

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.08 – КМР.1943 «С» 2022.30.12.45 ПЗ

Галушка Дмитро Вікторович

2023

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.08 – КМР.1943 «С» 2022.30.12.45 ПЗ

Галушка Дмитро Вікторович

2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
Механіко – технологічний факультет
УДК 629.027:656.135

ПОГОДЖЕНО
Декан факультету (Директор ННІ)
механіко – технологічний факультет
(назва факультету (ННІ))
Братішко В.В.
(підпис) (ПІБ)
“ ” 2023 р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів
(назва кафедри)
Калінін Є.І.
(підпис) (ПІБ)
“ ” 2023 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему «Вплив експлуатаційних факторів на курсову стійкість

вантажного автомобіля зі спареними задніми колесами»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)
Освітня програма Агроінженерія
(назва)
Орієнтація освітньої програми _____
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор
(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Братішко В.В.
(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

к.т.н., доцент
(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Колеснік І.В.
(ПІБ)

Виконав _____
(підпис)
Галушка Дмитро Вікторович
(ПІБ студента)

КИЇВ – 2023

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Тракторів, автомобілів та

біоенергоресурсів

д.т.н., професор

Калінін С.І.

(науковий ступінь, вчене звання)

(підпис)

(ПІБ)

2023 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання магістерської кваліфікаційної роботи студенту

Галушка Дмитро Вікторович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агринженерія»

(код назва)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи на тему «Вплив експлуатаційних факторів на курсову стійкість вантажного автомобіля зі спареними задніми колесами»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «30» грудня 2022 р. №1943 «С»

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру 20.10.2023

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Експлуатаційні

характеристики вантажного автомобіля зі спареними задніми колесами.

Перелік питань які потрібно розробити

Вступ

1. Вплив коефіцієнта зчеплення на експлуатаційні властивості автомобілів і безпека дорожнього руху.

2. Оцінка бічної стійкості нерухомих здвоєних коліс автомобіля проти бокового ковзання.

3. Експериментальне дослідження контакту коліс автомобіля з дорогою.

Перелік графічного матеріалу

Вплив коефіцієнта зчеплення на експлуатаційні властивості автомобілів і безпека дорожнього руху;

Оцінка бічної стійкості нерухомих здвоєних коліс автомобіля проти бокового ковзання;

Експериментальне дослідження контакту коліс автомобіля з дорогою;

Висновки

Дата видачі завдання «09» лютого 2023 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

(підпис)

Колеснік І.В.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Галушка Д.В.

(прізвище та ініціали студента)

НУБІП України

Магістерської кваліфікаційної робота складається з 79 сторінок друкованого тексту, 3 розділів, 28 рисунків, 1 таблиця, 99 літературних джерел.

Актуальність теми. Установка на ведучих мостах вантажних автомобілів здвоєних коліс забезпечує підвищення їх вантажоємності, але призводить до зниження курсової стійкості. Це викликано нерівномірністю навантаження шин здвоєних коліс. У літературі недостатньо досліджено вплив нерівномірності навантаження шин здвоєних коліс нормальним

навантаженням на курсову стійкість вантажних автомобілів. Нерівномірність навантаження нормальними реакціями шин здвоєних коліс призводить до зниження їх бокового коефіцієнта зчеплення з дорогою. Визначення бічного коефіцієнта зчеплення шин здвоєних коліс з дорогою має важливе значення

при розслідуванні причин дорожньо-транспортних пригод, а також при проведенні заходів, забезпечення безпеки руху в процесі технічного обслуговування та ремонт вантажних автомобілів. Необхідна розробка методів визначення поздовжнього та бокового коефіцієнтів зчеплення безпосередньо на автомобілі, що вчинили дорожньо-транспортну пригоду. Це

дозволить уникнути використання спрощених ймовірнісних методик визначення коефіцієнтів зчеплення під час розслідування дорожньо-транспортного події.

Мета та завдання дослідження. Метою дослідження є підвищення безпеки дорожнього руху шляхом покращення стійкості вантажних автомобілів за рахунок реалізації максимального значення бічного коефіцієнта зчеплення шин задніх здвоєних коліс та підвищення якості експертизи ДТП.

Завдання дослідження:

1. Провести теоретичні дослідження контакту пневматичних шин з дорогою та визначити вплив нерівномірності навантаження шин здвоєних коліс нормальним навантаженням на величини поздовжнього та бокового коефіцієнтів зчеплення,

2. Провести експериментальне дослідження контакту колеса автомобіля з дорогою, з розробкою нових методів експериментального визначення максимальних значень поздовжнього та бокового коефіцієнтів зчеплення колеса з дорогою;

3. Провести теоретичне та експериментальне дослідження впливу нерівномірності навантаження шин здвоєних коліс на стійкість руху вантажного автомобіля у тяговому режимі.

Об'єкт дослідження – поступальна динаміка вантажного автомобіля при нерівномірному розподілі нормального навантаження між шинами задніх здвоєних коліс.

Предмет дослідження – оцінка впливу на стійкість автомобіля зміни бічного коефіцієнта зчеплення задніх коліс із дорогою, викликаного нерівномірністю розподілу нормального навантаження між здвоєними шинами.

Наукова новизна:

– вперше запропоновано новий показник – динамічний параметр контакту колеса з дорогою, що зв'язує між собою граничний по зчепленню крутний момент, нормальне навантаження та вільний радіус колеса;

– набула подальшого розвитку фізична модель взаємодії деформованого колеса автомобіля з твердим дорожнім покриттям на шляху визначення максимальних значень поздовжнього та бічного коефіцієнтів зчеплення шин здвоєних коліс;

– удосконалено теорію курсової стійкості вантажного автомобіля в тяговому режимі з урахуванням нерівномірності розподілу нормальних реакцій між шинами задніх здвоєних коліс.

Теоретична та практична значущість роботи полягає в тому, що результати дозволяють скоротити час визначення поздовжнього та бічного коефіцієнтів зчеплення в експлуатаційних умовах та при проведенні автотехнічної експертизи.

Методи дослідження. У теоретичній частині роботи використовувалися методи диференціального та інтегрального обчислень, чисельні методи розв'язання диференціальних рівнянь. У експериментальній частині – методи електричних вимірювань механічних величин.

Ключові слова: курсова стійкість, вантажний автомобіль, колесо, дорога.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП.....	9
1 ВПЛИВ КОЕФІЦІЕНТА ЗЦПЛЕННЯ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОМОБІЛІВ І БЕЗПЕКА ДОРОЖНЬОГО РУХУ.....	12
1.1 Аналіз моделей фрикційного контакту пневматичних шин автомобіля з дорогою.....	12
1.2 Визначення поняття коефіцієнт зчеплення та методи його оцінки в експлуатаційних умовах.....	19
1.3 Вплив коефіцієнтів зчеплення коліс із дорогою на експлуатаційні властивості автомобілів.....	30
2 ОЦІНКА БІЧНОЇ СТІЙКОСТІ НЕРУХОМИХ ЗДВОЄНИХ КОЛІС АВТОМОБІЛЯ ПРОТИ БОКОВОГО КОВЗАННЯ.....	32
2.1 Математична модель контакту нерухомих здвоєних коліс автомобіля з дорогою.....	32
2.2 Визначення раціонального розподілу нормальних реакцій за умовами максимального бічного коефіцієнта зчеплення.....	36
2.3 Оцінка стійкості ведучого здвоєного колеса автомобіля проти бокОВОГО КОВЗАННЯ.....	37
2.3.1 Визначення поздовжнього та бокового коефіцієнтів зчеплення.....	37
2.3.2 Моделювання бокового коефіцієнта зчеплення здвоєних провідних коліс автомобіля.....	45
3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОНТАКТУ КОЛІС АВТОМОБІЛЯ З ДОРОГОЮ.....	47
3.1 Експериментальне визначення поздовжнього коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою.....	47
3.1.1 Розробка пристрою для проведення експериментальних досліджень.....	47
3.1.2 Визначення коефіцієнта корисної дії черв'ячного редуктора.....	49
3.1.3 Програма-методика проведення експериментальних досліджень.....	52

3.1.4 Обробка результатів експериментів.....	54
3.2 Експериментальне визначення бокового коефіцієнта зчеплення коліса з дорогою.....	55
3.2.1 Розробка пристрою для проведення експериментальних досліджень.....	55
3.2.2 Програма-методика проведення експериментальних досліджень.....	57
3.2.3 Обробка результатів експерименту.....	59
ВИСНОВКИ.....	64
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	67
ДОДАТКИ.....	79

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП

Установка на провідних мостах вантажних автомобілів з двоєних коліс забезпечує підвищення їх вантажопідйомності, але призводить до зниження курсової стійкості. Це викликано нерівномірністю навантаження шин двоєних коліс. У літературі недостатньо досліджено вплив нерівномірності навантаження шин двоєних коліс нормальним навантаженням на курсову стійкість вантажних автомобілів. Нерівномірність навантаження нормальними реакціями шин двоєних коліс призводить до зниження їх бокового коефіцієнта зчеплення з дорогий. Визначення бічного коефіцієнта зчеплення шин двоєних коліс з дорогою має важливе значення при розслідуванні причин дорожньо-транспортних пригод, а також при проведенні заходів, забезпечення безпеки руху в процесі технічного обслуговування та ремонт вантажних автомобілів. Необхідна розробка методів визначення поздовжнього та бокового коефіцієнтів зчеплення безпосередньо на автомобілі, що вчинили дорожньо-транспортну пригоду. Це дозволить уникнути використання спрощених ймовірнісних методик визначення коефіцієнтів зчеплення під час розслідування дорожньо-транспортної пригоди.

Зчеплення пневматичної шини з дорогою визначає тягово-швидкісні та гальмівні властивості, а також керуваність та стійкість автомобілів. Дослідження та моделювання фрикційного контакту шини з дорогою присвячено значну кількість наукових праць С.А. Чудакова, Я.М. Певзнера, І.А. Бережного, М. А. Петрова, В. І. Кнороза, М. А. Левіна, У. А. Абдулгасіса, М.А. Подригало, Л. В. Гуревича, W. Kamm.

Коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою у роботах В.І. Кнороза, С.А. Чудакова, І. Раймпеля, А.С. Литвинова, Я.Є. Фаробіна, І.С. Туревського, А.П. Васильєва, І.І. Леоновича, С.В. Богдановича, І.В. Нестерович, В.Ф. Бабкова, Є.В. Балакін, В.В. Сільянова та ін.

Аналіз результатів відомих досліджень, наведених у науково-технічній та патентній літературі показав таке.

– існуючі математичні моделі, що дозволяють оцінити величини поздовжнього та бічного коефіцієнтів зчеплення залежно від відносного буксування коліс, з урахуванням конструктивних параметрів, технічного стану шин та впливу експлуатаційних факторів вимагають доопрацювання.

Так малодослідженим залишається питання оцінки впливу нерівномірності навантаження шин здвоєних коліс нормальним навантаженням на максимальні величини поздовжнього та бокового коефіцієнтів зчеплення;

– викликає необхідність розгляду питання оцінки стійкості руху автомобілів у тяговому режимі, при різному розподілі нормального навантаження між шинами здвоєних задніх коліс.

Метою дослідження є підвищення безпеки дорожнього руху шляхом покращення стійкості вантажних автомобілів за рахунок реалізації максимального значення бічного коефіцієнта зчеплення шин задніх здвоєних коліс та підвищення якості експертизи ДТП.

Об'єкт дослідження – поступальна динаміка вантажного автомобіля при нерівномірному розподілі нормального навантаження між шинами задніх здвоєних коліс.

Предмет дослідження – оцінка впливу на стійкість автомобіля зміни бічного коефіцієнта зчеплення задніх коліс із дорогою, викликаного нерівномірністю розподілу нормального навантаження між здвоєними шинами.

Наукова новизна:

– вперше запропоновано новий показник – динамічний параметр контакту колеса з дорогою, що зв'язує між собою граничний по зчепленню крутний момент, нормальне навантаження та вільний радіус колеса;

– набула подальшого розвитку фізична модель взаємодії деформованого колеса автомобіля з твердим дорожнім покриттям напрямку визначення максимальних значень поздовжнього та бічного коефіцієнтів зчеплення шин здвоєних коліс;

– удосконалено теорію курсової стійкості вантажного автомобіля в тяговому режимі з урахуванням нерівномірності розподілу нормальних реакцій між шинами задніх здвоєнних коліс.

Теоретична та практична значущість роботи полягає в тому, що результати дозволяють скоротити час визначення поздовжнього та бічного коефіцієнтів зчеплення в експлуатаційних умовах та при проведенні автотехнічної експертизи.

У теоретичній частині роботи використовувалися методи диференціального та інтегрального обчислень, чисельні методи розв'язання диференціальних рівнянь. У експериментальній частині – методи електричних вимірювань механічних величин.

Достовірність отриманих результатів підтверджено коректним використанням сучасних методів теоретичних та експериментальних досліджень, а також збіжністю теоретичних та експериментальних результатів.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

1 ВПЛИВ КОЕФІЦІЄНТА ЗІП'ЯТТЯ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОМОБІЛІВ І БЕЗПЕКА ДОРОЖНЬОГО РУХУ

1.1 Аналіз моделей фрикційного контакту пневматичних шин автомобіля з дорогою

Зчеплення пневматичної шини з дорогою визначає тягово-швидкісні та гальмівні властивості, а також керуваність та стійкість автомобілів.

Дослідженню та моделюванню фрикційного контакту шини з дорогою присвячено значну кількість наукових праць [11, 24, 27, 41, 47, 69, 71, 77, 97,

99]. Коло Камма [99] широко використовувався у роботах Е. А. Чудакова [97], Я. М. Певзнера [69] та багатьох інших авторів при дослідженні стійкості та керуваності колісних екіпажів (рис. 1.1).



Рисунок 1.1 – Коло Камма [99]

Сумарна реакція у площині контакту колеса з дорогою дорівнює радіусу

кола і може бути визначена із співвідношення

$$R_z = \varphi \cdot G_k = \sqrt{R_y^2 + R_x^2}, \quad (1.1)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою;

G_k – нормальне навантаження, що припадає на колесо;

R_y ; R_x – бічна та дотична реакції дороги на колесо.

Подальшим розвитком кругової діаграми (кола Камма) є функція навантаження, запропонована І. А. Бережним [11] для вирішення завдань руху колісного екіпажу (рис. 1.2).

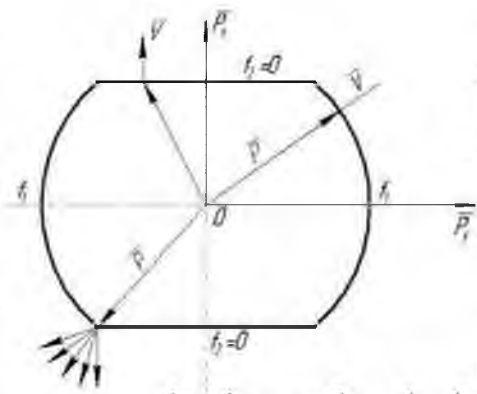


Рисунок 1.2 – Функція навантаження

Використовуючи теорію ідеальної пластичності [31], І. А. Бережний [11] запропонував для визначення взаємозв'язку між силою, що діє на опору екіпажу, і швидкістю її руху, так звану функцію навантаження

$$f(P_x; P_y; P_z; \mu) = 0, \quad (1.2)$$

де P_x, P_y, P_z – компоненти сил, що діють на опору екіпажу;

μ – коефіцієнти тертя в контакті опори з дорогою.

При значеннях $f < 0$ функція відповідає режиму спокою, а при значеннях $f = 0$ може відповідати режиму руху колеса як Кулонового елемента, тобто.

коли кутова швидкість колеса дорівнює нулю (рух «юзом» при гальмуванні)

та нормальному режиму руху [11]. У випадку функції навантаження мають

кусочно-лінійний характер. Наприклад, рис 1.2 представлено графічну

інтерпретацію деякої функції навантаження. У площині $P_x O P_y$ функція

навантаження інтерпретується неувігнутою сингулярною замкненою фігурою.

Коли вектор сили P знаходиться всередині області $f_{1,2} = 0$, той рух

відсутній. Коли вектор сили досягає, наприклад, лінійних ділянок, вектор

швидкості руху буде направлений по нормалі до лінійної ділянки (тобто перпендикулярно цієї прямої). Це відповідає нормальному режиму кочення

колеса без бокового ковзання. Коли ж вектор сили P досягає кругових ділянок

функції навантаження, колесо рухатиметься юзом (в гальмівному режимі), а

вектор швидкості руху завжди буде спрямований за нормаллю до функції

навантаження в точці виходу вектора сили на межу $f = 0$.

Для кругової функції навантаження вектори сили та швидкості руху колінеарні.

У точці перекладу лінійної ділянки функції навантаження в круговій (рис. 1.2 [11]) не можна суворо визначити напрямок вектора швидкості, він може

перебувати між нормальми до лінійної та кругової частин функції навантаження. У роботі [11] розглянуто функцію навантаження для колеса з

пружною шиною, а також за наявності ортотропії властивостей опори.

Наприклад [11], для лижної опори найпростішою ортотропною функцією навантаження буде еліпс. Ступінь ортотропії властивостей опори у разі

визначається співвідношенням осей еліпса (рис. 1.3 [11])

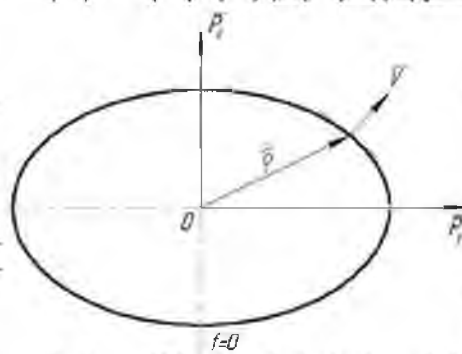


Рисунок 1.3 – Ортотропна функція навантаження [11]

Рух заблокованого колеса автомобіля (в гальмівному режимі) при дії бічної сили з урахуванням анізотропних властивостей шини (ортотропних) розглянуто в роботі [72]. Модель фрикційного контакту шини з дорогою у зазначеному дослідженні [72] також була представлена у вигляді еліпса (рис. 1.4).

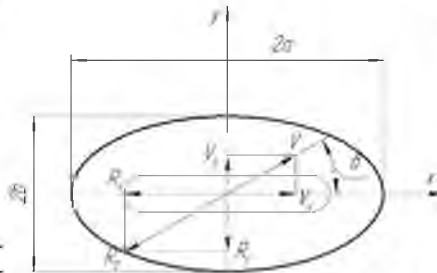
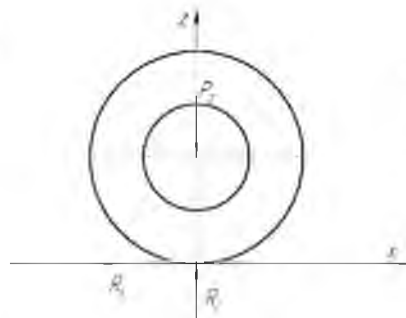


Рисунок 1.4 – Модель фрикційного контакту колеса з опорною поверхнею

У роботі [72] отримано рівняння для коефіцієнта зчеплення Π у полярних координатах

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\frac{\cos^2 \delta}{a^2} + \frac{\sin^2 \delta}{b^2}}} \quad (1.3)$$

де a, b – велика та мала півосі еліпса;

δ – кутова координата вектора сумарної реакції дороги \bar{R}_y (рис. 1.4).

При ковзанні заблокованого колеса вектори \bar{R}_y і \bar{V} будуть колінеарними (рис. 1.4).

Для опису характеристик фрикційного контакту колеса з дорогою використовується так звана, φ - S_x діаграма [24, 70, 71]. У цьому випадку коефіцієнт зчеплення φ розкладається на два компоненти: поздовжній φ_x та бічний φ_y . Приватні залежності поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_x та бічного φ_y від відносного поздовжнього прослизання S_x представлені на рис.

1.5 [70]. Зв'язок між поздовжнім φ_x та бічним φ_y коефіцієнтами зчеплення може бути представлений канонічними рівняннями наступного виду:

$$\frac{\varphi_x^2}{\varphi^2} + \frac{\varphi_y^2}{\varphi^2} = 1 \quad \text{— для кола.} \quad (1.4)$$

$$\frac{\varphi_x^2}{a^2} + \frac{\varphi_y^2}{b^2} = 1 \quad \text{для кола;} \quad (1.4)$$

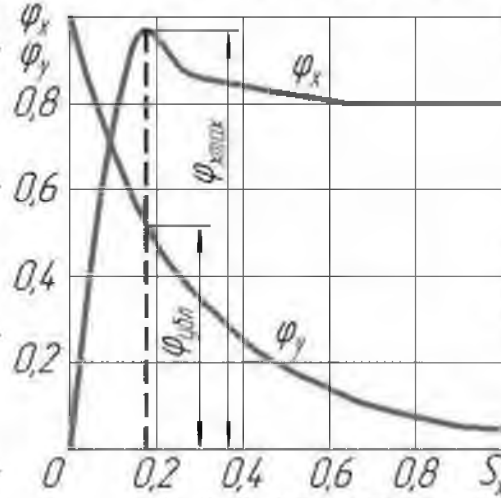


Рисунок 1.5 – Приватні залежності коефіцієнтів $\varphi_x(S_x)$ і $\varphi_y(S_x)$ [70]

На рис. 1.6 представлена діаграма фрикціонного контакту колеса с дорогой, построенная на основании кривых $\Pi_x(S_x)$ и $\Pi_y(S_x)$ путем исключения параметров S_x [45].

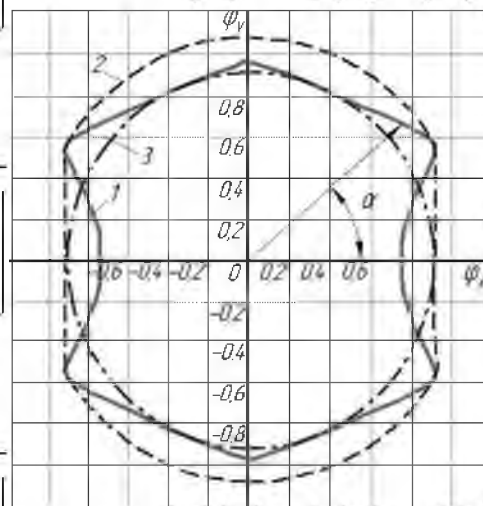


Рисунок 1.6 – Діаграма фрикційного контакту колеса з дорогою [45]:

1 – дійсна діаграма; 2 – апроксимуюча крива, що нагадує функцію навантаження [11]; 3 – апроксимлююче коло Камма (кругова діаграма).

На рис. 1.5 відносно буксування S_x (у тяговому режимі) визначається за наступною залежністю:

$$S_x = 1 - \frac{V_0}{\omega_k \cdot r_d} \quad (1.6)$$

де V_0 – швидкість осі автомобіля;

ω_k – кутова швидкість колеса;

r_d – динамічний радіус колеса.

У гальмівному режимі визначається відносне прослизання

$$S_x = 1 - \frac{\omega_k \cdot r_d}{V_0} \quad (1.7)$$

Тиск у контактї шини з дорогою досліджено у роботі [77]. Отримано залежності для розрахунку контактних тисків та графіки, що ілюструють їх розподіл за площею контакту.

У зазначеній роботі отримано залежність коефіцієнта зчеплення колеса з сухим твердим покриттям від геометричних та фізичних параметрів дороги, а також від характеристик гуми та тиску по виступах гуми.

$$\phi \cong 2,14 (\tau_n \cdot i_n)^{2/3} \frac{E_a + R_k (T_0 + C_0 V) \lg \frac{V_0^*}{V}}{E_n^{2/3} (q_{cp})^{1/3}} \xi + 0,0658 \mu_{np} \frac{1}{(\tau_n \cdot i_n)^{2/3}} \cdot \left(\frac{q_{cp}}{E_n} \right)^{1/3} \quad (1.8)$$

де τ_n – радіус закруглень вершин нерівностей;

i_n – щільність нерівностей;

q_{cp} – середній контактний тиск за виступами малюнка протектора;

ξ – емпіричний коефіцієнт, що залежить від складу гуми протектора;

ψ – коефіцієнт відносного внутрішнього тертя гуми;

C_0, V_0^* – постійні (відповідно до рекомендацій А. Шалламаха

[16] $C_0 \cong 5 \text{ град} \cdot \frac{C}{\sqrt{CM}}; V_0^* = 10^{13} \text{ см/с}$);

R_k – постійна Клапейрона;

T_0 – температура навколишнього середовища;

V – швидкість ковзання контакту шини;

E_a – модуль пружності гуми протектора;

k_{np} – коефіцієнт насиченості малюнка протектора в поздовжній площині колеса

Розрахунки, проведені в роботі [77], показали, що вплив гістерезисних втрат на коефіцієнт зчеплення при великому коефіцієнті тертя гуми (на сухих покриттях) мало і становить трохи більше 6%. Таким чином, для розрахунку коефіцієнта зчеплення шини з сухим твердим покриттям вираз (1.8) можна спростити [77]

$$\varphi \cong 2,14(\tau_n \cdot i_n)^{2/3} \frac{E_a - R_k(T_0 + C\sqrt{V})g \frac{V_0^*}{V}}{E_n^{2/3}(q_{cp})^{1/3}}. \quad (1.9)$$

Однак при зменшенні коефіцієнта тертя (на крижаній або сніговій дорозі) вплив складової гістерезисних втрат може перевищувати 30% [77] і в цьому випадку для розрахунку коефіцієнта зчеплення φ необхідно використати формулу (1.8).

Слід зазначити, що формули (1.8) та (1.9) складні для практичних розрахунків, оскільки містять величини, що важко визначаються в експлуатаційних умовах. У визначених залежностях чітко не проглядається вплив нормального навантаження та радіальної жорсткості шин на величину коефіцієнта зчеплення. У роботі [27] визначено зазначений взаємозв'язок, а також взаємозв'язок між цими параметрами та коефіцієнтом поздовжнього пружного ковзання шини для різних режимів руху одинарного та здвоєних коліс. Однак у роботі [27] не розглядалося використання запропонованої моделі визначення коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою. Це завдання

вирішено у роботі [5] для випадку визначення бокового коефіцієнта зчеплення φ_y нерухомого одинарного колеса автомобіля. Для ведучого та веденого коліс залежність бічного коефіцієнта зчеплення φ_y від φ_x отримано у роботах [49, 75].

Однак у відомих дослідженнях не отримано залежність поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_x від відносного поздовжнього ковзання S_x . Також у відомих дослідженнях не визначено залежність бічного коефіцієнта зчеплення φ_y від поздовжнього φ_x для шин здвоєних коліс.

1.2 Визначення поняття коефіцієнт зчеплення та методи його оцінки в експлуатаційних умовах

Зростання автомобільного транспорту в кількісному та якісному відносінах, збільшення інтенсивності та середніх швидкостей руху призводять до того, що проблема забезпечення безпеки руху на дорогах стає надзвичайно актуальною.

В останні роки ведеться широкий фронт робіт з покращення показників безпеки автомобілів, удосконалення конструкції кермового керування, підвіски, гальмівної системи, зміни технічних параметрів коліс та шин. Але всі ці заходи можуть бути марними, якщо не буде забезпечене надійне зчеплення шини з дорогою. Особливо проблема загострюється через зростання швидкостей руху автомобілів. Поліпшення коефіцієнта зчеплення шин із дорожнім полотном є постійною турботою і шляховиків та шинників.

При розслідуванні причин дорожньо-транспортної пригоди (ДТП) виникає необхідність визначення коефіцієнта зчеплення конкретного колеса (шини) дома, тобто дільниці дороги, де сталося зіткнення чи наїзд. Оскільки в широкому використанні такої методики немає, то при практичних розрахунках використовуються середньостатичні значення цього коефіцієнта, або розрахункові методи, наприклад, математичний метод нечіткої логіки. Це суттєво може спотворити отримані результати.

В даний час основним документом, в якому дається повне формулювання, та методика визначення коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою є ГОСТ 30413-96 Дороги автомобільні. Метод визначення коефіцієнта зчеплення колеса автомобіля з дорожнім покриттям [21], що діють з 01 липня 1997 року.

У пункті 3.1 ГОСТ 30413-96 [21] дається визначення коефіцієнта зчеплення (поздовжнього) як відношення максимального дотичного зусилля, що діє уздовж дороги на площі контакту заблокованого колеса з дорожнім покриттям, до нормальної реакції площі контакту колеса з покриттям».

Дослідженню коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою присвячено ряди робіт [43, 77, 78, 88, 96]. У роботі [77] коефіцієнту зчеплення ϕ дається таке

визначення. Це відношення максимальної дотичної реакції T_{max} в зоні контакту до нормальної реакції або навантаження G_k , що діє на колесо

$$\varphi = \frac{T_{max}}{G_k} \quad (1.10)$$

У роботі [77] коефіцієнт зчеплення відрізняється при коченні колеса у площині обертання без буксування чи ковзання, при буксуванні чи юзі у площині його обертання, при бічному ковзанні колеса.

С.А. Диваків [96] запропонував визначення, в якому коефіцієнт зчеплення між колесом автомобіля і опорною поверхнею представлений як відношення результуючої реакції (діє на колесо в опорній поверхні) до радіальної реакції, при якому починається буксування (або ковзання) колеса. За відсутності бічної сили, що діє на колесо, результуюча реакція дорівнює тангенціальній реакції, і в цьому випадку коефіцієнт зчеплення визначається як відношення максимальної реакції тангенціальної до радіальної реакції.

Далі, враховуючи те, що поняття про коефіцієнт зчеплення не залишається постійним для різних випадків руху колеса, розглядає такі варіанти:

- Коефіцієнт зчеплення, що відповідає початку пробуксовування або прослизання колеса при коченні його в площині обертання (при відсутності бічної сили);
- Коефіцієнт зчеплення, що відповідає коченню колеса в площині обертання, але за наявності пробуксовування або прослизання;
- Коефіцієнт зчеплення при русі колеса під кутом до площини обертання (наявність бічного відведення або бічного відведення при одночасному бічному ковзанні);
- Коефіцієнт зчеплення, що відповідає бічному переміщенню колеса (ковзання вбік без кочення).

Й. Раймпель [78] дає визначення коефіцієнта зчеплення як «подовжня сила поділена на нормальну силу».

Відповідно до дослідження [43] коефіцієнт поздовжнього зчеплення колеса доцільно визначати дослідним шляхом. Цей коефіцієнт у роботі [43] пов'язує з коефіцієнтом буксування у ведучого та ковзання у гальмівного колеса.

Свої визначення коефіцієнта зчеплення пропонують експлуатаційники, діагности та проектувальники автомобільних доріг [8, 16, 42]. Так А.П. Васильєв [16] визначає коефіцієнт зчеплення як відношення реактивної сили, що діє на колесо автомобіля в площині контакту з покриттям, до нормального навантаження, що передається колесом на покриття.

Автори роботи [42] визначають коефіцієнт зчеплення як відношення результуючої реакції, що виникає в опорній площині торкання колеса з поверхнею, до відповідного значення нормального навантаження, що діє на колесо.

У роботі [8] вказується на те, що тягове зусилля на колесах автомобіля, що забезпечується потужністю двигуна, може бути розвинене лише в тому випадку, якщо між провідними колесами та дорогою є достатнє зчеплення.

Величину відношення максимального тягового зусилля до нормального навантаження на колесо, при перевищенні якого починається буксування ведучого колеса або прослизання загальмованого, називають коефіцієнтом зчеплення. Чинна сила в площині контакту шини з дорогою не повинна

перевищувати величини сили зчеплення. У зв'язку з цим Бабков В.Ф. [8] поділяє такі дві величини коефіцієнта зчеплення:

- Коефіцієнт поздовжнього зчеплення - коефіцієнт зчеплення, відповідний початку пробуксовування або прослизання колеса при його кочення, без впливу бічної сили;

- Коефіцієнт поперечного зчеплення - поперечна складова коефіцієнта зчеплення при зміщенні колеса під кутом до площини руху, коли колесо одночасно і обертається, і ковзає в бік.

В даний час, для визначення коефіцієнта зчеплення з дорожнім покриттям знайшли застосування прилади маятникового та ударного типів, де використовуються як колесо імітатори шин, або застосовується «п'яте колесо» або динамічний візок, встановлений на двох колесах.

Велике поширення набули два види маятникових приладів. Це МП-3 (рис. 1.7) [83] та портативний маятниковий прилад Транспортної дослідницької лабораторії Великої Британії (рис. 1.8.) [83]. Визначають коефіцієнт зчеплення за допомогою вказаних приладів в такий спосіб. Прилад встановлюють на поверхні дорожнього покриття, приводять штангу у вертикальне положення за рівнем. Поверхню дорожнього покриття змочують водою та відпускають маятник. Останній прослизавши гумовим черевиком по поверхні дорожнього покриття, піднімається на певний кут, який фіксується на шкалі приладу. По кутку підйому маятника судять про зчеплення поверхні дорожнього покриття.

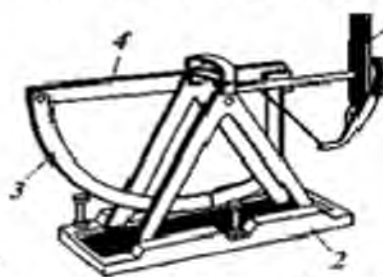


Рисунок 1.7 – Маятниковий прилад МП-3 [83] 1 - маятник; 2 – станина; 3 – мірна штанга; 4 – штанга.

Недоліком маятникових приладів є малі розміри гумового елемента, що імітує протектор автомобільної шини. З цієї причини такі прилади не використовують для вимірювання коефіцієнта зчеплення грубошорсткої поверхні. Цілком очевидно, що вони не придатні для досягнення нашої мети.

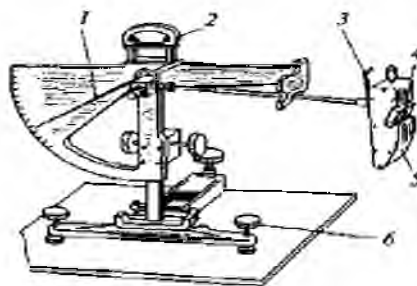


Рисунок 1.8 – Портативний прилад транспортної дорожньої дослідницької лабораторії Великої Британії [83] 1 – стрілка, що фіксує відхилення маятника; 2 – ручка для перенесення приладу; 3 – важіль; 4 – вставка із протекторної гуми; 5 – маятник; 6 – настановні гвинти.

Наступний варіант для розгляду це портативний прилад ударної дії ППК-2 розробки МА ДІ-ВНДІБД [83] та вимірювач коефіцієнта зчеплення портативний ІКСГ (рис. 1.9). Пристрій складається з штани з вантажем, що ковзає по ній, рухомої муфти і пружини, з'єднаної з черевиком - імітатором.

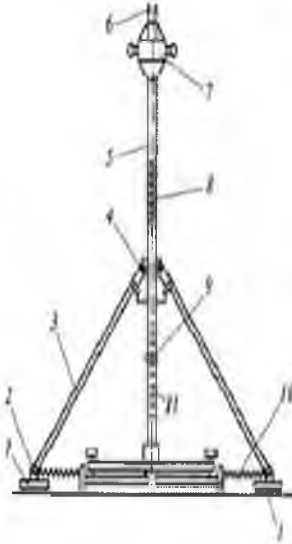


Рисунок 1.9 - Портативний прилад ударної дії ППК-2 [83] 1 - імітатори; 2 - шарнір; 3 - тяга; 4 - рухлива муфта; 5 - опорна штанга; 6 - пристрій скидання вантажу; 7 - вантаж; 8 - центральна пружина; 9 - реєструюча шайба; 10 - стягуюча пружина; 11 - шкала коефіцієнтів зчеплення

Принцип роботи обох пристроїв заснований на використанні енергії вантажу, що падає, для переміщення гумових імітаторів шин гошто. рухомий вантаж закріплюється у верхньому положенні стійки, зволюється поверхня дорожнього покриття. Вантаж звільняється, ударяючи рухомою муфтою. Під впливом удару вантажу імітатори притискаються і переміщуються поверхнею дорожнього покриття. За положенням вимірювальної шайби на шкалі визначають коефіцієнт зчеплення.

Недолки цих приладів такі: низька точність вимірювань, що проводяться, вимірювання проводяться тільки в літній період часу, мала продуктивність в роботі при вимірюванні коефіцієнта зчеплення, непридатність для застосування в окремих випадках по конкретній шині на конкретній ділянці дороги.

У роботах [53, 55, 57, 58, 66] описані способи, яких як вимірювального колеса також використовують імітатор шини. У всіх випадках пристрої містять імітатор шини, корпус, механізм навантаження, індикатор величини коефіцієнта зчеплення. Відмінність їх один від одного полягає в тому, що в

одному випадку навантажувальний пристрій навантажує імітатор шини шляхом обертання гвинта та зчепні властивості покриття оцінюють коефіцієнтом тертя спокою [53, 57]. В іншому випадку, навантажувальний механізм виконаний у вигляді пари кареток та пов'язаний з приводом

зворотно-поступального переміщення, виконаним у вигляді пружини повернення та пневмоприводу. Показання, що фіксуються на манометрі пневмоприводу, відповідають коефіцієнту зчеплення [58, 66]. У третьому випадку рушій виконаний у вигляді обмотки управління електромагнітної порошкової муфти, що обертається. Коефіцієнт зчеплення визначається за моментом, необхідним для приведення імітатора шини зі стану спокою в режим буксування [58].

Основним їх недоліком є складність конструкцій. Наявність у яких вузлів тертя впливає точність оцінки вимірюваного параметра. Знижує точність вимірювань необхідність вручну здійснювати навантаження імітатора шини через додаткові механізми навантаження.

Примусове переміщення імітатора навіть за дуже малих швидкостях є ковзанням, а коефіцієнт тертя чутливий до швидкості переміщення. При високих швидкостях розкид збільшується. Вимірювання проводяться тільки в літню пору, так як досліджувана поверхня дорожнього покриття вимагає її зволоження. Нерівності поверхні дорожнього покриття можуть викликати різні переміщення натискного елемента, що позначається на надійності роботи розподільника, а значить і роботи пристрою в цілому.

У роботах [52, 56, 62, 64, 100, 102, 103, 105, 106, 113] запропоновано методи для визначення коефіцієнта зчеплення за допомогою динамометричного візка, в основі якого лежить ГОСТ 30413-96 (рис. 1.10) [21]. В якості випробувального обладнання використовують автомобільну

установку типу НКРС-2, що складається з автомобіля, одноколісного причіпного приладу, обладнаного датчиками рівності і коефіцієнта зчеплення, а також встановлених в автомобілі систем зволоження покриття, управління і реєстрації. Недоліком даного пристрою є низька точність та недостатня достовірність вимірювань, оскільки оцінка коефіцієнта зчеплення здійснюється не прямим виміром. Крім того, на оцінку впливають фактори стану поверхні руху та стан вимірювальних засобів. Установка ефективна лише за вимірах на рівних поверхнях, що зумовлює його обмежені технологічні можливості, особливо у ділянках доріг із різними ухилами.

Пристрій вимірює коефіцієнт зчеплення при повному загальмовуванні колеса.

В інших методах пристрій також містить причіп з встановленими на двох півосях вимірювальним колесом, що вільно котиться, датчик числа оборотів коліс, яких з'єднаним з входом блоку реєстрації. Різним і в цих методах є тільки конструкції системи, що гальмує. В одному випадку одне колесо гальмують механічним гальмом [52, 105], а в іншому методі гальма використовують електромагнітну поршкочову муфту або до півосі вимірювального колеса приєднаний вал, на якому встановлений датчик крутного моменту, з'єднаний з обертовим елементом електромагнітної поршкочової муфти [56, 62, 102, 106, 103].

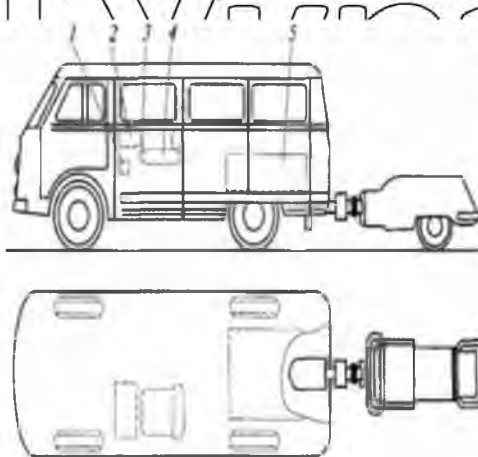


Рисунок 1.10 – Пристрій визначення коефіцієнта зчеплення з допомогою динамометричного візка [21] 1 – гальмівна педаль причіпа; 2 – пульт управління; 3 – вагиль водополива; 4 – місце оператора; 5 – бак для води

У наступному випадку [64] як гальмівну систему використовують гідравлічний насос, який обертає енергію колеса перетворює на гідравлічну енергію потоку робочої рідини, що створює гідравлічний опір гідролінії. При цьому зростає навантаження на вимірювальне колесо, що створює умови для його прослизання.

Таким чином, порівнюючи пройдений шлях колеса, що вільно котиться, з вимірювальним колесом, яке періодично пригальмовує або гальмує, можна визначити коефіцієнт зчеплення.

В іншому випадку колеса з'єднані між собою за допомогою ланцюга.

Зірочки мають різні розміри і, отже, два колеса будуть обертатися з різними швидкостями. Коефіцієнт зчеплення визначається шляхом вимірювання напруги, що виникає в ланцюзі [113]. У другому випадку опорні колеса встановлені таким чином, щоб мати розвал сходження або сходження.

Коли транспортний засіб рухається, колеса переміщуються щодо один одного в осьовому напрямку. Транспортний засіб включає силовимірювальний прилад для визначення коефіцієнта зчеплення [100]. Недоліки даних методів полягають у тому, що їх елементи схильні до впливу зовнішнього середовища у вигляді пилу, вологи, що утворюються від обертання коліс. Вимірювання

коефіцієнтів зчеплення за таких умов стають менш точними. Корозія сприяє зносу конструктивних елементів пристрою. Механічна складова системи гальмування схильна до впливу випадкових дестабілізуючих факторів. Це

призводить до зниження достовірності отриманих даних щодо вимірювання коефіцієнта зчеплення. Крім того, вимірювані параметри не є величинами, що безпосередньо визначають коефіцієнт зчеплення, а є непрямими параметрами зчідних властивостей дорожньої поверхні. Зовнішні фактори (наявність колі, криволінійні ділянки дороги, хвилі дорожньої поверхні, вибоїни) призводять до зниження точності вимірювань та погіршують динамічні характеристики вимірювального пристрою.

Відомі методи визначення зчеплення шини з дорожнім покриттям з використанням окремого колеса [51, 54, 59, 61, 63, 65]. Загальним для цих

пристроїв є те, що вони містять вимірювальне колесо, встановлене на окремій рамі, вимірювальний пристрій та гальмо. Відмінність полягає в цих механізмах, за допомогою якого здійснюється гальмування вимірювального колеса і те, яким способом зчитується інформація про величину зчеплення колеса з дорогою.

Коефіцієнт зчеплення з дорогою визначають в одному випадку за допомогою дії сили гальмування на вимірювальне колесо, переміщення якого фіксує вимірювальний датчик. Сила гальмування безперервно вводиться у процесор, який обчислює величину коефіцієнта зчеплення [51]. У другому

випадку визначають коефіцієнт зчеплення між вимірювальним колесом та дорожнім покриттям у момент переходу вимірювального колеса з нерухомого стану в режим буксування. Для цього до його обода по дотичній прикладають додаткове навантаження, яке плавно збільшують до значення, що забезпечує

початок буксування, після чого за величиною співвідношення додаткової та основної навантажень судять про зчепні якості покриття дороги [54]. У третьому випадку коефіцієнт зчеплення обчислюється шляхом вимірювання максимальної сили поздовжнього динамічного гальмування вимірювального

колеса поверхні покриття, коли максимальна механічна сила зчеплення вимірювального колеса перетворюється на електричну і виділяється у вигляді теплової енергії [59, 61].

У наступних пристроях [63, 65] визначають коефіцієнт зчеплення за допомогою двох датчиків моменту, що крутить. Один датчик моменту, що крутить, вимірює момент сили гальмування вимірювального колеса, другий - момент сили зчеплення вимірювального колеса. Момент сили гальмування і момент сили зчеплення надходять мікроконтролер, де значення моменту сили зчеплення вимірювального колеса порівнюють з моментом сили гальмування електромагнітного гальма. Максимальне гальмівне зусилля дорівнює силі зчеплення вимірювального колеса.

Недоліки вищевказаних методів полягають у тому, що вони не дозволяють визначити коефіцієнт зчеплення на обмеженій площі дорожнього

покриття, при виконанні вимірювань потрібно обов'язкове зволоження дорожнього покриття та дотримання певної швидкості руху вимірювального колеса, неможливість використання при достовірній оцінці цього параметра для окремого конкретного колеса автомобіля, конкретній ділянці дороги, де сталася ДТП.

Зазначимо ще один спосіб визначення коефіцієнта зчеплення, в якому не застосовують обумовлене вище вимірювальне колесо [60]. Вимірюють коефіцієнт зчеплення при цьому способі шляхом визначення параметрів дорожнього покриття та подальшого обчислення коефіцієнта зчеплення.

Насамперед вимірюють ординати мікропрофілю поверхні дорожнього покриття на фіксованому проміжку. Далі визначають довжину кривої мікропрофілю та параметри шорсткості дорожнього покриття. (рис. 1.11)

Недолік цього способу в тому, що неможливо оцінити коефіцієнт зчеплення для конкретного автомобіля з його конкретною масою, малюнком протектора, ступенем його зношеності.

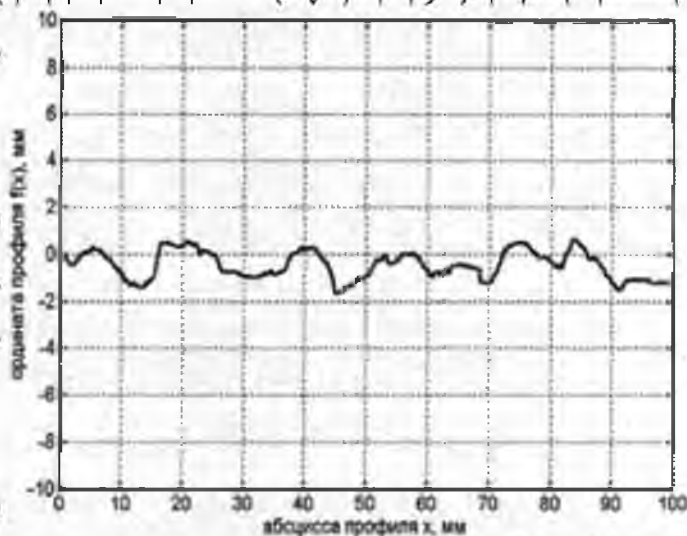


Рисунок 1.11 – Графічний метод визначення коефіцієнта зчеплення [60]

Всі перераховані вище методи не дають можливості визначення коефіцієнта зчеплення з дорожнім покриттям для окремого конкретного колеса автомобіля, що потрапив у ДТП. Необхідна розробка методу визначення коефіцієнта зчеплення безпосередньо на автомобілі.

У роботі [33] запропоновано математичну модель для визначення коефіцієнта зчеплення колеса автомобіля з дорожнім покриттям, засновану на теорії нечіткої логіки, введеної в науковий обіг професором Лютфі Заде.

Обчислення коефіцієнта зчеплення за табличними матеріалами у цьому методі не дозволяє врахувати конкретні дорожні умови, де сталося ДТП.

У зв'язку з тим, що і в науковому обігу і на практиці, у широкому використанні немає експрес-методики та обладнання для визначення коефіцієнта зчеплення колеса конкретного автомобіля з дорожнім покриттям

на конкретній ділянці дороги при розслідуванні ДТП, нам необхідний

пристрій для визначення коефіцієнта зчеплення колеса з дорожнім покриттям під час розслідування ДТП, а також визначення технічного стану шин

провідних та направляючих коліс автомобілів перед підготовкою до рейсу. Всі

перераховані вище методи не дають можливості визначення коефіцієнта

зчеплення з дорожнім покриттям для окремого конкретного колеса

автомобіля, що потрапив у ДТП. Необхідна розробка методу визначення коефіцієнта зчеплення безпосередньо на автомобілі.

У роботі [33] запропоновано математичну модель для визначення коефіцієнта зчеплення колеса автомобіля з дорожнім покриттям, засновану на теорії нечіткої логіки, введеної в науковий обіг професором Лютфі Заде.

Обчислення коефіцієнта зчеплення за табличними матеріалами у цьому методі не дозволяє врахувати конкретні дорожні умови, де сталося ДТП.

У зв'язку з тим, що і в науковому обігу і на практиці, у широкому використанні немає експрес-методики та обладнання для визначення

коефіцієнта зчеплення колеса конкретного автомобіля з дорожнім покриттям

на конкретній ділянці дороги при розслідуванні ДТП, нам необхідний

пристрій для визначення коефіцієнта зчеплення колеса з дорожнім покриттям

під час розслідування ДТП, а також визначення технічного стану шин

провідних та направляючих коліс автомобілів перед підготовкою до рейсу.

Слід зазначити та обставина, що визначення поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_x відбувається з урахуванням динамічного радіуса колеса r_d . Однак

остання величина є змінною в процесі руху автомобіля, що ускладнює вимір ϕ_x . Тому необхідна розробка показника, що характеризує зчеплення колеса з дорогою, для розрахунку якого достатньо використовувати вільний радіус колеса $r_{св}$, є незмінною величиною.

1.3 Вплив коефіцієнтів зчеплення коліс із дорогою на експлуатаційні властивості автомобілів

Величини поздовжнього та бокового коефіцієнтів зчеплення коліс з дорогою істотно впливають на показники експлуатаційних властивостей

автомобілів. До зазначених властивостей, що залежать від коефіцієнтів зчеплення коліс з дорогою, належать такі:

- тягово-швидкісні;

- гальмівні;

- маневреність;

- керованість;

- стійкість.

Зниження поздовжнього коефіцієнта зчеплення на провідних колесах спричиняє їх буксування та погіршення тягово-швидкісних властивостей

автомобіля. Відносне буксування S_x ($S_{xкр}$ – критичне відносне буксування, при досягненні якого колесо «скочується» в повне буксування) не призводить до зупинки автомобіля, але викликає зниження поздовжніх лінійних прискорень та швидкості руху.

Навіть при $S_x=1$ (повне буксування провідних коліс) автомобіль продовжує якийсь час поступальний рух. У роботі [49] розглянуто динаміку одиночного колеса при зриві колеса в повне буксування. Показано, що в залежності від величини початкової лінійної швидкості при вході на ділянку дороги зі зниженим коефіцієнтом зчеплення, що викликає повне буксування,

автомобіль може зберегти здатність руху і вийти за межі зазначеної ділянки. Цю здатність автор роботи [49] назвав стійкістю поступального руху автомобіля. Зазначена здатність характеризує також прохідність автомобіля.

Найбільш поширеними причинами аварій автомобілів на дорогах є зниження показниками їхньої маневреності, керованості та стійкості, викликане зменшенням величини коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою.

Проведені статистичні дослідження результатів дорожньо-транспортних пригод показали, що найбільш небезпечною причиною є втрата автомобілями стійкості руху [25]. Найчастіше втрата стійкості проявляється при розгоні та гальмуванні автомобілів [45, 26, 69].

Курсова стійкість автомобіля при гальмуванні досить повно досліджена роботах Е.А. Чудакова [95, 96, 97], Я.М. Певзнера [69], Б.Б. Генбома [18] та Г.М. Косолапова [36] А.А. Ревіна [79]. Стійкості автомобілів в тяговому режимі (в процесі руху і при розгоні) присвячені роботи [10, 13, 23, 26, 34, 44, 69, 89, 95, 96]. У роботах [29, 82] розглянуто стійкість багатовісних автомобілів, а роботах [12, 15, 19, 28, 30, 37, 38, 48, 50, 85, 87] – стійкість багатоланкових автопоїздів. Однак у зазначених дослідженнях не розглянуто питання впливу бокового коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою на курсову стійкість автомобіля. Ці питання було розглянуто на роботах [5, 49, 75].

Отримана математична модель дозволила визначити поздовжній φ_x та бічна φ_y коефіцієнти зчеплення коліс з дорогою, а потім курсову стійкість легкового автомобіля. Однак у зазначених дослідженнях не розглянуто курсову стійкість вантажних автомобілів, що мають на задній осі здвосні колеса.

Цікавим є отримання математичної моделі контакту з дорогою шин здвосних коліс, визначення поздовжнього φ_x та бічного φ_y коефіцієнтів зчеплення зазначених коліс та оцінка впливу нерівномірності навантаження шин на стійкість руху автомобіля.

2 ОЦІНКА БІЧНОЇ СТІЙКОСТІ НЕРУХОМИХ ЗДВОЄНИХ КОЛІС АВТОМОБІЛЯ ПРОТИ БОКОВОГО КОВЗАННЯ

Стійкість руху є однією з найважливіших експлуатаційних властивостей автомобілів, що впливають на безпеку руху. Зазначена властивість значною мірою визначається технічним станом шин. Найбільший вплив на стійкість руху автомобіля зчеплення колеса з дорогою, гранична по зчепленню бічна реакція дороги. При встановленні здвоєних коліс на величину граничної зчеплення бічної сили впливає розподіл нормальних реакцій дороги між шинами здвоєних коліс.

2.1 Математична модель контакту нерухомих здвоєних коліс автомобіля з дорогою

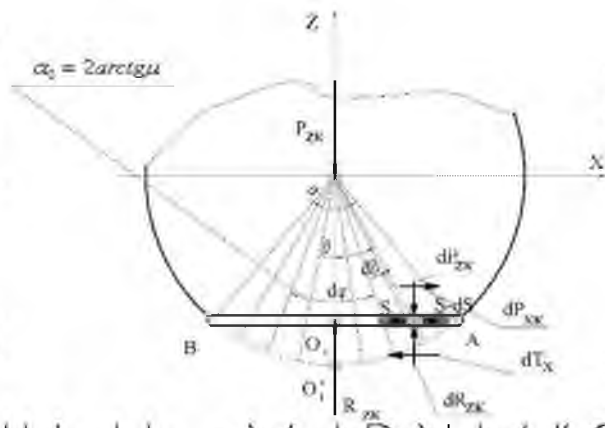
У роботі [27] запропоновано феноменологічну модель фрикційного контакту шини з дорогою. Схема статичного навантаження одиночного нерухомого колеса автомобіля наведено на рис. 2.1.

У здвоєних коліс автомобіля спостерігається нерівномірність розподілу нормальних реакцій дороги, що призводить, наприклад, до нерівномірності тертя потужності в плямах контакту [27]. Однак дослідження граничної зчеплення бічної реакції дороги на здвоєних колесах у зазначеній роботі [27] не проводилися.

На рис. 2.1 наведено схему навантаження елемента одиночної шини в плямі контакту. Опір бічному зміщенню колеса створюється у плямі контакту на ділянці, яка обмежена координатами, що визначаються з умови

$$\beta \leq \frac{a_0}{2} = \pm \arctg \mu. \quad (2.1)$$

НУБІ



їїни

НУБІ

Рисунок 2.1 Схема навантаження елемента відносно площі контакту:

їїни

S – сила натягу в елементі шини; dT_x – елементарна сила тертя [27].

Сумарне бічне погонне навантаження, яке можуть витримати шини здвоєних коліс автомобіля без бічного зміщення

$$q_y = q_{y1} + q_{y2} = \sqrt{\mu_1^2 q_{z1}^2 - q_{x1}^2} + \sqrt{\mu_1^2 q_{z2}^2 - q_{x2}^2} \quad (2.2)$$

Підставляючи вираз (2.1) у рівняння (2.2), отримаємо

$$q_y = C_{z1} \left(1 - \cos \frac{\alpha_1}{2} \right) \frac{\cos \beta_1}{\cos \frac{\alpha_1}{2}} \frac{1 + \sin \frac{\delta_1}{2}}{1 - \sin \frac{\delta_1}{2}} \frac{\sqrt{\mu_1^2 - \cos^2 \alpha_1}}{\cos \frac{\alpha_1}{2}} + C_{z2} \left(1 - \cos \frac{\alpha_2}{2} \right) \frac{\cos \beta_2}{\cos \frac{\alpha_2}{2}} \frac{1 + \sin \frac{\delta_2}{2}}{1 - \sin \frac{\delta_2}{2}} \frac{\sqrt{\mu_2^2 - \cos^2 \alpha_2}}{\cos \frac{\alpha_2}{2}} \quad (2.3)$$

*) індекси «1» у формулі (2.3) відносяться до внутрішнього колеса пари, а індекси «2» - до зовнішнього

Нормальне навантаження, що діє на внутрішнє та зовнішнє колеса

$$P_{z_1} = R_{z_1} = C_{z_1} \cdot r_{\delta_1} \left(1 - \cos \frac{\alpha_1}{2}\right) = (1 - g_z) P_z; \quad (2.4)$$

$$P_{z_2} = R_{z_2} = C_{z_2} \cdot r_{\delta_2} \left(1 - \cos \frac{\alpha_2}{2}\right) = (1 - g_z) P_z; \quad (2.5)$$

де P_z – сумарне нормальне навантаження на шини здвоєного колеса;

g_z – коефіцієнт розподілу сумарного нормального навантаження на внутрішнє колесо [27] (під внутрішнім колесом мається на увазі колесо, розташоване ближче до поздовжньої осі автомобіля):

$$g_z = P_{z_1} / P_z. \quad (2.6)$$

Центральні кути α_1 і α_2 можуть бути визначені з рівнянь (2.4) і (2.5)

$$\alpha_1 = 2 \arccos \left(1 - \frac{g_z P_z}{C_{z_1} r_{\delta_1}}\right); \quad (2.7)$$

$$\alpha_2 = 2 \arccos \left(1 - \frac{(1 - g_z) P_z}{C_{z_2} r_{\delta_2}}\right); \quad (2.8)$$

Рівняння (2.3) з урахуванням (2.4), (2.5), (2.6) та (2.7) набуває вигляду

$$q_y = P_z \left\{ \frac{g_z}{r_{\delta_1}} m_1^2 - t g^2 \theta_1 \frac{\cos \alpha_1}{1 - \frac{g_z P_z}{C_{z_1} r_{\delta_1}}} - 1 + \frac{1 - g_z}{r_{\delta_2}} \sqrt{m_2^2 - t g^2 \theta_2} \times \right.$$

$$\left. \frac{2 \arccos \left(1 - \frac{g_z P_z}{C_{z_1} r_{\delta_1}}\right) \ln \left(1 + \frac{2 \frac{g_z P_z}{C_{z_1} r_{\delta_1}} + \frac{g_z^2 P_z^2}{C_{z_1}^2 r_{\delta_1}^2}}{1 - \frac{g_z P_z}{C_{z_1} r_{\delta_1}}}\right)}{1 - \frac{g_z P_z}{C_{z_1} r_{\delta_1}}} \right\}$$

$$\times \left\{ \frac{\cos \alpha_2}{1 - \frac{(1 - g_z) P_z}{C_{z_2} r_{\delta_2}}} - 1 + \frac{2 \arccos \left(1 - \frac{(1 - g_z) P_z}{C_{z_2} r_{\delta_2}}\right) \ln \left(1 + \frac{2 \frac{(1 - g_z) P_z}{C_{z_2} r_{\delta_2}} + \frac{(1 - g_z)^2 P_z^2}{C_{z_2}^2 r_{\delta_2}^2}}{1 - \frac{(1 - g_z) P_z}{C_{z_2} r_{\delta_2}}}\right)}{1 - \frac{(1 - g_z) P_z}{C_{z_2} r_{\delta_2}}} \right\}$$

Гранична бічна реакція $R_{y \max}$ за умовою відсутності бічного зміщення здвоєних коліс

$$R_{y_{\max}} = \int_{-\arctg m_1}^{+\arctg m_2} q_{y_1} \cdot r_1 d\theta_1 + \int_{-\arctg m_1}^{+\arctg m_2} q_{y_2} \cdot r_2 d\theta_2, \quad (2.9)$$

де r_1, r_2 — поточні значення радіусів коліс, що відповідають різним точкам у плямах контакту

$$r_1 = r_{\theta_1} \cdot \frac{\cos \frac{\theta_1}{2}}{\cos \theta_1} = r_{\theta_1} \frac{1 - \frac{g_z P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\theta_1}}}{\cos \theta_1}; \quad (2.10)$$

$$r_2 = r_{\theta_2} \cdot \frac{\cos \frac{\theta_2}{2}}{\cos \theta_2} = r_{\theta_2} \frac{1 - (1 - g_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\theta_2}}}{\cos \theta_2}; \quad (2.11)$$

Вираз (2.10) з урахуванням (2.9), (2.11) та (2.12) набуде вигляду

$$R_{y_{\max}} = P_z \cdot M_1^2 \cdot \frac{g_z}{2 \arccos \left(1 - \frac{g_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\theta_1}} \right) - \left(1 - \frac{g_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\theta_1}} \right)} \ln \frac{1 + \sqrt{2 \frac{g_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\theta_1}} + \frac{g_z^2 \cdot P_z^2}{C_{z_1}^2 \cdot r_{\theta_1}^2}}}{1 - \sqrt{2 \frac{g_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\theta_1}} + \frac{g_z^2 \cdot P_z^2}{C_{z_1}^2 \cdot r_{\theta_1}^2}}}$$

$$\times \int_{-\arctg m_1}^{+\arctg m_2} \left(1 - \frac{g_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\theta_1}} \right) \sqrt{M_1^2 - \operatorname{tg}^2 \theta_1} d\theta_1 +$$

$$\times \left[\frac{1 - g_z}{2 \arccos \left(1 - (1 - g_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\theta_2}} \right) - \left(1 - (1 - g_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\theta_2}} \right)} \ln \frac{1 + \sqrt{2(1 - g_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\theta_2}} + (1 - g_z)^2 \frac{P_z^2}{C_{z_2}^2 \cdot r_{\theta_2}^2}}}{1 - \sqrt{2(1 - g_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\theta_2}} + (1 - g_z)^2 \frac{P_z^2}{C_{z_2}^2 \cdot r_{\theta_2}^2}}} \right] \times$$

$$\times \int_{-\arctg m_1}^{+\arctg m_2} \left(1 - (1 - g_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\theta_2}} \right) \sqrt{M_2^2 - \operatorname{tg}^2 \theta_2} d\theta_2$$

Бічний коефіцієнт зчеплення з двоємих коліс із дорогою

$$\varphi_y = R_{y_{\max}} / P_z. \quad (2.13)$$

Таким чином

НУБІП УКРАЇНИ

$$\varphi_y = \frac{g_z}{2 \arccos \left(1 - \frac{g_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\delta_1}} \right) - \left(1 - \frac{g_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\delta_1}} \right) \ln \frac{1 + \sqrt{2 \frac{g_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\delta_1}} + \frac{g_z^2 \cdot P_z^2}{C_{z_1}^2 \cdot r_{\delta_1}^2}}}{1 - \sqrt{2 \frac{g_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\delta_1}} + \frac{g_z^2 \cdot P_z^2}{C_{z_1}^2 \cdot r_{\delta_1}^2}}} \times$$

$$\times \int_{-\arctg \mu_1}^{+\arctg \mu_2} \left(1 - \frac{1 - \frac{g_z \cdot P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\delta_1}}}{\cos \beta_1} \right) \sqrt{\mu_1^2 - \operatorname{tg}^2 \beta_1} d\beta_1 +$$

$$\times \frac{1 - g_z}{2 \arccos \left(1 - \frac{(1 - g_z) \cdot P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\delta_2}} \right) - \left(1 - \frac{(1 - g_z) \cdot P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\delta_2}} \right) \ln \frac{1 + \sqrt{2(1 - g_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\delta_2}} + (1 - g_z)^2 \frac{P_z^2}{C_{z_2}^2 \cdot r_{\delta_2}^2}}}{1 - \sqrt{2(1 - g_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\delta_2}} + (1 - g_z)^2 \frac{P_z^2}{C_{z_2}^2 \cdot r_{\delta_2}^2}}} \times$$

$$\times \int_{-\arctg \mu_1}^{+\arctg \mu_2} \left(1 - \frac{1 - (1 - g_z) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\delta_2}}}{\cos \beta_2} \right) \sqrt{\mu_2^2 - \operatorname{tg}^2 \beta_2} d\beta_2 \quad (2.14)$$

Якщо $\frac{\alpha_1}{2} \leq \arctg \mu_1$ або $\frac{\alpha_2}{2} \leq \arctg \mu_2$, то межі інтегрування в рівнянні (2.14) необхідно замінити на $\left[-\frac{\alpha_1}{2}; \frac{\alpha_1}{2} \right]$ або $\left[-\frac{\alpha_2}{2}; \frac{\alpha_2}{2} \right]$, відповідно.

2.2 Визначення раціонального розподілу нормальних реакцій за умовами максимального бічного коефіцієнта зчеплення

Інтегрування рівняння (2.14) складно здійснити аналітичними методами.

Тому доцільне використання чисельних методів.

Задаючись такими параметрами: $P_z; C_{z_1}; C_{z_2}; r_{\delta_1}; r_{\delta_2}; \mu_1; \mu_2$ і варюючи величиною g_z , визначаємо значення зазначеного коефіцієнта, відповідне одержання $\varphi_{y_{\max}}$. В цьому випадку вираз (2.14) є цільовою функцією оптимізації параметра φ_y .

На рис. 2.2 показаний графік залежності бічного коефіцієнтами зчеплення φ_y від коефіцієнта розподілу сумарного нормального навантаження внутрішнє колесо g_z . З графіка видно, що найкращий бічний коефіцієнт

зчеплення досягається тоді, коли коефіцієнт розподілу сумарного нормального навантаження внутрішнього колеса дорівнює 0,5. Якщо відхилення q_2 відбуваються у більшу чи меншу сторону, то змінюється коефіцієнт зчеплення, отже і стійкість автомобіля.

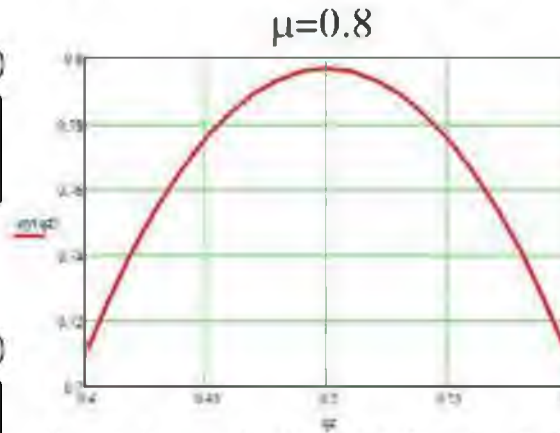


Рисунок 2.2 Графік залежності бічного коефіцієнта зчеплення μ від коефіцієнта розподілу сумарного нормального навантаження на внутрішнє колесо q_2 .

Таким чином, в результаті проведеного дослідження отримано математичну модель для визначення бічного коефіцієнта зчеплення нерухомих здвоєних коліс з дорогою. Використання запропонованої математичної моделі дозволило визначити, що максимальний бічний коефіцієнт зчеплення нерухомих здвоєних коліс з дорогою може бути реалізований при частці сумарного нормального навантаження q_2 , що припадає на внутрішнє колесо, що дорівнює 0,5.

2.3 Оцінка стійкості ведучого здвоєного колеса автомобіля проти бокового ковзання

2.3.1 Визначення поздовжнього та бокового коефіцієнтів зчеплення

Гранична бічна реакція дороги $R_{y,max}$ за умовою відсутності бічного зміщення здвоєних коліс може бути визначена за такою формулою:

$$R_{y,max} = \int_{\beta_{11}}^{\beta_{21}} q_{11} \cdot r_1 \cdot d\beta_{11} + \int_{\beta_{12}}^{\beta_{22}} q_{12} \cdot r_2 \cdot d\beta_{12}, \quad (2.15)$$

де r_1, r_2 - поточні значення радіусів коліс, що відповідають різним точкам у площі контакту (лінійні коефіцієнти елементів площі контакту), визначаються залежностями (2.10) і (2.11);

$\beta_{11}, \beta_{21}, \beta_{12}, \beta_{22}$ - межі інтегрування, що визначаються кутовими координатами меж ділянок контакту шин внутрішнього та зовнішнього коліс, на яких сприймається бічна сила.

У роботах [5, 49] шляхом інтегрування бічного погонного навантаження q_y визначено граничну бічну силу, яку здатне витримувати колесо, а по ній - бічний коефіцієнт зчеплення φ_y . У роботі [5] для одиночного нерухомого

колеса автомобіля визначено бічне погонне навантаження за допомогою наступної залежності

$$q_y = \sqrt{\mu^2 q_z^2 - q_x^2} \quad (2.16)$$

При передачі одиночним колесом крутного моменту залежність (2.16)

набуває вигляду [75]

$$q_y = \sqrt{\mu^2 q_z^2 - (q_x - q_\mu)^2} \quad (2.17)$$

де q_μ - додаткове погонне навантаження в площі контакту шини з дорогою, обумовлене дією моменту, що крутить.

У роботі [75] зроблено припущення, що погонна навантаження q_μ у кожній точці пропорційна нормальному погонному навантаженню q_z , тобто

$$q_\mu = \varphi_x \cdot q_z \quad (2.18)$$

Після підстановки (2.18) у (2.17) отримаємо

$$q_y = q_z \sqrt{\mu^2 - (\operatorname{tg}\beta - \varphi_x)^2} \quad (2.19)$$

Кутові координати меж ділянок площі контакту шин з дорогою, у яких сприймається бічна сила, можна визначити з рівняння (2.19). Рівняння (2.19)

має фізичний сенс при невід'ємному значенні підкореного виразу його правої частини. Це можливо у двох випадках

$$\begin{cases} \mu - \operatorname{tg}\beta + \varphi_x \geq 0 \\ \mu + \operatorname{tg}\beta + \varphi_x \geq 0 \end{cases} \quad (2.20)$$

або

$$\begin{cases} \mu - \operatorname{tg}\beta + \varphi_x < 0 \\ \mu + \operatorname{tg}\beta + \varphi_x < 0 \end{cases} \quad (2.21)$$

Із системи рівнянь (2.20) визначимо

$$\begin{cases} \beta < \operatorname{arctg}(\mu + \varphi_x) \\ \beta < \operatorname{arctg}(\mu - \varphi_x) \end{cases} \quad (2.22)$$

$$\begin{cases} \beta > \operatorname{arctg}(\mu + \varphi_x) \\ \beta < -\operatorname{arctg}(\mu - \varphi_x) \end{cases} \quad (2.23)$$

Із системи рівнянь (2.20) визначимо

Фізичний сенс має систему нерівностей (2.22). Тому межі інтегрування

у рівнянні (2.15) приймаються такі:

$$\beta_{11} = -\operatorname{arctg}(\mu_1 - \varphi_{x_1}) \quad (2.24)$$

$$\beta_{21} = -\operatorname{arctg}(\mu_1 + \varphi_{x_1}) \quad (2.25)$$

$$\beta_{12} = -\operatorname{arctg}(\mu_2 - \varphi_{x_2}) \quad (2.26)$$

$$\beta_{22} = \operatorname{arctg}(\mu_2 + \varphi_{x_2}) \quad (2.27)$$

Нормальні навантаження (нормальні реакції дороги) на внутрішньому та зовнішньому колесах

$$P_{z_1} = R_{x_1} = C_{z_1} \cdot r_{\delta_1} \left(1 - \cos \frac{\alpha_1}{2}\right) = g_{z_1} P_z; \quad (2.28)$$

$$P_{z_2} = R_{x_2} = C_{z_2} \cdot r_{\delta_2} \left(1 - \cos \frac{\alpha_2}{2}\right) = (1 - g_{z_1}) P_z; \quad (2.29)$$

де g_{z_1} - частка загального нормального навантаження, що припадає на внутрішнє колесо [27, 5, 49],

$$g_{z_1} = \frac{P_{z_1}}{P_{z_1} + P_{z_2}} = \frac{P_{z_1}}{P_z}. \quad (2.30)$$

З рівняння (2.28) та (2.29) визначимо

$$\alpha_1 = 2 \arccos \left(1 - g_{z_1} \frac{P_z}{C_{z_1} \cdot r_{\delta_1}}\right); \quad (2.31)$$

$$\alpha_2 = 2 \arccos \left(1 - (1 - g_{z_1}) \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{\delta_2}}\right); \quad (2.32)$$

При $\alpha_1 > \alpha_{10}$ і $\alpha_2 > \alpha_{20}$ межі інтегрування у рівнянні (2.15) відповідатимуть співвідношенням (2.24) і (2.27). У разі якщо $\alpha_1 \leq \alpha_{10}$ і $\alpha_2 \leq \alpha_{20}$, межі інтегрування дорівнюватимуть:

$$\beta_{11} = -\frac{\alpha_1}{2}; \quad (2.33)$$

$$\beta_{21} = -\frac{\alpha_1}{2}; \quad (2.34)$$

$$\beta_{12} = -\frac{\alpha_1}{2}; \quad (2.35)$$

$$\beta_{22} = -\frac{\alpha_1}{2}; \quad (2.36)$$

Розглянемо схему навантаження ведучого колеса моментом, що крутить (рис. 2.3 [75]), що дозволить визначити параметри φ_{x_1} і φ_{x_2} , що входять до рівняння (2.15).

Крутячі моменти на зовнішньому та внутрішньому колесах

$$M_{K_1} = \int_{-L_{11}}^{+L_{21}} q_{M_1} \cdot r_{\partial_1} \cdot dL_1 = \int_{\beta_{11}}^{\beta_{21}} q_{M_1} \cdot r_{\partial_1} \cdot r_{\beta_1} \cdot \beta_{11}; \quad (2.37)$$

$$M_{K_2} = \int_{-L_{12}}^{+L_{22}} q_{M_2} \cdot r_{\partial_2} \cdot dL_1 = \int_{\beta'_{12}}^{\beta'_{22}} q_{M_2} \cdot r_{\partial_2} \cdot r_{\beta_2}; \quad (2.38)$$

де r_{∂_1} , r_{∂_2} - динамічні радіуси внутрішнього та зовнішнього коліс;
 $-L_{11}$, $+L_{21}$ и $-L_{12}$, $+L_{22}$ - лінійні координати меж ділянок довжин плям контакту внутрішнього та зовнішнього коліс, на яких відсутнє прослизання елементів шини щодо дороги (рис. 2.3)

НУБІ

ЇНИ

НУБІ

ЇНИ

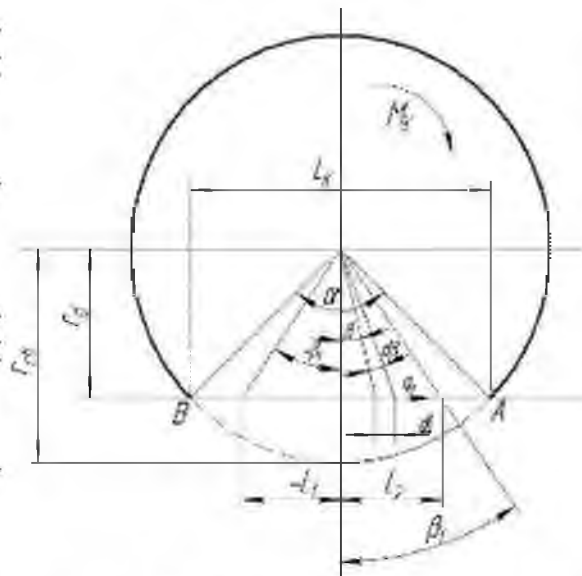
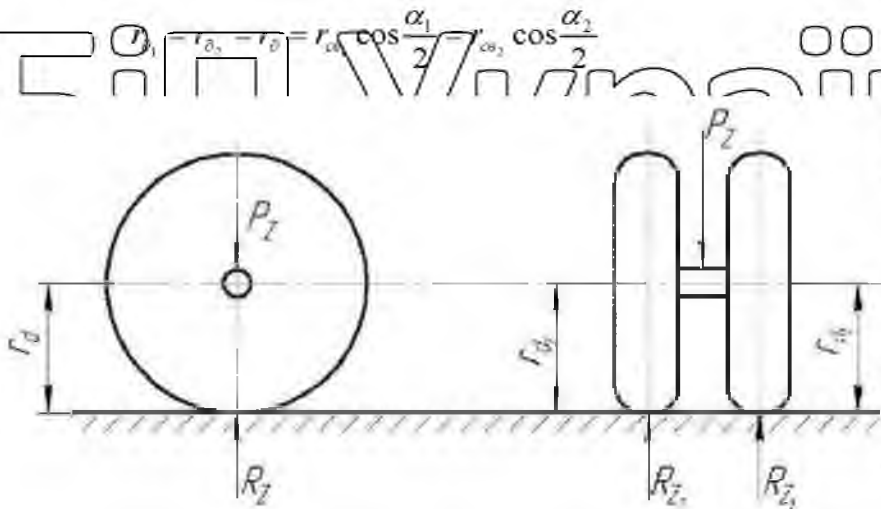


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема визначення q_M [75].
 При навантаженні пари здвоєних коліс нормальною силою (рис. 2.4), їх динамічні радіуси рівні між собою.

НУГІ $r_{d_1} - r_{d_2} = r_{ca} \cos \frac{\alpha_1}{2} / \cos \frac{\alpha_2}{2}$ (2.39)

НУ



НИ

Рисунок 2.4 – Схема навантаження пари коліс нормальною силою P_z

НУБІП УКРАЇНИ
 Сумарний момент, що крутить, переданий парою коліс визначимо з урахуванням співвідношень (2.18), (2.10), (2.14) і (2.39)

НУБІП УКРАЇНИ

$$M_K = M_{K_1} + M_{K_2} = \varphi_{x_1} \frac{C_{z_1} \cdot r_{\text{ос}_1}^2 \left(1 - \cos \frac{\alpha_1}{2}\right) \cos \frac{\alpha_1}{2}}{\alpha_1 - \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \frac{1 + \sin \frac{\alpha_1}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_1}{2}}} \int_{\beta'_{11}}^{\beta'_{21}} \frac{\cos \frac{\alpha_1}{2}}{1 - \cos \frac{\alpha_1}{2}} d\beta_1 +$$

(2.40)

$$+ \varphi_{x_2} \frac{C_{z_2} \cdot r_{\text{ос}_2}^2 \left(1 - \cos \frac{\alpha_2}{2}\right) \cos \frac{\alpha_2}{2}}{\alpha_2 - \cos \frac{\alpha_2}{2} \ln \frac{1 + \sin \frac{\alpha_2}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_2}{2}}} \int_{\beta'_{12}}^{\beta'_{22}} \frac{\cos \frac{\alpha_2}{2}}{1 - \cos \frac{\alpha_2}{2}} d\beta_2$$

При $\alpha_1 > \alpha_{10}$ і $\alpha_2 > \alpha_{20}$ межі інтегрування у рівнянні (2.40) будуть

наступними:

$$\beta'_{11} = -\text{arctg} \mu_1; \quad (2.41)$$

$$\beta'_{21} = \text{arctg} \mu_1; \quad (2.42)$$

$$\beta'_{12} = -\text{arctg} \mu_2; \quad (2.43)$$

$$\beta'_{22} = \text{arctg} \mu_2; \quad (2.44)$$

Рівняння (2.40) після інтегрування з урахуванням співвідношення (2.45)

набуває наступного вигляду:

$$M_K = \varphi_{x_1} \frac{C_{z_1} \cdot r_{\text{ос}_1}^2 \left(1 - \cos \frac{\alpha_1}{2}\right) \cdot r_d}{\alpha_1 - \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \frac{1 + \sin \frac{\alpha_1}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_1}{2}}} \left(\beta'_{21} - \beta'_{11} - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \frac{1 + \sin \beta'_{21} \cdot \frac{1 - \sin \beta'_{11}}{1 - \sin \beta'_{21}} \cdot \frac{1 + \sin \beta'_{11}}{1 + \sin \beta'_{21}}} \right) +$$

(2.46)

$$+ \varphi_{x_2} \frac{C_{z_2} \cdot r_{\text{ос}_2}^2 \left(1 - \cos \frac{\alpha_2}{2}\right) \cdot r_d}{\alpha_2 - \cos \frac{\alpha_2}{2} \ln \frac{1 + \sin \frac{\alpha_2}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_2}{2}}} \left(\beta'_{22} - \beta'_{12} - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha_2}{2} \ln \frac{1 + \sin \beta'_{22} \cdot \frac{1 - \sin \beta'_{12}}{1 - \sin \beta'_{22}} \cdot \frac{1 + \sin \beta'_{12}}{1 + \sin \beta'_{22}}} \right)$$

Визначимо поздовжній коефіцієнт зчеплення φ_x пари коліс

$$M_K = \varphi_x \left(\frac{C_{z_1} \cdot r_{\text{ос}_1}^2 \left(1 - \cos \frac{\alpha_1}{2}\right) \cdot r_d}{\alpha_1 - \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \frac{1 + \sin \frac{\alpha_1}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_1}{2}}} \left(\beta'_{21} - \beta'_{11} - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \frac{1 + \sin \beta'_{21} \cdot \frac{1 - \sin \beta'_{11}}{1 - \sin \beta'_{21}} \cdot \frac{1 + \sin \beta'_{11}}{1 + \sin \beta'_{21}}} \right) + \right.$$

$$\varphi_x = \frac{M_K}{P_z \cdot r_p} \cdot \varphi_i \cdot g_{z_1} \cdot \frac{\beta'_{21} - \beta'_{11} - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \frac{1 + \sin \beta'_{21}}{1 - \sin \beta'_{21}} \cdot \frac{1 - \sin \beta'_{11}}{1 + \sin \beta'_{11}}}{\alpha_1 - \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \frac{1 + \sin \frac{\alpha_1}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_1}{2}}} +$$

(2.49)

$$+ \varphi_{z_2} (1 - g_{z_1}) \cdot \frac{\beta'_{12} - \beta'_{22} - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha_2}{2} \ln \frac{1 + \sin \beta'_{22}}{1 - \sin \beta'_{22}} \cdot \frac{1 - \sin \beta'_{12}}{1 + \sin \beta'_{12}}}{\alpha_2 - \cos \frac{\alpha_2}{2} \ln \frac{1 + \sin \frac{\alpha_2}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_2}{2}}}$$

Умови отримання $\alpha_1 > \alpha_{10}$ і $\alpha_2 > \alpha_{20}$ визначаємо з урахуванням рівнянь

(2.28), (2.29), (2.31), (2.32)

$$\mu_1 > \sqrt{\frac{1}{\left(1 - q_{z_1} \frac{P_z}{C_{z_1} \cdot r_{c\alpha_1}}\right)^2} - 1};$$

(2.50)

$$\mu_2 > \sqrt{\frac{1}{\left(1 - q_{z_1} \frac{P_z}{C_{z_2} \cdot r_{c\alpha_2}}\right)^2} - 1};$$

(2.51)

При виконанні умов (2.50) і (2.51)

$$\beta'_{11} = -\frac{\alpha_1}{2};$$

(2.52)

$$\beta'_{21} = \frac{\alpha_1}{2};$$

(2.53)

$$\beta'_{12} = \frac{\alpha_2}{2};$$

(2.54)

$$\beta'_{22} = \frac{\alpha_2}{2};$$

(2.55)

Визначимо з урахуванням (2.49) коефіцієнт розподілу моменту, що крутить, на внутрішнє колесо

$$\varphi_{M_1} = \frac{M_{K1}}{M_K} = \frac{g_{z_1}}{\varphi_x} \cdot \frac{\beta'_{21} - \beta'_{11} - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \frac{1 + \sin \beta'_{21}}{1 - \sin \beta'_{21}} \cdot \frac{1 - \sin \beta'_{11}}{1 + \sin \beta'_{11}}}{\alpha_1 - \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \frac{1 + \sin \frac{\alpha_1}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_1}{2}}}$$

(2.56)

Враховуючи що $\varphi_x = \frac{M_K}{(P_z \cdot r_d)}$ визначимо з рівняння (2.56) $\varphi_x = \frac{g_{z_1}}{g_{M_1}} \cdot \frac{\alpha_1 - \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \frac{1 + \sin \frac{\beta'_{21}}{2} \frac{1 - \sin \beta'_{11}}{1 + \sin \beta'_{11}}}{1 - \sin \frac{\beta'_{21}}{2} \frac{1 - \sin \beta'_{11}}{1 + \sin \beta'_{11}}}}{2}$ (2.57)

Для внутрішнього та зовнішнього коліс рівняння (2.19) можна записати у вигляді

$$q_y = q_{z_1} \sqrt{\mu_1^2 - (tg\beta_1 - \varphi_{x_1})^2}; \quad (2.58)$$

$$q_{y_2} = q_{z_2} \sqrt{\mu_2^2 - (tg\beta_2 - \varphi_{x_2})^2}. \quad (2.59)$$

Рівняння (2.15) з урахуванням (2.10), (2.11), (2.12) набуде вигляду

$$R_{y_{max}} = \varphi_y P_z = \frac{C_{z_1} \cdot r_{\text{св}1} \left(1 - \cos \frac{\alpha_1}{2}\right) \int_{\beta_{11}}^{\beta_{21}} \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha_1}{2}}{\cos \beta_1} \sqrt{\mu_1^2 - (tg\beta_1 - \varphi_{x_1})^2} d\beta_1 + \frac{C_{z_2} \cdot r_{\text{св}2} \left(1 - \cos \frac{\alpha_2}{2}\right) \cos \frac{\alpha_2}{2} \int_{\beta_{11}}^{\beta_{22}} \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha_2}{2}}{\cos \beta_2} \sqrt{\mu_2^2 - (tg\beta_2 - \varphi_{x_2})^2} d\beta_2}{\alpha_2 - \cos \frac{\alpha_2}{2} \ln \frac{1 + \sin \frac{\alpha_2}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_2}{2}}}\right)}{\alpha_1 - \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \frac{1 + \sin \frac{\alpha_1}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_1}{2}}}$$
 (2.60)

Визначимо бічний коефіцієнт зчеплення з урахуванням співвідношень (2.28) і (2.29)

$$\varphi_y = \frac{g_{z_1}}{\alpha_1 - \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \frac{1 + \sin \frac{\alpha_1}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_1}{2}}} \int_{\beta_{11}}^{\beta_{21}} \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha_1}{2}}{\cos \beta_1} \sqrt{\mu_1^2 - (tg\beta_1 - \varphi_{x_1})^2} d\beta_1 + \frac{1 - g_{z_1}}{\alpha_2 - \cos \frac{\alpha_2}{2} \ln \frac{1 + \sin \frac{\alpha_2}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_2}{2}}} \int_{\beta_{11}}^{\beta_{22}} \left(1 - \frac{\cos \frac{\alpha_2}{2}}{\cos \beta_2} \sqrt{\mu_2^2 - (tg\beta_2 - \varphi_{x_2})^2} d\beta_2\right)$$
 (2.61)

Оскільки рішення рівняння (2.61) аналітичними методами утруднено, то при моделюванні необхідно визначити величини φ_{x_1} і φ_{x_2} . Вказані величини можна визначити як

$$\varphi_{x_1} = \frac{M_{K_1}}{P_{z_1} \cdot r_D} = \frac{g_{M_1} M_K}{g_{z_1} \cdot P_z \cdot r_D} = \frac{g_{M_1}}{g_{z_1}} \varphi_x; \quad (2.62)$$

$$\varphi_{x_2} = \frac{M_{K_2}}{P_{z_2} \cdot r_D} = \frac{(1 - g_{M_1}) M_K}{(1 - g_{z_1}) \cdot P_z \cdot r_D} = \frac{(1 - g_{M_1})}{(1 - g_{z_1})} \varphi_x; \quad (2.63)$$

Після підставки (2.62) у (2.57) отримаємо

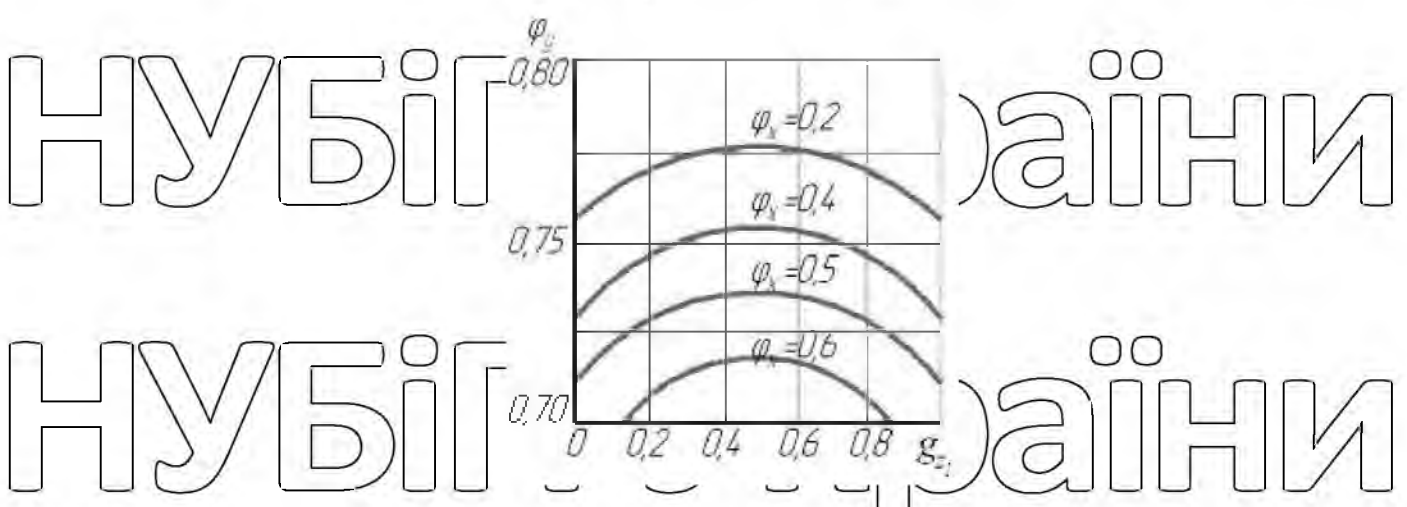
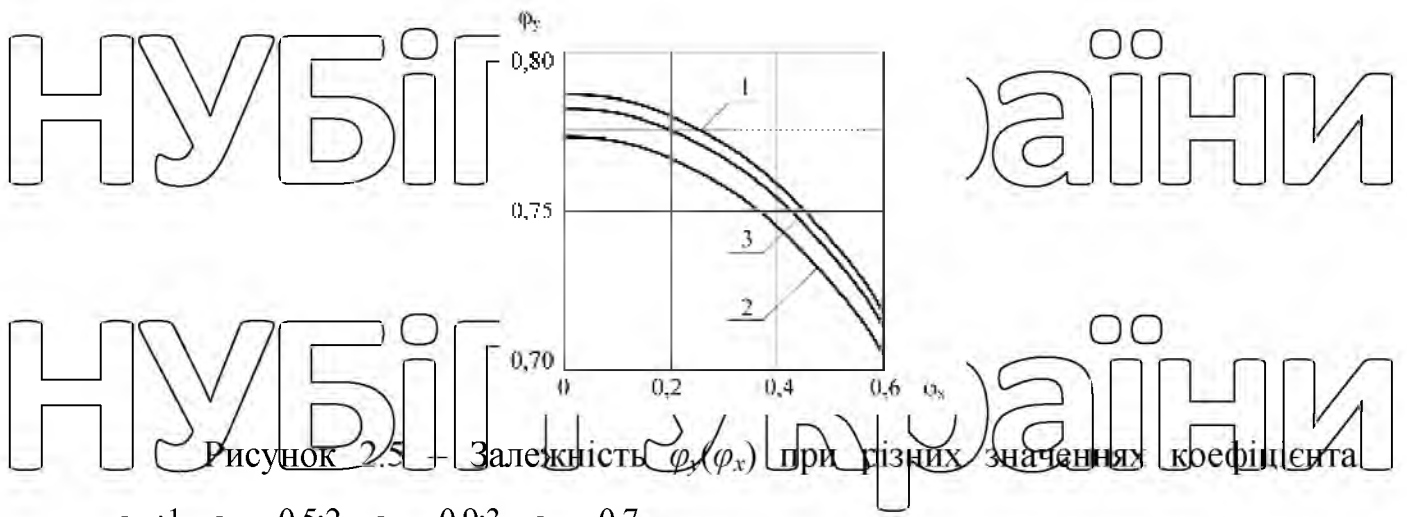
$$\varphi_{x_1} = \varphi_x \cdot \frac{\beta'_{21} - \beta'_{11} - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \beta'_{21}}{1 - \sin \beta'_{21}} \cdot \frac{1 - \sin \beta'_{11}}{1 + \sin \beta'_{11}} \right|}{\alpha_1 - \cos \frac{\alpha_1}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha_1}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_1}{2}} \right|}. \quad (2.64)$$

Очевидно, що

$$\varphi_{x_2} = \varphi_x \cdot \frac{\beta'_{22} - \beta'_{12} - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha_2}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \beta'_{22}}{1 - \sin \beta'_{22}} \cdot \frac{1 - \sin \beta'_{12}}{1 + \sin \beta'_{12}} \right|}{\alpha_2 - \cos \frac{\alpha_2}{2} \ln \left| \frac{1 + \sin \frac{\alpha_2}{2}}{1 - \sin \frac{\alpha_2}{2}} \right|}. \quad (2.65)$$

2.3.2. Моделювання бокового коефіцієнта зчеплення здвосічних провідних коліс автомобіля

На рис. 2.5 наведено графіки залежності $\varphi_y(\varphi_x)$ при різних значеннях коефіцієнта g_{z_1} . З графіків видно, що за $g_{z_1} = 0,5$ (рівному нормальному навантаженню на обидва колеса), крива $\varphi_y(\varphi_x)$ проходить вище за інших. Це означає, що при рівному розподілі нормального навантаження між колесами при тому самому значенні φ_x реалізується найбільше значення φ_y . Це добре видно із графіків, наведених на рис. 2.6. Максимум кривих $\varphi_y(g_{z_1})$ реалізується у точках $g_{z_1} = 0,5$ за будь-яких значень коефіцієнта φ_x .



НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОНТАКТУ КОЛІС АВТОМОБІЛЯ З ДОРОГОЮ

Для проведення експериментальних досліджень контакту колеса з дорогою автором разом із групою вчених ГБОУВО РК «КІПУ» та ХНАДУ розроблено комплекс пристроїв, що дозволяють визначати поздовжній та бічний коефіцієнти зчеплення колеса нерухомого автомобіля з дорогою.

Ці пристрої можуть бути використані не тільки при проведенні технічного обслуговування або контролю технічного стану автомобілів, що перебувають в експлуатації, але і при проведенні експертизи дорожньо-транспортної пригоди автомобілів зі звареними колесами.

3.1 Експериментальне визначення поздовжнього коефіцієнта зчеплення

колеса з дорогою

3.1.1 Розробка пристрою для проведення експериментальних досліджень

Схема пристрою визначення максимального поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_{max} представлено на рис 3.1. [67]. Методика визначення максимального значення поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_{max} колеса з дорогою побудовано з урахуванням відомих методів експериментального оцінювання [52, 56, 62, 64, 97] зазначеного показника. У методиці передбачено використання запропонованого в дисертації динамічного параметра контакту колеса з дорогою.

Нижче наведено опис конструкції, запропонованої патенті [67]. Пристрій (див. рис. 3.1) складається з черв'ячного редуктора (1), встановленого на пластині (7) з опорами, що регулюють по висоті (8), які служать для кріплення редуктора до рами і можливості переміщення по висоті щодо дорожнього покриття. На вихідному кінці швидкохідного валу (3) кріпиться динамометричний ключ (2), що дозволяє передавати і вимірювати величину моменту, що крутить, прикладається до колеса (10). Вихідний кінець

тихохідного валу (5) з'єднаний з колесом автомобіля, що виробується, за допомогою євдучної муфти (4). Одна сторона кріпиться за допомогою шпонки (3) ніща до ступиці (9) автомобіля Газель за допомогою двох затискних болтів (6).

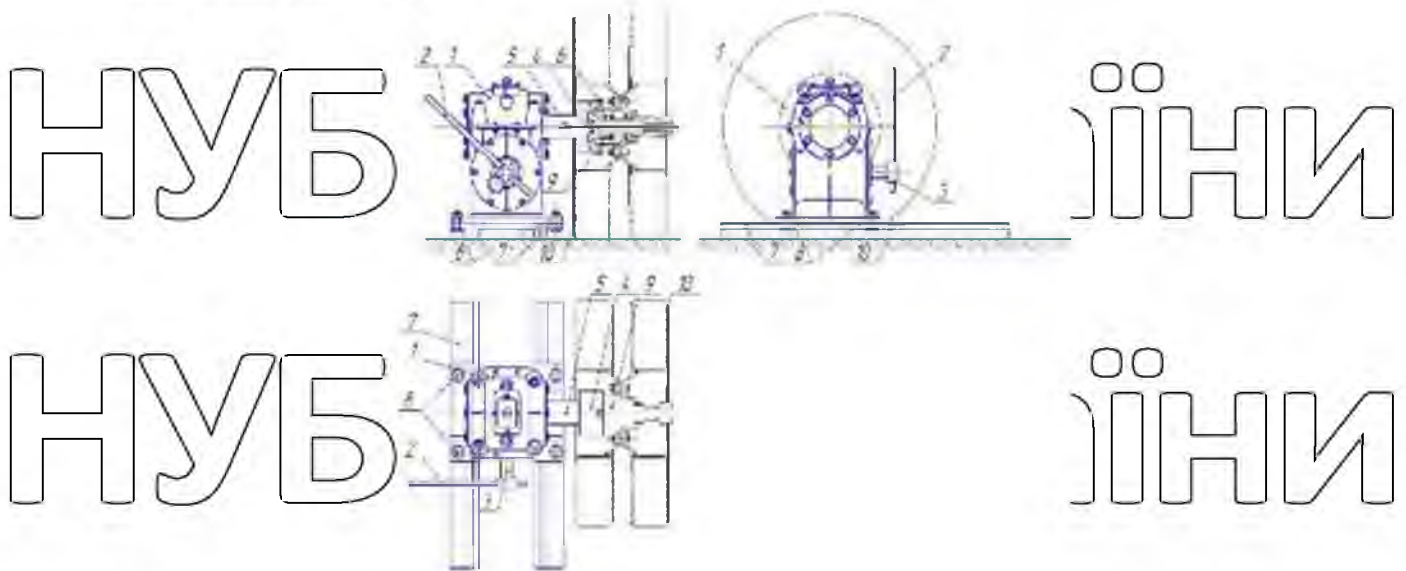


Рисунок 3.1 – Схема стенда визначення поздовжнього коефіцієнта зчеплення колеса з полотном дороги [67]: 1 – черв'ячний редуктор; 2 – динамометричний ключ; 3 – швидкохідний вал редуктора; 4 – сполучна муфта; 5 – тихохідний вал редуктора; 6 – затискні болти; 7 – пластина; 8 – регулююча по висоті опора; 9 – маточина автомобіля; 10 – колесо.

Максимальний крутний момент на колесі може бути визначений за такою формулою:

$$M_{\text{стmax}} = P_{\text{рвч}} \cdot h_{\text{рвч}} \cdot \eta_{\text{ч.р.}} \quad (3.1)$$

де $P_{\text{рвч}}$ - зусилля, що прикладається до важеля 2 (рис. 3.1) в момент початку прослизання колеса;

$h_{\text{рвч}}$ - довжина важеля 2;

$\eta_{\text{ч.р.}}$ - КПД черв'ячного редуктора.

Для забезпечення необхідної точності результатів вимірювань необхідно провести попереднє експериментальне дослідження КПД черв'ячного редуктора 1 (рис. 3.1), що використовується в конструкції стенда, що розглядається.

3.1.2. Визначення коефіцієнта корисної дії черв'ячного редуктора

Оскільки навантаження редуктора буде здійснюватися в статичному режимі (при кутовій швидкості обертання валів, що дорівнює нулю), то було запропоновано спрощену схему стенду для оцінювання ККД (рис. 3.2).

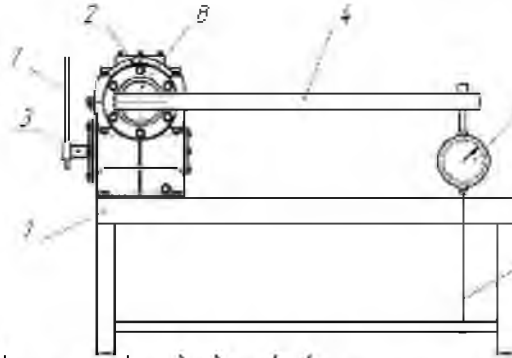


Рисунок 3.2 – Схема стенду визначення ККД редуктора 1 – рама; 2 – редуктор; 3 – швидкохідний вал; 4 – важіль; 5 – динамометр; 6 – гнучкий орган; 7 – динамометричний ключ; 8 – тихохідний вал.

Конструкція визначення коефіцієнта корисної дії черв'ячного редуктора містить раму (1), яку встановлений черв'ячний одноступінчастий редуктор (2). На вихідному кінці швидкохідного валу (3) кріпиться динамометричний ключ (7), що дозволяє передавати і вимірювати величину моменту, що крутить.

Вихідний кінець тихохідного валу (8) з'єднаний з важелем (4) довжиною 1 метр, на кінці якого встановлено динамометр (5), прикріплений за допомогою гнучкого зв'язку (6) до рами.

На рис 3.3 наведено фотографію стенду, виготовленого за схемою 3.2, на якому було проведено експеримент з визначення ККД черв'ячного редуктора.



Рисунок 3.3 – Загальний вигляд стенду визначення ККД редуктора

Нижче розглянуто послідовність проведення зазначеного експерименту, що є попереднім.

Важель, жорстко закріплений на вихідному валу редуктора, з'єднувався з динамометром і далі, через гнучкий орган, з рамою установки (рис. 3.2). При цьому положення важеля вчасно навантаження редуктора було близьким до горизонтального. Потім послідовно проводилося навантаження швидкохідного валу за допомогою динамометричного ключа. Вимірювання показань на вихідному валу редуктора проводилося при обов'язковому обертанні швидкохідного валу і заздалегідь заданій величині моменту, що крутить.

Визначення ККД черв'ячного редуктора проводилося за показаннями навантаження у вигляді моментів, що крутять: на вихідному валу M_2 і вхідному валу M_1 при обов'язковому повільному обертанні. Для цього використовувалась відома залежність

$$\eta = \frac{M_2}{M_1 \cdot u_{ч.р.}}, \quad (3.2)$$

де $u_{ч.р.}$ - передавальне число черв'ячного редуктора, $u_{ч.р.} = 3,8$.

Результати експериментального визначення величин M_1 та M_2 а також розрахунку $\eta_{ч.р.}$ за формулою (3.2) наведено у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Результати експериментального визначення величин моментів M_1 та M_2 та обчислення ККД черв'ячного редуктора

M_1 , Н·м	M_2 , Н·м	$\eta_{ч.р.}$
10	150	0,400
20	290	0,381
30	420	0,368
40	545	0,358
50	650	0,342
60	750	0,330
70	840	0,315
80	900	0,300

Аналіз отриманих розрахункових значень ККД редуктора показує, що його величина дуже мала порівняно з величинами коефіцієнтів корисної дії подібних редукторів, що працюють у машинному приводі при високих швидкостях. Ця величина за довідковими даними становить 0,7-0,8.

Пояснюється це тим, що при дуже низькій швидкості навантаження між зубами черв'яка та черв'ячного колеса в зоні їх контакту відсутнє рідинне тертя, і передача руху здійснюється при граничному терті.

Аналіз результатів експерименту, наведених у таблиці 3.1, показує можливість апроксимації результатів експериментального визначення ККД черв'ячного редуктора лінійною залежністю виду

$$\hat{\eta}_{ч.р.} = a_0 - KM_1. \quad (3.3)$$

Для визначення коефіцієнтів регресії a_0 та K використовуємо метод найменших квадратів. Цільова функція оптимізації у цьому випадку має

вигляд

$$\min u = \sum_{i=1}^n (\eta_{ч.р.i} - \hat{\eta}_{ч.р.})^2 = \min u = \sum_{i=1}^n (\eta_{ч.р.i} - a_0 - KM_{1i})^2, \quad (3.4)$$

де $\eta_{ч.р.i}$; M_{1i} - значення, відповідно, ККД редуктора та крутного моменту при i -му вимірі;

n - число точок, у яких проводилися виміри, $n=8$.

Умовою отримання мінімуму функції $u(a_0, K)$ є наступне:

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial a_0} = -2 \sum_{i=1}^n (\eta_{ч.р.i} - a_0 + K \cdot M_{1i}) = 0; \\ \frac{\partial u}{\partial K} = -2 \sum_{i=1}^n (\eta_{ч.р.i} - a_0 + K \cdot M_{1i}) M_{1i} = 0. \end{cases} \quad (3.5)$$

Розв'язання системи рівнянь (3.5) маємо у вигляді

$$a_0^* = \frac{\sum_{i=1}^n \eta_{ч.р.i} - \sum_{i=1}^n M_{1i} \cdot x \sum_{i=1}^n (\eta_{ч.р.i} \cdot M_{1i})}{n \sum_{i=1}^n M_{1i}^2 - \left(\sum_{i=1}^n M_{1i} \right)^2}; \quad (3.6)$$

$$K^* = \frac{a_0 \sum_{i=1}^n M_{vi} - \sum_{i=1}^n (\eta_{ч.р.i} \cdot M_{vi})}{n \sum_{i=1}^n M_{vi}^2} \quad (3.7)$$

Підставляючи значення $\eta_{ч.р.i}$, u_i , відповідні їм значення M_{vi} з таблиці 3.1

до рівнянь (3.6) та (3.7), отримаємо значення $a_0^* = 0,441$ і $K^* = 0,00188$ (Н·м)⁻¹.

Рівняння (3.3) після підстановки до нього чисельних значень коефіцієнтів регресії a_0 і K набуде вигляду

$$\hat{\eta}_{ч.р.} = 0,441 - 0,00188 \cdot M_{vi} \quad (3.8)$$

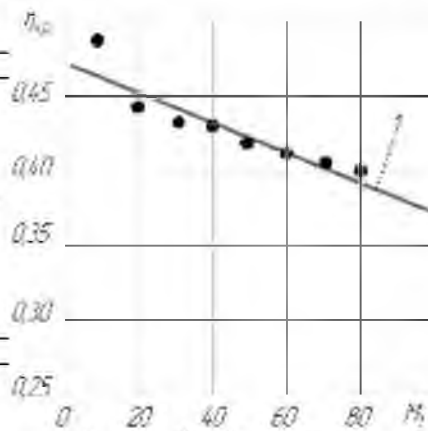


Рисунок 3.4 – Графік залежності ККД черв'ячного редуктора від моменту, що крутить, на вхідному (швидкохідному) валу: • - експериментальні точки; 1 – апроксимуюча пряма

На рис. 3.4. точками показані результати вимірювань, наведені в таблиці 3.1. Там же наведено графік апроксимуючої залежності (3.8). Середнє квадратичне відхилення результатів розрахунку за формулою (3.8) від значення ККД, отриманих експериментально, може бути визначено за такою формулою:

$$\sigma_n = \sqrt{u_{\min}} = \sqrt{\frac{1}{g-1} (\eta_{ч.р.} - a_0^* + K^* M_{vi})^2} \quad (3.9)$$

Після встановлення значень $\eta_{ч.р.i}$ і M_{vi} з таблиці 3.1 до рівняння (3.9) отримаємо значення $\sigma_n = 0,019$. Таким чином, рівняння (3.8) з урахуванням середнього квадратичного відхилення σ_n набуде вигляду:

$$\hat{f}_{ч.р.} = 0,441 - 0,00188M_T \pm 0,019 \quad (3.10)$$

Рівняння (3.10) може бути використане при наступних експериментальних дослідженнях для визначення M_{Tmax} .

3.1.3 Програма-методика проведення експериментальних досліджень

Для проведення експериментів підбиралися шини з різним зносом та малюнком протектора, а також різним значенням зовнішнього діаметром.

Дослідження піддавали шини 185/75R16C, що використовуються на вантажних автомобілях ГАЗ-330202.

Зовнішній діаметр шин вимірювався за допомогою спеціального спроектованого та виготовленого мірювального інструменту, в основі якого використано стандартний штангенциркуль марки ШЦ-0,1. Обміри кожної шини здійснювалися у трьох діаметральних площинах, розташованих під кутом 120 градусів.

Для проведення експериментальних досліджень максимального поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_{Tmax} на нерухомому автомобілі встановлювалися шини таких фірм – виробників: ROSAVA 185/75R16C; VOLTYRESTART 185/75R16C; VORONEZH START 185/75R16C; BARGUZIN 185/75 R16C.

Зазначена вибірка досить точно охоплює заводи-виробники шин, що використовуються в експлуатації. Протектор шин, обраних щодо випробувань мав різну висоту малюнка, обумовлену різним ступенем зносу. При проведенні експериментальних досліджень варіювалася кількість коліс (одне або два), тиск повітря у шинах. Внаслідок різного внутрішнього тиску повітря в шинах здвоєних коліс змінювалося і розподілення нормального навантаження між зазначеними колесами. Перед початком експерименту проводився контроль за розподілом нормального навантаження між шинами здвоєних коліс за допомогою відомого клавішного стенду. [27] (рис. 3.5).

Після вимірювання тиску повітря в шинах та нормального навантаження на них проводилося визначення максимальних значень динамічного параметра

контакту коліс із дорогою D_{max} та поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_{max} шляхом використання даних, отриманих з допомогою пристрою схема якого представлена на рис. 3.1. На рис. 3.6 показано схему з'єднання експериментального пристрою з колесами нерухомого автомобіля.

Експериментальні дослідження проводилися на сухому та вологому асфальтобетонному покритті.

Автомобіль, що підлягає перевірці коефіцієнта зчеплення, встановлюється на горизонтальній ділянці дороги з асфальтобетонним покриттям. Перед виміром коефіцієнта зчеплення задні колеса автомобіля

мають бути зняті з ручного гальма. Далі всі колеса автомобіля, крім випробовуваного, блокуються, наприклад, противідкатними упорами з метою унеможливлення переміщення самого автомобіля. Після цього встановлюється пристрій визначення поздовжнього коефіцієнта зчеплення шин автомобільних коліс з полотном дороги (рис. 3.6).

Пристроєм користуються в такий спосіб. В першу чергу для забезпечення співвісності редуктор встановлюють так, щоб вісь маточини заднього колеса розташовувалась співвісно з віссю тихохідного валу редуктора.

Вертикальне положення стелу регулювалося за допомогою регулювальних болтів. Далі, за допомогою двох затискних болтів, сполучна муфта з'єднується з маточиною колеса.

До динамометричного ключа, плавно збільшуючи від нуля, вручну прикладають крутний момент, який через редуктор передається на колесо, що випробовується. Максимальне значення моменту, що крутить, відповідає початку буксування колеса (проворот колеса) щодо дорожнього покриття. Значення максимального моменту, що крутить, фіксується, і проводиться переклад показань динамометричного ключа в нульове положення.

НУБ



НУБ

Рисунок 3.5 – Встановлення задніх коліс одного борту автомобіля на клавішному стенді [27]: 1 – клавіші; 2 – динамометр.

НУ



а)



б)

Рисунок 3.6 – Схема з'єднання експериментального пристрою із задніми колесами нерухомого автомобіля: а – з двосишми; б – одинарним

3.1.4 Обробка результатів експериментів

У таблиці 3.2 наведено результати випробувань. При розрахунках визначався максимальний крутний момент на колесах за такою формулою:

$$M_{кстmax} = M_{2max} = M_{1max} \cdot u_{ч.р.} \cdot \eta_{ч.р.} \quad (3.11)$$

де - максимальний момент, що крутить, на входному (швидкохідному) валу черв'ячного редуктора, визначається в момент початку «стримування» колеса.

Наступним етапом визначалося максимальне значення динамічного параметра D_{max} контакт колеса з дорогою. З використанням даних таблиці 2.1 та таблиці 2.2 проводився розрахунок максимального значення позовжнього

коефіцієнта зчеплення φ_{xmax} . Аналіз результатів розрахунку M_{kmax} , φ_{xmax} і порівняння цих величин показали, що відносна похибка під час використання M_{kmax} замість φ_{xmax} не перевищує $\delta=6\%$.

Аналіз результатів випробувань, наведених у таблиці 3.2, також показує, що зі зменшенням внутрішнього тиску повітря в шинах як одинарних, так і здвоєних коліс відбувається збільшення коефіцієнта зчеплення φ_{xmax} .

Однак слід мати на увазі, що вказане збільшення φ_{xmax} може відбуватися за рахунок збільшення відношення f'/φ_{xmax} при зниженні внутрішнього тиску повітря та збільшенні довжини плями контакту шини з дорогою. Це легко можна довести, перетворивши вираз (2.126) на вигляд

$$M_{kmax} = R_z \left(1 + \frac{f}{\varphi_{xmax}} \right) \varphi_{xmax} \cdot r_{ст}. \quad (3.12)$$

При збільшенні f'/φ_{xmax} відбувається збільшення M_{kmax} . Якщо f'/φ_{xmax} буде більше розрахункового значення, наведеного в таблиці 2.1, то при розрахунку за формулою (2.126) ми отримаємо збільшення φ_{xmax} . Таким чином, при зниженні тиску повітря у шинах величина M_{kmax} зростає, але не за рахунок збільшення максимального поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_{xmax} , а за рахунок зростання коефіцієнта опору коченню f .

Аналіз даних, наведених у таблиці 3.2, показує також, що на сухому та вологому асфальтобетонному покритті величини φ_{xmax} відрізняються трохи. Очевидно, що це пов'язано з різною умовою навантаження шини при нерухомому автомобілі, що рухається..

3.2 Експериментальне визначення бокового коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою

3.2.1 Розробка пристрою для проведення експериментальних досліджень

Для проведення експериментальних досліджень бокового коефіцієнта зчеплення здвоєних автомобільних коліс з твердим дорожнім покриттям нами розроблено пристрій, показаний на рис 3.7.

Пристрій складається з осі (1), на передньому торці якої утворений фланець (2) з отворами посадковими (3) під болти маточини колеса провідного моста автомобіля. На осі (1) встановлені можливість поздовжнього переміщення патрубков (4) з фланцем (5) з посадочними отворами (6), які ідентичні посадковим отворам (3) фланця (2) і положенню болтів ступиць коліс різних модифікацій автомобілів. На патрубку (4) виконані вушка (7), з якими з'єднана скоба (8). У центрі скоби (8) утворено різьбовий отвір (9), до якого входить стрижень (10) з прямокутним різьбленням і рукояткою (11). Передній кінець стрижень (10) через кульову опору (12) та пружинний динамометр (13) з розструюючим індикатором (14) годинного типу спирається на торець осі (1). На диск автомобільного колеса (16) встановлено індикатор годинного типу (15), який фіксує переміщення автомобільного колеса (рис. 3.7).

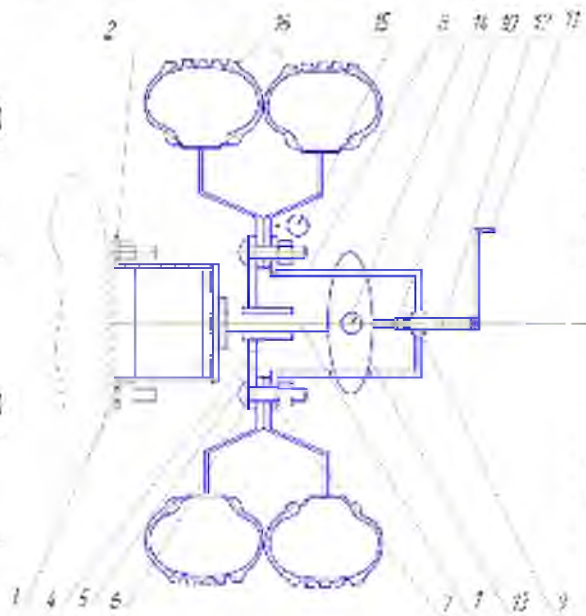


Рисунок 3.7. Пристрій для визначення бічного зчеплення та бічної жорсткості шин [68]. 1 – вісь; 2 – фланець під маточину; 3 – посадкові створи під маточину; 4 – патрубок; 5 – фланець; 6 – посадкові отвори під колеса, що випробовуються; 7 – вушка; 8 – скоба; 9 – різьбовий отвір; 10 – стрижень; 11 – рукоятка; 12 – кульова опора; 13 – пружинний динамометр; 14 – індикатор годинного типу, що фіксує зусилля, що додається на колеса; 15 – індикатор годинного типу, що фіксує переміщення коліс; 16 – автомобільні колеса.

3.2.2 Програма-методика проведення експериментальних досліджень

Для проведення експериментів проводилася вибірка шин з різним зношуванням, малюнком протектора, а також різним зовнішнім діаметром.

Для вимірювань використовувалися шини 185/75R16С, які застосовуються на вантажних автомобілях ГАЗ-330202.

Зовнішній діаметр шин вимірювався за допомогою спеціального спроектованого та виготовленого мірювального інструменту, в основі якого використано стандартний штангенциркуль марки ШЦ-0,1. Обміри кожної

шини здійснювалися у трьох діаметральних площинах, розташованих під кутом 120 градусів.

Далі на провідні колеса вантажного автомобіля ГАЗ-330202 встановлювали випробувані колеса. У всіх шинах встановлюємо тиск 0,4 МПа.

Тиск у шинах контролювався за допомогою зразкового манометра з ціною поділу 0,005 МПа. Випробовуваний автомобіль перед початком проведення експерименту найжджав здвоєними колесами на стенд [27], схема якого

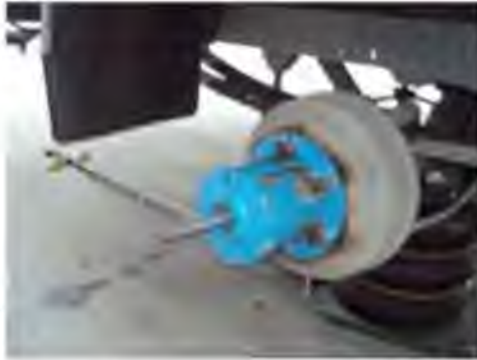
представлена на рис. 3.5. Для визначення навантаження припадає на точку зіткнення коліс автомобіля ГАЗ-330202 з дорогою. Результати вимірювань представлені у таблиці 3.4. Автомобіль, на якому проводилася оцінка

коефіцієнта зчеплення, встановлювався на горизонтальній ділянці дороги з асфальто-бетонним покриттям. Перед вимірюванням коефіцієнта зчеплення задні колеса автомобіля знімалися зі гальма стоянки. Далі, всі колеса

автомобіля, крім колеса, що випробовується, блокувалися, наприклад, противідкатними упорами з метою виключення переміщення самого

автомобіля. Після чого встановлювався пристрій для визначення бокового коефіцієнта зчеплення шин автомобільних коліс із полотном дороги (рис. 3.8).

НУ



НИ

НУ

Рисунок 3.8 – Основні стадії процесу визначення бокового коефіцієнта зчеплення шин із полотном дороги

Установкою (див. рис. 3.7) користуються в такий спосіб. Ведучий міст транспортного засобу, піднімають домкратом і знімають колеса з шиню з маточини. На болти маточини встановлюють фланцем 2 вісь 1 пристосування і кріплять її штатними гайками.

Потім на фланець 5 патрубку 4 встановлюють зняте з транспортного засобу колесо з шиню 16, що випробовується, кріплять його болтами, встановлюють на вісь 1. Скобу 8 з встановленим в різьбовому створі 9 стрижнем 10 з прямокутним різьбленням, рукояткою 11, кульовий опорою реєструючим індикатором 14 приєднують до вушок 7 патрубку 4. Домкратом опускають провідний міст транспортного засобу на дорожнє покриття. Обертаючи рукоятку 11, встановлюють на індикаторі 14, а стрілку на індикатор годинного типу 15 на нульові показання.

Для визначення бічного коефіцієнта зчеплення шини рукояткою 11 обертають різьбовий стрижень 10, який кульовою опорою 12 натискає на пружини динамометра 3 і переміщує скобою 8 патрубку 4 по осі 1. При цьому шина 16, що випробовується, що спирається на дорожнє маси автомобіля, сприймає бічну силу F . Поперечний переріз шини викривляється, а бічна сила F і бічне зміщення L фіксуються на шкалі реєструючого індикатора 14 і стрілкою 15. Обертання рукояткою 11 різьбового стрижня 10 виробляють до початку ковзання шини.

НУ

Наступний етап – зменшення тиску повітря в обох шинах до 0,35 МПа. Наїжджаємо спареними шинами на клавішний стенд, для визначення маси колеса, що припадає на місце зіткнення, з дорогою. Дані записувалися до таблиці.

Наступний етап зменшуємо тиск в обох шинах до 0,30 МПа. Наїжджаємо спареними шинами на клавішний стенд, щоб визначити масу припадає на місце зіткнення колеса з дорогою. Дані записувалися до таблиці.

Далі визначаємо коефіцієнт зчеплення при різних внутрішніх тисках повітря у шині. Ділимо експеримент на кілька етапів. Перший етап у внутрішній шині залишаємо тиск 0,4 МПа у зовнішній знижуємо до 0,35 МПа.

Другий етап зовнішню залишаємо постійним внутрішню знижуємо до 0,3 МПа. У всіх випадках перед проведенням експерименту наїжджаємо на клавішний стій для визначення навантаження того, хто приходить на кожне колесо і проводимо оцінювання бічного коефіцієнта зчеплення.

Виробляючи поступове збільшення бічної сили P_y , прикладеної до колеса, вимірюємо бічне зміщення біля колеса. При досягненні граничної зчеплення бічної реакції $R_{y\max}$ настає бічне ковзання шин у плямі контакту. Бічна сила у разі дорівнює

$$R_y = R_{y\max} = R_{\text{умax}} \quad (3.17)$$

3.2.3 Обробка результатів експерименту

Для параметрів навантаження шин здвоєних коліс, отримані графіки залежності бічного зміщення U здвоєного колеса від прикладеної бічної сили P_y , які представлені на рис. 3.9 – 3.13. На деяких графіках у момент зриву колеса в бічне ковзання видно коливання максимальної бічної сили. Це пов'язано з різночасністю досягнення граничної бічної реакції дороги окремими колесами.

Максимальне значення бічного коефіцієнта зчеплення може бути визначено за такою формулою:

$$\varphi_{y\max} = \frac{R_{y\max}}{R_{\text{зк}}} \quad (3.18)$$

де R_{zk} - нормальна реакція дороги на шини сдвоенного колеса (суммарная).

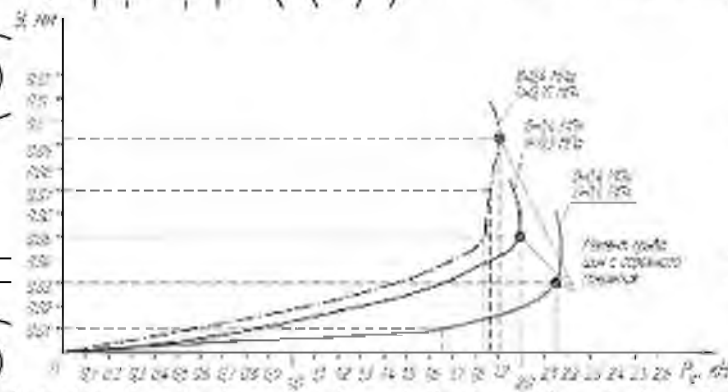


Рисунок 3.9 – Залежність $Y(P_v)$ для шин ROSAVA LTW-301 на

внутрішньому та зовнішньому колесах при різних значеннях внутрішнього

тиску в них:

B – внутрішнє колесо, H – зовнішнє колесо

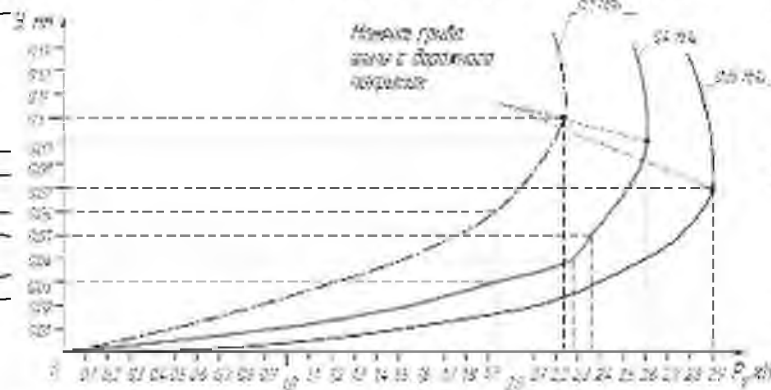


Рисунок 3.10 – Залежність $Y(P_v)$ для шин VOLTURE на внутрішньому колесі та шини ROSAVA БЦ-24 на зовнішньому при різних значеннях внутрішнього тиску повітря, однакових для обох шин

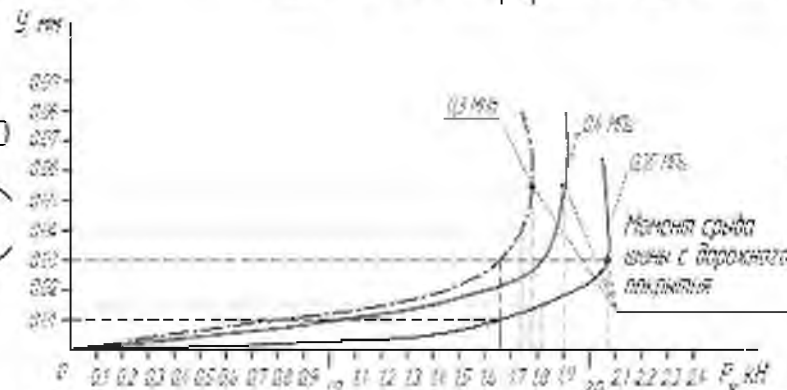


Рисунок 3.11 – Залежність $Y(P_v)$ для шин VOLTURE START на внутрішньому колесі та шини VOLTURE БЦ-24 на зовнішньому при різних значеннях внутрішнього тиску повітря, однакових для обох шин

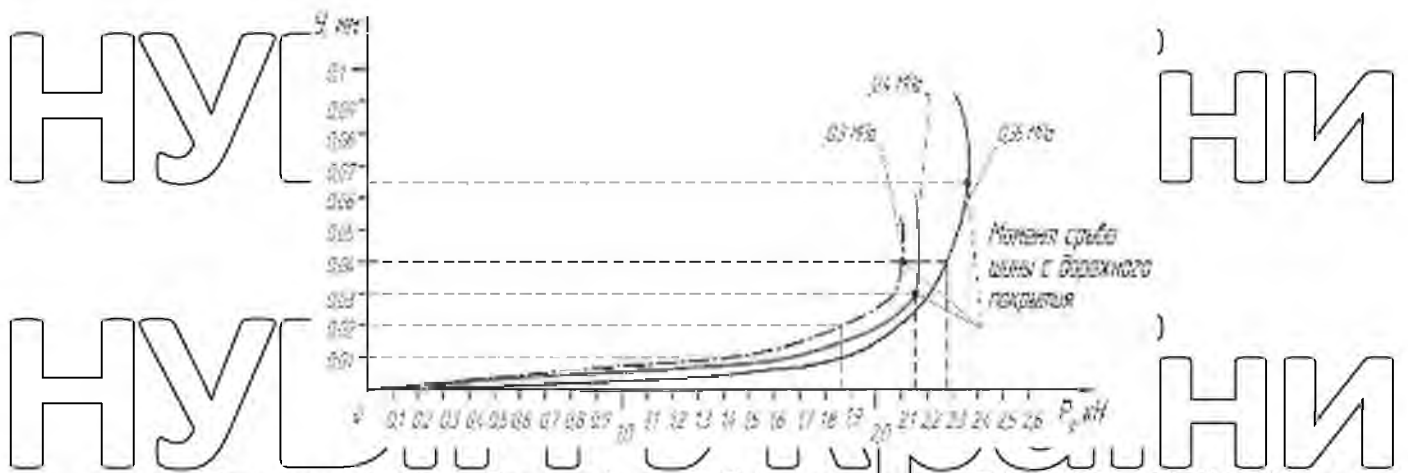


Рисунок 3.12 – Залежність $Y(P_v)$ для шини ROSAVA LTW-301 на зовнішньому та внутрішньому колесах при різних однакових значеннях внутрішнього тиску в них.

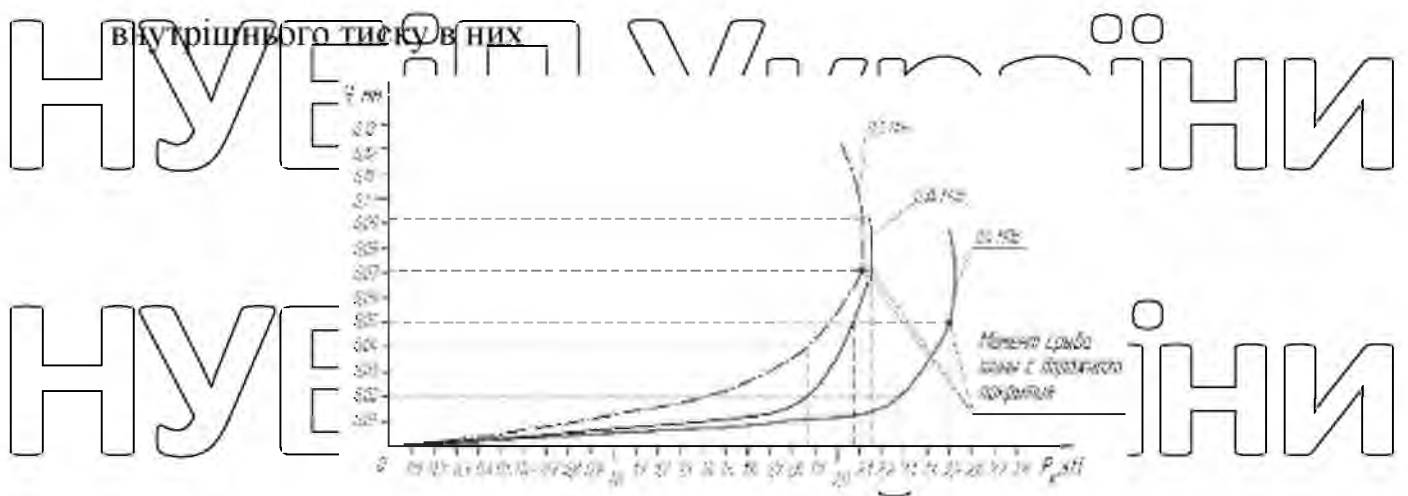


Рисунок 3.13 – Залежність $Y(P_v)$ для шини ROSAVA БЦ-24 на внутрішньому колесі та шини VORONEZH START (вироблена) – на зовнішньому при різних значеннях внутрішнього тиску повітря, однакових для обох шин.

На рис 3.14 наведено графік залежності максимального значення бокового коефіцієнта зчеплення колеса зі здвоєними шинами ROSAVA LTW-301 від внутрішнього тиску повітря в них (тиск в обох шинах однаковий). З графіка видно, що найбільше значення φ_{max} реалізується при тиску повітря в шинах, що дорівнює $P_{\text{ш}}=0,35$ МПа. Однак при збереженні тиску повітря в шині внутрішнього колеса, що дорівнює $P_{\text{ш}}=0,4$ МПа та зменшення тиску повітря у зовнішній шині від величини $P_{\text{ш}}=0,4$ МПа до величини $P_{\text{ш}}=0,3$ МПа, спостерігається на початку зменшення φ_{max} , а потім збільшення (рис. 3.15).

Мінімальне значення $\varphi_{уших}$ у цьому випадку реалізується при тиску повітря у зовнішній шині, що дорівнює $P_{ших}=0,35$ МПа. Якщо використовувати коефіцієнт g_{z1} розподілу нормального навантаження на внутрішнє колесо [47],

то найбільше значення бічного коефіцієнта зчеплення $\varphi_{уmax}$ реалізується за $g_{z1}=0,5$ (см. рис. 3.15). Це підтверджує результати проведеного теоретичного

дослідження контакту нерухомого здвоєного колеса з дорогою. На рис. 3.16 наведено графіки залежності $\varphi_{уmax}(P_{ши})$ при різному поєднанні моделей шин на зовнішньому та внутрішньому колесах. Аналіз зазначених графіків показує,

що для всіх варіантів встановлення шин найбільше значення максимального

бічного коефіцієнта зчеплення $\varphi_{уmax}$ реалізується при однаковому тиску повітря в обох шинах, що дорівнює $P_{ши}=0,35$ МПа.

При використанні на зовнішньому колесі шини VORONEZH START зі зношеним протектором збільшення внутрішнього тиску повітря в ній $P_{ши}=0,3$

МПа до $P_{ши}=0,4$ МПа дозволяє підвищити $\varphi_{уmax}$ від 0,440 до 0,520, тобто на 18%

$$g_{z1} = \frac{R_{ZKB}}{R_{ZKB} + R_{ZKH}}, \quad (3.19)$$

де R_{ZKB} ; R_{ZKH} – нормальні реакції дороги на внутрішньому та зовнішньому колесах, відповідно.

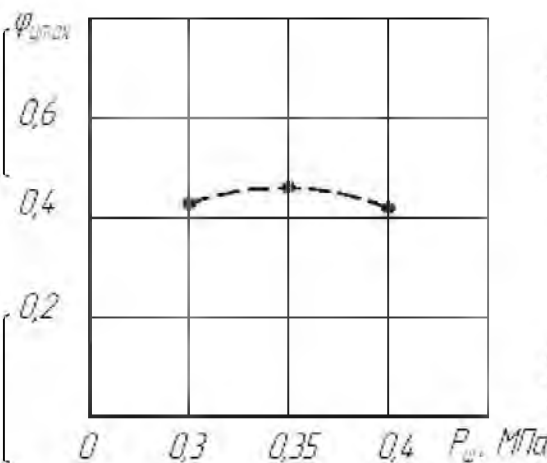


Рисунок 3.14 – Залежність $\varphi_{уmax}(P_{ши})$ для шин ROSAVA LTW-301 на

внутрішньому та зовнішньому колесах (тиск у шинах однаковий).

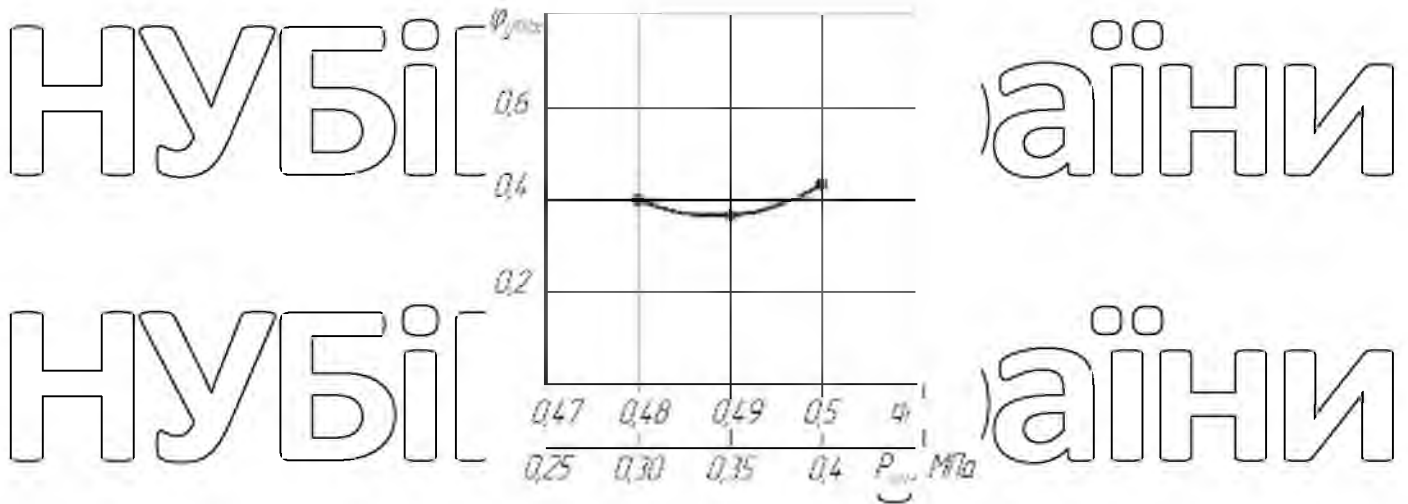


Рисунок 3.15 – Залежність $\varphi_{max}(g_{z1})$ для шин ROSAVA LTW-301 на

внутрішньому та зовнішньому колесах при зміні внутрішнього тиску повітря P_{int} у шині зовнішнього колеса в межах $[0,30 \text{ МПа}; 0,40 \text{ МПа}]$. Тиск у шині внутрішнього колеса $P_{int} = 0,4 \text{ МПа}$.

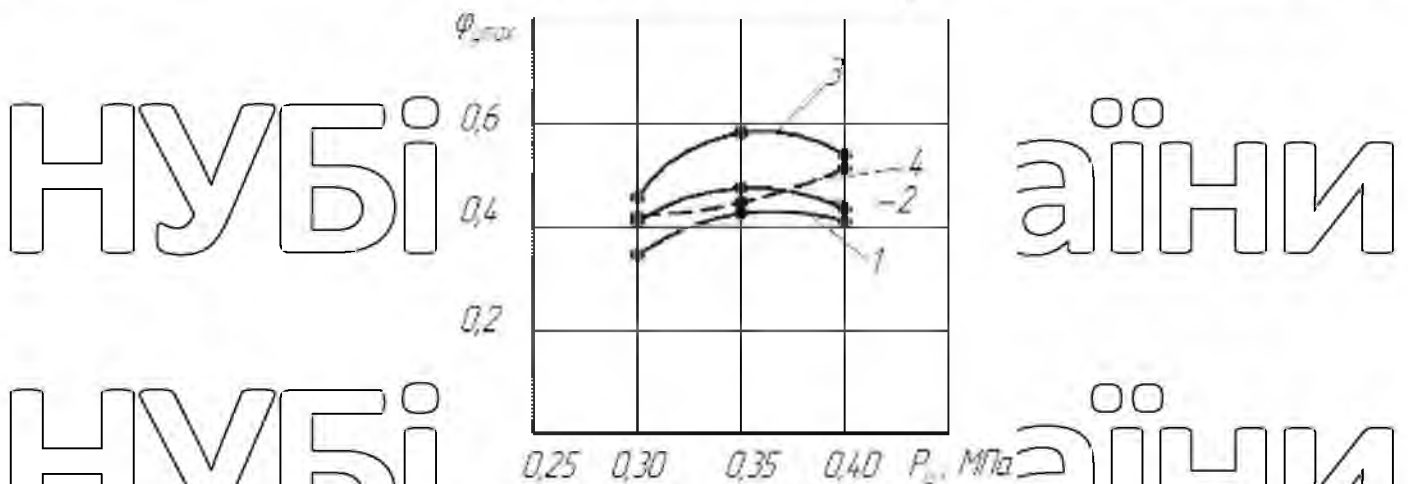


Рисунок 3.16 – Залежність $\varphi_{max}(P_{int})$ при однакових значеннях

внутрішнього тиску в них: 1 – VOLTURE START/ VOLTURE БЦ-24; 2 – ROSAVA LTW-301/ ROSAVA LTW-301; 3 – VOLTURE/ ROSAVA БЦ-24; 4 – ROSAVA БЦ-24/ VORONEZH START (зношена). У чисельнику – модель внутрішньої шини, а знаменнику – зовнішньої.

ВИСНОВКИ

1. Вирішено завдання оцінки впливу нерівномірності нормальних навантажень у площі контакту шин здвоєних задніх коліс вантажного автомобіля на реалізацію зчіпних властивостей у поздовжньому та бічному напрямках та курсову стійкість у тяговому режимі для підвищення якості експертизи ДТП.

2. Аналіз проведених досліджень показав, що стійкість руху вантажних автомобілів багато в чому залежить від реалізації коефіцієнта зчеплення задніх шин здвоєних коліс з дорогою. При цьому недостатньо висвітлено питання впливу нерівномірності навантаження шин здвоєних коліс нормальною реакцією та її впливу на величину реалізації зчіпних властивостей поверхні у поздовжньому та бічному напрямках.

3. Проведені теоретичні дослідження контакту одиночного колеса з дорогою дозволили отримати такі результати:

- Зручну для моделювання та практичних розрахунків при експертизі ДТП залежність поздовжнього коефіцієнта зчеплення від відносного прослизання;

- встановлено, що максимальне значення $\varphi_{x\max}$ поздовжнього коефіцієнта зчеплення залежить від коефіцієнта тертя μ матеріалу шини про дорожню поверхню та від кута a , характеризує радіальну деформацію шини;

- визначено, що за коефіцієнта тертя μ матеріалу шини про дорожню поверхню більше 0,5, маємо $\varphi_{x\max} = \mu$, а при збільшенні кута a відбувається різке зниження $\varphi_{x\max}$;

- отримані залежності для визначення $\varphi_{x\max}$, φ_x і $S_{x\text{кр}}$ дозволяють будувати φ_x - S_x діаграми, що використовуються при експертизі ДТП автомобіля з протибуксівними та антиблокувальними системами.

4. Доведено, що максимальне значення бокового коефіцієнта зчеплення $\varphi_{y\max}$ з дорогою як нерухомих, і провідних здвоєних коліс реалізується лише за рівному розподілу нормальної навантаження між шинами. У разі відмінності реалізовані зчіпні властивості здвоєних коліс знижуються.

5. Запропоновано узагальнений критерій оцінки зчеплення колеса з дорогою – динамічний параметр D контакту колеса з дорогою, що дозволяє в комплексі врахувати вплив максимального поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_{max} , коефіцієнта опору коченню f , радіальні деформації (динамічного радіусу колеса r_d) на граничну зчеплення дотичну реакцію дороги.

6. Отримані аналітичні вирази дозволяють з використанням поправочного коефіцієнта уточнити відомий метод визначення максимального поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_{max} за величиною максимального моменту, що крутить, відповідного початку пробуксовування колеса нерухомого автомобіля щодо дороги.

7. Розроблені методи та конструкції стентів для визначення максимальних значень поздовжнього φ_{max} та бічного φ_{umax} коефіцієнтів зчеплення дозволили встановити таке:

– використання як критерій оцінки зчеплення колеса з дорогою максимального динамічного параметра контакту D_{max} замість максимального поздовжнього коефіцієнта зчеплення φ_{max} , несуттєво впливає точність розрахунків; максимальна відносна похибка між D_{max} і φ_{max} перевищує 6%, а максимальна похибка непрямого виміру φ_{max} складає 15,6%;

– при зниженні внутрішнього тиску повітря в шинах відбувається збільшення максимального моменту, що крутить, на колесі, відповідного початку пробуксовування колеса, що обумовлено збільшенням коефіцієнта опору коченню за рахунок збільшення довжини плями контакту колеса з дорогою; останнє підтвердило результати теоретичних досліджень;

– визначено максимальні значення бокового коефіцієнта зчеплення φ_{umax} одинарних та здвоєних коліс для розглянутих варіантів конструкцій шин здвоєних коліс. Найбільше значення максимального бічного коефіцієнта зчеплення φ_{umax} реалізується при внутрішньому тиску повітря, що дорівнює 0,35 МПа та рівному розподілі нормального навантаження між шинами здвоєних коліс;

– при зносі протектора шин підвищення внутрішнього тиску повітря в них дозволяє збільшити значення максимального бічного коефіцієнта зчеплення φ_{max} для поєднання шин здвоєних коліс ROSAVA БЦ-24 та VORONEZH START (зношена) це збільшення становить 18%, що необхідно враховувати при оцінці стійкості руху автомобілів.

8. Проведені теоретичні та експериментальні дослідження підтвердили гіпотезу про те, що збільшення нерівномірності розподілу нормального навантаження між шинами задніх здвоєних коліс призводить до зниження курсової стійкості автомобілів. Експериментальні дослідження показали, що

відведення автомобіля в бік за наявності нерівномірності нормальних реакцій на шини задніх здвоєних коліс може досягати 3,5 м (ліворуч або праворуч). Бічний прискорення автомобіля в цьому випадку може досягати $0,8 \text{ м/с}^2$.

9. Проведені експериментальні дослідження автомобіля ГАЗ-330202 показали, що за рівного розподілу нормальних реакцій між шинами задніх здвоєних коліс максимальне бічне прискорення становить $0,3 \text{ м/с}^2$, це на 37,5% нижче, ніж за наявності нерівномірності навантаження зазначених шин.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абдулгасіс А.У. Метод експериментальної оцінки зчеплення коліс автомобіля із дорогою / О.У. Абдулгасіс, С.А. Феватов, М.А. Подригало //

Вісник СевНТУ. Машиноприладобудування та транспорт. - Севастополь., 2014 - Вип. 151. - С. 3-7.

2. Абдулгасіс А.У. Оцінка стійкості руху автомобіля зі здвоєними колесами у тяговому режимі. / О.У. Абдулгасіс, С.А. Феватов, Д.М.

Клець//Альтернативні джерела енергії на автомобільному транспорті: проблеми та перспективи раціонального використання [Текст]: у 2 т.: зб. наук.

Трудів за матеріалами Міжнародної наук.-практ. Конф., Воронеж, 20-21 березня 2014 р. / за заг. ред. А.І. Новікова; ФДБОУ ВПО "ВГЛТА". - Воронеж, 2014. - Т. 2. - С.7-9

3. Абдулгасіс А.У. Оцінка стійкості нерухомого здвоєного автомобільного колеса проти бокового ковзання / О.У. Абдулгасіс, С.А. Феватов // Вісник НТУ. - К., 2013 - Вип. 27. - С. 253-258.

4. Абдулгасіс У. А. Моделювання контакту колеса автомобіля з дорожньою поверхнею / У. А. Абдулгасіс, А. В. Абдулгасіс С. А. Феватов; за ред. У.А. Абдулгасіс. – Сімферополь: Вид-во «ДІАЙП», 2013. – 189 с.

5. Абдулгасіс В. А. Оцінка стійкості нерухомого автомобільного колеса проти бокового ковзання / У. А. Абдулгасіс, А. В. Абдулгасіс, М. А. Подригало, Д. М. Клець, О. А. Назарько // Вчені записки Кримського інженерно-педагогічного університету. Технічні науки. – Сімферополь. - 2011. - № 27. - С. 53-59.

6. Архіпов А. М. Датчики Freescale Semiconductor (CD) / Архіпов А. М., Іванов В. С., Панфілов Д. І. – М.: Видавничий дім «Додека-XXI», 2008. – 184с.

7. Аш Ж. Датчики вимірювальних систем: [Пер з франц.] / Аш Ж. - М.: Світ, 1992. - 480 с.

8. Бабков В.Ф. Проектування автомобільних шляхів/В.Ф. Бабков, О.В. Андреев. - М.: Транспорт, 1979. - 367 с. (Н. 1)

9. Балакіна Є.В. Стійкість руху колісних машин/ монографія / Балакіна Є.В., Зотов Н.М.; ВолгДТУ. – Волгоград, 2011. – 464 с.

10. Баников В.О. Покращення показників маневреності та стійкості руху мікроавтомобіля: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спеціаліст 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / В.О. Баников. - К., 2011. - 20 с.

11. Бережний І. А. Про застосування функції навантаження в деяких завданнях руху екіпажу / І. А. Бережний // Механіка твердого тіла. Інженерний журнал. - 1967. - № 5. - С. 47-49.

12. Бондаренко О.Є. Покращення маневреності та стійкості руху триланкових причепних автопоїздів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / О.Є. Бондаренко. - К., 2010. - 20 с.

13. Брюханов А.Б. Дослідження та вибір оцінок для розрахункового аналізу керованості автомобіля: (автореф. дис. на здобуття вчений. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.03 – автомобілі та трактори / О.Б. Брюханов. - М., 1976. - 24 с.

14. Булгаков Н. А. Дослідження динаміки гальмування автомобіля: [Наукове повідомлення № 18] / Н. А. Булгаков, А. Б. Гредескул, С. І. Ломака. - Харків: Вид-во Харківського держуніверситету, 1962. - 36 с.

15. Вакуліч О.В. Вибір та обґрунтування конструктивних параметрів керуючого колісного модуля дволанкового автопоїзда за критеріями стійкості руху : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / О.В. Вакуліч. - К., 1997. - 24 с.

16. Васильєв А.П. Експлуатація автомобільних доріг/Васильєв А.П. - М.: Академія, 2010. - 320 с. (Т. 1)

17. Вахлямов В.К. Автомобілі: Експлуатаційні властивості: навч. [для студ. вищ.уч. завід.] / В.К. Вахлямов. - 2-ге вид., Стер. - М.: Академія, 2006. - 240 с.

18. Питання динаміки гальмування та теорія робочих процесів гальмівних систем автомобілів / [Генбом Б. Б., Гудз Г. С., Дем'янюк В. А. та ін.] - Львів: Вища школа, 1974. - 234 с.

19. Вороніна У.Ф. Поліпшення показників маневреності триланкових сидельно-причіпних автопоїздів автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / У.Ф. Вороніна. - К., 2006. - 20 с.

20. Голуб В. С. Датчики прискорень на базі мікроелектроніки та мікроелектроніки / В. С. Голуб. – Технологія та конструювання в електронній апаратурі. – 2001. – № 1. – С. 31-34.

21. ГОСТ 30413-96 Дороги автомобільні. Метод визначення коефіцієнта зчеплення колеса автомобіля з дорожнім покриттям: Введено 01.07.97. - М.: Вид-во стандартів, 1997. - 3с.

22. ГОСТ 5513-97 Шини пневматичні для вантажних автомобілів, причепів до них, автобусів та тролейбусів. Введено 01.01.99. - Мінськ: Вид-во стандартів, 1998. - 21с.

23. Григорашенко О.В. Підвищення керованості та стійкості руху автомобілів категорії М1 : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / О.В. Григорашенко. - К., 2009. - 20 с.

24. Гуревич Л. В. Гальмівне керування автомобіля / Л. В. Гуревич, Р.А. Меламуд - М.: Транспорт, 1978. - 151 с.

25. Джонс І. С. Вплив параметрів автомобіля на дорожньо-транспортні пригоди / І. С. Джонс. - М.: Машинобудування, 1979. - 207 с.

26. Динаміка автомобіля / М. А. Подрігало, В. П. Волков, А. А. Бобошко, В. А. Павленко, В. Л. Файст, Д. М. Клець, В. В. Редько / За ред. М. А. Подрігало. - Харків: Вид-во ХНАДУ, 2008. 424 с.

27. Динаміка колеса та стійкість руху автомобіля / [У. А. Абдулгасіс, А. У. Абдулгасіс, Д. М. Клець, М. А. Подрігало], за ред. У. А. Абдулгасіса. - Сімферополь: ДІАЙПІ, 2010. - 208 с.

28. Енглезі О.А. Вибір та обґрунтування системи управління причіпними ланками триланкового сидельно-причіпного автопоїзда : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / О.О. Енглезі. - К., 2010. - 20 с.

29. Зав'ялова Л.І. Підвищення стійкості руху багатовісного вибору числа колісних осей та схеми кермового управління: автореф. дис. на здобуття вчений. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.03 – автомобілі та трактори / Л.І. Зав'ялова. - К., 1997. - 27 с.

30. Загороднов М.У. Покращення показників маневреності та стійкості руху шарнірно-зчленованих автобусів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / М.У. Загороднів. - К., 2005. - 20 с.

31. Івлєв Д. Д Теорія ідеальної пластичності / Д. Д. Івлєв. - М.: Наука, 1966. - 232 с.

32. Іларіонов В. А. Експертиза дорожньо-транспортних пригод: [уч. для вузів] / В.А. Іларіонов - М.: Транспорт, 1989. - 255 с.

33. Кашканов О. О. Оцінка експлуатаційних гальмових властивостей автомобілів в умовах неточності вихідних даних / Кашканов О. О., Ребедайло В. М., Кашканов В. О. -- Вінниця: ВІТУ, 2010. - 148 с.

34. Клець Д. М. Вплив експлуатаційних факторів та технічного стану автомобіля на його стійкість проти занесення: дис. ... канд. техн. наук : 05.02.22 / Клець Дмитро Михайлович. - Х., 2009. - 219 с.

35. Коробко О. І. Застосування акселерометрів при динамічних випробуваннях автомобілів / О.І. Коробко // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. - 2009. - Вип. 9, Т. 5. - С. 193-197.

36. Косолапов Г. М. Шляхи підвищення стійкості автомобіля при гальмуванні: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-р техн. наук: спец. 05.05.03 «Колісні та гусеничні машини» / Г. М. Косолапов. - Волгоград, 1973. - 40 с.

37. Селянноть О.А. Маневреність та стійкість руху автопоїзда із самовстановлювальною віссю на пів причепа : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / О.О. Селянноть. - К., 1999. - 17 с.

38. Кузнєцов Р.М. Покращення показників стійкості триланкових автопоїздів у граничних режимах руху: автореф. дис. на здобуття наук.

ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / Р.М. Кузнецов. - К., 2007. - 18 с.

39. Кучеренко О.В. Розробка методів та засобів оцінки сепових властивостей шин: дис. канд. техн. наук. 05.22.10 «Експлуатація автомобільного транспорту»; 05.05.03 «Колісні та гусеничні машини» /

Кучеренко Олександр Вікторович. - М., 2005. - 152 с.

40. Лебедев А.Т. Радіус кочення та оцінка взаємодії колеса мобільної машини з дорогою / [А.Т. Лебедев, Н.П. Артемов, М.А. Подрігало, А.В. Кіт] //

Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки. - 2012. - Вип. 124. - Том 2. - С. 43-18.

41. Левін М. А. Теорія кочення деформованого колеса / М. А. Левін Н. А. Фуфаєв. - М.: Наука, 1989. - 272 с.

42. Леонович І.І. Діагностика автомобільних шляхів / Леонович І.І., Богданович С.В., Нестерович І.В. - Мінськ: Нове знання, М.: ІНФРА-М, 2011. - 350 с.

43. Литвинов А.С. Автомобіль: Теорія експлуатаційних властивостей. навч. [для вузів за спеціальністю "Автомобілі та автомобільне господарство"] / А.С. Литвинов, Я.Є. Фаробін. - М.: Машинобудування, 1989. - 240 с.

44. Макаров В.А. Наукові основи покращення курсової стійкості руху легкового автомобіля: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.22.02 "Автомобілі та трактори" / В.А. Макаров. - К., 2011. - 38с.

45. Маневреність та гальмівні властивості колісних машин / [М. О. Подрігало, В. П. Волков, В. І. Кірчатий, А. А. Бабошко]; під ред. М. А. Подрігало. - Харків: Вид-во ХНАДУ, 2003. - 403 с. 46. Метод парціальних прискорень та його застосування у динаміці мобільних машин / [Н. П. Артемов, А. Т. Лебедев, М. А. Подрігало та ін] ; за ред. М. А. Подрігало. - Х.: Вид-во «Міськдрук», 2012. - 220 с.

47. Механіка шини: монографія / В. А. Перегон, В. А. Карненко, Л. П. Гречко, Ю. П. Макеев, А. А. Загородный, А. Н. Левченко. - Харків: ХНАДУ, 2011. - 404 с.

48. Мурований У.С. Поліпшення показників маневреності та стійкості триланкових причіпних автопоїздів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / У.С. Мурований, – К., 2008. – 20 с.

49. Назарко О.О. Удосконалення методів оцінки стійкості легкових автомобілів в тяговому режимі руху : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.22.20 «експлуатація та ремонт засобів транспорту» / О.О. Назарко, – Харків, 2013. – 20 с.

50. Онишук В.П. Забезпечення стійкості автопоїзда для провезення контейнерів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / В.П. Онишук. – Львів, 2012. – 20 с.

51. Пат. 2134415 С1, МПК G01N19/02 (2006.01) Пристрій для вимірювання коефіцієнта зчеплення аеродромного та дорожнього покриття / Транквілевський В.Г., Аргунов С.Є., Шишкін Ю.М.; заявник та патентовласник Акціонерне товариство «АВТОВАЗ» 97109180/28; заявл. 28.05.1997; опубл. 10.08.1999, Бюл. №22.

53. Пат. 2156844 С2, МПК E01C23/07 Пристрій для оцінки зчіпних якостей дороги з твердим покриттям / Медрес Л.П., Шестопапов А.А., Денікін Е.І., Тимошенко А.І., Сац І.Я.; заявник та патентовласник Медрес Л.П., Шестопапов А.А., Денікін Е.І. - 98106557/03; заявл. 03.04.1998; опубл. 27.09.2000.

54. Пат. 2161671 С2, МПК E01C23/07 (2006.01) Спосіб оцінки зчеплених якостей дороги з твердим покриттям / Медрес Л.П., Шестопапов А.А., Денікін Е.І.; заявник та патентовласник Медрес Л.П., Шестопапов А.А., Денікін Е.І. - 98102696/03; заявл. 26.01.1998; опубл. 10.01.2001.

55. Пат. 2211277 С1, МПК E01C23/07 Пристрій для оцінки зчіпних якостей дороги з твердим покриттям / Нетеса Ю.Д., Денікін Е.І., Шестопапов А.А., Нетеса А.Д.; заявник та патентовласник Денікін Е.І., Нетеса Ю.Д. - 2001134123/30; заявл. 13.12.2001; опубл. 27.08.2003.

56. Пат. 2227190 С2, МПК E01C23/07 Пристрій для оцінки зчепних якостей дороги з твердим покриттям / Нетеса Ю.Д., Деякін Е.І., Шестопапов А.А.; заявник та патентовласник Деякін Е.І., Нетеса Ю.Д. - 2002102806/03; заявл. 31.01.2012; опубл.20.04.2004.

57. Патент України на корисну модель №78286, МПК (2013.01) G01C 7/00 E01C 23/00 Пристрій для визначення коефіцієнта зчеплення ведучих коліс автомобіля з дорожнім покриттям / Феватов С.А., Абдулгасіс А.У., Подрігало М.А., Абдулгасіс У.А., Байцур М.В.; заявники та патентовласники № у 2012 11452; заявл. 04.10.2012, опубл. 11.03.2013, Бюл. №5.

58. Патент України на корисну модель №87396, МПК (2013.01) G01M 17/02 (2006.01) Пристосування для визначення бічної твердості шин / Феватов С.А., Абдулгасіс А.У., Гацько В.І., Подрігало М.А., Абдулгасіс У.А., Клец Д.М.; заявители и патентообладатели № у 2013 08616; заявл. 09.07.2013, опубл. 10.02.2014, Бюл. №3.

59. Певзнер Я. М. Теорія стійкості автомобіля/Я. М. Певзнер. - М.: Машгіз, 1947. 156 с.

60. Петров В. А. Автоматичні системи транспортних машин/В. А. Петров. - М.: Машинобудування, 1974. - 336 с.

61. Петров М. А. Робота автомобільного колеса в гальмівному режимі / М. А. Петров - Омськ: Західно-Сибірське книжкове видавництво, 1973. - 224 с.

62. Подрігало М. А. Рух заблокованого колеса автомобіля при дії бічної сили з урахуванням анізотропних властивостей шини / М. А. Подрігало, В. В. Редько // Автомобільний транспорт. Збірник наукових праць. - Харків: Вид-во ХДАДТУ, 1999. - Вип. 3, С.36 - 39

63. Подрігало М. А. Метрологічне забезпечення динамічних випробувань тягово-транспортних машин / Подрігало М. А., Коробко О. І., Клец Д. М., Гацько В. І. // Вісник Харківського національного технічного університету сільськогосподарства ім. Петра Василенка. Тракторна енергетика у рослинництві. - 2009. - Вип. 89. - С. 87-99.

64. Подрігало М. А. Оцінка стійкості автомобіля за допомогою EOM при виконанні аналізу тягово-швидкісних властивостей / Н. Н. Алекса, В. І. Клименко, М. А. Подрігало, Д. М. Клець // Вісник ХНАДУ. – К., 2009. – Вип. 45. – С. 66-69.

65. Подрігало М. А. Оцінка стійкості ведучого колеса проти бокового ковзання / Подрігало М. А., Клець Д. М., Назарько О. А. // Механіка та машинобудування: науково-технічний журнал. – 2012. – № 2. – С. 135-143.

66. Проблеми моделювання динамічних процесів у реальному часі (на прикладі гальмівної динаміки автомобіля): монографія / Балакіна Є.В., Зотов Н.М., Зотов В.М., Платонов І.А., Федін А.П.; за ред. С.В. Бахмутова. – М.: Машинобудування, 2013. – 299 с. 77. Робота автомобільної шини / за ред. В. І. Кнороз. – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.

68. Раймпель І. Шасі автомобіля. Амортизатори. Шини та колеса / Раймпель І.; [Пер. з нім. В. П. Агапова]. – М.: Машинобудування, 1986. – 320 с.

69. Ревін А.А. Автомобільні автоматизовані гальмівні системи: Технічне рішення. Теорія. Властивості: монографія / Ревін А.А. – Волгоград: Вид-во Ін-ту Якоостей, 1995. – 160 с.

70. Ревін А.А. Комплексна технологія моделювання гальмівної динаміки автомобіля: монографія / Ревін А.А.; ВолгДТУ. – Волгоград: РПК "Політехнік", 2000. – 87 с.

71. Ревін А.А. Теорія експлуатаційних властивостей автомобілів та автопоїздів з АБС у режимі гальмування: монографія / Ревін А.А.; ВолгДТУ. – Волгоград: РПК "Політехнік", 2002. – 372 с.

72. Редчиць В.В. Дослідження керованості тривісних автомобілів під час маневру «переставка» / [В.В. Редчиць, Є.В. Головіна, А.Ф. Коробльов] // Науковий вісник КУСУТУ. Нові технології, 2011. – ;4 (34). – С. 80-87.

73. Сільянов В.В. Транспортно-експлуатаційні якості автомобільних шляхів та міських вулиць: навч. [для студ. вищ. навч. закладів] / В.В. Сільянов, Е.Р. Будинок. М.: Академія, 2008. – 352 с.

74. Скотников В. А. Основи теорії та розрахунку трактора та автомобіля / Скотников В. А., Машенський А. А., Солонський А. С. – М.: Агропромиздат, 1986. – 383 с.

75. Стельмашук В.В. Поліпшення показників керованості та стійкості триланкових автопоїздів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спеціаліст 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / В.В. Стельмашук. - К., 2005. - 18 с.

76. Сисоева С. Автомобільні акселерометри / С. Сисоева // Компоненти та технології. – 2005. – № 8. – С. 12-18.

77. Тімков О.М. Поліпшення показників маневреності та стійкості автопоїздів з приближеними осями причепа: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец 05.22.02 «Автомобілі та трактори» / О.М. Тімків. - К., 2005. -20 с.

78. Туревський І.С. Теорія автомобіля / Туревський І.С. - М.: Вищ. шк., 2005. - 240 с.

79. Стійкість колісних машин при занесенні та способи її підвищення / [Підригало М. А., Волков В. П., Степанов В. Ю., Доброгорський М. В.] ; за ред. М. А. Подригало. - Харків: Вид-во ХНАДУ, 2006. - 335 с.

80. Феват С.А. Аналіз придатності до розслідування ДТП відомих методів експериментального визначення коефіцієнта зчеплення / С.А. Феватов, А.У. Абдулгасіс, У.А. Абдулгасіс // Вчені записки Кримського інженерно-педагогічного університету. Технічні науки. – Сімферополь. Вип. 38, 2013. - С. 11-18.

81. Феват С.А. Моделювання контакту пневматичної шини із дорогою / С.А. Феватов, А.У. Абдулгасіс // Вчені записки Кримського інженерно-педагогічного університету. Технічні науки. – Сімферополь. Вип. 36, 2012. - С. 9-16.

82. Феват С.А. Оцінка стійкості ведучого здвоєного колеса автомобіля проти бокового ковзання / С.А. Феватов, А.У. Абдулгасіс // Вчені записки Кримського інженерно-педагогічного університету. Технічні науки. – Сімферополь. Вип. 40, 2013. - С. 10-16.

83. Феват С. А. Експериментальні дослідження впливу нерівномірності навантаження здвоєних коліс вантажного автомобіля на бічний коефіцієнт зчеплення / С. О. Феватов // Вчені записки Кримського інженерно-педагогічного університету. Випуск 46. Технічні науки. – Сімферополь: НДЦ КІПУ, 2014 – С. 7-12.

84. Федосів А. С. Удосконалення методів розрахунку та конструкції гальмівних систем легкових автомобілів: автореф. дис. на здобуття наукового ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.03 – автомобілі та трактори / О. С. Федосів. - Харків, 1994. - 39 с.

85. Чудаков Є. А. Стійкість автомобіля при занесенні / Є. А. Чудаков. - М.: Вид-во АН СРСР, 1945 - 144 с.

86. Чудаков Є. А. Теорія автомобіля / Є. А. Чудаков. - М., Л.: Машгіз, 1940. - 396 с.

87. Чудаков Є. А. Стійкість автомобіля проти занесення / Є. А. Чудаков. - М.: Машгіз, 1949. - 193 с.

88. Чудаков Д. А. Основи теорії трактора та автомобіля / Д. А. Чудаков. - М.: Видавництво сільськогосподарської літератури, журналів та плакатів, 1962. - 312 с.

89. Kamm W. Kraftwagen und Straße in ihrer Wechselwirkung (Motor vehicle and Road in their Internation); VDI - Verlag, Berlin, Motor Vehicle Conference, 1934.

90. Patent 3538742 USA МПК G01N 19/02. Friction measurement / Vernon A. Benning.; MI Aviation Co Ltd. – № 767446 ; filed 14.10.1968 ; date of print 10.11.1970.

91. Patent 3893330 USA МПК G01N 19/02. Surface friction testing / George A. Shute, Richard A. Zimmer. – № 431358 ; filed 07.01.1974 ; date of print 08.07.1975.

92. Patent 4050290 USA МПК G01N 19/02. Device for measuring friction between wheel and support / Borje Arne Gunnar Lonnroth.; – № 635352 ; filed 26.10.1975 ; date of print 27.09.1977.

93. Patent 4144748 USA MTK G01N 19/02. Device for determining coefficient of adhesion of pneumatic wheel tires of transport vehicles to road pavement / Alexandr P. Vinogradov, Mikhail A. Pechersky, Andrei S. Tkachenko;

Gosudarstvenny Proektno-Izyskatelsky i Nauchno-Issledovatelsky Institut "Aeroproekt" – № 845678 ; filed 26.10.1977 ; date of print 20.03.1979.

94. Patent 4662211 USA MTK G01N 19/02 Measuring friction characteristics of vehicle travel surfaces / James W. Strong.; K. J. Law Engineers, Inc. – № 809299 ; filed 16.12.1985 ; date of print 05.05.1987.

95. Patent 4779447 USA MTK G01N 19/02. Method for determining the coefficient of friction between a vehicle tire and a roadway / Heinrich-Bernhard Rath; Lucas Industries Public Limited Company. – № 55161 ; filed 28.05.1987 ; date of print 25.10.1988.

96. Patent 4909073 USA MTK G01N 19/02. Apparatus for measuring a resistance against slippage on road surface / Mitsuo Takahashi, Toshihiko Fukuhara.; – № 263948 ; filed 28.10.1988 ; date of print 20.03.1990.

97. Patent 4955933 USA MTK G01N 19/02. Device for measuring the friction on a surface / Matti Sistonen.; – № 295215 ; filed 25.06.1987 ; date of print 11.09.1990.

98. Patent 6427519 USA MTK G01N 19/02. Road surface friction measuring method and device therefor / Tetsuhiko Ueda, Tokuo Sotozaki, Takashi Kai.; National Aerospace Laboratory Of Science & Technology Agency. – № 09/379908 ; filed 20.12.2000 ; date of print 06.08.2002.

99. Patent 6463784 USA MTK G01N 19/02. Measuring apparatus of sliding friction coefficient for vehicle running road surface / Akira Kashiwagi, Koichi Takagi.; Daiwa Manufacturing Co., Ltd. – № 09/815119 ; filed 22.03.2001; date of print 15.10.2002.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП ^{ДОДАТКИ} України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України