

Шифр “*Пневматична шина*”

Галузь науки «**Автомобільний транспорт**»

напряом «**Автомобілі та трактори**»

НАУКОВА РОБОТА

**на тему: «Методика та обладнання для дослідження
коефіцієнта опору кочення автомобільних шин »**

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1.1 Дослідження впливу систем автомобіля на його паливно-економічні характеристики.....	5
1.2 Класифікація та будова пневматичних автомобільних шин.....	7
1.3 Гістерезисні явища в пневматичних автомобільних шинах та їх вплив на опір кочення колеса.....	9
2.1 Методика дослідження коефіцієнта опору коченню методом вибігу.....	15
2.2 Методика визначення коефіцієнта опору коченню за допомогою спеціального пристрою.....	19
3.1 Результати вимірювання коефіцієнта опору коченню шини методом вибігу.....	23
3.2 Результати вимірювання коефіцієнта опору коченню шини за допомогою тягового пристрою.....	26
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	28
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	30

ВСТУП

Актуальність теми. Протягом останніх років світові ціни на бензин та дизельне паливо зросли до найвищого рівня, що є значною фінансовою проблемою для населення. На автомобілі припадає приблизно половина споживання продукції переробки нафти, тому питання економії палива є надзвичайно актуальними [3], [5].

Багато факторів впливають на економію палива під час експлуатації транспортного засобу, серед них – вага автомобіля, його аеродинамічні властивості, ефективність роботи двигуна та трансмісії й додатковий вантаж, що перевозиться. Шини автомобільних коліс також впливають на економію палива, викликаючи опір коченню, який споживає енергію і тим самим збільшуючи споживання палива.

Характеристики автомобільних шин, що використовуються на автотранспортних засобах, внаслідок великих коливань значень опору коченню, мають різну паливну економічність. Зміни даних властивостей можуть залишатися абсолютно непоміченими водієм, оскільки двигун автомобіля виконує всю роботу й водій не зможе встановити зв'язок між характеристиками шини та інтенсивністю споживання палива. Дане дослідження спрямоване на визначення економії палива транспортного засобу, а також технічні та економічні питання, пов'язані з заходами підвищення ефективності використання енергії в шинах.

На данному етапі основна увага приділяється характеристикам шин, які призначені для легкових автомобілів, а також легких вантажних автомобілів. У переважній більшості випадків, вибір автомобільних шин, частота їх заміни відбувається виходячи з показників безпеки експлуатації транспортних засобів.

Дослідження в даній сфері переважно спрямовані на вивчення конструкцій шин, розмірів, матеріалів та умов експлуатації, значна увага приділяється питанням стійкості та керуваності автомобілів. Загалом,

перевірка ефективності роботи шин, здійснюється переважно виробниками перед початком їх масового виготовлення [4], [7].

Паливна економічна, залежить від опору кочення шини й основною мірою визначається її гістерезисною характеристикою – втратою частини енергії на постійну деформацію шини, внаслідок постійного переміщення плями контакту. Опір коченню залежить від швидкості автомобіля, конструктивних особливостей шини, тиску повітря в шині, навантаження, температури, а також стану підвіски автомобіля й дорожнього покриття.

Мета і задачі досліджень. Підвищення паливної ефективності транспортних засобів шляхом дослідження гістерезисних характеристик й методів зменшення коефіцієнта опору коченню шин, для чого необхідно:

1. Здійснити аналіз втрат потужності механізмами й агрегатами транспортних засобів, дослідити конструкційні особливості автомобільних шин, дослідити шляхи зниження опору коченню шини та підвищення їх зчіпних властивостей..

2. Розробити методіку дослідження механічних, кінематичних параметрів та опору коченню автомобільної шини

3. Провести випробування автомобіля й дослідити коефіцієнт опору кочення шин методом вибігу та за допомогою пристрою.

Об'єкт дослідження. Пневматичні автомобільні шини, коефіцієнт опору коченню.

Предмет дослідження. Залежність паливно- економічних властивостей автомобілів від механічних та кінематичних параметрів шин.

1.1 Дослідження впливу систем автомобіля на його паливно-економічні характеристики

Питома витрата пального, що споживається автомобілем на певному відрізку шляху, залежить від ефективності перетворення хімічної енергії палива в механічну енергію на привідних колесах транспортного засобу. Як відомо, переважна більшість потенційної теплової енергії, що знаходиться в паливному баку (приблизно дві третини) втрачається під час перетворення тепла у механічну роботу в двигуні внутрішнього згорання. Для руху автомобіля у міському циклі, якому характерна значна кількість зупинок, очікувань на холостому ходу, гальмувань та прискорень витрати пального додатково збільшується на 15 – 20 %. Що в кінцевому підсумку призводить до того, що лише 10-15% енергії палива у вигляді потоку потужності на привідні колеса [3], [35].

Під час руху автомобіля в замському циклі – автомагістралями, двигун працює значно ефективніше, тому більший відсоток енергії згорання палива (близько 20 %) підводиться до коліс. Такий ефект досягається за рахунок зниження втрат в режимах холостого ходу, гальмування й розгону. Крім того, середня технічна швидкість автомобіля на автомагістралях є значно вищою. Незважаючи на те, що дані використання енергії транспортними засобами можуть відрізнятися залежно від типу автомобіля та умов експлуатації, як правило, середньостатистичні відсоткові значення є репрезентативними для автомобілів кожного із класів.

На рисунку 1.1 зображено потоки відбору та основні споживачі енергії в автомобілях з бензиновими двигунами під час експлуатації у міському циклі. Крутний момент, який передається трансмісією до привідних коліс, втрачається через аеродинамічний опір, опір коченню та гальмуванням. Процесу гальмування характерно гасіння сили імпульсу автомобіля, який згодом поновлюється прискоренням. Часті зупинки та рушання тягнуть за

собою повторні цикли гальмування та прискорень, внаслідок чого гальмування є основним споживачем механічної енергії, тоді як аеродинамічний опір незначним на низьких швидкостях автомобіля [3].

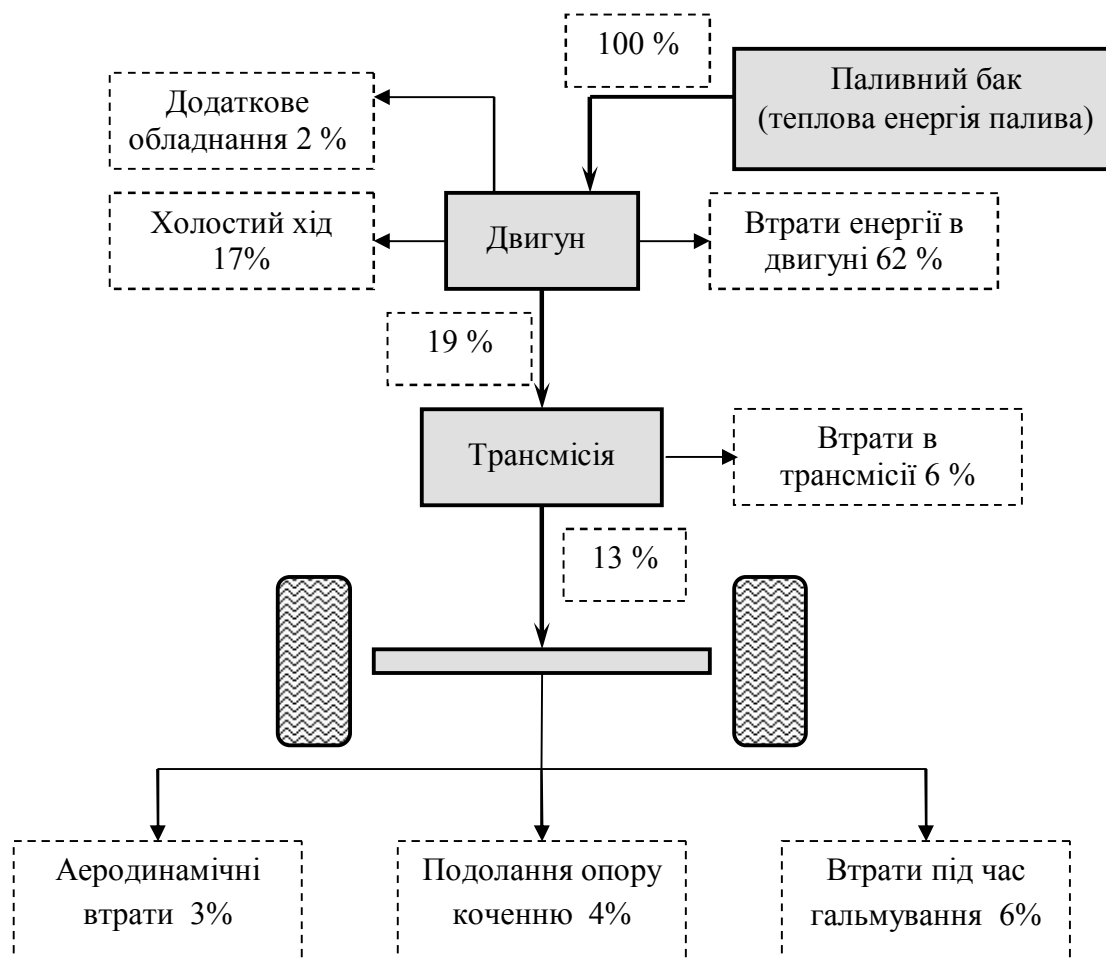


Рисунок 1.1 – Потоки відбору енергії пального під час експлуатації автомобіля у міському циклі

Як видно із рисунку 1.1 найбільша частина теплової енергії пального, втрачається у вигляді не відновлювальної теплоти у двигуні та подолання сил тертя в механізмах двигуна й трансмісії. Тому, лише 12-20 % відсотків загальної кількості енергії, передається органами трансмісії у вигляді крутного моменту до привідних коліс. На подолання сил опору кочення споживається від 4 до 7 відсотків загальної кількості теплової енергії пального, тоді як у перерахунку до механічної енергії втрати становлять від 20 до 35 % [3], [35]. На основі даного твердження можна зробити висновок,

що зниження опору коченню призведе до більшої паливної економічності автомобіля.

У замиському циклі, під час руху автомобіля на високій швидкості (понад 100 км/год), втрати енергії на подолання сил опору коченню дещо зростають (рис 1.2).

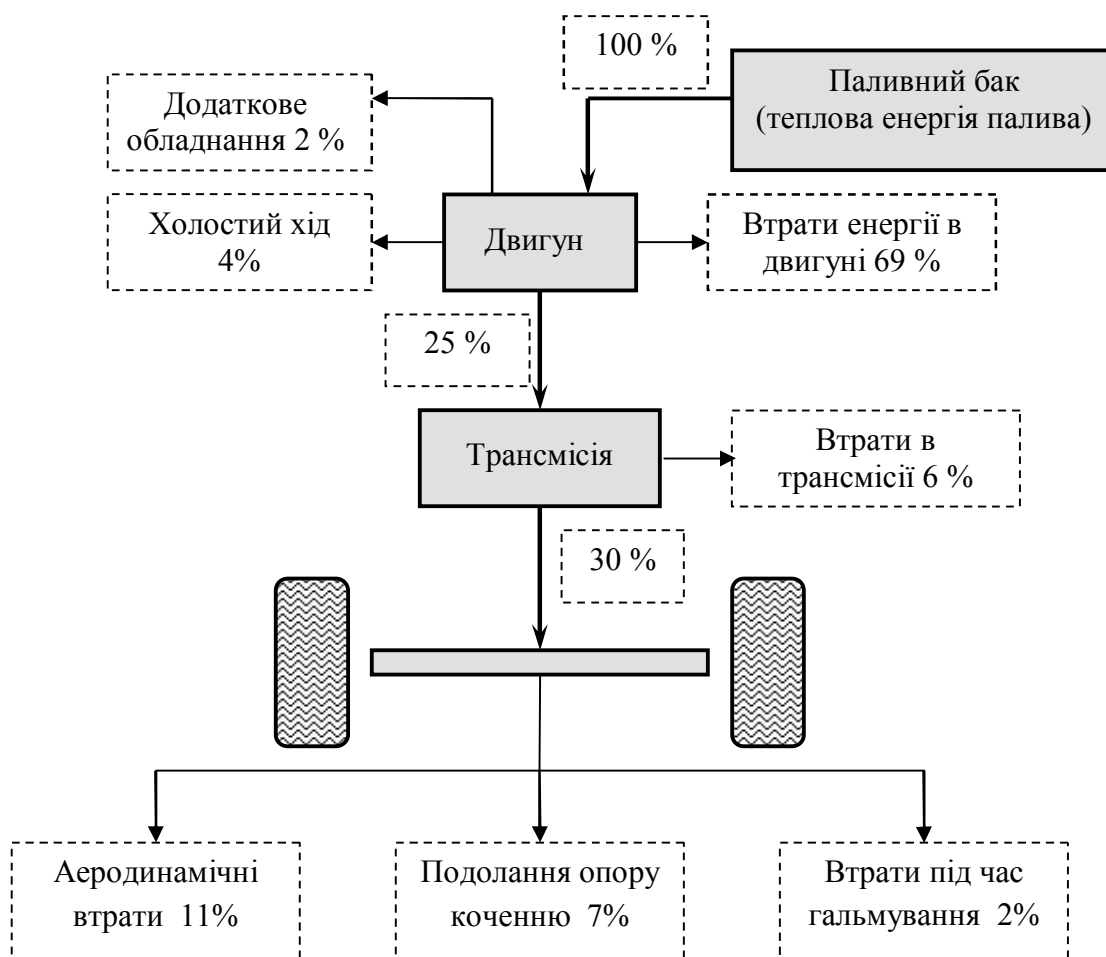


Рисунок 1.2 – Потоки відбору енергії пального під час експлуатації автомобіля у замиському циклі

Дане явище пояснюється тим, що під час руху автомобіля на високій швидкості частота деформації шини в плямі контакту значно зростає, внаслідок чого в ній відбувається постійне коливання.

1.2 Класифікація та будова пневматичних автомобільних шин

Важливим елементом шасі автомобіля є колесо, яке приймає крутний момент створюваний двигуном й забезпечує рух автомобіля за рахунок сил зчеплення з дорогою. Крім того, воно сприймає ударні навантаження

нерівностей поверхні забезпечує керованість, стійкість, розгін та гальмування автомобіля. Автомобільне колесо складається з диска з ободом та шини, яка буває камерною або безкамерною (покришка). Шина містить корд – силовий каркас, який виконано з декількох шарів прогумованої тканини армованої нитками з нейлону, металевго дроту або бавовни. За рахунок своєї жорсткості корд сприймає силову реакцію поверхні дорожнього покриття зовні, а з середини – тиск повітря. Крім каркаса покришка складається з боковин, бортів та товстого шару гуми з нанесеним рисунком – протектором, який безпосередньо контактує з поверхнею (рис. 1.3).

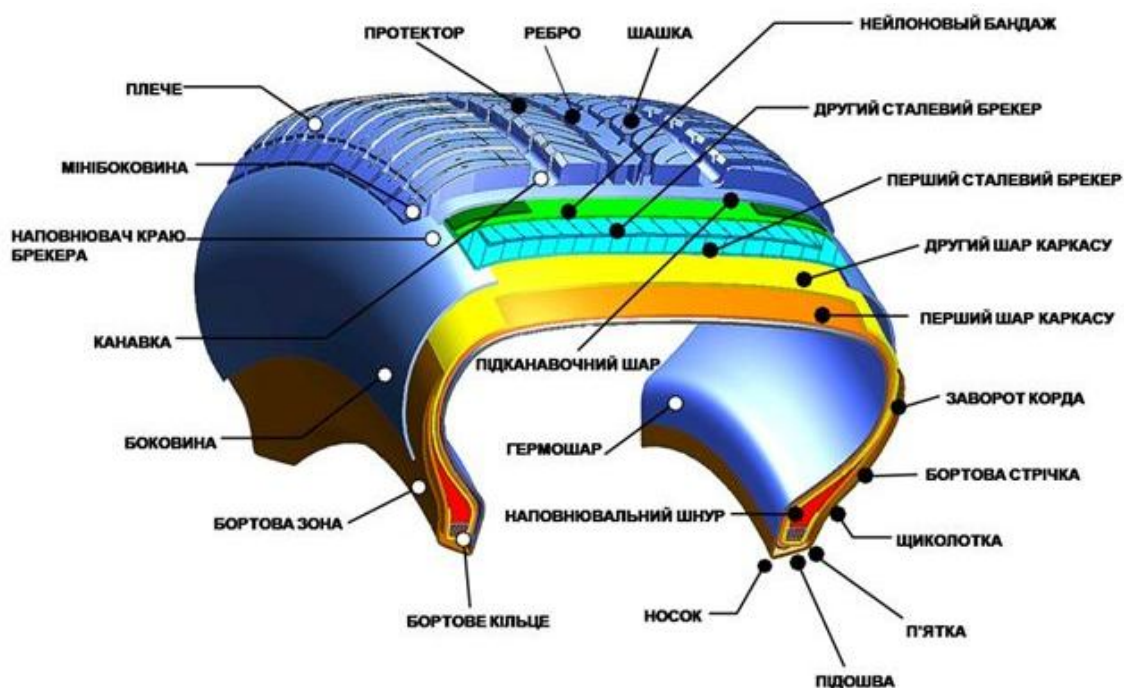


Рисунок 1.3 – Конструкція радіальної пневматичної шини

За напрямом розташування армувальних ниток корду шини поділяються на радіальні та діагональні. Нитки корду, у радіальних шинах, розташовані під прямим кутом до боковин, що забезпечує їй гнучкість в аксіальному напрямку й хороше поглинання нерівностей. В той же час деформація боковин в радіальному напрямі веде до погіршення керованості автомобіля. Для зниження бічних деформацій шини застосовують брекер,

який виготовлений з декількох шарів корду з укладеними діагонально армувальними нитками [9], [12], [16], [35].

Окрім розмірних параметрів важливою експлуатаційною характеристикою є здатність витримувати повну споряджену масу автомобіля, а також вантажів. Для класифікації шин за допустимим навантаженням вводять поняття індексу навантаження. Індекс навантаження позначається одно-, дво- або тризначним числом та лімітується граничним навантаженням в кілограмах, яке здатна витримати одна шина автомобіля.

Для обмеження швидкості з точки зору безпечної експлуатації автомобіля шини маркують індексом швидкості. Він позначається великою латинською літерою і вказує граничну величину швидкості в кілометрах на годину, що здатна витримати шина.

Відповідно до міжнародних стандартів, на боковині шини міститься чотиризначне число, яке вказує точну дату її виготовлення. Даний символ, ще називають DOT-кодом, у якому перші дві цифри вказують на порядковий номер тижня в році, а дві останні цифри – рік виготовлення. За DOT-кодом «3815» можна зробити висновок, що шина була виготовлена 38-го тижня 2015 року [3].

1.3 Гістерезисні явища в пневматичних автомобільних шинах та їх вплив на опір кочення колеса

Основними характеристиками шини, які впливають на явище гістерезису – це геометричні, конструктивні параметри та вид матеріалу виготовлення. Першим дослідженим впливу конструкції шини на гістерезис були відмінності опору коченню шин з радіальним та діагональним розміщенням корду. Заміна виробниками 1980-х роках діагональних шин на радіальні дозволила зменшити деформацію протектора в плямі контакту, внаслідок чого зменшився опір коченню шини приблизно на 20 відсотків. Таким чином, без значних змін у складі матеріалу, що використовувався для виготовлення шин, вдалось значно підвищити керованість, зносостійкість, шумність та комфорт їзди [23], [26], [27].

Розмірні параметри шини також мають значний вплив на зменшення гістерезисних явищ. Даний ефект досягається зі зменшенням ширини шини, зниження висоти профілю шини, або збільшення діаметра обода, змінам можуть піддаватись маса, тип матеріалу та особливості конструкції. Як показують дослідження, будова, форма та матеріал протектора становлять понад половину втрат енергії у шинах [31].

Під час експлуатації автомобіля висота протектора шини поступово зменшується, внаслідок чого шина втрачає від 10 до 15 % від своєї початкової маси (загальна маса протектора приблизно становить 25% маси шини). Вплив ефекту зношеності протектора на опір коченню досліджено та достатньо висвітлено у літературних джерелах. Встановлено, що протягом усього циклу зносу протектора вдалось досягнути зменшення опору коченню до 25 %.

Матеріал протектора – складна композиція, яка містить каучук (природній, або синтетичний), полімери, зв'язувальні та армувальні наповнювачі, вспінювачі, антидеграданти та багато інших. Їх вплив на опір коченню має дуже складну природу. Рецептатура складників матеріалу розробляються першочергово з урахуванням вимог безпеки та експлуатаційних властивостей шини. Як виявилось, синтетичний каучук має більший опір коченню, ніж природній, а додавання виробниками кремнію з силеновим наповнювачем є одним із засобів зниження опору коченню не погіршивши експлуатаційних характеристик шини. Вплив експлуатаційних умов використання шини на споживання палива також є одним із важливих напрямів досліджень. Збільшення швидкості автомобіля й частоти деформації шини веде до зростання внутрішньої температури матеріалу, компенсуючи частину підвищеного опору коченню за рахунок зниження пружно-в'язкого опору деформації. Збільшення навантаження на шину за сталого тиску, збільшує й деформацію (гістерезис). Встановлено, що співвідношення між опором коченню та відхиленням боковини шини під навантаженням носить лінійний характер й може виражатись через коефіцієнт відносного навантаження. Тоді як відношення між опором

коченню та номінальним тиском у шині не є лінійним, але є достатньо прогнозованим. Наприклад збільшення тиску в шинах 0,22 МПа до 0,24 МПа знижує опір коченню приблизно на 10 відсотків. Опір коченню переважно визначається виробниками для нових шин, більшість з яких має коефіцієнт опору коченню 0,007 – 0,014. З чого можна зробити висновок, що із навантаженням шини у 1000 Н опір коченню становить 7 – 14 Н. Товариством автомобільних інженерів (SAE) передбачено дві стандартні методики та протоколи вимірювання опору коченню шини – та J2452.

Багато досліджень присвячено взаємозв'язку між опором коченню та економією палива, як показують опубліковані дані існує вузький діапазон результатів, за якими встановлено лінійний зв'язок між змінами опору коченню та економії палива [33]. Дослідниками встановлено, що 10-відсоткове зниження КОК веде до збільшення економії палива на 1 – 2 %, що є одним з шляхів підвищення паливної ефективності транспортних засобів.

Протягом перших років товариство автомобільних інженерів (SAE) здійснило випробування різних типів шин, а дані про опір кочення стали загальнодоступними у 1982 – 83 роках (табл. 1.1) [3], [35].

Таблиця 1.1 – Результати дослідження коефіцієнта опору коченню пневматичних шин представлених на ринку у 1982 – 83 р.

№ п/п	Виробник	Модель	Коефіцієнт опору кочення (КОК)	Середнє значення (КОК)
1	BF Goodrich	Lifesaver XLM	0,0098	0,0113
2	Uniroyal	Steeler	0,0100	
3	Firestone	Deluxe Champion Radial	0,0104	
4	Michelin	XMW	0,0105	
5	Montgomery	Ward Runabout	0,0106	
6	Uniroyal	Tiger Paw	0,0107	
7	Goodyear	Arriva	0,0109	
8	Goodyear	Custom Poly-Steel	0,0110	

9	Delta	Durasteel	0,0111	
10	Firestone	721	0,0112	

Для дослідів були відібрані найбільш популярні шини, які на той час становили більш ніж 70 відсотків усього ринку. Протестовані шини були найбільш поширеного на той час розміру 195/75 з 14-дюймовим діаметром обода. Як видно з результатів таблиці 1.2 значення КОК змінюється від 0,0098 до 0,0136 з середнім значенням 0,0113.

Подальші вимірювання коефіцієнта опору коченню проводились за аналогічними методиками, однак шини групувались за різними класами та призначенням. До групи шин для легкових пасажирських та легких вантажних автомобілів віднесено чотири розмірні ряди від 185/70R14 до P245/75R16. Вимірювання КОК представлені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Результати дослідження коефіцієнта опору кочення шин 2004 року випуску

№ п/п	Виробник	Модель	Коефіцієнт опору кочення (КОК) нової шини
185/70/R14			
1	Bridgestone	B381	0,00615
2	Uniroyal	Tiger Paw AWP	0,0088
3	Sumitomo	HTR 200	0,0092
4	Goodyear	Integrity	0,0097
205/55/R16			
1	Continental	ContiTouring Contact CH95	0,0083
2	Michelin	Energy MXV4 Plus	0,009
3	Goodyear	Eagle RS A	0,0092
4	Bridgestone	Turanza LS-H	0,0109
245/75/R16			
1	Bridgestone	Long Trail T/A SL	0,0092
2	Michelin	LTX M/S	0,0103
3	Kumho	Venture AT	0,0105

4	Goodyear	Conquest AT	0,0114
---	----------	-------------	--------

Окрім опору коченню, важливими характеристиками шин є її тягово-зчіпні показники та стійкість до зносу, також важливо дослідити взаємозв'язок між змінами вказаних властивостей. Втрата енергії шинами тісно пов'язана з гістерезисними явищами у шарі протектора та його змінами в процесі експлуатації (зменшення розмірів та маси). За такого підходу до паливної економії слід враховувати тягово-зчіпні властивості, керованість та безпека управління, що мають першочерговий пріоритет (табл. 1.3, рис. 1.4).

Таблиця 1.3 – Класифікація шин за зчіпними властивостями

Клас шини	Коефіцієнт зчеплення на мокрому асфальті	Коефіцієнт зчеплення на мокрому бетоні
AA	$> 0,54$	$> 0,38$
A	$> 0,47$	$> 0,35$
B	$> 0,38$	$> 0,26$
C	$< 0,38$	$< 0,26$

Як показує аналіз рисунка 1.4, шини з високими показниками зчеплення на мокрих покриттях мають значно більші значення КОК. Більше 30% шин класу AA представлених на ринку мають КОК нижче 0,010, а понад 25% мають значення вище 0,012.

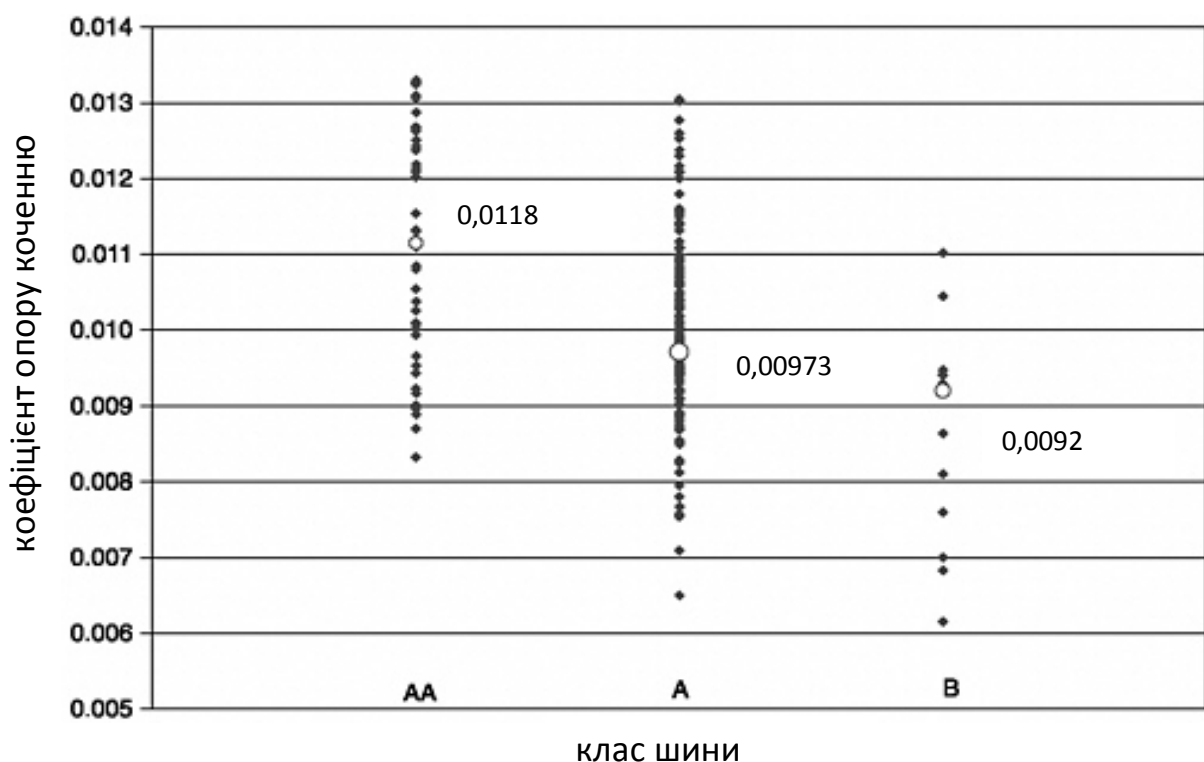


Рисунок 1.4 – Залежність коефіцієнта опору коченню від класу шини за коефіцієнтом зчеплення

Найвищі за класом (AA), тестовані шини володіють дуже високим значенням КОК і жодна з цих шин не володіє нижче 0,008. Шини класу А, знаходяться в межах 0,0065 – 0,013.

Ще одним шляхом зниження коефіцієнта опору коченню є збільшення діаметра обода шини. Випробуваннями вдалось визначити значення КОК для шин класу А, з різними радіусами обода 13, 14 та 15 дюймів. Як видно з рисунку 1.6, що найменші значення КОК мають шини з низькими зчіпними властивостями та збільшеними діаметром обода (рис.1.5).

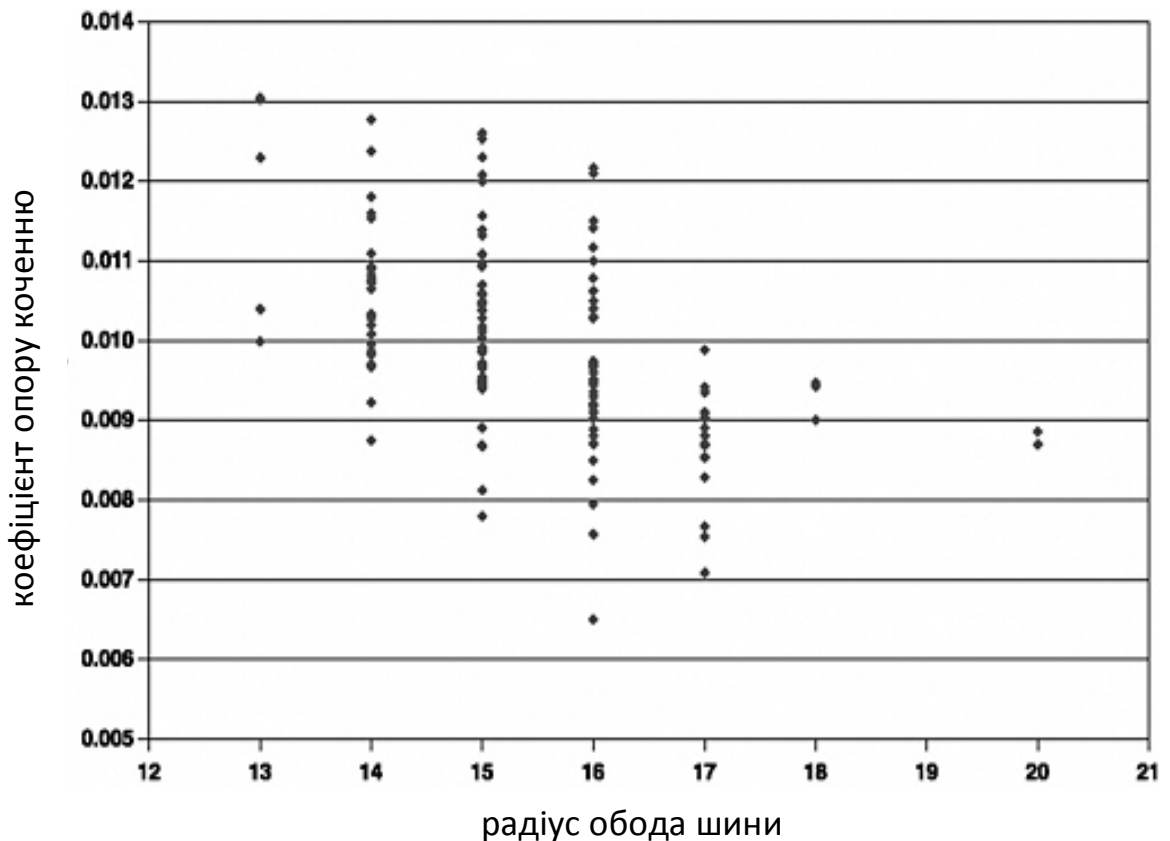


Рисунок 1.5 – Залежність коефіцієнта опору коченню від радіуса обода шини

Результатами досліджень встановлено, що серед усіх випробуваних шин (понад 70 одиниць з діаметром обода R = 13...15 дюймів) лише три з них володіють коефіцієнтом опору кочення нижче 0,008. В свою чергу одна із з

трьох шин володіла ще й відмінними зчіпними характеристиками в класі А (рис 1.5). Статистичний аналіз отриманих характеристик шин чітко вказує на взаємозв'язок між зчіпними властивостями та опором коченню. Дані свідчать, що шини хорошою паливною економічністю, знаходяться у всіх класах шин, але більш доцільно використовувати покриття серед 25 % класу АА, які мають КОК нижче 0,01.

2.1 Методика дослідження коефіцієнта опору коченню методом вибігу

Для вимірювання коефіцієнта опору кочення найчастіше використовують дві поширені методики – лабораторний та метод вибігу. У першому випадку використовують тягову станцію, яка містить лебідку з тросом та динамометр. В ході випробувань лебідку жорстко закріплюють, динамометр одним кінцем кріплять до буксируваного кронштейна, а іншим – до троса лебідки.

Враховуючи, що сила P_x , прикладена до осі колеса заставляє колесо обертатись, сила тертя й реакція дороги цьому протидіють, то значення сили P_x становить:

$$P_x = \frac{a}{r} Z, \quad (2.1)$$

де $a_{ш}$ - величина зміщення ліній дії рівнодійної реакції дороги Z вперед відносно вертикального діаметра колеса.

Відношення зміщення центра обертання колеса до динамічного радіуса (a/r) прийнято вважати коефіцієнтом опору кочення f :

$$f = \frac{a}{r} = \frac{P_x}{Z}, \quad (2.2)$$

Поширеними методом дослідження коефіцієнта опору кочення f є метод вибігу, або ж дорожніх випробувань. Дана методика передбачає наступний порядок дій: автомобіль розганяють до певної швидкості, стабілізують її й під час проходження контрольної відмітки руху водій

вимикає передачу. Далі автомобіль продовжується рухатись під дією сили інерції. Як відомо, що за швидкості до 60 км/год, практично уся кінетична енергія автомобіля витрачається, переважно, на подолання сил опору кочення. Визначивши шлях, який проходить автомобіль на певній швидкості за деякий час, можна отримати величину коефіцієнта опору кочення f :

$$f = \frac{1,05 \left(\frac{V}{3,6} \right)^2}{2gS}, \quad (2.3)$$

де S – шлях, який проходить автомобіль, м;

V – швидкість автомобіля в контрольній точці, км/год.

Для дослідження обрано рівну ділянку дороги з асфальтобетонним покриттям у промисловій зоні міста Львів. Спочатку автомобіль розганявся до швидкості 10 км/год й на такій швидкості підходив через контрольну точку, після цього вимикалась швидкість. Автомобіль проходив певну дистанцію аж до повної його зупинки. Після цього, за допомогою навігаційного обладнання та діагностичного сканера з відповідним програмним забезпеченням визначався пройдений автомобілем шлях S . Досліди проводились за наступних швидкостей автомобіля: 10, 15, 20 км/год, також змінювались моделі шин та їх внутрішній тиск [13], [14] [17], [35].

Практично на усіх сучасних автомобілях присутня інтегрована діагностична мережа (OBD) – для самодіагностики та звітності роботи автомобіля.

Для підключення до бортової мережі автомобіля використовується мікросхема Elm327 для перетворення протоколів даних діагностики у стандарт RS-232 – уніфікований комп'ютерний порт для уніфікації й полегшення можливостей діагностики з використанням не спеціалізованої комп'ютерної техніки. За допомогою мікросхеми контролера Elm 327 можна отримати наступні дані про роботу систем автомобіля: оберти двигуна та споживана ним потужність; температура всмоктуваного повітря та охолоджувальної рідини; абсолютний тиск повітря; миттєва та середня

витрата палива; кут випередження запалювання; швидкість руху автомобіля, пройдений шлях, прискорення та інші.

Використання автомобільних трекерів, або андроїд-пристроїв у поєднанні з бортовою діагностичною системою є основою для моніторингу транспортних засобів, контролю за їх роботою та віддаленою діагностикою. Така система збирає дані з транспортного засобу (бортового комп'ютера та електронних блоків керування) та надсилає їх у віддалене місце за допомогою GSM-модуля, або радіо модуля [1], [2]. Для візуалізації руху транспортних засобів та роботи їх систем з прив'язкою до місцевості можна використовувати програми Google Maps і Google Earth.

Під час дослідження коефіцієнта опору коченню та показників паливної економічності автомобіля методами вибігу (дорожніх випробувань) більш доцільно використовувати комп'ютерне програмне забезпечення. Це забезпечує високу точність та зручність вимірювань багатьох показників роботи систем автомобіля. В експериментах брали участь наступні автомобілі: ZAZ SENS та RENAULT Megane. До початку експериментів вмикаємо на андроїд-пристрої програму Torque Pro встановлюємо з'єднання з пристроєм Elm 327, мережею Інтернет та супутниковою навігаційною системою GPS (рис. 2.1, 2.2).



Рисунок 2.1 – Зображення пристрою Elm327



Рисунок 2.2 – Обладнання для моніторингу автомобілів у режимі реального часу

Після цього заносимо технічні дані кожного автомобіля у відповідний профіль. В опціях програми вибираємо параметри діагностичної борт мережі, які будуть записані в Log file та опрацьовані (рис. 2.3) та проводимо тестовий вибіг одного з автомобілів.

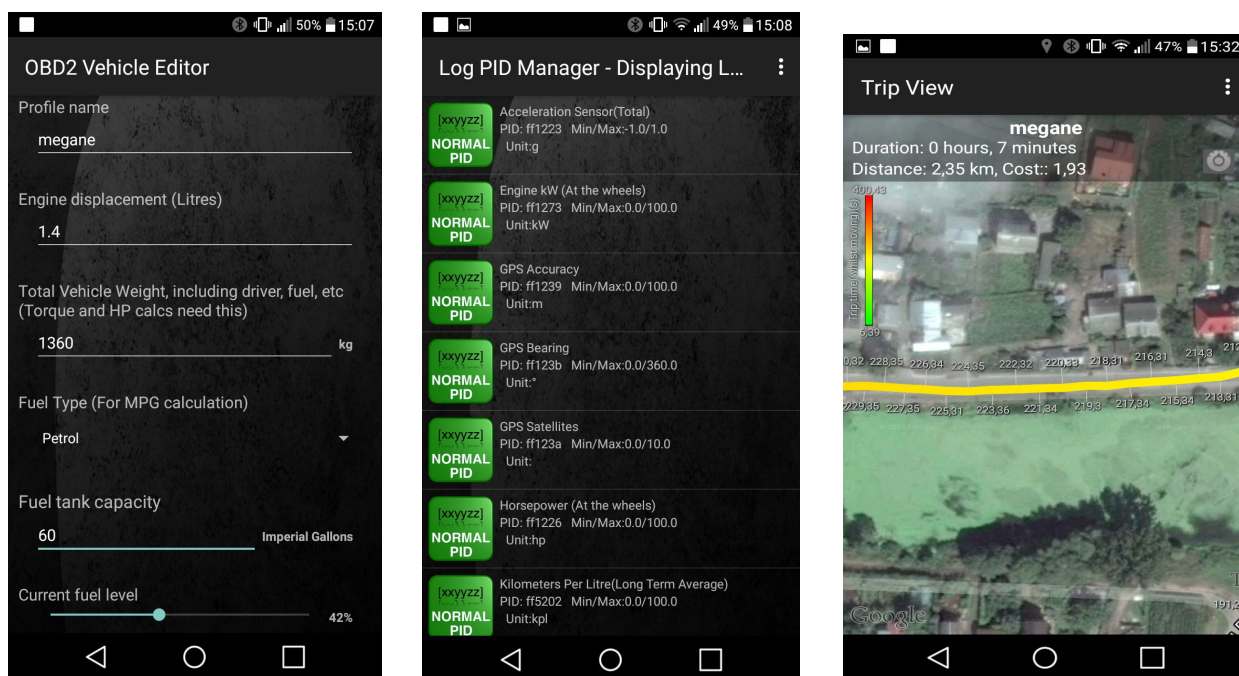
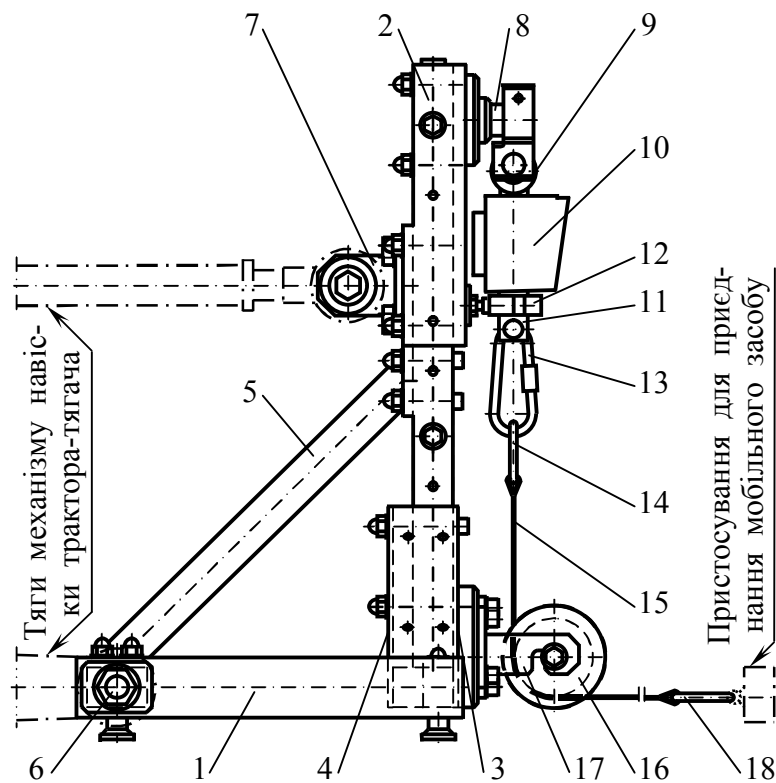


Рисунок 2.3 – Налаштування програми TorquePro для проведення досліджень

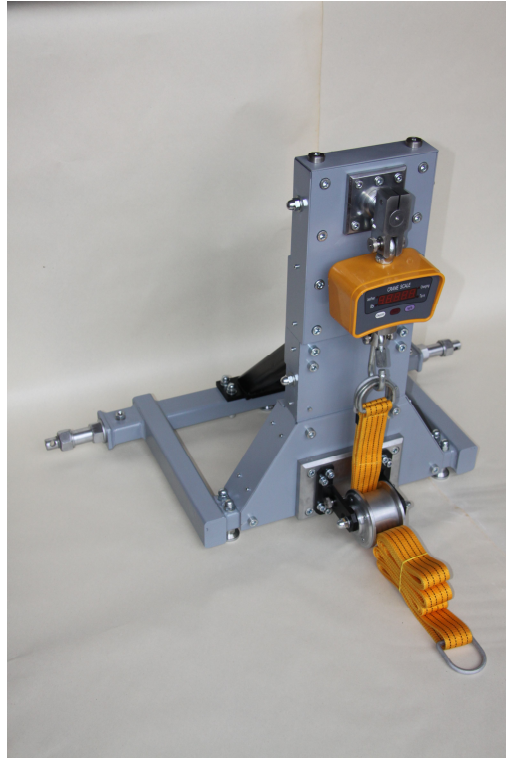
Дослідні автомобілі по чергово проходили визначену ділянку дороги з різними видами шин, під час експериментів змінювалась швидкість автомобіля та тиск у шинах. Після кожного випробування пристрій Elm 327 вимикався, а файл з даними руху автомобіля зберігався на внутрішньому запам'ятовувальному диску й паралельно надсилався на електронну пошту.

2.2 Методика визначення коефіцієнта опору коченню за допомогою спеціального пристрою

Пристрій для дослідження коефіцієнта зчеплення (рис. 2.4) виконаний у вигляді горизонтальної 1 а також вертикальної 2 піврам які скріплені трапецієподібною 3 та двома трикутними плитами поперечної жорсткості 4 та з розкосом 5. На горизонтальній піврамі 1 змонтовані пальці 6 для приєднання пристрою до двох нижніх тяг трьохточкового механізму задньої навіски трактора-тягача. На одному боці вертикальної піврами 2 закріплений верхній вилочний кронштейн 7 для приєднання пристрою до центральної тяги механізму навіски.



а)



б)

Рисунок 2.4 - Пристрій для визначення тягово-зчіпних показників мобільних засобів: а – схема; б – загальний вигляд

Центральна тяга видовжена до розміру нижніх тяг, а пальці 6 і кронштейн 7 розташовані так, що механізм навіски разом з пристроєм являє собою паралелограмний механізм, який постійно зберігає вертикальне положення вертикальної піврами 2. На іншому боці цієї піврами закріплена вилочна консоль 8, з якою з'єднане верхнє вухо 9 електронного динамометра 10 вагового типу. Нижня прорізна втулка 11 динамометра 10 охоплена із зазором дистанційним кільцем 12, яке змонтоване на вертикальній піврами 2 й унеможливує відхилення динамометра 10 від вертикалі. До нижньої прорізної гільзи 11 через видовжене кільце-карабін 13 приєднане вухо 14 вертикальної ділянки гнучкого буксирного паса 15, перекинутого через напрямний ролик 16. Вісь обертання напрямного ролика 16 закріплена у нижньому вилочному кронштейні 17, змонтованому на трапецієподібній плиті 3 поперечної жорсткості піврам 1 і 2. Вухо 18 горизонтальної ділянки гнучкого буксирного паса 15, перекинутого

через напрямний ролик 16, сполучене з пристосуванням для приєднання досліджуваного мобільного засобу.

Перед визначенням тягово-зчіпних показників досліджуваній мобільний засіб, на якому змонтоване пристосування для приєднання цього засобу, встановлюється на горизонтальній ділянці тієї чи іншої найтипівішої опорної поверхні. Точка приєднання лежить у повздовжньо-вертикальній площині симетрії мобільного засобу, до якого під'їжджає трактор-тягач з навішеним пристроєм для визначення тягово-зчіпних показників. Повздовжньо-вертикальна площина симетрії трактора-тягача збігається з такою ж площиною пристрою і, зокрема, віссю вертикальної ділянки гнучкого буксирного паса 15. Трактор-тягач встановлюється відносно досліджуваного мобільного засобу так, щоб збігалися їх повздовжньо-вертикальні площини симетрії. За допомогою гідросистеми трактора-тягача переміщається навішений пристрій і зупиняється в положенні, в якому горизонтальна ділянка гнучкого буксирного паса 15 розташовується на однаковій висоті з точкою приєднання досліджуваного мобільного засобу, а потім сполучається з цією точкою вухо 18 горизонтальної ділянки гнучкого буксирного паса 15 (рис 2.5).



Рисунок 2.5 - Визначення коефіцієнта опору коченню

У випадку визначення коефіцієнта опору коченню важіль перемикавання передач досліджуваного мобільного засобу встановлюється в нейтральне положення і розгальмовується рушій. Вмикається електронний динамометр 10, трактор-тягач починає прямолінійний рух з постійною невеликою швидкістю, яка не перевищує 5 км/год, буксируючи приєднаний досліджуваний мобільний засіб. Фіксується ряд значень зусилля буксирування, вимірюваного електронним динамометром 10, і на їх підставі розраховується середнє значення $P_{зкб.ср(f)}$ зусилля буксирування досліджуваного мобільного засобу. При цьому відсутні коливання горизонтальної ділянки гнучкого буксирного паса 15, а також унеможливлені дистанційним кільцем 12 відхилення динамометра 10 від вертикалі, які можуть спричиняти збільшення коливань зусилля буксирування. Тому за середнім значенням $P_{зкб.ср(f)}$ зусилля буксирування, розмах коливань якого незначний, з високою точністю встановлюється коефіцієнт опору коченню f досліджуваного мобільного засобу:

$$f = \frac{P_{зкб.ср(f)}}{G} = \frac{P_f}{G}, \quad (2.4)$$

де P_{fi} – сила опору коченню, яка дорівнює $P_{зкб.ср(f)}$;

G – сила тяжіння мобільного засобу.

Якщо ж визначається коефіцієнт зчеплення, здійснюється буксирування досліджуваного мобільного засобу, в якого частина або весь рушій заблоковані й можуть лише ковзати по опорній поверхні. На підставі отриманих значень зусилля буксирування розраховується його середнє значення $P_{зкб.ср(\varphi)}$. В цьому разі теж відсутні коливання горизонтальної ділянки гнучкого буксирного паса 15 і відсутні відхилення динамометра 10 від вертикалі, тому з високою точністю встановлюється коефіцієнт зчеплення φ досліджуваного мобільного засобу з опорною поверхнею:

$$\varphi = \frac{P_{зкб.ср(\varphi)}}{G_k}, \quad (2.5)$$

де G_k – частина сили тяжіння мобільного засобу, яка припадає на заблоковану частину рушія (у випадку блокування всього рушія $G_k = G$).

3.1 Результати вимірювання коефіцієнта опору коченню шини методом вибігу

Опір коченню є невід’ємною фізичною складовою кочення пневматичної шини, що насамперед пов’язано гістерезисними втратами у шарах матеріалу та адгезійного або молекулярного зчеплення з поверхнею дороги. Зважаючи на те, що за таких умов відбуваються значні втрати енергії, однак з іншої сторони ці два фактори сприяють підвищенню сили зчеплення з дорогою. У роботі для досліджень використано метод вибігу автомобіля, який забезпечує вихідні дані аналітичного розрахунку коефіцієнта опору коченню колеса з шиною (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Результати вимірювань КОК пневматичної шин

№ п/п	Тиск у колесі, МПа	Номінальна швидкість автомобіля V_a , км/год	Довжина вибігу автомобіля S , м	Значення КОК шини f
Renault Megane II (195x65 R15)				
Dunlop SP Sport BluResponse 91T				
1	0,25	10	48,17	0,00857
		15	183,42	0,00901
		20	401,78	0,00925
2	0,2	10	46,53	0,00887
		15	158,42	0,01043
		20	340,68	0,01091
3	0,17	10	26,45	0,01561
		15	110,37	0,01497
		20	237,08	0,01568
Kleber Krisalp HP3 91T				
1	0,25	10	44,05	0,00937
		15	167,75	0,00985
		20	367,46	0,01011
2	0,2	10	42,55	0,00970
		15	144,89	0,01140
		20	311,58	0,01193
3	0,17	10	24,19	0,01707

		15	100,94	0,01636
		20	216,83	0,01714
ZAZ SENS (175x70 R13)				
Sava Perfecta 175/70 R13 82T				
1	0,25	10	44,56	0,00927
		15	169,66	0,00974
		20	371,65	0,01000
2	0,2	10	43,65	0,00946
		15	148,60	0,01112
		20	319,56	0,01163
3	0,17	10	26,05	0,01585
		15	108,71	0,01519
		20	233,52	0,01591
Cordiant Road Runner PS-1				
	0,25	10	36,98	0,01117
		15	140,82	0,01173
		20	308,47	0,01205
	0,2	10	36,23	0,01140
		15	123,34	0,01339
		20	265,23	0,01401
	0,17	10	23,71	0,01742
		15	98,93	0,01670
		20	212,51	0,01749

Аналізуючи дані наведені у таблиці 3.1 можна зробити наступні висновки.

Середнє значення КОК для типорозміру 195x65 R15: Dunlop SP Sport BluResponse 91T $f = 0,0089$ за тиску 0,25 МПа. А для Kleber Krisalp HP3 91T $f = 0,0098$ за тиску 0,25 МПа.

Середнє значення КОК для типорозміру 175x70 R13 та тиску 0,2МПа відповідно становлять: Sava Perfecta 175/70 R13 82T $f = 0,0107$, для шин Cordiant Road Runner PS-1 $f = 0,0129$, що свідчить про дуже погану паливну економічність даних шин.

Для наочної ілюстрації отриманих даних у вигляді таблиці було усереднено для кожного значення тиску коефіцієнт опору коченню за кожною із швидкостей (рис. 3.1).

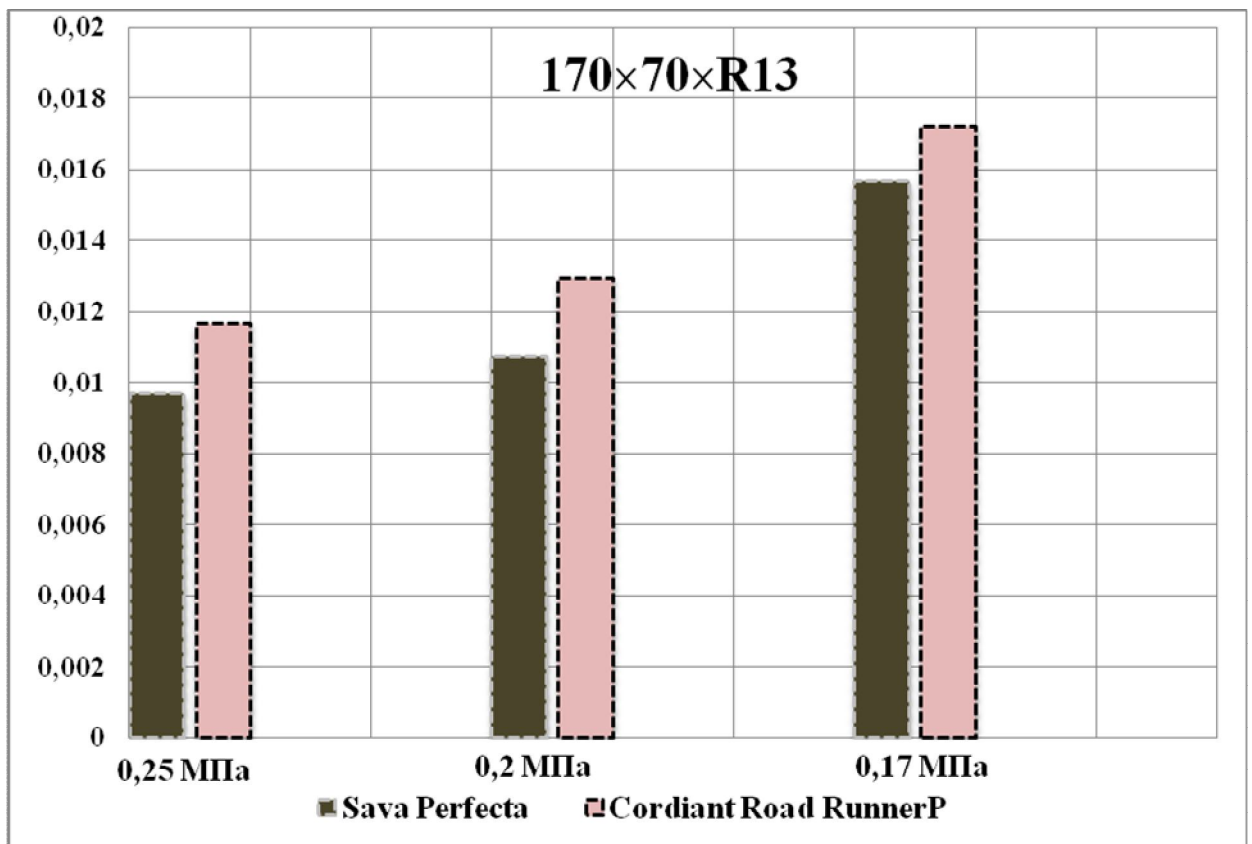
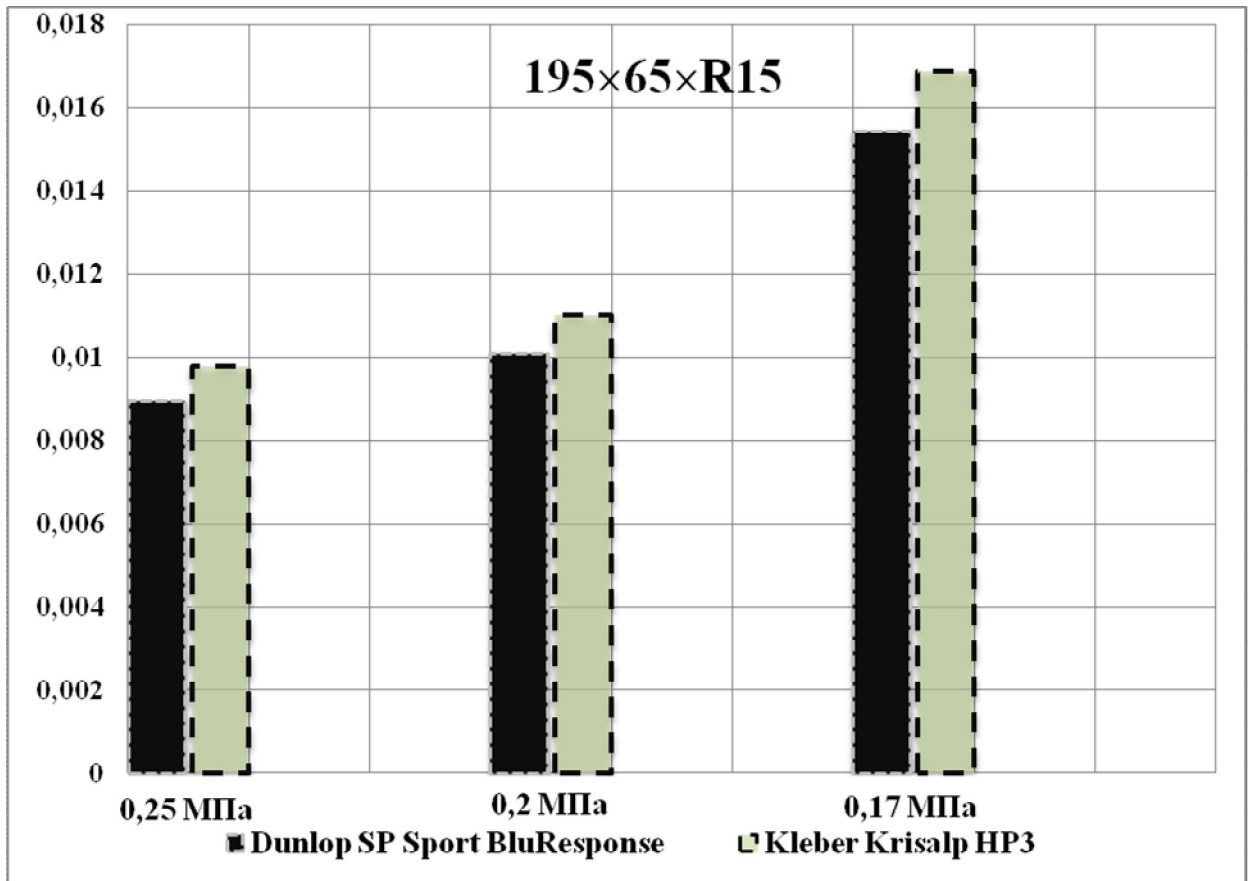


Рисунок 3.1 – Значення коефіцієнта опору коченню f отриманих методом вибігу

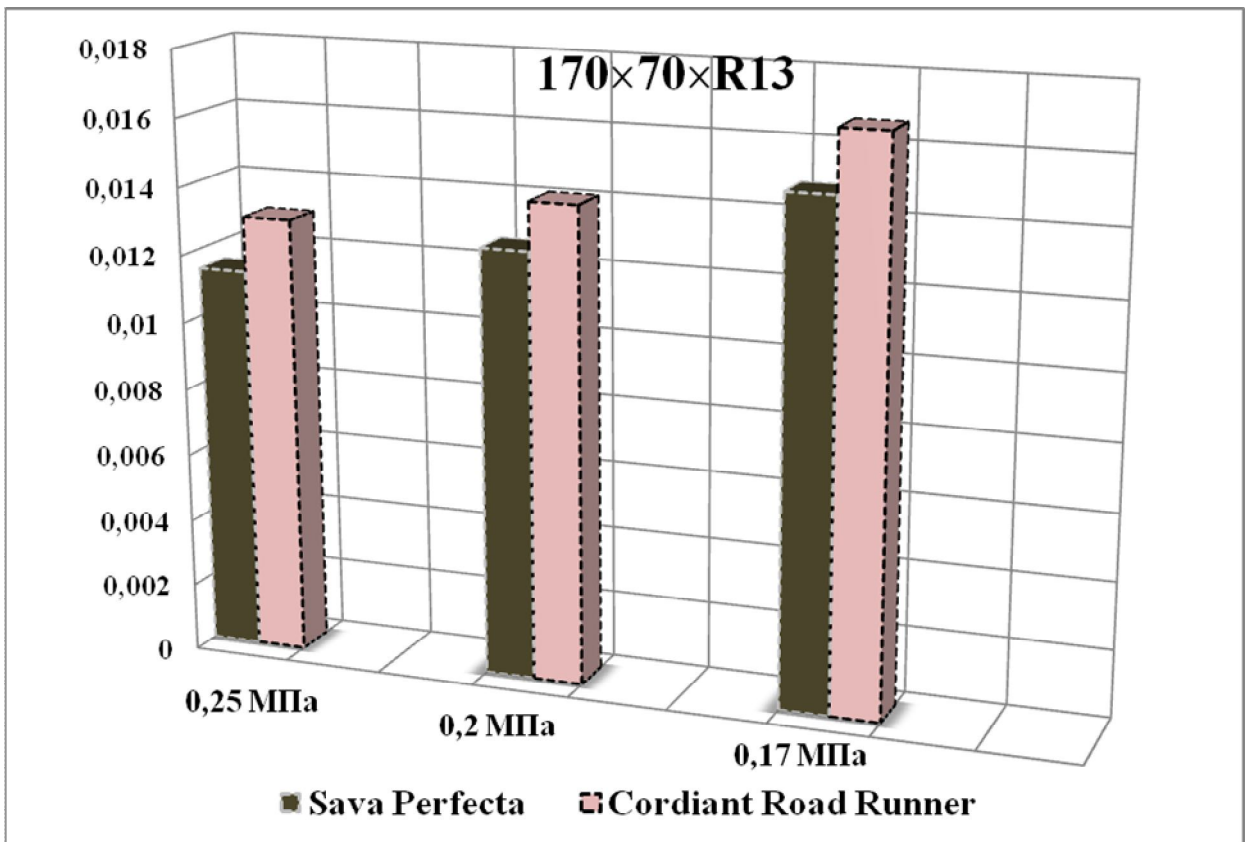
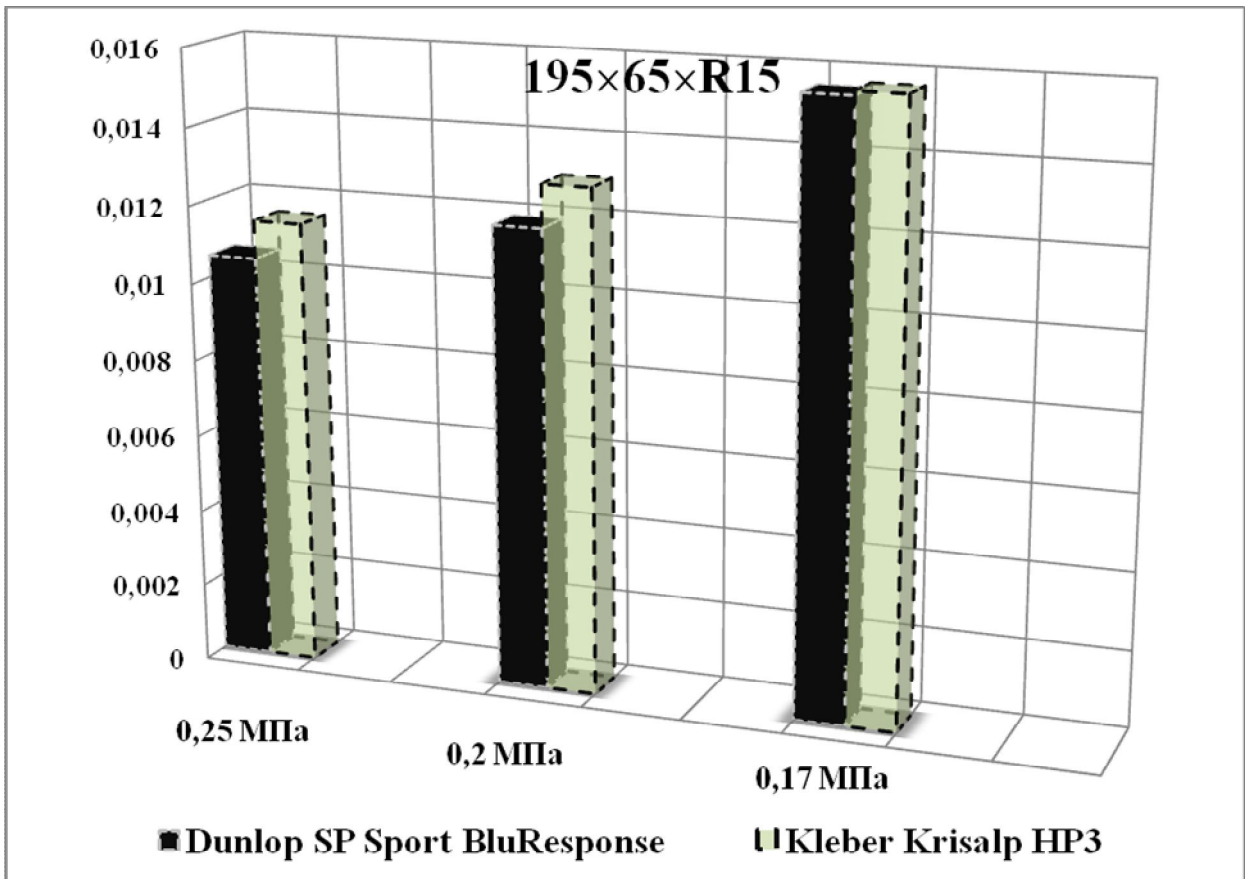


Рисунок 3.3 – Значення коефіцієнта опору коченню f отриманих за допомогою тягового пристрою

Як видно із гістограм середнє значення КОК для типорозміру 195x65 R15:

Dunlop SP Sport BluResponse 91T $f = 0,0089$ за тиску 0,25 МПа. А для Kleber Krisalp HP3 91T $f = 0,0105$ за тиску 0,25 МПа та 0,0118 за тиску 0,20 МПа, що є дещо вищим ніж значення отримані методом вибігу.

Середнє значення КОК для типорозміру 175x70 R13 та тиску 0,2 МПа відповідно становлять: Sava Perfecta 175/70 R13 82T $f = 0,0127$, а для шин Cordiant Road Runner PS-1 $f = 0,0141$. Не зважаючи на деяку різницю в значеннях отриманих різними методами, закономірність їх зміни повністю зберігається.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Здійснено аналіз конструктивних особливостей пневматичних шин їх тягово-зчіпних, гальмівних та паливо-економічних характеристик. Встановлено, що виробники сьогодні пропонують шини з відмінними паливо-економічними властивостями, значення коефіцієнта опору коченню яких сягає нижче 0,070, що забезпечує їй зниження споживання пального на рівні 1...2 % порівняно з попереднім поколінням.

2. Запропоновано методики дослідження коефіцієнта опору коченню експериментальним способом за допомогою пристрою та методом вибігу.

3. Встановлено значення КОК отриманих методом вибігу, а саме:

- середнє значення КОК для типорозміру 195x65 R15: Dunlop SP Sport BluResponse 91T $f = 0,0089$ за тиску 0,25 МПа, Kleber Krisalp HP3 91T $f = 0,0098$ за тиску 0,25 МПа.

- середнє значення КОК для типорозміру 175x70 R13 та тиску 0,2МПа відповідно становлять: Sava Perfecta 175/70 R13 82T $f = 0,0107$, для шин Cordiant Road Runner PS-1 $f = 0,0129$, що свідчить про дуже погану паливну економічність даних шин.

4. Наведено значення КОК отриманих за допомогою тягового пристрою:

- Dunlop SP Sport BluResponse 91T $f = 0,0089$ за тиску 0,25 МПа. А для Kleber Krisalp HP3 91T $f = 0,0105$ за тиску 0,25 МПа та 0,0118 за тиску 0,20 МПа, що є дещо вищим ніж значення отримані методом вибігу.

-середнє значення КОК для типорозміру 175x70 R13 та тиску 0,2 МПа відповідно становлять: Sava Perfecta 175/70 R13 82T $f = 0,0127$, а для шин Cordiant Road Runner PS-1 $f = 0,0141$.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Heiβing B. Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven. / Bernd Heiβing, Metin Ersoy (Hrsg). – Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn Verlag : GWV Fachverlage GmbH, 2007. – 591 S.
2. <https://www.elmelectronics.com/>
3. Lee J. Interfacial Forces between Tire and Snow under Different Snow Depths [Електронний ресурс] / J.Lee, Q. Liu // SAE WorldCongress. – 2006. № 1. – P. 19. – Режим доступу до журн. <http://papers.sae.org/2006-01-0496/>
4. Pacejka, H. B. Tyre Mechanics and Vehicle Dynamics. – Oxford, UK: Butterworth-Heinemann, 2002. – 621 p
5. Sandu C. Experimental study on the mobility of lightweight vehicles on sand / C. Sandu, M. Worley, J. Morgan // In: Proceedings of 16-th ISTVS International Conference. – 2008. – P. 162-176.
6. Автомобільний транспорт в Україні. Нормативна база. – К.: КНТ, АТКА, 2004. – 504 с.
7. Безпека дорожнього руху та автотранспортне право. Конспект лекцій для студентів спеціальності "Автомобілі та автомобільне господарство" усіх форм навчання / Уклад. В. Кищун. Луцьк: РВВ ЛДТУ, 2006. – 155с.
8. Безпека життєдіяльності [Текст] : підруч. для студ. с.-г. вузів / І. П. Пістун [та ін.]. – Львів : Світ, 1995. – 288 с
9. Боровських Ю.І. Будова автомобіля / Ю.І. Боровських, Ю.В. Буралев, К.А. Морозов. – Київ: Вища школа, 1991 – 303 с
10. Боярко І. М. Інвестиційний аналіз : [навч. посіб.] / І. М Боярко, Л. Л. Гриценко. – К. : Центр учбової літератури, 2011. – 400 с.
11. Вербицький В.Г. Вплив поздовжньої сили на передній осі легкового автомобіля на множину стаціонарних рухів / В.Г. Вербицький, А.В. Костенко, А.М. Єфименко, Р.А. Кулієв, О.Г. Воловненко, М.М. Макійов // Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. . – 2011. – №5 (159). - С. 275 – 280.

12. Вишняков М.І. Автомобиль: Основы конструкции / М.І. Вишняков, В.К. Вахламов, А.Н. Нарбут. – М.: Машиностроение 1986 – 304 с.
13. Водяник І. І. Експлуатаційні властивості тракторів і автомобілів / І. І. Водяник. – К.: Урожай, 1994. – 224 с
14. Волков В. П. Теорія руху автомобіля: підручник / В. П. Волков, Г. Б. Вільський. – Суми : Університетська книга, 2010. – 320 с.
15. Гандзюк, М. П. Основи охорони праці [Текст] : підручник для вузів / М. П. Гандзюк, Є. П. Желібо, М. О. Халімовський. – 3-тє вид. – К. : Каравела, 2006. – 392 с.
16. ГОСТ – 4754–97. Шины пневматические для легковых автомобилей, прицепов к ним, легких грузовых автомобилей и автобусов особо малой вместимости. – чинний від 2000–01–01. – К. : Изд-во стандартов, 1999. – 24с.
17. Динамика автомобиля / [М. А. Подригало, В. М. Волков, А. А. Бобошко и др.] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.
18. ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного схвалення типу транспортних засобів категорій М N та О стосовно гальмування: Правила ЄЕК ООН № 13. – [Чинні від 14.01.2008]. – Женева : Європейська Економічна Комісія Організації Об'єднаних націй, 2008. – 276 с.
19. ДСТУ UN/ECE R 30-02:2005. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження пневматичних шин для дорожніх транспортних засобів і їхніх причепів Правила ЄЕК ООН № 30.
20. Зеркалов Д. В. та ін. Безпека руху автомобільного транспорту: Довідник. – К.: Основа, 2002. – 360 с.
21. Кавецький В. В. Економічне обґрунтування інноваційних рішень. Практикум : [навч. посіб.] / В. В. Кавецький, В. О. Козловський, І. В. Причепа – Вінниця : ВНТУ, 2013. – 113 с.
22. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання : ДСТУ 3649:2010. – [Чинний від 2011-07-01]. –

Офіц. вид. – К. : Держспоживстандарт України, 2011. – 28 с. – (Національний стандарт України).

23. Лобас Л.Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин / Л.Г. Лобас, В.Г. Вербицкий. – К.: Наук. Думка, 1990. – 232с.

24. Наказ Міністерства транспорту України “Про затвердження Експлуатаційних норм середнього ресурсу пневматичних шин колісних транспортних засобів, використаних на колісних шасі” від 20.05.06, № 489: [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon1.rada.gov.ua/cgi-bin/laws/main.cgi?nreg=z 0695-06>

25. Наказ Міністерства транспорту України “Про правила надання послуг з технічного обслуговування і ремонту автомобільних транспортних засобів” від 11.11.2002 р., № 792: [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon1.rada.gov.ua/cgi-bin/laws/main.cgi?nreg=z0122-03>.

26. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник для ВНЗ / А. П. Солтус. – К. : Арістей, 2010. –155 с.

27. Тарасик В. П. Теория автомобилей и двигателей: учебное пособие /В. П. Тарасик, М. П. Бренч. – Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2016. – 448 с.

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

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

30. Юридичний довідник автомобіліста / Упор. М. І. Мельник, М. І. Хавронюк. – К.: Оранта-прес, 1998. –300с.

31. Коханенко В. Б. Влияние температуры на работу шин автомобиля / В. Б. Коханенко, А. Н. Ларин // Проблемы пожарной безопасности : сб. науч. тр. – Вып. 5. – Харьков : ХИПБ, 1999. – С. 128–130.
32. Методы исследования шумоизлучения автомобильных шин / В. А. Карпенко, Е. В. Музалов, В. Г. Клецков, А. А. Загородний, Е. Е. Черток // Вестник Харьковского гос. автомобильно-дорожного технического университета : сб. научн. трудов. – Вып. – 14. – Харьков : Изд-во ХГАДТУ. – 2001. – С. 70–73.
33. Хачатуров А.А. Динамика системы «дорога – шина – автомобиль – водитель» / А.А. Хачатуров. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
34. 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.
35. Ларін О.М. Теоретичні основи оцінки працездатності шин легкового автомобіля в експлуатації: Дис. докт. техн. наук. – Харків, 2001. – 312с.