

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

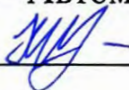
**«Поліпшення експлуатаційних показників автомобілів
структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі»
акціонерного товариства «Вінницяобленерго»
шляхом удосконалення методики комплектації шин здвоєних коліс»**

Виконав: студент 2 курсу,

групи 1АТ-22м

спеціальності

274 – Автомобільний транспорт

 Корнійчук М.Д.

Керівник: д.т.н., проф., проф. каф. АТМ

 Кашканов А.А.

« 11 » 12 2023 р.


Опонент: д.т.н., проф., зав. каф. ТАМ

 Козлов Л.Г.

« 12 » 12 2023 р.

Допущено до захисту

Завідувач кафедри АТМ

 к.т.н., доц. Цимбал С.В.

« 11 » 12 2023 р.

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Рівень вищої освіти II-й (магістерський)
Галузь знань – 27 – Транспорт
Спеціальність – 274 – Автомобільний транспорт
Освітньо-професійна програма – Автомобільний транспорт

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри АТМ
к.т.н., доцент Цимбал С.В.

« 19 »  2023 року

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Корнійчуку Миколі Дмитровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Поліпшення експлуатаційних показників автомобілів структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі» акціонерного товариства «Вінницяобленерго» шляхом удосконалення методики комплектації шин здвоєних коліс,

керівник роботи Кашканов Андрій Альбертович, д.т.н., професор,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ВНТУ від «18» вересня 2023 року № 247.

2. Строк подання студентом роботи: 04.12.2023 р.

3. Вихідні дані до роботи: Вимоги до конструкції та експлуатації автотранспортних засобів (діючі міжнародні, державні, галузеві стандарти та технічні умови заводів-виробників автомобільної техніки); законодавство України в галузі безпеки руху, охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях; структура автопарку України; район експлуатації автомобілів – Україна; досліджувані моделі АТЗ – автомобілі підприємства; об'єкт дослідження – функціонування системи «водій – автомобіль – дорога – середовище» під час руху автомобіля; похибка прогнозування досліджуваних показників не більше – 10%.

4. Зміст текстової частини:

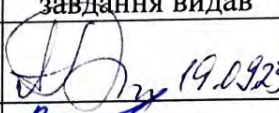
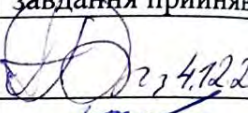
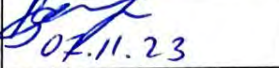
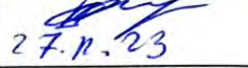


- 1 Обґрунтування розробок з поліпшення експлуатаційних показників автомобілів.
- 2 Дослідження завантаженості здвоєних шин та стійкості руху автомобіля при нерівномірності динамічних радіусів коліс.
- 3 Розробка удосконаленої методики комплектації шин здвоєних коліс.
- 4 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік ілюстративного матеріалу:

- 1-3 Тема, мета та завдання дослідження.
- 4 Зона обслуговування та предмет діяльності СО «Вінницькі міські електричні мережі»
- 5 Характеристика рухомого складу підприємства.

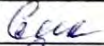
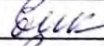
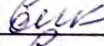
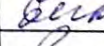

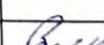
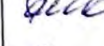

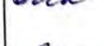
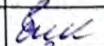
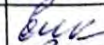
- 6 Взаємозв'язок швидкості руху АТЗ та ефективності їх роботи
- 7 Аналіз впливу нерівномірності вертикальних реакцій в контакті коліс з дорогою на стабільність експлуатаційних властивостей автомобілів.
- 8 Оцінювання розподілу вертикальних реакцій дороги між здвоєними колесами автомобілів.
- 9 Оцінювання динаміки та кінематики ведучого моста і автомобіля, при появі різниці динамічних радіусів.
- 10 Статистична оцінка нерівномірності вільних радіусів коліс.
- 11, 12 Експериментальна оцінка зміни радіусів колеса залежно від сумарного радіального навантаження шин здвоєних коліс.
- 13 Методика проведення виміру шин.
- 14 Рекомендована схема перестановки шин.
- 15 Основні наукові і практичні результати, викладені в роботі.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ/підрозділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розв'язання основної задачі	Кашканов А.А., професор кафедри АТМ	 19.09.23	 23.11.23
Визначення ефективності запропонованих рішень	Огневий В.О., доцент кафедри АТМ	 07.11.23	 27.11.23
Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	Березюк О.В., професор кафедри БЖДПБ		

7. Дата видачі завдання « 19 » вересня 2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН


№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення об'єкту та предмету дослідження	19.09-02.10.2023	
2	Аналіз відомих рішень, постановка задач	19.09-02.10.2023	
3	Обґрунтування методів досліджень	19.09-02.10.2023	
4	Розв'язання поставлених задач	03.10-20.11.2023	
5	Формування висновків по роботі, наукової новизни, практичної цінності результатів	21.11-29.11.2023	
6	Виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях»	07.11-27.11.2023	
7	Виконання розділу/підрозділу «Визначення ефективності запропонованих рішень»	07.11-27.11.2023	
8	Нормоконтроль МКР	30.11-04.12.2023	
9	Попередній захист МКР	05.12-07.12.2023	
10	Рецензування МКР	08.12-11.12.2023	
11	Захист МКР	12.12-22.12.2023	

Студент


(підпис)

Корнійчук М.Д.

Керівник роботи


(підпис)

Кашканов А.А.

АНОТАЦІЯ

УДК 629.016

Корнійчук М.Д. Поліпшення експлуатаційних показників автомобілів структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі» акціонерного товариства «Вінницяобленерго» шляхом удосконалення методики комплектації шин здвоєних коліс. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 274 – автомобільний транспорт, освітня програма – автомобільний транспорт. Вінниця: ВНТУ, 2023. 106 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 46 назв; рис.: 19; табл.: 24.

У магістерській кваліфікаційній роботі розроблено заходи з поліпшення експлуатаційних показників автомобілів структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі» акціонерного товариства «Вінницяобленерго» шляхом удосконалення методики комплектації шин здвоєних коліс. Зокрема на основі аналізу аспектів забезпечення ефективної експлуатації автотранспортних засобів обґрунтовано розробки з покращення роботи рухомого складу підприємства; досліджено завантаженість здвоєних шин та стійкість руху автомобіля при нерівномірності динамічних радіусів коліс; розроблено удосконалену методику комплектації шин здвоєних коліс, її практичну реалізацію та економічну ефективність; розроблено питання охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

Графічна частина складається з 15 плакатів із результатами досліджень.

Ключові слова: автомобіль, ефективність експлуатації, безпека руху, курсова стійкість, здвоєні колеса.

ABSTRACT

UDC 629.016

Korniychuk M.D. Improvement of operational indicators of cars of the structural unit "Vinnytsia City Electric Networks" of the joint-stock company "Vinnytsiaoblenergo" by improving the methodology of the configuration of dual-wheel tires. Master's qualification thesis on specialty 274 - road transport, educational program - road transport. Vinnytsia: VNTU, 2023. 106 p.

In Ukrainian speech Bibliography: 46 titles; Fig.: 19; tab.: 24.

In the master's qualification work, measures were developed to improve the performance indicators of cars of the structural unit "Vinnytsia City Electric Networks" of the joint-stock company "Vinnytsiaoblenergo" by improving the methodology of dual-wheel tire assembly. In particular, on the basis of the analysis of the aspects of ensuring the efficient operation of motor vehicles, the development of improvements in the operation of the rolling stock of the enterprise is substantiated; the loading of dual tires and the stability of the car's movement with uneven dynamic wheel radii were investigated; an improved method of packing dual-wheel tires, its practical implementation and economic efficiency has been developed; issues of labor protection and safety in emergency situations have been developed.

The graphic part consists of 15 posters with research results.

Key words: car, operational efficiency, traffic safety, directional stability, dual wheels.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ОБГРУНТУВАННЯ РОЗРОБОК З ПОЛІПШЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ АВТОМОБІЛІВ	7
1.1 Загальна характеристика діяльності структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі»	7
1.2 Аналіз стану існуючої виробничо-технічної бази автотранспортного підрозділу структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі»	14
1.3 Аспекти забезпечення ефективної експлуатації автотранспортних засобів	20
1.4 Аналіз впливу нерівномірності вертикальних реакцій в контакті коліс з дорогою на стабільність експлуатаційних властивостей автомобілів ..	25
1.5 Основні висновки та постановка завдань дослідження	31
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАВАНТАЖЕНОСТІ ЗДВОЄНИХ ШИН ТА СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОМОБІЛЯ ПРИ НЕРІВНОМІРНОСТІ ДИНАМІЧНИХ РАДІУСІВ КОЛІС.....	33
2.1 Оцінювання розподілу вертикальних реакцій дороги між здвоєними колесами автомобілів	33
2.2 Оцінювання динаміки та кінематики ведучого моста і автомобіля, при появі різниці динамічних радіусів	40
2.3 Оцінка впливу технологічних і динамічних факторів на зміну динамічного радіуса колеса	47
2.4 Визначення гранично допустимого співвідношення динамічних радіусів ведучих коліс лівих і правих бортів за умовою стійкості	49
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА УДОСКОНАЛЕНОЇ МЕТОДИКИ КОМПЛЕКТАЦІЇ ШИН ЗДВОЄНИХ КОЛІС	54
3.1 Експериментальна оцінка нерівномірності розподілу вертикальних реакцій між здвоєними колесами автомобіля	54

3.2 Статистична оцінка нерівномірності вільних радіусів коліс	61
3.3 Експериментальна оцінка зміни радіусів колеса залежно від сумарного радіального навантаження шин здвоєних коліс	65
3.4 Загальні підходи щодо удосконалення методики комплектації шин здвоєних коліс	75
3.5 Технологія комплектації шин ведучих здвоєних коліс	85
3.6 Розрахунок ефективності впровадження удосконаленої методики комплектації шин здвоєних коліс	87
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	91
4.1 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії	92
4.2 Технічні рішення з безпеки при проведенні поліпшення експлуатаційних показників автомобілів структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі» акціонерного товариства «Вінницяобленерго» шляхом удосконалення методики комплектації шин здвоєних коліс	97
4.3 Безпека у надзвичайних ситуаціях	98
4.4 Висновки до розділу 4	100
ВИСНОВКИ	101
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	102
ДОДАТОК А (обов'язковий). Ілюстративна частина	107
ДОДАТОК Б (обов'язковий). Протокол перевірки на плагіат	122

ВСТУП

Актуальність теми. Підвищення надійності шин та стабільності їх параметрів є одним із шляхів поліпшення експлуатаційних показників автотранспортних засобів (АТЗ) в умовах експлуатації.

Забезпечення стійкості руху АТЗ сприяє безаварійній експлуатації колісних транспортних засобів. Це значною мірою визначається технічним станом шин, стабільністю таких параметрів як динамічний (статичний) і кінематичний радіуси, які залежать від нерівномірності розмірів шин, мінливості показників радіальної жорсткості при обертанні коліс. Мінливість цих показників призводить до нестабільності розподілу вертикальних реакцій дороги між колесами однієї осі автомобіля. Особливо це проявляється на ведучих мостах АТЗ при використанні здвоєних коліс. Нерівномірність розподілу вертикального навантаження між шинами здвоєних коліс призводить до нерівномірності їх зносу, зниження їх ресурсу, зниження коефіцієнта зчеплення з дорожнім покриттям. Це створює умови для втрати стійкості руху автомобілів.

При прояві різниці динамічних радіусів коліс по бортах одного моста виникає бічне відведення автомобіля, що супроводжується його ризиканням, та може призвести до втрати стійкості руху АТЗ.

Традиційні способи комплектації шин здвоєних коліс при шиномонтажі не забезпечують належної їх працездатності в умовах експлуатації. На складених колесах із здвоєними шинами утворюються потоки паразитної потужності, які циркулюють в замкнутому та викликають додаткові втрати на тертя між рушієм і полотном дороги. Це призводить до інтенсивного зношування шин, зниження коефіцієнта зчеплення їх з дорогою, а також до втрати стійкості руху АТЗ на мокрій чи обледенілій дорозі.

Кінематична невідповідність шин виникає не лише через відмінність їх статичних чи динамічних радіусів, але і через відмінності фізико-механічних

показників гуми протектора, корду та інших елементів шини. Має вплив також ряд інших чинників виробничого і експлуатаційного характеру, які не завжди піддаються обліку. Ефективне застосування технічних засобів вимірювання та нормативів технічних параметрів можливе за наявності раціональних методів комплектації шин.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана відповідно до Закону України «Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки» № 2623-III від 05.02.2023 р.; постанови КМ України «Про схвалення Стратегії підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2024 року» від 21.10.2020 р. № 1360-р; розпорядження КМ України «Про схвалення Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року» від 30.05.2018 р. № 430-р. Дослідження з теми кваліфікаційної роботи належать до основних наукових напрямків кафедри «Автомобілі та транспортний менеджмент» у Вінницького національного технічного університету та виконувались відповідно плану науково-дослідних робіт ВНТУ на 2022-2023 рр.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є розробка заходів з поліпшення експлуатаційних показників автомобілів структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі» акціонерного товариства «Вінницяобленерго» шляхом удосконалення методики комплектації шин здвоєних коліс.

Для досягнення поставленої мети потрібно вирішити такі завдання:

- виконати обґрунтування розробок з поліпшення експлуатаційних показників автомобілів транспортного підрозділу Вінницьких міських електричних мереж;
- дослідити завантаженість здвоєних шин та стійкість руху АТЗ за нерівномірності динамічних радіусів коліс;
- розробити удосконалену методику комплектації шин здвоєних коліс;

- розробити заходи з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях;
- визначити ефективність запропонованих рішень.

Об'єкт дослідження – функціонування системи «водій – автомобіль – дорога – середовище» під час руху автомобіля.

Предмет дослідження – методи поліпшення експлуатаційних показників АТЗ на основі підвищення стабільності параметрів та надійності шин здвоєних коліс.

Методи досліджень. Методологічною основою дослідження є використання системного підходу до аналізу технічних проблем. Методи досліджень застосовані в роботі: матричний та регресійний аналізи, моделювання, імовірно-статистичний підхід.

Наукова новизна одержаних результатів.

Отримали подальший розвиток закономірності раціональної комплектації шин здвоєних коліс ведучих мостів АТЗ, які є значимими щодо забезпечення високої надійності функціонування автомобільної техніки в експлуатаційний період.

Практична значимість одержаних результатів полягає в покращенні технології підтримки належного рівня надійності та безпеки руху АТЗ в умовах експлуатації на основі впровадження удосконаленої методики комплектації шин здвоєних коліс, що враховує експлуатаційні та виробничі чинники.

Достовірність теоретичних положень кваліфікаційної роботи підтверджується чіткістю виконання поставлених задач в частині розробки теоретичних підходів, експериментальної перевірки запропонованих рішень та порівняння отриманих результатів з відомими.

Апробація результатів роботи. Деякі положення та результати роботи доповідались та обговорювались на LIII Всеукраїнській науково-технічній конференції підрозділів Вінницького національного технічного університету, яка проходить з 15 жовтня 2023 року по 22 березня 2024 року. (Вінниця: ВНТУ).

Публікації. Результати досліджень за участі автора опубліковані в [1].

РОЗДІЛ 1. ОБГРУНТУВАННЯ РОЗРОБОК З ПОЛІПШЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ АВТОМОБІЛІВ

1.1 Загальна характеристика діяльності структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі»

Структурна одиниця (СО) «Вінницькі міські електричні мережі» акціонерного товариства (АТ) «Вінницяобленерго» розташована за адресою [2]: вул. Пирогова, 174, м. Вінниця, Україна, Вінницька область, що відображено на схемі (рис. 1.1).

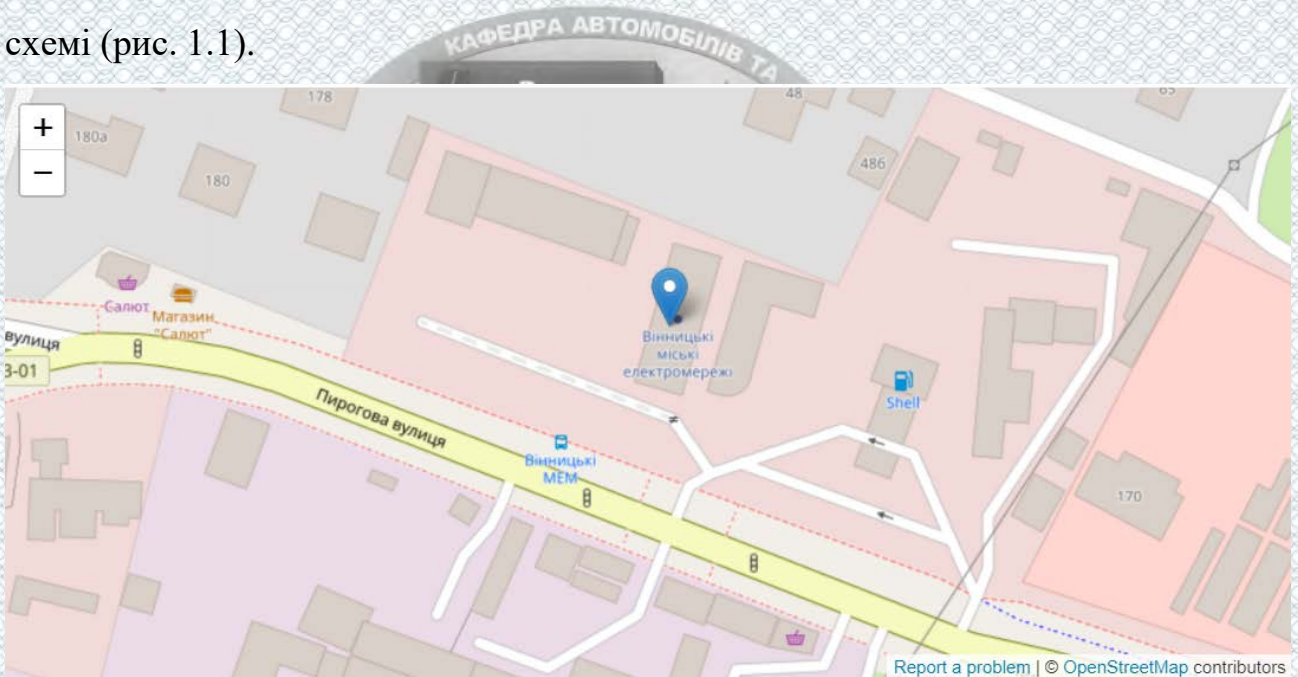


Рисунок 1.1 – Юридична адреса на карті

Зона обслуговування СО «Вінницькі міські електричні мережі» охоплює адміністративну територію міста Вінниці.

Метою і предметом діяльності СО «Вінницькі міські електричні мережі» є:

1. Одержання прибутку АТ «Вінницяобленерго» шляхом задоволення потреб споживачів електричною енергією, участь в виробничо-господарській діяльності АТ «Вінницяобленерго» по продажу, транспортуванню та розподілу

електричної енергії, надання інших послуг та виконання робіт по забезпеченню суспільних потреб споживачів електричної енергії.

2. Відповідно до мети діяльності, предметом діяльності СО «Вінницькі міські електричні мережі» є:

2.1 Передача, постачання електричної енергії.

2.2 Будівництво, монтаж, експлуатація, технічне обслуговування та ремонт електричного обладнання, систем зв'язку, автоматики та релейного захисту, вимірювальних приладів, вузлів обліку енергії.

2.3 Виконання будівельних, пусконаладжувальних та налагоджувальних робіт як для власних потреб, так і для потреб сторонніх організацій, установ, окремих громадян.

2.4 Надання транспортних послуг.

2.5 Виконання проектно-кошторисних, інженерно-вишукувальних, проектно-налагоджувальних, будівельно-монтажних робіт.

2.6 Здійснення інших видів діяльності, що не суперечать чинному законодавству та іншим діючим нормативним документам.

2.7 Види діяльності, що підлягають ліцензуванню, можуть здійснюватися лише при наявності у АТ «Вінницяобленерго» відповідної ліцензії і оформлення цієї діяльності згідно чинного законодавства.

Юридичний статус та майно СО «Вінницькі міські електричні мережі» АТ «Вінницяобленерго»:

1. СО «Вінницькі міські електричні мережі» входить до складу АТ «Вінницяобленерго», як виробничий підрозділ і підпорядковується безпосередньо дирекції АТ.

2. СО «Вінницькі міські електричні мережі» не є юридичною особою.

3. Майно СО «Вінницькі міські електричні мережі» є власністю АТ «Вінницяобленерго».

4. Рішенням АТ «Вінницяобленерго» за СО «Вінницькі міські електричні мережі» закріплюються основні засоби згідно Акту приймання–передачі (електромережі, підстанції, системи обліку та управління електрообладнанням, будівлі, споруди, транспорт та інше).

Склад і вартість основних виробничих фондів СО «Вінницькі міські електричні мережі» визначаються на основі «Приміток до річної фінансової звітності за 2022 рік» за формою №5. Дані які містяться в цих формах зводяться в таблицю 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні виробничі фонди

Групи основних засобів	Код рядка	Залишок на початок року	
		Первісна (переоцінена) вартість	знос
Земельні ділянки	100		
Будинки, споруди та передавальні пристрої	120	1227	596,0
Машини та обладнання	130		
Транспортні засоби	140	2700,8	680,6
Інструменти, прилади	150	12,0	
Інші основні засоби	180	415,0	97,0
Разом	260	4354,8	1373,6

Аналізуючи дані наведені в таблиці 1.1, можна зробити висновки про структуру основних виробничих фондів підприємства: будівлі, споруди та передавальні пристрої становлять 28,2 % від загальної вартості; транспортні засоби – 62,0 %; інструменти і прилади – 0,27 %; інші основні засоби - 9,53%.

У структурі основних виробничих фондів рухомий склад (62,0%) належить до активної частини і бере участь у наданні транспортних послуг. Решта фондів

(38,0%) призначена для технічного забезпечення перевізного процесу і утворює виробничо-технічну базу.

Аналізуючи виконані розрахунки, можна зробити наступні висновки:

- основні виробничі фонди підприємства мають значний знос (31,54%);
- придатність основних виробничих фондів підприємства становить 68,46%.

На балансі підприємства знаходиться 36 одиниць рухомого складу. Підприємство надає послуги з використанням АТЗ та спеціалізованої техніки [3], а саме:

- екскаваторів-навантажувачів;



- вантажних автомобілів вантажопідйомністю від 1-ї до 20 т;



- автокранів вантажопідйомністю від 6,3 т до 30 т;



- автовишок від 8м до 28м.



- ямобурів, глибиною буріння до 2,5 м.



Розподіл наявного рухомого складу за марками та типами такий: FORD TRUCKS 1842T – 1 од.; FORD TRUCKS 3542D DC – 1 од.; КАМАЗ-53228 – 1 од.; ЗІЛ-130, ЗІЛ-431412, ЗІЛ-431410 – 4 од.; ГАЗ-53, ГАЗ-3307, ГАЗ-3309 – 12 од.;

ГАЗ-33021, ГАЗ-3221 – 6 од.; УАЗ-3303 – 4 од.; Mitsubishi L200 – 4 од., Iveco Daily – 1 од.; Skoda Octavia – 2 од.

Аналізуючи рухомий склад СО можемо зробити такі висновки:

- легкові автомобілі становлять 17,64% загальної чисельності рухомого складу, а вантажні – 29,4%;

- 35,29% від загальної кількості автотранспортних засобів складають спеціальні автомобілі;

- 5,89% від загальної кількості складають мікроавтобуси.

Результати роботи автотранспорту за останній період, визначені за формами № 2-тр державного статистичного спостереження, наведені в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 - Основні дані про роботу автотранспорту

Показники	2020	2021	2022
1. Середньооблікова кількість автомобілів, одиниць	34	34	36
2. Автомобіледні перебування в господарстві, тис.	11,38	11,92	12,1
2. Автомобіледні в роботі, тис.	8,97	9,04	9,1
3. Час в наряді, тис. год.	93,62	93,98	94,1
4. Загальний пробіг, тис. км	643,28	643,79	644,2

Беручи за основу відомості, які містяться в таблиці 1.2, визначаються основні техніко-експлуатаційні показники роботи рухомого складу транспортного підрозділу за попередній період, враховуючи методику [4]. За період приймається календарний рік (2020, 2021, 2022).

Середній час перебування рухомого складу в наряді за добу визначається за формулою:

$$T_n^i = \frac{AG_{нар}^i}{AD_{роб}^i}, \quad (1.1)$$

де $AG_{нар}^i$ - час перебування автомобілів в наряді за i -тий період, тис. год.;

$$T_n^{20} = \frac{93,62}{8,97} = 10,4200д.; \quad T_n^{21} = \frac{93,98}{9,04} = 10,39200д.; \quad T_n^{22} = \frac{98,6}{9,1} = 10,84200д.$$

Середньодобовий пробіг одиниці рухомого складу визначається за формулою:



$$l_{cd}^i = \frac{L_{заг}^i}{AD_{роб}^i}, \quad (1.2)$$

де $L_{заг}^i$ – загальний пробіг рухомого складу за i -тий період, тис. км;

$$l_{cd}^{20} = \frac{643,28}{8,97} = 71,71км; \quad l_{cd}^{21} = \frac{643,79}{9,04} = 71,21км; \quad l_{cd}^{22} = \frac{644,2}{9,1} = 70,79км.$$

Коефіцієнт випуску автомобілів на лінію становив: в 2020 році – 0,79; в 2021 – 0,76; в 2022 – 0,75. Визначається за формулою:

$$\alpha_g^i = \frac{AD_{роб}^i}{AD_{зосп}^i}.$$

$$\alpha_g^{20} = \frac{8,97}{11,38} = 0,79; \quad \alpha_g^{21} = \frac{9,04}{11,92} = 0,76; \quad \alpha_g^{22} = \frac{9,1}{12,1} = 0,75.$$

1.2 Аналіз стану існуючої виробничо-технічної бази автотранспортного підрозділу структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі»

Виробничо-технічна база автотранспортного підрозділу розміщена на земельній ділянці площею 5100 м². Територія огорожена забором із залізобетонних плит. Виробничо-технічна база підприємства складається з одного виробничого корпусу. Корпус призначений для вантажних та легкових автомобілів, в якому знаходяться зони ТО і ПР автомобілів та дільниці.

Також на території підприємства є трьохповерховий адміністративний корпус, двохповерхова лабораторія, контрольно-пропускний пункт, склади; площадки для відкритого зберігання автомобілів загальною площею 1850 м² та бокси.

Виробничий корпус – одноповерховий, має загальну площу 481 м². Габарити споруди 37х13. Крок колон 12х12. При будівництві застосовані залізобетонні колони прямокутного перетину розмірами 500х500мм. Щоб запобігти наїзду автомобілів на колони, навколо них споруджено колесо відбійні тротуари. Під колонами знаходиться монолітний бетонний фундамент. Стіни корпусу побудовані з цегли і частково із склоблоків. Товщина стін 50 см. Висота дверей, які ведуть у виробничі приміщення – 2. м. Розмір воріт – 4х4 м. Ворота виконані двостворчатими. Гардероб, вмивальник і духова знаходяться в адміністративній будівлі.

Даний виробничий корпус включає в себе зону ТО і ПР, електротехнічну дільницю, слюсарно-механічну, агрегатну, шиномонтажну, склад інструментів та приладів. Роботи з ТО та ПР рухомого складу виконуються на 2-ох універсальних постах, які обладнані оглядовими канавами з канавним підйомником, спеціалізованим обладнанням та інструментом, один пост призначено для обслуговування легкових автомобілів, обладнаний напольним двостояковим електромеханічним підйомником. Для в'їзду, виїзду автомобілів в

зону використовуються тільки в'їзні ворота. Для робітників передбачено вхід через двері які розташовані в воротах, також є перехід між постами.

Для забезпечення виробничих корпусів водою, використовується місцева комунікаційна мережа з технічною та питною водою. Використовується електропостачання 380/220 В.

Наведемо перелік основного обладнання на дільницях виробничого корпусу.

Електротехнічна дільниця:

- стенд для очищення свічок запалювання "Іскра-1";
- регульований випрямляч для заряду АКБ "В-ОПЕ-16-24УХЛ4"
- стенд для перевірки роторів від замикання "Э-236";
- дистиллятор.

Слюсарно-механічна дільниця:

- фрезерний верстат "6720-В";
- заточний верстат "ЗС-23-300";
- станок токарно-гвинторізний 16КА20
- станок вертикально-свердлильний 2Б125.

Шиномонтажна дільниця:

- вулканізатор;

Адміністративний корпус – трьохповерхова будівля, в приміщенні якої розташовуються диспетчерська, роздягальні, душові та служба управління.

Зона стоянки без підігріву. Автомобілі розташовані під кутом 90° до осі проїзду, зі 100% незалежним виїздом.

Щільність забудови 40%, коефіцієнт озеленення 5%, коефіцієнт використання території 0.8.

Основне покриття земельної ділянки – асфальтобетон, рельєф місцевості – рівнинний.

Техніко-економічні показники (ТЕПи) призначені для виконання попередніх розрахунків при визначеності і цілеспрямованості розробки діючого підприємства, для оцінки співставлення і вибору проектних рішень.

Техніко-економічні показники містять еталонні нормативи чисельності виробничих робітників і кількість робітничих постів для ТО і ПР рухомого складу, нормативи площ виробничо-складських приміщень, площ стоянки для зберігання рухомого складу і площ території підприємства, нормативи трудомісткості ТО і ремонту автомобілів.

Стан ВТБ автотранспортного підрозділу оцінюємо за допомогою техніко-економічних показників на основі [5].

Стан ВТБ характеризується такими показниками:

- 1) кількість виробничих робітників, які приходяться на одиницю рухомого складу – $P_{роб.}$;
- 2) число постів, яке приходиться на одиницю рухомого складу – $P_{пос.}$;
- 3) площа виробничо-складських приміщень, яка приходиться на один автомобіль – $P_{в.с.}$;
- 4) площа адміністративно-побутових (допоміжних) приміщень, яка приходиться на один автомобіль – $P_{а.п.}$;
- 5) площа стоянки для автомобілів, яка приходиться на один автомобіль – $P_{ст.}$;
- 6) загальна площа території, яка приходиться на один автомобіль – $P_{тер.}$

Розрахунок техніко-економічних показників проводиться по формулі:

$$H_i = E_i \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \cdot K_7 \cdot K_8 \cdot K_9, \quad (1.3)$$

де H_i – i -тий техніко-економічний показник;

E_i – еталонні значення i -того техніко-економічного показника;

K_1 – коефіцієнт корегування, який враховує списочну кількість технологічного сумісного рухомого складу;

K_2 – коефіцієнт корегування, який враховує тип рухомого складу;

K_3 – коефіцієнт корегування, який враховує наявність причіпного складу до вантажних автомобілів;

K_4 – коефіцієнт корегування, який враховує середньодобовий пробіг одиниці рухомого складу;

K_5 – коефіцієнт корегування, який враховує умови зберігання рухомого складу;

K_6 – коефіцієнт корегування, який враховує категорію умов експлуатації рухомого складу;

K_7 – коефіцієнт корегування, який враховує природно-кліматичний район експлуатації рухомого складу;

Порівняння нормативних і існуючих технічно-економічних показників показано в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 - Порівняння нормативних і фактичних значень ТЕП

Назва показника	Одиниці вимірювання	Фактичні	Нормативні
Число виробничих робітників	чол.	0,15	0,327
Кількість робочих постів	одиниць	0,091	0,180
Площа виробничо-складських приміщень	м ²	18,38	17,91
Площа допоміжних приміщень	м ²	14,06	13,95
Площа стоянки	м ²	54,41	38,76
Площа території	м ²	203,52	197,24

Результати аналізу:

а) чисельність виробничих робітників менше нормативного значення, що пов'язано з плинністю кадрів, обумовлених низьким рівнем заробітної плати;

б) площі виробничо-складських і допоміжних приміщень більші нормативних значень;

б) число постів зони ТО і ПР автотранспортного підрозділу менше нормативних показників, що говорить про низький рівень механізації і автоматизації технологічних процесів виробництва;

г) площі стоянки автомобілів дозволяють доцільне розміщення, а площа території транспортного підрозділу дозволяє розмістити і в перспективі експлуатувати більше автомобілів.

Комплексну оцінку стану ВТБ виконуємо за такими напрямками: характеристика виробничих приміщень, стан технологічного устаткування, характеристика рівня технології ТО і ПР, рівень організації та управління виробництвом.

Організаційно-технічний рівень ВТБ характеризують такі показники:

1) Фондооснащеність рухомого складу, грн. на один АТЗ:

$$\Phi_o = \frac{\Phi_{o.v.} - \Phi_{т.з.}}{A_c} \quad (1.4)$$

де $\Phi_{o.v.}$ – вартість ОВФ, грн.;

$\Phi_{т.з.}$ – вартість транспортних засобів, грн.;

A_c – спискова кількість рухомого складу, одиниць.

$$\Phi_o = \frac{4354,8 - 1373,8}{34} = 87,7 \text{ грн/авт.}$$

2) Фондоозброєність ремонтних робітників, грн./чол.:

$$\Phi O = \frac{\Phi_{ВТБ}}{P_{pp}}, \quad (1.5)$$

де P_{pp} – чисельність основних і допоміжних ремонтних робітників;

$$\Phi O = \frac{4354,8}{6} = 725,8 \text{ грн./чол.}$$

3) Механоозброєність праці на ТО і ПР автомобілів, грн./чол.:

$$MO = \frac{\Phi_a}{P_{pp}}, \quad (1.6)$$

де Φ_a – вартість активної частини $\Phi_{o.v.}$ ВТБ, грн.;



$$MO = \frac{186,9}{6} = 31,15 \text{ грн./чол}$$

4) Продуктивність праці ремонтних робітників, тис.км/чол.:

$$P_{pp} = \frac{L_{заг}}{P_{pp}}, \quad (1.7)$$

$$P_{pp} = \frac{644,2}{6} = 107,4 \text{ тис.км/чол.}$$

Аналіз стану ВТБ показує, що:

- зони і ділянки укомплектовані устаткуванням на 47–75% від нормативу.

Частина устаткування є фізично спрацьованим і морально застарілим, воно підлягає оновленню.

- підприємство має недостатній рівень фондооснащеності.

Таким чином доцільно на підприємстві розробити комплекс заходів з поліпшення експлуатаційних показників автомобілів СО «Вінницькі міські електричні мережі» АТ «Вінницяобленерго».

Розглянемо умови, в яких працюють автомобілі підприємства: кількість робочих днів на рік – 305, категорія умов експлуатації - II, тип дорожнього покриття - бітумомінеральні суміші (D_2), тип рельєфу місцевості - слабогорбковий (P_2), кліматичний район - помірно-теплий, помірно-вологий.

Рухомий склад автотранспортного підрозділу досить специфічний. Це пов'язано з основними напрямками функціонування автотранспортного підрозділу – обслуговуванням як самого підприємства, так і надання послуг приватним власникам та іншим суб'єктам підприємницької діяльності.

ТО-1, ТО-2, автомобілі проходять за графіком через визначені пробіги. При цьому виконується дрібний супутній ремонт. Поточний ремонт проводиться по необхідності (за заявками).

Оборотний фонд створюється і підтримується за рахунок надходження нових чи відремонтованих агрегатів, у тому числі й зі списаних автомобілів.

Після проведення відповідних видів обслуговування і поточного ремонту автомобілі направляються на стоянку.

1.3 Аспекти забезпечення ефективної експлуатації автотранспортних засобів

Забезпечення безпечної експлуатації автомобільної техніки є актуальною проблемою для багатьох країн світу взагалі та України зокрема [6, 7]. За результатами 2022 року в Україні трапилось понад 18 тисяч дорожньо-транспортних пригод (ДТП) із потерпілими, при цьому найпоширенішими ДТП за минулий рік були зіткнення транспортних засобів (39,7%), наїзд на пішохода (28,4%) та наїзд на перешкоду (13,3%) [8]. За добу в ДТП в середньому 64 людини отримують травми та гине щонайменше 8 людей, і це при тому, що дані

за 2022 рік охоплюють лише території, де не було активних бойових дій чи окупації. Отже, перед Україною постає цілий комплекс завдань, спрямованих на підвищення безпеки руху (БР).

Обґрунтування потреби у створенні нових конструкцій автотранспортних засобів (АТЗ) та прогнозування їх розвитку, оцінення ефективності використання існуючих АТЗ та їх технічного обслуговування, вибір альтернативних АТЗ та інші подібні операції здійснюються на основі аналізу комплексу критеріїв експлуатаційних якостей. Основоположник теорії автомобіля Є. О. Чудаков [9] запропонував 13 категорій якості автомобіля: надійність, економічність, динамічність, прохідність, стійкість, легкість керування, м'якість ходу, простота обслуговування, місткість заправки, запас ходу, використання габаритних розмірів та маневреність у конкретних умовах. Крім цих, заслуговують на увагу: адаптивність до зовнішнього середовища, довговічність, технологічність технічного обслуговування, екологічність тощо.

Ефективність використання автомобільного транспорту на перевезеннях різного призначення насамперед залежить від технічної готовності АТЗ та відповідності параметрів функціонування автомобіля вимогам безпеки руху за ефективністю гальмування, технічним станом рульового керування, шин, освітлення, сигналізації, станом відпрацьованих газів. Своєчасне виявлення несправностей та їх усунення силами і засобами автотранспортних підприємств дозволяє істотно підвищити технічну швидкість руху АТЗ, що безпосередньо збільшує їх продуктивність та є запорукою зниження собівартості перевезень (рис. 1.2). В свою чергу, несвоєчасне виявлення несправностей і незадовільне технічне обслуговування АТЗ спричиняють не тільки значні матеріальні втрати, але і підвищену небезпеку виникнення ДТП [10]. З рисунку 1.2 видно що, швидкість руху є основним чинником, що впливає на безпеку дорожнього руху, залежить від умов експлуатації і динамічних якостей автомобіля. Швидкість руху чинить вирішальний вплив на основні і додаткові показники ефективності роботи.

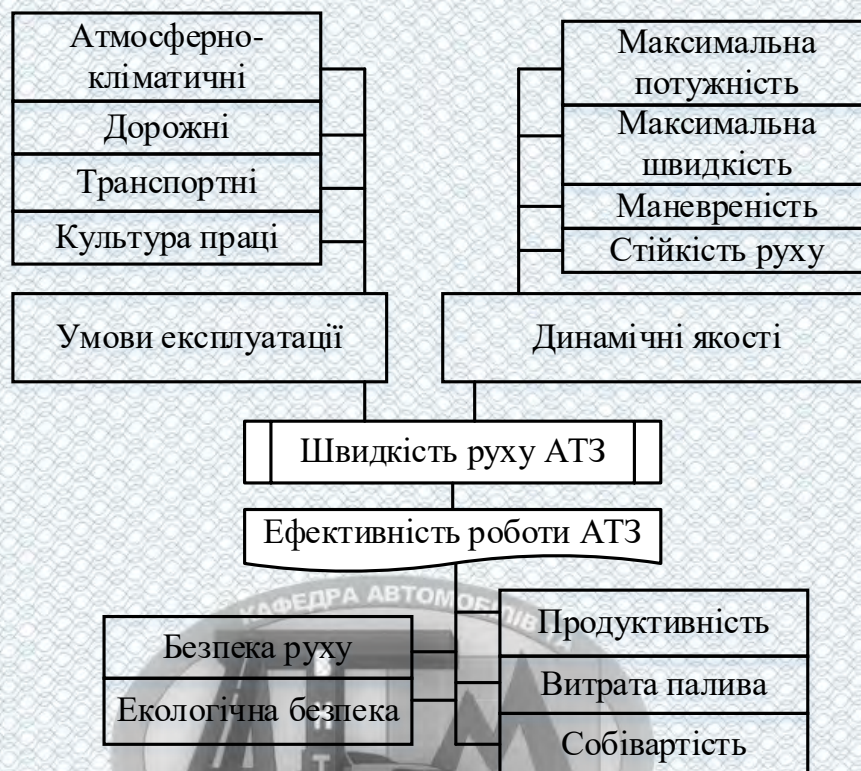


Рисунок 1.2 – Взаємозв'язок швидкості руху АТЗ та ефективності їх роботи

У наш час виразно сформувалася група експлуатаційно-технічних якостей, що є безпосереднім об'єктом аналізу в теорії АТЗ [11]. Найважливіші категорії якості та властивості наведені у табл. 1.4. Залежно від зміни умов і початкових показників АТЗ його працездатність і пробіг до граничного стану змінюються в широких межах. Тому підвищення експлуатаційної надійності АТЗ, зниження витрат на технічне обслуговування і ремонт, забезпечення БР є важливими практичними задачами.

Розширення обсягів та сфери застосування АТЗ підвищує ймовірність збільшення людських та матеріальних втрат, спричинених аварійністю на дорогах. За інформацією Міністерства розвитку громад, територій та інфраструктури України на даний час автомобільна транспортна система України налічує біля 11,4 млн. транспортних засобів, у тому числі: близько 8,8 млн. легкових автомобілів, 270 тис. автобусів, 1,4 млн. вантажних автомобілів,

понад 900 тис. од. мототранспорту [12]. Термін служби АТЗ в середньому розрахований на 8-10 років експлуатації. Згідно з даними статистики середній вік автомобільного парку України становить понад 20 років і має тенденцію до збільшення.

Таблиця 1.4 – Категорії якості та експлуатаційні властивості АТЗ

Категорія якості АТЗ	Властивості АТЗ	Ефект, забезпечений АТЗ
1	2	3
Вантажопідйомність	Переміщення фізичних об'єктів	Транспортна робота. Заміна альтернативних транспортних засобів
Використання власної маси	Матеріаломісткість конструкції	Зниження собівартості транспортної роботи
Динамічність: швидкість, прохідність, прискорення-сповільнення, гальмування	Зміна кількості руху шлях	Транспортна продуктивність. Заміна альтернативних транспортних засобів
Екологічність	Виконання транспортної роботи без шкідливого впливу на навколишнє середовище	Нешкідливість для навколишнього середовища
Керованість	Зміна напрямку руху згідно з заданим сигналом	Забезпечення заданого курсу та швидкості руху
Маневреність	Зміна свого положення за часом	Виконання транспортної роботи в складних дорожніх умовах

Продовження табл. 1.4

1	2	3
Паливна економічність	Використання енергії паливних речовин	Автономність руху. Собівартість транспортної роботи
Пасивна безпека	Відсутність потенційно небезпечних геометричних форм та матеріалів	Нешкідливість для людей в екстремальних умовах руху
Плавність руху	Рух по нерівній поверхні у заданому діапазоні коливань	Виконання транспортної роботи в складних дорожніх умовах. Нешкідливість для людей та вантажів. Швидкість
Стійкість	Зберігання свого положення в просторі незалежно від умов руху	Виконання транспортної роботи в складних дорожніх умовах. Нешкідливість для людей та вантажів

Старіння автомобіля супроводжується порушенням його працездатності – виникненням відмов і несправностей. Аналіз ДТП спричинених відмовами і несправностями АТЗ (табл. 1.5) показує, що їх переважна більшість (близько 90%) спостерігається в таких елементах як гальмівна система, рульове керування, шини, прилади освітлення і сигналізації, ходова частина. Згідно з вимогами Правил дорожнього руху України [13], забороняється експлуатація АТЗ з несправностями, що впливають на безпеку дорожнього руху, а саме з несправностями гальмівної системи, рульового керування, зовнішніх світлових

приладів, склоочисників і склоомивачів вітрового скла, коліс і шин, двигуна, інших елементів конструкції.

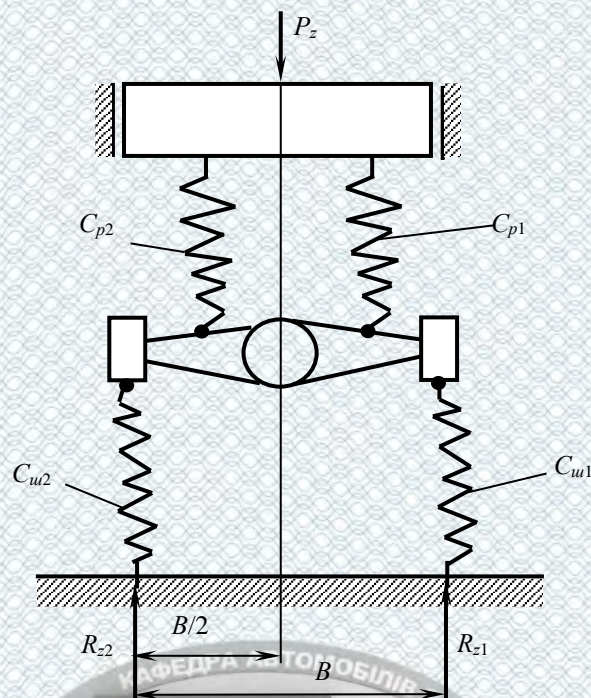
Таблиця 1.5 – Розподіл ДТП за видами технічних несправностей ТЗ [14]

Несправність	Кількість ДТП, %
Гальмівна система	31.8
Рульове керування	13.6
Шини	14.3
Прилади освітлення і сигналізації	20.2
Інші	20.1

Розв'язання проблеми ефективної експлуатації автомобілів та підвищення безпеки руху слід здійснювати із застосуванням системного підходу, впровадженням сучасних вимог і технологій, які системно охоплюють усі ключові аспекти безпеки дорожнього руху: поведінку людини, дорожню інфраструктуру, безпеку конструкцій АТЗ, і одночасно розглядаються на етапі запобігання аварії, під час аварії та після неї відповідно до загальноприйнятих у світі підходів.

1.4 Аналіз впливу нерівномірності вертикальних реакцій в контакті коліс з дорогою на стабільність експлуатаційних властивостей автомобілів

Погрішності виготовлення деталей і нестабільних жорсткісних характеристик пружних елементів підвіски і шин спричиняють нерівномірний розподіл вертикальних реакцій між колесами однієї осі автомобіля. Якщо знехтувати крутильною податливістю рами автомобіля, тобто приймати її абсолютно жорсткою, то розрахункова схема навантаження осі матиме вигляд, представлений на рис. 1.3 [11, 15, 16].



C_{p1}, C_{p2} – жорсткість ресор; C_{u1}, C_{u2} – жорсткість шин;
 P_z – вертикальне навантаження на вісь

Рисунок 1.3 – Розрахункова схема навантаження осі автомобіля

З умови, спільності деформації отримаємо рівняння

$$R_{z1} + R_{z2} = P_z = c_1 x_1 + c_2 (x_1 - \Delta x), \quad (1.8)$$

де R_{z1}, R_{z2} – вертикальні реакції на 1 (лівому) і 2 (правому) колесах;

c_1, c_2 – приведені жорсткості (з урахуванням жорсткості шин) підвісок лівого і правого коліс;

x_1 – сумарний прогин підвіски 1-го колеса (сума прогинів ресори і радіальної деформації шини);

Δx – різниця сумарних прогинів підвісок 1-го і 2-го коліс (в припущенні, що $x_1 > x_2$);

x_2 – сумарний прогин підвіски 2-го колеса.

Очевидно, що

$$C_{p1} \cdot x_{p1} = C_{u1} \cdot x_{u1} = R_{z1}; \quad (1.9)$$

$$C_{p2} \cdot x_{p2} = C_{u2} \cdot x_{u2} = R_{z2}, \quad (1.10)$$

де C_{p1}, C_{p2} – жорсткості ресор;

C_{u1}, C_{u2} – радіальні жорсткості шин;

x_{p1}, x_{p2} – прогини ресор;

x_{u1}, x_{u2} – радіальні деформації шин.

Виражаючи параметри другого колеса через параметри першого, отримаємо:



$$C_{u2} = C_{u1} + \Delta C_u; \quad (1.11)$$

$$C_{p2} = C_{p1} + \Delta C_p; \quad (1.12)$$

$$x_{p2} = x_{p1} + \Delta x_p; \quad (1.13)$$

$$x_{u2} = x_{u1} + \Delta x_u. \quad (1.14)$$

З урахуванням (1.11), (1.12), (1.13), (1.14) визначимо вертикальну реакцію на першому колесі:

$$R_{z1} = P_z - \frac{x_{u1} + x_{p1} + \Delta x_u + \Delta x_p}{C_{p1} + C_{u1} + \Delta C_u + \Delta C_p} (C_{u1} + \Delta C_u) \cdot (C_{p1} + \Delta C_p). \quad (1.15)$$

Відносна величина вертикальної реакції на 1-му колесі

$$\frac{R_{z1}}{P_z} = 1 - \frac{1}{1 + \frac{\Delta C_{u1} + \Delta C_{p1}}{C_{u1} + C_{p1}}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\Delta x_{u1} + \Delta x_{p1}}{x_{u1} + x_{p1}} \cdot \left(1 + \frac{\Delta C_{u1}}{C_{u1}}\right) \left(1 + \frac{\Delta C_{p1}}{C_{p1}}\right)}. \quad (1.16)$$

Таким чином, при $\Delta C_{u1}=0$, $\Delta C_{p1}=0$, $\Delta x_{u1}=0$, $\Delta x_{p1}=0$ ми отримаємо $\frac{R_{z1}}{P_z} = 0,5$.

Різниця параметрів підвіски лівого і правого коліс, обумовлена як погрішностями виготовлення, так і змінами в процесі експлуатації, призводить до появи різниці вертикальних реакцій на колесах однієї осі. Це відбувається навіть при симетричному вертикальному навантаженні P_z відносно точок дотику коліс з дорогою, проявляючи функціональну нестабільність підвіски машини. Явище нерівномірності розподілу вертикальних реакцій між колесами однієї осі робить вплив на ряд експлуатаційних властивостей машини.

Величина вертикального навантаження на шину є найбільш важливим чинником, що визначає її довговічність. При підборі шин для знову проєктованого автомобіля приймається, що розподіл навантаження між лівими і правими колесами однаковий. Проте, навіть при знаходженні центру мас автомобіля строго в його подовжній площині симетрії, можлива нерівність вертикальних реакцій на лівому і правому колесах однієї осі. Це обумовлено статичною невизначеністю чотириколісного автомобіля як просторової конструкції, що має чотири опори (зв'язки) і, відповідно, чотири вертикальні реакції зв'язку.

Найбільшу вірогідність рівного розподілу вертикальних реакцій між колесами однієї осі мають автомобілі із зміщенням до передньої або задньої осей центром мас. Найменшу вірогідність рівного розподілу вертикальних реакцій - автомобілі з центром мас, розташованим посередині між осями. Вірогідність рівномірного розподілу вертикальних реакцій між колесами однієї осі зростає із

зміщенням центру мас автомобіля до передньої або задньої осей. Найменша вірогідність рівного розподілу вертикальних реакцій при $\frac{b}{L} = 0,5$. Якщо при $\frac{b}{L} = 0,1$ ця вірогідність складає приблизно 0,4, то при $\frac{b}{L} = 0,5$ вона рівна 0,1 [11, 15, 16].

Нерівність вертикальних реакцій на колесах однієї осі призводить до нерівності граничних сил по зчепленню і, відповідно, моментів по зчепленню на півосях. Колесо, що знаходиться в гірших умовах по зчепленню, починає буксувати. При цьому зменшується крутний момент на колесі, що знаходиться в кращих умовах по зчепленню, і кутова швидкість останнього стає менше, ніж кутова швидкість корпусу диференціала, що призводить до зменшення швидкості автомобіля.

Нерівномірність розподілу вертикальних реакцій між колесами однієї осі робить вплив не лише на погіршення динамічних властивостей колісних машин, але також на їх стійкість і керованість.

Якщо в тяговому режимі руху колісних машин міжколісний диференціал не допускає отримання різниці дотичних сил по бортах, то в гальмівному режимі при різночасному блокуванні коліс виникає повертаючий момент, здатний привести до втрати стійкості і керованості.

Наявність нерівного навантаження на колеса керованого моста автомобіля призводить до появи різниці дотичних реакцій на цих колесах, що впливає на рульовий привід. Це може призводити до бічного відведення і необхідності постійної корекції водієм напрямку руху машини.

Нерівномірність вертикальних реакцій на колесах і викликана нею відмінність в кінематичному стані коліс однієї осі призводить до зміни коефіцієнта опору бічному відведенню шин.

При цьому автомобіль, що має нейтральну або недостатню повертальність, може отримати надлишкову повертальність. Це супроводжується зниженням

критичної по відведенню швидкості руху і призводить до втрати стійкості автомобіля. Це явище особливе небезпечно для легкових автомобілів, що мають центр мас, розташований на рівній відстані від передньої і задньої осей. Такі автомобілі мають, як правило, нейтральну поворотальність і одночасно, найбільше розсіювання значень вертикальних реакцій на колесах.

Аналіз стійкості керування рухом автомобіля на повороті дозволив авторам відомих досліджень [15-19] визначити критичну по відведенню швидкість руху

$$V_{кр} = \sqrt{\frac{gL}{\frac{G_{II}}{K_{y6II}} - \frac{G_I}{K_{y6I}}}}, \quad (1.14)$$

де G_I, G_{II} – статичне навантаження на передню і задню осі автомобіля;

K_{y6I}, K_{y6II} – коефіцієнти опору бічному відведенню передньої і задньої осей автомобіля.

Коефіцієнти опору бічному відведенню є величинами, залежними від цілого ряду чинників, до яких відносяться: вертикальні реакції на колесах; дотичні реакції на колесах; кути відведення; розподіл бічних реакцій між колесами однієї осі, обумовлений різним їх кінематичним станом (відмінністю у відносному проковзуванні при буксуванні).

Найбільш небезпечним випадком є зменшення коефіцієнта опору бічному відведенню задньої осі, що супроводжується збільшенням кута відведення задньої осі і зниженням критичної швидкості руху.

Нерівномірність вертикальних реакцій на колесах автомобіля не викликає появи повертаючого моменту при гальмуванні з усіма заблокованими колесами. В цьому випадку повертаючий момент, що виникає на одній осі, повністю компенсується рівним, але протилежно спрямованим повертаючим моментом на іншій осі. Небезпеку представляє випадок гальмування із вже заблокованими

колесами на одній осі і ще не заблокованими колесами іншої. Повертаючий момент може виникнути також при виході з ладу контура гальмівного приводу передніх або задніх коліс у разі осьової схеми їх розподілу [19, 20].

Найбільш небезпечним є випадок гальмування автомобіля із заблокованими задніми колесами і незаблокованими передніми колесами [21].

1.5 Основні висновки та постановка завдань дослідження

Одним з шляхів поліпшення експлуатаційних показників автомобілів і автомобільного транспорту в цілому є вдосконалення експлуатаційних заходів, спрямованих на підвищення надійності шин і стабільності їх параметрів [20, 22].

Стійкість руху є однією з найбільш важливих експлуатаційних властивостей автомобілів, що впливають на безпеку руху. Вказана властивість значною мірою визначається технічним станом шин, стабільністю таких параметрів як динамічний (статичний) і кінематичний радіуси, залежних від різнорозмірності шин, їх неоднорідності, мінливості показників радіальної жорсткості при обертанні коліс. Мінливість цих показників призводить до нестабільності розподілу вертикальних реакцій дороги між колесами однієї осі автомобіля. Особливо це проявляється на провідних мостах автомобілів при використанні здвоєних коліс. Нерівномірність розподілу вертикального навантаження між шинами здвоєних коліс призводить до нерівномірності їх зносу, зниженню ресурсу і, кінець кінцем, до зниження коефіцієнта зчеплення. Це створює умови для втрати стійкості руху автомобілів [23-25].

При прояві різниці динамічних радіусів на лівому і правому одинарних колесах одного моста виникає бічне відведення автомобіля, що супроводжується його ризиканням, що також може привести до втрати стійкості.

Рівень розвитку науки і техніки в Україні дозволяє розробити вимоги до конструкції шин, методик оцінки їх технічного стану і контролю в експлуатації, що забезпечує високий рівень експлуатаційних властивостей автомобілів.

Традиційні способи комплектації шин (у тому числі здвоєних) при шиномонтажі не забезпечують в експлуатації необхідної працездатності. На складених колесах із здвоєними шинами утворюються потоки паразитної потужності, циркулюючи в замкнутому контурі і такі, що викликають додаткові втрати на тертя між рушієм і полотном дороги. Це призводить до інтенсивного зношування шин, зниження коефіцієнта зчеплення їх з дорогою, а також до втрати стійкості руху автомобіля на мокрій і, особливо, дорозі, що обледеніла.

Кінематична невідповідність шин виникає не лише через відмінності їх статичних (динамічних) радіусів, але і через відмінності фізико-механічних показників гуми протектора, корду і інших елементів шини, а також ряду інших чинників виробничого і експлуатаційного характеру, що не завжди піддаються обліку. Ефективне застосування технічних засобів виміру, стендів і жорстко нормованих параметрів можливо за наявності раціональних методів комплектації шин, у тому числі і здвоєних шин, що встановлюються на складених колесах.

Аналіз показників ВТБ та діяльності СО «Вінницькі міські електричні мережі» АТ «Вінницяобленерго» показує наявність необхідних ресурсів для проведення запланованих наукових досліджень та підтверджує обґрунтованість вибору цього підприємства в якості базового.

На основі проведеного науково-технічного та техніко-економічного обґрунтування розробок, аналізу літературних джерел в подальшому в магістерській кваліфікаційній роботі слід розв'язати наступні задачі:

- дослідити завантаженість здвоєних шин та стійкість руху АТЗ за нерівномірності динамічних радіусів коліс;
- розробити удосконалену методику комплектації шин здвоєних коліс;
- розробити удосконалену методику комплектації шин здвоєних коліс;
- розробити заходи з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях;
- визначити ефективність запропонованих рішень.

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАВАНТАЖЕНОСТІ ЗДВОСНИХ ШИН ТА СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОМОБІЛЯ ПРИ НЕРІВНОМІРНОСТІ ДИНАМІЧНИХ РАДІУСІВ КОЛІС

2.1 Оцінювання розподілу вертикальних реакцій дороги між здвосними колесами автомобілів

Встановлення здвоєних шин на задніх колесах є вимушеною мірою, яка забезпечує потрібну вантажопідйомність автомобіля. Вантажні автомобілі в навантаженому стані мають наблизений до задньої осі центр мас, що приводить до нерівномірності вертикальних реакцій на передніх і задніх колесах. Тому здвоєні шини на задніх ведучих мостах забезпечують можливість застосування однакових шин на всіх колесах вантажного автомобіля. Однак застосування здвоєних шин має негативні наслідки, одним з яких є нерівномірне навантаження коліс, що визвано різними значеннями їх динамічних радіусів і деформаціями елементів ходової частини автомобіля.

Схема динамічного навантаження у вертикальній площині ведучого моста автомобіля зі здвосними шинами представлена на рис. 2.1. Рівняння рівноваги моста у вертикальній площині при відсутності бокових сил мають такий вид

$$\begin{cases} P_{zi} - R'_{zi1} - R'_{zi2} - R''_{zi1} - R''_{zi2} = 0, & (2.1) \\ R'_{zi2} \left(\frac{B+D}{2} + \ell \right) + R'_{zi1} \left(\frac{B-D}{2} + \ell \right) - R''_{zi1} \left(\frac{B-D}{2} - \ell \right) - R''_{zi2} \left(\frac{B+D}{2} - \ell \right) = 0, & (2.2) \end{cases}$$

де R'_{zi2} , R''_{zi2} – вертикальні реакції дороги на зовнішніх колесах i -го ведучого моста;

P_{zi} - вертикальне навантаження на i -ий ведучий міст;

R'_{zi1}, R''_{zi1} – вертикальні реакції на внутрішніх колесах ведучого моста;

l – зміщення вертикального навантаження P_{zi} відносно поздовжньої осі симетрії автомобіля;

B – колія ведучого моста (задньої осі автомобіля);

D – відстань між площинами симетрії шин суміжних здвоєних коліс.

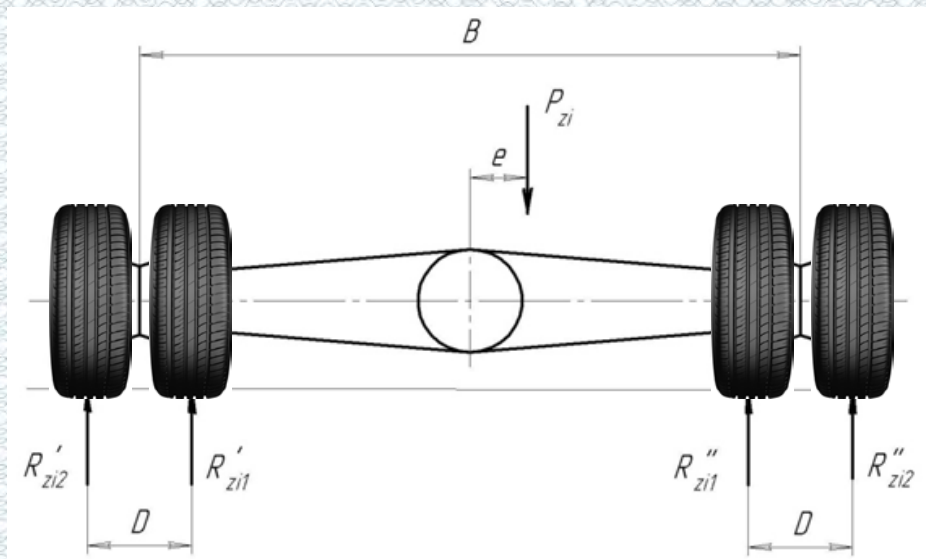


Рисунок 2.1 – Схема навантаження ведучого моста автомобіля зі здвоєними колесами у вертикальній площині

Система рівнянь (2.1) і (2.2) має чотири невідомих вертикальних реакції дороги. Для розкриття статичної невизначеності необхідні ще два рівняння, які включають вказані невідомі. Одним з таких рівнянь повинно бути рівняння сумісності вертикальних (радіальних) деформацій шин, хоча при складанні вказаного рівняння система зостанеться статично невизначеною. Тому для рішення поставленої задачі скористаємось імовірнісним методом, запропонованим в роботі [16] для визначення вертикальних реакцій на колесах багатівісних автомобілів.

Метод побудовано на визначенні розподілу вертикальних реакцій тільки між двома колесами. На решті коліс приймається рівність нулю заданих реакцій.

В цьому випадку система стає статично визначеною. Розглядаючи різні варіанти попарного навантаження коліс різних бортів (фактично виконуючи імітаційне моделювання), отримують деяку множину значень вертикальних реакцій. Вважаючи, що ці значення реакцій є граничними в ймовірнісному розподілі, і приймаючи усічений нормальний закон вказаного розподілу, відомими методами математичної статистики заходять оцінки математичного очікування і середнього квадратичного відхилення вертикальних реакцій дороги на колесах.

У випадку, що розглядається можливі чотири варіанта навантаження (див. рис. 2.1):

- навантажені тільки два зовнішніх колеса обох бортів (на решті коліс вертикальні реакції дорівнюють нулю);
- навантажені тільки два внутрішніх колеса обох бортів;
- навантажені ліве зовнішнє і праве внутрішнє колеса;
- навантажені ліве внутрішнє і праве зовнішнє колеса.

Рішаючи сумісно рівняння (2.1) і (2.2), отримаємо

$$R'_{zi1} + R'_{zi2} = P_{zi} \left(\frac{1}{2} - \frac{\ell}{B} \right) - \frac{D}{2B} (\Delta R'_{zi} - \Delta R''_{zi}); \quad (2.3)$$

$$R''_{zi1} + R''_{zi2} = P_{zi} \left(\frac{1}{2} + \frac{\ell}{B} \right) + \frac{D}{2B} (\Delta R'_{zi} - \Delta R''_{zi}), \quad (2.4)$$

де $\Delta R'_{zi}$, $\Delta R''_{zi}$ – різниця вертикальних реакцій між здвоєними колесами лівого і правого бортів відповідно (див. рис. 2.1),

В результаті розгляду вказаних вище можливих граничних варіантів навантаженості коліс отримані залежності для визначення вертикальних реакцій опор на різних колесах ведучого моста представлені в таблиці 2.1.

Для визначення характеристик випадкових величин, які підлягають нормальному закону, необхідно для кожного колеса визначити максимальні і мінімальні значення вертикальних реакцій. Для всіх коліс мінімальні значення вертикальних реакцій дорівнюють нулю. Максимальні значення вказаних величин можна визначити при проведенні їх порівняльного аналізу.

Таблиця 2.1 – Вертикальні реакції на здвоєних колесах ведучого моста при різних варіантах навантаження

Варіант навантаження	R'_{zi2}	R'_{zi1}	R''_{zi1}	R''_{zi2}
1	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} - \frac{\ell}{B+D} \right)$	O	O	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} + \frac{\ell}{B+D} \right)$
2	O	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} - \frac{\ell}{B-D} \right)$	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} + \frac{\ell}{B-D} \right)$	O
3	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} - \frac{D/2+\ell}{B} \right)$	O	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} + \frac{D/2+\ell}{B} \right)$	O
4	O	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} + \frac{D/2-\ell}{B} \right)$	O	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} - \frac{D/2-\ell}{B} \right)$
$R_{z \max}$	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} - \frac{\ell}{B+D} \right)$	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} + \frac{D/2-\ell}{B} \right)$	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} + \frac{D/2+\ell}{B} \right)$	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} + \frac{\ell}{B+D} \right)$
\bar{R}_z	$P_{zi} \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} - \frac{\ell}{B+D} \right)$	$P_{zi} \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{D/2-\ell}{B} \right)$	$P_{zi} \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{D/2+\ell}{B} \right)$	$P_{zi} \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{\ell}{B+D} \right)$
σ_{R_z}	$P_{zi} \frac{1}{6} \left(\frac{1}{2} - \frac{\ell}{B+D} \right)$	$P_{zi} \frac{1}{6} \left(\frac{1}{2} + \frac{D/2-\ell}{B} \right)$	$P_{zi} \frac{1}{6} \left(\frac{1}{2} + \frac{D/2+\ell}{B} \right)$	$P_{zi} \frac{1}{6} \left(\frac{1}{2} + \frac{\ell}{B+D} \right)$

Оцінку математичного сподівання і середньоквадратичного відхилення величини вертикальних реакцій дороги на колесах при нормальному законі розподілу визначаємо з використанням таких залежностей

$$\bar{R}_{zi} = \frac{R_{zi \max}}{2}; \quad (2.5)$$

$$\sigma_{R_z} = \frac{R_{z \max}}{6}. \quad (2.6)$$

Залежності для визначення \bar{R}_z і σ_{R_z} , відповідні вертикальним реакціям для кожного колеса, приведені в таблиці 2.1.

Визначимо різницю середніх значень вертикальних реакцій на колесах

$$\Delta \bar{R}'_{zi} = \bar{R}'_{zi2} - \bar{R}'_{zi1} = -P_{zi} \frac{D}{2B} \left(\frac{1}{2} - \frac{\ell}{B+D} \right); \quad (2.7)$$

$$\Delta \bar{R}''_{zi} = \bar{R}''_{zi2} - \bar{R}''_{zi1} = -P_{zi} \frac{D}{2B} \left(\frac{1}{2} + \frac{\ell}{B+D} \right). \quad (2.8)$$

Аналізуючи вирази (2.7) та (2.8), можна зробити висновок про те, що найбільш вірогідним є факт того, що внутрішні колеса ведучого моста матимуть більші значення вертикальних реакцій, чим зовнішні колеса.

Проведемо оцінку погрешностей визначення вертикальних реакцій дороги на здвоєні колеса ведучих мостів. Якщо прийняти, що вертикальні реакції на колесах дорівнюють оцінкам їх математичного очікування (середнього значення), то рівняння (2.1) можна записати у виді

$$P_{zi} = \bar{R}'_{zi1} - \bar{R}'_{zi2} - \bar{R}''_{zi1} - \bar{R}''_{zi2}. \quad (2.9)$$

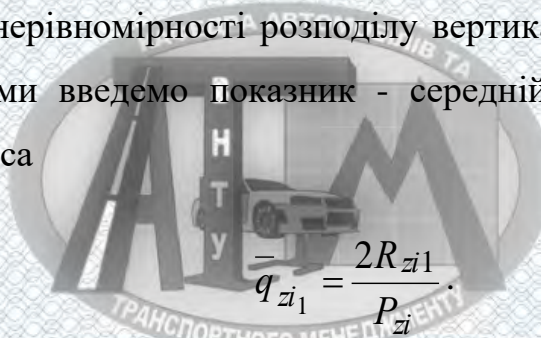
Підставляючи в рівняння (2.9) вирази для \bar{R}'_{zi1} ; \bar{R}'_{zi2} ; \bar{R}''_{zi1} ; \bar{R}''_{zi2} з таблиці 2.1, отримаємо після перетворень нерівність лівої і правої частин

$$P_{zi} < P_{zi} \left(\ell + \frac{D}{2B} \right). \quad (2.10)$$

З нерівності (2.10) видно, що похибка визначення вертикальних реакцій складає величину $\Delta_{R1} = \frac{D}{2B}$. Оскільки $B \gg D$, то можна зробити висновок про те, що похибка методу невелика.

Таким чином, похибка визначення вертикальних реакцій дороги на колеса ведучого моста із здвоєними шинами при використанні вертикального методу незначна.

Для оцінки нерівномірності розподілу вертикальних реакцій дороги між здвоєними колесами введемо показник - середній коефіцієнт навантаження внутрішнього колеса



$$\bar{q}_{zi1} = \frac{2R_{zi1}}{P_{zi}}. \quad (2.11)$$

Середньоквадратичне відхилення коефіцієнта навантаження внутрішнього колеса

$$\sigma_{q_{zi1}} = \frac{2\sigma_{R_{zi1}}}{P_{zi}}. \quad (2.12)$$

Середній коефіцієнт навантаження зовнішнього колеса

$$\bar{q}_{zi2} = \frac{2\bar{R}_{zi2}}{P_{zi}}. \quad (2.13)$$

Середньоквадратичне відхилення коефіцієнта навантаження зовнішнього колеса

$$\sigma_{q_{zi2}} = \frac{2\sigma_{R_{zi2}}}{P_{zi}} \quad (2.14)$$

У таблиці 2.2 приведені залежності для визначення параметрів \bar{q}_{zi2} ; \bar{q}_{zi1} ; $\sigma_{q_{zi1}}$; $\sigma_{q_{zi2}}$ при асиметричному ($\ell \neq 0$) прикладанні вертикального навантаження на міст.

Таблиця 2.2 – Ймовірнісні показники нерівномірності навантаження здвоєних коліс автомобіля вертикальними реакціями

Параметр	i_2'	i_1'	i_1''	i_2''
$\bar{R}_{zi}/2P_{zi}$	$(\frac{1}{2} - \frac{\ell/B}{\ell + D/B})$	$(\frac{1}{2} + \frac{D}{2B} - \frac{\ell}{B})$	$(\frac{1}{2} + \frac{D}{2B} + \frac{\ell}{B})$	$(\frac{1}{2} + \frac{\ell/B}{\ell + D/B})$
$G_{q_{zi}}$	$\frac{1}{3}(\frac{1}{2} - \frac{\ell/B}{\ell + D/B})$	$\frac{1}{3}(\frac{1}{2} + \frac{D}{2B} - \frac{\ell}{B})$	$\frac{1}{3}(\frac{1}{2} + \frac{D}{2B} + \frac{\ell}{B})$	$\frac{1}{3}(\frac{1}{2} + \frac{\ell/B}{\ell + D/B})$

З таблиці 2.2 видно, що

$$\bar{q}_{zi1} + \bar{q}_{zi2} \neq 1. \quad (2.15)$$

Коефіцієнт навантаження внутрішнього колеса, відповідний конкретній реалізації навантаження

$$q_{zi1} = \frac{2R_{zi1}}{P_{zi}}. \quad (2.16)$$

Коефіцієнт навантаження зовнішнього колеса, відповідний конкретній реалізації

$$q_{zi2} = \frac{2R_{zi2}}{P_{zi}} = 1 - q_{zi1}. \quad (2.17)$$

Таким чином, отримані аналітичні вирази, що дозволяють виробляти оцінку нерівномірності навантаження здвоєних коліс вертикальними реакціями дороги. Крім того, математичне очікування вертикального навантаження на внутрішні колеса буде вище за аналогічні характеристики для зовнішніх коліс. Остання обставина обумовлена деформацією балок ведучих мостів, що особливо повинно проявлятися при максимальному завантаженні автомобіля.

2.2 Оцінювання динаміки та кінематики ведучого моста і автомобіля, при появі різниці динамічних радіусів

На рис. 2.2 приведена схема сил, діючих на ведучий міст автомобіля при різниці динамічних радіусів коліс [26]. Поява різниці динамічних радіусів $\Delta r_{\partial} = r_{\partial}'' - r_{\partial}'$ створює ефект "конуса", що котиться, тобто міст прагне розвернутися навколо колеса, у якого динамічний радіус менший. В цьому випадку можливі два варіанти:

- водій не утримує автомобіль на прямолінійному курсі руху; при цьому кутові швидкості лівого і правого коліс однакові;
- водій утримує автомобіль на прямолінійному курсі; при цьому лінійні швидкості осей лівого і правого коліс однакові.

У першому випадку диференціал ведучого моста не працює, тому усі подальші міркування будуть справедливими і для бездиференціального моста, що має жорсткий зв'язок між колесами.

Кутова швидкість повороту автомобіля визначається при наступних допущеннях:

- відсутній опір бічному зміщенню протилежної осі автомобіля;
- в місці контакту коліс з дорогою відсутнє прослизання.

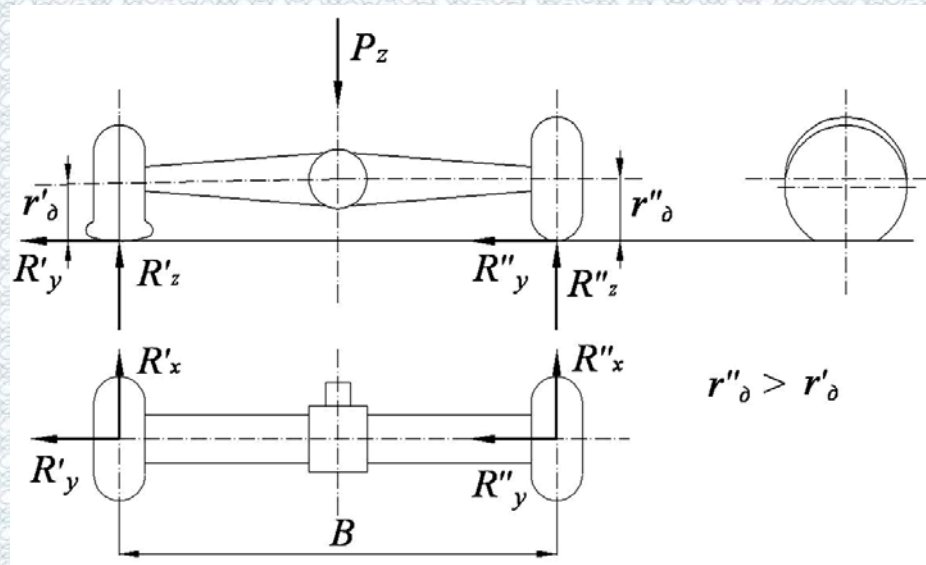


Рисунок 2.2 – Схема сил, діючих на ведучий міст автомобіля при різниці динамічних радіусів коліс

Вказана кутова швидкість може бути визначена як

$$\omega_z = \omega_0 \cdot \frac{\Delta r_d}{B}, \quad (2.18)$$

де B – колія коліс (див. рис. 2.2);

Δr_d – різниця динамічних радіусів лівого і правого коліс;

ω_0 – кутова швидкість корпусу диференціала автомобіля.

Радіус повороту автомобіля (за відсутності бічного відведення коліс)

$$R = \frac{V}{\omega_z}, \quad (2.19)$$


де V – лінійна швидкість автомобіля, рівна швидкості точки, що знаходиться на перетині подовжньої осі автомобіля з віссю ведучого моста.

Швидкість точки, що лежить на перетині подовжньої осі автомобіля з віссю ведучого моста

$$V = \frac{V' + V''}{2} = \omega_0 \cdot \frac{r_\partial' + r_\partial''}{2}, \quad (2.20)$$

де V' і V'' – лінійні швидкості осей коліс.

Динамічні радіуси коліс можна представити у виді



$$r_\partial' = \bar{r}_\partial - \frac{\Delta r_\partial}{2}; \quad (2.21)$$

$$r_\partial'' = \bar{r}_\partial + \frac{\Delta r_\partial}{2}; \quad (2.22)$$

де \bar{r}_∂ – середнє значення динамічного радіусу коліс,

$$\bar{r}_\partial = \frac{r_\partial' + r_\partial''}{2}. \quad (2.23)$$

Вираз (2.19) після підстановки в нього (2.18) і (2.20) має вигляд (з урахуванням виразів (2.21), (2.22), (2.23))

$$R = B \cdot \frac{\bar{r}_\partial}{2 \cdot \Delta r_\partial}. \quad (2.24)$$

З виразу (2.24) видно, що із збільшенням Δr_{δ} відбувається зменшення радіусу повороту машини.

Вираз (2.18) з врахуванням (2.20) і (2.23) набере наступного вигляду

$$\omega_z = V \cdot \frac{\Delta r_{\delta}}{r_{\delta} \cdot B}. \quad (2.25)$$

Для забезпечення стійкого руху необхідно, щоб величина кутового прискорення не перевищувала критичної величини сумарної колової сили на ведучих колесах [27].

З умови $\omega_z < \omega_{кр}$, визначимо



$$\Delta r_{\delta} < \frac{\phi \cdot g \cdot \overline{r_{\delta}} \cdot B}{V^2}. \quad (2.26)$$

З виразу (2.26) видно, що із збільшенням максимальних швидкостей руху автомобіля зростають вимоги до максимально допустимої різниці динамічних радіусів коліс. Ця вимога має бути врахована в технічних вимогах на виготовлення шин, в частині допустимої їх різнорозмірності в різних перерізах.

У разі, якщо водій утримує автомобіль на прямолінійному курсі, то, з умови рівності лінійних швидкостей осей коліс, отримаємо

$$\omega' \cdot r_{\delta}' = \omega'' \cdot r_{\delta}'' \quad (2.27)$$

чи

$$\omega' = \omega'' \cdot \frac{r_{\delta}''}{r_{\delta}'}. \quad (2.28)$$

при $r_{\partial}'' > r_{\partial}'$ і $\omega' > \omega''$.

Отже, колесо, що має меншу величину динамічного радіусу, є таким, що забігає, а більшу - що відстає. В цьому випадку починає працювати міжколісний диференціал. Припустимо, що на забігаючому колесі реалізована гранична дотична реакція, рівна граничній силі зчеплення. В цьому випадку крутний момент на забігаючому колесі

$$M'_{кр} = (\varphi + f) \cdot R_z \cdot r_{\partial}' = 0,5 \cdot (\varphi + f) \cdot R_z \cdot r_{\partial}', \quad (2.29)$$

де f – коефіцієнт опору коченню.

Крутний момент на відстаючому колесі

$$M''_{кр} = M'_{кр} \cdot \frac{1 - K'}{K'} = 0,5 \cdot (\varphi + f) \cdot R_z \cdot r_{\partial}' \cdot \frac{1 - K'}{K'} \quad (2.30)$$

Звідси

$$M''_{кр} = 0,5 \cdot (\varphi + f) \cdot R_z \cdot r_{\partial}' \cdot \lambda_{\text{бл}}, \quad (2.31)$$

де K' – доля крутного моменту, що доводиться на забігаюче колесо

$$K' = \frac{M'_{кр}}{M'_{кр} + M''_{кр}}; \quad (2.32)$$

$\lambda_{\text{бл}}$ – коефіцієнт блокування диференціала,


$$\lambda_{\text{бл}} = \frac{1 - K'}{K'}. \quad (2.33)$$

Дотичні реакції на ведучих колесах

$$R_x' = \frac{M_{kp}'}{r_0'} - f \cdot R_z' = 0,5 \cdot (\phi + f) \cdot R_z' - 0,5 \cdot f \cdot R_z' = 0,5 \cdot \phi \cdot R_z' ; \quad (2.34)$$

$$R_x'' = \frac{M_{kp}''}{r_0''} - f \cdot R_z'' = 0,5 \cdot (\phi + f) \cdot R_z'' \cdot \frac{r_0'}{r_0''} \cdot \lambda_{\phi l} - 0,5 \cdot f \cdot R_z'' . \quad (2.35)$$

Повертаючий момент, що виникає на осі автомобіля



$$M_{нов} = \frac{B}{2} \cdot (R_x'' - R_x') . \quad (2.36)$$

З виразів (2.34) і (2.35) видно, що $R_x'' = R_x'$ і $M_{нов} = 0$, при

$$\lambda_{\phi l} = \frac{r_0''}{r_0'} , \quad (2.37)$$

При $\lambda_{\phi l} = \frac{r_0''}{r_0'}$, маємо $R_x'' > R_x'$ і $M_{нов} > 0$. Відповідно, при $\lambda_{\phi l} < \frac{r_0''}{r_0'}$ отримаємо

$$R_x'' < R_x' \text{ і } M_{нов} < 0 .$$

Бічна сила, яку здатна сприймати вісь автомобіля без бічного ковзання

$$R_y = R_y' + R_y'' = R_y'' = \sqrt{\phi^2 \cdot R_z''^2 - R_x''^2} . \quad (2.38)$$


Величина $R_y' = 0$, оскільки на забігаючому колесі ми допустили рівність дотичної реакції граничній силі по зчепленню. Враховуючи, що $R_z'' = 0,5 \cdot R_z'$, і підставляючи (2.35) в (2.38), отримаємо після перетворень

$$R_y = 0,5 \cdot \varphi \cdot R_z \cdot \sqrt{1 - \left[\left(1 + \frac{f}{\varphi} \right) \cdot \frac{r_{\delta}'}{r_{\delta}''} \cdot \lambda_{\delta l} - \frac{f}{\varphi} \right]^2}. \quad (2.39)$$

Після підстановки (2.34) і (2.35) в (2.36) отримаємо

$$M_{нов} = \frac{B}{4} \cdot (\varphi + f) \cdot R_z \cdot \left(\frac{r_{\delta}'}{r_{\delta}''} \cdot \lambda_{\delta l} - 1 \right). \quad (2.40)$$

Вираз під коренем в рівнянні (2.39) більше нуля, при



$$\lambda_{\delta l} < \frac{r_{\delta}'}{r_{\delta}''}, \quad (2.41)$$

оскільки інакше вісь автомобіля нездатна сприймати бічну силу. Це означає, що бічна стійкість осі забезпечується при $R_x'' < R_x'$ і $M_{нов} < 0$ (див. залежність (2.34)). Тому вираз (2.38) слід перетворити до виду

$$M_{нов} = \frac{B}{2} \cdot (R_x' - R_x'') = \frac{B}{4} \cdot (\varphi + f) \cdot R_z \cdot \left(1 - \frac{r_{\delta}'}{r_{\delta}''} \cdot \lambda_{\delta l} \right). \quad (2.42)$$

Якщо допустити, що $f \ll \varphi$ і можна прийняти $f \cong 0$, то рівняння (2.39) і (2.42) наберуть вигляду

$$R_y = 0,5 \cdot \varphi \cdot R_z \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r_{\delta}'}{r_{\delta}''} \cdot \lambda_{\delta l} \right)^2}; \quad (2.43)$$

$$M_{нов} = \frac{B}{4} \cdot \varphi \cdot R_z \cdot \left(1 - \frac{r_{\delta}'}{r_{\delta}''} \cdot \lambda_{\delta l} \right). \quad (2.44)$$

Таким чином, визначені дотичні реакції на колесах, повертаючі моменти і кутова швидкість повороту автомобіля при бортовій нерівномірності динамічних радіусів.

2.3 Оцінка впливу технологічних і динамічних факторів на зміну динамічного радіуса колеса

Динамічний радіус ведучого колеса – це відстань від його осі до опорної поверхні. Величину динамічного радіуса можна визначити як

$$r_d = r_{cb} - \frac{P_Z - C_\omega \omega_k^2 \pm Z}{C_Z} - \frac{R_X}{C_{PX}}, \quad (2.45)$$

де r_{cb} – вільний радіус колеса;

P_Z – вертикальне навантаження на колеса;

C_Z – радіальна жорсткість шини;

C_ω – коефіцієнт пропорційності між квадратом кутової швидкості колеса і відцентровою силою інерції, прикладеною до колеса; враховує величину зміщення центру мас колеса відносно осі обертання колеса при деформації останнього;

Z – вертикальне переміщення осі колеса, обумовлене його коливаннями на нерівностях дороги;

C_{PX} – приведена тангенціальна жорсткість колеса, що зв'язує між собою величину дотичної реакції R_X і, відповідної їй зміну динамічного радіусу r_d .

Для оцінки впливу технологічних і динамічних чинників на зміну динамічного радіусу колеса скористаємося теорією помилок. Для цього запишемо рівняння (2.45) в диференціальному виді

$$dr_{\delta} = \partial r_{cb} - \frac{C_Z (\partial P_Z - \partial C_{\omega} \omega_k^2 - 2C_{\omega} \omega_k \partial \omega_k) - \partial C_Z (P_Z - C_{\omega} \omega_k^2)}{C_Z^2} \pm$$

$$\pm \partial z - \frac{\partial R_X \cdot C_{PX} - R_X \cdot \partial C_{PX}}{C_{PX}^2}. \quad (2.46)$$

Переходячи від нескінченно малих до кінцевих приростів, отримуємо

$$\Delta r_{\delta} = \Delta r_{cb} - \frac{C_Z (\Delta P_Z - \Delta C_{\omega} \omega_k^2 - 2C_{\omega} \omega_k \Delta \omega_k) - \Delta C_Z (P_Z - C_{\omega} \omega_k^2)}{C_Z^2} \pm$$

$$\pm \Delta z - \frac{\Delta R_X \cdot C_{PX} - R_X \cdot \Delta C_{PX}}{C_{PX}^2}. \quad (2.47)$$

Вираз (2.47) характеризує вплив зміни геометричних і динамічних параметрів шини на зміну динамічного радіусу колеса. Величина Δr_{δ} характеризує зміну динамічного радіусу одиночного колеса за відомий проміжок часу або пройдений шлях. Для одного колеса за час t (припустимо, що вона відповідає одному обороту колеса) зміна динамічного радіусу визначатиметься співвідношенням (2.47). Для пари коліс, встановлених на одному ведучому мосту рівняння (2.47) для певного моменту часу t набере вигляду

$$\Delta r_{\delta} = \Delta r_{cb} - \frac{\Delta P_Z}{C_Z} + \frac{\Delta C_{\omega}}{C_Z} \overline{\omega_k^2} + 2 \frac{\overline{C_{\omega}}}{C_Z} \overline{\omega_k} \cdot \Delta \omega_k + \frac{\Delta C_Z}{C_Z^2} \overline{P_Z} - \Delta C_Z \frac{\overline{C_{\omega}}}{C_Z^2} \overline{\omega_k^2} \pm$$

$$\pm \Delta z - \frac{\Delta R_X}{C_{PX}} + \overline{R_X} \frac{\Delta C_{PX}}{C_{PX}^2}. \quad (2.48)$$

У виразі (2.48) $\overline{C_Z}$; $\overline{\omega_k}$; $\overline{C_{\omega}}$; $\overline{P_Z}$; $\overline{C_{PX}}$; $\overline{R_X}$ означають середні величини по двох колесах, а величини Δr_{δ} ; Δr_{cb} ; ΔP_Z ; ΔC_{ω} ; $\Delta \omega_k$; ΔC_Z ; Δz ; ΔR_X ; ΔC_{PX} – різницю значень параметрів по лівому і правому колесам.

Вираз (2.47) дозволяє оцінити динаміку зміни параметра Δr_d одиночного колеса при відомій зміні параметрів Δr_{cb} ; ΔP_z ; ΔC_ω ; ΔC_z ; Δz ; ΔR_x ; ΔC_{px} у часі, а вираз (2.48) визначає можливу миттєву різницю динамічних радіусів лівого і правого коліс ведучого моста автомобіля при різниці геометричних, кінематичних і динамічних параметрів.

2.4 Визначення гранично допустимого співвідношення динамічних радіусів ведучих коліс лівих і правих бортів за умовою стійкості

Нерівність динамічних радіусів лівих і правих коліс ведучих мостів автомобілів може бути викликана різними причинами. До цих причин можуть відноситися:

- коливання діаметрального розміру шин, обумовлені неточністю їх виготовлення;
- неоднорідністю матеріалу шини, що обумовлює різницю радіальної жорсткості;
- різним тиском повітря в шинах;
- різною мірою зносу протектора лівого і правого коліс.

Занос автомобіля виникає внаслідок появи повертаючого моменту, обумовленого нерівномірністю дотичних реакцій на ведучих колесах протилежних бортів машини. Однією з причин появи бортової нерівномірності дотичних реакцій є зміна відстані від осі обертання коліс до опорної поверхні, тобто динамічного радіусу. У роботі [16] показано, що змінний радіус веденого колеса, що котиться, обумовлюється рядом технологічних і динамічних причин. До перших належать змінний вільний радіус (при незавантаженому колесі) і неоднакова радіальна жорсткість в різних ділянках кола пневматика. Динамічні причини зводяться до зміни радіального обтискання пневматика внаслідок зміни вертикального навантаження на колесо, що має місце головним чином при

коливаннях корпусу автомобіля і його осей [19]. Проте у вказаній роботі [19] не розглянутий рух ведучого колеса автомобіля із змінним динамічним радіусом.

Окрім динамічних радіусів на величину виникаючого повертаючого моменту впливає тертя в диференціалі. Тертя в диференціалі і його вплив на стійкість руху автомобіля розглянуті в роботах [9, 26].

У роботі [27] визначений вплив різниці дотичних реакцій на ведучих колесах на величину додаткових складових бічних сил, діючих на передню і задню осі автомобіля. У роботі [9] приведені результати експериментальних досліджень стійкості вантажних автомобілів з різними типами диференціалів. Визначено, що із збільшенням коефіцієнта блокування диференціала відбувається зниження курсової стійкості автомобілів.

У роботах Я.М. Певзнера отримана система рівнянь плоского руху автомобіля, що дозволяє виконати оцінку стійкості руху

$$\frac{dV_z}{dt} - V \cdot \omega_z + \frac{R_{y_{2\max}} + R_{y_{1\max}}}{m} = 0; \quad (2.49)$$

$$\frac{d\omega_z}{dt} + \frac{b \cdot R_{y_{2\max}} - a \cdot R_{y_{1\max}}}{I_{z_c}} = 0, \quad (2.50)$$

де V_z – проекція швидкості центру інерції C на вісь, перпендикулярну подовжній осі автомобіля;

V – швидкість автомобіля;

ω_z – кутова швидкість автомобіля в площині дороги;

m, I_{z_c} – маса і центральний момент інерції автомобіля відносно вертикальної осі;


$R_{y_{1\max}}, R_{y_{2\max}}$ – максимально можливі за умовами зчеплення бічні сили на передній і задній осях;

a, b – відстані від передньої і задньої осей автомобіля до проекції центру мас на горизонтальну площину.

У роботі [25] для руху накатом за відсутності дотичних реакцій на колесах визначена критична кутова швидкість, перевищення якої свідчить про початок заносу. З рівняння (2.49) за умови, що

$$R_{y_{2\max}} + R_{y_{1\max}} = m \cdot g \cdot \phi \quad (2.51)$$

була визначена критична кутова швидкість



$$\omega_{кр} = \frac{\phi \cdot g}{V}, \quad (2.52)$$

де ϕ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;

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

Таким чином, виникла необхідність оцінки стійкості автомобіля при бічному відведенні, обумовленому різницею динамічних радіусів лівих і правих провідних коліс.

У режимі руху накатом максимальні бічні реакції на осях дорівнюють граничним силам по зчепленню. В цьому випадку для задньопривідного автомобіля справедливі залежності

$$R_{y_{1\max}} = m \cdot g \cdot \phi \cdot \frac{b}{L} \cdot \sqrt{1 - \frac{f^2}{\phi^2}}; \quad (2.53)$$

$$R_{y_{2\max}} = m \cdot g \cdot \phi \cdot \frac{a}{L} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_{\text{мяг}}}{m \cdot g \cdot \phi} \cdot \frac{L}{a} - \frac{f}{\phi} \right)^2}. \quad (2.54)$$

Підставляючи вирази (2.53) і (2.54) в рівняння (2.49), визначимо умову отримання $\frac{dV_z}{dt} = 0$

$$\omega_{кр} = \frac{\phi \cdot g}{V} \cdot \left[\frac{b}{L} \cdot \sqrt{1 - \frac{f^2}{\phi^2}} + \frac{a}{L} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_{мяг}}{m \cdot g \cdot \phi} \cdot \frac{L}{a} - \frac{f}{\phi} \right)^2} \right] = \frac{\phi \cdot g}{V} \cdot A_\phi, \quad (2.55)$$

де A_ϕ – коефіцієнт, що враховує вплив дотичних реакцій на колеса,

$$A_\phi = \frac{b}{L} \cdot \sqrt{1 - \frac{f^2}{\phi^2}} + \frac{a}{L} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_{мяг}}{m \cdot g \cdot \phi} \cdot \frac{L}{a} - \frac{f}{\phi} \right)^2}. \quad (2.56)$$

Рух стійкий при $|\omega_z| < \omega_{кр}$, а

$$|\omega_z| = V \cdot \frac{B}{4 \cdot L^2} \cdot P_{мяг} \cdot \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right) \cdot \left| 2 \cdot \frac{\lambda_{\delta l} - 1}{\lambda_{\delta l} + 1} - \frac{\Delta r_\delta}{r_\delta} \right|. \quad (2.57)$$

Порівнюючи праві частини рівнянь (2.56) і (2.57), отримаємо

$$\frac{B}{4 \cdot L^2} \cdot P_{мяг} \cdot \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right) \cdot \left| 2 \cdot \frac{\lambda_{\delta l} - 1}{\lambda_{\delta l} + 1} - \frac{\Delta r_\delta}{r_\delta} \right| < \frac{\phi \cdot g}{V} \cdot A_\phi. \quad (2.58)$$

З виразу (2.58) визначимо умову обмеження максимальної швидкості руху автомобіля за критерієм стійкості

$$V < 2 \cdot L \cdot \sqrt{\frac{\phi \cdot g \cdot A_\phi}{B \cdot P_{мяг} \cdot \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right) \cdot \left| 2 \cdot \frac{\lambda_{\delta l} - 1}{\lambda_{\delta l} + 1} - \frac{\Delta r_\delta}{r_\delta} \right|}}. \quad (2.59)$$


Приймаючи, що

$$P_{\text{тяг}} \cong K_{\text{сц}} \cdot m \cdot g \cdot \phi, \quad (2.60)$$

Отримасмо

$$V < 2 \cdot L \sqrt{\frac{A_{\phi}}{B \cdot m \cdot \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right) \cdot \left| 2 \cdot \frac{\lambda_{\delta l} - 1}{\lambda_{\delta l} + 1} - \frac{\Delta r_{\delta}}{r_{\delta}} \right|}}}. \quad (2.61)$$

При $\lambda_{\delta l} = 1$ вираз (2.61) прийме вид



$$V < 2 \cdot L \sqrt{\frac{A_{\phi}}{B \cdot m \cdot \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right) \cdot \frac{\Delta r_{\delta}}{r_{\delta}}}}}. \quad (2.62)$$

Вирази (2.59) - (2.62) є умовами, що дозволяють обмежити швидкість руху автомобіля залежно від коливання величини Δr_{δ} .

Для обмеження допуску на величину динамічного радіусу колеса перетворимо вираз (2.62) до виду

$$\frac{\Delta r_{\delta}}{r_{\delta}} < \frac{4 \cdot L^2 \cdot A_{\phi}}{B \cdot m \cdot \left(\frac{1}{K_{y_1}} + \frac{1}{K_{y_2}} \right) \cdot V^2}. \quad (2.63)$$

Із збільшенням максимальної швидкості руху автомобіля необхідно зменшувати допуск на діаметр шин у відповідність з вираженням (2.63).

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА УДОСКОНАЛЕНОЇ МЕТОДИКИ КОМПЛЕКТАЦІЇ ШИН ЗДВОСНИХ КОЛІС

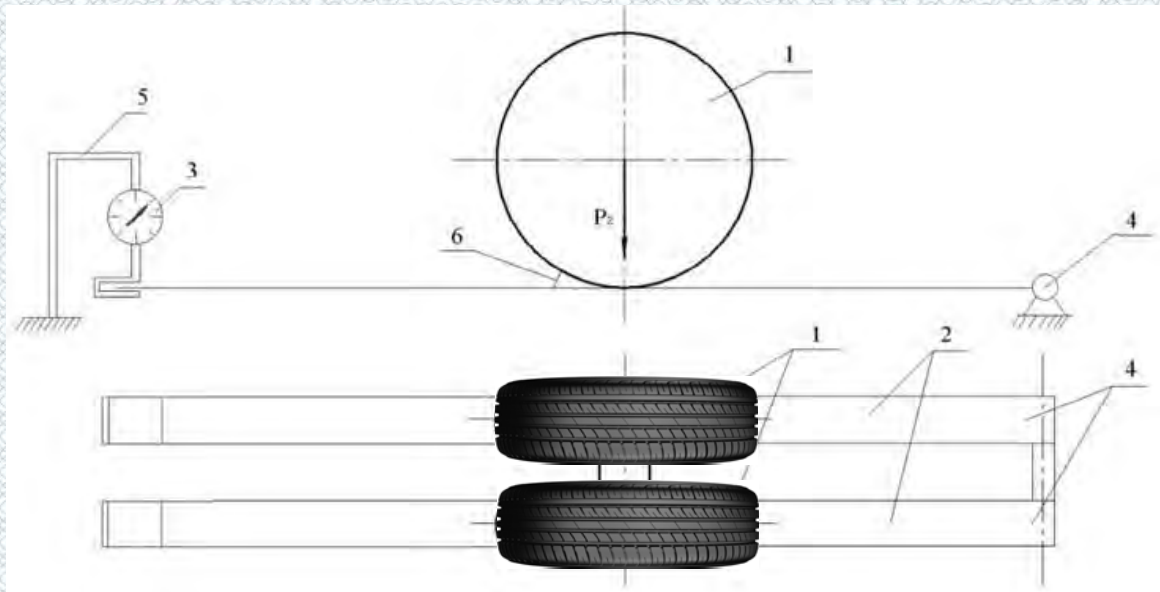
3.1 Експериментальна оцінка нерівномірності розподілу вертикальних реакцій між здвосними колесами автомобіля

Програма-методика проведення експериментальних досліджень включала вимір вертикальних реакцій на кожній з пар коліс заднього моста автомобіля ГАЗ- 33021 при різних величинах внутрішнього тиску повітря в шинах. Тиск в шинах змінювався в межах від $p = 350$ кПа до $p = 220$ кПа. На цій моделі автомобіля встановлюються радіальні шини розміром 185-70R.

В процесі експериментів в кузов автомобіля укладалося додаткове навантаження 3 кН і 15 кН. Використовувалися шини, у яких зовнішні діаметри у вільному стані були рівні і складали $D_{\text{нар}} = D_{\text{вн}} = 686$ мм. Також встановлювалися внутрішні і зовнішні колеса різного діаметру: $D_{\text{вн}} > D_{\text{нар}}$; $D_{\text{вн}} = 689$ мм; $D_{\text{нар}} = 686$ мм, а також – $D_{\text{вн}} < D_{\text{нар}}$; $D_{\text{вн}} = 686$ мм; $D_{\text{нар}} = 689$ мм.

Було використано стенд для експериментальних досліджень (рис. 3.1), який є двома лижами 2, виконаними з балок-швелерів. Лижі 2 за допомогою шарнірів 4 (підшипникових вузлів) одним кінцем сполучені з опорою. Другими кінцями лижі 2 сполучені з динамометрами 3, встановленими на опорі 5. При проведенні досліджень автомобіль наїжджає здвосними колесами на лижі 2 до упорів 6. Положення упору 6 вибрано так, щоб передавальне число важелів складало $U_{\text{рыч}} = 0,334$. Тому показання динамометрів складало величину рівну 0,334 від дійсного навантаження на колесо.

Для вимірів використовувалися два динамометри з межами вимірів до 2 кН і ціною ділень 0,02 кН. При збільшеному навантаженні автомобіля використовувалися два динамометри з межами вимірів до 5 кН і ціною ділень 0,05 кН.



1 – здвоєні колеса; 2 – лижі; 3 – динамометр; 4 – шарнір; 5 – опора; 6 – упор коліс.

Рисунок 3.1 – Схема стенда для експериментального дослідження розподілу вертикального навантаження між шинами здвоєних коліс

Результати вимірів приведені в таблицях 3.1 – 3.5.

Таблиця 3.1 – Розподіл вертикальних реакцій між парою здвоєних коліс ($D_{\text{вн}} = 689$ мм; $D_{\text{нар}} = 686$ мм)

Тиск повітря у внутрішній шині $P_{\text{вн}}$, кПа	350	320	300	270	250	220
Навантаження на внутрішню шину $R_{z_{i1}}$, кН	3,289	3,199	3,169	3,109	3,020	2,930
Тиск повітря в зовнішній шині, $P_{\text{нар}}$, кПа	350	350	350	350	350	350
Навантаження на зовнішню шину $R_{z_{i2}}$, кН	2,392	2,452	2,511	2,541	2,571	2,661
Сумарне навантаження на колеса R_{z_i} , кН	5,681	5,681	5,680	5,650	5,591	5,591
Співвідношення тисків в шинах, K_p	1,000	0,941	0,857	0,771	0,714	0,629
Коефіцієнт вантаження внутрішнього колеса, $q_{z_{i1}}$	0,579	0,566	0,558	0,550	0,540	0,524

Таблиця 3.2 – Розподіл вертикальних реакцій між парою здвоєних коліс
($D_{\text{нар}} = 689$ мм; $D_{\text{вн}} = 686$ мм)

Тиск повітря у внутрішній шині $P_{\text{вн}}$, кПа	350	350	350	350	350	350
Навантаження на внутрішню шину $R_{z_{i1}}$, кН	2,691	2,780	2,810	2,870	2,900	2,960
Тиск повітря в зовнішній шині, $P_{\text{нар}}$, кПа	350	320	300	270	250	220
Навантаження на зовнішню шину $R_{z_{i2}}$, кН	2,930	2,840	2,810	2,751	2,691	2,661
Сумарне навантаження на колеса R_{z_i} , кН	5,621	5,620	5,620	5,621	5,591	5,621
Співвідношення тисків в шинах, K_p	1,000	1,094	1,167	1,296	1,400	1,591
Коефіцієнт вантаження внутрішнього колеса, $q_{z_{i1}}$	0,479	0,495	0,500	0,510	0,519	0,527

Таблиця 3.3 – Розподіл вертикальних реакцій між парою здвоєних коліс
($D_{\text{нар}} = D_{\text{вн}} = 686$ мм)

Тиск повітря у внутрішній шині $P_{\text{вн}}$, кПа	350	320	300	270	250	220
Навантаження на внутрішню шину $R_{z_{i1}}$, кН	3,109	3,049	3,049	2,990	2,930	2,900
Тиск повітря в зовнішній шині, $P_{\text{нар}}$, кПа	350	350	350	350	350	350
Навантаження на зовнішню шину $R_{z_{i2}}$, кН	3,109	3,109	3,135	3,169	3,199	3,259
Сумарне навантаження на колеса R_{z_i} , кН	6,218	3,158	6,184	6,159	6,129	6,159
Співвідношення тисків в шинах, K_p	1,000	0,914	0,857	0,771	0,714	0,629
Коефіцієнт вантаження внутрішнього колеса, $q_{z_{i1}}$	0,5	0,495	0,493	0,485	0,478	0,471

Таблиця 3.4 – Розподіл вертикальних реакцій між парою здвоєних коліс ($D_{\text{нар}} = D_{\text{вн}} = 686$ мм)

Тиск повітря у внутрішній шині $P_{\text{вн}}$, кПа	300	300	300	300
Навантаження на внутрішню шину R_{z1} , кН	3,049	3,109	3,139	3,169
Тиск повітря в зовнішній шині, $P_{\text{нар}}$, кПа	300	270	250	220
Навантаження на зовнішню шину R_{z2} , кН	3,049	3,049	3,020	2,990
Сумарне навантаження на колеса R_{zi} , кН	6,098	6,158	6,159	6,159
Співвідношення тисків в шинах, K_p	1,000	1,111	1,200	1,364
Коефіцієнт навантаження внутрішнього колеса, q_{z1}	0,5	0,505	0,510	0,514

Таблиця 3.5 – Розподіл вертикальних реакцій між парою здвоєних коліс ($D_{\text{нар}} = D_{\text{вн}} = 686$ мм)

Вага вантажу в кузові, кН	3 кН	15 кН					
Тиск повітря у внутрішній шині $P_{\text{вн}}$, кПа	350	350	350	300	250	300	250
Навантаження на внутрішню шину R_{z1} , кН	3,79	6,87	6,87	6,72	6,57	7,02	6,87
Тиск повітря в зовнішній шині, $P_{\text{нар}}$, кПа	350	350	300	300	300	250	250
Навантаження на зовнішню шину R_{z2} , кН	2,84	5,97	5,82	5,92	6,12	5,68	5,82
Сумарне навантаження на колеса R_{zi} , кН	6,63	12,84	12,69	12,64	12,69	12,70	12,69
Співвідношення тисків в шинах, K_p	1,000	1,000	1,167	1,000	0,833	1,200	1,000
Коефіцієнт навантаження внутрішнього колеса, q_{z1}	0,571	0,535	0,541	0,532	0,518	0,553	0,541

Аналіз результатів експериментів, приведених в таблицях 3.1 і 3.2, показує, що при $D_{\text{вн}} > D_{\text{нар}}$ отримати $q_{z_{i1}} = 0,5$ не вдасться навіть при зниженні K_p до значення 0,629 (табл. 3.1). При $D_{\text{вн}} < D_{\text{нар}}$ отримання $q_{z_{i1}} = 0,5$ можливо при збільшенні K_p від значення 1,000 до величини $K_p = 1,167$. Це означає, що доцільно на зовнішній стороні встановлювати шини більшого діаметру, а на внутрішній - меншого.

У таблицях 3.1 – 3.5 приведений коефіцієнт співвідношень тисків в шинах

$$K_p = \frac{P_{\text{вн}}}{P_{\text{нар}}}. \quad (3.1)$$

Непрямим показником оцінки точності вимірів може служити середньоквадратичне відхилення сумарного навантаження на колеса при зміні коефіцієнта K_p (йдеться про виміри з однієї установки автомобіля). У таблиці 3.6 приведені результати оцінок точності виміру навантаження на шини.

Таблиця 3.6 – Оцінки точності виміру навантаження на здвосні колеса

Данні таблиці	Середнє значення сумарного навантаження на колеса P_{zi} , кН	Середнє квадратичне відхилення сумарного навантаження на колеса σ_{Rzi} , кН	Коефіцієнт варіації сумарного навантаження, V_{Rzi}
3.1	5,640	$\pm 0,041$	0,00727
3.2	5,616	$\pm 0,012$	0,00200
3.3	6,168	$\pm 0,029$	0,00500
3.4	6,143	$\pm 0,030$	0,00500
3.5	12,700	$\pm 0,069$	0,00540

Аналіз результатів, приведених в таблиці 3.6, показує, що коефіцієнт варіації сумарного навантаження на колеса знаходиться в межах $V_{Rzi} = 0,00200 - 0,00727$. Це означає, що можна прийняти похибка вимірів в межах $\delta_{Rzi} = 0,2 - 0,7\%$. Середнє квадратичне відношення сумарного навантаження, приведене до одного динамометра, буде рівне

$$\sigma_{Rzi \text{ прив}} = \sigma_{Rzi} \cdot \frac{U_p}{2} = \sigma_{Rzi} \cdot \frac{0.334}{2}. \quad (3.2)$$

Якщо при ціні ділень шкали динамометра $U_1 = 0,02$ кН середня квадратична похибка виміру сумарного навантаження на колеса знаходиться в межах від $\sigma_{Rzi} = \pm 0,012$ кН до $\sigma_{Rzi} = \pm 0,041$ кН, те приведені значення середнього квадратичного відхилення знаходитиметься в межах від $\sigma_{Rzi \text{ прив}} = \pm 0,002$ кН до $\sigma_{Rzi \text{ прив}} = \pm 0,007$ кН. Абсолютна похибка виміру, що оцінюється за величиною приведеного значення середнього квадратичного відхилення, не перевищує половини ціни ділення. При ціні ділення шкали динамометра $U_2 = 0,05$ кН величини $\sigma_{Rzi} = 0,069$ кН, а $\sigma_{Rzi \text{ прив}} = 0,012$ кН, що також менше половини ціни ділення шкали динамометра.

В процесі експлуатації необхідно забезпечити рівне вертикальне навантаження на кожне з коліс пари. Це зменшить нерівномірність зносу шин здвоєних коліс. Одним з напрямів рішення вказаної задачі є регулювання співвідношення тисків в шинах K_p . При $q_{z11} = 0,5$

$$K_p = \frac{B}{1,443 - C}. \quad (3.3)$$

Таким шляхом можна вирішити поставлене завдання у випадку

$$K_{p \min} \leq \frac{B}{1,443 - C} \leq K_{p \max}, \quad (3.4)$$

де $K_{p \min}; K_{p \max}$ – мінімально і максимально допустимі значення співвідношення тисків повітря в шинах,

$$K_{p \min} = \frac{P_{\min}}{P_{\max}}; \quad (3.5)$$

$$K_{p \max} = \frac{P_{\max}}{P_{\min}} = \frac{1}{K_{p \min}}, \quad (3.6)$$

де $P_{\max}; P_{\min}$ – мінімально і максимально допустимі тиски повітря в шинах.

Нами визначені імовірнісними методами середні значення вертикального навантаження на шини здвоєних коліс (таблиця 3.1). Допускаючи $\ell = 0$, визначимо з таблиці 3.1

$$q_{zi1} = \frac{\bar{R}_{zi1}}{P_{zi}} = \left(0,5 + \frac{D}{2B} \right), \quad (3.7)$$

Для автомобіля ГАЗ-33021 $D = 283$ мм, $B = 1560$ мм і $q_{zi1} = 0,591$. Порівнюючи цей результат з результатами експериментальних досліджень, можна зробити наступні висновки

- при $P_{zi} = 6,168$ кН і $K_p = 1 + q_{zi1} = 0,5$;
- при $P_{zi} = 6,630$ кН і $K_p = 1 + q_{zi1} = 0,571$;
- при $P_{zi} = 12,700$ кН і $K_p = 1 + q_{zi1} = 0,532 - 0,541$.

З цього можна зробити висновок про те, що при малих навантаженнях на ведучий міст деформація останнього не чинить впливу на рівномірність

навантаження шин здвоєних коліс. Із зростанням навантаження на міст збільшуються його деформації, що призводить до появи нерівномірності навантаження шин здвоєних коліс. В цьому випадку справедлива залежність (3.7). При $P_{zi} = 6,630 \text{ кН}$ похибка, що виникає при визначенні q_{zi} , з допомогою (3.7) складає 3,4%, а при $P_{zi} = 12,700 \text{ кН}$ – 8,46–9,98%.

Таким чином, експериментальні дослідження підтвердили можливість використання імовірнісного методу визначення навантаження між шинами здвоєних коліс.

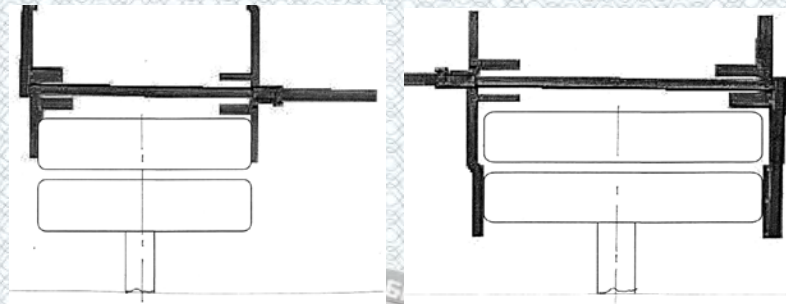
3.2 Статистична оцінка нерівномірності вільних радіусів коліс

Нерівномірність динамічних радіусів коліс в числі інших чинників визначається різнорозмірністю шин, тобто різнорозмірністю їх вільних радіусів. Вказана різнорозмірність виражається як в різниці їх зовнішніх діаметрів, так і у відхиленні від круглоти (некруглоти). Хоча вказані відхилення і обмежуються вимогами стандартів на виготовлення, відхилень зовнішнього діаметру шин, що допускаються, може виявитися досить для появи ризикання автомобіля.

Проведення вимірів зовнішніх діаметрів шин автомобілів в умовах експлуатації (особливо шин здвоєних коліс) вимагає або спеціально підготовленого майданчика, або спеціального стенду. Потрібні також спеціальні вимірювальні пристрої на основі штангенциркулів. Такі пристрої були розроблені з використанням штангенциркулів, що мають точність вимірів до 0,05 мм.

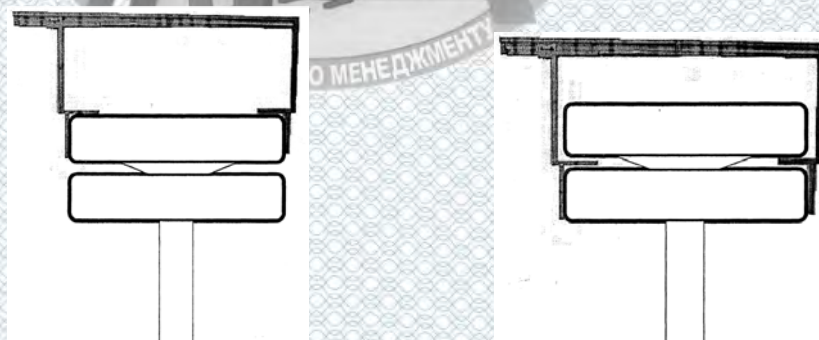
Для вимірів використовувалися шини 175R16С, використовувані на автомобілях ГАЗ 33021, і шини 240-508Р автомобілів сімейства ГАЗ 3307 (3309, 53). Для автомобілів із здвоєними шинами була розроблена конструкція вимірювальних пристроїв, що дозволяє виробляти за один підхід (обмір) діаметрів внутрішньої і зовнішньої шин (рис. 3.2 і рис. 3.3). При проведенні

вимірів вимірюване колесо (колеса) розвантажувалося за допомогою домкрата до повного відриву від полотна дороги. Виміри здійснювалися в трьох діаметральних площинах колеса, розташованих один відносно одного під кутом 120° . Результатів трьох вимірів на кожній шині усереднювалися. За результатами вимірів визначалася різниця зовнішніх діаметрів шин.



а) - зовнішніх шин, б) - внутрішніх шин

Рисунок 3.2 – Схема вимірів статистичних діаметрів здвосних шин ГАЗ-33021



а) - зовнішніх шин; б) - внутрішніх шин

Рисунок 3.3 – Схема вимірів статичних діаметрів здвосних шин ГАЗ 3307

Були виконані виміри різниць зовнішніх діаметрів шин автомобілів : ГАЗ 3307 (3309, 53) - 56 вимірів, автомобілів ГАЗ 33021 - 36 вимірів.

Розглядаючи виміряну різницю зовнішніх діаметрів як випадкову величину, визначимо гістограми її розподілу (інформація приведена в таблицях 3.7 і 3.8).

Таблиця 3.7 – Результати виміру різниць вільних діаметрів здвоєних шин автомобілів ГАЗ 3307 (3309, 53)

Інтервали різниць діаметрів	Середні значення інтервалів	Частота одиниць	Частість %
0...4,0	2,0	28	50,0
4,1...8,0	6,0	15	26,1
8,1...12,0	10,0	5	8,9
12,1...16,0	14,0	3	5,4
16,1...20,0	18,0	3	5,4
20,1...24,0	22,0	1	1,8
24,1...28,0	26,0	1	1,8

Таблиця 3.8 – Результати вимірів різниць вільних діаметрів здвоєних шин автомобілів ГАЗ 33021

Інтервали різниць діаметрів	Середні значення інтервалів	Частота одиниць	Частість, %
0...0,8	0,4	10	27,8
0,9...1,6	1,25	7	19,5
1,7...2,4	2,05	6	16,7
2,5...3,2	2,85	5	13,9
3,3...4,0	3,65	5	13,9
4,1...4,8	4,45	2	5,5
4,9...5,6	5,25	1	2,8

Для того, щоб початкові дані вимірів зробити осяжними і зручними для подальшого аналізу, варіаційний ряд випадкових величин упорядковуємо, тобто розподіляємо по групах. Для цього увесь проміжок їх можливих значень розбиваємо на інтервали, за якими розподіляємо усі результати вимірів.

Крок інтервалу визначений нами з виразу

$$C_{\bar{a}} = \frac{X_{\max} - X_{\min}}{K}, \quad (3.8)$$

де X_{\max} – максимальне значення різниці статичних діаметрів, $X_{\max} = 28$ мм;
 X_{\min} – мінімальне значення різниці статичних діаметрів, $X_{\min} = 0$ мм;
 K – кількість інтервалів, яка визначається з вираження

$$K = \sqrt{N}, \quad (3.9)$$

де $N = 56$ – кількість вимірів.

Приймаємо $K = 7$, а C_2 отримуємо рівним 4,0 мм.

Кількість значень вимірів, що потрапили в той або інший інтервал, називається частотою, а сума усіх частот дорівнює об'єму усього варіаційного ряду, тобто дорівнює загальній кількості вимірів – N .

На основі виконаних розрахунків складаємо таблицю частот (див. таблицю. 3.7), яка ілюструє емпіричний розподіл різниці статичних діаметрів x .

Емпіричний розподіл різниці статичних діаметрів здвоєних шин автомобілів ГАЗ 3307 (таблиця. 3.7) представимо у вигляді графіка (рис. 3.4).

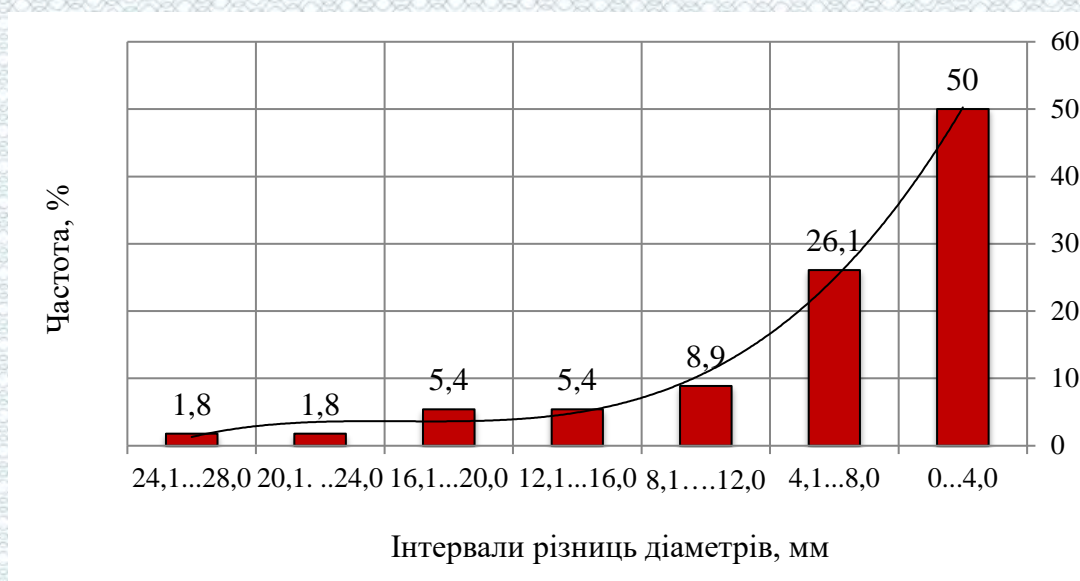


Рисунок 3.4 – Емпірична крива розподілу різниці статистичних діаметрів здвоєних шин автомобілів ГАЗ 3307 (полігон частот)

По осі абсцис відкладені значення результатів виміру. У точках, відповідних серединам інтервалів, відновлюємо перпендикуляри рівні частоти W_i . З'єднавши кінці прямими, отримаємо полігон частот або емпіричну криву розподілу. Аналогічним чином оброблені результати вимірів різниць статичних діаметрів (таблиця. 3.8) здвоєних шин автомобілів ГАЗ 33021 (рис. 3.5).

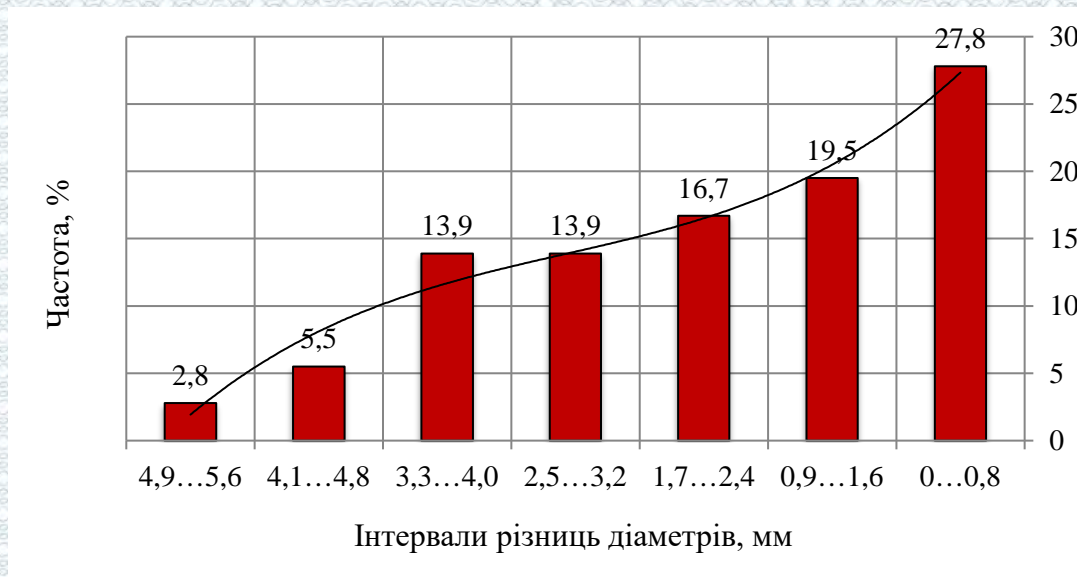


Рисунок 3.5 – Розподіл різниці статичних діаметрів здвоєних шин автомобілів ГАЗ 33021 (полігон частот)

Результати статистичних досліджень показали, що у автомобілів ГАЗ 3307 (3309, 53) різниця діаметрів досягає 28 мм., а у автомобілів ГАЗ 33021 – 6 мм. Таку різницю статичних діаметрів по рекомендованому допуску на залишкову глибину протектора об'єктивно встановити неможливо. Ця обставина ще раз підтверджує необхідність розробки обґрунтованого показника, за яким можна було б виконувати комплектацію шин в умовах експлуатації.

3.3 Експериментальна оцінка зміни радіусів колеса залежно від сумарного радіального навантаження шин здвоєних коліс

Значна різнорозмірність шин здвоєних коліс, що призводить до різниці їх радіальних деформацій, є однією з причин нерівномірності зносу, а у ряді

випадків - втрати зчеплення коліс з дорогою [11]. Для виключення подібного явища виникла необхідність розробки методики і створення устаткування для раціональної комплектації шинами здвоєних коліс. Вказана методика повинна включати:

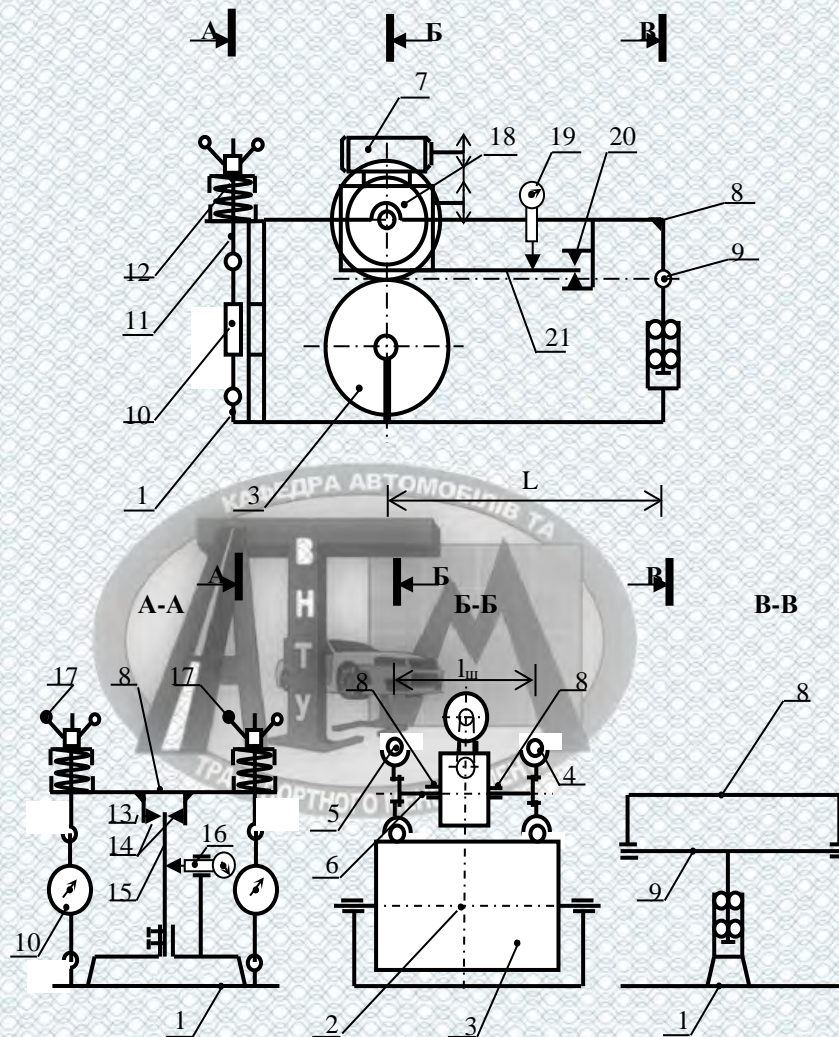
- комплектацію шин здвоєних коліс перед установкою в групи з дуже близькими динамічними (статичними) радіусами (це повинно поширюватися як на нові шини, так і на шини, що були в експлуатації);
- здвоєні шини можливо піддавати перевірці без демонтажу і з демонтажем на спеціальних стендах.

Стенд контролю розмірів здвоєних шин (рис. 3.6) [28] має раму 1, на якій встановлена бігова доріжка у вигляді цілісного барабана 3 на валу 2, по якому перекочується еталонна 4 і випробовувана 5 шини. Обидві шини за допомогою дисків встановлено жорстко на веденому валу черв'ячного редуктора 18 з можливістю звільнення від тангенціального зв'язку. Причому черв'ячний редуктор встановлений балансірно в опорах поворотної рамки 8 і кінематично пов'язаний ланцюговим приводом 22 з приводним електродвигуном 7. Реактивний момент приводу стенду сприймає закріплена на черв'ячному редукторі смугова динамометрична пружина 21, що взаємодіє з призматичними упорами 20 на поворотній рамці.

Деформація цієї смугової динамометричної (тензометричної) пружини може реєструватися або за показами індикатора переміщень 19 візуально, або за показами електричних приладів з використанням тензодатчиків, наклеєних на пружину.

Поворотна рамка одним кінцем зв'язана з Т-подібним кронштейном 9 за допомогою шарніра стенду, що дозволяє обертатися на рамі, іншим кінцем з пружинами 12 і гвинтовим навантажувачем 17 через тягу 11, сполученою з рамою. З боку навантажуючих пружин на поворотній рамці на кронштейнах 13 встановлені упори 14, що взаємодіють із смуговою динамометричною пружиною 15, нижній кінець якої жорстко закріплений на рамі стенду. Ці упори і поперечка

T-подібного кронштейна знаходиться в загальній площині, що проходить через фрикційний контакт обох шин з цілісним барабаном і паралельною основі рами.



- 1 - рама; 2 - вал; 3 - цілісний барабан; 4-5 - еталонна і випробовувана шини; 6 - вал;
 7 - приводний електродвигун; 8 - поворотна рамка; 9 - T - подібний кронштейн;
 10 - динамометр; 11 - тяга; 12 - пружина; 13 - кронштейн; 14 - призматичні упори;
 15 - смугова динамометрична пружина; 16 - індикатор переміщень; 17 - гвинтовий навантажувач;
 18 - черв'ячний редуктор; 19 - індикатор; 20 - призматичні упори;
 21 - смугова динамометрична пружина; 22 - ланцюговий привід

Рисунок 3.6 – Стенд для комплектації здвоєних шин

Одна з автомобільних шин, встановлена на стенді, береться за еталонну, відносно кінематичного радіусу якої виконується комплектування шин в групі.

У разі потреби проведення тягових випробувань і визначення механічних параметрів шин вал барабана через муфту з'єднується з порошковим гальмом марки ПТ-40М.

Перед початком експерименту вибираємо такий напрям обертання коліс, щоб поворотний візок був таким, що тягне (рис. 3.7).

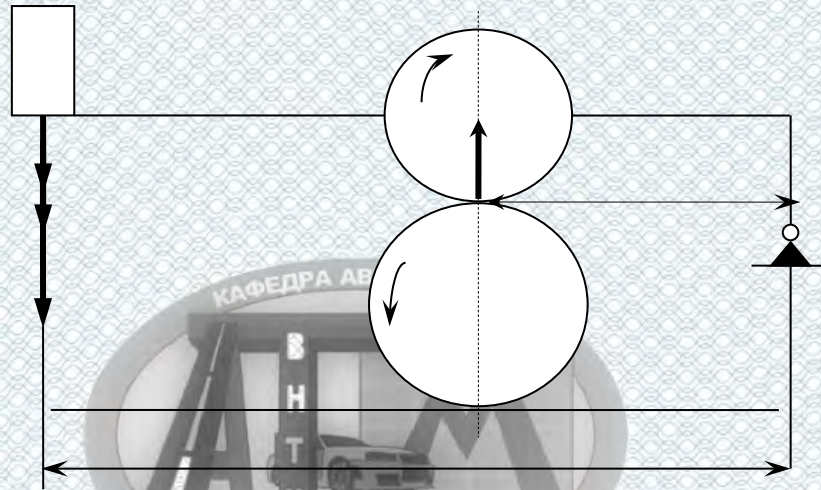


Рисунок 3.7 – Ілюстрація до експерименту

Експеримент проводився при розімкнених і замкнених колесах. Радіальне навантаження коліс здійснювалося за допомогою пружинного навантажуючого пристрою. Для того, щоб здійснити радіальне навантаження коліс в межах (власна вага автомобіля, 25%, 50%, 75% і 100% від повної маси автомобіля (що складає 3500 кг)), необхідно розрахувати зусилля, яке треба створити на пружинному навантажувачі $R_{\text{пруж}}$ (див. рис. 3.6)

$$R_{\text{п}} = (R_Q + R_{\text{пруж}}), \quad (3.10)$$

де $R_Q = 1650 \text{ Н}$ – вага поворотного візка;

$$R_{\text{п}} \cdot L_{\text{п}} = R_R \cdot L_{\text{к}}, \quad (3.11)$$

де $L_{\Pi} = 1670$ мм, $L_{\kappa} = 765$ мм.

$$R_Q \cdot L_{\Pi} + R_{\text{пруж}} \cdot L_{\Pi} = R_{\kappa} \cdot L_{\kappa}; \quad (3.12)$$

$$R_{\text{пруж}} = \frac{R_{\kappa} \cdot L_{\kappa} - R_Q \cdot L_{\Pi}}{L_{\Pi}}; \quad (3.13)$$

$$R_{\kappa} = \frac{m_{\text{автом}} \cdot \gamma}{K}, \quad (3.14)$$

де $m_{\text{автом}}$ – маса автомобіля, кг.;

γ – розподіл мас по осях, %;

$K = 2$ – кількість коліс в парі.

Результати розрахунків заносяться в таблицю 3.9.

Таблиця 3.9 – Результати розрахунків зусилля, яке треба створити на пружинному навантажувачі

Відсоток завантаження автомобіля, %	0	25	50	75	100
Маса автомобіля, кг.	1850	2263	2675	3088	3500
Радіальне навантаження пари коліс R_{κ} , Н.	4070	5588	7575	9560	11550
Зусилля створюване навантажувальним пристроєм $R_{\text{пруж}}$, Н.	214,4	910	1820	2730	3640

Експеримент при розімкнених колесах.

Перед початком експерименту необхідно створити однаковий номінальний (0,28 МПа) тиск у випробовуваних шинах. Потім підняти поворотну рамку (за допомогою домкрата) так, щоб колеса не спіралися на

барабан. Після цього необхідно виконати зовнішній обмір шин по діаметру спеціальним штангенциркулем в 3-х перерізах через 120°.

Експеримент проводиться при ступінчастому вантаженні коліс, що відповідає власній вазі автомобіля, 25%, 50%, 75% і 100% завантаження автомобіля (згідно з паспортними даними автомобілів сімейства Газель). Вантаження проводиться так, щоб відстані від поверхні барабана до осі лівого і правого колеса були однакові.

Обертання колесам передається від електродвигуна через вал бігового барабана. Включивши привід стану, відлічуємо не менше 50 оборотів бігового барабана. Початок і кінець обертання барабана фіксуємо (за допомогою міток за градуйованою шкалою барабана). За цей же проміжок часу відлічуємо число оборотів лівого і правого коліс. При кожному ступінчастому вантаженні виконуємо виміри ширини шини по трьох перерізах. Усі результати вимірів заносяться в щоденник експерименту. Після чого визначаємо кінематичні радіуси кочення коліс при різних навантаженнях по формулі (3.17)

$$L_{\text{бі}} = \pi \cdot D_{\text{бар}} \cdot n_i, \quad (3.15)$$

де $D_{\text{бар}}$ – діаметр бігової доріжки барабана;

n_i – число оборотів барабана за час експерименту;

$L_{\text{бі}}$ – шлях, пройдений барабаном.

Діаметр барабана визначується за допомогою рулетки

$$D_{\text{бар}} = (l_p / \pi) - 2t, \text{ м} \quad (3.16)$$

де l_p – довжина кола барабана по рулетці;

t – товщина стрічки рулетки;

$$D_{\text{бар}_I} = (1971 / 3,14) - 2 \cdot 0,2 = 627,307 \text{ мм};$$

$$D_{\text{бар}_{II}} = (1969 / 3,14) - 2 \cdot 0,2 = 626,67 \text{ мм};$$

$$R_{ki} = L_{\sigma i} / 2 \cdot \pi \cdot n_{ши}, \quad (3.17)$$

де $n_{ши}$ – число оборотів шини при проходженні шляху $L_{\sigma i}$

За результатами розрахунків і вимірів будується графік залежності кінематичного радіусу і ширини шини від сумарного радіального навантаження шин (рис. 3.8).

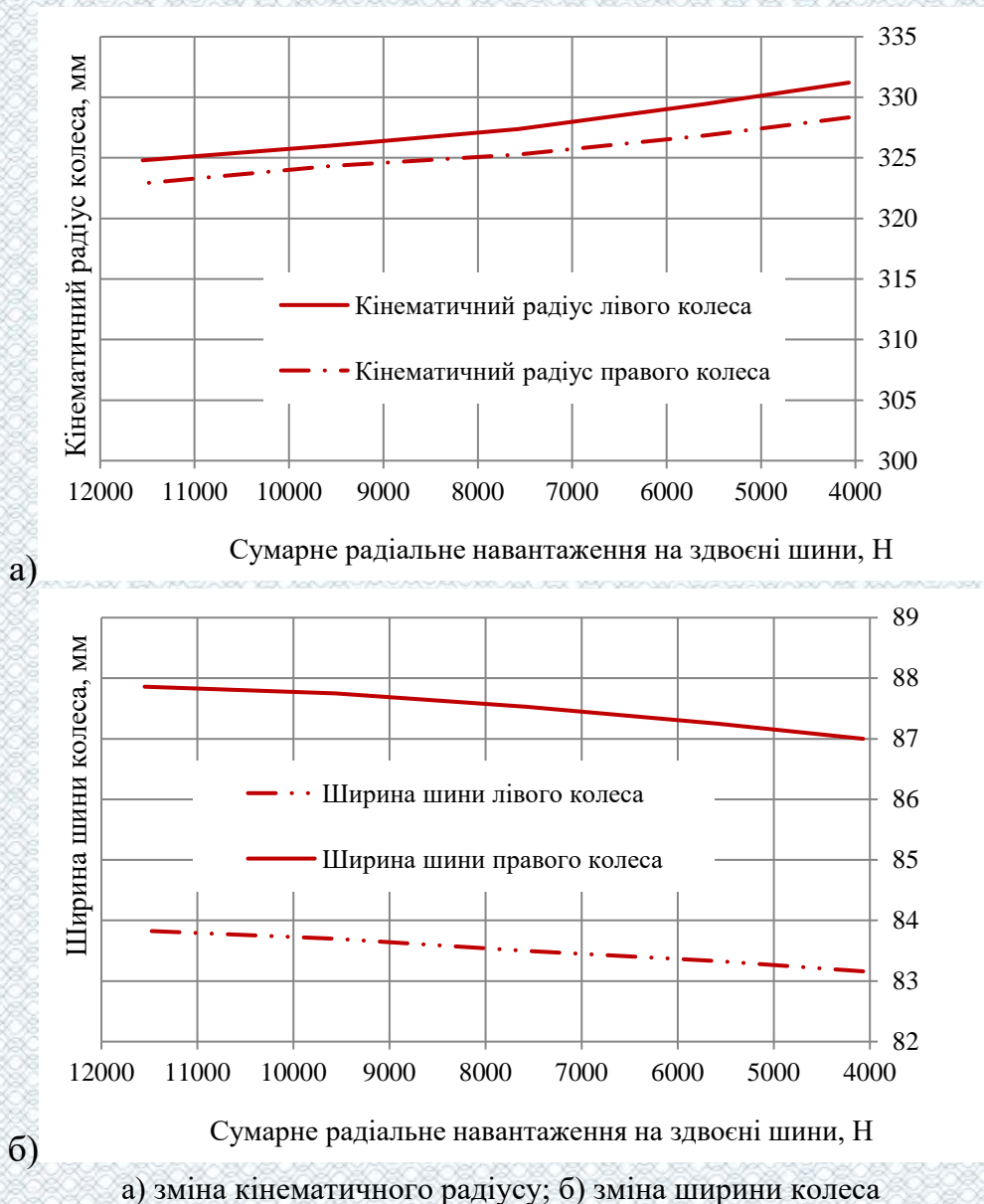


Рисунок 3.8 – Зміна параметрів колеса залежно від сумарного радіального навантаження при розімкнених колесах

При побудові графіка залежності ширини коліс від сумарного радіального навантаження, значення ширини береться середнє по трьох перерізах.

Експеримент при замкнутих колесах.

Для проведення цього експерименту ліве і праве колеса жорстко замикаються шпильками, а привід на колеса здійснюється від електродвигуна через черв'ячний редуктор. Напрямок обертання коліс не змінюється. Перед початком експерименту також створюється однаковий тиск у випробовуваних шинах.

Навантаження виконується так, щоб відстані від поверхні барабана до осі лівого і правого коліс були однакові. Після кожного ступінчастого навантаження проводяться виміри статичних радіусів шин в 3-х перерізах. За час здійснення біговим барабаном 50 оборотів підраховується кількість оборотів правого, потім лівого колеса, фіксується по динамометрах величина розвертаючого моменту. Результати вимірів заносяться в щоденник експерименту. Потім рахуємо середнє значення статичного радіусу $R_{c,л}$ коліс по трьох перерізах, після чого будемо графіки залежності динамічного і статичного радіусів (рис. 3.9), розподіли радіального навантаження між шинами і тиск в шинах від сумарного радіального навантаження (рис. 3.10).

Після чого рахуємо кінематичний радіус коліс по формулі (3.17) і тангенціальні сили по формулі (3.18), і будемо графіки залежності кінематичного радіусу коліс і тангенціальної сили від сумарного радіального навантаження (рис 3.11)

$$F_{ti} = \frac{D_i \cdot L_{ш} \cdot D_{барл}}{L_{ш} \cdot D_{барп}} \cdot 1,25, \quad (3.18)$$

де D_i – покази динамометра розвертаючого моменту при i -тому навантаженні;

$L_{ш}$ – відстань між шинами;

1,25 – коефіцієнт тангенціальної жорсткості шини.

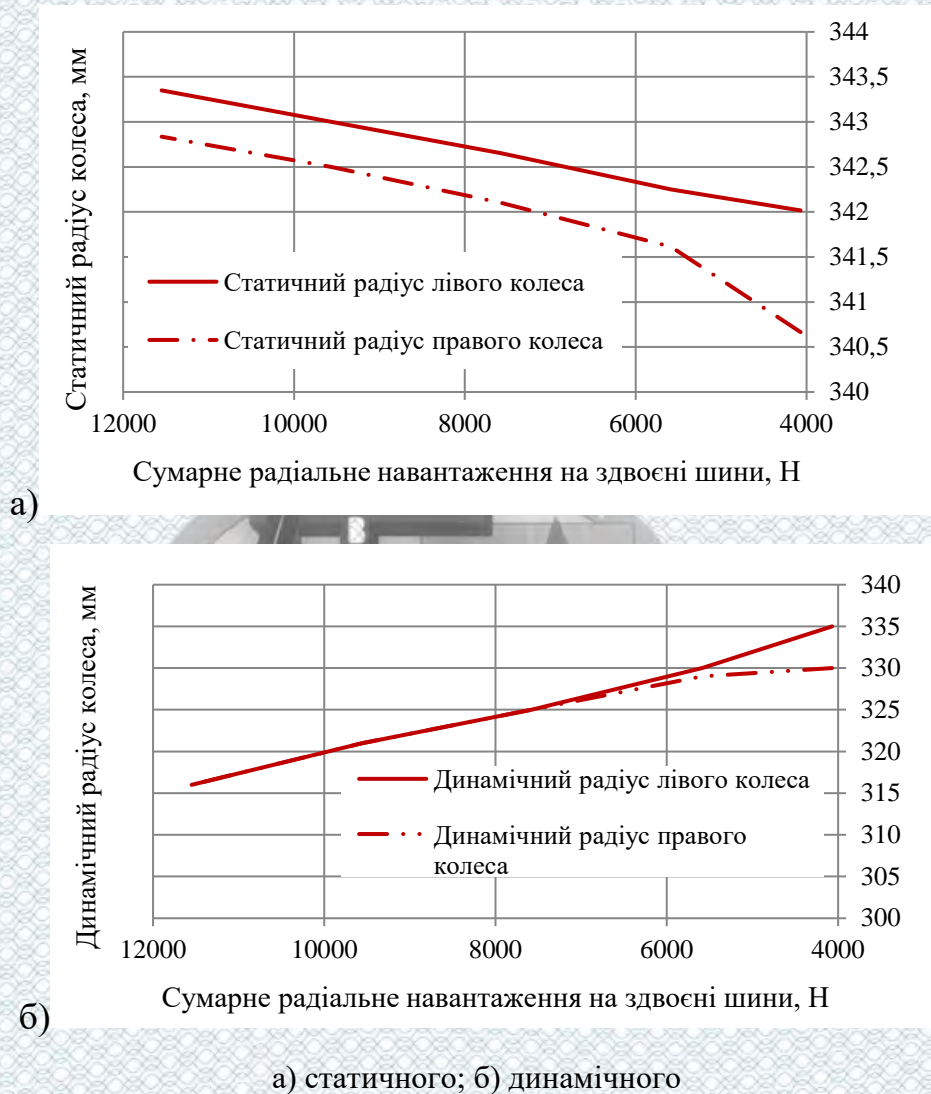
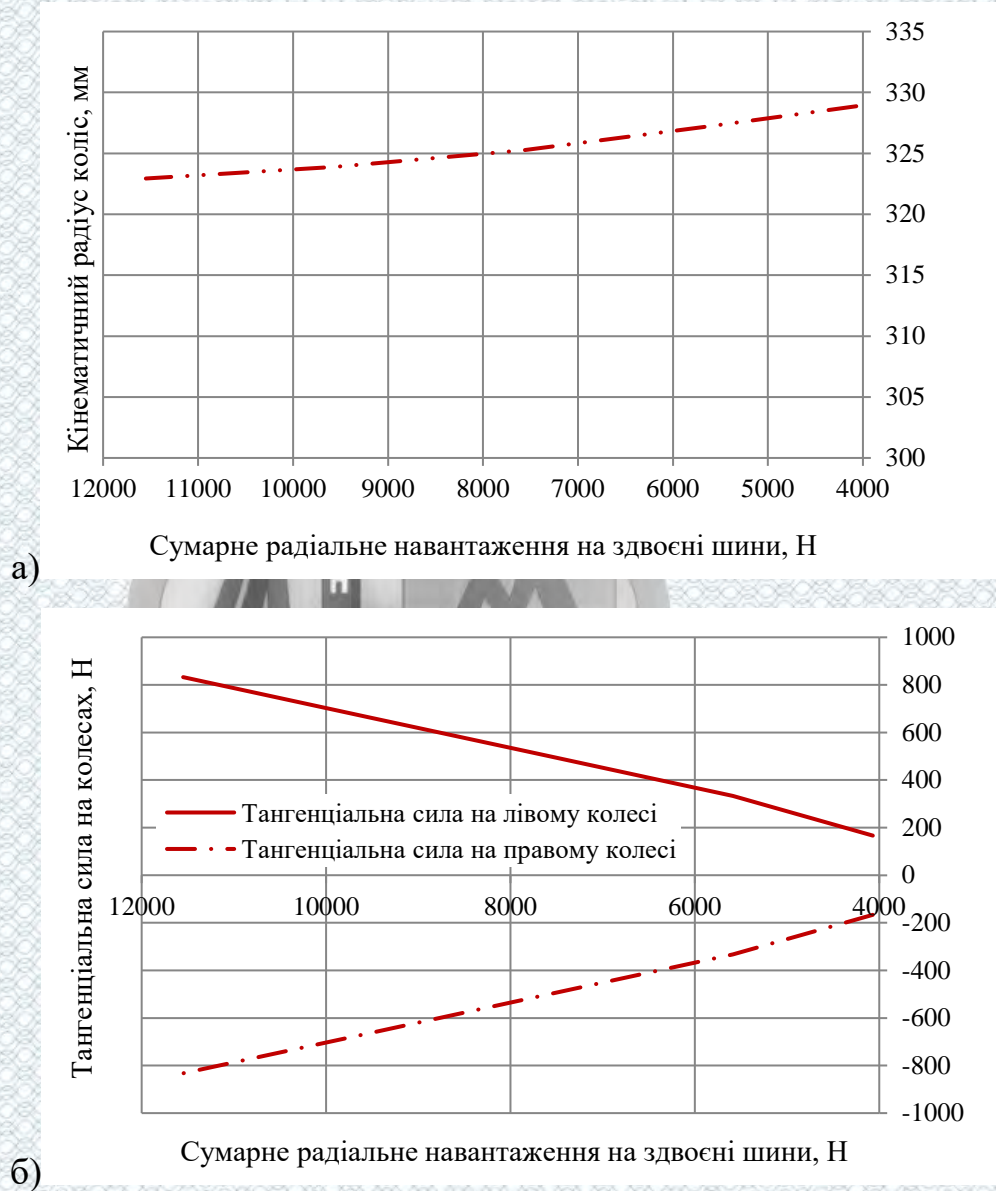


Рисунок 3.9 – Зміна радіусів колеса залежно від сумарного радіального навантаження при замкнених колесах

- Таким чином, в результаті експериментальних досліджень визначено:
- відмінність статичних радіусів здвоєних коліс призводить до нерівномірного радіального навантаження коліс;
 - вказана різниця зі збільшенням радіального навантаження зменшується;

- тиск повітря в шинах у міру збільшення радіального навантаження збільшується.



а) кінематичного радіусу колеса; б) тангенціального навантаження

Рисунок 3.10 – Зміна параметрів залежно від сумарного радіального навантаження при замкнутих колесах

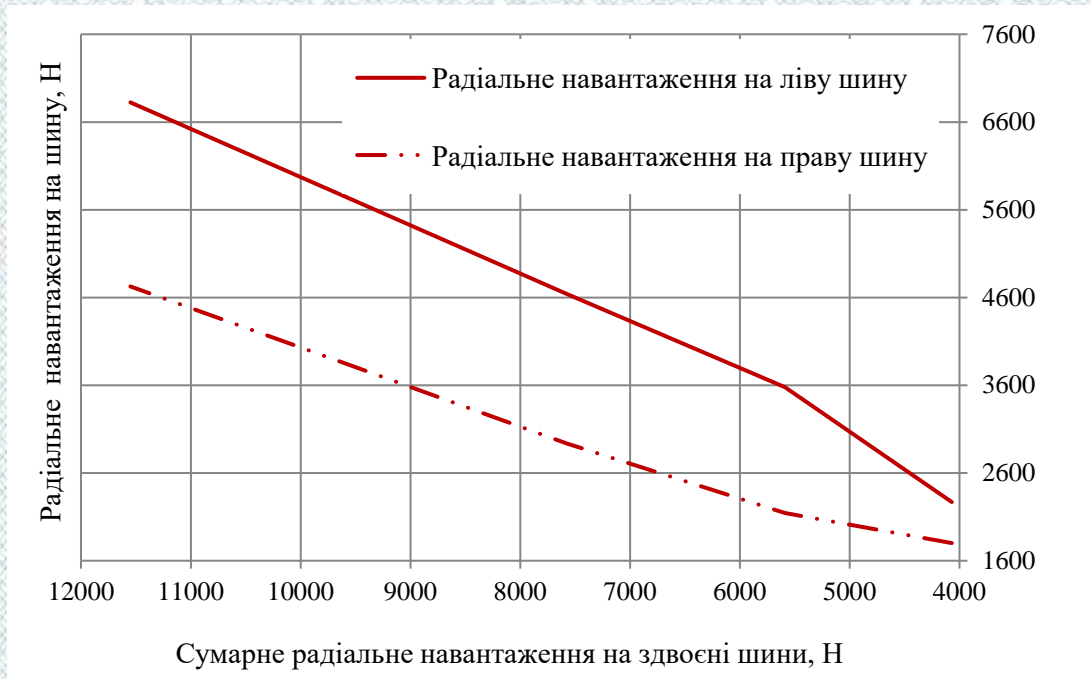


Рисунок 3.11 – Розподіл сумарного радіального навантаження на здвоєні колеса по шинах

3.4 Загальні підходи щодо удосконалення методики комплектації шин здвоєних коліс

Широкі поля допусків на вільні діаметри шин ($D_{св} \pm 1,5\%$) [29] при їх виробництві, терміни їх зберігання і міра зносу протектора не дозволяють повною мірою характеризувати на відповідність один одному комплектовані пари. Істотними чинниками, доповнюючими різницю експлуатаційних характеристик шин, являються невисока точність розмірів по діаметру і в поперечному перерізі, неоднорідність змісту матеріалів по периметру.

При придбанні автотранспортними підприємствами і приватними власниками автомобілів партії шин, за нашою оцінкою, потрібний вхідний контроль, який дозволить одночасно оцінювати якість виробництва і міру ідентичності шин по експлуатаційних розмірах.

Існуючий спосіб контролю якості шин [30] більш придатний для заводів-виробників, оскільки в нім передбачено з покришок (0,03% від добового виробництва) вирізувати зразки, випробовувати їх на розтягування і визначати залишкове подовження. Спосіб дозволяє виявляти в покришці приховані дефекти, але провести підбір шин по кінематичній відповідності між собою неможливо, оскільки перевірки піддаються лише фрагменти покришки. Крім того, випробовувані покришки після перевірки приходять в непридатність.

Через викладене автор ставив перед собою мету - розробку оперативного, простого і доступного для виконання в будь-яких автогосподарствах і заводах способу вхідного контролю якості і одночасно забезпечення кінематичної відповідності шин автотранспортних засобів шляхом пневматичної дії на них.

Технічним результатом пропозиції є метод оперативного контролю якості виготовлення по повній кінематичній відповідності один одному порівнюваних шин.

Поставлена мета і результати досягаються тим, що в цьому способі контролю якості виготовлення і кінематичної відповідності шин автотранспортного засобу, статичний діаметр шини додатково ступінчасто вимірюється при підвищенні і наступному пониженні тиску, при ідентичних величинах останнього, і по різниці статичних діаметрів шин на кожному ступені судять про її кінематичну відповідність при комплектації з іншими шинами і якістю виготовлення.

Тобто на основі експериментальних досліджень запропонований метод вхідного контролю якості шин за допомогою виміру їх діаметру залежно від тиску, в процесі підкочування шини і стравлення повітря з нього в межах експлуатаційних параметрів. Встановлено, що чим нижче якість шиноматеріалу і шини в цілому на одних і тих же величинах тиску, тим інтенсивніше проявляється гістерезис. Чи іншими словами, чим вужча величина гістерезису в шині, тим вище її якість.

Суть способу полягає в тому, що шини при комплектуванні автотранспортних засобів пропонується піддавати пневматичній дії із ступінчастим підвищенням і наступним пониженням тиску і виміром зовнішнього діаметру на кожному ступені. По різниці або збігу зовнішніх діаметрів на ступенях підвищення або пониження тиску судять про міру кінематичної невідповідності або відповідності проводять відбір якісних шин.

Описаний вище процес можна проводити на окремих, знятих з автотранспортного засобу шинах або безпосередньо на транспортному засобі при вивішуванні його колеса домкратом.

Методика проведення виміру шин.

Вільний діаметр шин визначається нами шляхом обміру (рис. 3.12) за допомогою спеціального спроектованого і виготовленого мірального інструменту, в основі якого використаний стандартний штангенциркуль марки ШЦ-0,1.



Рисунок 3.12 – Міральный інструмент для виміру вільного діаметру шин

Для того, щоб виключити вплив зміни форми шини, що викликається радіальним навантаженням на неї вагою автомобіля, колесо, що обміряється, розвантажується за допомогою домкрата до повного його відриву від полотна

дороги. Обмір кожної шини здійснюється в трьох діаметральних площинах, розташованих між собою по 120° . Результатів трьох вимірів на кожній шині усереднюються і заносяться в таблицю.

Обмір шин здійснювався ступінчасто, починаючи з тиску повітря в шинах 0,13 МПа, тобто з мінімального допустимого значення, при якому шина може ще перекочуватися без ушкоджень. На кожному наступному ступені тиск піднімався за допомогою насоса на 0,02 МПа, і шина піддавалася обміру. Тиск в шинах контролювався за допомогою зразкового манометра з ціною ділення 0,005 МПа. І так, кожного разу нарощуючи тиск в шині на 0,02 МПа до тиску 0,33 МПа, її піддавали обміру в трьох площинах за описаною вище методикою, тобто до тиску, який має місце в реальних умовах експлуатації.

Виконавши останній обмір шини при тиску 0,33 МПа, починалося ступінчасте його зниження з тим же кроком 0,02 МПа, витримуючи і у разі накачування шини, і у разі зниження тиску шини тимчасові паузи в 15 хв. Останній вимір статистичного діаметру шини здійснювався, коли тиск знижувався в ньому до початкового - 0,13 МПа.

Результати вимірів показали, що при зниженні тиску діаметр шини при одному і тому ж тиску, але при різних підходах до нього (з підвищенням тиску і пониженням тиску) істотно відрізняються один від одного, тобто в наявності помітне відставання діаметру шин відповідному йому тиску при витравленні повітря. Описана вище різниця спостерігається на усьому діапазоні зміни тиску (0,13-0,33 МПа).

Це явище спостерігається практично на усіх шинах, схильних до обміру. У одних вона відбивається більше, в інших - менше. До обміру підбиралися шини нові і такі, що були в експлуатації.

З результатів вимірів очевидне те, що у марок шин, що мають високу ходимість (великий пробіг до зняття з експлуатації), різниця між тисками при підкачуванні шини і стравленні повітря близькі один до одного.

Слід особливо підкреслити, що попереднє проминання шин на експериментальному стенді істотним чином впливає на величину гістерезису у бік зменшення. (рис. 3.13).

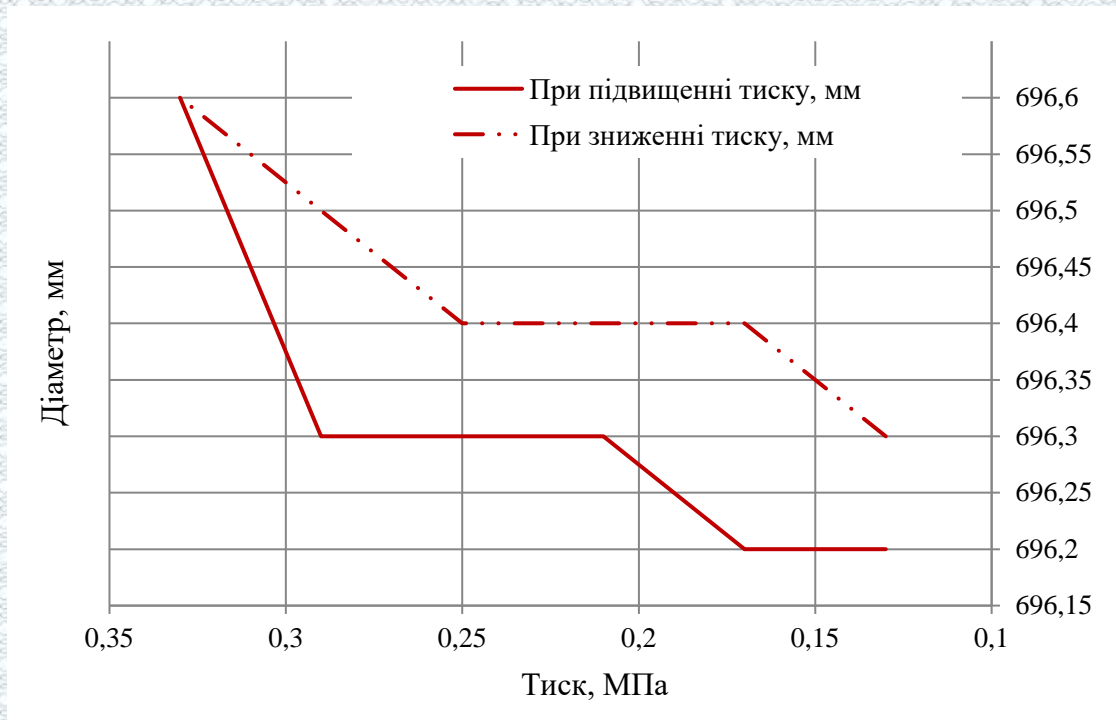


Рисунок 3.13 – Вплив внутрішнього тиску на вільний діаметр шини Voltyre

З вищевикладеного можна зробити висновок про те, що при стравлюванні тиску спостерігається залишкове збільшення діаметру шини, що стосовно фрагмента шиноматеріала можна розглядати як залишкове подовження. А як обмовлялося вище, чим нижче якість шиноматеріала і чим більше в ній дефектів технологічних, матеріальних, тим більше залишкове подовження фрагмента шини, а в нашому випадку - залишкове збільшення діаметру шини.

Таким чином, чим нижче за ходимістю гума, тим більше залишкове подовження діаметру шин. Отже, по залишковому подовженню діаметру шини можна судити про якість шиноматеріала, а отже, і про шини.

Ясно, що гістерезис залежності $D = f(p)$ пов'язаний з виникненням залишкових подовжень гуми під дією розтягуючих сил, обумовлених тиском;

залишкове подовження гуми в основному є безповоротною деформацією через розриви поперечних зв'язків і прослизання макромолекул сітки вулканізації гуми.

У гумах усіх типів відбувається явище, зовні схоже з повзучістю металів при підвищених температурах або холодотекучістю термопластів. Це явище пов'язане з тим, що в гумі, що знаходиться в напруженому стані, зароджуються, ростуть і накопичуються мікродфекти. Чим більше накопичується дефектів, тим більше залишкова деформація. Пластичні і еластичні властивості гуми проявляються одночасно залежно від параметрів сітки вулканізації. Структурні параметри сітки вулканізації істотно впливають на пружно - гістерезисні показники гуми [26].

Згідно теорії, створеної А. П. Александровим і Ю. С. Лазуркіним, загальна деформація каучуку і гуми складається з трьох складових:

- 1) пружної деформації (підкоряються закону Гуку E_y);
- 2) вискоеластичної деформації, E_b ;
- 3) пластичної деформації E_n

$$E = E_y + E_b + E_n. \quad (3.19)$$

Співвідношення складової загальної деформації залежить від природи каучуку, його структури, міри вулканізації, складу гуми, а також від швидкості деформації, тривалості навантаження і від температури.

Пружна деформація практично встановлюється миттєво при докладанні деформуючого зусилля і також миттєво зникає після зняття навантаження; зазвичай вона складає долі відсотків від загальної деформації. Цей вид деформації обумовлений невеликим зміщенням атомів, зміною міжатомних і міжмолекулярних відстаней і невеликою зміною валентних кутів.

Високоеластична деформація гум збільшує в часі у міру дії деформуючої сили і досягає дотичного деякого граничного (умовно-рівноважного) значення. Вона так само, як і пружна деформація, обрима; при знятті навантаження високоеластична деформація поступово зменшується, що призводить до еластичного відновлення деформованого зразка. Високоеластична деформація на відміну від пружної характеризується меншою швидкістю, оскільки пов'язана з конфірмаційними змінами макромолекул каучуку під дією зовнішньої сили. При цьому відбувається часткове розпрямлення і орієнтація макромолекул у напрямі розтягування. Ці зміни не супроводжуються істотними порушеннями міжатомними і міжмолекулярними відстанями і відбуваються легко при невеликих зусиллях. Після припинення деформуючої сили внаслідок теплового руху відбувається дезорієнтація молекул і відновлення розмірів зразка.

Пластична деформація безперервно зростає при навантаженні і повністю зберігається при знятті навантаження. Вона характерна для невулканізованого каучуку і гумових сумішей і пов'язана з безповоротним переміщенням макромолекул один відносно одного.

Ковзання молекул у вулканізованого каучуку сильно ускладнене наявністю міцних зв'язків між молекулами, і тому вулканізати, наповнювачі, що не містять, майже повністю відновлюються після припинення дії зовнішньої сили. Спостережувані при випробуванні наповнених гум незникаючі деформації є наслідком порушення міжмолекулярних зв'язків, а також слідством порушенням зв'язків між каучуком і компонентами, введеними в неї, наприклад, внаслідок відриву часток наповнювача від каучуку.

Незникаючі залишкові деформації часто є такими, що здаються, внаслідок малої швидкості еластичного відновлення, тобто виявляються практично зникаючими протягом деякого достатнього тривалого часу.

Таким чином, за гістерезис в залежності $D = f(p)$ відповідальна пластична частина деформації. Тому, чим більше вклад E_n у загальну

деформацію, тим більше ширина гістерезису Δd . Якості ж гуми пов'язані з високоеластичною частиною E_b загальної деформації. Звідси можна зробити висновок про те, що, вимірюючи ширину гістерезису Δd , можна судити про якість гуми. Чим менше Δd , тим більше якісна гума.

Розробка порівняльного експрес-методу оцінки якості шин.

Пропонований метод відноситься до виготовлення і експлуатації автотракторних шин і спрямований на контроль якості виготовлення шин і виявлення шин з прихованими, візуально такими, що не виявляються дефектами, а також відбору шин по їх кінематичній відповідності для комплектування спарених коліс автомобілів.

Спосіб може знайти широке застосування на заводах-виготівниках шин і транспортних засобів, а також в автогосподарствах.

Відомий спосіб вхідного контролю якості виготовлення і кінематичної відповідності шин при комплектуванні транспортних засобів із спареними колесами, шляхом визначення рівності зовнішніх діаметрів шин в комплектуваній парі [31].

У цьому патенті описаний пристрій, в якому рівність або нерівність зовнішніх діаметрів шин в парі визначають шляхом прокатування здвоєних шин по бігових доріжках і реєстрації кута їх відносного повороту при неспівпаданні зовнішніх діаметрів. Вказаний спосіб контролю кінематичної відповідності здвоєних шин і пристрій його здійснення складні конструктивно і вимагає витрат часу на монтаж і демонтаж шин. Крім того, в прототипі не забезпечується контроль повної кінематичної відповідності спарених шин. Це пов'язано з тим, що в шинах, що навіть мають рівні зовнішні діаметри, при експлуатації можуть виникнути різної величини залишкові подовження в результаті використання неякісної сировини або порушення технологічного процесу виготовлення. Залишкові подовження тим більше, чим більше допущені відступи від

регламенту виготовлення шин і матеріалів, що входять в неї. Окрім виміру зовнішнього діаметру відомий також спосіб контролю якості виготовлення шин - визначення величини залишкового подовження [30].

Згідно з цим способом з покришок (0,03% покришок добового вироблення) вирізують і випробовують в лабораторних умовах на розтягування, стискування і залишкове подовження. Спосіб дозволяє встановити в покришці приховані дефекти, але виробити підбір шин по кінематичній відповідності згідно з цим способом неможливо, оскільки перевірки піддають лише невелику частину покришок, яка після випробувань приходить в непридатність.

Мета нашого методу - розробка оперативного, простого неруйнівного і доступного для здійснення в будь-якому автосекторі і заводах способу вхідного контролю якості і кінематичної відповідності шин транспортного засобу шляхом виміру зовнішнього діаметру в процесі пневматичної на них дії.

Технічний результат - оперативний контроль якості виготовлення і повної кінематичної відповідності.

Технічне завдання і результат досягнуті тим, що в способі контролю якості виготовлення і кінематичної відповідності шин транспортного засобу шляхом виміру зовнішнього діаметру і порівняння його з еталоном, новим являється те, що зовнішній діаметр шини додатково ступінчасто вимірюють при підвищенні і наступному пониженні тиску на тих же ступенях, і по збігу зовнішніх діаметрів шини на кожному ступені судять про її кінематичну відповідність при комплектуванні з іншими шинами і якості виготовлення.

Вказані нові ознаки цього методу потрібні і достатні для здійснення способу і досягнення технічного результату.

Причинно-наслідковий зв'язок нових ознак методу і технічного результату, що досягається, полягає в тому, що ступінчастий вимір зовнішнього діаметру шини при підвищенні і наступному пониженні тиску на тих же ступенях дозволив виявити в окремих шинах залишкове подовження і за його величиною судити про міру кінематичної невідповідності для комплектування шин в

спарених колесах і про приховані дефекти або порушення технологічного процесу їх виготовлення.

Суть способу полягає в тому, що шини на вхідному контролі при комплектуванні транспортних засобів піддають пневматичній дії із ступінчастим підвищенням і наступним пониженням тиску і виміром зовнішнього діаметру на кожному ступені. Після різниці або збігу зовнішніх діаметрів на східцях підвищення і пониження тиску судять про міру кінематичного невідповідностями або відповідності проводять відбір якісних шин. Цей процес можна проводити на окремих шинах або безпосередньо на транспортному засобі при підйомі його шасі домкратом.

Приклад 1 здійснення способу. Шину марки VOLTYRE з початковим зовнішнім діаметром 696,2 мм піддали ступінчастому тиску від 0,13 до 0,33 МПа зі ступенями перепаду тиску в 0,04 МПа. Після досягнення найбільшого тиску виробили ступінчасте пониження тиску на тих же ступенях. Зовнішній діаметр шини вимірювали на кожному ступені підвищення і пониження тиску спеціальним вимірювальним інструментом типу штангенциркуль підвищеної точності виміру. Дані вимірів зовнішнього діаметру шини показують залишкові подовження на кожному етапі пневматичної дії. У випробовуваній шині використані неякісні матеріали (гума, корд та ін.) і (чи) допущено порушення технології виготовлення. Шина виключена з комплектації здвоєних шин транспортного засобу, як що не має кінематичної відповідності з шинами, що не мають або мають незначне залишкове подовження.

Приклад 2. Шину марки VOLTYARE START з початковим діаметром 699 мм випробували за методикою, аналогічною прикладу 1. Дані вимірів зовнішнього діаметру шини показують, що залишкове подовження практично відсутнє. Це свідчить про якісне виготовлення шини з використанням якісних матеріалів. Такі шини в здвоєних колесах транспортного засобу кінематично відповідають один одному і забезпечують нормальний рівень тривалої експлуатації.

Застосування вказаного способу дозволить кожному заводу-виробнику транспортних засобів і будь-якому автогосподарству проводити без великих витрат вхідний контроль якості і кінематичної відповідності шин при комплектуванні машин, а заводу-виробнику шин проводити оперативний контроль якості виготовлення продукції.

3.4 Технологія комплектації шин ведучих здвосних коліс

При придбанні автотранспортними і приватними власниками партії шин по нашій країні, враховуючи велику різноманітність фірм постачальників, потрібний вхідний контроль, який дозволяє одночасно оцінювати якість їх виробництва і міру ідентичності по експлуатаційних розмірах.

Для здійснення вхідного контролю необхідно здійснити наступні операції.

Випробовувані шини, змонтовані на диски, пропонується піддавати пневматичній дії із ступінчастим (через кожні 15 хвилин) підвищенням і наступним пониженням тиску і виміром зовнішнього діаметру спеціальним штангенциркулем (див. рис. 3.12) на кожному однойменному ступені тиску повітря. По різниці або збігу зовнішніх діаметрів на кожному ступені підвищення або пониження тиску судять про міру кінематичної відповідності або невідповідності шин.

Шину можна вважати якісною, якщо через 15 хвилин після маніпуляцій накачуванням і стравленням повітря відсутні мінімально залишкові збільшення діаметру - гістерезис. Чим менше величина гістерезису, тим якісніше шина.

Отриманими при обмірах розмірами шин можна скористатися для комплектації.

За відсутності в автогосподарстві розробленого і приведеного вище стенду для комплектації здвосних шин, для великовантажних автомобілів рекомендується нижченаведені дії.

Увесь комплект шин має бути одного сезонного призначення і однотипний за формою протектора.

Загальновідомо, що тангенціальна жорсткість шин залежить від міри їх зносу. У зв'язку з цим доцільно для передньої комплектації шин в пари формувати три групи зі зносом: до 15% (група А); до 40% (група В) і більше 40% (група С).

Комплектація шин з груп А, В, С повинна виконуватись по різниці середніх їх діаметрів, кожен з яких заміряний в трьох поперечних площинах через 120° при номінальному тиску в них. Відхилення зовнішніх діаметрів здвоєваних шин не повинні перевищувати в групі А - 0,25%, в групі В - 0,20%, і в групі С - 0,15%.

В процесі експлуатації здвоєні шини не повинні розпаровуватись. При цьому рекомендується після пробігу 10000 км робити перестановку шин за нижче приведеною схемою (рис 3.14).

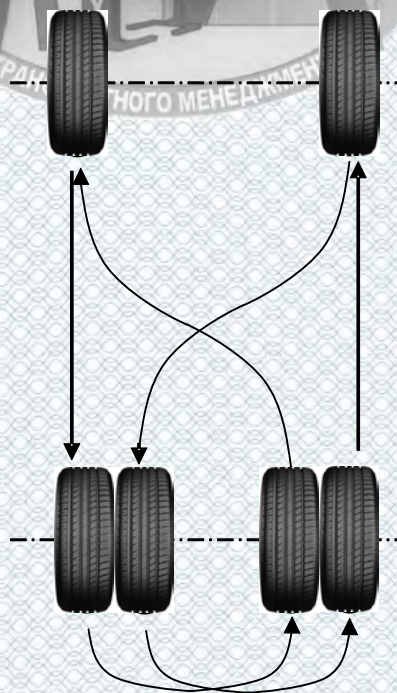


Рисунок 3.14 – Рекомендована схема перестановки шин

Для автомобілів експлуатованих в основному на ґрунтових дорогах вимоги до розмірної комплектації можуть бути зменшені в двоє.

3.5 Розрахунок ефективності впровадження удосконаленої методики комплектації шин здвоєних коліс

Визначимо економічну ефективність впровадження удосконаленої технології підбору шин здвоєних коліс на шиноремонтній дільниці. Використання стенду для підбору шин здвоєних коліс в шиноремонтній дільниці дозволяє виявити якість виготовлення та ідентичність розмірів шин та покращити технологію та якість ТО і ПР автомобілів, що підвищує їх безпеку та ефективність роботи в експлуатації. Тоді, економічний ефект від впровадження результатів дослідження складе

$$E = (P_2 - P_1) \cdot A_{cn} = \Delta P \cdot A_{cn}, \quad (3.20)$$

де E – річний економічний ефект, грн.;

P_1, P_2 – прибуток від використання результатів дослідження, грн;

A_{cn} – облікова кількість АТЗ, од.

Слід зазначити, що капітальні вкладення для реалізації результатів досліджень не потрібні.

За [32] прибуток при роботі АТЗ визначається так

$$P = D - Z_m - Z_c - Z_{ш} - Z_{то} - Z_n - Z_o - Z_{zn}, \quad (3.21)$$

де D - дохід від транспортної роботи АТЗ, грн;

Z_m - витрати на паливо, грн;

Z_c - витрати на мастильні матеріали, грн;

$Z_{ш}, Z_{то}$ - витрати, відповідно, на шини та технічне обслуговування, грн;

Z_n - накладні витрати, грн;

Z_o - плата за основні фонди, грн;

Z_{zn} - заробітна плата водія без простою, грн.

Введення витрат на ТО і ремонт в зазначену групу пов'язано з тим, що несправності, а тим більше знос сполучень силових агрегатів АТЗ, виникають внаслідок його роботи, тобто виконання транспортної роботи. Крім того, виконання ТО і ремонту служить для забезпечення працездатного стану автомобіля. У разі простою автомобіль доходу не приносить, але витрати при цьому мають місце.

До них слід віднести: накладні витрати, плату за основні фонди, амортизаційні відрахування на повне відновлення рухомого складу і зарплату водієві, яка нараховується в залежності від характеру виконаної ним роботи.

В цьому випадку збиток при простої автомобіля визначається як

$$П = Д - Z_n - Z_a - Z_o - Z_{zn}^{np}, \quad (3.22)$$

де Z_{zn}^{np} - зарплата водія при простої автомобіля в ремонті, грн;

Z_a - амортизаційні відрахування на повне відновлення рухомого складу, грн.

Витрати на ТО і ремонт при простої автомобіля дорівнюють нулю, так як автомобіль не зношується (старіння в розрахунок не береться).

Віднімаючи з виразу (3.21) вираз (3.22), отримаємо величину збитку від простою

$$\Delta П = Д - Z_m - Z_c - Z_{iu} - Z_{mo} - Z_{zn} - Z_{zn}^{np}. \quad (3.23)$$

Дохід, отриманий автовласником від одного автомобіля при його роботі протягом дня, визначається з виразу

$$D = l_c \cdot C_{км}, \text{ грн} \quad (3.24)$$

або

$$D = T_{раб} \cdot C_ч, \text{ грн} \quad (3.25)$$

де l_c - добовий пробіг автомобіля, км;

$T_{раб}$ - час роботи автомобіля у клієнта, год;

$C_{км}, C_ч$ - тариф вартості, відповідно, одного кілометра, грн / км, або однієї години роботи, грн / год.

Всі складові наведених рівнянь визначаються на підставі звітних даних автопідприємства. Простої в ТО і поточного ремонту, що приносять збитки, це наднормативні



$$P_{узч} = P_{ф} - P_{н}, \quad (3.26)$$

де $P_{ф}, P_{н}$ - фактичний і нормативний простій автомобіля, дн / тис.км.

Простої, що приносять збитки внаслідок несправності i -го найменування

$$P_{узч_i} = P_{ф_i} \cdot K_i, \quad (3.27)$$

де K_i - частка простою автомобіля, викликана несправністю i -го найменування.

За рік такі збитки складуть на один автомобіль

$$P_{зч} = P_{узч} \cdot \bar{L}_2, \quad (3.28)$$

де \bar{L}_2 - середній пробіг автомобілів за рік, тис.км.

Таким чином, величина збитку від простою автомобіля за рік складе

$$\Delta\Pi_2 = \Delta\Pi + \Pi_{2_{3ч}} . \quad (3.29)$$

В результаті використання розробленої методики річний економічної ефект у витраті на один автомобіль складе

$$\mathcal{E}_2 = \Pi_2 . \quad (3.30)$$

У табл. 3.10 наведені деякі вихідні дані і основні результати розрахунку економічної ефективності на один автомобіль.

Таблиця 3.10 – Економічна ефективність удосконалення контролю технічного стану гальмівних систем автомобілів

Найменування показників	Умовні позначення	Кількісні показники
1. Величина втрат від простою автомобіля, грн/день	$\Delta\Pi$	1190
2. Нормативний простій автомобіля, дн / тис.км	Π_n	0,30
3. Фактичний простій автомобіля, дн / тис.км	$\Pi_{ф}$	0,65
4. Частка простою автомобіля через несправність досліджуваного найменування, %	K_i	3,1
5. Простій через несправність <i>i</i> -го найменування дн / тис.км	$\Pi_{y_{3ч}}$	0,0203
6. Середній річний пробіг автомобіля, тис. км	\bar{L}_2	40
7. Простій автомобіля за рік через несправності гальм, дні / тис.км	$\Pi_{2y_{3ч}}$	0,11
8. Економічний ефект загальний, грн / рік	E	7512

Отримані результати (табл. 3.10) свідчать про високу економічну ефективність розробок.

РОЗДІЛ 4.

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Мета впровадження системи управління охороною праці – всебічне сприяння виконанню вимог, які цілком ліквідують, нейтралізують чи знижують до допустимих норм вплив на працюючих небезпечних та шкідливих факторів виробничого середовища, забезпечують усунення джерел небезпеки, ізолювання від них персоналу, використання засобів, що усунуть небезпечні ситуації та підвищують технічну безпеку.

Неналежний стан охорони праці може стати причиною соціально-економічних проблем працюючих та їх родин. Саме тому соціально-економічне значення охорони праці полягає в наступному: підвищенні продуктивності праці, збільшенні валового внутрішнього продукту, зменшенні витрат на оплату лікарняних і виплат компенсацій за шкідливі умови праці та інше.

У цьому розділі проводиться розгляд небезпечних, шкідливих та уражаючих для працівника і навколишнього середовища факторів, які утворюються при проведенні поліпшення експлуатаційних показників автомобілів структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі» акціонерного товариства «Вінницяобленерго» шляхом удосконалення методики комплектації шин здвоєних коліс. Тут висвітлюються, зокрема, технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії, технічні рішення з безпеки при проведенні поліпшення, безпека в надзвичайних ситуаціях.

Під час поліпшення вказаного процесу на працівників діють ті чи інші небезпечні і шкідливі виробничі фактори (НШВФ) фізичної та психофізіологічної груп згідно [33].

Фізичні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: понижена або підвищена температура повітря робочої зони, підвищений рівень шуму на робочому місці, підвищений рівень статичної електрики, відсутність або

недостатність природного освітлення, недостатня освітленість робочої зони, відбита або пряма блискучість, підвищена яскравість світла.

Психофізіологічні НШВФ: нервово-психічні перевантаження: розумове перенапруження, монотонність праці, перенапруження аналізаторів.

4.1 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

Мікроклімат та склад повітря робочої зони

Під мікрокліматом виробничих приміщень розуміють клімат внутрішнього середовища цих приміщень, що визначається діючими на організм людини поєднаннями температури, вологості та швидкості руху повітря, а також інтенсивності теплового випромінювання. Коли за технологічними вимогами, технічними і економічними причинами оптимальні норми не забезпечуються, то встановлюються допустимі величини показників мікроклімату.

Вибираємо для приміщення, в якому проводяться роботи з поліпшення експлуатаційних показників автомобілів структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі» акціонерного товариства «Вінницяобленерго» шляхом удосконалення методики комплектації шин здвоєних коліс, категорію важкості робіт за фізичним навантаженням – легка Іа.

Відповідно до [34] допустимі показники мікроклімату в робочій зоні для холодного та теплого періодів року приведені у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Нормовані допустимі показники мікроклімату [34]

Період року	Категорія робіт	Температура повітря, °С для робочих місць		Відносна вологість повітря, %	Швидкість руху повітря, м/с
		постійних	непостійних		
Холодний	Іа	21-25	18-26	75	≤0,1
Теплий	Іа	22-28	20-30	55 при 28°С	0,1-0,2

Перепад температури повітря вздовж висоти робочої зони допускається до 3°C. При опроміненні менше 25% поверхні тіла людини, допустима інтенсивність теплового опромінення – 100 Вт/м².

Повітря робочої зони не повинно містити шкідливих речовин з концентраціями вище гранично допустимих концентрацій (ГДК), які використовуються при проектуванні виробничих приміщень (будівель), обладнання, технологічних процесів, вентиляцій, для контролю за якістю виробничого середовища. ГДК шкідливих речовин, які використовуються в даному виробничому приміщенні наведено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони

Назва речовини	Параметр	Значення	Клас небезпеки
Бензин	ГДК, мг/м ³	100	4
Пил нетоксичний	ГДК, мг/м ³	0,15	4
Іони n ⁺ , n ⁻	число іонів в 1 см ³ повітря	50000	–

З метою встановлення необхідних за нормативами параметрів мікроклімату та чистоти повітря робочої зони передбачено: у приміщенні має бути розміщена система кондиціонування для теплої і опалення для холодного періоду року; для підвищення вологості повітря слід розташовувати місткості з водою за типом акваріумів поблизу опалювальних приладів або використовувати зволожувачі; застосування витяжної вентиляції.

Виробниче освітлення.

З метою забезпечення гігієнічних раціональних умов на робочих місцях великі вимоги висуваються щодо кількісних та якісних параметрів освітлення.

З точки зору задач зорової роботи в приміщенні, в якому проводяться роботи з поліпшення експлуатаційних показників автомобілів, відповідно до [35]

знаходимо, що вони відносяться до III розряду зорових робіт. Вибираємо контраст об'єкта з фоном – великий та характеристику фону – середню, яким відповідає підрозряд г.

Нормовані значення коефіцієнта природного освітлення (КПО) та мінімальні значення освітленості для штучного освітлення наведені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Нормовані значення КПО та мінімальні освітленості для штучного освітлення

Характеристика зорової роботи	Найменший розмір об'єкта розрізн., мм	Розряд зорової роботи	Підрозряд зорової роботи	Контраст об'єкта розрізнення з фоном	Характеристика фону	Освітленість для штучного освітлення, лк			КПО, %	
						комбіноване		загальне	Природне освітлення (бокове)	Суміщене освітлення (бокове)
						всього	у т. ч. від загального			
Високої точності	0,3-0,5	III	г	великий	середній	400	200	200	2	1,2

Так як приміщення знаходиться у м. Вінниця (2-га група забезпеченості природним світлом), а світлові проєкти орієнтовані за азимутом 270°, то для таких умов КПО розраховується за формулою [35, 36]

$$e_N = e_n m_N [\%], \quad (4.1)$$

де e_n – табличне значення КПО, %;

m_N – коефіцієнт світлового клімату;

N – номер групи забезпеченості природним світлом.

Підставляючи відомі значення отримаємо нормовані значення КПО для бокового та суміщеного освітлення:

$$e_{N,б} = 2 \cdot 0,85 = 1,7 (\%); e_{N,с} = 1,2 \cdot 0,85 = 1,02 (\%).$$

З метою забезпечення нормованих значень показників освітлення запропоновано: при недостатньому природному освітлені в світлий час доби доповнення штучним за допомогою люмінесцентних ламп з утворенням системи суміщеного освітлення; застосування штучного освітлення у темний час доби.

Виробничі віброакустичні коливання.

Визначено, що приміщення, в якому проводиться робота з поліпшення експлуатаційних показників автомобілів структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі» акціонерного товариства «Вінницяобленерго» шляхом удосконалення методики комплектації шин здвоєних коліс може містити робочі місця із шумом та вібрацією, що генерується двигунами системи вентиляції.

З метою попередження травмування працюючих від дії шуму та вібрації вони підлягає нормуванню. Головним нормативом з питань промислового шуму, що діє на території нашої країни, є [37], згідно з яким допустимі рівні звукового тиску, рівні звуку та еквівалентні рівні шуму на робочих місцях у промислових приміщеннях не повинні бути більшими ніж значення, що приведені у таблиці 4.4. Норми виробничих вібрацій наведені в таблиці 4.5 для 1-ї категорії (транспортна).

Таблиця 4.4 – Допустимі рівні шуму і еквівалентні рівні звуку

Рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах із середньо-геометричними частотами, Гц									Рівні звуку і еквівалентні рівні звуку, дБА
31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
86	71	61	54	49	45	42	40	38	50

Для поліпшення віброакустичного клімату у приміщенні передбачено:

- 1) завчасне здійснення профілактичного ремонту;
- 2) проведення перевірки рівнів шуму та вібрації.

Таблиця 4.5 – Допустимі рівні вібрації [38]

Гранично допустимі рівні віброприскорення, дБ, в октавних смугах із середньо-геометричними частотами, Гц						Коректовані рівні віброприскорення, дБА
2	4	8	16	31,5	63	
68	65	65	71	77	83	62

Виробничі випромінювання

Аналіз умов праці показав, що приміщення, в якому виконується робота з поліпшення експлуатаційних показників автомобілів структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі» акціонерного товариства «Вінницяобленерго» шляхом удосконалення методики комплектації шин здвоєних коліс може містити електромагнітні випромінювання.

Гранично допустимі рівні електромагнітних полів наведені в таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 – Гранично допустимі рівні електромагнітних полів (безперервне випромінювання, амплітудна або кутова модуляція)

Номер діапазону	Метричний розподіл діапазонів	Частоти	Довжина хвиль, λ	ГДР, В/м
5	Кілометрові хвилі (низькі частоти, НЧ)	30-300 кГц	10-1 км	25
6	Гептаметрові хвилі (середні частоти, СЧ)	0,3-3 МГц	1-0,1 км	15
7	Декаметрові хвилі (високі частоти, ВЧ)	3-30 МГц	100-10 м	$3 \cdot 1g\lambda$
8	Метрові хвилі (дуже високі частоти, ДВЧ)	30-300 МГц	10-1 м	3

Для забезпечення захисту і досягнення нормативних рівнів випромінювань потрібно використовувати екранування робочого місця і скорочення часу опромінення за рахунок перерв на відпочинок.

4.2 Технічні рішення з безпеки при проведенні поліпшення експлуатаційних показників автомобілів структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі» акціонерного товариства «Вінницяобленерго» шляхом удосконалення методики комплектації шин здвоєних коліс

Безпека щодо організації робочих місць.

Конструкція робочого місця, взаємне розташування його елементів і його розміри повинні відповідати антропометричним, психофізіологічним і фізіологічним властивостям працівника, а також характеру роботи [39].

Оптимальне розміщення на робочій поверхні обладнання, що використовується, з урахуванням його кількості, розмірів, конструктивних особливостей та характеру роботи, яка виконується повинна забезпечувати конструкція робочого столу.

При розміщенні робочих місць у приміщеннях з джерелами небезпечних та шкідливих промислових факторів, вони повинні розміщатись у повністю ізольованих кабінетах з природним освітленням та організованою вентиляцією. Площа одного робочого місця має складати не менше $6,0 \text{ м}^2$, об'єм приміщення – не менше як 20 м^3 , висота – не менше $3,2 \text{ м}$ [40].

Кольорове оздоблення інтер'єру приміщення повинно відповідати вказівкам з проектування кольорової обробки інтер'єрів приміщень будівель промислових підприємств. Поверхня підлоги має бути рівною, без вибоїн, не слизькою, зручною для вологого прибирання, мати антистатичні властивості. Забороняється застосовувати під час оздоблення інтер'єру полімери, які забруднюють повітря шкідливими хімічними речовинами та сполуками.

Електробезпека.

У середині приміщення, в якому проводиться робота з поліпшення експлуатаційних показників автомобілів структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі» акціонерного товариства «Вінницяобленерго» шляхом удосконалення методики комплектації шин здвоєних коліс, значну увагу слід

надати уникненню загрози ураження електричним струмом. Згідно [41] дане приміщення відноситься до приміщень з підвищеною небезпекою ураження електричним струмом в наслідок наявності значної (понад 75 %) відносної вологості.

Тому безпека використання електрообладнання повинна гарантуватись рядом заходів, які передбачають використання ізоляції струмовідних елементів, захисних блокувань, захисного заземлення та ін. [42].

4.3 Безпека у надзвичайних ситуаціях

Відповідно до [43] приміщення, де проводиться робота з поліпшення експлуатаційних показників автомобілів структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі» акціонерного товариства «Вінницяобленерго» шляхом удосконалення методики комплектації шин здвоєних коліс, відноситься до категорії пожежної небезпеки А, яка характеризується наявністю легкозаймистих рідин з температурою спалаху не більше 28 °С, що використовуються при проведенні поліпшення. Це приміщення відноситься до 2-го ступеня вогнестійкості, в якому приміщення знаходяться в будівлі з несучими та огорожувальними конструкціями з природних або штучних кам'яних матеріалів, бетону, залізобетону із застосуванням листових і плитних негорючих матеріалів.

Мінімальні межі вогнестійкості конструкцій розглядуваного приміщення наведені в таблиці 4.7 і являють собою час, протягом якого конструкції затримують поширення вогню, оцінюється межею вогнестійкості. Межа вогнестійкості конструкції визначається часом в хвилинах від початку сприймання вогню до утворення в конструкціях наскрізних тріщин або отворів, підвищення температури на поверхні, яка не обігривається вище допустимої, руйнування конструкції.

Таблиця 4.7 – Значення мінімальних меж вогнестійкості приміщення [43]

Ступінь вогнестійкості будівлі	Стіни				Колони	Східчасті майданчики	Плити та інші несучі конструкції	Елементи покриття	
	Несучі та східчасті клітки	Самонесучі	Зовнішні несучі	Перего-родки				Плити, прогони	Балки, ферми
2	REI 120 M0	REI 60 M0	E 15 M0	EI 15 M0	R 120 M0	R 60 M0	REI 45 M0	REI 15 M0	R 30 M0

Примітка. R – втрати несучої здатності; E – втрати цілісності; I – втрати теплоізоляційної спроможності; M – показник здатності будівельної конструкції поширювати вогонь (межа поширення вогню); M0 – межа поширення вогню дорівнює 0 см.

В таблиці 4.8 приведено протипожежні норми проектування будівель і споруд. З метою попередження поширенню пожежі з одної споруди на іншу між ними влаштовують протипожежні розриви, які залежать від ступеня вогнестійкості будівлі. Ширина евакуаційного виходу (дверей) із приміщень визначається в залежності від загальної кількості людей, які евакуюються через цей вихід та кількості людей на 1 м ширини виходу (дверей). Максимально допустима кількість поверхів споруди, найбільша допустима площа підлоги між протипожежними стінами приймається в залежності від категорії пожежної безпеки та ступеня вогнестійкості.

Таблиця 4.8 – Протипожежні норми проектування будівель і споруд [44]

Об'єм приміщення, тис. м ³	Категорія пожежної безпеки	Ступінь вогнестійкості	Відстань, м, для щільності людського потоку в загальному проході, осіб/м ²			Кількість людей на 1 м ширини евакуаційного виходу	Відстань між будівлями та спорудами, м, при ступені їх вогнестійкості			Найбільша кількість поверхів	Максимально допустима площа поверху, м ² , для числа поверхів		
			до 1	2-3	4-5		I,II	III	IV,V		1	2	3 і більше
до 15	A	2	40	25	15	45	9	9	12	6	н.о.	–	–

Визначення видів та кількості первинних засобів пожежегасіння виконується з врахуванням властивостей фізико-хімічних та пожежонебезпечних горючих речовин, їхньої взаємодії з вогнегасними речовинами, а також розмірів і площ виробничих приміщень, установок та відкритих майданчиків.

Встановлюємо, що приміщення, де проводиться робота з поліпшення, має бути обладнане двома вогнегасниками, пожежним щитом, а також ємністю з піском [45].

4.4 Висновки до розділу 4

Під час написання даного розділу було розглянуто такі питання охорони праці і безпеки в надзвичайних ситуаціях, як технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії, технічні рішення з безпеки під час проведення поліпшення експлуатаційних показників автомобілів структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі» акціонерного товариства «Вінницяобленерго» шляхом удосконалення методики комплектації шин здвоєних коліс, безпека у надзвичайних ситуаціях.

ВИСНОВКИ

У даній магістерській кваліфікаційній роботі було виконано наукові дослідження, направлені на розробку заходів з підвищення ефективності експлуатації автомобілів структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі» акціонерного товариства «Вінницяобленерго» на основі удосконалення методики комплектації шин здвоєних коліс автотранспортних засобів. Зокрема було зроблено:

- виконано обґрунтування розробок з поліпшення експлуатаційних показників автомобілів транспортного підрозділу Вінницьких міських електричних мереж;
- досліджено завантаженість здвоєних шин та стійкість руху АТЗ за нерівномірності динамічних радіусів коліс;
- розроблено удосконалену методику комплектації шин здвоєних коліс;
- розроблено заходи з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях;
- визначено ефективність запропонованих рішень: впровадження результатів виконаних наукових досліджень із удосконалення технології підбору шин здвоєних коліс автотранспортних засобів економічно виправдане.

Використання основних результатів магістерської кваліфікаційної роботи дозволяє:

- оцінити завантаженість здвоєних шин задніх ведучих мостів автомобілів;
- оцінити стійкість автомобіля при нерівномірності динамічних радіусів коліс різних бортів;
- виявити якість виготовлення та ідентичність розмірів шин;
- покращити технологію та якість ТО і ПР автомобілів, що підвищує їх безпеку та ефективність роботи в експлуатації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кашканов А.А., Корнійчук М.Д. Аспекти забезпечення ефективної експлуатації автотранспортних засобів. LIII Всеукраїнська науково-технічна конференція підрозділів Вінницького національного технічного університету, 15 жовтня 2023 року – 22 березня 2024 року, Вінниця: ВНТУ. [Електронний ресурс]. URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2024/paper/view/19252/15948>.
2. Вінницькі міські ЕМ. [Електронний ресурс]. URL: <https://www.voe.com.ua/subdivisions/vinnyski-miski-em>.
3. АТ «Вінницяобленерго». Додаткові послуги. Послуги з оренди автотранспорту. [Електронний ресурс]. URL: <https://www.voe.com.ua/additional-services/posluhy-z-orendy-avtotransportu>.
4. Кашканов А.А., Варчук В.В., Зелінський В.Й., Севостьянов С.М. Аналіз витрат операційної діяльності пасажирського АТП з урахуванням зміни їх структурних елементів. Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту. 2009. №3.
5. Кукурудзяк Ю. Ю., Рудь О. В., Кукурудзяк Л. В. Дипломне проектування виробничих підрозділів підприємств автомобільного транспорту: навчальний посібник. Вінниця : ПП "Едельвейс і К", 2010. 336 с.
6. Road traffic injuries. World Health Organization: web site. URL: <http://www.who.int/mediacentre/factsheets/fs358/en/>.
7. Кашканов А. А., Пальчевський О. В. Проблеми функціонування транспортних систем великих міст України в сучасних умовах. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. 2022. №1(18). С. 97-102. DOI: 10.36910/automash.v1i18.764.
8. Статистика. Патрульна поліція України. [Електронний ресурс]. URL: <https://patrolpolice.gov.ua/statystyka/>.

9. Кошарний М. Ф. Основи механіки та енергетики автомобіля: навч. посіб. К. : Вища шк., 1992. 200 с.
10. Кашканов А. А., Грисюк О. Г., Гуменюк І. І. Безпека дорожнього руху: навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2017. 90 с.
11. Расејка, Н. В. Tire and Vehicle Dynamics (Elsevier, 2012). doi: 10.1016/C2010-0-68548-8.
12. Статистичні дані по галузі автомобільного транспорту – Міністерство інфраструктури України. [Електронний ресурс]. URL: <https://mtu.gov.ua/content/statistichni-dani-po-galuzi-avtomobilnogo-transportu.html>.
13. Правила дорожнього руху України. К. : Укрспецвидав, 2023. 120 с.
14. Розподіл кількості ДТП за видами технічних несправностей транспортних засобів. Тернопільський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України. [Електронний ресурс]. URL: <https://www.ndekc.te.ua/news/rol-tehchnogo-stanu-transportnih-zasobv-u-zabezpechenn-bezpeki-dorozhnogo-ruhu>.
15. Reimpell J., Stoll H., Betzler J.W. The Automotive Chassis: Engineering Principles. Oxford: Butterworth-Heinemann, UK, 2001.
16. Jazar R.N. Vehicle Dynamics: Theory and Application. 2nd Ed. NY: Springer, USA, 2014. DOI: 10.1007/978-1-4614-8544-5.
17. Туренко А. М., Клименко В. І., Сараєв О. В., Данець С. В. Автотехнічна експертиза. Дослідження обставин ДТП : підручник для вищих навчальних закладів. Харків : ХНАДУ, 2013. 320 с.
18. Oh C., Kim T. Estimation of rear-end crash potential using vehicle trajectory data. Accident Analysis & Prevention. 2010. Vol. 42. Issue 6, P. 1888-1893.
19. Jacob B., Violette E. Vehicle trajectory analysis: an advanced tool for road safety. Procedia – Social and Behavioral Sciences. 2012. Vol. 48. Issue of the Transport Research Arena – Europe. P. 1805-1814.

20. Сахно В. П., Макаров В.А., Костенко А.В. Курсова стійкість руху автомобілів та її характеристики. Проблеми транспорту : зб. наук. праць. Київ : НТУ. 2009. С. 222-230.
21. Кашканов А. А. Оцінка експлуатаційних гальмових властивостей автомобілів в умовах неточності вихідних даних : монографія / А. А. Кашканов, В. М. Ребедайло, В. А. Кашканов. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 148 с.
22. Кукурудзяк Ю. Ю. Технічна експлуатація автомобілів. Технологія обслуговування : навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2023. 227 с.
23. Kashkanov A., Semenov A., Kashkanova A. et al. Estimating the effectiveness of electric vehicles braking when determining the circumstances of a traffic accident. Sci Rep 13, 19916, 2023. <https://doi.org/10.1038/s41598-023-47123-7>.
24. Кашканов А. А., Кав'юк В. В., Кашканова Г. Г., Борисюк Д. В. Аналітичний метод визначення шляху екстреної зупинки колісної машини з урахуванням впливу конструкції гальма. Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил. 2023. № 1 (75). С. 82-89. <https://doi.org/10.30748/zhups.2023.75.12>
25. Сахно В. П., Вербицкий В. Г., Кондратьев В. В. Вплив поздовжньої сили у плямі контакту ведучих коліс на курсову стійкість руху автомобілів. Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. 2013. № 30 (1003). С. 3-9.
26. Automotive Handbook. 11th Ed. / [Reif K., Dietsche K.-H. & others]. Karlsruhe: Robert Bosch GmbH, 2022. 2048 p.
27. Подригало М.А., Шелудченко В.В. Нове в теорії експлуатаційних властивостей автомобілів та тракторів: навч. посібн. Суми.: Сумський національний аграрний університет, 2015. 213с.
28. Абдулгасис А. У. Стенд для комплектації шин, встановлюваних на колеса автотранспортних засобів спарено // Автомобільний транспорт : зб. наук. праць ХНАДУ. Вип. 16., 2005. С. 53–55.

29. ДСТУ 8815:2018. Шини пневматичні для вантажних колісних транспортних засобів та причепів до них. Загальні технічні умови.
30. Ларін О.М. Теоретичні основи оцінки працездатності шин легкового автомобіля в експлуатації: Дис. докт. техн. наук. Харків, 2001. 312с.
31. Пат. 68636 А Україна, МПК 7 G 10 M 17/02. Стенд для перевірки спарених шин транспортного засобу на кінематичну відповідність / Абдулгасіс А. У., Хабрат М. І., Абдулгасіс У. А. ; заявник і власник патенту А. У. Абдулгасіс. – № 2003098394 ; заявл. 11.09.03 ; опубл. 16.08.04, Бюл. № 8.
32. Методичні вказівки для виконання практичних робіт з дисципліни “Економічне обґрунтування інноваційних рішень в галузі транспорту” для студентів спеціальності 274 – «Автомобільний транспорт» денної та заочної форми навчання / Уклад. В. В. Біліченко, С. О. Романюк. Вінниця : ВНТУ, 2016. 63 с.
33. Батлук В. А., Кулик М. П., Яцюк Р. А. Охорона праці : навчальний посібник. Третє видання, доповнене. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2011. 388 с.
34. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень.
35. ДБН В.2.5-28-2006. Природне і штучне освітлення.
36. Бондаренко Є. А. Освітлення виробничих приміщень : довідник / Є. А. Бондаренко, В. О. Дрончак. – Вінниця : ВНТУ, 2011. – 61 с.
37. ДСН 3.3.6-037-99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвучу та інфразвучу.
38. ДСН 3.3.6.039 99. Державні санітарні норми виробничої та загальної вібрацій.
39. ДСТУ 8604:2015 Дизайн і ергономіка. Робоче місце для виконання робіт у положенні сидячи. Загальні ергономічні вимоги.
40. Методичні вказівки до опрацювання розділу "Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях" в дипломних проектах і роботах студентів

спеціальностей, що пов'язані з функціональною електронікою, автоматизацією та управлінням / Уклад. О. В. Березюк, М. С. Лемешев. Вінниця : ВНТУ, 2012. 64 с.

41. Правила улаштування електроустановок. 2-е вид., перероб. і доп. – Х: "Форт", 2009. – 736 с.

42. ДБН В.2.5-27-2006. Захисні заходи електробезпеки в електроустановках будинків і споруд.

43. ДБН В.1.1.7-2002. Пожежна безпека об'єктів будівництва.

44. 12. ДСТУ Б В.1.1-36:2016 Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою.

45. НАПБ Б.03.001-2004. Типові норми належності вогнегасників.

46. Положення про кваліфікаційні роботи на другому (магістерському) рівні вищої освіти. СУЯ ВНТУ-03.02.02-П.001.01:21. [Електронний ресурс]. URL: <https://iq.vntu.edu.ua/repository/getfile.php/3091.pdf>.



ДОДАТОК А (обов'язковий). Ілюстративна частина



Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра автомобілів та транспортного менеджменту

Поліпшення експлуатаційних показників автомобілів
структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі» акціонерного товариства «Вінницяобленерго»
шляхом удосконалення методики комплектації шин здвоєних коліс

Ілюстративна частина магістерської кваліфікаційної роботи
зі спеціальності 274 – Автомобільний транспорт

Розробив: ст. гр. 1АТ-22м



Корнійчук М.Д.

Керівник: д.т.н., професор



Кашканов А.А.

Вінниця ВНТУ 2023

Метою дослідження є розробка заходів з поліпшення експлуатаційних показників автомобілів структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі» акціонерного товариства «Вінницяобленерго» шляхом удосконалення методики комплектації шин здвоєних коліс.

Завдання дослідження:

- виконати обґрунтування розробок з поліпшення експлуатаційних показників автомобілів транспортного підрозділу Вінницьких міських електричних мереж;
- дослідити завантаженість здвоєних шин та стійкість руху АТЗ за нерівномірності динамічних радіусів коліс;
- розробити удосконалену методику комплектації шин здвоєних коліс;
- розробити заходи з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях;
- визначити ефективність запропонованих рішень.

Об'єкт дослідження – функціонування системи «водій – автомобіль – дорога – середовище» під час руху автомобіля.

Предмет дослідження – методи поліпшення експлуатаційних показників АТЗ на основі підвищення стабільності параметрів та надійності шин здвоєних коліс.

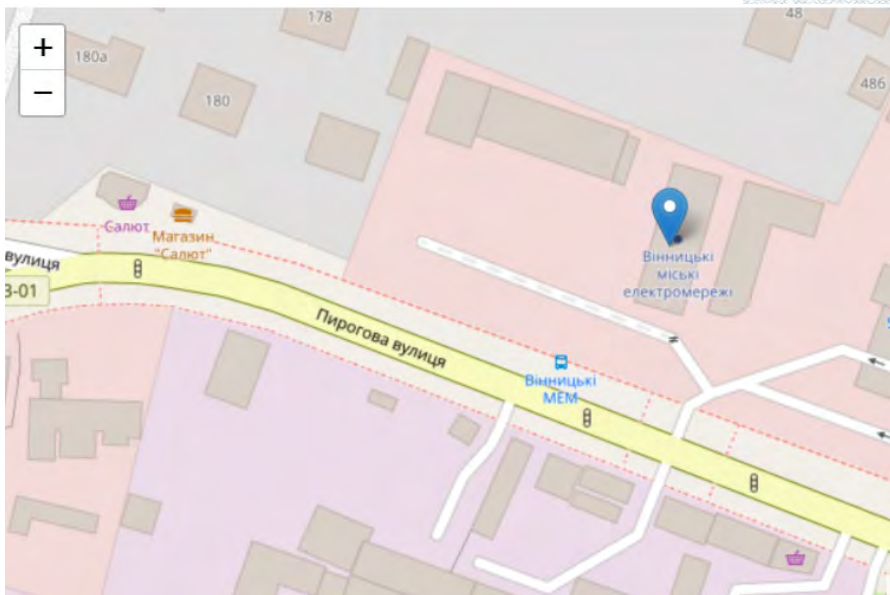
Методи досліджень. Методологічною основою дослідження є використання системного підходу до аналізу технічних проблем. Методи досліджень застосовані в роботі: матричний та регресійний аналізи, моделювання, імовірно-статистичний підхід.

Наукова новизна одержаних результатів.

Отримали подальший розвиток закономірності раціональної комплектації шин здвоєних коліс ведучих мостів АТЗ, які є значимими щодо забезпечення високої надійності функціонування автомобільної техніки в експлуатаційний період.

Практична значимість одержаних результатів полягає в покращенні технології підтримки належного рівня надійності та безпеки руху АТЗ в умовах експлуатації на основі впровадження удосконаленої методики комплектації шин здвоєних коліс, що враховує експлуатаційні та виробничі чинники.

Структурна одиниця (СО) «Вінницькі міські електричні мережі» акціонерного товариства (АТ) «Вінницяобленерго» розташована за адресою: вул. Пирогова, 174, м. Вінниця, Україна, Вінницька область.



Зона обслуговування СО «Вінницькі міські електричні мережі» охоплює адміністративну територію міста Вінниці.

Предмет діяльності СО «Вінницькі міські електричні мережі»:

- 2.1 Передача, постачання електричної енергії.
- 2.2 Будівництво, монтаж, експлуатація, технічне обслуговування та ремонт електричного обладнання, систем зв'язку, автоматики та релейного захисту, вимірювальних приладів, вузлів обліку енергії.
- 2.3 Виконання будівельних, пусконаладжувальних та налагоджувальних робіт як для власних потреб, так і для потреб сторонніх організацій, установ, окремих громадян.
- 2.4 Надання транспортних послуг.
- 2.5 Виконання проектно-кошторисних, інженерно-вишукувальних, проектно-налагоджувальних, будівельно-монтажних робіт.
- 2.6 Здійснення інших видів діяльності, що не суперечать чинному законодавству та іншим діючим нормативним документам.

екскаватори-
навантажувачі



На балансі підприємства
знаходиться 36 одиниць рухомого складу

вантажні автомобілів вантажопідйомністю від 1-ї до 20 т



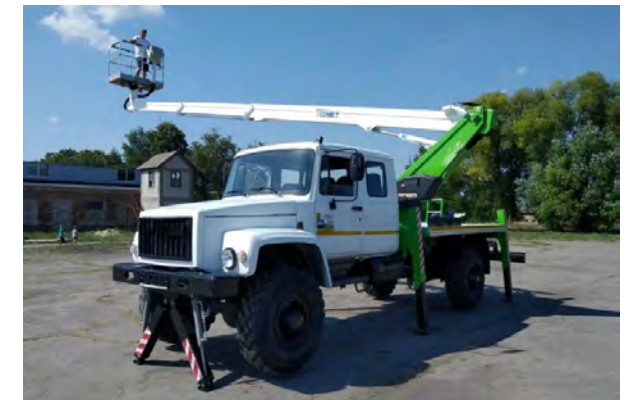
ямобури, глибиною
буріння до 2,5 м



автокрани вантажопідйомністю від 6,3 т до 30 т



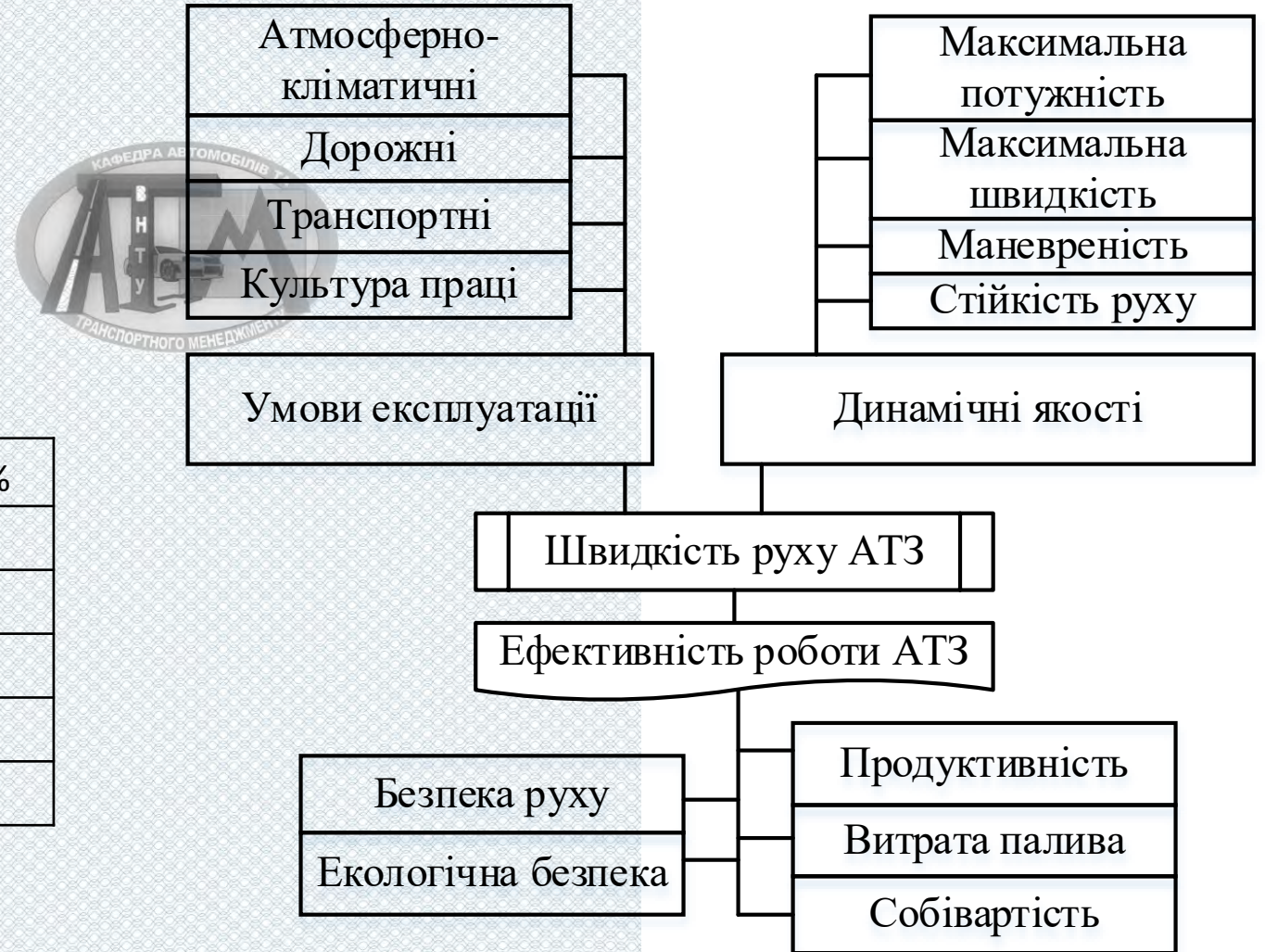
автовишки від 8м до 28м



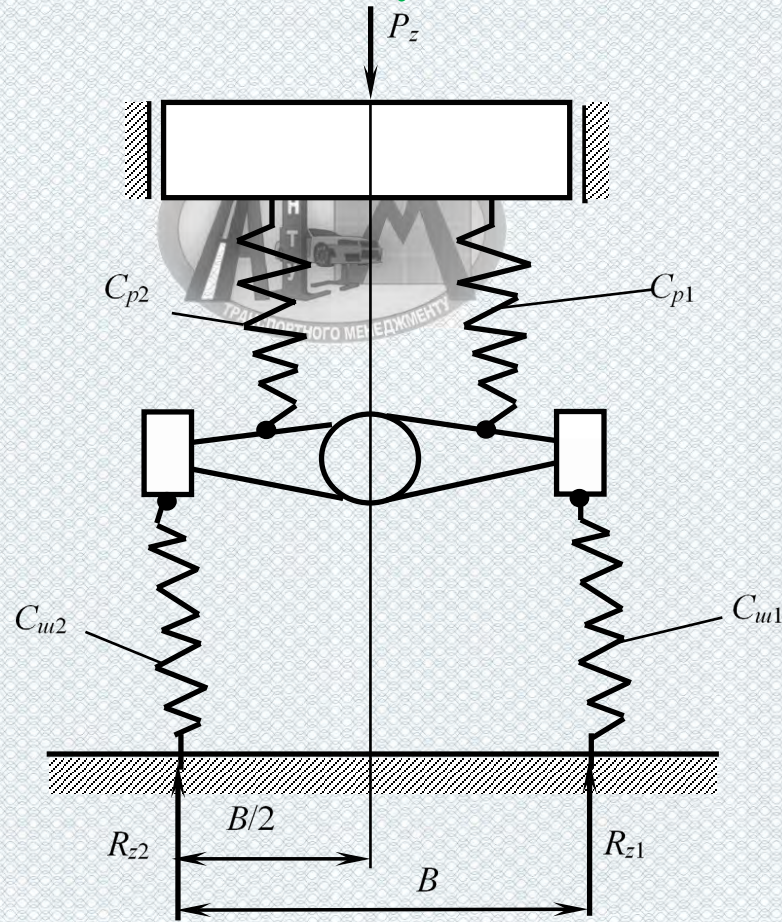
Взаємозв'язок швидкості руху АТЗ та ефективності їх роботи

Розподіл ДТП за видами технічних несправностей ТЗ

Несправність	Кількість ДТП, %
Гальмівна система	31.8
Рульове керування	13.6
Шини	14.3
Прилади освітлення і сигналізації	20.2
Інші	20.1



Аналіз впливу нерівномірності вертикальних реакцій в контакті коліс з дорогою на стабільність експлуатаційних властивостей автомобілів



$$V_{кр} = \sqrt{\frac{gL}{\frac{G_{II}}{K_{yвII}} - \frac{G_I}{K_{yвI}}}}$$

$$R_{z1} = P_z - \frac{x_{u1} + x_{p1} + \Delta x_u + \Delta x_p}{C_{p1} + C_{u1} + \Delta C_u + \Delta C_p} (C_{u1} + \Delta C_u) \cdot (C_{p1} + \Delta C_p)$$

$$\frac{R_{z1}}{P_z} = 1 - \frac{1}{1 + \frac{\Delta C_u + \Delta C_p}{C_{u1} + C_{p1}}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\Delta x_u + \Delta x_p}{x_{u1} + x_{p1}} \left(1 + \frac{\Delta C_u}{C_{u1}}\right) \left(1 + \frac{\Delta C_p}{C_{p1}}\right)}$$

Розрахункова схема навантаження осі автомобіля

Оцінювання розподілу вертикальних реакцій дороги між здвоєними колесами автомобілів

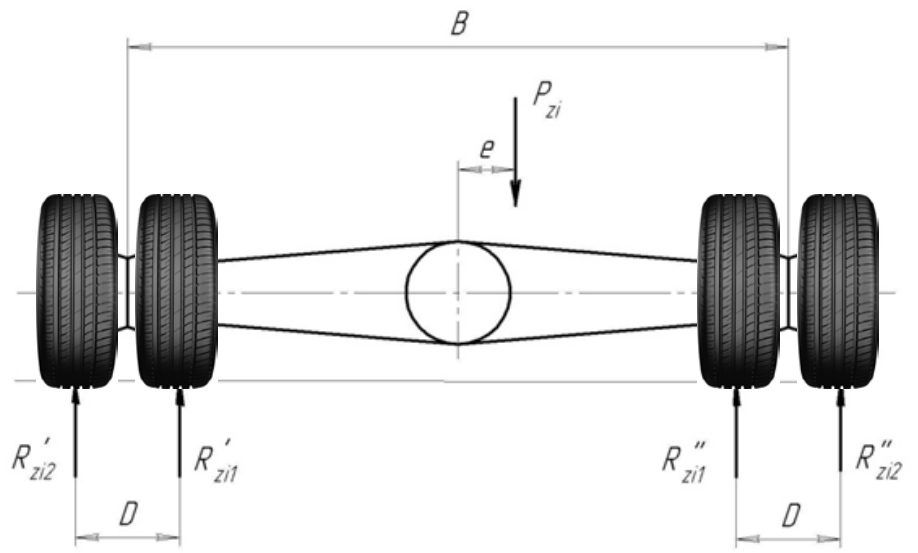


Схема навантаження ведучого моста автомобіля

Варіант навантаження	R'_{zi2}	R'_{zi1}	R''_{zi1}	R''_{zi2}
1	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} - \frac{\ell}{B+D} \right)$	0	0	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} + \frac{\ell}{B+D} \right)$
2	0	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} - \frac{\ell}{B-D} \right)$	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} + \frac{\ell}{B-D} \right)$	0
3	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} - \frac{D/2 + \ell}{B} \right)$	0	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} + \frac{D/2 + \ell}{B} \right)$	0
4	0	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} + \frac{D/2 - \ell}{B} \right)$	0	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} - \frac{D/2 - \ell}{B} \right)$
$R_{z \max}$	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} - \frac{\ell}{B+D} \right)$	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} + \frac{D/2 - \ell}{B} \right)$	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} + \frac{D/2 + \ell}{B} \right)$	$P_{zi} \left(\frac{1}{2} + \frac{\ell}{B+D} \right)$
\bar{R}_z	$P_{zi} \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} - \frac{\ell}{B+D} \right)$	$P_{zi} \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{D/2 - \ell}{B} \right)$	$P_{zi} \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{D/2 + \ell}{B} \right)$	$P_{zi} \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{\ell}{B+D} \right)$
σ_{R_z}	$P_{zi} \frac{1}{6} \left(\frac{1}{2} - \frac{\ell}{B+D} \right)$	$P_{zi} \frac{1}{6} \left(\frac{1}{2} + \frac{D/2 - \ell}{B} \right)$	$P_{zi} \frac{1}{6} \left(\frac{1}{2} + \frac{D/2 + \ell}{B} \right)$	$P_{zi} \frac{1}{6} \left(\frac{1}{2} + \frac{\ell}{B+D} \right)$

Оцінювання динаміки та кінематики ведучого моста і автомобіля, при появі різниці динамічних радіусів

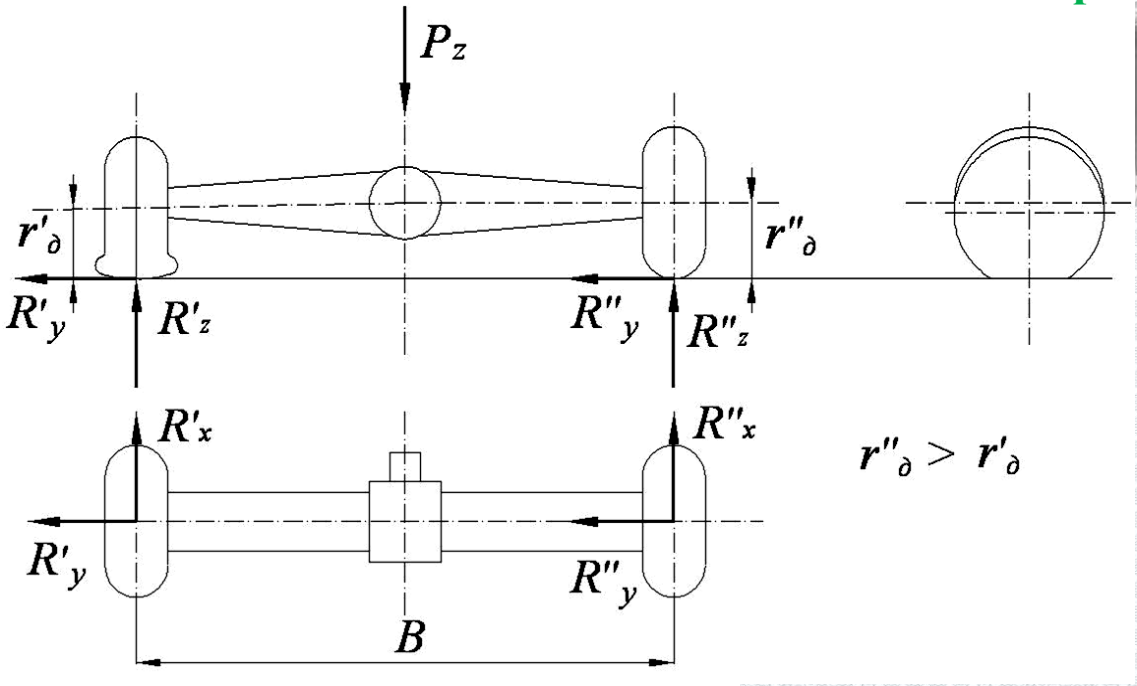


Схема сил, діючих на ведучий міст автомобіля при різниці динамічних радіусів коліс

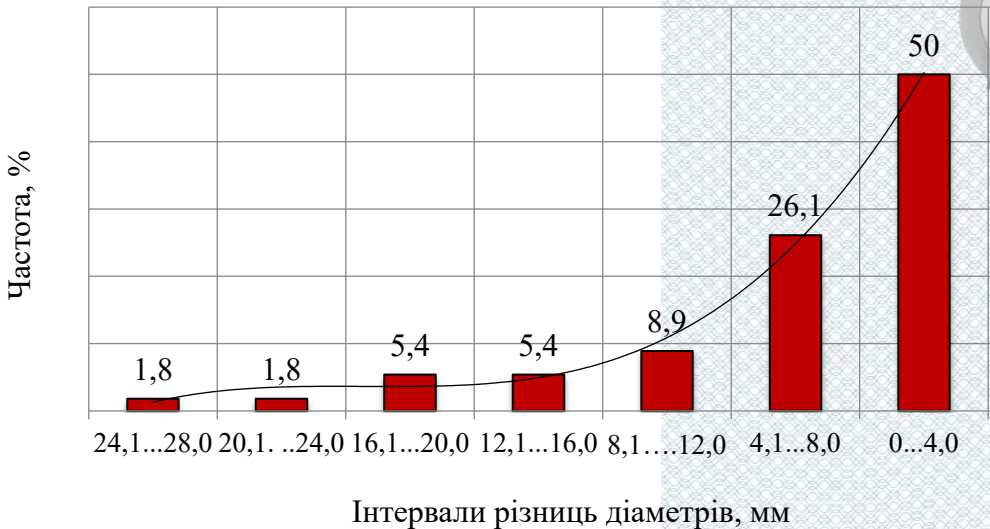


$$R_y = 0,5 \cdot \varphi \cdot R_z \cdot \sqrt{1 - \left[\left(1 + \frac{f}{\varphi} \right) \cdot \frac{r'_d}{r''_d} \cdot \lambda_{\delta l} - \frac{f}{\varphi} \right]^2}$$

$$M_{нов} = \frac{B}{2} \cdot (R'_x - R''_x) = \frac{B}{4} \cdot (\varphi + f) \cdot R_z \cdot \left(1 - \frac{r'_d}{r''_d} \cdot \lambda_{\delta l} \right)$$

$$\frac{\Delta r_d}{r_d} < \frac{4 \cdot L^2 \cdot A_\phi}{B \cdot m \cdot \left(\frac{1}{K_{y1}} + \frac{1}{K_{y2}} \right) \cdot V^2}$$

Статистична оцінка нерівномірності вільних радіусів коліс

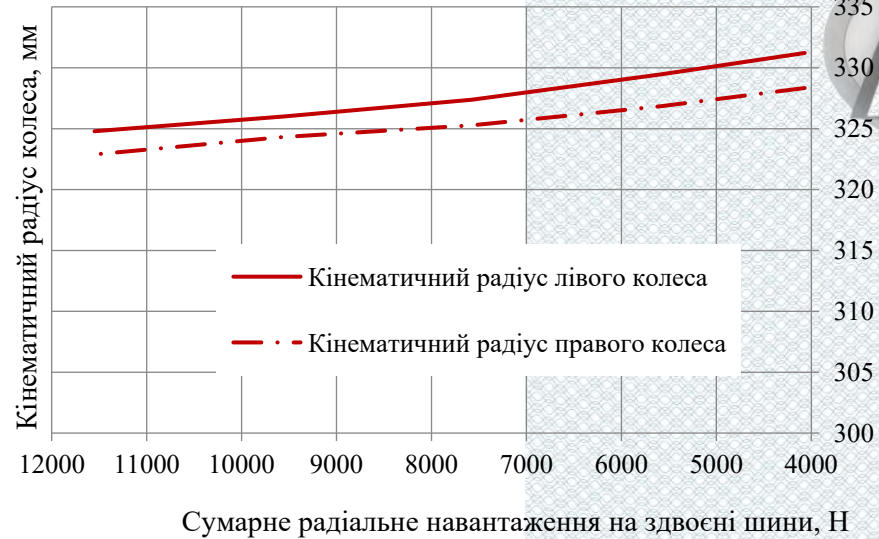


Емпірична крива розподілу різниці статистичних діаметрів здвоєних шин автомобілів ГАЗ 3307 (полігон частот)

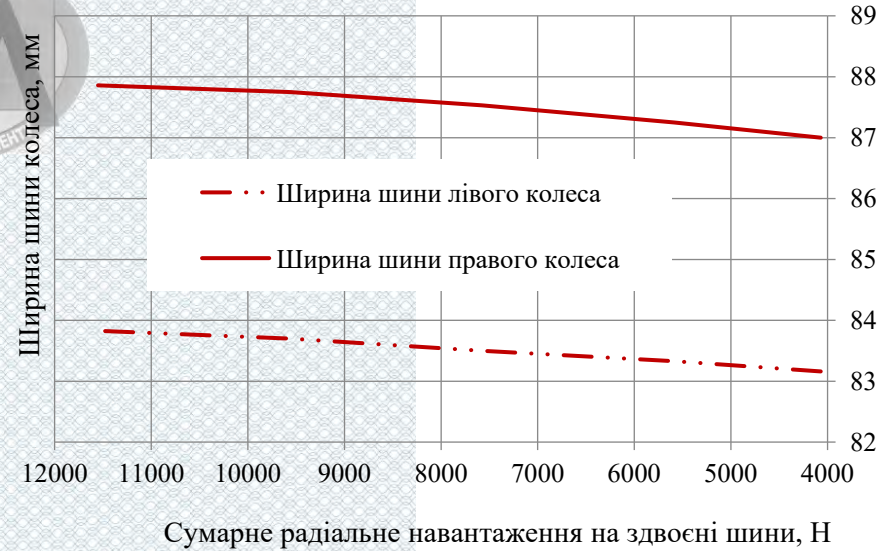


Розподіл різниці статистичних діаметрів здвоєних шин автомобілів ГАЗ 33021 (полігон частот)

Експериментальна оцінка зміни радіусів колеса залежно від сумарного радіального навантаження шин здвоєних коліс

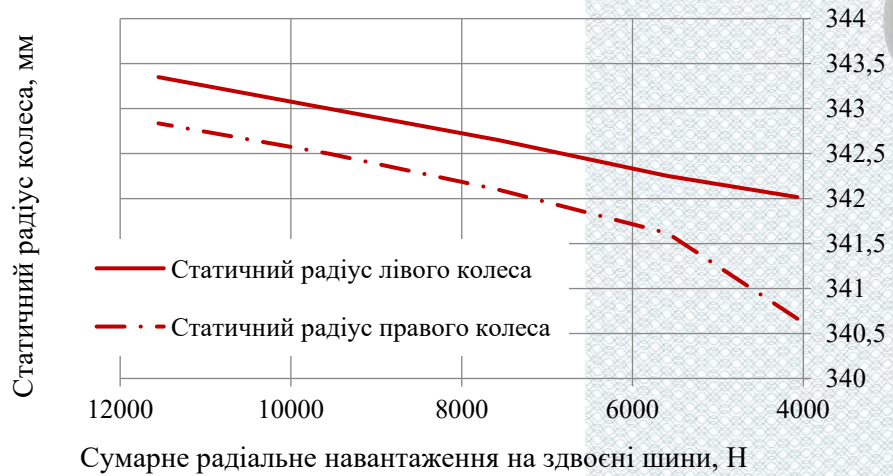


а) зміна кінематичного радіусу;

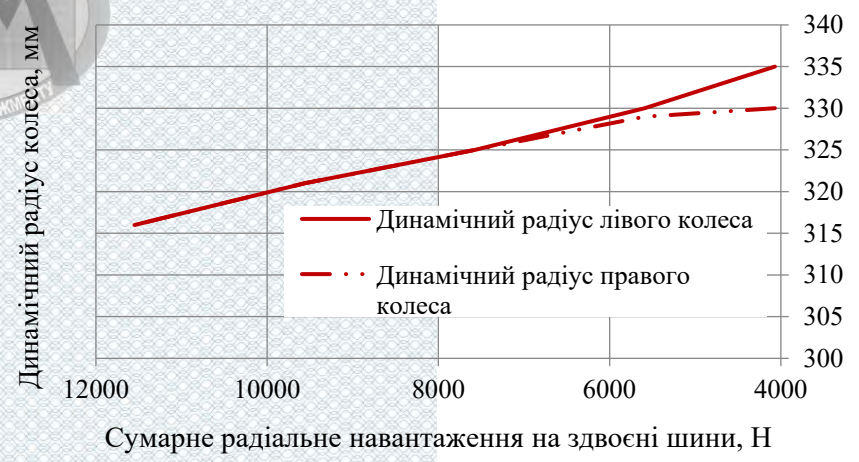


б) зміна ширини колеса

Зміна параметрів колеса залежно від сумарного радіального навантаження при розімкнених колесах



а) статичного;



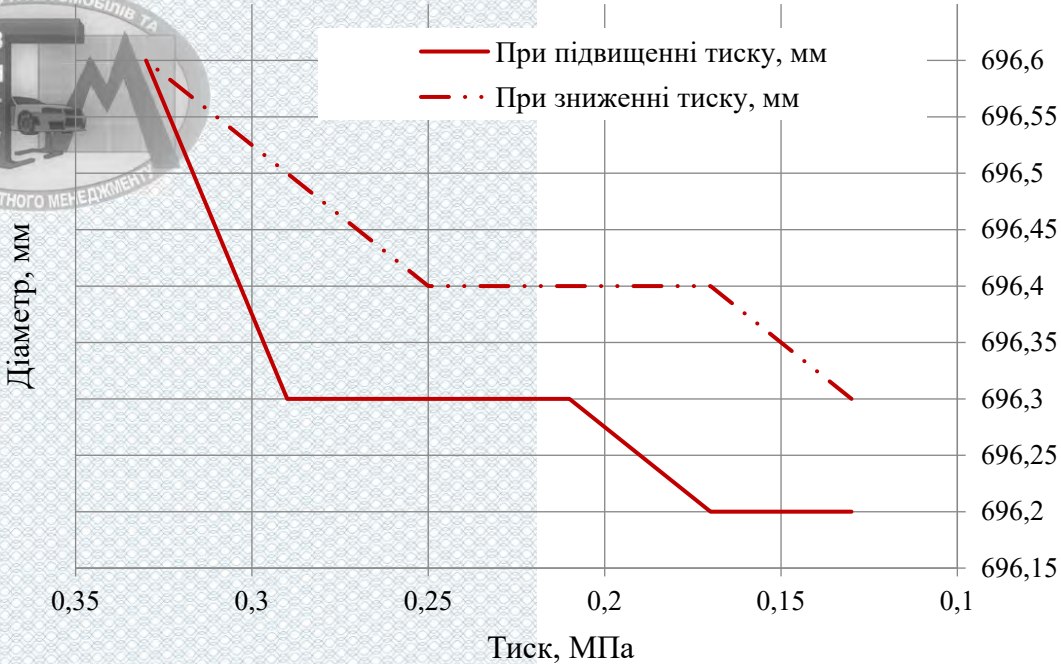
б) динамічного

Зміна радіусів колеса залежно від сумарного радіального навантаження при замкнутих колесах

Методика проведення виміру шин

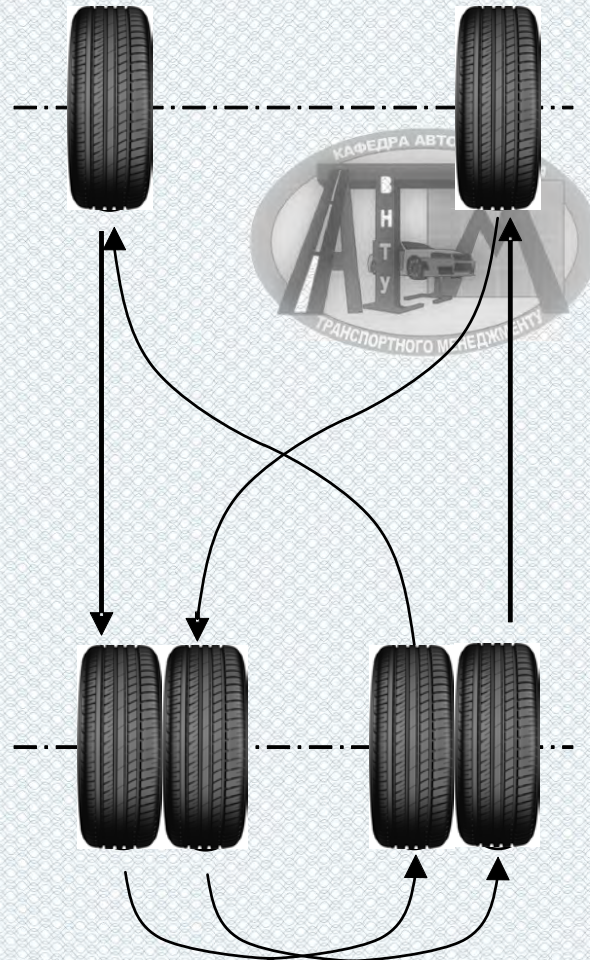


Мірильний інструмент для виміру вільного діаметру шин



Вплив внутрішнього тиску на вільний діаметр шини Voltyre

Рекомендована схема перестановки шин



Доцільно для передньої комплектації шин в пари формувати три групи зі зносом: до 15% (група А); до 40% (група В) і більше 40% (група С).

Комплектація шин з груп А, В, С повинна виконуватись по різниці середніх їх діаметрів, кожен з яких заміряний в трьох поперечних площинах через 120° при номінальному тиску в них. Відхилення зовнішніх діаметрів здвоєваних шин не повинні перевищувати в групі А - 0,25%, в групі В - 0,20%, і в групі С - 0,15%.

В процесі експлуатації здвоєні шини не повинні розпаровуватись. При цьому рекомендується після пробігу 10000 км робити перестановку шин за нижче приведеною схемою

ВИСНОВКИ



У даній магістерській кваліфікаційній роботі було виконано наукові дослідження, направлені на розробку заходів з підвищення ефективності експлуатації автомобілів структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі» акціонерного товариства «Вінницяобленерго» на основі удосконалення методики комплектації шин здвоєних коліс автотранспортних засобів. Зокрема було зроблено:

- виконано обґрунтування розробок з поліпшення експлуатаційних показників автомобілів транспортного підрозділу Вінницьких міських електричних мереж;
- досліджено завантаженість здвоєних шин та стійкість руху АТЗ за нерівномірності динамічних радіусів коліс;
- розроблено удосконалену методику комплектації шин здвоєних коліс;
- розроблено заходи з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях;
- визначено ефективність запропонованих рішень: впровадження результатів виконаних наукових досліджень із удосконалення технології підбору шин здвоєних коліс автотранспортних засобів економічно виправдане.

Використання основних результатів магістерської кваліфікаційної роботи дозволяє:

- оцінити завантаженість здвоєних шин задніх ведучих мостів автомобілів;
- оцінити стійкість автомобіля при нерівномірності динамічних радіусів коліс різних бортів;
- виявити якість виготовлення та ідентичність розмірів шин;

покращити технологію та якість ТО і ПР автомобілів, що підвищує їх безпеку та ефективність роботи в експлуатації.

ДОДАТОК Б (обов'язковий). Протокол перевірки на плагіат



ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: Поліпшення експлуатаційних показників автомобілів структурної одиниці «Вінницькі міські електричні мережі» акціонерного товариства «Вінницяобленерго» шляхом удосконалення методики комплектації шин здвоєних коліс

Тип роботи: Магістерська кваліфікаційна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ кафедра автомобілів та транспортного менеджменту
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Unicheck

Оригінальність 80,9 % Схожість 19,1 %


Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.
2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її виконання автором. Роботу направити на розгляд експертної комісії кафедри.
3. Виявлені у роботі запозичення є недоброчесними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недоброчесних запозичень.

Особа, відповідальна за перевірку  Цимбал О.В.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Unicheck щодо роботи.

Автор роботи  Корнійчук М.Д.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Керівник роботи  Кашканов А.А.
(підпис) (прізвище, ініціали)