження в яких ключовим моментом є розгляд залежності курсову стійкість руху від матеріалу з якого виготовляється гума, спрацювання протектора від кутів установки коліс. Практично у всій літературі розглянуті впливи окремих або сукупних чинників, але вся множина значущих чинників одночасно не розглядалася. Аналізуючи літературні дослідження слід враховувати і матеріали, які визначають динаміку поведінки автомобіля на дорожньому покритті. Під час аналізу була

визначена проблема, це вплив шини на курсову стійкість руху автомобіля, а також спробувати комплексно підійти до цієї проблеми.

Під час аналізу курсової стійкості руху, яка вважається важливою експлуатаційною властивістю легкового автомобіля і розглядається в багатьох роботах, які пов'язані з розрахунком пружних властивостей шин [3] було описано і доведено той факт, що змінні жорсткі і нерівномірні характеристики шин впливають на КСР автомобілів.

Метою роботи є поліпшення стійкості автомобілів у неусталених режимах руху з урахуванням взаємовпливу поздовжніх і поперечних сил у плямі контакту коліс з опорною поверхнею.

Завдання дослідження:

- вплив експлуатаційних та конструктивних параметрів шини на вибіг автомобіля;
- вплив подовжньої сили в плямі, що виникає під час контакту дороги з колесом, на курсову стійкість руху легкового автомобіля;
- покращення стійкості автомобіля у неусталених режимах руху;
- розробка рекомендацій щодо практичного застосування досліджень з метою підвищення показників курсової стійкості руху автомобіля.

Об'єкт дослідження – стійкість руху автомобіля у неусталених режимах руху.

Предмет дослідження – взаємовплив поздовжніх і поперечних сил, що виникають у плямі контакту коліс з опорною поверхнею, на показники курсової стійкості автомобіля у неусталених режимах руху.

Наукову новизну результатів дослідження складає оцінка ступеня взаємовпливу поздовжніх і поперечних сил у плямі контакту коліс з опорною поверхнею на показники стійкості руху автомобіля.

Практична цінність результатів дослідження складають експериментальні залежності сил, що виникають у плямі контакту, їх вплив на курсову стійкість руху.

2.1. Аналіз курсової стійкості під час руху автомобіля.

Під час дослідження була розроблена узагальнена система (формула 2.1) та графічна модель, яка має багато факторів, що будуть впливати на курсову стійкість (КС) автомобіля, який під час дослідження буде рухатися по твердому сухому чистому покритті.

В якості основи вибираємо для покращення узагальнену систему, для аналізу або синтезу курсової стійкості руху, що дасть можливість оцінити вплив на КС значущих збурюючих та конструктивних чинників:

$$\begin{cases} \overline{Y}_1 \cdot \frac{b}{l} + \overline{Y}_2 \cdot \frac{a}{l} + \overline{X}_1 \cdot \theta + \frac{Q}{m \cdot g} - \frac{(v + \Delta \cdot \omega) \cdot \omega}{g} = 0 \\ \overline{Y}_1 - \overline{Y}_2 + \overline{X}_1 \cdot \theta \cdot \frac{l}{b} - \overline{M}_1 - \overline{M}_2 + \frac{c \cdot Q \cdot l}{m \cdot g \cdot a \cdot b} + \frac{\Delta \cdot u \cdot \omega \cdot l}{g \cdot a \cdot b} = 0 \end{cases}, \quad (2.1)$$

де $\overline{Y}_1$, $\overline{Y}_2$ – результуюча бічна сила, що діє в контакті колеса з дорогою, відповідно, на передню або задню вісь;

$\overline{X}_1$ – поздовжня сила тяги, що діє в контакті з дорогою колеса передньої ведучої вісі;

l – база автомобіля, м;

a , b – відстань, відповідно, від передньої та задньої вісі до центру мас, м;

Q – зовнішнє збурююче навантаження на автомобіль, Н;

m – маса автомобіля, кг;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

v , u – швидкість центру мас, відповідно, лінійна або бічна, м/с;

ω – кутова швидкість відносно вертикальної вісі, рад./с;

$\overline{M}_1$, $\overline{M}_2$ – результуючий стабілізуючий момент в контакті колеса, відповідно, передньої або задньої вісі;

c , Δ – відповідно, зміщення центру мас, поздовжнє або бічне, м.

Розглянемо граф-модель, яка зображена на рис. 2.1.

Проаналізуємо граф-модель, а також канали (прямокутники) які зображені на ній і показують напрям дії, а саме: КВ – конструкторський вплив, ОКВ –

оперативний керуючий вплив, ЗшЗВ – зовнішній збурюючий вплив, ВтЗВ – внутрішній збурюючий вплив, УМ – удосконалення матеріалів.

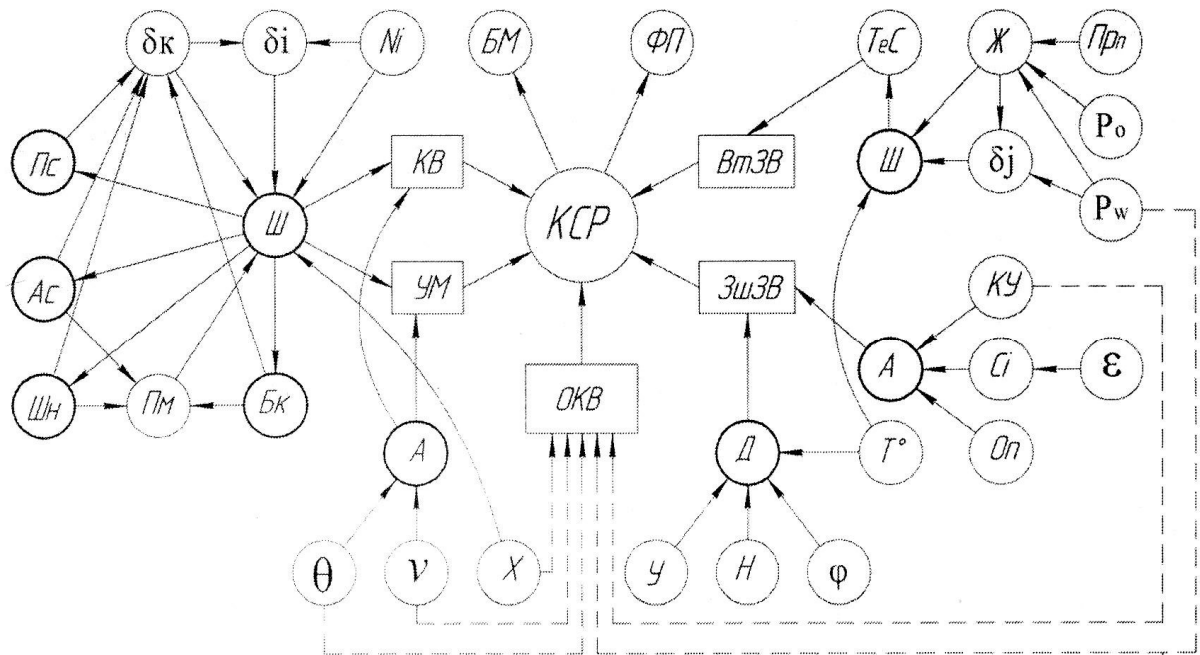


Рисунок 2.1 – Граф-модель, що містить безліч факторів, які можуть значуще впливати на КСР

На схемі зображені об'єкти мають форму кола, зображені основною лінією, позначають шини, а саме: Ш – шина звичайна, Бк – опорна поверхня з біонічним контактом, Ас – шина має асиметричний рисунок протектора, Пс – шина має структуру сітки, Шн – шина не відноситься до пневматичної.

Інші об'єкти, це Д – дорога, А – автомобіль.

Позначені характеристики: Ж и P_0 – жорсткості (інтегральні), відповідно, шини із внутрішнім тиском повітря й без нього, ТеС – технічний стан, Прп – процеси, впливу яким підлягає шина, δ_i – відведення і-тої вісі, δ_j – відведення j-тої шини, δ_k – відведення і-го колеса асиметричної шини, P_w – внутрішній тиск повітря в шині, КУ – кути установки керованих коліс, Сі – сили інерції, Оп – опір повітря, ϕ – коефіцієнт зчеплення, Н – нерівності, У – ухил дороги, v – лінійна поздовжня швидкість автомобіля, θ – кут повороту колеса автомобіля, X – поздовжня сила, Пм – стабілізуючий (п'ятковий) момент, T° – температура,

N_i – вертикальне навантаження на i -ту вісь ($i=1,2$), ε – зміщення центру мас автотранспортного засобу (АТЗ).

Стабілізуючий (п'ятковий) момент який обумовлений зміщенням бічної сили відносно середньої точки контакту шини з опорною поверхнею.

Ієрархія КСР у графічній моделі характеризується біфуркаційними множинами та фазовими діаграмами. Шляхом аналізу цих характеристик оцінюється значимість впливу кожного фактора цієї групи на стабільність напрямку руху автомобіля: стабілізуючого моменту, положення центру мас, асиметричної (нерівномірної) характеристики жорсткості шини; змінна або різна жорсткість шин; розвал, що регулюється під час руху; ухил дороги, по якій їде автомобіль; нерівності (ухилів) на дорозі.

Для оцінки впливу стабілізуючих моментів на стійкість біфуркаційних графів і стаціонарних моделей руху досліджуються шляхи на графових моделях, а саме $Пм \rightarrow Ш \rightarrow КВ \rightarrow КСР$. Проаналізовано вплив нелінійного моменту крену на останню зміну. Розглянутий момент стосується шин з асиметричними пружними властивостями, наприклад, через неоднорідності кутової жорсткості.

Вплив кренючого моменту на КСР аналізується за допомогою біфуркаційної діаграми, що дозволяє зробити загальні висновки про його стабілізуючу дію: розширюється діапазон параметрів, в яких існують стійкі стаціонарні режими, змінюють свій характер межі небезпеки стійкої області (стає безпечнішим), що сприятливо позначається на безпеці руху на за критичних швидкостях.

В роботі було проаналізовано різновид станів транспортного засобу, для того щоб провести оцінку важливості впливу розподілу мас елементів автомобіля на біфуркаційну множину. Досліджували такий напрямок і графічній моделі як $\varepsilon \rightarrow C_i \rightarrow A \rightarrow 3ш3В \rightarrow КСР$.

Нами було встановлено, що втрата стійкості під час прямолінійного руху відбувається при швидкості $v_{кр}$, величина якої буде дорівнювати такій як і для симетричного автомобіля. Наявність у системі квадратних членів змінює

початок координат і не є симетричним рішенням а прямує до асиметрії фазового простору (тобто не буде як у випадку коли $\varepsilon=0$).

Для того щоб отримати більш чітке бачення біфуркаційної множини ми використали чисельно-аналітичний метод з застосуванням всього двох параметрів таких як v – лінійна поздовжня швидкість автомобіля і θ – кут повороту колеса автомобіля.

На рисунку 2.2 представлено біфуркаційну множину для несиметричної моделі автомобіля, тобто коли від повздовжньої осі центр мас зміщений на відстань $\varepsilon=0,2$; $\kappa_1=\kappa_2=0,8$. Значення які входять до біфуркаційної множини характеризують кількість СРР.

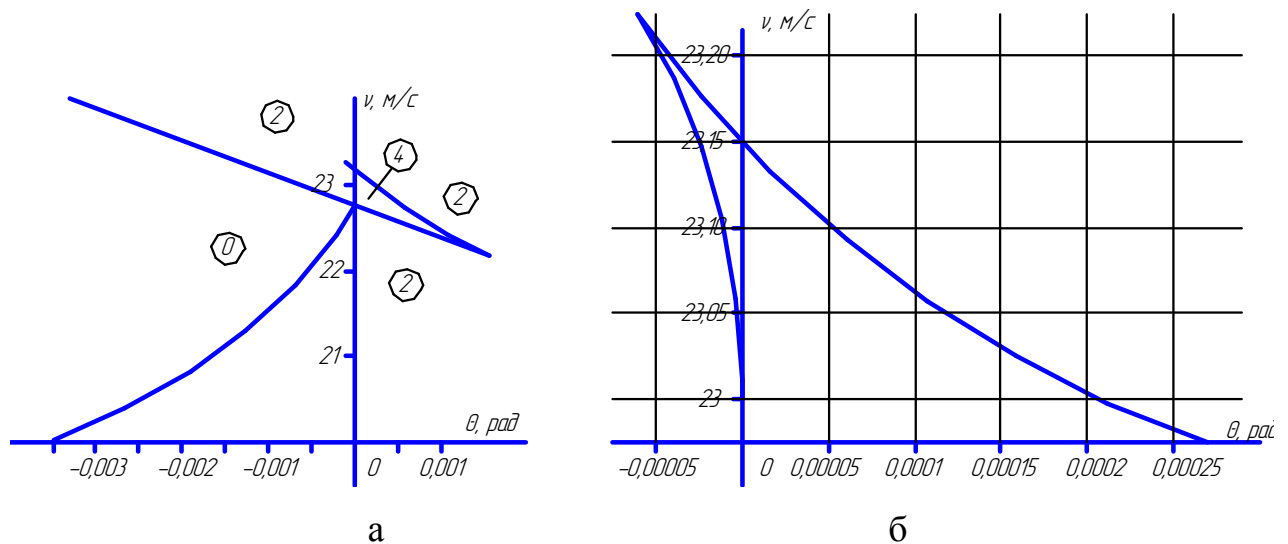


Рисунок 2.2 – Біфуркаційна множина для: (а) – асиметричної моделі, (б) – її фрагменту

Якщо біфуркаційна множина втрачає симетрію, змінюється і кількість стаціонарних режимів руху (стійких і нестійких).

Наведений аналіз показує, що переміщення центру маси автомобіля має значний вплив на показник КСР. Щоб відновити симетричність графіка (підвищити КСР), роботу каналу необхідно перевірити і поліпшити КВ, УМ і ОК.

Тепер розглянемо напрямок на граф-моделі $Ac \rightarrow \delta_k \rightarrow \Pi \rightarrow KB \rightarrow KCP$ (рис. 2.1).

Шини з проектованою асиметрією пружних властивостей досліджувалися з точки зору загального впливу на стійкість і керованість автомобіля (перевірка симетрії біфуркаційних множин, розширення стабільних областей у просторі контрольованих параметрів).

Аналіз системи лінійної апроксимації дозволяє оцінити вплив кожного несиметричного параметра на критичну швидкість лінійного руху, особливо залежність критичної швидкості від параметра m_1 (корекція критичної швидкості зумовлена нелінійністю до складової сили відведення). Обчислення правої частини диференціальних рівнянь руху з незбуреними значеннями фазової змінної та приведення детермінанта до нуля дає вираз для визначення критичної швидкості:

$$v_{кр}^2 = \frac{2 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot (2\phi_1^2 - 3q_1^2 \cdot \delta_{01}^2) \cdot l^2}{m \cdot (2 \cdot k_1 \cdot a \cdot \phi_1^2 - 3k_1 \cdot q_1^2 \cdot \delta_{01}^2 \cdot a - 2k_2 \cdot b \cdot \phi_1^2)}, \quad (2.2)$$

Був побудований роздвоєний набір моделей автомобілів. Метод двопараметричного континууму (v, θ) дозволяє визначити значення параметрів, при яких втрачається стійкість відповідного стаціонарного режиму автомобіля (одна така точка була знайдена в контрольованій площині параметрів $(v=v_{кр}, \theta=0)$). Значення цих ключових параметрів є рішенням скінченна система рівнянь:

$$E1(v, u, \omega, \theta) = 0, E2(v, u, \omega, \theta) = 0, E33(v, u, \omega, \theta) = 0.$$

Розв'язок задачі Коші за початкової умови $(v=v_{кр}, \theta=0)$ задає межу біфуркаційної множини і повинен бути визначений. Далі наведені чисельні рішення відповідної задачі Коші для різних несиметричних значень параметрів.

У рамках цього підходу можливе попереднє випробування різних шин з асиметричними пружними властивостями, спроектованими з точки зору їх загального впливу на стійкість і керованість автомобіля (стабільність біфуркаційної симетрії та розширення діапазону стабільності параметрів просторового контролю). Асиметричні параметри (кутова нерівномірність) властивостей жорсткості лівого та правого колеса можуть мати значний вплив

на стійкість автомобіля та можуть бути ототожені з параметрами, що характеризують розвал колеса.

Проблема збільшення КСР вирішується різними способами. Наприклад, на додаток до використання шин із різною жорсткістю залежно від бічних сил, також можуть використовуватися шини з більш широким боковим профілем на задній осі. Шини зі змінною поперечною жорсткістю сприймають більші значення бічної сили, а його зміна величини характеризується «вм'ятиною» після лінійно залежної ділянки. Використання шин змінної жорсткості підвищило критичну швидкість з 22 м/с до 54 м/с, значно покращивши КСР автомобіля. При використанні шин із ширшим протектором на задній осі, ніж на передній осі, ефект початкового збурення змушує центр маси переміщатися по колу, додатково зменшуючи та стабілізуючи початкову вібрацію модуля керування. Спостерігається круговий режим руху. При використанні шин з однаковою шириною профілю на обох осях автомобіля ефект початкового збурення змушує центр мас переміщатися по колу з більшим радіусом, викликаючи початкове коливання модуля керування, що відрізняється від попереднього випадку. Аналіз курсової стійкості автомобіля за допомогою математичного моделювання дозволяє зробити такі висновки: з широким протектором шини на задній (некерованій) осі автомобіля момент креніння на цій осі не змінює знак у більш широкому діапазоні кутів нахилу, ніж момент креніння на передній осі; внесок КСР автомобіля з появою моменту зчеплення КСР моделі автомобіля було значно покращено (критичну швидкість збільшено з 37 м/с до 64 м/с); використання шин змінної жорсткості значно покращує показник КСР автомобіля.

Практика автомобілебудування показує, що усунути негативний вплив факторів завади на КСР автомобіля можна також шляхом регулювання розвалу коліс при русі автомобіля на кривих з різною кривизною. Якщо кут розвалу переднього колеса змінюється в бік збільшення доцентрової сили, а кут розвалу заднього колеса змінюється в бік зменшення доцентрової сили, то радіус кривизни траєкторії збільшується і автоколивання прагне до

повернутися до нуля. Таким чином, посилюється стабілізуючий ефект. В результаті різні збурюючі впливи можуть призводити до порушення КСР автомобіля; якщо заважаючим впливом є уступ, то наведене збурення належить до області початкового прямолінійного усталеного руху, а регулювання розвалу - не підходить на даний момент. Підвищення швидкості автомобіля вище критичної швидкості (при проходженні поворотів) викликає автоколивання керованого модуля – регулювання розвалу коліс (передніх, задніх або обох) зменшує амплітуду автоколивань – коливань.

2.2. Дослідження впливу експлуатаційних та конструктивних параметрів шини на вибіг автомобіля.

Відомо, що вибіг в основному залежить від опору повітря та опору кочення автомобільного колеса, останній з яких залежить від режиму, в якому воно працює (ведене або ведуче), і є наслідком таких чинників: деформації шини, деформації поверхні, по якій котиться колесо, тертя в підшипниках та кутів установлення керованих коліс [6].

Опір коченню, який характеризується коефіцієнтом опору кочення в основному залежить від таких експлуатаційних і конструкторських факторів, а саме конструкції шини і тиску повітря в ній, температури, навантаження, швидкості руху транспортного засобу (ТЗ), кутів установки керованих коліс, стану дорожнього покриття та інших чинників

Розглядаючи такий фактор як опір коченню транспортного засобу, який залежить від конструкції шини, а саме розташування корду та кількості його шарів, висоти і стану протектора. Якщо зменшити кількість шарів корду, товщину протектора, а також використовувати для виготовлення шин синтетичні матеріали то дасть можливість знизити опір під час кочення. Також важливу роль відіграє і розмір шини, чим він більший тим опір кочення менший [5].

Великий вплив на величину опору коченню мають експлуатаційні фактори. Якщо збільшити тиск в шині, а також її температуру то опір кочення зменшиться. Щоб досягти найменшого опору кочення треба навантажити шину до номінального значення, а такий фактор як зношеність шини веде до зменшення опору кочення.

Неабиякий вплив на величину опору руху мають кути встановлення керованих коліс. Оскільки кути установки керованих коліс є узагальнюючим параметром технічного стану автомобільної підвіски, то їх порушення призводить до погіршення стійкості руху, збільшення опору кочення, що, в свою чергу, спричиняє зменшення вибігу автомобіля та підвищення витрати палива.

На дорогах які мають тверде покриття з нерівностями опір кочення буде залежати від розмірів нерівностей, які будуть збільшувати деформацію шини і спрацювання підвіски, а отже буде витрачатися додаткова енергія на подолання даних нерівностей. Якщо шина буде долати бруд і м'яку поверхню покриття то буде використовувати додаткову енергію на вичавлювання даного бруду і вологі з неї в місці контакту м'якої поверхні з шиною.

Дослідження показали, що при русі автомобіля зі швидкістю до 50 км/год. Опір коченню можна вважати постійним [5]. Різке збільшення опору коченню спостерігалось на швидкостях понад 100 км/год. Це пов'язано з підвищеним споживанням енергії під час ударів і коливань, які виникають під час руху шин на високих швидкостях.

Під час руху колеса частина енергії шини витрачається на тертя та деформацію внаслідок контакту і переміщення його по площині. Таку енергію можна відняти від наданої тілу кінетичної енергії так як колесо починає пригальмовувати. На подолання опору коченню витрачається від 5-20 % потужності двигуна автомобіля, а також швидкості руху транспортного засобу.

Враховуючи те, що опір руху в основному залежить від енергії, яка витрачається на тертя в контакті шини з опорною поверхнею та гістерезисні

втрати в шині, то доцільно як узагальнюючий параметр прийняти роботу цих сил.

Виходячи з цього, як параметр, що поєднує діючу силу й викликане цією силою переміщення, була обрана робота, що затрачена на гістерезис у шині та тертя в контактi.

Перевіримо вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів шини на вибіг автомобіля та проконтролюємо отримані результати шляхом визначення втрат на опір коченню.

Для дослідження впливу опору руху на енергетичні втрати в шині залежно від експлуатаційних та конструктивних властивостей шин скористаємося стендом, описаним у [5].

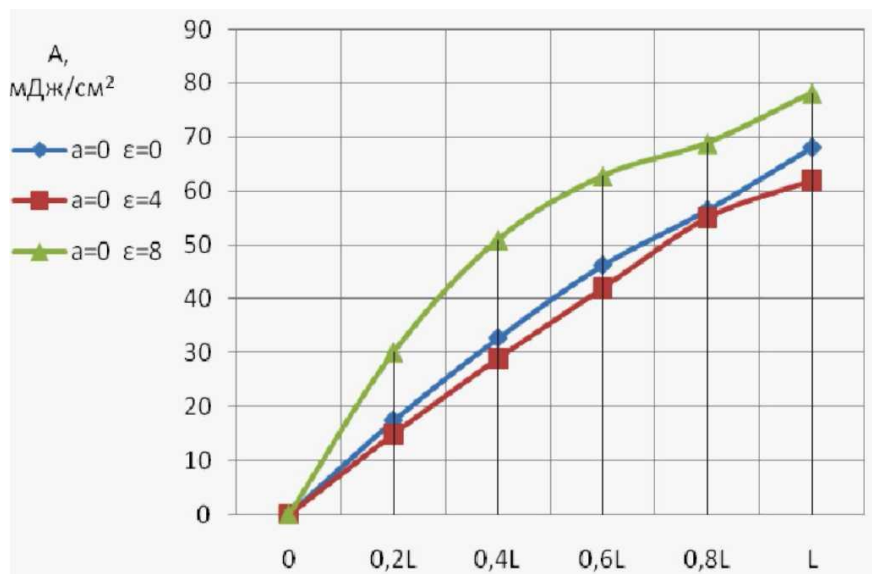
Стенд являє собою активну площадку, по якій проїжджає автомобіль на невеликій швидкості. Контрольовані параметри знімаються за допомогою датчиків, встановлених на площадці, та обробляються за допомогою ЕОМ.

Для адекватності отриманих даних поставимо шини в однакові умови роботи, тобто той же автомобіль з незмінними настройками підвіски та навантаженням, змінними було обрано кути встановлення керованих коліс, тиск у шинах та самі шини.

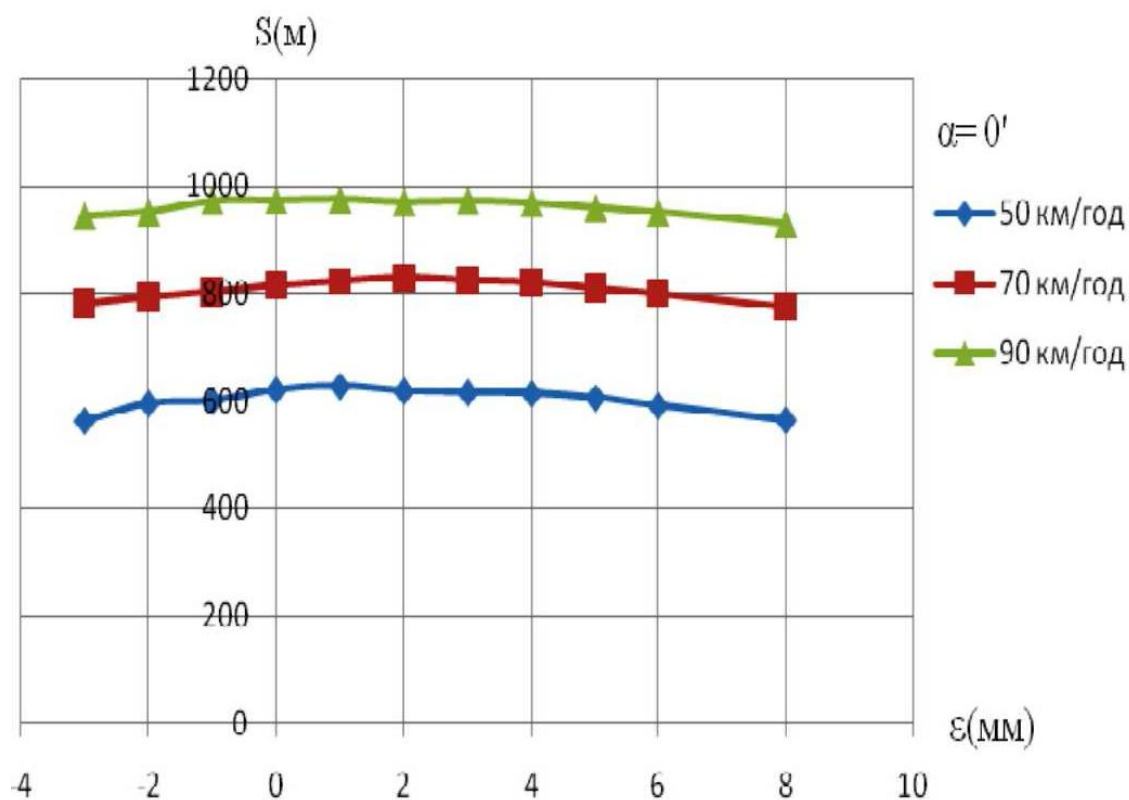
У результаті випробування шин HANKOOK VENTUS PRIME 3 та BRIDGESTONE TURANZA T005, які найбільш широко розповсюджені на легкових автомобілях середнього класу, в режимі сталого руху з нормативними кутами встановлення керованих коліс, тиску в шинах та навантаження, отримані графіки розподілу роботи по довжині контакту (рис. 2.3 і 2.4). Як дослідний було використано автомобіль Skoda Octavia.

З отриманих графіків видно, що найменші втрати на тертя та найбільший вибіг спостерігається з установкою коліс (розвал $\alpha=0^\circ$ сходження $\varepsilon=4$ мм). Це відповідає заводським рекомендаціям для даного автомобіля. Зі збільшенням величини сходження до 8 мм відбувається помітне збільшення втрат на роботу тертя - до $78,5$ мДж/см² (рис. 2.3, а), що, в свою чергу, призвело до зменшення вибігу до 890 м зі швидкості 90 км/год. (рис. 2.3, б), порівняно з 960 м при

сходженні 4 мм. Зменшення сходження до 0° не викликало такого різкого збільшення роботи тертя та зменшення вибігу.

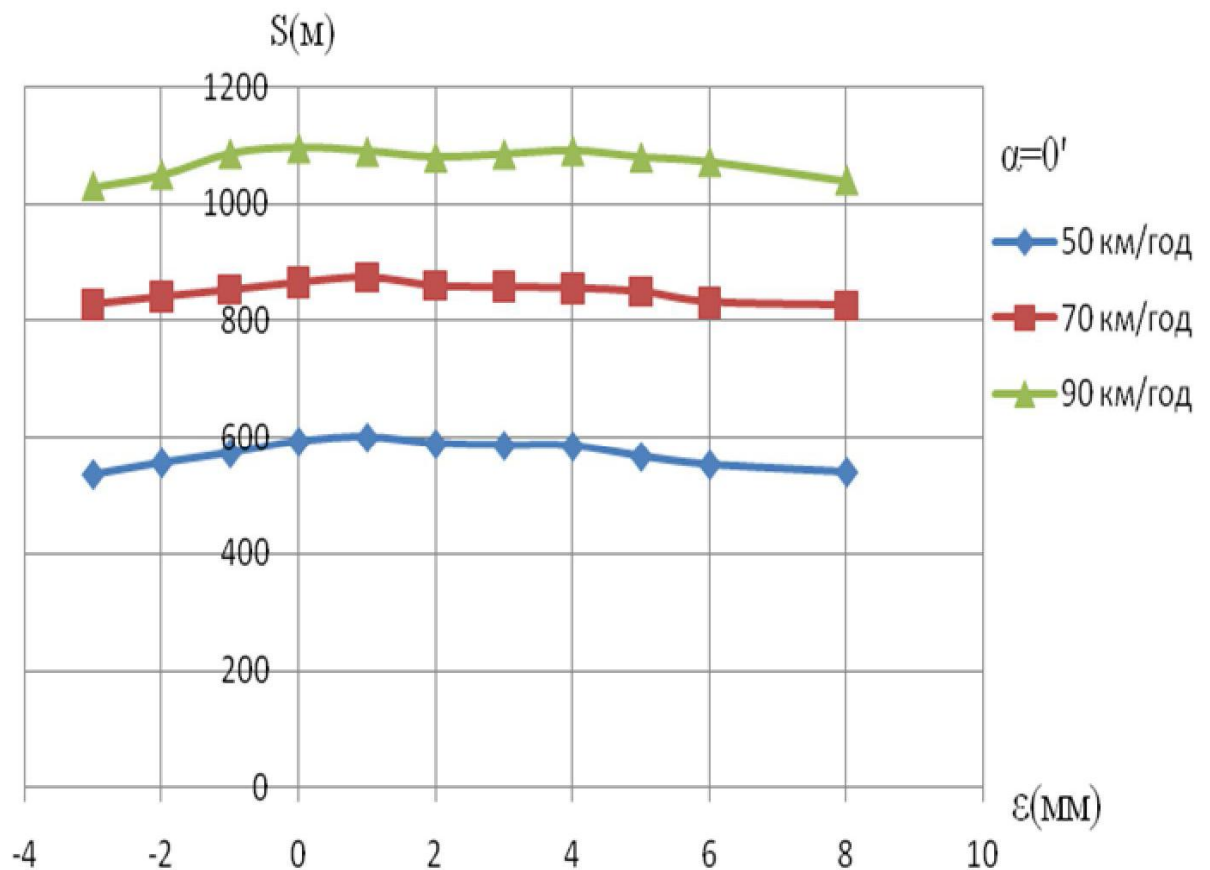
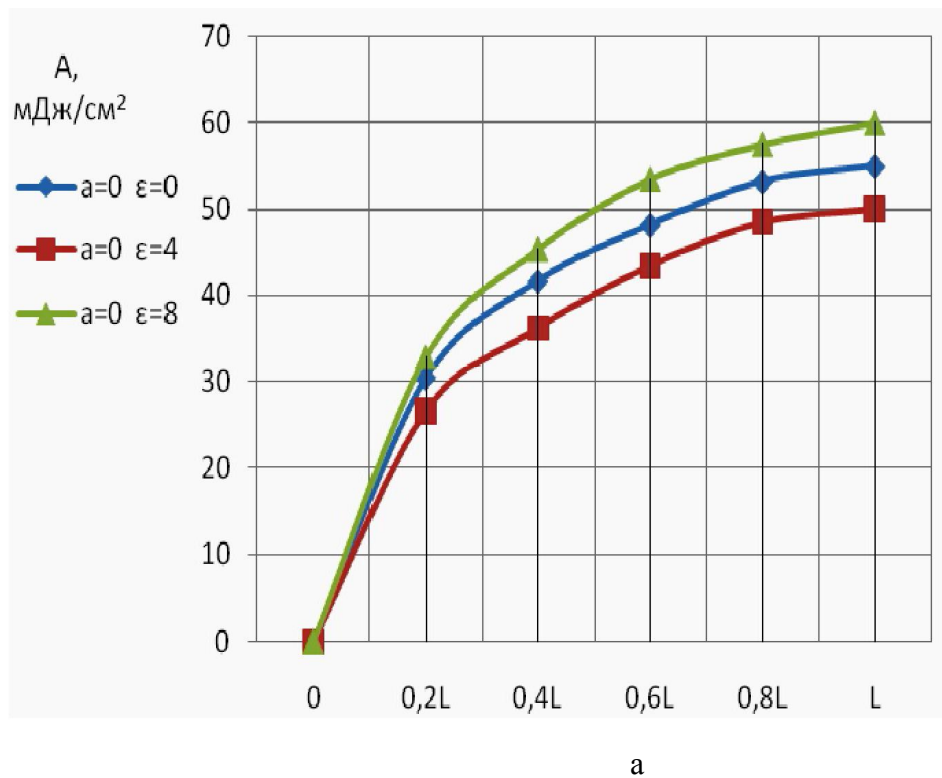


а



б

Рисунок 2.3 – Сумарна робота тертя в контактї шини моделі 195/65 R15 91H BRIDGESTONE TURANZA T005 (а) та вибіг автомобіля (б).



б

Рисунок 2.4 – Сумарна робота тертя в контакті шини моделі 195/65 R15 91H HANKOOK VENTUS PRIME 3 (а) та вибіг автомобіля (б).

Для шин моделі BRIDGESTONE TURANZA T005 вигляд графіків дещо інший. Вони відрізняються від попередніх «крутістю» сходження на початку контакту, що пояснюється більшою жорсткістю брекера шини. Зміна сходження в тих же межах не викликає великої зміни роботи сил тертя в контакті, як у шини HANKOOK VENTUS PRIME 3, це свідчить про кращі експлуатаційні властивості даного типу шин, оскільки зберегти значення кутів встановлення керованих коліс під час експлуатації в наших дорожніх умовах досить складно. Збільшення втрат на тертя та зменшення вибігу для шини HANKOOK VENTUS PRIME 3 можна пояснити ще й тим, що в неї ширший брекер, що підтверджують дослідження, описані в [4]. Так для шини BRIDGESTONE TURANZA T005 вибіг зі швидкості 90 км/год. становить 1090 м при сходженні 4 мм та 1008 при 8 мм. Зі зменшенням початкової швидкості цей розрив зменшується. Розвал коліс у даному дослідженні залишався незмінним, оскільки в [6] доведено, що він дуже несуттєво впливає на опір руху, а лише має вплив на стійкість та керованість автомобіля.

Кривизна графіків вибігу зі швидкості 90 км/год. та 50 км/год. відрізняється за рахунок того, що на більшій швидкості має більший вплив сила опору повітря.

Внутрішній тиск у шині також має вплив на вибіг автомобіля. Зі збільшенням тиску від 0,2 до 0,25 МПа відбувається зменшення роботи в контакті 20 % і збільшення вибігу 81 м з початкової швидкості 90 км/год. для шини BRIDGESTONE TURANZA T005 та на 102 м для шин HANKOOK VENTUS PRIME 3. Це можна пояснити тим, що при збільшенні тиску в шині зменшується пляма контакту і відповідно зменшується опір коченню, що, в свою чергу, викликає збільшення вибігу автомобіля. Зменшення тиску в шині викликає зменшення вибігу автомобіля через збільшений опір руху.

Зниження тиску повітря в шині на 20 % від рекомендованого заводом-виробником тиску повітря в шині (0,18 МПа) призводить до збільшення роботи сил тертя на крайніх доріжках рисунка протектора в 2 рази. При цьому на середніх доріжках протектора робота в бічному напрямку фактично не

змінюється, а в поздовжньому збільшується на 20-30 %. За абсолютною величиною зміна роботи тертя залежно від зниження тиску повітря в шині досягає значення 12 мДж/см² на крайніх доріжках для шини BRIDGESTONE TURANZA T005 та 16 мДж/см² для HANKOOK VENTUS PRIME 3. Внаслідок цього вибіг зменшується на 80 м для шини BRIDGESTONE TURANZA T005 та 130 м для HANKOOK VENTUS PRIME 3 при початковій швидкості 90 км/год.

РОЗДІЛ 3. СИЛИ ЯКІ ВПЛИВАЮТЬ НА КУРСОВУ СТІЙКІСТЬ АВТОМОБІЛЯ.

3.1 Вплив подовжньої сили, що виникає під час контакту дорожнього покриття з колесом, на курсову стійкість руху легкового автомобіля

На параметри КСР суттєво впливають еластичні шини, що відповідають за зв'язок між автомобілем та опорною поверхнею. Серед багатьох характеристик шин, що впливають на КСР, особливу увагу слід звернути на бічне відведення. Існує багато робіт, присвячених дослідженню бічного відведення та його впливу на КСР. Але в більшості з них не розглядається вплив на бічне відведення подовжніх сил (тягових та гальмівних), що виникають під час контакту дорожнього покриття з колесом автомобіля.

Під час руху автомобіля окрема дія подовжніх та поперечних сил зустрічається дуже рідко. Найчастіше ці сили утворюють результуючу силу. Цей процес наочно та доволі точно можна візуалізувати за допомогою діаграми подовжніх та поперечних сил - колом Камма (Kamm'scher Kreis) (рис. 3.1) [4].

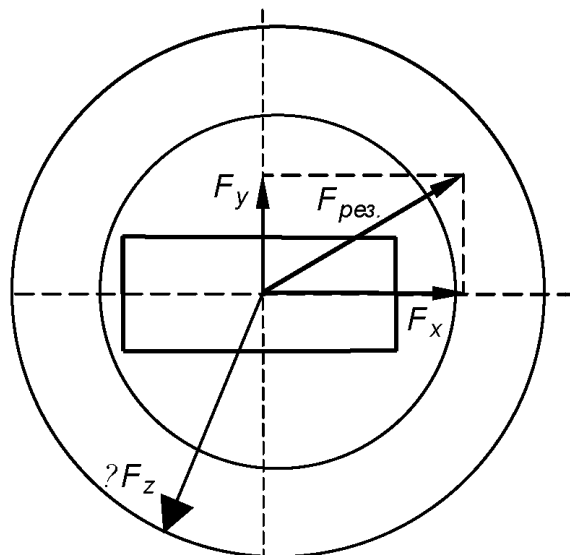
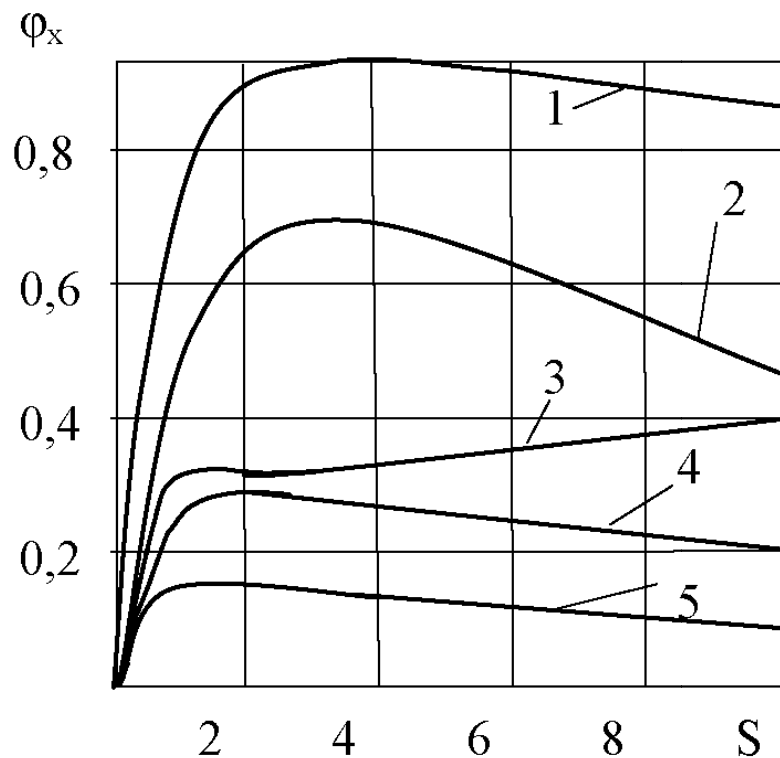


Рисунок 3.1 – Діаграма подовжніх та поперечних сил.

Радіус кола - це максимальне значення результуючої сили, величина якої буде залежати від коефіцієнта зчеплення та вертикального навантаження.

Зовнішнє коло відповідає максимальній силі зчеплення на сухому покритті, внутрішнє - на мокрому. Для забезпечення стійкості результуюча сила не повинна перевищувати максимальну силу зчеплення. Крім того, з рис. 3.1 видно, що при збільшенні тангенціальної сили максимально можлива бічна сила, що може бути сприйнята колесом, зменшується. Тобто якщо при повороті автомобіля відбувається гальмування або прискорення, то це буде можливо лише за рахунок бічних сил, що негативно вплине на КСР.

Слід зазначити, що, на відміну від «класичного» тертя, зчеплення автомобільних шин з дорогою буде залежати від проковзування - різниці між швидкістю автомобіля та колеса. Залежність коефіцієнта зчеплення від проковзування показано на рисунку 3.2 [4].



1 – сухий асфальт; 2 – вологий асфальт; 3 – не укочений сніг; 4 – укочений сніг;
5 – лід

Рисунок 3.2 – Залежності коефіцієнтів зчеплення від коефіцієнта відносного проковзування s

При дії на колесо тягової сили коефіцієнт опору відведенню знижується (рис. 3.3, а). Дещо інша картина спостерігається при дії гальмівної сили. Якщо

гальмівна сила невелика, то коефіцієнт опору відведенню збільшується. При малих кутах відведення є підвищення коефіцієнта опору відведення - при куті відведення $\delta=2-5^\circ$ збільшення становить 7-11 % [4]. На (рис. 3.3, б) показано залежність відносного коефіцієнта опору відведенню від питомої гальмівної сили.

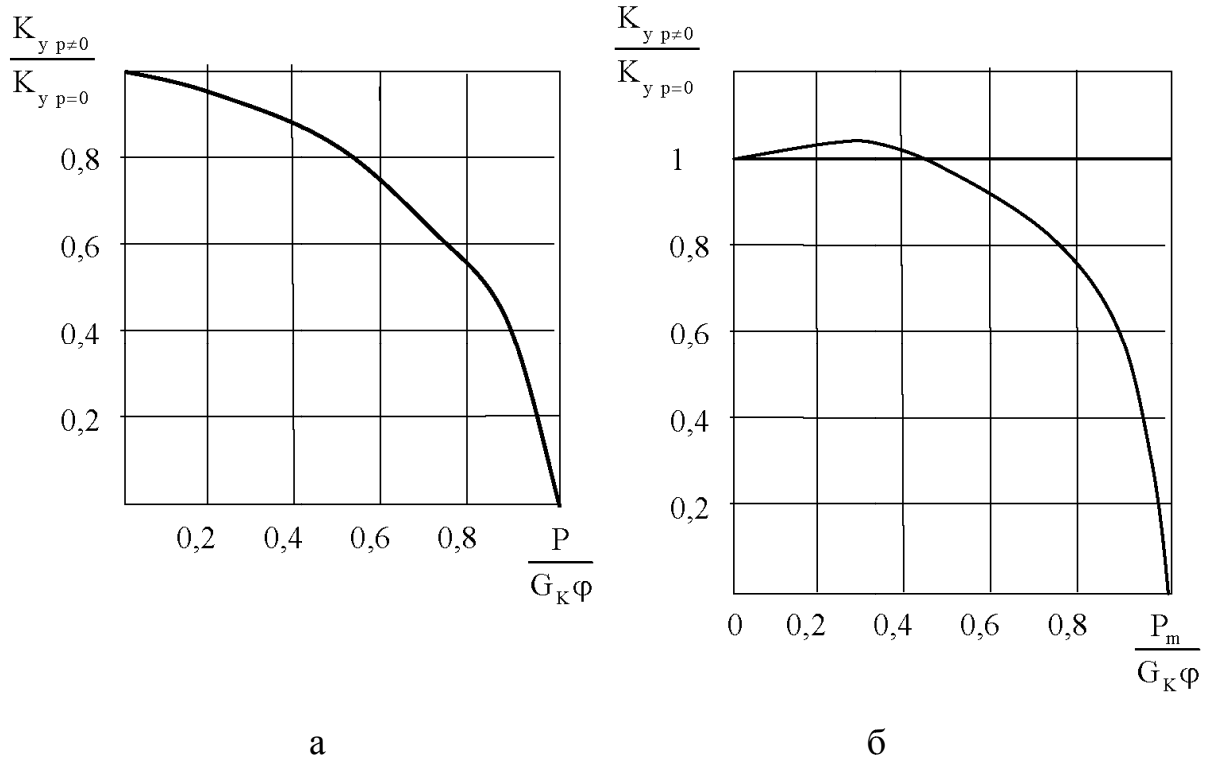


Рисунок 3.3 – Залежність відносного коефіцієнта опору відведення від подовжньої сили: а – від питомої тягової сили; б – від питомої гальмівної сили

Таким чином, необхідно наголосити, що наявність подовжніх сил, які при експлуатації автомобіля змінюються за величиною та напрямком, може призвести до зміни КСР безпосередньо під час руху автомобіля. Динамічний перерозподіл величин бічних реакцій шин сприяє динамічній зміні за часом і кутів відведення шин коліс передньої та задньої осей, а отже, змінює їхнє співвідношення, від якого, як відомо, залежить тип поворотності автомобіля. Звідси випливає, що говорити про надлишкову або недостатню поворотність як про постійну властивість автомобіля – некоректно. Більш правильно вести мову про динаміку цієї властивості, пов'язану з тим, що той самий автомобіль у

якийсь момент може мати один вид поворотності, а вже в наступний момент - інший [4].

Для оцінки величини критичної швидкості використаємо уточнену математичну модель руху легкового автомобіля [4], розрахункова схема якого представлена на рис. 3.4.

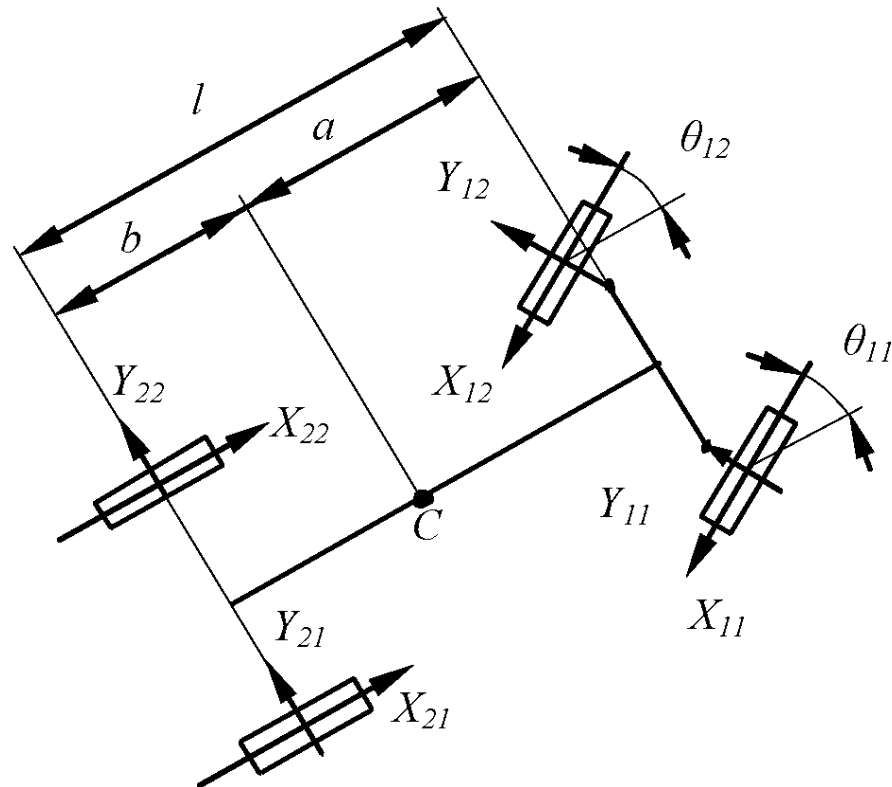


Рисунок 3.4 – Розрахункова модель легкового автомобіля

Рівняння руху мають вигляд:

$$\begin{aligned} (\ddot{u} - \omega v) &= Y_{11} \cos \theta_{11} + Y_{12} \cos \theta_{12} + Y_{21} \cos \theta_{21} + Y_{22} \cos \theta_{22}; \\ \dot{\omega} &= a \cdot Y_{11} \cdot \cos \theta_{11} + a \cdot Y_{12} \cdot \cos \theta_{12} + b \cdot Y_{21} \cdot \cos \theta_{22}. \end{aligned} \quad (3.1)$$

де m – маса автомобіля;

v, u – повздовжня і поперечна складові швидкості центра мас C автомобіля;

$\ddot{u}$ – поперечне прискорення центра мас автомобіля;

j – момент інерції щодо вертикальної осі, що проходить через точку C ;

$\omega, \dot{\omega}$ – кутові швидкість та прискорення автомобіля;

Y_{11}, Y_{12} – бічні сили, що діють у контакті з дорогою передніх коліс;

Y_{21}, Y_{22} – бічні сили, що діють у контакті з дорогою задніх коліс;

θ_{11}, θ_{12} – кути повороту передніх керованих коліс;

a, b – відстань від центр мас до передньої та задньої осей відповідно.

Як формулу, що описує залежність зміни коефіцієнта опору відведенню від тягової сили, приймемо емпіричну залежність [2]:

$$\frac{k_{p \neq 0}}{k_{h=0}} = \sqrt{1 - \left(\frac{P}{G_k \cdot \phi} \right)},$$

де $k_{p \neq 0}$ – коефіцієнт опору відведенню при дії тягової сили;

$k_{p=0}$ – коефіцієнт опору відведенню без дії тягової сили;

P – тягова сила;

G_k – вертикальне навантаження на колесо;

ϕ – коефіцієнт зчеплення.

Приймемо такі параметри легкового автомобіля: $m=13$ кН; $a=1,23$ м; $b=1,2$ м; $\phi=0,8$; $k_{11}=k_{12}=50$ кН/рад.; $k_{21}=k_{22}=40$ кН/рад. Залежність бічного відведення відповідно до теорії Рокара – $Y=k \cdot \delta$ (Y – бічна сила; k – коефіцієнт опору відведенню; δ - кут відведення) [4].

На рис. 3.5 представлено результати розрахунку критичної швидкості в залежності від величини тягової сили для передньопривідного та повнопривідного автомобіля.

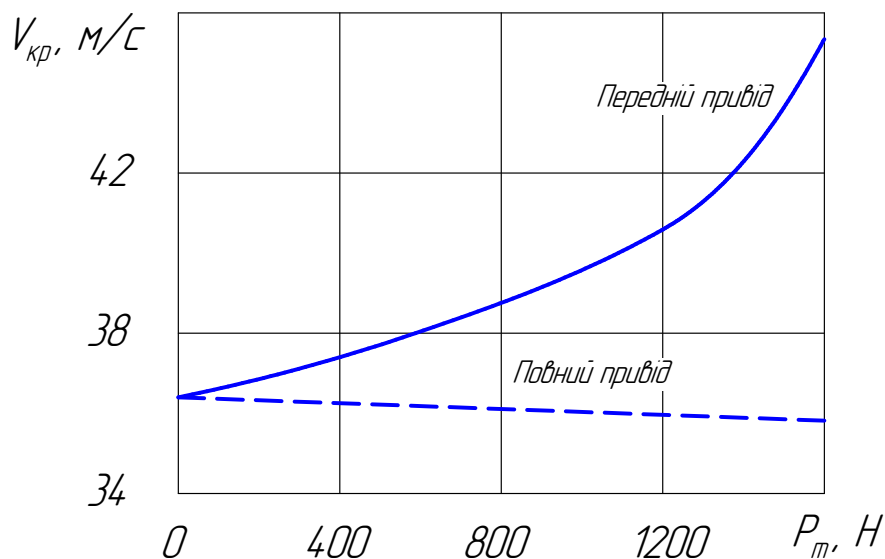


Рисунок 3.5 – Залежності критичної швидкості легкового автомобіля

З урахуванням того, що при гальмуванні спочатку відбувається збільшення коефіцієнта k приблизно на 10 %, за допомогою наведеної вище математичної моделі отримано, що критична швидкість для цього випадку зростає з 36,3 м/с до 38,1 м/с. Далі буде відбуватися зниження критичної швидкості, яку визначити проблематично, оскільки немає більш-менш загальноприйнятої аналітичної залежності, що пов'язує коефіцієнт опору та гальмівну силу [4].

РОЗДІЛ 4. ПОКРАЩЕННЯ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

4.1. Покращення стійкості автомобіля у неустановлених режимах руху.

Відомо, що у визначенні показників стійкості руху значну роль відіграє взаємодія колеса з опорною поверхнею. На теперішній час існує декілька моделей взаємодії колеса з опорною поверхнею, найбільш поширеними з яких є модель E.Fiala, що розглядає взаємовплив поздовжніх і поперечних сил у плямі контакту на величину бічної сили через деякий ефективний коефіцієнт тертя ковзання μ , та нелінійні моделі пневматичної шини Сегела або Пасейки, які дозволяють моделювати бічну силу з високою точністю, однак вимагають великої кількості вихідних даних, які найчастіше невідомі. Використання нелінійних моделей шини при аналітичному дослідженні викликає певні труднощі, крім того, для кожної моделі шини необхідне проведення експерименту для одержання відповідних розрахункових коефіцієнтів.

Згідно з аналізом літературних джерел, ці моделі найчастіше використовуються для аналізу стійкості руху автомобіля в усталеному режимі, але найбільший інтерес представляють для вивчення стійкості при зміні швидкості або траєкторії. Існуючі методи потребують удосконалення для врахування сил і моментів, що діють на точки контакту колеса та опорних поверхонь.

Розроблена математична модель усталеного криволінійного руху автомобіля категорії C, в основу якої покладені нелінійні залежності бічних сил на колесах від кутів відведення, а також взаємовплив поздовжніх і поперечних сил у плямі контакту коліс та перерозподіл навантаження по колесам і бортам автомобіля.

Для спрощення розрахунків були прийняті наступні припущення: центр мас автомобіля знаходиться у вертикальній поздовжній площині; сили, що формують траєкторію руху, прикладені в точках контакту коліс з дорогою;

визначальним є рух проекції центра мас автомобіля; гіроскопічні моменти, моменти від невірноважених частин, що обертаються, і моменти опору кочення коліс не враховуються.

Розглянуто плоскопаралельний рух автомобіля з урахуванням квазістатичного перерозподілу вертикальних реакцій по осям і бортам. У плямі контакту коліс з опорною поверхнею діють поздовжні сили $\bar{O}_{i,j}$, (гальмівні або тягові), поперечні $\bar{Y}_{i,j}$, (сили відведення) (рис. 4.1) і п'ятковий момент $\bar{M}_{i,j}$, що представляє головний момент системи елементарних сил відведення, що діють в плямі контакту ($i=1,2, j=1,2$) (4.1). До коліс прикладений крутний $\bar{M}_{i,j}^e$, або гальмівний $\bar{M}_{i,j}^a$, моменти (4.3).

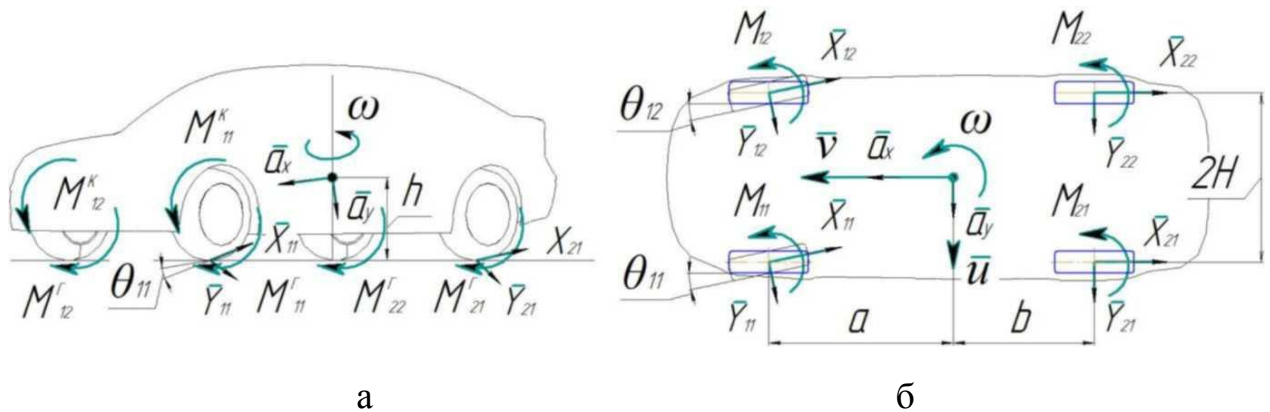


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема моделі легкового автомобіля

На автомобіль також діє сила аеродинамічного опору $F_a = C_x \cdot A_x \cdot \rho \cdot v^2 / 2$ (врахована тільки поздовжня складова 4.1), де C_x – безрозмірний коефіцієнт, наближено може вважатися постійним; A_x – площа поперечного перерізу, ρ – густина повітря (прийнята рівною 1199 кг/м^3 , що відповідає нормальним умовам), v – швидкість руху автомобіля.

Також прийнято: m – маса і J_z – центральний момент інерції системи щодо вертикальної осі, a, b – відстань центру мас автомобіля до передньої і задньої колісних осей, l – відстань між передньою і задньою осями, h – висота центру мас над опорною поверхнею.

Складемо рівняння плоскопаралельного руху двовісної моделі автомобіля (вертикальна поздовжня площина, що проходить через середину колісних осей, є площиною геометричній симетрії). Отримаємо:

$$\begin{aligned} m(\dot{v} - u\omega) &= Y_{1.1}\delta_{1.1}\sin\theta_{1.1} + Y_{1.2}\delta_{1.2}\sin\theta_{1.2} - Y_{1.1}\cos\theta_{1.1} - \\ &- Y_{1.2}\cos\theta_{1.2} - X_{2.1} - X_{2.2} - F_a \\ m(\dot{u} - v\omega) &= Y_{1.1}\delta_{1.1}\cos\theta_{1.1} + Y_{1.2}\delta_{1.2}\cos\theta_{1.2} + Y_{2.1}\delta_{2.1} + \\ &+ Y_{2.2}\delta_{2.2} - X_{1.1}\sin\theta_{1.1} - X_{1.2}\sin\theta_{1.2} \end{aligned} \quad (4.1)$$

$$\begin{aligned} J\dot{\omega} &= a(Y_{1.1}\delta_{1.1}\cos\theta_{1.1} - X_{1.1}\sin\theta_{1.1} + Y_{1.2}\delta_{1.2}\cos\theta_{1.2} - X_{1.2}\sin\theta_{1.2}) - \\ &- b(Y_{2.1}\delta_{2.1} + Y_{2.2}\delta_{2.2}) + H(Y_{1.1}\delta_{1.1}\sin\theta_{1.1} + X_{1.1}\cos\theta_{1.1} - Y_{1.2}\delta_{1.2}\sin\theta_{1.2} - \\ &- X_{1.2}\cos\theta_{1.2} - X_{2.1} - X_{2.2}) + M_{1.1}\delta_{1.1} + M_{1.2}\delta_{1.2} + M_{2.1}\delta_{2.1} + M_{2.2}\delta_{2.2} \end{aligned}$$

Кути відведення коліс осей автомобіля:

$$\begin{aligned} \delta_{11} &= \theta_{1.1} - \arctg\left(\frac{u + a\omega}{v - \frac{H_1\omega}{2}}\right); \quad \delta_{12} = \theta_{1.2} - \arctg\left(\frac{u + a\omega}{v + \frac{H_1\omega}{2}}\right) \\ \delta_{21} &= \arctg\left(\frac{-u + b\omega}{v - \frac{H_2\omega}{2}}\right); \quad \delta_{22} = \arctg\left(\frac{-u + b\omega}{v + \frac{H_2\omega}{2}}\right). \end{aligned} \quad (4.2)$$

Ці рівняння слід доповнити рівняннями обертального руху кожного колеса, що дає можливість визначити величину поздовжнього прослизання і поздовжньої сили у плямі контакту:

$$j_{i,j}\dot{\omega}_{s,j} = -(m_{i,j}^{ck} \pm M_{i,j}^{T,K}) \pm X_{i,j} \cdot r \quad (4.3)$$

де $j_{i,j}\dot{\omega}_{s,j}$ – відповідно моменти інерції та кутові швидкості власного обертання коліс передньої та задньої осей.

У роботі за основу прийнята модель коли опорна поверхня E.Fiala взаємодіє з колесом і враховує проковзування в поздовжньому й поперечному напрямках через зміну коефіцієнта тертя:

$$\mu = \mu^o - \sqrt{S_x^2 + (1 - S_x)^2 |\tan(\delta)|^2} (\mu^o - \mu^1), \quad (4.4)$$

де μ^o – динамічний коефіцієнт тертя ковзання;

S_x – прослизання колеса в поздовжньому напрямку;

μ^1 – статичний коефіцієнт тертя ковзання.

Поздовжня сила визначається як:

$$X = \begin{cases} S_x C_s & S_x < S_{x \max}; \\ \mu N - \frac{1}{4} \cdot \frac{\mu^2 N^2}{S_x C_s}, & S_x > S_{x \max} \end{cases} \quad S_{x \max} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\mu N}{C_s} \quad (4.5)$$

де N – вертикальне навантаження;

C_x – коефіцієнт крипу (повздовжнє псевдо прослизання).

Бічна сила:

$$Y = \begin{cases} -\mu N(1 - H^3) \text{sign} \delta, & \delta \leq \delta^* \\ -\mu N \text{sign} \delta, & \delta > \delta^* \end{cases} \quad (4.6)$$

Відповідно стабілізуючий момент M визначається співвідношенням:

$$M = \begin{cases} 2\mu N R_2 \frac{1 - H}{H^3} \text{sign} \delta, & \delta \leq \delta_Y^* \\ 0, & \delta > \delta_Y^* \end{cases} \quad (4.7)$$

Параметр H визначається:

$$H = 1 - \frac{k_Y |\text{tg} \delta|}{3\mu N}, \quad \delta^* = \arctg \frac{3\mu N}{k_Y}. \quad (4.8)$$

Бічна сила Y та момент M знаходяться через характерні параметри $\bar{k}_Y, \mu$ (у відповідності до моделі Fiala), що визначаються експериментально.

Функція sign (сігнум), що має розрив, та наявність квадратичних членів в апроксимації моделі Fiala не дозволяє використовувати певний математичний апарат при дослідженні стійкості руху [9]. Щоб уникнути цієї проблеми нами пропонується нова математична форма моделі взаємодії опорної поверхні з колесом, що зберігає всі основні параметри та особливості моделі Fiala:

- нахил кривої на початку координат – коефіцієнт опору відведенню;
- максимальне значення бічної сили та стабілізуючого моменту;
- кут відведення, що відповідає максимальній бічній силі та стабілізуючому моменту.

Нова параметрична форма, яка зведена до явної залежності $\bar{Y} = \bar{Y}(\delta)$:

$$\begin{cases} \bar{Y} = \frac{A \cdot t}{t^2 + 1} \\ \delta = \frac{1}{B \sqrt{1 - \left(\frac{t}{C}\right)^2}} \Rightarrow t = \frac{B\delta}{\sqrt{1 + \left(\frac{B\delta}{C}\right)^2}} \end{cases} \quad (4.9)$$

Коефіцієнти A , B , C , що входять в формулу (2.12) [12], пов'язані з характеристиками залежності бічної сили $(\bar{Y}_{\delta_{\max}}, \delta_{\max}, \bar{Y}'|_{\delta=0})$:

$$\bar{Y}_{\delta_{\max}} = \mu = \frac{1}{2} A; \quad \delta_{\max} = \delta_Y^* = \frac{1}{B \sqrt{1 - \frac{1}{C^2}}}; \quad \bar{Y}'|_{\delta=0} = \bar{k}_Y = AB. \quad (4.10)$$

Нова форма для залежності стабілізуючого моменту записана у вигляді:

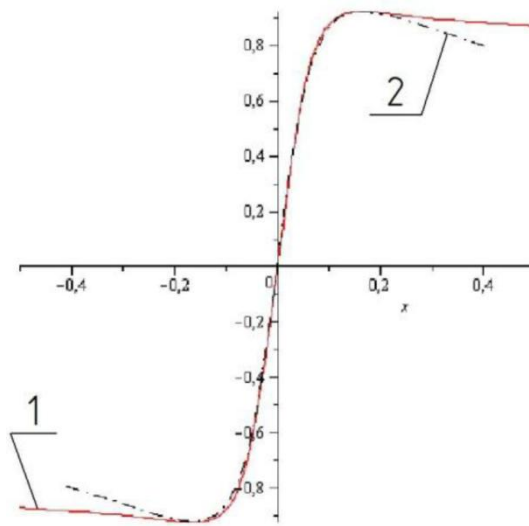
$$\bar{M}\delta = \frac{A_1 \delta}{B_1 \delta^4 + C_1 \delta^2 + 1}. \quad (4.11)$$

Відповідно до співвідношень (2.13–2.14) параметри A_1 , B_1 , C_1 визначаються через первинні геометричні характеристики залежності стабілізуючого моменту $(\bar{k}_m, \bar{M}^{\max}, \delta_m^*)$:

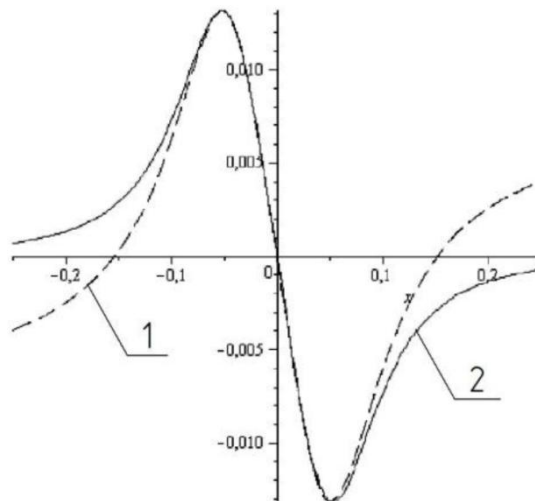
$$A_1 = \bar{k}_m = \frac{2}{3} R_2 \bar{k}_Y, \quad B_1 = -\frac{1}{2} \frac{A \delta_m^* - 2 \bar{M}^{\max}}{\bar{M}^{\max} \cdot \delta_m^{*4}}, \quad C_1 = \frac{1}{2} \frac{3A \cdot \delta_m^* - 4 \bar{M}^{\max}}{\bar{M}^{\max} \cdot \delta_m^{*2}}. \quad (4.12)$$

Таким чином, отримано нову математичну форму взаємодії опорної поверхні з колесом за моделлю Fiala, яка має неперервну похідну по куту відведення (4.8-4.11). Це спрощує задачу аналізу стійкості многовиду стаціонарних станів автомобіля і дозволяє побудувати біфуркаційну множину, використовуючи графоаналітичний метод.

Нижче наведено графіки $\bar{Y} = f(\delta)$, (рис. 4.2 а), та $M = f(\delta)$, (рис. 4.3 б), що відповідають новій математичній формі, та залежності у формі Пацейки. Відмітимо практичне співпадіння двох графіків до положення локального максимуму.



а



б

1 – параметрична модель по Fiala; 2 – модель Пацейка.

Рисунок 2.10 – Графік залежностей бічної сили (а) та стабілізуючого моменту (б) від кута відведення.

Для визначення показників стійкості руху розглянуто кілька варіантів моделі автомобіля: «велосипедна» - найпростіша модель, що заснована на лінійній теорії відведення колеса, в яку подалі введений фактор нелінійності бічних сил (4.13); модель з урахуванням поздовжньої сили - як сили, що компенсує результуючу складову сил інерції; модель з урахуванням дії вертикальних навантажень і їх динамічного перерозподілу по осям і бортам автомобіля (4.14), (рис. 4.3). У цьому випадку використання нелінійної теорії

відведення колеса дозволяє визначити вплив перерозподілу навантажень на параметри стійкості автомобіля. Кінцевим підсумком є моделювання руху автомобіля з урахуванням перерозподілу сил по осям і бортам автомобіля $N_{i,j}$, а також взаємовпливу поздовжніх (тягових і гальмівних) і поперечних сил у плямі контакту колеса з дорогою [15].

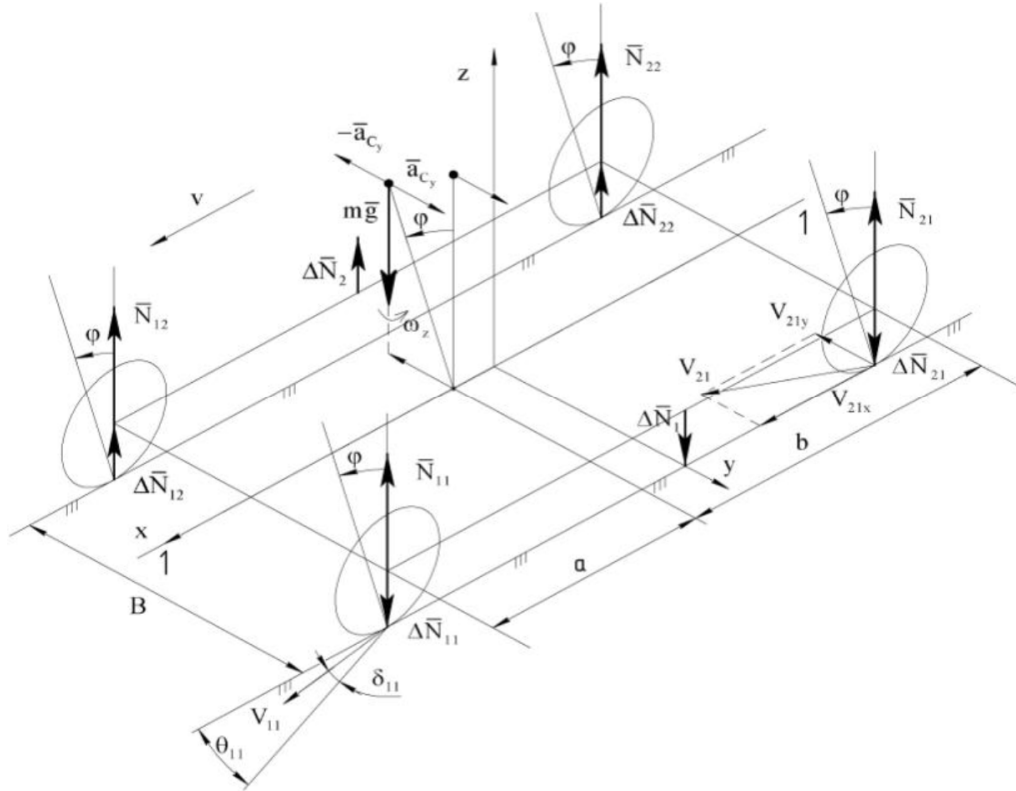


Рисунок 4.3 – Модель автомобіля просторова, що враховує перерозподіл вертикального навантаження по бортам та осям автомобіля

$$Y_i = \frac{\kappa'_i \delta_i}{\sqrt{1 + \left(\frac{\kappa'_i}{\varphi_i}\right)^2}} \text{ або, } Y_i = \frac{\kappa_i \delta_i}{\sqrt{1 + \left(\frac{\kappa_i \delta_i}{0,8 N_i}\right)^2}} \quad (4.13)$$

$$\begin{aligned} N_{11} &= \frac{mgb}{2l} + \frac{mv\omega h}{2l} - \frac{mu\omega hb}{Hl}; & N_{12} &= \frac{mgb}{2l} + \frac{mv\omega h}{2l} + \frac{mu\omega hb}{Hl} \\ N_{21} &= \frac{mga}{2l} + \frac{mv\omega h}{2l} - \frac{mu\omega ha}{Hl}; & N_{22} &= \frac{mga}{2l} + \frac{mv\omega h}{2l} + \frac{mu\omega ha}{Hl} \end{aligned} \quad (4.14)$$

Для порівняльного аналізу результатів моделювання з реальними даними для конкретного автомобіля був здійснений постановочний експеримент, результати якого слугували для перевірки адекватності моделі та її аналізу. При

аналізі основними показниками виступають змінні характеристики стаціонарних режимів: кутова швидкість ω і бічна складова швидкості центру мас u , а також бічне прискорення автомобіля U .

Використовуючи дані щодо траєкторій руху автомобіля, а також змодельовані значення u і ω методом графічного відновлення схеми руху автомобіля отримані значення безрозмірних коефіцієнтів опору відведення (табл. 4.1). Це дало змогу моделювати рух автомобіля із заданими параметрами як в усталених, так і неусталених режимах руху та порівнювати отримані значення з експериментальними.

Таблиця 4.1 – Значення безрозмірних коефіцієнтів опору відведення

Позначення параметру	Дослід 1	Дослід 2	Дослід 3	Дослід 4
$\bar{K}_1$	3,5111	3,9601	8,3645	2,1443
$\bar{K}_2$	3,3189	3,8129	8,7294	2,3178
$\bar{K}_{H1}$	3,6213	4,1125	9,1887	2,4715
$\bar{K}_{H2}$	3,4196	3,9546	9,5579	2,5988
$\bar{K}_{H1\Delta N}$	3,6112	4,0991	9,1169	2,4481
$\bar{K}_{H2\Delta N}$	3,0399	3,5121	8,4218	2,2794

Отримана система рівнянь дозволяє досліджувати рух автомобіля як в усталених, так і неусталених режимах, що має два підходи до своєї кількісної оцінки: перший - пов'язаний з дослідженням характеристичних рівнянь (1-й метод Ляпунова), чи функції Ляпунова (2-й метод Ляпунова); другий - з виходом параметрів руху за припустиму область (у нашому випадку виїзд автомобіля за межі смуги руху).

Рівняння плоскопаралельного руху велосипедної моделі автомобіля за постійної складової швидкості v у поздовжньому напрямку мають вигляд:

$$\begin{aligned}
 m(\dot{u} + \omega v) &= Y_1 \cos \theta + Y_2; \\
 J\dot{\omega} &= aY_1 \cos \theta - Y_2 b; \\
 \delta_1 &= \theta - \arctg \frac{u + a\omega}{v}; \quad \delta_2 = \arctg \frac{-u + b\omega}{v}.
 \end{aligned}
 \tag{4.15}$$

У лінійному наближенні сила відведення пропорційна коефіцієнту відведення $Y_i = k_i \delta_i$, $i = 1, 2$.

Після лінеаризації вихідної системи рівнянь руху в околиці незбуреного прямолінійного руху ($u=0$, $\omega=0$) одержимо характеристичне рівняння:

$$\begin{aligned}\lambda^2 + p\lambda + q &= 0; \\ p &= \frac{1}{v} \left(\frac{k_1 + k_2}{m} + \frac{k_1 a^2 + k_2 b^2}{J} \right) \\ q &= \frac{k_1 k_2 l^2 - m v^2 (k_1 a - k_2 b)}{m l v^2}.\end{aligned}\quad (4.16)$$

При $p>0$, умовою стійкості є $q>0$. Отже, для випадку $k_1 a > k_2 b$ (автомобіль із надлишковою повороткістю) прямолінійний рух асимптотично стійкий лише за швидкості $v < v_{кр}$:

$$v_{кр}^2 = \frac{k_1 k_2 l}{m \cdot (k_1 a - k_2 b)} = \frac{\bar{k}_1 \bar{k}_2}{\bar{k}_1 - \bar{k}_2} g l, \quad (4.17)$$

де $\bar{k}_i = k_i / G_i$ – безрозмірні коефіцієнти бічного відведення (G_i – навантаження на осі).

Моделювання сталого режиму руху виконано за конструктивними параметрами автомобіля Skoda Octavia, що суттєво спрощує подальший аналіз адекватності моделі.

Ця модель використовувалася надалі для визначення граничних керованих параметрів шляхом моделювання траєкторії руху центру мас автомобіля (рис. 4.4) з поступовим збільшенням поздовжньої швидкості й відповідною ітерацією пов'язаних з нею значень кута повороту керованих коліс до появи позитивних власних значень коренів характеристичного рівняння руху (табл. 4.2) [10].

Таблиця 4.2 – Параметри стаціонарного руху моделі автомобіля по колу

v, км/год	θ , град	ω , рад/с	ω , град/с	u, м/с	Корені характеристики рівняння	
					λ_1	λ_2
25	6,2	0,2911	16,63	0,03164	-4,1242	-23,54
30	6,08	0,3523	20,13	0,03155	-2,8313	-17,03
35	5,85	0,4861	27,78	2,0326	-1,3590	-5,3219
40	5,7	0,4751	27,15	1,9262	-1,3094	-5,722

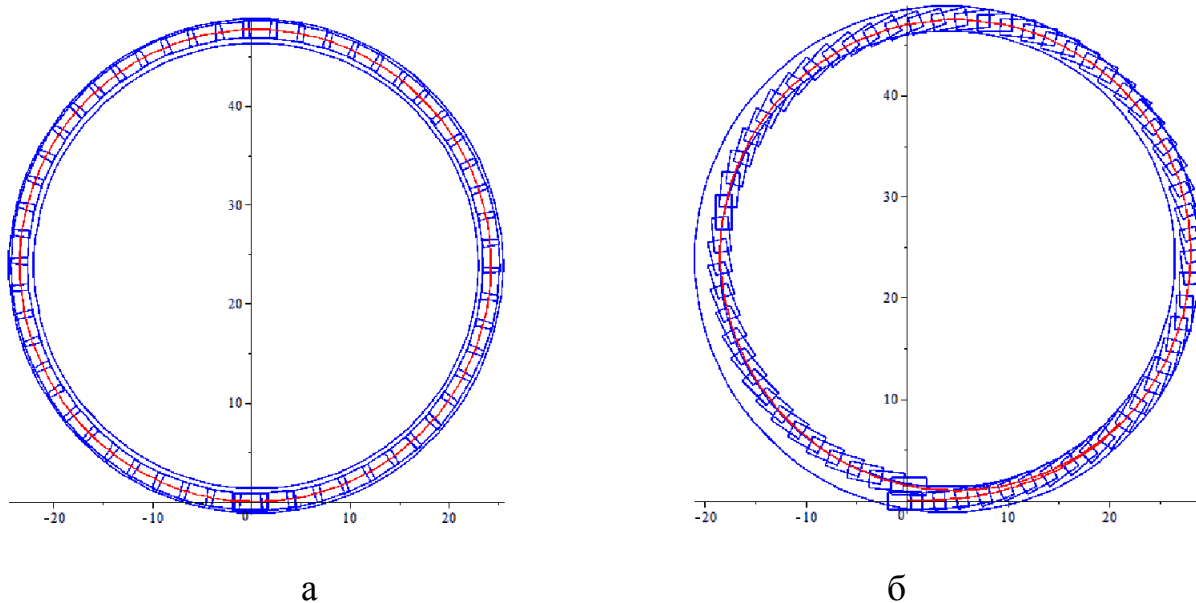


Рисунок 4.4 – Траєкторія руху автомобіля по колу: а) $V=25$ км/год; б) $V=40$ км/год.

З аналізу параметрів стаціонарного руху моделі автомобіля по колу (табл. 4.2) встановлено, що при збільшенні лінійної швидкості зменшуються значення дійсної частини коренів характеристичного рівняння, що вказує на погіршення стійкості руху моделі, хоча рух є стійким, поки корені характеристичного рівняння дійсні і від'ємні. Для визначення під час руху автомобіля втрати стійкості можна за величинами поперечної u і кутової ω швидкості руху, а також кутів відведення. Досягнення значень кутів відведення близьких до 10° свідчить про часткову втрату стійкості усталеного руху.

Надалі під час руху автомобіля було проведено моделювання в неусталених режимах, зокрема, у таких режимах як «поворот», «переставка» при зміні керуючих параметрів. Кожний із наведених режимів може бути розглянутим тільки після інтегрування вихідної системи рівнянь.

Інтегрування вихідних рівнянь здійснюється за допомогою програмного забезпечення Marle 13 за умови, що рульовий модуль автомобіля має високу жорсткість і плавність ходу. При цьому кожен режим моделюється відповідно до обраного закону обертання керма автомобіля. Закон управління керованими колесами при виконанні маневру поворот на 180° автомобіля, який перед тим рухався прямолінійно, задавався у вигляді:

$$\theta := \left\{ \begin{array}{ll} 0 & 0 \leq t \text{ and } t \leq t_0 \\ \beta_t & t_0 \leq t \text{ and } t \leq t_1 \\ \beta(t_1 - t_0) & t_1 \leq t \text{ and } t \leq t_2 \\ \beta(t_1 - t_0) - \beta_t & t_2 \leq t \text{ and } t \leq t_3 \\ 0 & t_2 \leq t \end{array} \right\}. \quad (4.18)$$

При моделюванні поведінки автомобіля у повороті за кута повороту керованих коліс $\theta \approx 5,0$ град ($R=25$ м) швидкість змінювалася в межах від 25 км/год до швидкості коли була втрачена курсова стійкість автомобіля. У результаті моделювання визначалися такі параметри як траєкторія центру мас автомобіля, бічна u і кутова ω швидкості центру мас, кути відведення коліс осей автомобіля δ_1 , що дозволяло визначити радіус траєкторії автомобіля при усталеному повороті. Зі збільшенням швидкості автомобіля до $V=35$ км/год це відповідає випадку $v > v^*$ (де v^* – інтенсивність зносу задньої осі автомобіля внаслідок перерозподілу навантаження по боках). Змінна ознака характеризується збільшенням амплітуди коливальних процесів кутової та бічної швидкостей центру ваги позначеного автомобіля (рис. 4.5). Це погіршує стабільність його руху.

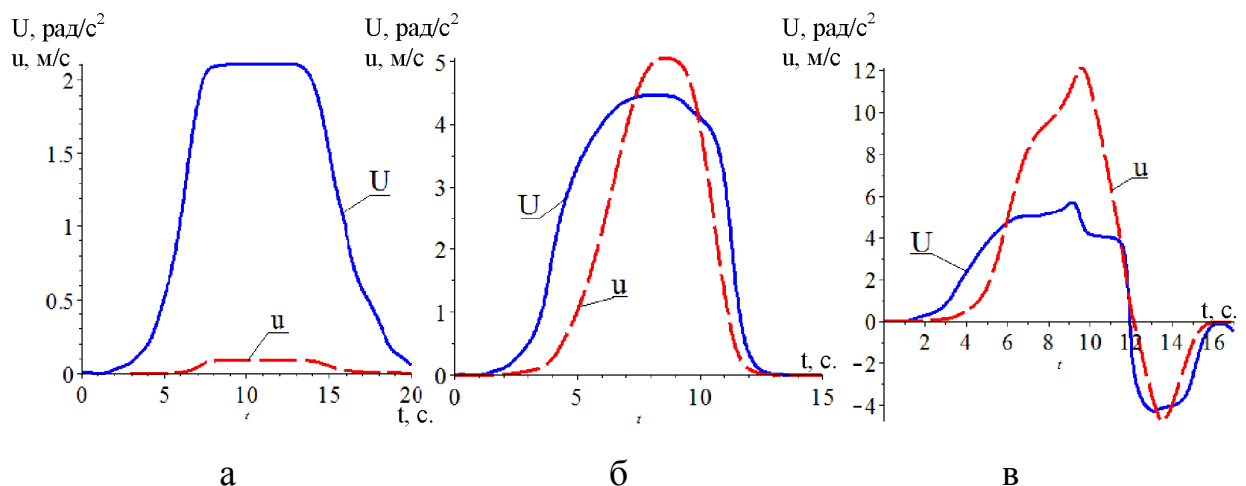


Рисунок 4.5 – Зміна бічного прискорення та бічної складової швидкості центра мас автомобіля: а) $V=25$ км/год; б) $V=35$ км/год - критична швидкість руху; в) $V=37$ км/год - закритична швидкість руху

Проводився також аналіз зміни на колесах бічних сил, рис. 4.6, та поздовжньої сили на ведучих колесах автомобіля, рис. 4.7, що дає змогу визначити їх взаємодію та вплив на курсову стійкість руху автомобіля.

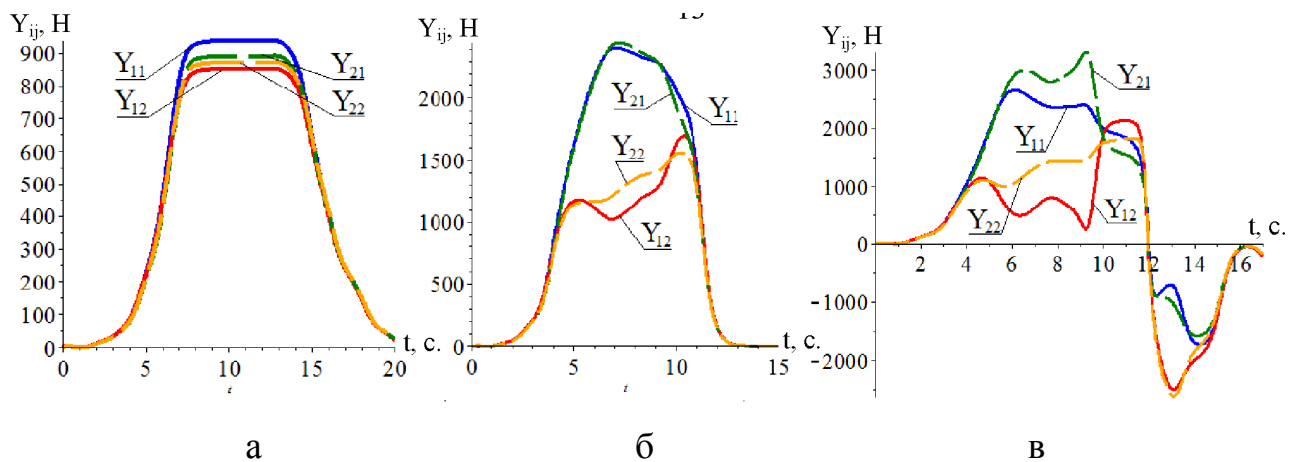


Рисунок 4.6 – Зміна бічних сил на колесах автомобіля: а) $V=25$ км/год; б) $V=35$ км/год – критична швидкість руху; в) $V=37$ км/год – закритична швидкість руху.

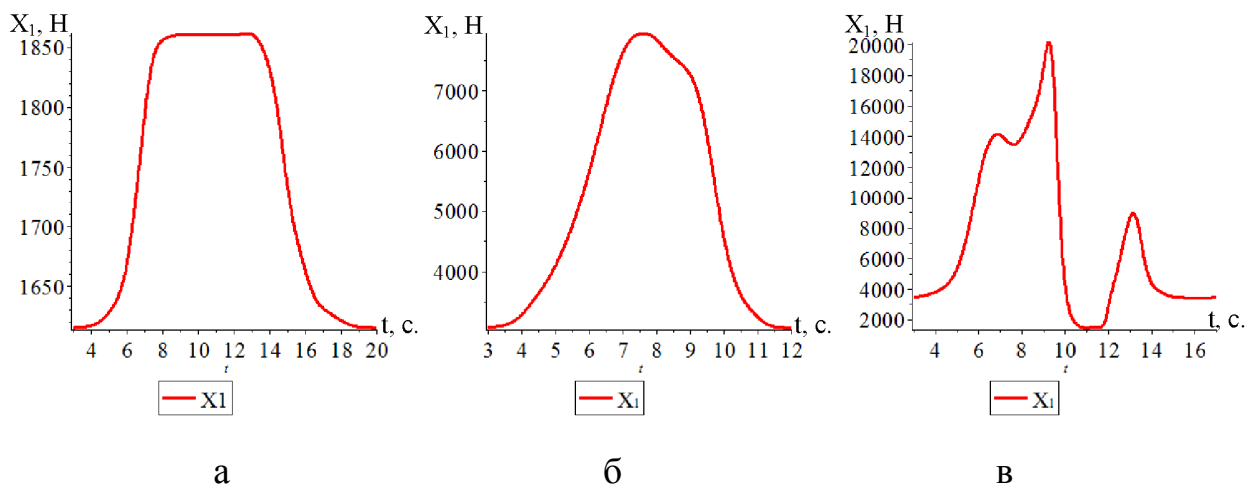


Рисунок 4.7 – Зміна поздовжньої сили: а) $V=25$ км/год; б) $V=35$ км/год – критична швидкість руху; в) $V=37$ км/год – закритична швидкість руху.

Аналіз результатів розрахунку поведінки автомобіля у повороті показує, що при збільшенні швидкості автомобіля до критичної $V=35$ км/год, кут повороту керованих коліс зменшується до $\theta_{\max}=5$ град, кутова швидкість, прискорення та бічна складова швидкості центра мас автомобіля відповідно

збільшуються до $\omega_{\max}=35 \text{ c}^{-1}$, $U_{\max}=4,45 \text{ м/с}$ і $u_{\max}=5,05 \text{ м/с}$, значення бічних сил збільшилися понад у 2 рази до $Y_{\max}=2445 \text{ Н}$, а повздовжньої загальної (тягової) сили - у 4 рази до $X_{\max}=7940 \text{ Н}$. При закритичній швидкості руху спостерігається збільшення усіх параметрів, зокрема кута повороту керованих коліс до $\theta_{\max}=8,5 \text{ град}$, кутової швидкості до $\omega_{\max}=45,8 \text{ c}^{-1}$, бічного прискорення та бічної складової швидкості центра мас автомобіля до $U_{\max}=6,105 \text{ м/с}$ та $u_{\max}=6,1 \text{ м/с}$, максимальне значення бічних сил складають $Y_{\max}=3300 \text{ Н}$, а повздовжньої загальної (тягової) сили - $X_{\max}=20180 \text{ Н}$.

Аналогічні розрахунки були виконані і при виконанні маневру «переставка» за швидкостей руху: $V=36, 50$ та 53 км/год . Аналіз розрахунків показав, що збільшення швидкості автомобіля до закритичної $V=53 \text{ км/год}$ призводить при значенні кута повороту керованих коліс $\theta_{\max}=4,96\dots-6,19 \text{ град}$ до значень кутової швидкості повороту $\omega_{\max}=31,03\dots-32,57 \text{ c}^{-1}$, бічного прискорення та бічної складової швидкості центра мас автомобіля до $U_{\max}=3,07\dots-2,41 \text{ м/с}$, $u_{\max}=-2,54\dots 1,32 \text{ м/с}$, кута відведення заднього зовнішнього колеса $\delta_{\max}=11,71\dots-6,4 \text{ град}$, бічної сили, що діє на задніх зовнішніх до повороту колесах $Y_{\max}=1855\dots-1250 \text{ Н}$, вертикального навантаження на зовнішні колеса передньої осі 3725 Н і 3881 Н . При цьому значення кута ковзання складе $\beta=-0,172\dots 0,09 \text{ рад}$.

Інформативним також є аналіз траєкторії автомобіля, а саме вихід при досягненні критичних значень руху автомобіля за межі смуги руху.

4.2. Забруднення навколишнього середовища продуктами зношування автомобілів

Під час руху автомобіля витратні матеріали потрапляють у навколишнє середовище, значно забруднюючи його. Ці відходи створюються взаємним і робочим тертям [18].

Основні джерела такого забруднення: двигун, деталі трансмісії, гальмівні колодки і шини.

Підвищити роботу деталей двигуна і трансмісії можна шляхом своєчасного змащування якісними мастильними матеріалами і застосуванням олив, рекомендованих для даного автомобіля, з дотриманням інтервалів заміни мастила в системі мащення.

Традиційним матеріалом для виготовлення гальмівних колонок завжди був азбест. Це матеріал з унікальними властивостями, яких немає в інших природних матеріалів, такими як довговічність, міцність і еластичність. Проте встановлено, що азбестовий пил, що утворюється під час експлуатації, дуже шкідливий для здоров'я людини. Він не проходить через дихальні шляхи і не виводиться за межі організму, а накопичується, викликаючи захворювання. У багатьох розвинених країнах світу використання азбесту заборонено законом.

В якості альтернативи азбесту були запропоновані композитні матеріали, в яких сталеві волокна беруть на себе роль азбесту.

Результати випробувань показують, що він має достатню ефективність гальмування та хорошу зносостійкість. Замінники азбесту разом з тим мають більш високу теплопровідність, можуть підвищувати шум і навіть відшаровуватися від основи. Виявляється, ресурс таких фрикційних накладок в 1,2-1,5 рази більше, ніж у серійних накладок на основі азбесту.

На різних стадіях виробництва знаходяться різні види безазбестових автомобільних накладок, більшість з яких вже пройшли стендові цикли випробувань, налагодили масове виробництво та отримали сертифікати якості.

Це не єдиний приклад заміни азбесту в автомобільній промисловості, і в цьому напрямку працюють компанії які займаються виробництвом гальмівних колодок.

Під час зношування автомобільних шин продукти зношування спричиняють значний вплив на навколишнє середовище.

Проведені дослідження в Україні показали, що кожен автомобіль викидає в навколишнє середовище в середньому 14,2 кг гумового пилу від спрацювання протектора шин, а гумовий пил від коліс вантажівки або автобуса – 92,2 кг. У той же час інтенсивність викиду гумового пилу від автомобіля, оснащеного

ремонтними шинами, відновленими за новим методом нанесення протектора, вдвічі більша, ніж у серійних шин. Приблизні підрахунки показують, що автомобілі щорічно викидають в атмосферу близько 40 тонн гумового пилу. Пил містить забруднювачі, які розповсюджуються в ґрунті і повітрі. Найбільший відсоток таких чотирьох компонентів як сажа, каучук, різні смоли і мастила. Дослідження встановили що 10 % у пилу складає природний каучук, який в ґрунті розпадається і переробляється бактеріями які в свою чергу виробляють вуглець. Шина складається з 38 % синтетичного каучука який стійкий атмосферних умов через що не потрапляє в кругообіг природи. Вважається, що його молекули розкладаються під впливом кисню і ультрафіолету, і це відбувається набагато швидше, ніж розкладання компактних гумових виробів. Сажа, яка за масою становить 25-30 % продуктів зношування, забруднює атмосферу, затримуючись у повітрі продовж 8 діб, погіршуючи тим самим видимість на дорогах та впливаючи на органи дихання людей, як будь-який пил. За своїм хімічним складом сажа повинна розкладатися, але конкретних даних про ці процеси немає. Наявність цього пилу робить дорогу дуже слизькою та небезпечною після дощу.

Одним із найефективніших способів зменшити знос шин є відповідність вимогам до належної експлуатації. Систематична перевірка тиску в шинах, перевірка кута розвалу та сходження, своєчасна перестановка коліс тощо.

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній магістерській роботі розглянуті фактори які впливають на курсову стійкість руху легкових автомобілів. Зі зміною значень наведених факторів, на біфуркаційній діаграмі змінювалась кількість областей, що характеризують число стаціонарних режимів руху автомобіля в цілому, а також наявність або відсутність між ними стійких режимів руху. Якщо використовувати дію означених вище факторів цілеспрямовано, то можна компенсувати негативний вплив на КСР таких факторів як зсув положення центру мас автомобіля або нерівномірне вертикальне навантаження за рахунок, наприклад, використання шин з визначеним п'ятковим моментом або регулювання кута розвалу під час руху автомобіля.

Особлива увага при проведенні випробувань приділялась вибору шин, як елементів, які безпосередньо впливають на параметри, що досліджуються.

Щодо внутрішнього тиску в шині, то HANKOOK виявилася більш «чутливою» до зміни тиску в ній. При збільшенні тиску відбувається перерозподіл роботи тертя з крайніх доріжок на центральну та збільшення вибігу на 11 %, але зміна тиску в шині призводить до нерівномірності її зношення, а відповідно, і зменшення ресурсу. Шина моделі BRIDGESTONE менш чутлива до підвищення тиску, але при підвищенні тиску до 0,25 МПа крайні доріжки розвантажуються й робота тертя на них зменшується, збільшуючись на центральних, що дало нам збільшення вибігу на 9 % зі швидкості 90 км/год. Зниження тиску має більш суттєвий вплив на вибіг автомобіля внаслідок суттєвого збільшення опору коченню. Більш чутливою до зниження внутрішнього виявилася шина HANKOOK - вибіг автомобіля зменшився майже на 15 %.

Для виконання програми експериментальних досліджень автомобілі було обладнано необхідною контрольно-вимірювальною апаратурою, а саме: для вимірювання параметрів, що характеризують КСР автомобіля, використовувалися універсальний сканер Tech-2 та прилад Multiple diagnostic

interface (MDI модуль), що суттєво знизило вартість випробувань. Фіксація траєкторії руху осей автомобіля здійснювалася за допомогою гідровідмітчиків. Для визначення швидкості проходження кола використовувалась цифрова відеокамера та електронний секундомір.

У результаті експериментальних досліджень були отримані дані щодо кутів повороту керованих коліс та радіусів центрів осей автомобіля, зміни величини бічного прискорення та кутової швидкості за різних значень швидкості руху та повної маси автомобіля.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Механика шины: монография / В.А. Перегон, В.А. Карпенко, Л.П. Гречко, Ю.П. Макеев, А.А. Загородний, А.Н. Левченко. – Харьков: ХНАДУ, 2011. – 404 с.
2. Макаров В.А. Про один підхід до оцінки впливу жорсткісної неоднорідності еластичної пневматичної шини на стійкість руху дорожнього транспортного засобу / В.А. Макаров, В.Г. Хребет, В.М. Дугельний // Вісник Центрального наукового центру Транспортної академії України. - 2000. - Вип. 3. - С. 95 – 96.
3. Карпенко В.А. Влияние условий эксплуатации и конструктивных параметров шины на ее ресурс: Дис. канд. техн наук: 05.22.10 – Харьков, 1999 – 160 с.
4. Клаус Петер Бакфиш, Дитер С. Хайнц. Новая книга о шинах. АСТ «Астрель» - 2003. – 304 с.
5. Туревский И.С. Теория автомобиля / И.С. Туревский. - М.: Высш. шк., 2005. -240 с.
6. Костенко А.В. Прогнозування показників курсової стійкості легкового автомобіля з урахуванням розкиду жорсткісних характеристик шин: дис. канд. техн. наук : 05.22.02 / А.В. Костенко. - К., 2007. - 168 с.
7. Макаров В.А. Повышение работоспособности автомобиля путем управления жесткостными характеристиками шин / В.А. Макаров, В.Н. Дугельный // Автомобильный транспорт : сб. науч. трудов. – Х. : ХГАДТУ, 2000. – С. 43 – 45.
8. Сахно В.П., Матейчик В.П., Вербицкий В.Г., Макаров В.А., Дугельний В.М. Нелінійна стійкість і біфуркації в динаміці автомобіля // Автошляховик України. Окремий випуск. Проблеми автомобільного транспорту: Збірник наукових праць. — К.: 2005. — С. 82 – 87.
9. Динамика автомобиля / [М. А. Подригало, В. М. Волков, А. А. Бобошко и др.] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.

10. Автомобили. Устойчивость: Монография / [В. Г. Вербицкий, В. П. Сахно, А. П. Кравченко, А. В. Костенко и др.]. – Луганск : Изд-во «Ноулидж», 2013. – 176 с.
11. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ / А. П. Солтус. – К. : Арістей, 2010. –155 с.
12. Руденко В.М. Математична статистика : навч. посібник / В.М. Руденко. – К. : Центр учбової літератури, 2012. – 304 с.
13. Isermann Rolf (Hrsg). Fahrdynamik-Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik / Rolf Isermann. – Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn Verlag : GWV Fachverlage GmbH, 2006. – 461 S.
14. Динамика колеса и устойчивость движения автомобиля / [У.А. Абдулгасис, А.У. Абдулгасис, Д.М. Клец, М.А. Подригало] ; под ред. У.А. Абдулгасиса. – Симферополь : ДИАЙПИ, 2010. – 208 с.
15. Теорія руху автомобіля: підручник / В.П. Волков, Г.Б. Вільський. - Суми : Університетська книга, 2010. – 320 с.
16. Самородов В. Б. Конструкції автомобілів і тракторів та їх аналіз : Навч. посіб. / В. Б. Самородов, М. Є. Сергиєнко, В. М. Краснокутський – Харків : НТУ «ХП», 2018. – 359 с.
17. Балакина Е.В. Улучшение устойчивости движения колесной машины в режиме торможения на основе предпроектного выбора параметров элементов шасси : дис. канд. тех. наук : 05.05.03 / Балакина Екатерина Викторовна. – Волгоград, – 2010. – 418 с.
18. Чижова В.С. Повышение экологической безопасности автотранспортного комплекса путем снижения загрязнения воздуха дисперсными частицами размером менее 10 мкм // Диссертация на соискание учёной степени к.т.н., М. - 2015. -148 с.