

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ЗЧЕПЛЕННЯ ТА ОПОРУ КОЧЕННЮ АВТОМОБІЛЬНИХ ШИН

¹Роман Шевчук, д. с.-г. н., ¹Олег Сукач, к. т. н., ¹Олег Миронюк, к. т. н.,

²Віктор Шевчук, к. т. н., ¹Юрій Габрієль

¹Львівський національний університет природокористування
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна,
e-mail: 19oleg85@ukr.net

²Львівський державний університет безпеки життєдіяльності
вул. Клепарівська, 35, Львів, Львівська обл., 79000

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2024.28.070>

Шевчук Р., Сукач О., Миронюк О., Шевчук В., Габрієль Ю. Дослідження коефіцієнтів зчеплення та опору коченню автомобільних шин

Для визначення тягово-зчіпних показників автомобілів, зокрема коефіцієнтів опору коченню і зчеплення автомобілів, широко використовується спосіб буксирування, який може реалізуватись доволі простим пристроєм, оснащеним горизонтально розташованим динамометром та гнучким буксирним пасом. Вказаний спосіб характеризується великою похибкою визначення середнього зусилля буксирування, яке зумовлене мінливістю взаємодії колісних рушіїв з опорною поверхнею і, відповідно, низькою точністю визначення способом буксирування як коефіцієнта зчеплення з опорною поверхнею, так і інших тягово-зчіпних показників, зокрема коефіцієнта опору коченню.

Стандартний тяговий пристрій для визначення тягово-зчіпних властивостей мобільних енергетичних засобів характеризується значним елементарним інтервалом вимірювання Δt_{di} , який обмежений можливістю людини візуально спостерігати і реєструвати поточні покази динамометра. Значний елементарний інтервал Δt_{di} спричиняє низьку точність визначення зусилля буксирування й відповідно середнього значення сили, коефіцієнта опору коченню та зчеплення. Це зумовлено зміною показів динамометра зі значною швидкістю через мінливість мікропрофілю дороги. Тому візуальний спосіб спостереження під час досліджень вкрай неточний.

Розроблено методику та програмний комплекс для підвищення точності визначення зусилля буксирування мобільних енергетичних засобів, яка забезпечується зменшенням елементарного інтервалу реєстрації значень вимірювання. Запропонований програмний модуль приєднується до силової тензоланки електронного динамометра. Модуль представлений у вигляді мікросхеми з аналогово-цифровим перетворювачем, що з'єднується через мікроконтролер з шиною підключення зовнішніх пристроїв та інтерфейс виводу даних. Така архітектура модуля забезпечує передачу даних на електронний носій інформації - карту пам'яті чи персональний комп'ютер.

Визначено коефіцієнти опору коченню та зчеплення коліс Debica Passio 2 175/70 R13 82T автомобіля ЗАЗ Sens для різних типів опорної поверхні. Встановлено, що для асфальтованої дороги значення φ_i перебуває в межах 0,6914...0,7162 із середнім значенням 0,698. Для ґрунтової дороги значення φ_i перебуває в межах 0,5754...0,6144 із середнім значенням 0,595. Для гравійної ділянки дороги значення коливаються в межах 0,3755...0,4451 із середнім значенням 0,408. Найменші значення φ_i отримано для мокрої ґрунтової дороги – 0,3275...0,3768 із середнім значенням 0,358.

Для зимових шин коефіцієнт зчеплення для асфальтованої дороги φ_i є в межах 0,6138...0,6514 із середнім значенням 0,6280. Для ґрунтової дороги значення φ_i - 0,5799...0,6045 із середнім значенням 0,5919. Для гравійної ділянки дороги значення коливаються в межах 0,3847...0,4041 із середнім значенням 0,3945. Більші порівняно з літніми шинами значення φ_i отримано для мокрої ґрунтової дороги – 0,3761...0,3908 із середнім значенням 0,3825.

Ключові слова: тяговий пристрій, коефіцієнт опору коченню, коефіцієнт зчеплення коліс, програмний модуль.

Shevchuk R., Sukach O., Myroniuk O., Shevchuk V., Habriiel Yu. Study of grip and rolling resistance coefficients of automobile tires

Determining the traction and traction indicators of cars, such as the coefficients of rolling resistance and traction, often uses a towing method. This method can be implemented with a simple device that includes a horizontally positioned dynamometer and a flexible towing belt. However, this approach is characterized by significant inaccuracies in measuring the average towing force. This inaccuracy arises from the variability in how the wheel drives interact with the supporting surface, which consequently affects the precision of determining both the grip coefficient and other traction-related indicators, including the rolling resistance coefficient.

The standard towing device used to evaluate the traction-coupling properties of mobile energy vehicles has a considerable elementary measurement interval (Δt_{di}). This interval is limited by the observer's ability to visually record the current readings from the dynamometer. The large elementary interval leads to low accuracy in determining

the towing force, and consequently, the average values of force, rolling resistance coefficients, and grip. Rapid changes in the dynamometer readings, due to fluctuations in the road's micro-profile, further complicate accurate measurements. Therefore, relying on visual observation during these tests is highly imprecise.

To enhance the accuracy of determining the towing effort for mobile energy vehicles, a methodology and software complex have been developed. This improvement is achieved by reducing the elementary interval for recording measurement values. The proposed software module connects to the electronic dynamometer's power tension link. This module is designed as a microcircuit equipped with an analog-to-digital converter, which interfaces with a microcontroller and a bus for connecting external devices, along with a data output interface. This configuration ensures the efficient transfer of data to electronic storage media, such as a memory card or a personal computer.

The coefficients of rolling resistance and adhesion for Debica Passio 2 175/70 R13 82T wheels on the ZAZ Sens car were measured across various types of supporting surfaces. For an asphalt road, the grip coefficient (ϕ_i) ranged from 0.6914 to 0.7162, with an average value of 0.698. On a dirt road, ϕ_i values ranged from 0.5754 to 0.6144, averaging 0.595. For gravel surfaces, the values were between 0.3755 and 0.4451, averaging 0.408. The lowest ϕ_i values were observed on a wet dirt road, ranging from 0.3275 to 0.3767, with an average of 0.358.

For winter tires, the adhesion coefficient on an asphalt road (ϕ_i) ranged from 0.6138 to 0.6514, with an average value of 0.6280. On a dirt road, this coefficient was between 0.5799 and 0.6045, averaging 0.5919. For gravel surfaces, the values ranged from 0.3847 to 0.4041, with an average of 0.3945. Comparatively, with summer tires on a wet dirt road, the ϕ_i values were from 0.3761 to 0.3908, averaging 0.3825.

Keywords: towing device, rolling resistance coefficient, grip coefficient of wheel, software module.

Постановка проблеми. Опір коченню автомобілів визначається втратами енергії в колісному рушії, зокрема в шинах коліс [15], а також втратами на деформацію опорної поверхні, які сумарно характеризуються коефіцієнтом опору коченню f . На малій швидкості руху автомобілів, що не перевищує 10–15 км/год, цей коефіцієнт позначається f_0 . Теоретичне визначення коефіцієнта опору коченню є складним і дозволяє отримати наближені результати, які потребують експериментального уточнення [5].

Для експериментального визначення коефіцієнтів опору коченню та зчеплення найчастіше використовується спосіб буксирування з використанням динамометричного обладнання. Вказаний спосіб є доволі простим, однак характеризується низькою точністю вимірювання зусилля буксирування, яке повинно визначатись лише взаємодією коліс автомобіля з опорною поверхнею. Низька точність вимірювань спричинена вертикальними коливаннями горизонтального буксирного паса з динамометром, внаслідок чого зусилля буксирування зумовлене не лише взаємодією коліс з опорною поверхнею, а істотно змінюється коливними навантаженнями та доповнюється неточністю дій оператора під час вимірювань.

Експериментальне визначення тягово-зчіпних властивостей автомобілів також характеризується значним елементарним інтервалом вимірювання Δt_{oi} , який обмежений можливістю людини візуально спостерігати і реєструвати поточні покази динамометра. Значний елементарний інтервал Δt_{oi} спричиняє низьку точність визначення зусилля буксирування й відповідно середнього значення сили, коефіцієнта опору коченню та зчеплення. Це зумовлено зміною показів динамометра зі значною швидкістю через мінливість мікропрофілю дороги. Тому

візуальний спосіб спостереження під час досліджень вкрай неточний.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для визначення тягово-зчіпних показників автомобілів, зокрема коефіцієнтів опору коченню і зчеплення автомобілів, широко використовується спосіб буксирування, який може реалізуватись доволі простим пристроєм, оснащеним горизонтально розташованим динамометром та гнучким буксирним пасом [4; 7]. Вказаний спосіб характеризується великою похибкою визначення середнього зусилля буксирування, яке зумовлене мінливістю взаємодії колісних рушіїв з опорною поверхнею і, відповідно, низькою точністю визначення способом буксирування як коефіцієнта зчеплення з опорною поверхнею, так і інших тягово-зчіпних показників, зокрема коефіцієнта опору коченню.

Низька точність визначення тягово-зчіпних показників зумовлена широким рядом чинників. Найбільший вплив на точність вимірювання мають умови проведення досліджень: мікропрофіль й ухил дорожнього покриття, а також рівномірність руху трактора тягача, що здійснює буксирування. Наступна група чинників зумовлена технологічними параметрами вимірювального пристрою, а також точністю й частотою фіксації даних динамометром. Інша група чинників - це похибки, що виникають через неточності дій чи особистих якостей оператора.

Крім цього, переважна більшість досліджень стосується теорії руху автомобільних транспортних засобів [1; 2; 6], однак мало уваги приділяється питанням розробки вимірювального обладнання для розрахунку експлуатаційних показників автомобілів та його апробації.

Постановка завдання. Відповідно до означеної проблеми запропоновано розробити методику автоматизованого визначення зусилля

буксирування за допомогою тягового пристрою з використанням програмного модуля, що нівелює значну кількість похибок, які притаманні візуальному спостереженню під час проведення експериментів. Здійснити модернізацію тягового пристрою та розробити програмний модуль, який забезпечує зміну дискретності вимірювання зусилля буксирування відповідно до заданого оператором раціонального інтервалу. Також необхідно провести апробацію методики автоматизованого визначення зусилля буксирування за допомогою тягового пристрою, встановити значення коефіцієнтів опору коченню і зчеплення для зимових та літніх шин на різних типах дорожнього покриття.

Виклад основного матеріалу. Під час буксирування автомобіля (рис. 1) на експериментальній горизонтальній ділянці з постійною невеликою швидкістю V передні й задні колеса радіусом r_k обертаються навколо осей O_1 і O_2 у веденому режимі [11]. Перпендикулярно до опорної поверхні, тобто – експериментальної ділянки, діє сила ваги автомобіля G_a . Паралельно до цієї поверхні прикладається зусилля буксирування $P_{\text{екбф}}$, яке передається буксирним пасом.

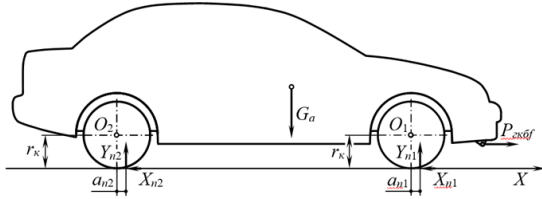


Рис. 1. Схема сил, що діють на автомобіль з розгальмованими колесами під час буксирування

Fig. 1. Diagram of forces acting on a car with unlocked wheels during towing

У зонах контакту коліс з опорною поверхнею прикладаються нормальні реакції на передні Y_{n1} і задні Y_{n2} колеса, зміщені від осей обертання O_1 , O_2 в напрямі руху на відстані відповідно a_{n1} й a_{n2} . Також у зонах контакту [3] виникають зумовлені зміною динамічного радіуса коліс r_k зміщення повздовжніх дотичних реакцій передніх X_{n1} і задніх X_{n2} коліс, які спрямовані протилежно до напрямку руху й відносно осей O_1 , O_2 .

Відзначимо вісь X , яка збіжна з опорною поверхнею та спрямована за напрямом руху, і запишемо рівняння суми проєкцій на цю вісь сил, що діють на автомобіль під час буксирування з постійною невеликою швидкістю:

$$\sum X = P_{\text{екбф}} - X_{n1} - X_{n2} = 0. \quad (1)$$

Знехтувавши моментами опору обертанню передніх коліс $M_{r1} = 0$ і задніх $-M_{r2} = 0$, що зумовлені тертям у підшипниках маточин коліс, а також опором повітря обертанню, запишемо

рівняння суми моментів сил відносно осі O_1 передніх коліс:

$$\sum M_{O1} = Y_{n1} a_{n1} - X_{n1} r_k = 0, \quad (2)$$

звідки

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

Введемо позначення:

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

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

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

де f_{0n1} – коефіцієнт опору коченню з невеликою швидкістю передніх коліс; P_{fn1} , M_{fn1} – сила і момент опору коченню цих коліс.

Тоді

$$X_{n1} = f_{0n1} Y_{n1} = P_{fn1} = \frac{M_{fn1}}{r_k}. \quad (3)$$

Рівняння суми моментів сил відносно осі O_2 задніх коліс:

$$\sum M_{O2} = Y_{n2} a_{n2} - X_{n2} r_k = 0, \quad (4)$$

звідки визначимо:

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

Введемо позначення:

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

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

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

де f_{0n2} – коефіцієнт опору коченню з невеликою швидкістю задніх коліс; P_{fn2} , M_{fn2} – сила і момент опору коченню цих коліс.

Тоді

$$X_{n2} = f_{0n2} Y_{n2} = P_{fn2} = \frac{M_{fn2}}{r_k}. \quad (5)$$

Здійснивши підстановку співвідношень (3) і (5) у рівняння (1), отримуємо:

$$P_{fn1} + P_{fn2} = f_{0n1} Y_{n1} + f_{0n2} Y_{n2} = P_{\text{екбф}}. \quad (6)$$

Позначимо:

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

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

де P_f – сила опору коченню автомобіля, коефіцієнт опору коченню якого f_0 . Після підстановки цих позначень у рівняння (6):

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

Оскільки $Y_{n1} + Y_{n2} = G_a$, то в підсумку:

$$P_f = f_0 G_a = P_{\text{екб}f}, \quad (7)$$

звідки

$$f_0 = \frac{P_f}{G_a} = \frac{P_{\text{екб}f}}{G_a}. \quad (8)$$

На підставі зареєстрованих значень зусилля буксирування $P_{\text{екб}fi}$ (Н) розраховується ряд значень коефіцієнта опору коченню f_{0i} :

$$f_{0i} = \frac{P_{fi}}{G_a} = \frac{P_{\text{екб}fi}}{G_a}, \quad (9)$$

де P_{fi} – значення сили опору коченню (Н), які дорівнюють $P_{\text{екб}fi}$; i – індекс повторності реєстрації зусилля буксирування, становить $i = 1, 2, 3, \dots, n$ (n – число повторностей); G_a – вага автомобіля, Н.

Під коефіцієнтом зчеплення ϕ автомобілів розуміють коефіцієнт зчеплення з опорною поверхнею їх рушіїв, від якого залежать тягово-швидкісні й гальмівні властивості автомобілів, керованість, прохідність та стійкість проти сповзання на схилах. Якщо колеса навантажуються лише у повздовжньо-вертикальній площині, а поперечні навантаження відсутні, коефіцієнт ϕ відповідає повздовжньому зчепленню коліс.

Коефіцієнт зчеплення ϕ визначається переважно експериментально способом ковзання окремого колеса чи способом буксирування автомобіля із загальмованими ковзними колесами [4]. На цей коефіцієнт впливають такі експлуатаційні фактори: тип і стан дороги; швидкість руху; рисунок та спрацювання протектора; тиск повітря в шинах; нормальне навантаження на колеса.

Від типу дороги залежать площа зони контакту колеса з опорною поверхнею та контактні питомі навантаження. На дорогах з твердим покриттям коефіцієнт зчеплення залежить від шорсткості й вологості опорної поверхні, наявності пилу і бруду. Якщо дорога мокра, на частину зони контакту діє підйомна гідродинамічна сила і ця частина перестає взаємодіяти з дорогою. Поява підйомної сили спричиняє істотне зменшення коефіцієнта зчеплення ϕ відповідно збільшенню товщини водяної плівки. Шар вологого бруду на дорозі має щільність, вищу від води, тому додатково збільшується підйомна гідродинамічна сила й зменшується коефіцієнт зчеплення.

Швидкість руху автомобіля впливає на взаємодію коліс з виступами і впадинами поверхні дороги. З підвищенням швидкості на сухій поверхні гума протектора не встигає формувати контакт з впадинами. У результаті зменшуються площа зони контакту та коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою. На мокрих дорогах підйомна

гідродинамічна сила коліс пропорційна квадрату швидкості руху, із збільшенням якої також зменшуються площа контакту та коефіцієнт зчеплення. Крім того, якщо збільшуються швидкість та спрацювання протектора, погіршується відведення вологи через канавки рисунка протектора і зменшується коефіцієнт зчеплення.

Збільшення тиску повітря в шинах, а також нормальних навантажень коліс зумовлює на сухих дорогах з твердим покриттям деяке зменшення коефіцієнта зчеплення [15], що пояснюється зниженням тертя гуми в разі підвищення питомих навантажень. А на вологих забруднених дорогах вказані збільшення тиску і нормальних навантажень мають зворотний ефект. Тобто коефіцієнт зчеплення збільшується, оскільки підвищені питомі навантаження сприяють витисканню вологи і бруду.

На зчеплення автомобільних коліс найбільше впливають їх діаметр і рисунок протектора. Якщо радіальна деформація шин постійна, то із зростанням діаметра коліс дещо збільшується коефіцієнт зчеплення на дорогах з твердим покриттям внаслідок збільшення зони контакту з опорною поверхнею.

Рисунки протекторів коліс оцінюються за насиченістю, під якою розуміють відношення площі контакту виступів протектора до загальної контактної площі. З підвищенням насиченості рисунка поліпшується зчеплення коліс на сухих дорогах з твердим покриттям. На мокрих забруднених дорогах коефіцієнт зчеплення підвищується, якщо рисунок протектора сприяє відведенню вологи та бруду із зони контакту.

Коефіцієнт зчеплення ϕ може визначатись способом буксирування, аналогічно як і коефіцієнт опору коченню. Буксирування відбувається з невеликою швидкістю автомобіля із загальмованими ковзними колесами, використовуючи розроблений пристрій для визначення тягово-зчіпних показників мобільних засобів [7].

Під час буксирування досліджуваного автомобіля (рис. 2) на експериментальній горизонтальній ділянці дороги передні колеса обертаються навколо осі O_1 у веденому режимі, а задні – гранично загальмовані моментом $M_{\text{тmax}2}$ й не обертаються навколо осі O_2 , а ковзають. Сила тяжіння автомобіля G_a діє перпендикулярно до опорної поверхні, тобто експериментальної ділянки. Паралельно до цієї поверхні прикладається зусилля буксирування $P_{\text{екб}f}$ автомобіля, яке передається пасом розробленого пристрою для визначення тягово-зчіпних показників [7].

У зонах контакту коліс з опорною поверхнею прикладаються нормальні реакції на передні Y_{n1} і задні Y_{n2} колеса, реакції зміщені від

осей O_1, O_2 в напрямі буксирування на відстані відповідно a_{n1}, a_{n2} . Також у зонах контакту прикладаються дотичні повздовжні реакції на передні X_{n1} колеса й загальмовані ковзні задні – X_{n2} .

Відзначимо збіжну з опорною поверхнею вісь X , яка спрямована за напрямом буксирування, і запишемо рівняння суми проєкцій на цю вісь сил, що діють під час буксирування з постійною невеликою швидкістю автомобіля із загальмованими ковзними колесами:

$$\sum X = P_{зкб\phi} - X_{n1} - X_{n2} = 0. \quad (10)$$

Знехтувавши моментами опору обертання передніх коліс $M_{r1} = 0$ та задніх – $M_{r2} = 0$, що зумовлені тертям у підшипниках маточин коліс, а також опором повітря обертання, запишемо рівняння суми моментів сил відносно осі O_1 :

$$\sum M_{O1} = Y_{n1} a_{n1} - X_{n1} r_{\kappa} = 0, \quad (11)$$

звідки

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

Введемо позначення:

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

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

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

де f_{0n1} – коефіцієнт опору коченню з невеликою швидкістю передніх коліс; P_{fn1}, M_{fn1} – сила і момент опору коченню цих коліс.

Тоді

$$X_{n1} = f_{0n1} Y_{n1} = P_{fn1} = \frac{M_{fn1}}{r_{\kappa}}. \quad (12)$$

Рівняння суми моментів сил [11] відносно осі O_2 задніх загальмованих ковзних коліс:

$$\sum M_{O2} = Y_{n2} a_{n2} + M_{z\max2} - X_{n2} r_{\kappa} = 0, \quad (13)$$

звідки

$$X_{n2} = \frac{a_{n2}}{r_{\kappa}} Y_{n2} + \frac{M_{z\max2}}{r_{\kappa}}.$$

Введемо позначення:

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

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

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

$$\frac{M_{z\max2}}{r_{\kappa}} = P_{\phi n2} = \phi Y_{n2},$$

де f_{0n2} – коефіцієнт опору коченню з невеликою швидкістю задніх загальмованих ковзних коліс; P_{fn2}, M_{fn2} – сила і момент опору

коченню цих коліс; $P_{\phi n2}$ – сила зчеплення загальмованих ковзних коліс з опорною поверхнею; ϕ – коефіцієнт зчеплення.

Тоді

$$X_{n2} = f_{0n2} Y_{n2} + \phi Y_{n2} = P_{fn2} + P_{\phi n2}. \quad (14)$$

Здійснивши підстановку співвідношень (12) і (14) в рівняння (10), отримуємо:

$$P_{fn1} + P_{fn2} + P_{\phi n2} = f_{0n1} Y_{n1} + f_{0n2} Y_{n2} + \phi Y_{n2} = P_{зкб\phi}. \quad (15)$$

Позначимо:

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

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

де P_f – сила опору коченню автомобіля, коефіцієнт опору коченню якого – f_0 .

Після підстановки цих позначень у рівняння (15):

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

Нормальна реакція опорної поверхні на задні загальмовані колеса автомобіля $Y_{n2} = G_{a2}$, де G_{a2} – частина сили тяжіння автомобіля, що припадає на ці колеса і встановлюється зважуванням задньої осі. Сума нормальних реакцій $Y_{n1} + Y_{n2} = G_a$, то в підсумку

$$f_0 G_a + \phi G_{a2} = P_{зкб\phi}, \quad (17)$$

звідки

$$\phi = \frac{P_{зкб\phi} - f_0 G_a}{G_{a2}}. \quad (18)$$

Під час визначення коефіцієнта зчеплення встановлюється значення зусилля буксирування за допомогою електронного динамометра, розробленого пристрою [12] для визначення тягово-зчіпних показників мобільних засобів (рис. 3 а, б).

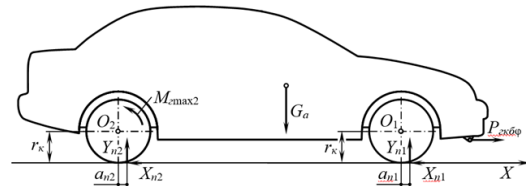


Рис. 2. Схема сил і моментів, що діють на автомобіль із задніми загальмованими ковзними колесами під час буксирування

Fig. 2. Diagram of forces and moments acting on a car with rear locked sliding wheels during towing

Під час випробування (рис. 3, в) трактор-тягач починає рух з постійною невеликою швидкістю до 6 км/год, зрушує з місця і буксирує приєднаний автомобіль. За показами динамометра реєструються поточні значення $P_{зкб\phi_i}$ (Н) зусилля буксирування на початку ковзання задніх загальмованих коліс, а на підставі цього зусилля розраховується ряд значень ϕ_i коефіцієнта зчеплення:

$$\varphi_i = \frac{P_{\text{зб}i} - f_{0i} G_a}{G_{a2}}, \quad (19)$$

де i – індекс повторності реєстрації зусилля буксирування автомобіля, становить $i = 1, 2, 3, \dots, n$ (n – число повторностей); f_{0i} –

попередньо визначені значення коефіцієнта опору коченню рушіїв автомобіля із силою тяжіння G_a (Н), частина G_{a2} (Н) якої припадає на задні загальмовані колеса.

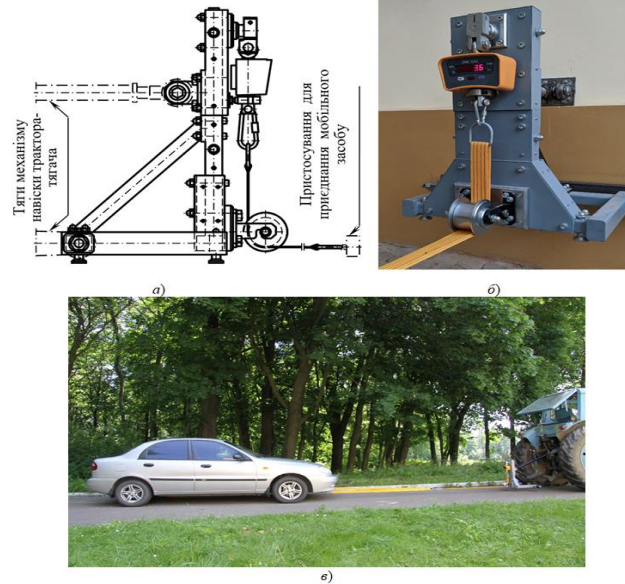


Рис. 3. Визначення зусилля буксирування автомобіля за допомогою пристрою для визначення тягово-зчіпних показників

Fig. 3. Determining the towing force of a car using a device for determining traction and grip indicators

Для підвищення точності визначення зусилля буксирування мобільних засобів необхідне зменшення елементарного інтервалу реєстрації значень вимірювання [9]. З цією метою запропоновано використовувати програмний модуль (рис. 4, а), який приєднується за допомогою аналого-цифрового перетворювача до силової тензоланки електронного динамометра [10]. Цей модуль представлений у вигляді мікросхеми з аналого-цифровим перетворювачем, що з'єднується через мікроконтролер з шиною підключення зовнішніх пристроїв та інтерфейс виводу даних [13]. Така архітектура модуля забезпечує передачу даних на електронний носій інформації чи персональний комп'ютер (рис. 4, б).

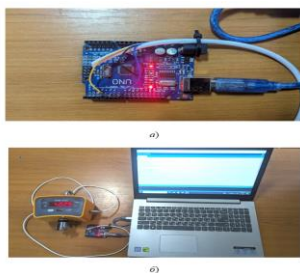


Рис. 4. Схема під'єднання програмного модуля до електронного динамометра тягового пристрою

Fig. 4. Scheme of connecting the software module to the electronic dynamometer of the traction device

Тензометрична ланка, що застосовується в електронному динамометрі, характеризується частотою реєстрації даних у межах 10 – 80 Гц, що є значно меншим від досяжного для дослідника елементарного інтервалу вимірювання Δt_{di} . Під час використання програмного модуля можна встановити невеликий елементарний інтервал Δt_{ni} (дискретність реєстрації даних), завдяки чому знижується загальна похибка вимірювання [8].

Особлива увага під час обґрунтування методики досліджень з використанням тягового пристрою була приділена способу отримання даних та математичним методам їх обробки через певну мінливість умов проведення експериментів (постійна зміна мікропрофілю дороги, коливання тягового зусилля трактора-тягача, дія сил інерції досліджуваного автомобіля). Для встановлення експериментальних залежностей та зв'язків між варіативними показниками вимірювань розроблено програму (рис. 5) отримання та аналізу дослідних даних, що забезпечує збільшення статистичної вибірки результатів вимірювань.

Перед проведенням досліджень оператор може змінювати інтервал вимірювання та частоту фіксації й запам'ятовування даних шляхом зміни конфігурації програми за допомогою персонального комп'ютера [14].


```

#include <Arduino.h>
const int MQ_002_PIN = 4;
const int MQ_002_PIN = 3;

enum MQ_MODE { NONE, DIFF_100k, TEMP_400k, DIFF_400k};
const byte MQ_MODE = DIFF_400k;

unsigned long nextRecordReadTimeThreshold;
unsigned int recordInterval = 500;

void setup() {
  pinMode(MQ_002_PIN, OUTPUT);
  pinMode(MQ_001_PIN, OUTPUT);
  Serial.begin(9600);
  nextRecordReadTimeThreshold = millis() + recordInterval;
}

void loop() {
  digitalWrite(MQ_002_PIN, HIGH);
  digitalWrite(MQ_001_PIN, LOW);
  if (millis() > nextRecordReadTimeThreshold) {
    nextRecordReadTimeThreshold = millis() + recordInterval;
  }
}

unsigned long readMQ() {

```

Рис. 5. Програма для автоматичної фіксації зусилля буксирування
 Fig. 5. Program for automatic determination of towing force

Після налаштувань програмний модуль з'єднується з електронним динамометром через стандартизований роз'єм [10] за допомогою мережевого кабелю – чотирьох ізольованих провідників у ПВХ оболонці, скручених між собою у дві пари, що захищає сигнал від зовнішніх електромагнітних завад. Передача даних від модуля на персональний комп'ютер здійснюється стандартизованим кабелем USB type B для arduino Uno. У цьому разі дані не відображаються на екрані динамометра, а лише записуються на електронний носій інформації або персональний комп'ютер. За допомогою програми результати вимірювання зберігаються у вигляді семизначного коду, в якому перші три цифри визначають масу в цілих значеннях, а четверта – десяткових, що відповідає дискретності й точності показів, декларованих виробником. Три останні цифри через мінливість значень не враховуються під час вимірювання. Отримані таким чином дані вимірювань зберігаються у вигляді окремого csv-файла з можливістю його подальшого імпорту та експорту між різними програмами чи текстовими редакторами. Зусилля буксирування розраховується програмою автоматично за допомогою перевірених коефіцієнтів, отриманих під час калібрування і тарування динамометра. Також за допомогою програми результати експериментів перевіряються на мінімальність дисперсії відхилення відносно середнього значення, наявність систематичних помилок під час вимірювання.

Дослідження проводились одночасно для типів пневматичних безкамерних шин – літніх Debica Passio 2 175/70 R13 82T та зимових Fulda Kristall Montero 3 175/70 R13 82T (рис. 6), температура повітря при цьому становила + 18 °C ...+ 22 °C.

Коефіцієнт опору коченню f_{0i} та зчеплення φ_i (рис. 7 а, б) коліс автомобіля визначено на основі зусилля буксирування $P_{скб\varphi_i}$ на типових поверхнях доріг (табл. 1, 2). Для автомобілів загального призначення – асфальтованої, гравійної, ґрунтової сухої і після дощу [5; 15].



Рис. 6. Рисунок протектора досліджуваних літніх та зимових шин

Fig. 6. Tread pattern of summer and winter tires

За допомогою програмного модуля отримано значення зусилля буксирування для експериментальних ділянок асфальтованої, ґрунтової, гравійної й мокрої ґрунтової доріг [5]. Значення f_{0i} встановлені на етапі попередніх досліджень й на їх основі визначено коефіцієнти зчеплення для вказаних умов.

Як видно з графіків (рис. 7, б) для асфальтованої дороги коефіцієнт зчеплення φ_i за питомого тиску в шинах 0,2 МПа перебуває в межах 0,6914...0,7162 із середнім значенням 0,698.

Для ґрунтової дороги значення φ_i - 0,5754...0,6144 із середнім значенням 0,595. Для гравійної ділянки дороги значення коливаються в межах 0,3755...0,4451 із середнім значенням 0,408. Найменші значення φ_i отримано для мокрої ґрунтової дороги – 0,3275...0,3768 із середнім значенням 0,358.

Як видно з графіків (рис. 8, а), значення коефіцієнтів опору коченню для зимових шин є меншим порівняно з літніми. Також отримано менші значення коефіцієнта зчеплення зимових шин для асфальтованої дороги, φ_i є в межах 0,6138...0,6514 із середнім значенням 0,6280, що менше на 7 % (рис. 8, б).

Для ґрунтової дороги значення φ_i становлять 0,5799...0,6045 із середнім значенням 0,5919. Для гравійної ділянки дороги значення коливаються в межах 0,3847...0,4041 із середнім значенням 0,3945. Більші порівняно з літніми шинами значення φ_i отримано для мокрої ґрунтової дороги – 0,3761...0,3908 із середнім значенням 0,3825.

Таблиця 1. Результати дослідження коефіцієнта опору коченню та зчеплення коліс Debica Passio 2 175/70 R13 82T автомобіля ЗАЗ Sens

Table 1. Results of the study of the coefficient of rolling resistance and grip of Debica Passio 2 175/70R13 82T wheels of the ZAZ Sens

Дорога	Вага автомобіля		Індекс i	Зусилля буксирування $P_{збfi}$, Н	Коефіцієнт опору коченню f_{0i}	Середнє значення f_0	Зусилля буксирування $P_{збfi}$, Н	Коефіцієнт зчеплення ϕ_i	Середнє значення ϕ
	G_{a1} , Н	G_{a2} , Н							
Асфальтована	10791	4905	1	152,1531	0,0141	0,0148	3543,37	0,6914	0,698
			2	162,9441	0,0151		3615,97	0,7040	
			3	159,7068	0,0148		3672,86	0,7162	
			4	158,6277	0,0147		3567,9	0,6951	
			5	167,47632	0,01552		3565,94	0,6929	
Грунтова	10791	4905	1	178,0515	0,0165	0,0155	3130,37	0,6019	0,595
			2	170,4978	0,0158		2994,99	0,5758	
			3	168,3396	0,0156		3065,63	0,5907	
			4	171,5769	0,0159		3185,31	0,6144	
			5	152,1531	0,0141		2974,39	0,5754	
Гравійна	10791	4905	1	199,6335	0,0185	0,0183	2282,79	0,4247	0,408
			2	189,9216	0,0176		2031,65	0,3755	
			3	200,7126	0,0186		2112,09	0,3897	
			4	212,5827	0,0197		2209,21	0,4071	
			5	186,6843	0,0173		2370,1	0,4451	
Мокра грунтова	10791	4905	1	214,7409	0,0199	0,0191	2053,23	0,3748	0,358
			2	202,8708	0,0188		1913,93	0,3488	
			3	206,1081	0,0191		1979,66	0,3616	
			4	196,3962	0,0182		2044,4	0,3768	
			5	210,4245	0,0195		1816,81	0,3275	

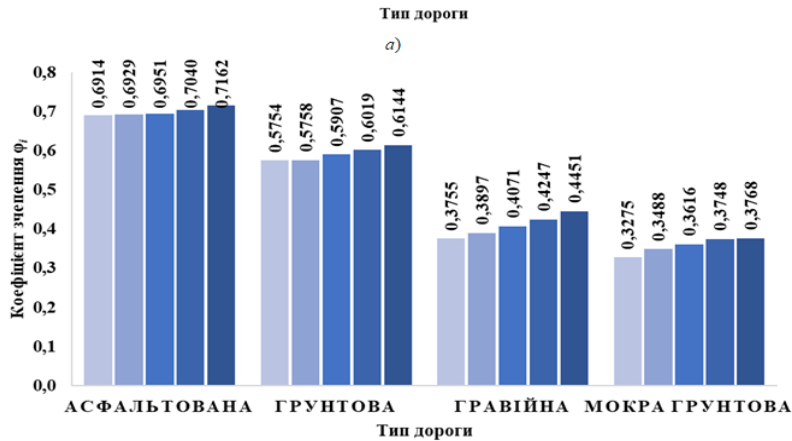
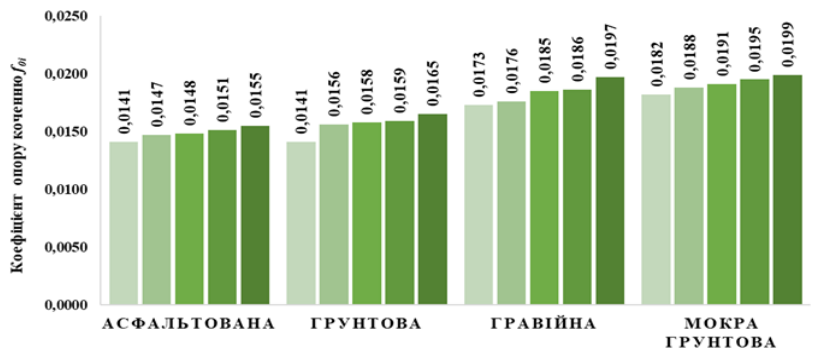
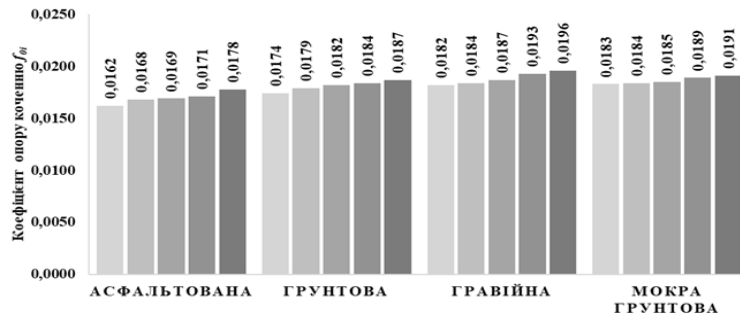


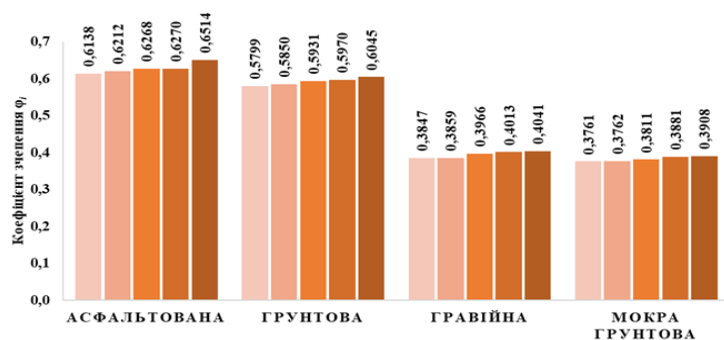
Рис. 7. Результати дослідження коефіцієнтів опору коченню і зчеплення літніх шин на різних типах доріг
Fig. 7. The study results on rolling resistance coefficients and wheel grip of summer tires on various road types.

Table 2. Results of the study of the coefficient of rolling resistance and grip of Fulda Kristall Montero 3 175/70 R13 82T wheels of the ZAZ Sens

Дорога	Вага автомобіля		Індекс i	Зусилля буксирування $P_{\text{кбф}i}$, Н	Коефіцієнт опору коченню f_{0i}	Середнє значення f_0	Зусилля буксирування $P_{\text{кбф}i}$, Н	Коефіцієнт зчеплення φ_i	Середнє значення φ
	G_a , Н	G_{a2} , Н							
Асфальтована	10791	4905	1	174,81	0,0162	0,0170	3185,31	0,6138	0,6280
			2	182,37	0,0169		3257,9	0,6270	
			3	192,08	0,0178		3387,39	0,6514	
			4	181,29	0,0168		3255,94	0,6268	
			5	184,53	0,0171		3231,41	0,6212	
Грунтова	10791	4905	1	196,4	0,0182	0,0181	3124,49	0,5970	0,5919
			2	198,55	0,0184		3107,81	0,5931	
			3	201,79	0,0187		3046,01	0,5799	
			4	187,76	0,0174		3152,93	0,6045	
			5	193,16	0,0179		3062,68	0,5850	
Гравійна	10791	4905	1	201,79	0,0187	0,0188	2183,71	0,4041	0,3945
			2	196,4	0,0182		2141,52	0,3966	
			3	198,55	0,0184		2085,61	0,3847	
			4	211,5	0,0196		2104,25	0,3859	
			5	208,27	0,0193		2176,84	0,4013	
Мокра грунтова	10791	4905	1	203,95	0,0189	0,0186	2120,92	0,3908	0,3825
			2	206,11	0,0191		2051,27	0,3762	
			3	197,48	0,0183		2066,97	0,3811	
			4	198,55	0,0184		2102,28	0,3881	
			5	199,63	0,0185		2044,4	0,3761	



а)



б)

Рис. 8. Результати дослідження коефіцієнтів опору коченню і зчеплення зимових шин на різних типах доріг**Fig. 8.** The results of the study of coefficients of rolling resistance and wheel grip of winter tires on different types of roads

Висновки. Стандартний тяговий пристрій для визначення тягово-зчіпних властивостей мобільних енергетичних засобів характеризується значним елементарним інтервалом вимірювання Δt_{0i} , який обмежений можливістю лю-

дини візуально спостерігати і реєструвати поточні покази динамометра. Такий значний інтервал спричиняє низьку точність визначення зусилля буксирування, а відповідно середнього значення сили та коефіцієнта опору коченню і

зчеплення. Це зумовлено значною швидкістю зміни показів динамометра через мінливість мікропрофілю дороги. Тому візуальний спосіб спостереження під час досліджень вкрай неточний.

Розроблено методику та програмний комплекс для підвищення точності визначення зусилля буксирування мобільних енергетичних засобів, що забезпечується зменшенням елементарного інтервалу реєстрації значень вимірювання. Запропонований програмний модуль приєднується до силової тензоланки електронного динамометра. Модуль представлений у вигляді мікросхеми з аналого-цифровим перетворювачем, що з'єднується через мікроконтролер з шиною підключення зовнішніх пристроїв та інтерфейс виводу даних. Така архітектура модуля забезпечує передачу даних на електронний носій інформації карту пам'яті чи персональний комп'ютер.

Визначено коефіцієнти опору кочення та зчеплення літніх шин Debica Passio 2 175/70 R13 82T автомобіля ЗАЗ Sens для різних типів опорної поверхні. Встановлено, що для асфальтованої дороги значення ϕ_i перебуває в межах 0,6914...0,7162 із середнім значенням 0,698. Для ґрунтової дороги значення ϕ_i становлять 0,5754...0,6144 із середнім значенням 0,595. Для гравійної ділянки дороги значення коливаються в межах 0,3755...0,4451 із середнім значенням 0,408. Найменші значення ϕ_i отримано для мокрої ґрунтової дороги – 0,3275...0,3768 із середнім значенням 0,358.

Для зимових шин Fulda Kristall Montero 3 коефіцієнт зчеплення для асфальтованої дороги ϕ_i є в межах 0,6138...0,6514 із середнім значенням 0,6280. Для ґрунтової дороги значення ϕ_i становлять 0,5799...0,6045 із середнім значенням 0,5919. Для гравійної ділянки дороги значення коливаються в межах 0,3847...0,4041 із середнім значенням 0,3945. Більші порівняно з літніми шинами значення ϕ_i отримано для мокрої ґрунтової дороги – 0,3761...0,3908 із середнім значенням 0,3825.

Бібліографічний список

1. Вікович І. А. Теорія руху транспортних засобів: підручник. Львів: Вид-во Львів. політехніки, 2013. 672 с.
2. Волков В. П., Вільський Г. Б. Теорія руху автомобіля: підручник. Суми: Унів. кн., 2010. 320 с.
3. Вплив стабілізуючого моменту шин на курсову стійкість руху автомобіля / В. П. Сахно, В. Г. Вербицький, А. В. Костенко, Н. Л. Белєцова, А. М. Єфименко. *Вісник Національного транспортного університету*. 2010. Вип. 21,

№1. С. 180-183.

4. Макаров В. А. Моделювання руху автомобіля з урахуванням тягової сили й перерозподілу маси. *Автомобільний транспорт*. 2013. № 32. С. 23-28.

5. Мармут І. А., Кашканов В. А., Зуєв В. О. Експериментальне дослідження опору кочення коліс автомобіля на роликовому стенді. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2020. № 2 (12). С. 68-75.

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

7. 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.

8. 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.

9. Тищенко К. В., Ткач О. П. Програмування систем збору і аналізу даних: навч. посіб. Суми: Сум. держ. ун-т, 2022. 168 с.

10. Цирульник С. М. Програмно-апаратний комплекс «Arduino learner kit». *Відкрите освітнє е-середовище сучасного університету: електронне наукове фахове видання*. 2021. № 10. С. 231-240. doi: 10.28925/2414-0325.2021.1019.

11. Шевчук Р. С. Експлуатаційні показники тракторів і автомобілів: практикум з розрахунку показників. Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2018. 173 с.

12. Шевчук Р. С., Сукач О. М., Шевчук В. Модернізований пристрій для визначення тягово-зчіпних показників мобільних енергетичних засобів. *Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки: матеріали XIV Міжнар. наук.-практ. конф. (м. Кропивницький, 8-10 лист. 2023 р.)*. Кропивницький: ЦНТУ, 2023. С. 41-42.

13. Denton T. Automobile mechanical and electrical systems. New York: Routledge, 2018. 379 p.

14. Open Source Arduino Learner Kit V2. URL: <https://www.instructables.com/Open-Source-Arduino-Learner-Kit-V2/> (Last accessed: 15.03.2023).

15. Pacejka H. B. Tyre Mechanics and Vehicle Dynamics. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann, 2002. 621 p.

Стаття надійшла 27.05.2024