

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВЕТЕРИНАРНОЇ
МЕДИЦИНИ ТА БІОТЕХНОЛОГІЙ ІМЕНІ С.З. ГИЖИЦЬКОГО
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ**

К В А Л І Ф І К А Ц І Й Н А Р О Б О Т А

першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

на тему: «Дослідження зчіпних властивостей автомобільних
шин в умовах бездоріжжя»

Виконав: студент групи Ат-41
Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”
(шифр і назва)
Ілля ШТУЛЬ

(ім'я та прізвище)

Керівник: _____
(ім'я та прізвище)

Дубляни 2025

631.3.05:629.1.073

Штуль Ілля Степанович. Дослідження зчепних властивостей автомобільних шин в умовах бездоріжжя. Кваліфікаційна робота. Львів: Львівський НУВМБ ім. Степана ГЖИЦЬКОГО, 2025. 79 с.

Табл. 11; рис. 21; бібліогр. джерел 29.

Встановлено, що конструкція коліс і шин визначає комфорт, безпеку, динаміку й економічність автомобіля. Використання сучасних матеріалів, оптимізованих геометричних параметрів та новітніх технологій забезпечує ефективну передачу сил, демпфування, стійкість і зниження зносу.

Взаємодія шини з дорожньою та ґрунтовою поверхнею – це складний процес, де формується контактна пляма, розподіляється тиск, реалізуються адгезія й механічне зачеплення. Проведений аналіз показує, що опір коченню є комплексною характеристикою, яка об'єднує енергетичні втрати на деформацію шини, внутрішнє тертя між її структурними елементами, а також на взаємодію з опорною поверхнею.

Проведені вимірювання показали, що коефіцієнт опору коченню (f_{0i}) і коефіцієнт зчеплення (φ_i) залишаються в межах, притаманних конкретним дорожнім умовам, а коливання між точками вимірювання невеликі. Зокрема, для ґрунтової дороги f_{0i} варіює у межах 0,0174–0,0198, а для ґрунтової дороги, покритої травою, – 0,0185–0,0204. Це свідчить про однорідність і стабільність дорожнього покриття на обраних ділянках, а також правильну організацію та проведення експериментів.

Порівняння різних типів покриття засвідчує, що коефіцієнт зчеплення на ґрунтовій дорозі дещо вищий ($\varphi = 0,40$ – $0,45$), ніж на трав'яному покритті ($\varphi = 0,28$ – $0,32$), що відповідає практичним очікуванням і підтверджує достовірність методу.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1.	
СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	9
1.1. Аналіз фізико-механічних властивостей шин.....	9
1.2. Конструктивні та експлуатаційні параметри автомобільних коліс.....	13
1.3. Конструкція автомобільних шин	19
1.4. Характер взаємодії шини з покриттям опорної поверхні.....	26
Висновки за розділом.....	32
РОЗДІЛ 2.	
МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ КОЕФІЦІЄНТІВ ОПОРУ КОЧЕННЮ ТА ЗЧЕПЛЕННЯ.....	33
2.1. Розрахунок параметрів тягового способу дослідження	33
2.2. Визначення коефіцієнта зчеплення.....	39
Висновки за розділом.....	46
РОЗДІЛ 3.	
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРЕМАНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	47
3.1. Формування методики та обладнання для проведення експериментів	47
3.2. Результати визначення коефіцієнта зчеплення	49
Висновки за розділом.....	56
РОЗДІЛ 4.	
ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ВИРОБНИЦТВА	58
4.1. Охорони праці на автотранспортних підприємствах	58
4.2. Розрахунок вентиляції виробничої дільниці СТО.....	60
Електробезпека у виробничих приміщеннях автотранспортних підприємств.....	63

Висновки за розділом.....	66
РОЗДІЛ 5.	
ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	67
5.1. Розрахунок витрат на виготовлення спеціалізованого пристрою	67
5.2. Розрахунок витрат на виготовлення автоматизованої системи реєстрації.....	69
Висновки за розділом.....	74
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	75
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	76

ВСТУП

Автомобільний транспорт займає ключову позицію у сучасній економіці та промисловості. Протягом понад століття конструктори й інженери вдосконалюють вузли, механізми та компоненти, що забезпечують не лише функціональність, а й ефективність та безпеку експлуатації транспортних засобів. Одним із основоположних елементів, без якого неможливе існування автомобіля як самохідного засобу пересування, є колесо – вузол, що забезпечує передачу сили від силового агрегату до опорної поверхні, сприйняття навантажень, демпфування коливань і реалізацію контактної взаємодії з дорогою.

Сучасні автомобільні колеса – це складні багатокомпонентні технічні системи, що складаються з обода (диска) та шини. Саме через цю систему відбувається передача основних навантажень: вертикальних (власна вага автомобіля, маса пасажирів і вантажу), горизонтальних (тягові, гальмівні, бокові сили під час маневрування) і динамічних (імпульси від нерівностей дорожнього полотна, удари, вібрації). Від конструктивного виконання колісного вузла, властивостей матеріалів і технологій виготовлення залежать ключові експлуатаційні показники транспортного засобу: керованість, стійкість, рівень безпеки, комфорт руху, економічність споживання пального, довговічність елементів підвіски й трансмісії.

В умовах зростання вимог до економічної ефективності, екологічної безпеки та ресурсу автомобілів особливого значення набуває питання оптимізації конструкції та матеріалів коліс і шин. Це завдання вимагає комплексного технічного підходу, що включає аналіз напружено-деформованого стану вузлів, вивчення трибології (науки про тертя й зношування), дослідження динаміки колісно-шинної системи під дією різних факторів навколишнього середовища, врахування аеродинамічних і теплових режимів, застосування сучасних композитних та наноматеріалів.

Шини автомобіля, що є високотехнологічним багат шаровим виробом, відіграють особливу роль у формуванні контактної плями, забезпеченні оптимальної сили зчеплення з дорогою, поглинанні механічних коливань і реалізації ефективного розподілу навантажень між підвіскою, кузовом і опорною поверхнею. Конструктивні особливості шин, вибір типу корду, гумових сумішей, протекторного малюнка, а також експлуатаційні параметри (тиск, температура, ступінь зносу) безпосередньо визначають здатність автомобіля адаптуватися до різноманітних дорожніх і погодних умов, а також впливають на тривалість ресурсу й економічність експлуатації [1], [2].

Актуальність комплексного технічного аналізу коліс і шин обумовлюється як постійним розвитком транспортних засобів, так і зростанням вимог до безпеки руху, зниженням впливу на довкілля, оптимізацією ресурсних і фінансових витрат під час експлуатації автомобілів. Інновації у сфері матеріалознавства, моделювання навантажень, впровадження “розумних” шин і систем моніторингу стану відкривають нові можливості для вдосконалення цієї, на перший погляд, звичайної, але надзвичайно важливої частини автомобіля.

Метою цієї роботи є детальний, технічно обґрунтований аналіз конструкції, принципів роботи та призначення коліс і шин автомобіля, з урахуванням сучасних наукових досягнень у галузі машинобудування, матеріалознавства, динаміки транспортних систем і трибології.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Аналіз фізико-механічних властивостей шин

Переломний момент у розвитку транспортних коліс настав наприкінці XIX століття з появою перших пневматичних шин. У 1845 році Роберт Томпсон запатентував першу конструкцію пневматичної шини, а в 1888 році Джон Бойд Данлоп успішно впровадив пневматичні шини для велосипедів. Ці шини мали внутрішню камеру з повітрям, укладену у гумову оболонку. Принципово новий підхід до поглинання ударів і вібрацій був забезпечений еластичністю повітряного прошарку, що дозволило значно підвищити комфортність їзди, зменшити втрати енергії на деформацію, знизити динамічні навантаження на ходову частину транспортних засобів.

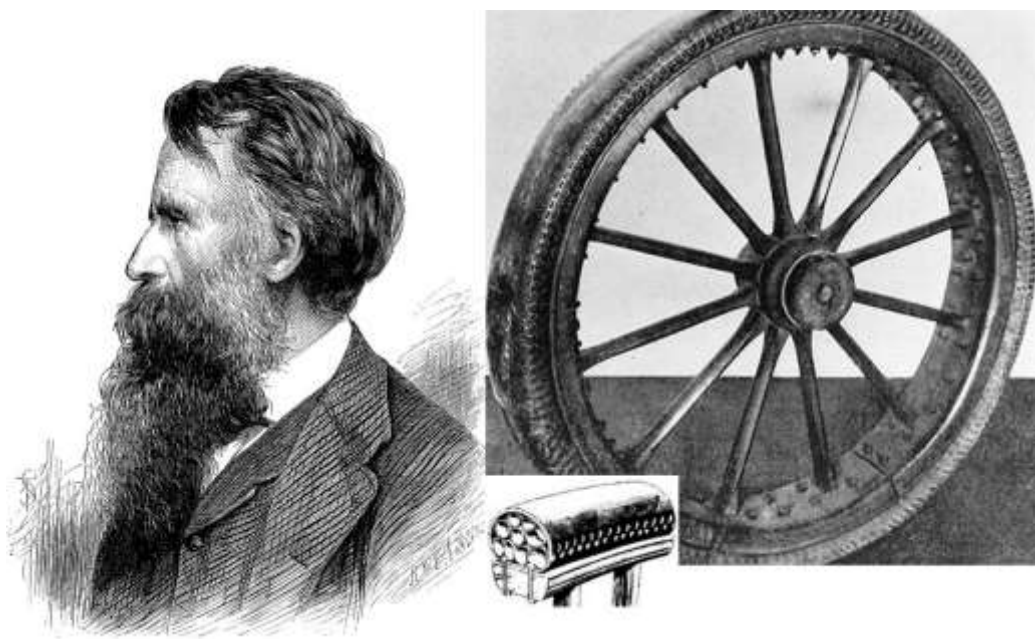


Рисунок 1.1 – Колесо з пневматичною шиною за патентом Роберта Томпсона

Перші автомобілі наприкінці XIX – початку XX століття оснащувалися суцільними гумовими або пневматичними шинами. Це було першим кроком до створення сучасної колісної пари, де взаємодія гуми та металу забезпечує оптимальний баланс міцності, еластичності, демпфування та надійності.

Спочатку використовувалися дерев'яні диски із металевими шинами, потім почали впроваджувати штамповані сталеві диски, що володіли набагато вищою міцністю, стійкістю до ударів та низькою собівартістю виготовлення.

У другій половині XX століття почалася епоха легкосплавних дисків. Виробники перейшли до використання алюмінієвих і магнієвих сплавів, що забезпечило зменшення маси коліс, зниження інерційних навантажень, покращення динаміки, гальмування, керованості [1], [2], [5], [11].

Значна частина удосконалень пов'язана з розробкою синтетичних каучуків, застосуванням армування кордом із текстильних та сталевих ниток, впровадженням багатошарових каркасів. Це дозволило збільшити ресурси шин, їхню міцність, зменшити масу, підвищити опір коченню й зносостійкість.

З 1950-х років почався активний перехід до використання безкамерних шин, у яких герметизація досягається спеціальним шаром гуми, що замінює камеру. Така конструкція значно підвищує безпеку (у разі проколу втрата тиску відбувається повільніше), спрощує обслуговування, зменшує масу колісної пари та підвищує ремонтпридатність.

Колесо є одним із ключових елементів будь-якого транспортного засобу, і саме через нього здійснюється передача механічної енергії від силових агрегатів до опорної поверхні, сприймаються навантаження різного характеру, забезпечується стабільність і безпечність руху. У цьому розділі розглядаються фізико-механічні основи роботи колісної пари автомобіля, особливості розподілу навантажень, а також інженерні аспекти, що визначають функціональність, ефективність і довговічність конструкції.

Головною функцією колеса є забезпечення можливості переміщення транспортного засобу по твердому чи м'якому покриттю. Колесо сприймає вертикальні навантаження, які діють від маси автомобіля, пасажирів і вантажу. Вертикальна сила, що припадає на одне колесо, визначається формулою:

$$N = G / n \quad (1.1)$$

де N - вертикальне навантаження на одне колесо,

G - повна вага автомобіля (з урахуванням навантаження),

n - кількість коліс.

Крім вертикальних, колесо також сприймає горизонтальні сили, які поділяють на тягові (що виникають при русанні з місця, прискоренні чи русі вгору), гальмівні (під час сповільнення або екстреного гальмування), бокові (при русі по кривій або під впливом бічного вітру). Загальна сила взаємодії колеса із дорогою формується сумою цих складових [11], [16].

Передача тягових і гальмівних зусиль здійснюється через контактну пляму між шиною та дорожньою поверхнею. Тягове зусилля F_t визначається як добуток коефіцієнта зчеплення і нормальної сили:

$$F_t = \mu \cdot N \quad (1.2)$$

де F_t - максимальна сила, яку може сприйняти колесо без прослизання,
 μ - коефіцієнт зчеплення між шиною і поверхнею,

N - нормальна сила.

Ця формула є фундаментальною для розрахунку тягово-зчіпних властивостей автомобіля. Її застосування дозволяє визначити граничні режими прискорення, гальмування, подолання підйомів, а також безпечні режими руху в складних дорожніх умовах (сніг, лід, мокрий асфальт).

Одна з важливих функцій шин - поглинання ударних і вібраційних навантажень, що виникають під час руху по нерівностях дорожнього полотна. Шина виконує роль пружного елемента та демпфера. При русі по нерівній поверхні відбувається циклічна деформація шини, частина енергії при цьому витрачається на нагрівання матеріалу (гістерезисні втрати), а частина – на поглинання коливань.

Ефективність демпфування залежить від характеристик гуми, конструкції каркаса, тиску повітря всередині шини та властивостей корду. Величина амплітуди коливань знижується пропорційно коефіцієнту внутрішнього тертя у матеріалі шини.

Кількісно демпфуючу здатність можна описати через коефіцієнт демпфування ζ , що визначає відношення втраченої енергії до повної енергії коливального процесу.

Контактна пляма шини – це зона фактичного контакту між шиною і дорогою, в якій відбувається передача всіх зовнішніх сил. Форма, розмір і тиск у контактній плямі мають вирішальне значення для ефективності зчеплення, рівномірності зносу та стійкості транспортного засобу.

Площа контактної плями A_c визначається співвідношенням:

$$A_c = N / P \quad (1.3)$$

де A_c - площа контактної плями,

N - вертикальне навантаження на колесо,

P - тиск повітря в шині.

Зазвичай контактна пляма має видовжену (еліптичну) форму, розмір якої змінюється залежно від навантаження, тиску у шині, конструкції каркаса та складу гумової суміші. Надмірне зменшення контактної плями (внаслідок завищеного тиску або жорсткого каркаса) призводить до зниження зчеплення та нерівномірного зносу протектора.

Колесо є проміжною ланкою між трансмісією автомобіля й дорогою. Через диск на обід і шину передається обертовий момент, створюваний двигуном, а під час гальмування - гальмівний момент. Надійність фіксації колеса на маточині, жорсткість кріплення й правильний підбір посадочних поверхонь мають критичне значення для безпечної експлуатації.

Передача крутного моменту здійснюється через з'єднання маточини з диском за допомогою болтів або шпильок.

У разі недостатньої жорсткості кріплення виникають мікропереміщення між диском і маточиною, що може призвести до розбівтування, руйнування різьбових з'єднань і навіть втрати колеса під час руху.

Стійкість автомобіля при русі по прямій і в поворотах значною мірою визначається властивостями шин – пружністю боковин, глибини й малюнком протектора, рівнем тиску. Бічна жорсткість шини визначає здатність протистояти зсуву вбік при дії бічних сил (наприклад, при русі по дузі). Значна роль належить також характеристиці так званої “жорсткості шинної опори” –

параметру, що визначає пружну деформацію боковин під впливом навантаження.

У разі різких маневрів або екстреного гальмування ефективність шин визначає можливість утримання транспортного засобу на траєкторії, запобігаючи заносу чи перекиданню. Теоретичний запас стійкості розраховується з урахуванням центру мас автомобіля, ширини колії, положення контактних плям коліс і коефіцієнта зчеплення шин з дорогою.

Властивості шин забезпечують демпфування високочастотних коливань, що виникають при контакті з мікронерівностями дорожнього покриття. Це дозволяє суттєво підвищити комфорт для пасажирів і знизити рівень навантаження на елементи підвіски, кузова та інших агрегатів. Поглинаюча здатність шини залежить від її внутрішньої структури, товщини боковини, виду каркаса, складу гумової суміші, а також від тиску повітря всередині.

Загалом, амортизаційна здатність шин визначає рівень поширення вібрацій на кузов транспортного засобу, що можна описати через коефіцієнт передавання вібрацій

Колеса й шини відіграють визначальну роль у формуванні опору коченню – сили, що протидіє руху автомобіля внаслідок деформації шин і дорожнього покриття. Чим більший опір коченню, тим більшими є витрати пального. Сучасні розробки у шинній індустрії спрямовані на зниження коефіцієнта f , що безпосередньо впливає на зменшення витрат пального та підвищення економічної ефективності транспортного засобу.

1.2. Конструктивні та експлуатаційні параметри автомобільних коліс

Діаметр обода визначає можливість установки шин певного типорозміру, впливає на кліренс автомобіля, кінематичні характеристики підвіски, а також на параметри зчеплення з дорогою. Для легкових автомобілів типовий діаметр обода становить 13–20 дюймів, для позашляховиків – 16–22

дюйми, для вантажівок – 17,5–24,5 дюйма. Зі збільшенням діаметра зменшується деформація шини під навантаженням, що покращує стабільність на високій швидкості, однак підвищує жорсткість ходу.

Ширина обода (відстань між посадковими полицями) визначає профіль шини, що допускається до монтажу. Занадто вузький обід призводить до викривлення профілю шини, зниження контактної плями, нерівномірного зносу. Занадто широкий – підвищує ризик “роззування” шини на поворотах, збільшує масу і опір коченню. Ширина підбирається у відповідності з рекомендаціями виробника шин, але зазвичай для легкових авто це 5–10 дюймів, для вантажних – 7,5–14 дюймів.

Виліт диска (ET, Offset) - це відстань від площини кріплення диска до центральної площини обода. Параметр визначає, наскільки колесо зміщується всередину чи назовні щодо маточини. Правильний вибір вильоту забезпечує сумісність із підвіскою та гальмівними механізмами, не допускає зачіпання арок або елементів ходової частини, впливає на стійкість і керуваність.

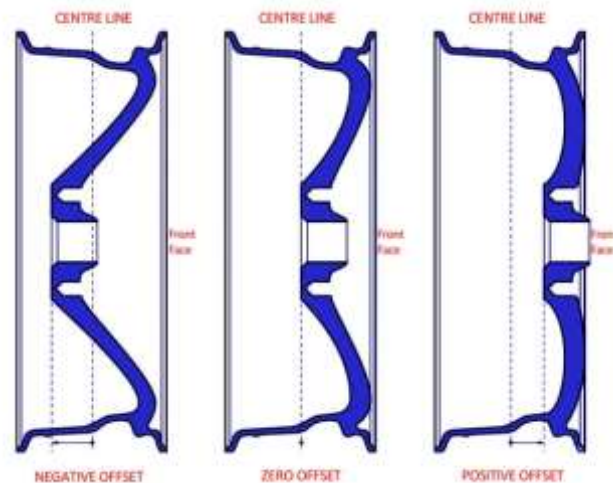


Рисунок 1.2 – Параметри вильоту диска колеса

Зменшення вильоту призводить до зміщення колеса назовні – це покращує стійкість, але підвищує навантаження на підшипники. Збільшення вильоту, навпаки, “затягує” колесо всередину колісної арки, зменшуючи навантаження на підвіску, але обмежуючи допустиму ширину колеса.

Болтовий шаблон (PCD) - параметр, що визначає кількість і діаметр отворів для болтів чи шпильок. Для легкових авто поширені схеми 4×100, 5×112, 5×120 мм тощо. Важливо, щоб розташування і діаметр збігалися з маточиною, інакше фіксація буде ненадійною, що може призвести до аварійних ситуацій.

Діаметр центрального отвору колеса (ступиці) повинен точно відповідати розміру маточини. Це забезпечує центроване розміщення колеса й рівномірне розподілення навантажень. Невідповідність діаметра призводить до “биття”, дисбалансу, прискореного зносу елементів підвіски.

Сучасні диски мають вентиляційні отвори для поліпшення охолодження гальмівних механізмів. Конструкція і площа отворів впливають на аеродинаміку, ефективність тепловідведення, міцність диска та його стійкість до деформацій. Для спортивних авто застосовують диски з великою кількістю отворів для активного охолодження, для кросоверів та SUV – більш закриті варіанти, щоб мінімізувати потрапляння бруду та снігу.

Виробники коліс задають максимально допустиме статичне та динамічне навантаження, яке може сприймати диск без ризику деформацій чи руйнувань. Для легкових авто стандартне навантаження на одне колесо – від 400 до 800 кг, для комерційних – 900–1800 кг, для вантажних – ще вище. Перевищення цих параметрів загрожує появою мікротріщин, пластичних

Диск має забезпечувати вільний хід для супортів, достатню вентиляцію для відведення тепла, уникнення зачіпання гальмівних механізмів навіть при деформації під навантаженням. Некоректний вибір дисків (занадто малий або занадто великий виліт) може унеможливити встановлення стандартних або посиленних гальм.

Сталеві диски, що виготовляються методом холодного штампування та зварювання, є найбільш поширеними у бюджетному сегменті й на комерційному транспорті. Їхня конструкція зазвичай складається з двох елементів: обода та центральної частини, які штампуються окремо й з'єднуються зварним швом.

Використання вуглецевих і легованих сталей забезпечує достатню міцність при відносно низькій собівартості. Товщина металу визначається розрахунком на міцність, з урахуванням втомних навантажень та впливу корозії.

Легкосплавні диски виготовляють з алюмінієвих (переважно Al-Si, Al-Mg) або, рідше, магнієвих сплавів методом лиття під низьким або високим тиском. Завдяки високій плинності сплавів і технології лиття, можна отримати складні геометричні форми з численними вентиляційними отворами, різноманітним дизайном, оптимізованою жорсткістю.

Литий диск складається з монолітної структури без зварних швів. Його поверхня зазвичай покривається захисною емаллю, порошковим або анодованим покриттям для захисту від корозії.

Таблиця 1.1 - Порівняльний аналіз та вибір для різних умов експлуатації

Параметр	Сталеві диски	Литі легкосплавні	Ковані легкосплавні
Маса	Висока	Низька	Мінімальна
Міцність	Висока (ударна)	Середня (до тріщин)	Висока (циклічна, ударна)
Вартість	Найнижча	Середня–висока	Дуже висока
Ремонтопридатність	Легка	Обмежена	Обмежена
Антикорозійна стійкість	Середня	Висока	Висока
Точність балансування	Середня	Висока	Висока
Дизайн	Стандартний	Дуже широкий	Обмежений
Термостійкість	Стандартна	Підвищена	Висока

Конструктивні та експлуатаційні параметри колеса – це результат оптимізації геометрії, маси та міцності з урахуванням динаміки автомобіля, ресурсу та безпеки. Інженерний розрахунок основних характеристик дозволяє

забезпечити правильний вибір колісної пари для різних типів транспортних засобів.

Зовнішній діаметр колеса (з урахуванням шини) впливає на кліренс автомобіля, передавальні числа трансмісії, точність спідометра та розподіл навантажень.

Іншим параметром є момент інерції, який визначає здатність колеса протистояти змінам швидкості обертання, а також впливає на розгінні та гальмівні характеристики [5], [11].

Для суцільного обода масою m , радіусом R , момент інерції:

$$I = m \cdot R^2 \quad (1.4)$$

Для більш складної геометрії (розподіленої маси):

$$I = \sum m_i \cdot r_i^2 \quad (1.5)$$

де I - момент інерції (кг·м²),

m_i - маса i -ї частини елемента колеса,

r_i^2 - відстань від осі обертання до центру мас цієї частини.

Для диска, товщина якого мала порівняно з радіусом, наближено використовують:

$$I = 0,5 \cdot m \cdot R^2 \quad (1.6)$$

Збільшення моменту інерції призводить до підвищення навантаження на трансмісію при розгоні і гальмуванні.

Статичне балансування необхідне для запобігання вертикальним вібраціям під час обертання. Неурівноважена маса спричиняє відцентрову силу, що проявляється у вигляді “биття”.

Величина відцентрової сили:

$$F_{\text{ц}} = m_{\text{дисб}} \cdot \omega^2 \cdot r \quad (1.7)$$

де $F_{\text{ц}}$ - відцентрова сила (Н),

$m_{\text{дисб}}$ - маса дисбалансу (кг),

ω - кутова швидкість обертання (рад/с),

r - радіус розміщення маси (м).

Динамічне дисбалансування виникає при розміщенні маси на різних площинах диска (вздовж осі обертання). Динамічне балансування здійснюють на спеціальних стендах, які визначають не лише величину, а й місце кріплення вантажів у різних площинах обода.

Статичний дисбаланс – викликає вертикальні вібрації, а динамічний дисбаланс - провокує “биття” вправо-вліво або “тремтіння” керма. Точність балансування безпосередньо впливає на ресурс підшипників, шин, комфорт і безпеку.

Зовнішній діаметр колеса - параметр, що визначає геометрію і кінематику руху автомобіля, а також ефективність роботи багатьох систем транспортного засобу. Зі збільшенням діаметра змінюється довжина кола обертання, що прямо впливає на величину відстані, яку проходить автомобіль за один оберт колеса. Це, у свою чергу, впливає на співвідношення швидкості обертання колеса й швидкості руху авто, а також на налаштування передавальних чисел трансмісії. Якщо встановити колеса більшого діаметра, спідометр буде занижувати реальну швидкість.

Діаметр колеса також визначає положення центру мас автомобіля над дорогою, тобто впливає на кліренс (дорожній просвіт). Збільшення діаметра підвищує кліренс, що позитивно впливає на прохідність, захищає днище та елементи підвіски від ударів, але може погіршити стійкість через підняття центру мас.

Зовнішній діаметр колеса визначає також розмір контактної плями між шиною і дорогою. Збільшення діаметра зазвичай супроводжується зменшенням висоти профілю шини, що призводить до зниження еластичності боковин, збільшення жорсткості ходу та зменшення здатності колеса до поглинання ударних навантажень. Великий діаметр диска з низькопрофільною шиною сприяє кращій передачі бічних і гальмівних сил, що підвищує точність керування, однак знижує комфорт на нерівностях і підвищує ризик пошкодження диска або шини на ямах.

Порушення рекомендованого діаметра колеса може призвести до змін у роботі систем ABS, ESP, неправильної роботи спідометра, змін у навантаженні на підшипники та елементи рульового управління, а також до зниження ресурсу елементів підвіски через зміну кінематики.

Маса колеса належить до неподресорених мас, тобто тих елементів, які не амортизуються підвіскою під час руху. Чим більша маса коліс, тим вище навантаження на підвіску, особливо при проїзді нерівностей. Це призводить до зниження комфорту, збільшення динамічного навантаження на амортизатори, пружини й шарніри, прискорює їхній знос. Зменшення маси колеса позитивно впливає на плавність ходу, покращує здатність підвіски ізолювати кузов від дорожніх ударів.

Крім того, маса колеса визначає момент інерції – здатність протидіяти змінам швидкості обертання. Величина моменту інерції колеса особливо важлива для динаміки розгону та гальмування. Чим більша маса, винесена до обода (тобто на більшій відстані від осі обертання), тим вищий момент інерції.

Збільшення моменту інерції негативно позначається й на ефективності гальмування: частина енергії, що мала б йти на зупинку автомобіля, витрачається на гальмування важких коліс. Це збільшує гальмівний шлях, особливо при різких зупинках з великих швидкостей. Для вантажних і комерційних авто, де маса коліс і шин неминуче більша, інженери компенсують це посиленими гальмівними механізмами та відповідним налаштуванням підвіски. Вплив маси і моменту інерції проявляється і у споживанні пального. Більша маса коліс потребує більшої потужності двигуна для розгону, що веде до зростання витрат пального, особливо в міському циклі, де часті старты й зупинки [12], [15], [19], [23].

1.3. Конструкція автомобільних шин

Автомобільна шина виконує надзвичайно складні функції, які вимагають оптимального поєднання міцності, еластичності, зносостійкості, стійкості до впливу зовнішніх факторів і забезпечення високого рівня безпеки

при різних режимах експлуатації. Вимоги до шин визначаються як нормативними документами (ISO, ЕСЕ, ДСТУ), так і специфікою роботи - тип транспортного засобу, дорожні й кліматичні умови, швидкісні та навантажувальні режими.

Основними критеріями ефективності шини є:

- високий коефіцієнт зчеплення з різними типами покриття (асфальт, бетон, ґрунт, сніг, лід);
- мінімальний опір коченню, що визначає економічність;
- високий ресурс протектора і каркаса;
- стійкість до проколів, порізів, старіння;
- стабільність параметрів у широкому діапазоні температур і тиску;
- оптимальна взаємодія з підвіскою й диском для плавності ходу.

Класична сучасна автомобільна шина складається із наступних функціональних шарів і зон:

Каркас шини, який формує її основну форму і сприймає навантаження від тиску повітря, ваги автомобіля, ударів і бокових сил. Виготовляється із корду – це можуть бути:

- текстильний корд (нейлон, поліестер, віскоза, арамід);
- сталевий корд (жорсткі дроти діаметром 0,2–0,4 мм, сплетені у пасма);
- композитний (кевлар, скловолокно).

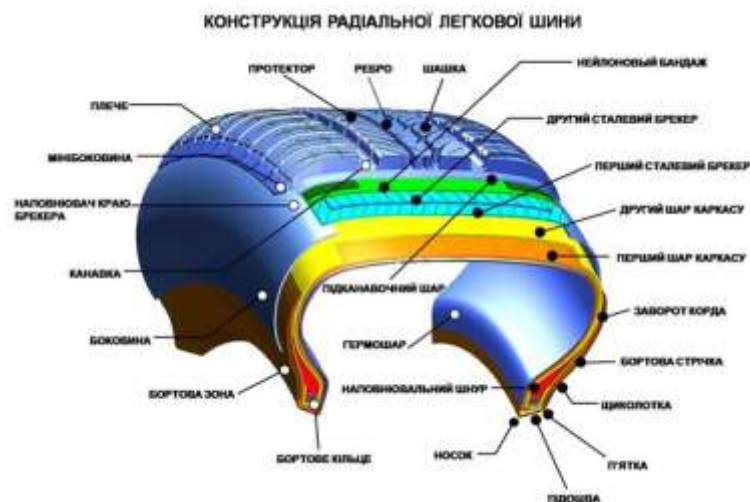


Рисунок 1.3 – Будова пневматичної безкамерної шини

У діагональних шинах кордові шари розташовані під гострим кутом до напрямку руху ($30-40^\circ$), хрест-навхрест. У радіальних шинах кордові нитки орієнтовані радіально (90°), а жорсткість забезпечують додаткові армуючі пояси.

Бортові кільця - це багатошарові сталеві троси, вкриті гумою, які забезпечують жорстке притискання шини до обода диска. Саме через борти шина утримується на диску при великих навантаженнях, протидіє зісковзуванню під дією бічних сил.

У сучасних радіальних шинах над кордовим каркасом розташовані 2–4 брекерні (армуючі) пояси зі сталевго дроту або полімерних волокон, розташованих під кутом до напрямку руху (зазвичай $15-25^\circ$). Вони суттєво підвищують жорсткість у зоні протектора, зменшують його деформацію, стабілізують контактну пляму на швидкості, знижують ризик розшарування.

Протектор - зовнішній шар із гумової суміші, спеціально спроектований для забезпечення зчеплення, водовідведення, самоочищення й зносостійкості. Малюнок протектора визначає властивості шини на різних типах покриття, стійкість до аквапланування, рівень шуму.

Боковина - гнучкий шар між протектором і бортом, який поглинає енергію ударів, захищає від бокових порізів і тріщин, дозволяє шині деформуватись у межах робочих навантажень без втрати міцності. У безкамерних шинах є шар із спеціальної герметичної гуми, що утримує повітря всередині шини навіть при мікропошкодженнях.

Сучасні шини можуть містити шари шумопоглинаючої піни, додаткові армувальні вставки для підвищення жорсткості на швидкості (run-flat технології), гумові підкладки для зниження вібрацій.

Протектор є зовнішнім шаром шини, який безпосередньо контактує з дорогою та визначає майже всі експлуатаційні властивості – від коефіцієнта зчеплення до ресурсу, рівня шуму, ефективності самоочищення та стійкості до аквапланування. Це складна багатофункціональна система, в якій кожен елемент відповідає за певні механізми роботи. Сучасний протектор

проектують як композитну структуру з різними зонами жорсткості, блоками різної геометрії, багаторівневою системою каналів і мікроелементів, що працюють у комплексі для оптимізації контактної взаємодії у найрізноманітніших дорожніх і кліматичних умовах.

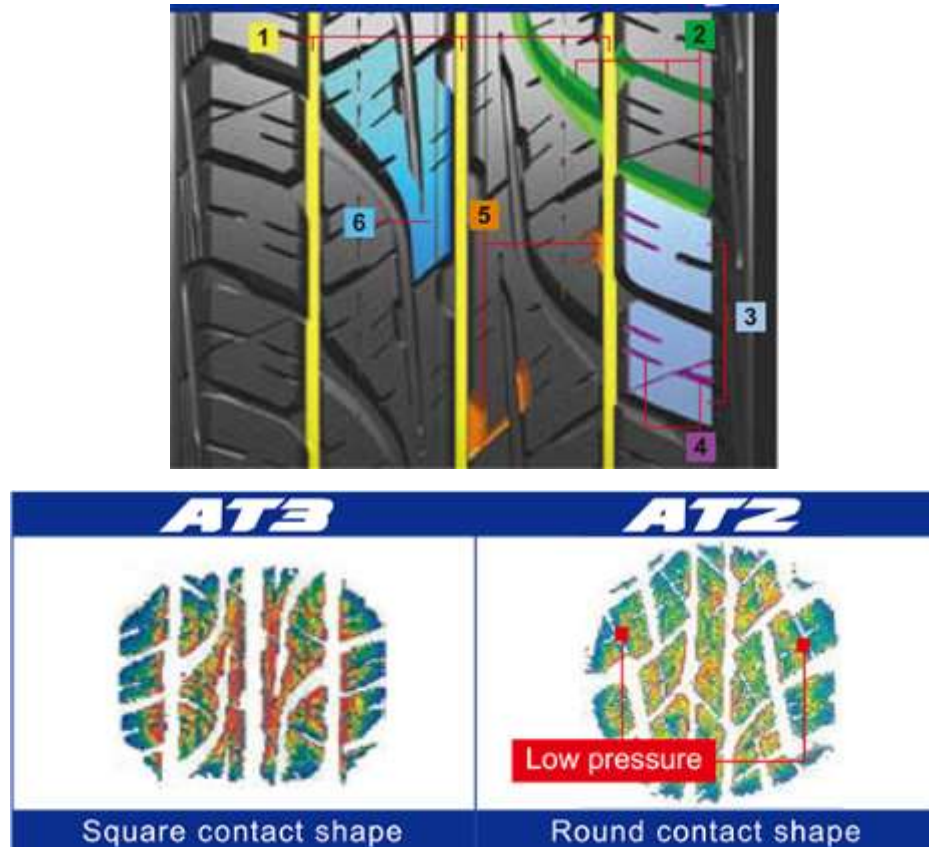


Рисунок 1.4 – Рисунок протектора безкамерної шини Dunlop

1). Три центральні водовідвідні канавки зі збільшеним поперечним перерізом забезпечують зниження ризику аквапланування. У центральній частині протектора розташовано три глибокі поздовжні канавки, які мають значну ширину й глибину.

2). Система діагональних водовідвідних канавок забезпечує надійне зчеплення з мокрою дорогою, а також ефективне самоочищення протектора на м'яких ґрунтах. У протекторі передбачена мережа канавок, які розміщені під кутом до напрямку руху. Діагональні канавки виконують дві ключові функції: по-перше, вони швидко відводять воду у сторони з-під шини під час руху по мокрій дорозі. По-друге, така система каналів сприяє самоочищенню протектора під час руху по бруду, глині чи пухкому ґрунті

3). Об'єднані "2 в 1" блоки плечової зони знижують рівень шуму, тобто створюють більші за розміром елементи, адже великі об'єднані блоки зменшують кількість ударів та вібрацій при обертанні, а також оптимізують розподіл тиску у плямі контакту, роблячи рух більш комфортним і тихим.

4). У плечових блоках протектора розташовані ламелі (тонкі прорізи) під кутом до напрямку руху. Діагональне розміщення ламелей підвищує гнучкість блоків і їхню здатність адаптуватися до нерівностей дорожнього покриття, що забезпечує кращу амортизацію дрібних ударів, робить хід автомобіля плавнішим та комфортнішим.

5). У центральній частині протектора передбачені спеціальні прорізи складної форми. Завдяки цим елементам підвищується прохідність і стабільність автомобіля на слабонесучих покриттях.

6). Жорстке поздовжнє центральне ребро, об'єднане з блоком стрілоподібної форми, забезпечує кращу керованість на високих швидкостях.

Класична будова протектора складається з окремих блоків гуми, розміщених по колу у декілька рядів. Блоки розділені між собою канавками, які утворюють цілісну систему водовідведення. В центральній частині протектора часто формують безперервне або майже безперервне ребро, що відповідає за курсову стійкість і точність реакції керма. У той же час плечові зовнішні краї протектора проектують більш масивними, щоб забезпечити впевнене передавання бічних сил у поворотах і підвищити опір ковзанню. Усередині блоків протектора розташовують численні ламелі – вузькі дрібні надрізи, які суттєво підвищують гнучкість окремих елементів та дозволяють їм пристосовуватись до мікронерівностей покриття.

Матеріали, з яких виготовляють протектор - це складні багатокомпонентні гумові суміші, де основою є натуральний або синтетичний каучук. Для літніх шин використовують жорсткішу гуму з вищим вмістом технічного вуглецю, що забезпечує зносостійкість та опір нагріву під час руху на гарячому асфальті. Додають також силіку (кремнезем), що покращує зчеплення з мокрою поверхнею і водночас знижує опір коченню, що на пряму

впливає на економічність автомобіля. Для зимових шин застосовують еластичнішу гуму із більшим вмістом пластифікаторів та спеціальних полімерів, які запобігають твердінню при низьких температурах, забезпечують збереження гнучкості й чіпкості на холоді. У преміальних та спортивних шинах виробники використовують власні композиції з добавками смол, наночастинок, армуючих мікрОВОЛОКОН для досягнення ідеального балансу між жорсткістю і еластичністю.

Взаємодія протектора з дорожнім покриттям – це складний фізико-механічний процес, у якому одночасно діють три основні механізми. По-перше, це молекулярна адгезія, коли м'яка гума на мікрорівні «прилипає» до мікронерівностей асфальту чи бетону. По-друге, це гістерезисні втрати - енергія, що витрачається на деформацію блоків та ламелей при обгортанні нерівностей, яка частково повертається у вигляді сили зчеплення, а частково - у вигляді тепла. Та механічне зачеплення, коли виступи, кромки, ламелі протектора буквально вгризаються у пори, виїмки й мікротріщини поверхні, особливо актуальне для снігу, бруду, гравію чи льоду.

На сухому асфальті домінує адгезійний компонент, тому для таких умов протектор має бути досить жорстким, із мінімальною кількістю ламелей, великими і жорсткими блоками, що зберігають форму навіть на великих швидкостях. Центральне ребро, мінімальні поперечні канавки та оптимізована жорсткість дозволяють досягти максимальної площі контакту, передати високі гальмівні й тягові зусилля.

На мокрому асфальті або бетоні визначальне значення мають глибина й геометрія поздовжніх і поперечних каналів протектора. Коли шина нагочується на шар води, система канавок повинна миттєво відвести її із плями контакту. Якщо швидкість відведення недостатня, між протектором і дорогою формується водяний клин, або явище аквапланування.

Особливу складність становить робота шини на льоду, снігу та слизьких забруднених покриттях. Тут традиційна адгезія практично зникає – молекули води на поверхні льоду створюють тонку плівку, по якій навіть найякісніша

гума ковзає майже без опору. Рятують становище численні ламелі, які під дією тиску розкриваються і утворюють безліч гострих мікрокромки, що врізаються у кристали льоду чи ущільнений сніг. Додатково, для зимових шин використовують м'яку гуму, яка залишається гнучкою при низьких температурах, а спеціальні домішки силіки збільшують “прилипання” до крижаного шару. На пухкому снігу ефект зчеплення підсилюється за рахунок снігу, що заповнює канавки протектора, створює міцне зчеплення з снігом на дорозі.

Робота шини на ґрунті, піску, бруду чи бездоріжжі вимагає протектора зовсім іншого типу. Тут на перший план виходить механічний якірний ефект: великі, широко рознесені блоки і плечові “зубці” глибоко занурюються у м'яке покриття, забезпечуючи максимальний опір ковзанню та самоочищення протектора. Масивні канавки і відсутність суцільного центрального ребра дозволяють легко виштовхувати бруд, дрібне каміння, не забиваючи пляму контакту.



Рисунок 1.5 – Рисунок протектора шини вантажного автомобіля

З точки зору довговічності й стійкості до зносу важливою є не лише жорсткість і товщина гумового шару, а й динаміка роботи блоків протектора. Чим м'якші ламелі і дрібніші блоки, тим вища чутливість шини до бокових

навантажень, але тим швидше можливе “розгойдування” блоків і виникнення нерівномірного зносу. Саме тому для шосейних і спортивних шин блоки проектують масивнішими, часто із додатковими внутрішніми перемичками, а для зимових – з максимально розвиненою сіткою ламелей і більшою кількістю крайок.

1.4. Характер взаємодії шини з покриттям опорної поверхні

Зчеплення (адгезія і механічне зачеплення) шини з поверхнею залежить від багатьох факторів

Молекулярна адгезія визначає прилипання гуми до мікронерівностей покриття. Чим м’якша гума (особливо у зимових шинах), тим вище адгезія на холоді, але нижче – зносостійкість.

Механічне зачеплення досягається завдяки формі та глибині канавок, ламелей, виступів протектора, які прорізають водяний шар, сніг чи ґрунт, забезпечуючи додатковий контакт із твердою поверхнею.

Крім цього, широка і стабільна контактна пляма підвищує зчеплення, дозволяє рівномірно розподіляти тиск, знижує локальні перенавантаження та знос. Радіальні шини краще зберігають площу контактної плями за різних навантажень.

Взаємодія шини з опорною поверхнею складний процес, який визначає всі основні експлуатаційні характеристики автомобіля: його динаміку, стійкість, керованість, гальмівну ефективність, ресурс шин, економічність, а також рівень безпеки руху. У зоні контакту шини з дорожнім полотном відбувається передача всіх зовнішніх сил, що діють на транспортний засіб: вертикальних (від маси авто), горизонтальних (тягових, гальмівних, бокових), а також імпульсних – від ударів і нерівностей покриття.

У класичній механіці контакт двох твердих тіл розглядається як задача Герца, що пояснює стиснення еластичних тіл із розрахунком площі контакту, розподілу напружень і деформацій. Для автомобільної шини модель набагато

складніша: контакт відбувається не між суцільними тілами, а між багатошаровим в'язкоеластичним виробом (шина) й, часто, нерівною, шорсткою або навіть пружною опорною поверхнею (асфальт, бетон, ґрунт, сніг, лід).

При навантаженні шини силою, що еквівалентна масі, яку сприймає це колесо, у зоні дотику виникає область “контактна пляма”, площа, якої визначається з урахуванням вертикального навантаження (N) і внутрішнього тиску в шині (P)

У реальності форма і розмір контактної плями залежать від:

- типу шини (радіальна/діагональна),
- структури каркаса,
- тиску повітря,
- навантаження на колесо,
- швидкості руху,
- температури шини й дорожнього покриття,
- конструкції й малюнку протектора,
- типу й стану опорної поверхні.

Форма контактної плями зазвичай наближається до еліптичної або прямокутної з округленими краями, проте у високонавантажених або низькопрофільних шинах вона стає ширшою та коротшою. Для легкових автомобілів типовий розмір контактної плями – довжина 120–200 мм, ширина 60–100 мм.

У вантажних авто, де навантаження на одне колесо може перевищувати 4000 кг, площа контактної плями сягає 300–400 см².

Форма плями змінюється при зміні навантаження, де при збільшенні навантаження – збільшується як довжина, так і ширина плями, а при зниженні тиску у шині – збільшується ширина, але пляма стає менш стійкою до деформацій та перегріву.

У реальних умовах під час руху автомобіля її форма, розмір та внутрішній розподіл тиску змінюються залежно від режиму роботи:

прискорення, гальмування, повороту, наїзду на перешкоди. Під час розгону та гальмування центр тиску в плямі зміщується вперед або назад. При русі на поворотах – убік від напрямку центрування шини. Це призводить до нерівномірного зношування протектора, виникнення локальних зон перегріву, а також впливає на силу зчеплення й ризик зриву у ковзання.

У класичній моделі рівномірного розподілу тиску вважають, що тиск у контактній плямі однаковий по всій площині ($P = N/A_c$). Проте експериментальні дослідження показують, що реальний розподіл є значно складнішим і залежить від конструкції шини, типу покриття, ступеня зношення протектора, тиску повітря й навіть температури гуми.

Взаємодія автомобільної шини з ґрунтовою поверхнею є однією з найбільш складних і багатоаспектних у порівнянні з твердими типами дорожнього покриття. Основна особливість ґрунтової поверхні полягає у її високій неоднорідності, змінності механічних властивостей залежно від вологості, структури, складу та ступеня ущільнення. Від цих факторів залежить як форма і розмір контактної плями, так і сам механізм формування сили зчеплення між шиною й опорною поверхнею.

У ґрунтових умовах основну роль відіграє не стільки молекулярна адгезія, як це характерно для асфальту чи бетону, а механічне (якірне) зчеплення. В момент контакту блоки й канавки протектора занурюються у верхній шар ґрунту, викликаючи локальне ущільнення, зрушення і часткове розривання ґрунтової структури. Таким чином, сила зчеплення формується не лише завдяки силам тертя, а й опору ґрунту переміщенню виступів протектора, що діють як мініатюрні якорі або лопаті.

Контактна пляма на ґрунтовому покритті має тенденцію до збільшення у розмірах порівняно з твердою поверхнею, оскільки шина більше занурюється у шар ґрунту. Це зумовлює не лише підвищення сили зчеплення, але й збільшення опору коченню, а отже – вищу витрату енергії на переміщення автомобіля. При русі по пухкому піску, мокрій глині чи мулистому ґрунті пляма контакту може стати надмірно великою, що, у свою

чергу, спричиняє залипання, забивання протектора і навіть втрату здатності до самоочищення, коли шина вже не може скинути налиплий матеріал.

Для підвищення прохідності й ефективності роботи на ґрунті використовують шини із глибоким, агресивним протектором – великими рознесеними блоками, глибокими поперечними та поздовжніми канавками. Саме вони забезпечують можливість впевнено вгризатися у ґрунт, формувати опорні мікрокраї та сприяти самоочищенню під час руху. Система відкритих каналів дозволяє швидко відводити землю, глину, пісок із зони контакту, запобігаючи забиванню і втраті ефективності.

У роботі на ґрунтових дорогах велике значення має тиск у шині. Помірне зниження тиску дозволяє збільшити площу контактної плями, зменшити питомий тиск на поверхню й знизити ризик заривання у м'який ґрунт. Однак надмірне зниження тиску може викликати надмірні деформації боковин, перегрів і навіть руйнування шини. Вантажна і позашляхова техніка часто використовує спеціальні системи регулювання тиску у шинах для оперативної адаптації до змін дорожніх умов.

Характер передачі сил при русі по ґрунту суттєво відрізняється від асфальту. На пухких і сипучих ґрунтах реалізується режим копання, коли виступи протектора під час обертання колеса вирізаються у шар ґрунту, утворюючи поздовжні борозни. Цей процес супроводжується значними втратами енергії, але саме він дозволяє автомобілю рухатися там, де традиційні шосейні шини миттєво втрачають зчеплення.

Для твердих ґрунтів характерна інша поведінка: шина взаємодіє з ущільненим, кам'янистим чи сухим покриттям переважно через крайки блоків і канавок, а ефективність зчеплення залежить від жорсткості гумової суміші, геометрії ламелей і глибини протектора. У цьому випадку діє комбінація тертя ковзання та мікрозачеплення.

У реальних умовах ґрунтової експлуатації шина працює в умовах частих і складних динамічних навантажень: удари від каменів, швидкі зміни напрямку зчеплення, часті цикли самоочищення, ризик порізів і проколів від

гострих предметів. Тому протектор для ґрунтових умов виконується зі спеціальних армованих компаундів, які поєднують еластичність із підвищеною міцністю до механічних пошкоджень.

Слід окремо відзначити роль швидкості руху й характеру навантаження. Зі зростанням швидкості сила зчеплення на ґрунті різко падає через відрив блоків протектора від пухкої поверхні, підвищення ступеня ковзання (slip ratio) та втрату контакту з основою. Оптимальна швидкість для максимального зчеплення на ґрунтовій дорозі, як правило, невелика – 20–40 км/год залежно від типу шини й стану дороги.

Твердість і щільність ґрунту є одними з основних факторів, що визначають характер взаємодії шини з опорною поверхнею, величину опору коченню, силу зчеплення, ступінь буксування, проникнення колеса у ґрунт і, зрештою, продуктивність руху транспортного засобу.

Твердість ґрунту відображає опір поверхні деформації під дією навантаження, тоді як щільність ґрунту характеризує масу ґрунту в одиниці об'єму та ступінь заповнення пор простором між частинками. Вона зростає зі збільшенням вмісту дрібних часток, ущільнення, зменшенням вмісту повітря та вологи.

На твердих і щільних ґрунтах шина працює подібно до взаємодії з твердою дорогою. Проникнення протектора у поверхню мінімальне, контактна пляма має стандартну форму, а основна сила зчеплення формується за рахунок тертя ковзання, мікрозачеплення і незначної деформації покриття. Опір коченню невеликий, буксування практично відсутнє, а коефіцієнт корисної дії передачі тягового зусилля максимальний. Що м'якший і менш щільний ґрунт, то вищий ризик буксування, , зниження тягового зусилля і навіть втрати мобільності (особливо для важкої техніки чи легковиків із шосейними шинами). Щоб зменшити питомий тиск на ґрунт і підвищити прохідність, практикують зниження тиску в шинах, використання широких шин із глибоким протектором, подвійних або навіть гусеничних ходових систем.

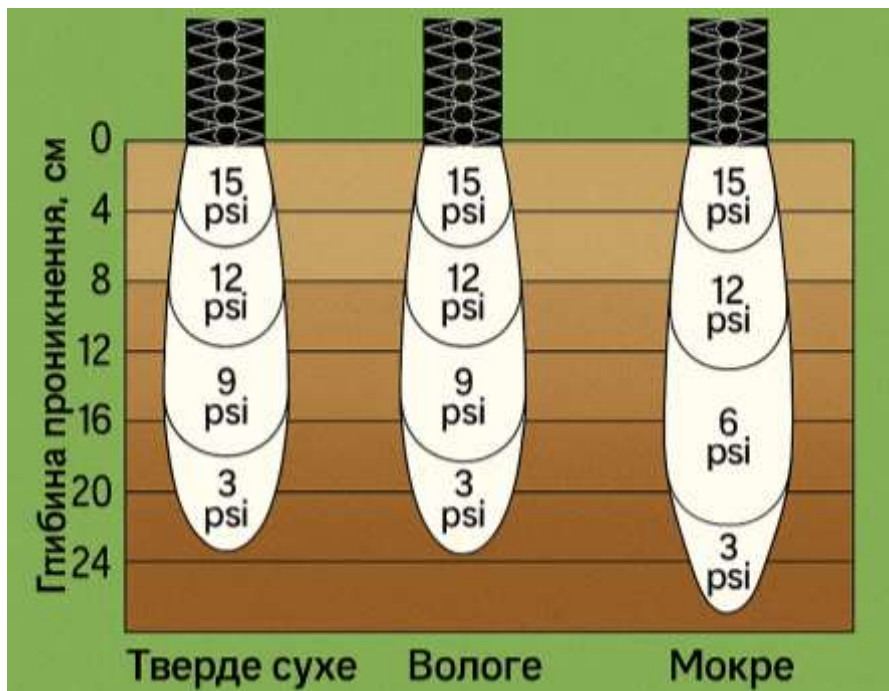


Рисунок 1.6 – Розподіл тиску по глибині для різних типів ґрунтів

Розподіл тиску, який створює колесо транспортного засобу на ґрунтову поверхню, є складним фізико-механічним явищем і залежить типу ґрунту (твердий, вологий, пухкий), глибини залягання шарів, структури, вологості, а також від конструкції та навантаження на колесо. У реальних умовах під колесом утворюється так звана зона розсіювання тиску - об'єм ґрунту, у межах якого відбувається розподіл і зниження вертикального тиску з глибиною.

Коли колесо тисне на поверхню, під його прямою контакту утворюється максимум тиску, який далі розсіюється вниз і в боки у вигляді напівеліпсоїдальної чи грушоподібної зони. Розсіювання залежить від щільності та вологості ґрунту:

На твердих і сухих ґрунтах основна частина тиску розподіляється ближче до поверхні, проникнення невелике, тиск швидко затухає з глибиною. На вологих чи м'яких ґрунтах зона проникнення тиску глибша, тиск поширюється на більший об'єм, а максимальні значення зберігаються навіть на глибинах 10–20 см і більше.

Як і на наведеній раніше схемі, під колесом при однаковому тиску в шині та навантаженні на колесо зона максимального тиску під прямою контакту

(наприклад, 100 кПа) спостерігається безпосередньо під шиною (0–2 см). Далі тиск поступово зменшується (наприклад, до 80 кПа на глибині 5 см, 35–40 кПа – на 10 см, 10–15 кПа – на 20 см).

На твердих сухих ґрунтах зона високого тиску зосереджена у верхньому шарі, і навіть на глибинах 8–10 см тиск швидко знижується. Це забезпечує стійкість машини, мінімальне “просідання”, але водночас і підвищене ущільнення верхнього шару.

На вологих та м'яких ґрунтах тиск розподіляється на більшу глибину. Ті ж самі значення (наприклад, 30–40 кПа) зберігаються навіть на глибинах 10–15 см і більше. Це призводить до ризику “пробивання” верхнього шару, глибокого колієутворення, зниження прохідності й збільшення опору коченню.

Висновки за розділом

1. Конструкція коліс і шин визначає комфорт, безпеку, динаміку й економічність автомобіля. Використання сучасних матеріалів, оптимізованих геометричних параметрів та новітніх технологій забезпечує ефективну передачу сил, демпфування, стійкість і зниження зносу.

2. Взаємодія шини з дорожньою та ґрунтовою поверхнею – це складний процес, де формується контактна пляма, розподіляється тиск, реалізуються адгезія й механічне зачеплення. Характеристики протектора, тиск у шині та тип поверхні безпосередньо впливають на зчеплення, прохідність, ресурс і опір коченню.

3. Оптимальний вибір і експлуатація шин (відповідний протектор, тиск, тип конструкції) дозволяють підвищити ефективність руху, знизити ризик ушкоджень шин, зменшити негативний вплив на дорожнє покриття й ґрунт, а також забезпечити стабільну роботу транспортного засобу у різних умовах.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ КОЕФІЦІЄНТІВ ОПОРУ КОЧЕННЮ ТА ЗЧЕПЛЕННЯ

2.1. Розрахунок параметрів тягового способу дослідження

Опір коченню є одним із фундаментальних механічних параметрів, що характеризує втрати енергії при русі автомобіля по різних типах доріг. Основою цього явища є енергетичні втрати внаслідок деформації шин і опорної поверхні, з якою взаємодіє колесо. Коли автомобіль рухається, шини постійно стискаються та розтискаються у зоні контакту з дорогою, а частина енергії при цьому безповоротно переходить у тепло через гістерезис гумової суміші, мікросуви між нитками корду, а також часткову деформацію і ущільнення шару дорожнього покриття чи ґрунту. Все це в комплексі описується інтегральним параметром - коефіцієнтом опору коченню (f) [14], [29].

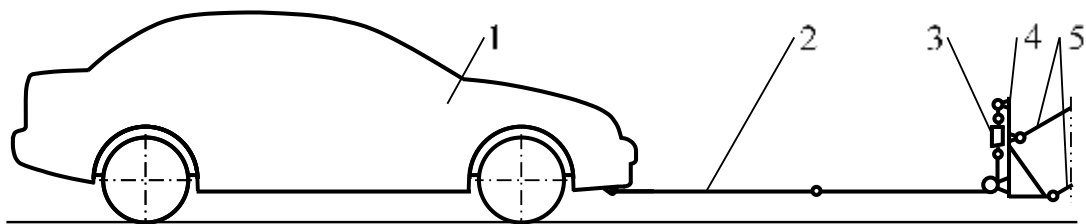
Особливістю опору коченню є те, що його значення значно залежить від умов експлуатації, зокрема від швидкості руху автомобіля. У режимі низьких швидкостей – тобто при русі зі швидкістю, що не перевищує 10–15 км/год – прийнято використовувати позначення f_0 для коефіцієнта опору коченню. У цьому режимі виключається вплив аеродинамічного опору і відцентрових ефектів, а енергетичні втрати повністю зумовлені властивостями коліс і поверхні.

Теоретичні підходи до розрахунку f_0 ґрунтуються на моделях пружно-в'язкоеластичної деформації гуми, багатофакторних залежностях властивостей шин, структури і складу поверхні, температурних та навантажувальних умов. Проте на практиці такі розрахунки дають лише приблизні значення, адже реальні шини мають складну багатошарову структуру, а дорожнє покриття часто є неоднорідним і змінюється за своїми властивостями у часі та просторі. Тому навіть складні теоретичні моделі потребують експериментальної перевірки й уточнення.

Експериментальне визначення коефіцієнта опору коченню є найбільш надійним і точним способом оцінки цього параметра. Для цього застосовують метод буксирування, який дозволяє мінімізувати вплив сторонніх сил і чітко фіксувати зусилля, необхідне для підтримки сталого руху автомобіля на невеликій швидкості.

Послідовність експерименту наступна. Досліджуваний автомобіль встановлюється на горизонтальній, рівній ділянці дороги чи полігону. До нього приєднується спеціальний пристрій для вимірювання тягових зусиль - зокрема, електронний динамометр, який є основним вимірювальним елементом у системі. Динамометр з'єднується з гнучким буксирним ремнем, одна частина якого фіксується між буксирним механізмом (наприклад, трактором-тягачем) та динамометром, інша - між динамометром і точкою кріплення на досліджуваному автомобілі.

Під час проведення вимірювань тягач розпочинає рух з мінімальною, сталою швидкістю (зазвичай до 6 км/год), тягнучи автомобіль із розгальмованими колесами. Електронний динамометр у цей час фіксує зусилля, необхідне для підтримання рівномірного руху. Це зусилля є сумарним проявом всіх внутрішніх і зовнішніх втрат у шині та дорожньому покритті. Саме за допомогою цього значення розраховується коефіцієнт опору коченню f_0 , тобто відношення сили тяги до ваги автомобіля.



a – схема процесу визначення (1 – автомобіль; 2 – буксирний пас розробленого пристрою для визначення тягово-зчіпних показників; 3 – електронний динамометр; 4 – рама пристрою; 5 – тяги триточкового механізму навіски трактора-тягача);

Рисунок 2.1 - Визначення зусилля буксирування автомобіля

У рамках даної експериментальної методики для визначення опору коченню автомобіля використовується спеціально розроблена установка вимірювання, що забезпечує точність і повторюваність результатів у реальних умовах. Для цього випробуваний автомобіль (далі – об’єкт дослідження) встановлюється на відрізок дороги із завчасно перевіреним горизонтальним профілем, що виключає вплив ухилів та сторонніх сил на результати експерименту [24], [26], [27], [28].

Зв’язуючим елементом у системі вимірювання є гнучкий буксирний пас, який з’єднує досліджуваний автомобіль із пристроєм для вимірювання тягового зусилля. Пас прокладають через напрямний ролик - це конструктивний вузол, що запобігає зіскакуванню або перекручуванню паса при зміні кута натягу під час руху. Саме завдяки такому рішенню сила, що передається через пас, завжди спрямована паралельно площині дороги, а вимірювання відбуваються коректно.

Далі, буксирний пас фіксується на спеціальному електронному динамометрі, наприклад, популярної моделі кранових ваг OCS-0,5A. Динамометр відіграє роль чутливого сенсора, що реєструє навіть незначні зміни зусилля з високою точністю. Його вертикальна орієнтація забезпечується жорстким закріпленням на металевій рамі пристрою. Додатково конструкція оснащується дистанційним кільцем, яке запобігає відхиленню динамометра від вертикалі, що важливо для виключення похибок, що виникають при появі бокових компонент сили.

Рама пристрою через систему тяг під’єднана до триточкового механізму навіски трактора-тягача. Така система зчеплення забезпечує надійність і точність фіксації, а також дозволяє використовувати стандартну сільськогосподарську чи дорожню техніку у ролі тяглового агрегата.

Під час проведення експерименту трактор-тягач розпочинає рівномірний рух із мінімальною швидкістю (зазвичай в межах 3...6 км/год), а досліджуваний автомобіль, приєднаний через систему паса й динамометра, поступово починає рухатись. У цьому режимі всі колеса автомобіля (як

передні, так і задні, з радіусом r_k) обертаються навколо своїх осей (O_1 для передніх і O_2 для задніх) у так званому веденому режимі, тобто не під впливом двигуна чи гальм, а винятково завдяки тягловому зусиллю.

На автомобіль діє сила тяжіння G_a , що спрямована перпендикулярно до площини дороги, та є сумою маси автомобіля і сили тяжіння. Саме ця сила визначає нормальні навантаження на колеса, які, у свою чергу, впливають на величину опору коченню.

Паралельно площині дороги – тобто у напрямку руху – прикладається тягове зусилля $P_{зкбф}$, що передається через буксирний пас і реєструється динамометром. Це зусилля необхідне для компенсації всіх втрат на деформацію шин, внутрішнього тертя в підшипниках, а також втрат, що виникають у зоні контакту шини з дорогою.

Фіксоване динамометром значення тягового зусилля використовують для розрахунку коефіцієнта опору коченню.

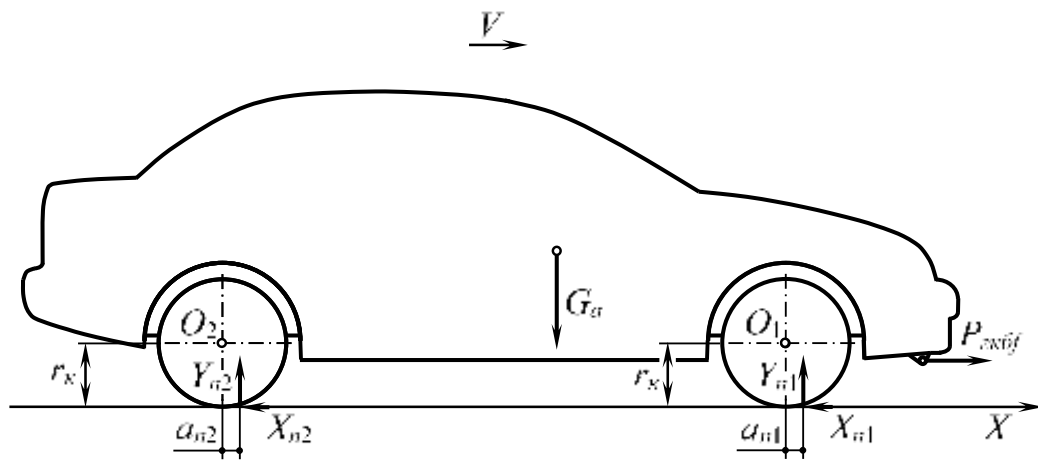


Рисунок 2.2 - Схема сил, що діють на автомобіль з розгальмованими колесами під час буксирування

Розрахуємо проекції сил, що діють на автомобіль на вісь X :

$$\sum X = P_{зкбф} - X_{n1} - X_{n2} = 0. \quad (2.1)$$

Запишемо рівняння суми моментів сил відносно осі O_1 [28]:

$$\sum M_{O1} = Y_{n1} a_{n1} - X_{n1} r_k = 0, \quad (2.2)$$

тоді отримаємо:

$$X_{n1} = \frac{a_{n1}}{r_k} Y_{n1}.$$

провівши підстановку:

$$\frac{a_{n1}}{r_k} = f_{0n1};$$

$$f_{0n1} Y_{n1} = P_{fn1};$$

$$a_{n1} Y_{n1} = M_{fn1},$$

де f_{0n1} – коефіцієнт опору коченню коліс, відносно яких розраховується сума моментів сил;

Отримаємо:

$$X_{n1} = f_{0n1} Y_{n1} = P_{fn1} = \frac{M_{fn1}}{r_k}. \quad (2.3)$$

Для коліс задньої осі O_2 :

$$\sum M_{O2} = Y_{n2} a_{n2} - X_{n2} r_k = 0, \quad (2.4)$$

отримаємо:

$$X_{n2} = \frac{a_{n2}}{r_k} Y_{n2}.$$

провівши підстановку:

$$\frac{a_{n2}}{r_k} = f_{0n2};$$

$$f_{0n2} Y_{n2} = P_{fn2};$$

$$a_{n2} Y_{n2} = M_{fn2},$$

де f_{0n2} – коефіцієнт опору коченню коліс задньої осі;

Отримаємо:

$$X_{n2} = f_{0n2} Y_{n2} = P_{fn2} = \frac{M_{fn2}}{r_k}. \quad (2.5)$$

Загальне рівняння сил на подолання опору коченню становитиме:

$$P_{fn1} + P_{fn2} = f_{0n1} Y_{n1} + f_{0n2} Y_{n2} = P_{\text{зкб}f}. \quad (2.6)$$

Введемо позначення:

$$P_{fn1} + P_{fn2} = P_f;$$

$$f_{0n1} = f_{0n2} = f_0,$$

де P_f – сила опору коченню автомобіля.

Підставивши відповідні значення у вихідне рівняння отримаємо:

$$P_f = f_0(Y_{n1} + Y_{n2}) = P_{\text{зкб}f}.$$

Спростивши рівняння:

$$P_f = f_0 G_a = P_{\text{зкб}f}, \quad (2.7)$$

в підсумку отримаємо:

$$f_0 = \frac{P_f}{G_a} = \frac{P_{\text{зкб}f}}{G_a}. \quad (2.8)$$

Розрахунок значень $f_{0i} \dots f_{0n+1}$ коефіцієнта опору коченню автомобіля, сила ваги якого G_a становить 1100 кгс.

Підставляючи відповідні дані у формулу (2.8) отримаємо:

$$f_{01} = \frac{P_{\text{зкб}1}}{G_a} = \frac{19,1}{1100} = 0,0174;$$

$$f_{02} = \frac{P_{\text{зкб}2}}{G_a} = \frac{18,9}{1100} = 0,0172;$$

$$f_{03} = \frac{P_{\text{зкб}3}}{G_a} = \frac{18,1}{1100} = 0,0165;$$

$$f_{04} = \frac{P_{\text{зкб}4}}{G_a} = \frac{19,2}{1100} = 0,0175;$$

$$f_{05} = \frac{P_{\text{зкб}5}}{G_a} = \frac{20,2}{1100} = 0,0184.$$

Середнє значення $\bar{f}_0$ встановлюється на основі множини отриманих даних:

$$\begin{aligned}\bar{f}_0 &= \frac{f_{01} + f_{02} + f_{03} + f_{04} + f_{05}}{n} = \\ &= \frac{0,0174 + 0,0172 + 0,0165 + 0,0175 + 0,0184}{5} = \\ &= 0,0174.\end{aligned}$$

2.2. Визначення коефіцієнта зчеплення

У теорії автомобіля коефіцієнт зчеплення φ є однією з ключових характеристик, що визначають здатність колісної ходової частини забезпечувати надійний контакт із дорогою, формувати тягове, гальмівне і бічне зусилля, впливати на прохідність і стійкість машини на будь-якій опорній поверхні.

Під цим коефіцієнтом розуміють відношення максимальної сили, яку можуть розвивати ведучі (чи ковзаючі) колеса у напрямку руху до нормальної сили тиску цих коліс на опорну поверхню (тобто вертикальної складової ваги, що припадає на колесо чи вісь).

Цей коефіцієнт показує, яку максимальну силу (або зусилля) здатен передати контакт шини з дорогою у повздовжньому напрямку (тобто при русі вперед, під час прискорення чи гальмування), перш ніж колесо почне прослизати. Саме від φ залежать основні динамічні властивості автомобіля: можливість розганятися, безпечно гальмувати, зберігати контроль на слизьких чи нерівних покриттях, проходити схили без сповзання.

Розрізняють наступні види зчеплення. Повздовжнє зчеплення, що забезпечує рух, розгін і гальмування (коли немає бічних навантажень, φ має значення саме в цьому напрямку). А також поперечне зчеплення – визначає стійкість проти бокового сповзання, заносу в поворотах, але при рівномірному русі (без бокових сил) ним нехтують.

Величина коефіцієнта зчеплення залежатиме від якості, шорсткості й чистоти дороги залежить площа реального контакту між шиною і поверхнею, а також розподіл питомого тиску по контактній плямі. На твердих покриттях (асфальт, бетон) коефіцієнт зчеплення визначається мікрошорсткістю і вологістю поверхні, наявністю забруднень, а також структурою й матеріалом гуми шини.

На м'яких або сипких покриттях (гравій, пісок, сухий ґрунт) ефективне зчеплення забезпечується завдяки впровадженню виступів протектора у шар дороги, що підвищує механічне зачеплення.

Коли поверхня покрита водою, між шиною й дорогою утворюється тонка плівка, здатна розділити їх та істотно зменшити контакт. При збільшенні швидкості під колесом формується підйомна гідродинамічна сила, що сприяє ефекту аквапланування (шина частково ковзає поверх води, втрачаючи контакт з дорогою), і ϕ різко падає. Якщо замість води поверхня вкрита вологим брудом, ефект стає ще гіршим через вищу густину – сила підйому більша, і зчеплення падає ще більше.

Чим більша швидкість, тим менше часу гума протектора має для того, щоб встигнути заповнити впадини і виступи покриття. Це зменшує реальну площу зони контакту, а разом з нею і коефіцієнт зчеплення. На мокрій дорозі з підвищенням швидкості також зростає гідродинамічна сила (пропорційно до квадрату швидкості), що додатково зменшує площу контакту і ϕ .

Також в міру зносу (спрацювання) протектора ефективність видалення води, бруду з плями контакту зменшується, що погіршує зчеплення на вологій поверхні. Насиченість протектора (відношення площі виступів до загальної контактної площі) визначає, як добре шина передає тягу чи гальмівне зусилля. Для мокрих доріг важливі глибокі канавки для відведення вологи. Якщо протектор стертий до критичних значень, тоді збільшується ризик аквапланування.

На сухій твердій дорозі збільшення тиску і навантаження веде до зменшення площі контакту, підвищення питомого тиску й зниження тертя

гуми. На вологих і забруднених покриттях, навпаки: підвищені питомі навантаження дозволяють протектору видавлювати вологу чи бруд, відновлюючи контакт і навіть підвищуючи коефіцієнт зчеплення.

Значний вплив матимуть і геометричні параметри коліс (діаметр, форма протектора). Зі збільшенням діаметра, при тій же радіальній деформації, збільшується площа контакту колеса з дорогою, і на твердих поверхнях це дещо підвищує ϕ .

У більшості випадків точне визначення ϕ можливе лише експериментально, оскільки реальні шини й дороги мають надто складну структуру. Є кілька основних підходів та принципів його вимірювання.

Метод буксирування із загальмованими ковзними колесами, полягає в тому, що автомобіль затискають гальмами (найчастіше задню вісь), встановлюють на горизонтальній ділянці, підключають до буксирувального пристрою з динамометром і тягнуть із невеликою сталою швидкістю. Передні колеса при цьому обертаються, задні - заблоковані та ковзають по дорозі. Динамометр фіксує максимальне тягове зусилля, яке потрібне для зсуву (ковзання) автомобіля. Ця сила і є граничною, що відповідає максимально можливому зчепленню.

Метод ковзання окремого колеса передбачає, що окреме колесо (або візок із шиною) розганяють до потрібної швидкості та фіксують силу, яка потрібна для підтримання ковзання по поверхні.

У даному випадку з метою визначення коефіцієнта зчеплення автомобіля з опорною поверхнею, використовується спеціально організована експериментальна установка, яка дозволяє максимально точно зафіксувати граничне буксирувальне зусилля у момент початку ковзання загальмованих коліс.

Підготовка до експерименту передбачає зупинку досліджуваного автомобіля на ретельно вибраній горизонтальній ділянці дороги з відомим типом покриття (наприклад, асфальт, гравій чи ущільнений ґрунт). Перед проведенням вимірювань важіль перемикання передач обов'язково

переводять у нейтральне положення трансмісії. Це необхідно для повного відключення силової передачі від коліс та усунення впливу опорів у трансмісії на результати експерименту.

Особливістю методу є те, що задні колеса автомобіля жорстко фіксують у нерухомому стані за допомогою гальм, створюючи на них максимальний гальмівний момент. Це забезпечує умову, коли задні колеса не можуть вільно обертатися навколо своєї осі (O_2), а натомість ковзають по поверхні під дією зовнішньої сили, що моделює граничний режим зчеплення. Передні колеса при цьому залишаються вільними і обертаються у “веденому режимі” навколо осі O_1 , тобто їхній опір руху мінімальний і вплив на результати можна вважати незначним.

Для вимірювання буксирувального зусилля використовується розроблений пристрій, що складається з гнучкого буксирного ремня (паса), який передає зусилля від тягача (трактор чи інший автомобіль) до досліджуваного авто. Пас перекидають через напрямний ролик, а далі під'єднують до електронного динамометра. Динамометр вертикально закріплюють на жорсткій рамі, яка приєднана до триточкового механізму навіски трактора-тягача. Така конструкція забезпечує не лише точне вимірювання сили, а й стабільність, повторюваність і безпеку експерименту.

Під час проведення дослідів трактор-тягач розпочинає рух із мінімальною, сталою швидкістю (зазвичай до 6 км/год), поступово натягує буксирний ремінь і передає тягове зусилля на досліджуваний автомобіль. Коли величина зусилля досягає критичної – тобто тієї, при якій задні заблоковані колеса починають ковзати по поверхні – динамометр фіксує це значення. Саме ця сила і є граничною тяговою силою, яку може передати контакт “шина–дорога” у заданих умовах. Її використовують для розрахунку коефіцієнта зчеплення.

Під час експерименту враховують також розподіл ваги автомобіля: сила тяжіння G_a діє перпендикулярно до поверхні і частково припадає на передню, а частково - на задню (заблоковану) вісь. Ця інформація необхідна для точного

визначення нормальної реакції (Y_{n2}), що впливає на розрахунок коефіцієнта зчеплення φ . (рис. 2.1), досліджуваний автомобіль зупиняється на експериментальній горизонтальній ділянці дороги, причому важіль перемикавання передач встановлюється в нейтральне положення, а задні колеса загальмовуються. За допомогою гнучкого буксирного паса розробленого пристрою, перекинутого через напрямний ролик, автомобіль з'єднується з електронним динамометром, вертикально закріпленим на рамі пристрою, що з'єднана з триточковим механізмом навіски трактора-тягача.

Під час буксирування досліджуваного автомобіля (рис. 2.3) на експериментальній горизонтальній ділянці дороги передні колеса обертаються навколо осі O_1 у веденому режимі, а задні – гранично загальмовані моментом $M_{\text{сmax}2}$ й не обертаються навколо осі O_2 , а ковзають. Сила тяжіння автомобіля G_a діє перпендикулярно до опорної поверхні, тобто експериментальної ділянки. Паралельно до даної поверхні прикладається зусилля буксирування $P_{\text{зкбф}}$ автомобіля, яке передається пасом розробленого пристрою для визначення тягово-зчіпних показників.

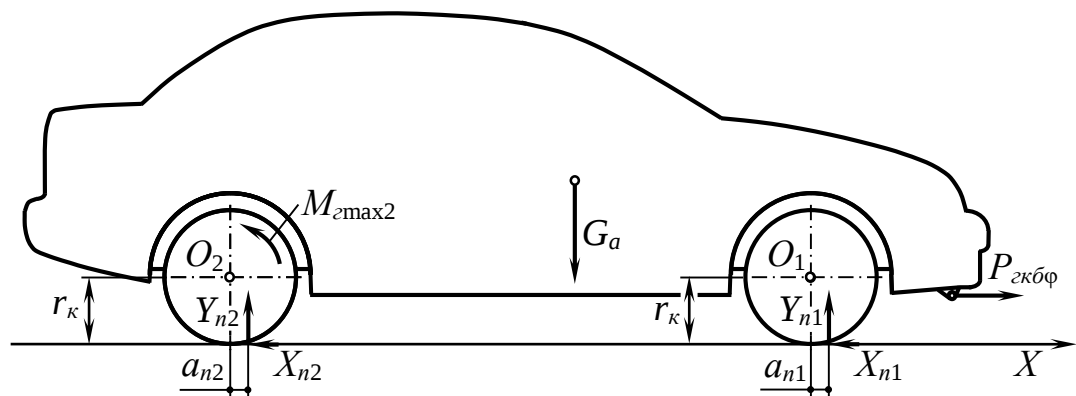


Рисунок 2.3 - Схема сил і моментів, що діють на автомобіль із задніми загальмованими ковзними колесами під час буксирування

У місцях, де шини автомобіля контактують з опорною поверхнею дороги, виникає складна система силових взаємодій. Для кожної

осі - передньої та задньої діють свої нормальні реакції: Y_{n1} (на передні колеса) та Y_{n2} (на задні колеса). Ці сили направлені перпендикулярно до поверхні дороги і є результатом ваги транспортного засобу, яка розподіляється між передньою та задньою віссю залежно від компоновки, завантаження та динаміки руху.

Однак через деформацію шини та особливості контактної плями центри прикладання цих нормальних реакцій не співпадають із геометричними осями обертання коліс (O_1 для передніх, O_2 для задніх), а зміщені у напрямку руху на певні відстані: відповідно a_{n1} та a_{n2} . Це зміщення виникає внаслідок того, що тиск у зоні контакту розподілений нерівномірно (зазвичай максимальний у передній частині плями контакту при буксируванні), а також у результаті пружних властивостей гуми.

Крім нормальних реакцій, у площині контакту формуються й дотичні сили. Для передніх коліс ці повздовжні реакції позначаються як X_{n1} , для задніх загальмованих, як X_{n2} . Вони діють у напрямку, протилежному до буксирування, і є проявом сил тертя між шиною та поверхнею. Важливо відзначити, що центри прикладання дотичних сил також не збігаються з осями коліс, а зміщені на величину динамічного радіусу шини (r_k).

Щоб аналізувати усі ці сили, для зручності вводять координатну вісь X , яка лежить у площині дороги і співпадає з напрямком буксирування. Далі записують рівняння рівноваги суму проекцій усіх сил, що діють на автомобіль вздовж цієї осі, під час проведення експерименту із постійною невеликою швидкістю та заблокованими ковзними колесами.

Такий підхід дозволяє детально оцінити розподіл і баланс сил, які виникають при взаємодії коліс з опорною поверхнею, і використовувати ці дані для подальших розрахунків тягово-зчіпних властивостей і опору коченню.

$$\sum X = P_{\text{гкбф}} - X_{n1} - X_{n2} = 0. \quad (2.9)$$

Рівняння суми моментів сил:

$$\sum M_{O1} = Y_{n1} a_{n1} - X_{n1} r_{\kappa} = 0, \quad (2.10)$$

Тоді:

$$X_{n1} = \frac{a_{n1}}{r_{\kappa}} Y_{n1}.$$

Здійснимо заміну:

$$\frac{a_{n1}}{r_{\kappa}} = f_{0n1};$$

$$f_{0n1} Y_{n1} = P_{fn1};$$

$$a_{n1} Y_{n1} = M_{fn1},$$

Тоді:

$$X_{n1} = f_{0n1} Y_{n1} = P_{fn1} = \frac{M_{fn1}}{r_{\kappa}}. \quad (2.11)$$

Рівняння суми моментів сил відносно осі O_2 задніх загальмованих ковзних коліс:

$$\sum M_{O2} = Y_{n2} a_{n2} + M_{\varepsilon \max 2} - X_{n2} r_{\kappa} = 0, \quad (2.12)$$

звідки

$$X_{n2} = \frac{a_{n2}}{r_{\kappa}} Y_{n2} + \frac{M_{\varepsilon \max 2}}{r_{\kappa}}.$$

Введемо позначення:

$$\frac{a_{n2}}{r_{\kappa}} = f_{0n2};$$

$$f_{0n2} Y_{n2} = P_{fn2};$$

$$a_{n2} Y_{n2} = M_{fn2};$$

$$\frac{M_{\varepsilon \max 2}}{r_{\kappa}} = P_{\varphi n2} = \varphi Y_{n2},$$

$$P_{fn1} + P_{fn2} + P_{\varphi n2} = f_{0n1} Y_{n1} + f_{0n2} Y_{n2} + \varphi Y_{n2} = P_{\text{зкб}\varphi}. \quad (2.13)$$

Відмітимо відповідні осі:

$$P_{fn1} + P_{fn2} = P_f;$$

$$f_{0n1} = f_{0n2} = f_0,$$

У підсумку отримаємо:

$$P_f + P_{\varphi n2} = f_0 (Y_{n1} + Y_{n2}) + \varphi Y_{n2} = P_{\text{зкб}\varphi}.$$

Здійснивши перетворення одержимо:

$$f_0 G_a + \varphi G_{a2} = P_{\text{зкб}\varphi}, \quad (2.14)$$

Виведемо формулу для розрахунку коефіцієнт зчеплення φ автомобільних коліс:

$$\varphi = \frac{P_{\text{зкб}\varphi} - f_0 G_a}{G_{a2}}. \quad (2.15)$$

Висновки за розділом

1. Проведений аналіз показує, що опір коченню є комплексною характеристикою, яка об'єднує енергетичні втрати на деформацію шини, внутрішнє тертя між її структурними елементами, а також на взаємодію з опорною поверхнею. Основна частина втрат енергії пов'язана з гістерезисом гумових сумішей шин, мікроскопічними зсувами в кордових нитках і деформацією дорожнього покриття або ґрунту.

2. Теоретичні підходи до оцінки цього параметра дозволяють урахувати лише частину впливових чинників і дають наближені результати через складність конструкції шин і неоднорідність реальних дорожніх умов. Тому саме експериментальні методики, зокрема метод буксирування за допомогою динамометра – залишаються найбільш надійними для практичного визначення коефіцієнта опору коченню та коефіцієнта зчеплення.

РОЗДІЛ 3

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРЕМАНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Формування методики та обладнання для проведення експериментів

На кафедрі автомобілів і тракторів було створено спеціалізований випробувальний комплекс, що належить до категорії вимірювального обладнання для визначення тягових і зчіпних характеристик різних типів мобільної техніки, включаючи автомобілі, трактори, мобільні енергетичні засоби. Основне призначення цієї установки полягає у вимірюванні таких параметрів, як тягове зусилля, коефіцієнт опору коченню, а також коефіцієнт зчеплення шин із опорною поверхнею (рис. 3.1).

Випробувальна установка складається з двох основних елементів горизонтальної та вертикальної піврам, які міцно з'єднані одна з одною. Для забезпечення достатньої просторової жорсткості використовуються трапецієподібна плита, трикутні поперечні підсилювачі та спеціальний розкіс, що підвищує опір до прогинів під час дії тягових навантажень. Таке інженерне рішення дозволяє зменшити деформації каркаса під час експериментів і забезпечує високу точність вимірювань.

На горизонтальній піврамі передбачені спеціальні монтажні пальці, за допомогою яких пристрій фіксується до двох нижніх тяг стандартного триточкового навісного механізму трактора. Це забезпечує стійке та надійне приєднання обладнання до енергетичного агрегата під час проведення випробувань.

З іншого боку вертикальної піврами закріплений верхній виловний кронштейн, який служить для під'єднання до центральної тяги триточнової навіски. Така конфігурація дозволяє точно позиціонувати випробувальний пристрій відносно тягача та гарантує рівномірний розподіл навантажень.

На протилежному боці вертикальної піврами монтується спеціальна виловна консоль, до якої приєднано верхнє вухо електронного динамометра

(вагового типу) у вертикальному положенні. Електронний динамометр - це сенсорний пристрій, який реєструє прикладене зусилля із високою точністю. Верхнє вуха динамометра жорстко кріпиться до силової ланки, на якій встановлено тензодатчик (це електричний вимірювач деформації, що перетворює механічне зусилля в електричний сигнал). Отриманий сигнал обробляється аналогово-цифровим перетворювачем і надходить до комп'ютера або реєстратора для подальшого аналізу.

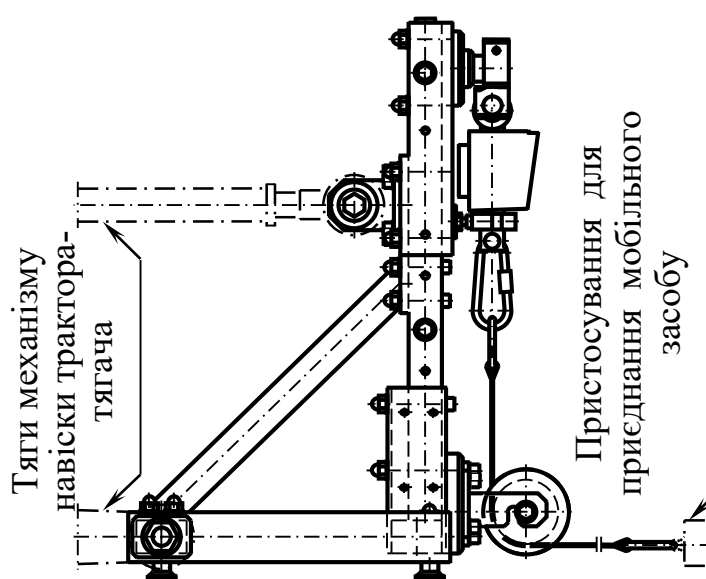


Рисунок 3.1 - Формування методики та обладнання для проведення визначення зусилля буксирування

До нижньої частини силової ланки динамометра кріпиться прорізна гільза, яку охоплює дистанційне кільце - цей елемент забезпечує стабільність положення гільзи та запобігає її перекосу під дією навантаження. До прорізної гільзи під'єднана вертикальна ділянка гнучкого буксирного паса (троса або ремня), який через напрямний ролик (розташований у нижньому кронштейні на трапецієподібній плиті) перекидається до досліджуваного транспортного засобу.

Для уникнення паразитних коливань буксирного паса, які можуть викликати коливання показів динамометра та знизити точність експерименту, горизонтальна ділянка паса спеціально фіксується до досліджуваного мобільного засобу. Це дає змогу максимально стабілізувати напрямок і величину вимірюваного зусилля.

3.2. Результати визначення коефіцієнта зчеплення

Для отримання надійних та об'єктивних результатів щодо взаємодії шин автомобіля з різними дорожніми поверхнями (грунтовою, гравійною та мокрою грунтовою дорогою) необхідно ретельно підготувати експериментальні умови та чітко дотримуватись послідовності дій.

Насамперед слід обрати прямолінійні, горизонтальні відрізки кожної з досліджуваних доріг, уникаючи ділянок з явними ухилами, ямами або сторонніми предметами, що можуть вплинути на результати. Така підготовка забезпечує сталість початкових умов та мінімізує вплив зовнішніх факторів.

На кожній ділянці виконується розмітка – за допомогою фарби, кілочків або натягнутого шнура – ліній, які будуть слугувати орієнтирами для фіксації моменту проведення вимірювань.

Перша лінія - основна лінія реєстрації, прокреслена перпендикулярно до осі руху, тобто поперек дороги. Саме на цій лінії здійснюється початкове вимірювання. Додаткові лінії розміщуються з інтервалом у 5 метрів від першої. Загалом, таким чином, маємо декілька точок вимірювання, що

дозволяє одержати повну картину зміни параметрів на всій довжині експериментальної ділянки та врахувати неоднорідність покриття.

Перед початком кожної серії експериментів в автомобільних шинах типорозміру 175/70 R13 встановлюється точний тиск повітря – 2,2 кгс/см² (або 220 кПа). Контроль за тиском дуже важливий, оскільки зміна навіть на декілька десятих атмосфери може суттєво вплинути на площу контактної плями, зчеплення і опір коченню.

Автомобіль позиціонують таким чином, щоб вертикальна проекція осі задніх (експериментально загальмованих) коліс чітко збігалася з першою лінією реєстрації. Це гарантує, що всі вимірювання починаються з однакових стартових умов.

Трактор-тягач повільно рушає, розвиваючи стабільно низьку швидкість не більше 5 км/год, що дозволяє виключити вплив інерційних і аеродинамічних сил. Завдяки цьому вимірюється виключно сила зчеплення коліс із дорогою, а не сторонні впливи.

Під час початку руху і поступового натягування буксирного паса, за показаннями електронного динамометра реєструється максимальне значення зусилля у момент, коли задні заблоковані колеса автомобіля починають ковзати по поверхні (тобто фіксується момент граничного зчеплення). Це значення позначають як $P_{гкбф}$ (у кгс) – сила, необхідна для подолання статичного тертя між шиною і покриттям на першій точці.

Після цього задні колеса розгальмовують, і автомобіль переміщують до наступної лінії (через 5 м), де повторюють процедуру вимірювання. Такі операції проводяться на кожній із п'яти ліній. Для кожної точки реєструється поточне значення сили буксирування [25], [27], [29].

Ця серія вимірювань дозволяє врахувати локальні особливості дорожнього покриття і отримати статистично надійні дані. Кожне зафіксоване значення сили буксирування відповідає індивідуальному завданню (наприклад, окремому студенту), що забезпечує персоналізацію результатів та розвиток навичок обробки експериментальних даних. Далі, використовуючи

відповідну формулу, для кожної точки обчислюють індивідуальні коефіцієнти зчеплення φ_i :

Отримані результати заносяться в експериментальну таблицю (табл. 3.1), що полегшує аналіз і порівняння значень між різними точками.

Після завершення всіх вимірювань обов'язково проводиться обробка даних для оцінки стабільності та надійності отриманих результатів:

- Середнє значення коефіцієнта зчеплення (φ_{cp}) визначається як арифметична середина всіх розрахованих φ_i .

- Середньоквадратичне відхилення σ_φ – показує розкид значень відносно середнього, характеризує стабільність покриття і точність вимірювань.

- Коефіцієнт варіації V_φ (%) – дає змогу оцінити відносну мінливість коефіцієнта зчеплення на ділянці; чим менше значення, тим більш однорідним є дорожнє покриття.

Всі ці дані впорядковують у таблиці, що дозволяє візуально оцінити результативність експерименту та легше порівнювати отримані значення між різними дорожніми умовами.

$$\bar{\varphi} = \frac{\sum_{i=1}^n \varphi_i}{n}; \quad (3.1)$$

$$\sigma_\varphi = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\varphi_i - \bar{\varphi})^2}{n-1}}; \quad (3.2)$$

$$V_\varphi = \frac{\sigma_\varphi}{\bar{\varphi}}. \quad (3.3)$$

Таблиця 3.1 – Умови та результати випробування

Дорога	Сила тяжіння		Індекс i	Коефіцієнт опору коченню $f_{0i} *$	Зусилля буксирування $P_{зкб\phi i}$, кгс	Коефіцієнт зчеплення ϕ_i	Середнє значення ϕ°	Середньо-квадратичне відхилення σ_ϕ	Коефіцієнт варіації V_ϕ , %
	G_a , кгс	G_{a2} , кгс							
грунтова	1150	520	1	0,01860	235,49	0,412	0,3959	$5,01 \times 10^{-2}$	8,26
			2	0,01770	209,59	0,364			
			3	0,01870	217,88	0,378			
			4	0,01980	227,90	0,394			
			5	0,01738	244,50	0,432			
			6	0,01859	246,43	0,433			
			7	0,01769	219,32	0,383			
			8	0,01869	228,00	0,397			
			9	0,01980	238,49	0,415			
			10	0,01738	255,85	0,454			
грунтова, покрита травою	1150	520	1	0,02038	188,35	0,317	0,3443	$2,69 \times 10^{-2}$	5,17
			2	0,01925	175,57	0,295			
			3	0,01956	181,60	0,306			
			4	0,01851	187,54	0,320			
			5	0,01983	166,66	0,277			
			6	0,02024	188,35	0,317			
			7	0,01931	187,54	0,318			
			8	0,01962	166,66	0,277			
			9	0,01869	187,54	0,319			
			10	0,02003	186,28	0,314			

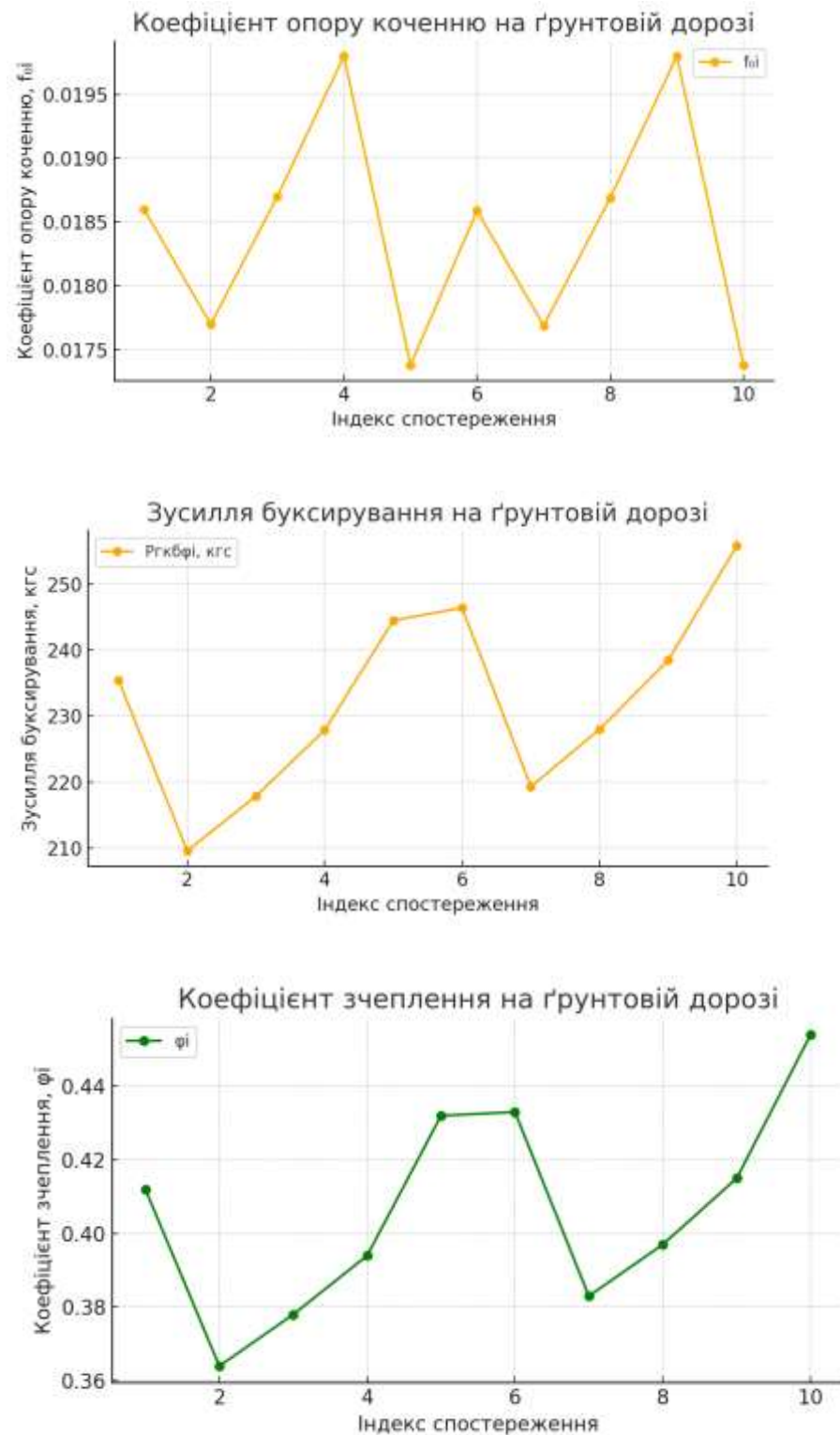


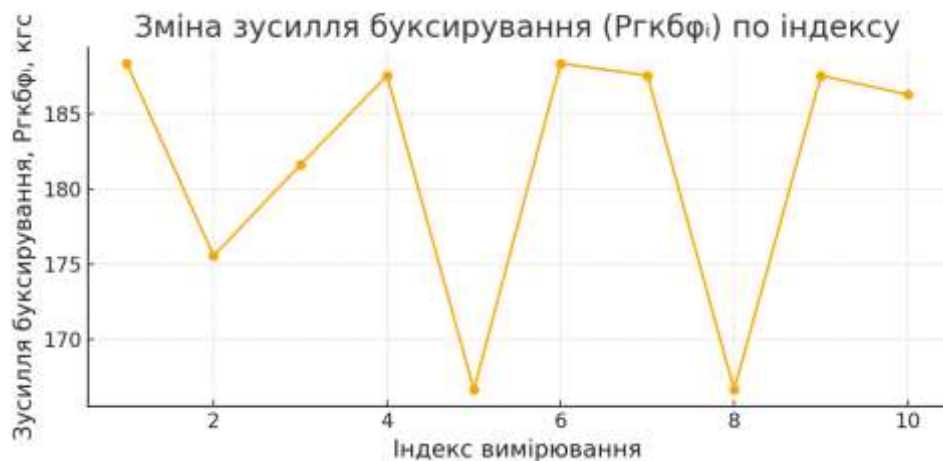
Рисунок 3.2 – Коефіцієнти опору коченню та зчеплення на ґрунтовій дорозі

На графіку (рис. 3.2) відображено, як змінюється коефіцієнт опору коченню для кожного з 10 вимірювань. Значення f_{oi} коливаються у межах від 0,01738 до 0,0180. Це досить низькі величини, характерні для умов руху по

грунтовій дорозі із відносно невеликим опором коченню. Невеликі коливання між окремими точками свідчать про однорідність покриття та стабільність експерименту.

Значення $P_{гкб\phi_i}$ варіюються від приблизно 209 до 255 кгс. Така зміна відображає реальні умови експерименту, а також вплив різних локальних властивостей ґрунту (ущільнення, структура, волога). Чим вищі значення, тим більше зусиль потрібно для подолання опору коченню, а отже, для руху по цій ділянці. Плавний характер графіка підтверджує правильну організацію вимірювань.

Графік ілюструє зміну коефіцієнта зчеплення у різних точках вимірювання. Значення ϕ_i коливаються від 0,364 до 0,454. Такі показники відповідають типовим умовам для ґрунтових доріг, де забезпечується середній рівень зчеплення шин із поверхнею. Підвищення ϕ_i на окремих точках може свідчити про більш щільний чи вологий ґрунт, що дає змогу шині краще взаємодіяти з поверхнею.



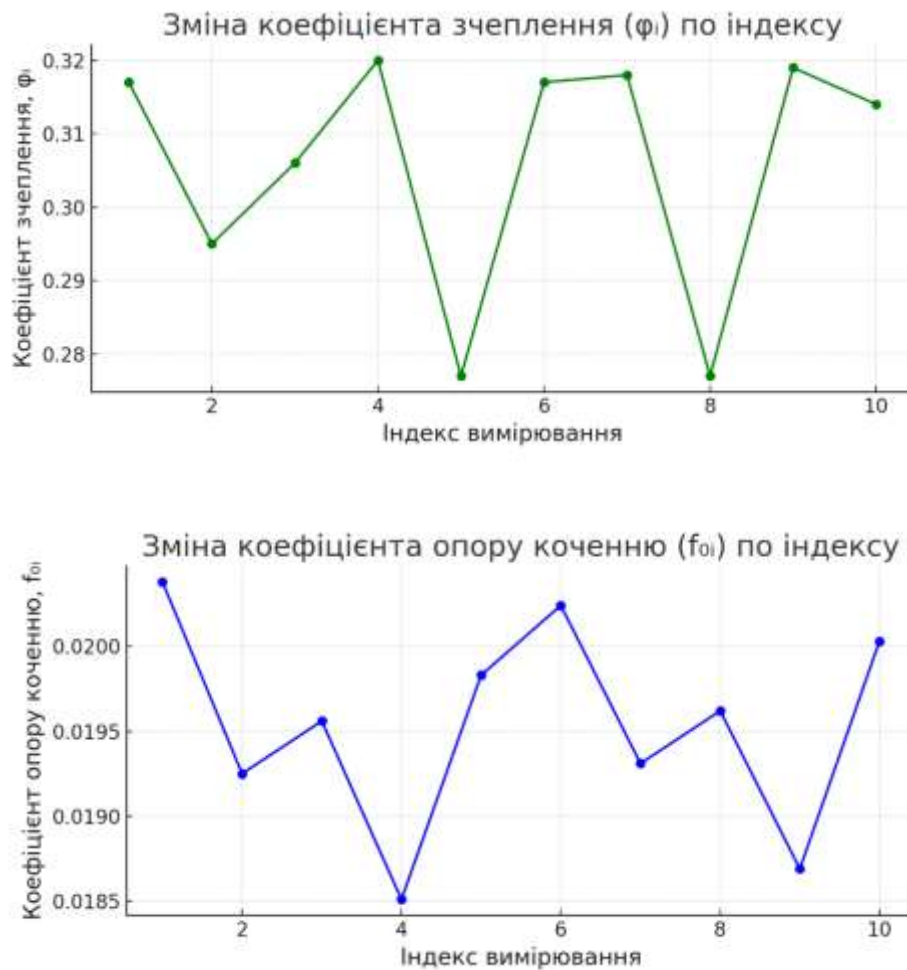


Рисунок 3.3 – Коефіцієнти опору коченню та зчеплення на ґрунтовій дорозі, покритій травою

На графіку 3.3 спостерігається незначна варіація коефіцієнта опору коченню f_{0i} у межах від $\sim 0,0185$ до $\sim 0,0204$ при різних вимірюваннях. Загалом, значення коефіцієнта опору коченню залишаються доволі стабільними, без різких стрибків, що свідчить про однорідність досліджуваної поверхні й правильність проведення експерименту. Незначні коливання пояснюються впливом локальних нерівностей дорожнього полотна, дрібними змінами у тиску в шинах або похибками вимірювання. Такі результати вказують на те, що навіть для ґрунтових доріг із рослинністю коефіцієнт опору коченню залишається відносно сталим у межах однієї ділянки.

Зусилля буксирування змінюється від 166,7 до 188,4 кгс. Найменші значення фіксуються, коли трава або ґрунт забезпечують менший опір. У

середньому значення зусилля буксирування узгоджуються із теоретичними оцінками для подібних дорожніх умов.

Висновки за розділом

1. Спеціалізований випробувальний комплекс, що дозволяє з високою точністю визначати основні тягово-зчіпні характеристики різних типів мобільної техніки. Конструкція установки із застосуванням горизонтальної та вертикальної піврам, підсилювачів жорсткості, електронного динамометра й тензодатчиків забезпечує високу просторову стабільність, знижує деформації та забезпечує достовірність вимірювань навіть при дії значних тягових навантажень. Це є важливою перевагою для проведення порівняльних експериментів на різних дорожніх поверхнях.

2. Методика дослідження базується на багаторазовому вимірюванні сили буксирування та визначенні коефіцієнта зчеплення для кожної досліджуваної ділянки дороги. Це дає змогу отримати об'єктивні результати й охарактеризувати поведінку шин на різних типах покриття.

3. Проведені вимірювання показали, що коефіцієнт опору коченню (f_{0i}) і коефіцієнт зчеплення (φ_i) залишаються в межах, притаманних конкретним дорожнім умовам, а коливання між точками вимірювання невеликі. Зокрема, для ґрунтової дороги f_{0i} варіює у межах 0,0174–0,0198, а для ґрунтової дороги, покритої травою, – 0,0185–0,0204. Це свідчить про однорідність і стабільність дорожнього покриття на обраних ділянках, а також правильну організацію та проведення експериментів.

4. Підрахунок середніх значень коефіцієнта зчеплення, середньоквадратичних відхилень і коефіцієнта варіації дозволяє не лише оцінити середній рівень зчеплення, але й зробити висновки щодо однорідності поверхні. Порівняння різних типів покриття засвідчує, що коефіцієнт зчеплення на ґрунтовій дорозі дещо вищий ($\varphi = 0,40$ – $0,45$), ніж на трав'яному

покритті ($\phi = 0,28-0,32$), що відповідає практичним очікуванням і підтверджує достовірність методу.

5. Запропонована методика, завдяки своїй простоті, повторюваності та універсальності, може бути застосована для дослідження шин та ходових частин мобільної техніки в різних умовах. Вона дозволяє швидко отримувати якісні і кількісні оцінки тягово-зчіпних властивостей, що особливо важливо для аграрної, дорожньої, комунальної та транспортної галузей.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ВИРОБНИЦТВА

4.1. Охорони праці на автотранспортних підприємствах

Для ослаблення впливу шкідливих і небезпечних чинників потрібно виконати ряд профілактичних заходів.

Відповідно до ДСТУ ІЕС 61140:2005 Захист проти ураження електричним струмом. Загальні аспекти щодо установок та обладнання (ІЕС Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація. Безпека загальні вимоги», електробезпечність повинна забезпечуватися конструкцією електроустановок, механічними засобами, засобами захисту, організаційними заходами.

До технічних засобів і заходів відноситься: захисне заземлення, занулення, вирівнювання потенціалів, мала напруга, електричний поділ мереж, захисні вимикачі, компенсація струмів замиканням на землю, огорожені устрої, блокування, знаки безпеки, засоби захисту і захисні пристосування [6],

Для забезпечення безпеки роботи на заточувальних верстатах, абразивний інструмент перед установкою старанно оглядають і відчують на тривкість і наявність тріщин. Верстати обладнують захисними екранами й огороженнями з кожухами, що у свою чергу не повинні перешкоджувати швидкому демонтажу абразивного інструмента.

Застосовувані на ділянках інструменти повинні бути в справному стані і відбраковуватися не менше одного разу на місяць.

Ручки молотків, кувалд повинні бути виготовлені з твердих порід дерева і бути гладкими. Бойки повинні бути злегка опуклими, інструмент повинний бути надійно насаджений на ручки і розклепаний металевими клинами.

Ножівки, викрутки, напилки повинні бути з міцно натягнутими на хвостовики дерев'яних ручок із гладкою, рівною поверхнею, довжиною не менше 150 мм.

Гайкові ключі повинні бути точно підігнані по розмірах гайок, болтів. Не припускається наявність тріщин і вибоїв, непаралельних губок.

Під час накачування шин повітрям забороняється виправляти положення шини постукуванням, ударяти по замковому кільцю молотком. Накачувати треба в спеціально відведених для цього місцях із використанням захисних огорожень і пристосувань. При подачі повітря в шину безупинно контролювати тиск повітря.

Перед тим, як приступити до роботи, треба застебнути всі гудзики на робочому одязі, волосся заправити під головної убір, щоб виключити влучення частин одягу і волосся на обертові частини устаткування і деталей. Редуктора на стендах повинні бути закриті під час роботи захисними кожухами. Закріплювати деталі потрібно надійно. Обертової деталі по можливості закрити захисними деталями.

Робоча поверхня повинна бути без кривизни. Поверхні повинні рівномірно прилягати друг до друга. Клини для кріплення бойків повинні надійно закріплюватися і регулярно підтягуватися. Зсув бойків у процесі роботи не повинно перевищувати 3 мм.

Роботи з кислотою повинні провадитися тільки в відведених місцях. Робітник, що працює з кислотою повинний бути одягнений у спеціальний одяг і мати захисні засоби (окуляри, рукавички, гумовий фартух). Місце роботи повинно мати витяжну вентиляцію. Після роботи руки повинні бути старанно вимиті.

Стіни приміщення повинні регулярно оброблятися 3%-м розчином лугу для нейтралізації кислоти.

Одним із головних заходів щодо боротьби з пилюкою на підприємстві є організація технологічного процесу, що усуває утворення пилюки, наприклад, застосування пиłosосів при складанні салонів автомобілів.

На ділянках із великим виділенням пилюки необхідне систематичне складання пилюки зі стін, устаткування і т.д.

Шкідливі гази видаляють шляхом устрої місцевих відсмоктувань від сурм, печей, ванних до суспільної вентиляції. Для захисту зварників від дії світлового випромінювання використовують індивідуальні засоби захисту.

Для боротьби із шумом використовують звукоізоляцію, раціоналізацію технологічних процесів, застосування глушників, заміна більш гучних робіт менше гучними, захисні кожухи, індивідуальні засоби захисту (беруши, навушники).

Шкідливий вплив нафтопродуктів можна значно знизити установкою на робочому місці витяжної вентиляції. Після виконання робіт потрібно старанно мити руки. При можливості потрібно використовувати ні етильовані бензини. Не припускати розливання нафтопродуктів на підлогу приміщення, виключити їхнє влучення на відкриті частини тіла й одяг. При влученні на відкриті частини тіла необхідно негайно вимити ці частини водою з милом.

Протипожежні заходи на підприємстві. Пожежна безпека передбачає комплекс організаційних і технічних заходів, спрямованих на забезпечення безпеки людей, запобігання виникнення пожежі, обмеження його поширення, створення умов по успішному гасінню або локалізації пожеж або загорянь.

Категорія та клас виробництв підприємства наведені у таблиці.

Протипожежний захист об'єктів АТП організується відповідно до правил пожежної безпеки.

Для охорони всієї будівлі від поширення вогню використовують

п

р

о

Розрахунок вентиляції виробничої ділянки СТО

Т Якщо природної вентиляції немає в приміщенні, тоді розхід повітря на
Вдного працюючого повинен складати не менше 60 м³/год. В нашому випадку
Влюсарно-механічна ділянка має площу 42 м², а число працюючих – 3
Робітники [3].

ж

е

ж

1. Для приміщення з нормальним мікрокліматом і відсутністю виділення шкідливих речовин повітрообмін при загально-обмінній вентиляції визначається за формулою:

де n - кількість працюючих;

- розхід повітря на одного працюючого (приймається в залежності від об'єму приміщення, тобто від 20 до 60 м³/ год);

Розхід повітря рівний: $L = 3 \cdot 50 = 150$ м³/ год.

2. Для приміщень з виділенням шкідливих речовин (газ, пилюка), розхід повітря визначається із умов балансу поступаючих в приміщення і видалених із нього шкідливих речовин і розбавлення їх до допустимих концентрацій, по такій формулі:

$$G + L \cdot g_{np} = L \cdot g_{вид}$$

де L - об'ємний розхід припливного і видаленого повітря м³/год;

g_{np} і $g_{вид}$ - концентрації шкідливих речовин в припливному і видаленому повітрі, мг/м³.

масове виділення шкідливих речовин, визначається по формулах.

Об'ємний розхід видаленого повітря (м³/год) визначається по формулі:

$$L_v = \frac{\varphi \cdot G}{\varphi_v},$$

де φ - коефіцієнт нерівномірності виділення шкідливих речовин (приймається від 1.2 до 2.0)

3. Якщо припливне (зовнішнє) повітря не містить шкідливих речовин:

$$L = \frac{\varphi \cdot G}{\varphi_v},$$

– гранично допустима концентрація шкідливих речовин в робочій зоні, мг/м³

4. Масове виділення окису вуглецю, окисів азоту і альдегідів при технічному обслуговуванні, ремонті і регулюванні двигунів при ВТО і майстернях визначається:

а) для автомобілів з інжекторним двигуном: кг/год.

$$G = 15(0,6 + 0,8B) \frac{P}{100} \cdot \frac{T}{60}$$

де B - робочий об'єм двигуна в (л)

P - об'ємна доля шкідливих речовин у відпрацьованих газах (4-6% - бензинових двигунів; 0.05-0.07 – дизельні).

T - час роботи двигуна (хв.)

Отже для одного автобуса, з часом обслуговування працюючого двигуна приблизно 30 хв:

$$G = 15(0,6 + 0,8B) \frac{P}{100} \cdot \frac{T}{60} = 15(0,6 + 0,8 \cdot 3) \frac{5}{100} \cdot \frac{30}{60} =$$

Розрахунок втрат тиску повітря проводиться за методикою:

Втрати тиску P_v (Па) залежить від довжини, діаметру кількості поворотів розгалужень повітропроводів, швидкості руху повітря і т.д.

$$P = v^2 \gamma 2g(\psi_T l_g / d + \sum \psi_m),$$

де ψ_T - коефіцієнт втрат тиску (приймається рівним 0.02);

v - швидкість повітря в повітропроводі : 1-4 для віддалених ділянок; 8-12 для прилеглих;

γ - коефіц. втрат тиску на тертя повітря до стінок (приймається рівним

ψ_m - коефіцієнт місцевих втрат;

l_g - довжина ділянок повітропроводів.

Втрати тиску рівні $P = 2^2 \cdot 0.02 \cdot 2 \cdot 9.81 \cdot (0.02 \cdot 20/0.2 + 2,4 \cdot 10^2) = 365$ Па

Необхідна потужність (кВт) електродвигуна для приводу вентилятора визначається за формулою:

$$N = \frac{kLP}{3600 \cdot 1000 \eta_e \eta_n},$$

е

- подача вентилятора

- коефіцієнт втрат тиску (приймається рівним 0.05-1.5) 0.5-0.55)

η_n - к.к.д приводу вентилятора (приймають 0.9-1.0)

Отже: $N = 1.05 \cdot 50 \cdot 365 / 3600 \cdot 1000 \cdot 0.5 \cdot 0.9 = 0.05$ кВт для одного циклу повітрообміну. Для оціночних розрахунків застосовують метод кратності

повітрообміну. Кількість повітря, яку необхідно видалити із приміщення за 1 год. Визначається по формулі:

$$L = V_p \cdot n,$$

де n – кратність повітрообміну.

Враховуючи об'єм приміщення $42 \cdot 3 = 126 \text{ м}^3$, кратність повітрообміну –

$$L = 126 \cdot 8 = 1328 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Отже потужність необхідна вентилятору рівна:

$$N = 1.05 \cdot 50 \cdot 365 / 3600 \cdot 1000 \cdot 0.5 \cdot 0.9 = 0.05 \text{ кВт}$$

Електробезпека у виробничих приміщеннях автотранспортних підприємств

Згідно вимог правил встановлення електрообладнання виробничі приміщення класифікуються по ступеню безпеки ураження людини електричним струмом.

Проектowana діляниця відноситься до особливо небезпечних приміщень, так як вона характеризується за наступними ознаками:

- струмопровідна підлога – залізобетонна;
- в приміщенні виділяється струмопровідний пил;
- застосовуються змащувально-охолоджувальні суміші;
- не виключене одночасне дотикання до корпусів обладнання, що може бути під напругою і до заземлених частин будівлі;
- згідно рекомендацій [3], [7], [8] на ділянках застосовують трифазну ,чотири провідну електричну мережу з заземленою нейтраллю. Напруга в мережі 220/380 В.

Мережа з заземленою нейтраллю застосовується там, де неможливо забезпечити добру ізоляцію проводів при тривалому ремонті пошкодженої ізоляції проводів.

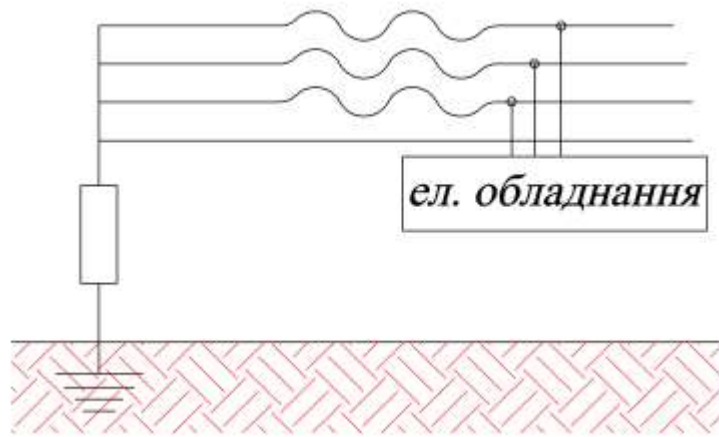


Рисунок 4.1 – Схема трифазної чотирьохпровідної мережі з заземленою нейтраллю

Основними причинами нещасних випадків від дії електричного струму є:

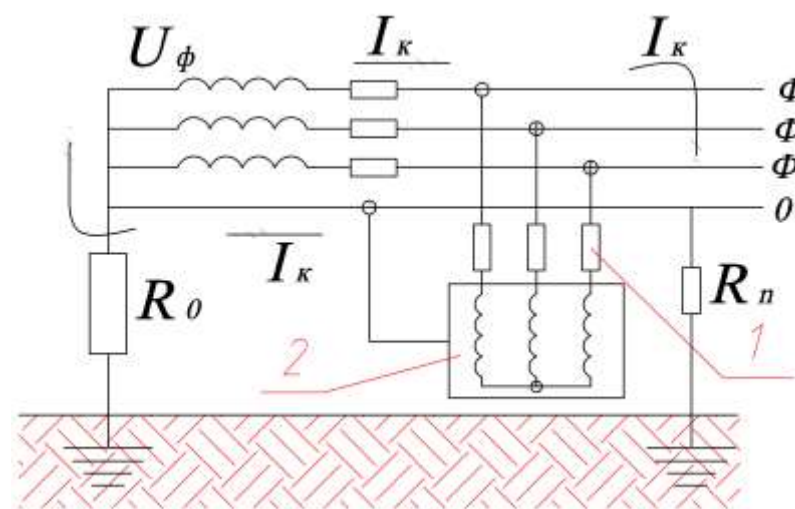
- випадковий дотик або наближення на небезпечну відстань до струмоведучих частин, що знаходяться під напругою;
- поява напруги на металічних конструктивних частинах електрообладнання – корпусах, кожухах і т.п. – в результаті пошкодження ізоляції та інших причин;
- поява напруги на відключених струмоведучих частинах, на яких працюють люди, внаслідок помилкового включення установки;
- виникнення крокової напруги на поверхні землі в результаті замикання проводу на землю [7].

На проектованій ділянці передбачені наступні заходи по забезпеченню електробезпеки:

- кожен верстат має вимикач ручної дії, що розміщений в безпечному місці;
- двері шаф з електрообладнанням блоковані вимикачем таким чином, щоб двері шафи не відкривались при його ввімкненому положенні і електрообладнання не можна було вимкнути при його відкритих дверях, передбачена можливість відключення блокування для перегляду і перевірки апаратури;

- для живлення світильників місцевого освітлення з лампами розжарювання застосовують напругу не більше 24 В;
- для світильників місцевого освітлення передбачені окремі вимикачі;
- на кожному верстаті опір ізоляції електрообладнання в будь-якій надземній частині не менше 1 МОм, а ізоляцій обмоток електродвигуна (без з'єднувальних проводів) 0,5 МОм, (ГОСТ 12.2.000-80).

Необхідність застосування занулення пояснюється областю застосування – трифазні, чотири провідні мережі з напругою до 1000 В з глухозаземленою нейтраллю.



корпус; 2- апарати для захисту від струму короткого замикання (плавкі запобіжники та ін.); R_0 – опір заземлення нейтралі джерела струму; R_i – опір повторного заземлення нульового провідника; I_k – струм короткого замикання.

Рисунок 4.2 – Принципова схема занулення:

Зазвичай це мережі з напругою 220/380 В, що широко використовуються в машинобудуванні та інших галузях народного господарства [3].

Призначення нульового захисного щитка – створення для струму короткого замикання мережі з малим опором, щоб цей опір був достатнім для швидкого відключення пошкодженої установки.

Висновки за розділом

1 В розділі наведено заходи щодо покращення умов праці на підприємстві, розраховано параметри системи повітрообміну виробничих приміщень, впроваджено заходи для підвищення електробезпеки.

РОЗДІЛ 5

ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Розрахунок витрат на виготовлення спеціалізованого пристрою

Розрахунок витрат на проектування пропонованого обладнання здійснюють за відповідними статтями калькуляції [3], [13].

Основна заробітна плата визначається за формулою:

$$ЗП_{осн} = M \cdot O_k \cdot N, \quad (5.1)$$

де M – кількість місяців розробки;

O_k – оклад конструктора (грн.);

N – кількість осіб, яка бере участь у розробці.

$$ЗП_{осн} = 1 \cdot 6000 \cdot 2 = 12000 \text{ грн.}$$

Додаткова заробітна плата становить 40% від основної заробітної плати і дорівнює:

$$ЗП_{доп} = 0,4 \cdot ЗП_{осн}, \quad (5.2)$$

$$ЗП_{доп} = 0,4 \cdot 12000 = 4800 \text{ грн.}$$

Внески на соціальні заходи приймаються 22% від основної та додаткової заробітної плати працівників відповідно до чинного законодавства України:

$$З_{см} = (ЗП_{осн} + ЗП_{доп}) \cdot U_{см} / 100, \quad (5.3)$$

$$З_{см} = 0,22 \cdot (12000 + 4800) = 3696 \text{ грн.}$$

Матеріали і комплектуючі для проведення конструкторських робіт включають в себе папір, канцелярське приладдя тощо, що в загальній сумі складає 1200 грн.

Накладні витрати складають 68% від основної заробітної плати:

$$В_{ін} = ЗП_{осн} \cdot 0,68,$$

$$В_{ін} = 1200 \cdot 0,68 = 8160 \text{ грн.}$$

Таблиця 5.1 – Кошторисна вартість розробки інформаційної системи визначення зусилля буксирування

Стаття витрат	Сума витрат	Структура
1. Матеріали	1200	4
2. Основна заробітна плата	12000	40,2
3. Додаткова заробітна плата	4800	16,1
4. Відрахування на соціальне страхування	3696	12,4
5. Накладні витрати	8160	27,3
Разом	29856	100

5.2 Розрахунок витрат на виготовлення автоматизованої системи реєстрації

Кошторисна вартість створення стенду складається з таких витрат:

Вартість матеріалів з урахуванням транспортно-заготівельних витрат:

$$Z_{\text{м}} = \sum_{i=1}^n (H_{\text{мі}} \cdot C_{\text{мі}}) \cdot K_{\text{т.з.}} \quad (5.5)$$

де $H_{\text{мі}}$ – норма витрат i -го матеріалу, нат. один.;

$C_{\text{мі}}$ – ціна i -го матеріалу без ПДВ, грн;

$K_{\text{т.з.}}$ – коефіцієнт транспортно-заготівельних витрат, який приймається від 1,05 до 1,15.

Розрахунок витрат на матеріали проводимо в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Розрахунок витрат на матеріали

№	Найменування матеріалів	Норма витрат	Одиниця виміру	Вартість матеріалів, грн.	Сума витрат, грн.
1	Сталевий прокат	4	м	85	340
2	Фарба	2	шт.	100	200
3	Кріплення (болти, гайки та ін.)				90
4	Лист металевий	3	м ²	150	450
	Разом матеріалів				990
	Транспортно-заготівельні витрати				99
	Разом витрат				1089

Витрати на комплектуючі визначаємо в таблиці 5.3 за формулою [3], [13]:

$$Z_k = \sum_{i=1}^n (H_{ki} \cdot C_{ki}) \cdot K_{m.з.} \quad (5.6)$$

де H_{ki} – норма витрат i -х комплектуючих виробів, один.;

C_{ki} – ціна i -х комплектуючих виробів без ПДВ, грн;

$K_{m.з.}$ – коефіцієнт транспортно-заготівельних витрат, який приймається від 1,05 до 1,15.

Таблиця 5.3 – Розрахунок витрат на покупні комплектуючі

№	Найменування комплектуючих	Кількість	Вартість, грн. за одиницю	Сума витрат, грн.
1	Arduino MEGA 250	1	250	250
2	ЖК- дисплей	1	120	120
3	З'єднувальні елементи	10	11,8	118
4	Корпус	1	75	75
5	АЦП НС-75	1	75	75
6	Датчик тензOMETричний	1	2100	2100
7	SD-card	1	150	150
8	Блок живлення	1	480	480
9	Терморегулятор	1	210	210
10	Електродріт та роз'єми		160	160
	Разом комплектуючих	—	—	3478
	Транспортно-заготівельні витрати	—	—	347,8
	Разом витрат на комплектуючі	—	—	3825,8

Витрати на монтажні роботи, які складаються з витрат на енергію, на заробітну плату, внесків на соціальні заходи та витрат на використання обладнання та спеціального інструменту для монтажу стенду.

Основна заробітна плата за операціями монтажних робіт визначається за формулою:

$$ЗП_o = \sum_{i=1}^n l \cdot t_i, грн \quad (5.7)$$

де l – годинна тарифна ставка, грн.;

t_i – трудомісткість i -ї операції, н-годин.

Розрахунок розцінки наводиться в таблиці 5.4.

Таблиця 5.4 – Основна заробітна плата

Найменування операції	Норма часу, н-годин	Розряд робіт	Часова тарифна ставка, грн.	Заробітна плата на одиницю продукції (розцінка), грн.
1.Заготівельна	4,0	5	35,7	142,8
2.Складальна	10,2	5	35,7	364,14
3.Контрольна	5,0	5	35,7	178,5
Разом	19,2	—	—	685,44

Додаткова заробітна плата робітників визначається у відсотках до основної заробітної плати:

$$ЗП_o = \frac{ЗП_o \cdot Y_{дон}}{100\%}, \quad (5.8)$$

$$ЗП_o = \frac{685,44 \cdot 30}{100\%} = 205,63 грн$$

де $Y_{дон}$ – питома вага додаткової заробітної плати, визначається за даними переддипломної практики, %.

Внески на соціальні заходи визначаються у відсотках до основної та додаткової заробітної плати робітників (формула 53):

$$З_{cm} = \frac{(685,44 + 205,63) \cdot 22}{100\%} = 196,04 грн \quad (5.9)$$

Суму амортизаційних відрахувань на рік визначаємо за формулою:

$$A_p = \frac{B_{обл} \cdot H_a}{100\%} \quad (5.10)$$

де $B_{\text{обл}}$ – вартість обладнання, яке використовується для монтажу стенду, грн.;

H_a – норма амортизації на рік, визначається окремо на кожну одиницю обладнання пропорційно терміну його використання за формулою:

$$H_a = \frac{1}{T_e} \cdot 100\% \quad (5.11)$$

Сума амортизаційних відрахувань, яка буде входити в склад витрат на монтаж стенду визначається за формулою [3], [13]:

$$A_m = \frac{A_p}{F_{ef} \cdot t_m} \quad (5.12)$$

де F_{ef} – ефективний фонд часу роботи обладнання на рік, 1860 год.

t_m – кількість годин використання обладнання, нормо - годин.

Розрахунок проводиться в таблиці 6.5.

У зв'язку з тим, що вартість інструменту менше 6000 грн, то норма амортизації приймається 100% від їх вартості.

Таблиця 5.5– Розрахунок амортизаційних відрахувань

Вид основних засобів	Первісна вартість, грн.	Кількість обладнання, од.	Загальна вартість основних засобів, грн.	Термін використання, рік	Норма амортизації, %	Час використання, год	Амортизаційні відрахування, грн.
1.Зварювальний апарат	2100	1	2100	3	100	2	2,26
2.Кутова шліфувальна машина	890	1	890	3	100	2	0,96
3.Паяльник	450	1	450	3	100	2	0,48
Разом	4350	4	4350	-	-	-	3,7

Витрати на електроенергію визначаються за формулою:

$$Z_{el} = Bn_{\text{сум}} \cdot t_m \cdot C_{en} \quad (5.13)$$

де $Bn_{\text{сум}}$ – сумарна встановлена потужність двигунів, кВт;

t_m – кількість годин використання обладнання, год.;

C_{el} —ціна 1 кВт·год. електроенергії, приймається за цінами енергетичного ринку, грн.

За необхідністю розрахунків проводиться в таблиці 5.6.

Таблиця 5.6 – Розрахунок витрат енергії для монтажу інформаційної системи визначення зусилля буксирування

Вид основних засобів	Встановлена потужність, кВт	Кількість, од.	Загальна потужність, кВт	Час використання, год	Ціна 1кВт* год без ПДВ	Витрати енергії, грн.
1.Зварювальний апарат	3,0	1	3,0	2	2,12	12,72
2.Кутова шліфувальна машина	0,85	1	0,85	2	1,68	3,6
3.Паяльник для пластикових труб	0,6	1	0,6	2	1,68	2,54
Разом	4,45	3		6	–	18,86

Інші витрати складаються з витрат цінного та спеціального інструменту, витрат на обслуговування та ремонт обладнання та загальновиробничих витрат. Загальновиробничі витрати, які приймаються у відсотках до основної заробітної плати робітників, а саме $\mu = 100\text{-}200\%$:

$$Z_{np} = \frac{Z\Pi_o \cdot Y_{np}}{100\%}, \quad (5.14)$$

$$Z_{np} = \frac{685,44 \cdot 199}{100\%} = 1365,4 \text{ грн.}$$

де $Y_{звв}$ – питома вага загальновиробничих витрат, визначається за даними підприємства, %.

Кошторисна вартість стенду визначається в таблиці 5.7.

Таблиця 5.7 – Кошторисна вартість об'єкту

Статті витрат	Сума, грн.
1. Витрати матеріалів	1089
2. Витрати на комплектуючі	3825,8
3. Витрати на будівельно-монтажні роботи:	
- заробітна плата	891,07
- внески на соціальні заходи	196,04
- амортизація обладнання	3,7
- витрати енергії	18,86
- інші витрати	1365,4
Разом витрат	$C_B=7389,87$

Для обладнання проектується роботи з його модернізації, тобто він виступає як послуга, тому необхідно визначити повну собівартість робіт.

Повна собівартість стенду визначається як добуток виробничої собівартості та інших накладних витрат. Інші накладні витрати складаються з адміністративних витрат та витрат на збут.

Адміністративні витрати (B_a) визначаються як 15% від виробничої собівартості стенду. Витрати на збут ($B_{зб}$) приймаємо як 1,5% від виробничої собівартості.

Таким чином повна собівартість буде визначена за формулою:

$$C_{\Pi} = C_B + B_i = C_B + B_a + B_{зб}, \quad (5.14)$$

$$C_{\Pi} = 7389,87 + 1108,5 + 1110,84 = 9607 \text{ грн}$$

Тоді сума капітальних вкладень споживача буде дорівнювати:

$$K = C_{\Pi} + C_{\text{ндр}}, \quad (5.15)$$

$$K=9607+28856=38463 \text{ грн.}$$

Таким чином загальна вартість впровадження інформаційної системи визначення зусилля буксирування 38463 грн.

Висновки за розділом

1. У розділі наведено методику розрахунку економічної ефективності розробки та виготовлення інформаційної системи визначення зусилля буксирування. Встановлено, що вартість робіт з удосконалення тягової станції становить 38463 грн.

.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Конструкція коліс і шин визначає комфорт, безпеку, динаміку й економічність автомобіля. Використання сучасних матеріалів, оптимізованих геометричних параметрів та новітніх технологій забезпечує ефективну передачу сил, демпфування, стійкість і зниження зносу.

2. Взаємодія шини з дорожньою та ґрунтовою поверхнею – це складний процес, де формується контактна пляма, розподіляється тиск, реалізуються адгезія й механічне зачеплення. Характеристики протектора, тиск у шині та тип поверхні безпосередньо впливають на зчеплення, прохідність, ресурс і опір коченню.

3. Оптимальний вибір і експлуатація шин (відповідний протектор, тиск, тип конструкції) дозволяють підвищити ефективність руху, знизити ризик ушкоджень шин, зменшити негативний вплив на дорожнє покриття й ґрунт, а також забезпечити стабільну роботу транспортного засобу у різних умовах.

4. Проведений аналіз показує, що опір коченню є комплексною характеристикою, яка об'єднує енергетичні втрати на деформацію шини, внутрішнє тертя між її структурними елементами, а також на взаємодію з опорною поверхнею. Основна частина втрат енергії пов'язана з гістерезисом гумових сумішей шин, мікроскопічними зсувами в кордових нитках і деформацією дорожнього покриття або ґрунту.

5. Теоретичні підходи до оцінки цього параметра дозволяють урахувати лише частину впливових чинників і дають наближені результати через складність конструкції шин і неоднорідність реальних дорожніх умов. Тому саме експериментальні методики, зокрема метод буксирування за допомогою динамометра – залишаються найбільш надійними для практичного визначення коефіцієнта опору коченню та коефіцієнта зчеплення

6. Спеціалізований випробувальний комплекс, що дозволяє з високою точністю визначати основні тягово-зчіпні характеристики різних типів мобільної техніки. Конструкція установки із застосуванням горизонтальної та

вертикальної піврам, підсилювачів жорсткості, електронного динамометра й тензодатчиків забезпечує високу просторову стабільність, знижує деформації та забезпечує достовірність вимірювань навіть при дії значних тягових навантажень. Це є важливою перевагою для проведення порівняльних експериментів на різних дорожніх поверхнях.

7. Методика дослідження базується на багаторазовому вимірюванні сили буксирування та визначенні коефіцієнта зчеплення для кожної досліджуваної ділянки дороги. Це дає змогу отримати об'єктивні результати й охарактеризувати поведінку шин на різних типах покриття.

8. Проведені вимірювання показали, що коефіцієнт опору коченню (f_{0i}) і коефіцієнт зчеплення (ϕ_i) залишаються в межах, притаманних конкретним дорожнім умовам, а коливання між точками вимірювання невеликі. Зокрема, для ґрунтової дороги f_{0i} варіює у межах 0,0174–0,0198, а для ґрунтової дороги, покритої травою, – 0,0185–0,0204. Це свідчить про однорідність і стабільність дорожнього покриття на обраних ділянках, а також правильну організацію та проведення експериментів.

9. Підрахунок середніх значень коефіцієнта зчеплення, середньоквадратичних відхилень і коефіцієнта варіації дозволяє не лише оцінити середній рівень зчеплення, але й зробити висновки щодо однорідності поверхні. Порівняння різних типів покриття засвідчує, що коефіцієнт зчеплення на ґрунтовій дорозі дещо вищий ($\phi = 0,40$ – $0,45$), ніж на трав'яному покритті ($\phi = 0,28$ – $0,32$), що відповідає практичним очікуванням і підтверджує достовірність методу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Bosch automotive electrics and automotive electronics. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2014. 530 p.
2. Tom Denton. Automobile mechanical and electrical systems. New York, NY : Routledge, 2018. 379 p.
3. Безпека життєдіяльності [Текст] : підруч. для студ. с.-г. вузів / І. П. Пістун [та ін.]. Львів : Світ, 1995. 288 с
4. Боярко І. М. Інвестиційний аналіз: [навч. посіб.] / І. М Боярко, Л. Л. Гриценко. Київ: Центр учбової літератури, 2011. 400 с.
5. Волков В. П., Вільський Г. Б. Теорія руху автомобіля: підручник / Суми: Університетська книга, 2010. 320 с.
6. ДСТУ ІЕС 61140:2005 Захист проти ураження електричним струмом. Загальні аспекти щодо установок та обладнання (ІЕС 61140:2001, IDT).
7. Жидацький П.Б. Основи охорони праці. [Текст]: Підручник. Львів : Афіша, 2002. 370 с.
8. Канарчук В.Є., Курніков І.П. Виробничі системи на транспорті. Підручник. Київ: вища шк., 1997. 359 с.
9. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів. Організація і управління. Київ: Знання-Прес, 2004. 478 с.
10. Макаров В. А. Моделювання руху автомобіля з урахуванням тягової сили й перерозподілу маси. Автомобільний транспорт. 2013, 32. С. 23-28.
11. Мармут І. А., Кашканов В.А., Зуєв В.О. Експериментальне дослідження опору кочення коліс автомобіля на роликовому стенді. Вісник машинобудування та транспорту: науковий журнал ВНТУ. Вінниця, 2020. № 2 (12). С. 68 – 75.
12. Олег Сукач, Олег Миронюк, Віктор Шевчук. Методичні рекомендації для виконання кваліфікаційної роботи здобувачами першого бакалаврського рівня вищої освіти за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт». Дубляни, 2023. 50 с.
13. Основи економіки транспорту : підручник / Щелкунов В. І., Кулаєв Ю. Ф., Зайончик Л. Г., Загорулько В. М. [та ін.]. Київ: Кондор, 2011. 392 с.

14. Патент 151335 Україна, МПК G01M 17/02. Модифікований пристрій для визначення тягово-зчіпних показників мобільних засобів / Р.С. Шевчук, О.М. Сукач, В.В. Шевчук, Сало Я.М., Мазурак М.В. №u202200029; заявл. 04.01.2022; опубл. 06.07.2022, Бюл. № 27. 4 с.

15. Патент 151553 Україна, МПК G01M 17/02. Пристрій для визначення зусилля буксирування мобільних засобів / Р.С. Шевчук, В.В. Шевчук, О.М. Сукач, Я.М. Сало, М.В. Мазурак. №u202200785; заявл. 21.02.2022; опубл. 27.07.2022, Бюл. № 30. 4 с.

16. Подригало М. А., Волков В. П., Бобошко В. П. Динаміка автомобіля / за ред. М. А. Подригала. Харків : ХНАДУ, 2008. 424 с.

17. Пристрій для визначення зусилля буксирування мобільних засобів: пат. 138538 Україна: МПК G01M 17/02. №u2019006620; заявл. 12.06.2019; опубл. 25.11.2019, Бюл. № 22. 4 с.

18. Пристрій для визначення сили і коефіцієнта опору коченню мобільних засобів: пат. 154291 Україна: G01M 17/02 (2006.01) № u 202301569; заявл. 10.04.2023; опубл. 01.11.2023, Бюл. № 44. 4 с.

19. Сахно В. П. Вплив стабілізуючого моменту шин на курсову стійкість руху автомобіля / В.П. Сахно, В.Г. Вербицький, А.В. Костенко, Н.Л. Белевцова, А.М. Єфименко // Вісник Національного транспортного університету. 2010. Вип. 21 : Ч. 1. С. 180 – 183.

20. Сахно В. П., Вербицький В.Г., Белевцова Н.Л., Єфименко А.М., Костенко А.В. Вплив стабілізуючого моменту шин на курсову стійкість руху автомобіля. Вісник Національного транспортного університету. Київ, 2010. Вип. 21, № 1. С. 180 – 183.

21. Стійкість колісних машин проти занесення в процесі гальмування та шляхи його підвищення / М. А. Подригало та ін. ; за ред. М. А. Подригала. Харків : ХНАДУ, 2006. 377 с.

22. Сукач О., Габріель Ю., Шевчук В., Хімка С., Магац М., Домінік А. Обґрунтування способу керування маніпуляторними установками вантажних автомобілів. Вісник Львівського національного університету

природокористування: *Серія Агроінженерні дослідження*. Львів. 2023. Вип. №27. С. 35 – 42. <https://doi.org/10.31734/agroengineering2023.27.035>.

23. Тищенко К. В., Ткач О. П. Програмування систем збору і аналізу даних: навч. посібник. Суми: Сумський державний університет, 2022. 168 с.

24. Цирульник С. М. Програмно-апаратний комплекс «Arduino learner kit». Електронне наукове фахове видання “Відкрите освітнє е-середовище сучасного університету”. 2021, № 10. С. 231–240. <https://doi.org/10.28925/2414-0325.2021.1019>.

25. Шевчук В, Сукач О. Використання стенда для дослідження пневматичної гальмівної системи автомобіля. *Проблеми з транспортними потоками і напрямки їх розв’язання*. Третя Всеукраїнська науково-теоретична конференція. (м. Львів, Україна). Посвіт. Дрогобич, 2019. 20 – 21.

26. Шевчук Р. С. Експлуатаційні показники тракторів і автомобілів: практикум з розрахунку показників [Текст] / Р. С. Шевчук. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2018. 173 с.

27. Шевчук Р.С., Сукач О.М., Шевчук В.В. Пристрій для визначення тягово-зчіпних показників мобільних засобів. *Техніка і технології АПК*. 2019. №3(112). С. 25–27.

28. Шевчук Р.С., Сукач О.М., Шевчук В.В., Сопець О.О. Модернізований пристрій для визначення сили та коефіцієнта опору коченню мобільних засобів. *Розбудова і відновлення машинобудівного комплексу України*, 30 травня 2023 року: збірник тез міжнародної конференції. ХНАДУ. Харків: ХНАДУ, 2023. С. 91-93.

29. Шевчук Р. С. Трактори і автомобілі: основи теорії (питання, завдання та відповіді): навчальний посібник. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2016. 236 с. Депоновано в Державній науково-технічній бібліотеці України 16.12.2016, №18– РІД/Ук-2016 (з оприлюдненням). Укр. [Електронний ресурс; Режим доступу <http://gntb.gov.ua>].