

**А.В. Йовченко**, канд. техн. наук

*Черкаський державний технологічний університет, м. Черкаси, Україна*

*e-mail: [a.yovchenko@chdtu.edu.ua](mailto:a.yovchenko@chdtu.edu.ua)*

## Дослідження пристрою пасивної безпеки, що використовується для безпеки транспортних процесів під час логістичних перевезень

У статті розглянуто пристрій пасивної безпеки для вантажного транспортного засобу та причепа, що забезпечує візуальний контроль обертання коліс причепа з кабіни водія. Запропоноване рішення дозволяє своєчасно виявляти блокування коліс, покращує сприйняття габаритів причепа та підвищує безпеку маневрування, зокрема під час руху заднім ходом. Проведено розрахунок основного елемента конструкції на міцність і жорсткість з урахуванням експлуатаційних навантажень. Отримані результати підтверджують надійність і працездатність пристрою в умовах реальної експлуатації.

**пасивна безпека, вантажний транспортний засіб, причіп, діагностування обертання коліс, міцність**

**Постановка проблеми.** Сучасні логістичні системи відіграють важливу роль у забезпеченні ефективного функціонування економіки, оскільки забезпечують безперервність руху матеріальних потоків між виробниками, складами та споживачами. Зростання обсягів міжнародних і внутрішніх автомобільних вантажних перевезень супроводжується підвищенням вимог до безпеки та надійності транспортних процесів, особливо під час експлуатації вантажних транспортних засобів (ТЗ) із причепами та напівпричепами [1-3].

Однією з важливих проблем під час руху вантажного автомобіля з причепом є обмежена можливість оперативного контролю технічного стану коліс причепа безпосередньо під час руху. У ряді випадків водій не має можливості своєчасно виявити блокування колеса, пошкодження шини або інші відхилення у роботі колісного вузла. Це може призводити до підвищеного зносу елементів ходової частини, втрати керованості ТЗ, збільшення ризику дорожньо-транспортних пригод та зниження ефективності транспортних процесів.

Існуючі технічні рішення, що застосовуються для контролю стану коліс ТЗ, переважно базуються на електронних системах моніторингу, датчиках тиску, системах телеметрії, комплексах активної безпеки та ін. Однак, використання таких систем пов'язано з підвищеною вартістю ТЗ, необхідністю електроживлення, складністю обслуговування та зниженням надійності в умовах складної експлуатації.

У зв'язку з цим постає задача розроблення простих, надійних і автономних технічних засобів пасивної безпеки, які дозволяють водієві здійснювати візуальний контроль обертання коліс причепа під час руху ТЗ. Використання таких пристроїв може сприяти підвищенню надійності транспортних процесів у вантажній логістиці, своєчасному виявленню несправностей та зниженню ризиків аварійних ситуацій [4-6].

За несприятливих погодних умов, зокрема за низьких температур, можливе заклинювання гальмівних механізмів, що призводить до блокування коліс. У разі руху ТЗ заблоковане колесо ковзає по дорожньому покриттю, викликаючи інтенсивне зношення шин та їх швидке руйнування. Уламки покриття створюють небезпеку для водія та інших учасників руху, а її пошкодження може спричинити аварійні ситуації або затримки, пов'язані із заміною колеса [7-8].

Таким чином, розробка та дослідження пристрою пасивної безпеки для контролю роботи коліс ТЗ, причепа є актуальним науково-практичним завданням, спрямованим на підвищення безпеки та ефективності транспортних процесів у системах вантажних логістичних перевезень.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Експлуатація вантажних ТЗ у складних умовах (пил, волога, низькі температури) сприяє поступовій деградації колісних вузлів. Традиційні методи діагностики передбачають зупинку ТЗ та залучення обслуговуючого персоналу, що обмежує оперативність контролю. Альтернативою є візуальні системи моніторингу, які дозволяють здійснювати діагностику під час руху.

Найпростішими рішеннями є використання контрастних або рефлексивних маркерів на шині чи диску, що забезпечують візуальну індикацію обертання колеса. Однак такі засоби мають обмежений ресурс і чутливі до зовнішніх впливів. Поширеним підходом також є застосування індикаторів положення кріпильних елементів (стрілкових ковпаків), які дозволяють швидко виявляти послаблення різьбових з'єднань під час огляду. Водночас ці засоби не забезпечують контролю обертання коліс при русі, зокрема у випадках їх блокування або заклинювання [4-6].

Порушення технології затягування кріплень (недостатній або надмірний момент, неправильна послідовність) може призводити до втрати затискного зусилля, пошкодження різьбових з'єднань і потенційного відокремлення колеса. Відсутність регулярного контролю технічного стану коліс підвищує ризик розвитку прихованих дефектів і аварійних ситуацій [5].

Сучасні пристрої візуального контролю обертання коліс (наприклад, індикатори типу Skidd) забезпечують оперативне виявлення блокування коліс під час руху шляхом спостереження у дзеркалах заднього виду. Вони відзначаються простотою конструкції та працездатністю при різних умовах експлуатації, однак можуть бути чутливими до вібрацій (оскільки вони повторюють контур диска), забруднення та обмерзання, що знижує їх ефективність [6]. Аналогічно, системи типу Wheel Watcher, засновані на візуальних мітках, характеризуються простотою та низькою вартістю, але залежать від умов освітлення та стану поверхні [9].

Більш складні телематичні рішення забезпечують дистанційний моніторинг стану ТЗ, включаючи параметри шин і гальмівних систем у реальному часі. Вони підвищують рівень безпеки та ефективності експлуатації, однак потребують значних витрат і залежать від стабільності живлення та зв'язку [10].

Незважаючи на розвиток сучасних технічних засобів, повністю усунути всі експлуатаційні ризики, з якими стикаються водії, залишається неможливим. У процесі експлуатації ТЗ можливі відмови окремих вузлів і систем, що призводить до простоїв, порушення логістичних процесів і, у окремих випадках, до виникнення аварійних ситуацій.

**Постановка завдання.** Метою роботи є дослідження міцності стержня пристрою пасивної безпеки руху вантажного ТЗ з причепом, який забезпечує візуальний контроль обертання коліс причепа з кабіни водія. Як ключовий елемент конструкції, стержень піддано розрахунку на міцність і жорсткість з урахуванням експлуатаційних навантажень, зокрема вібраційних та аеродинамічних впливів, з метою оцінки його працездатності та забезпечення надійності пристрою під час руху ТЗ.

**Виклад основного матеріалу.** Неелектричні (пасивні) рішення залишаються актуальними в сучасних транспортних системах завдяки автономності, надійності та простоті реалізації. Вони не залежать від джерел живлення, електронних компонентів чи програмного забезпечення. Це забезпечує їх працездатність у разі відмови електроніки або в складних експлуатаційних умовах. Крім того, такі системи характеризуються нижчою вартістю виготовлення та обслуговування і можуть застосовуватися на ТЗ без розвинених електронних систем моніторингу. Важливою перевагою є можливість отримання водієм миттєвого візуального зворотного зв'язку

без інтеграції з бортовими системами. Пристрій відзначається простотою конструкції, економічністю, автономністю (без підключення до електричної системи) та сприяє підвищенню безпеки руху шляхом своєчасного виявлення потенційних несправностей.

Конструктивні особливості пристрою визначаються параметрами колісного вузла. Важливим параметром для пристрою є виліт диска. Обов'язковою умовою є недопущення виходу елементів пристрою за габарити ТЗ. Типові значення допустимого виступу становлять близько 20 см для дисків із негативним вильотом, 13 см — із нульовим та 10 см — із позитивним [8].

Для підвищення візуальної ефективності кінцева частина стержня виконана у сигнальному (жовтому) кольорі, що забезпечує високу помітність і контрастність відносно елементів дорожнього середовища. Під час обертання стержень створює чіткий візуальний ефект, який дозволяє оперативно оцінювати обертання колеса. Кількість і розташування пристроїв на осях причепа визначаються водієм залежно від умов експлуатації [8].

При русі вантажівки на колесо діють різні сили, що можуть впливати і на стержень, тому їх необхідно розглянути. При розрахунку приймаємо причіп KRONE SDP 27, габаритні розміри якого 2.48x2.75 м, площа лобового перерізу причепа 6.82 м<sup>2</sup>, вага причепа 6750 кг, максимальна вага 27000 кг. з розмірами шини: діаметр колеса Ø1007 мм; маса колеса 72 кг; кількість коліс 6. Визначення параметрів контакту колеса ТЗ з дорогою включає вимірювання лінійної швидкості автомобіля, кутової швидкості колеса, крутного моменту на колесі та нормального навантаження на колесо [11, 12]. На колесо при русі діють декілька сил (рис. 1).

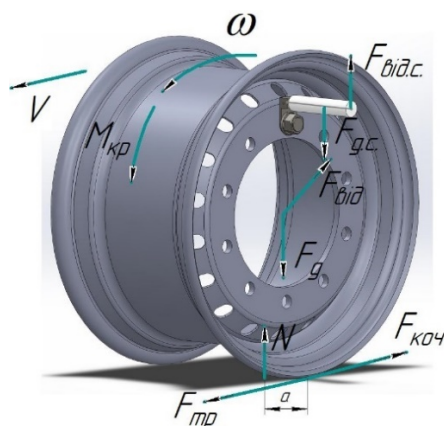


Рисунок 1 – Основні сили, що діють на колесо при русі

Джерело: розроблено автором

Під час руху вантажівки, обертання колеса може відбутися деформація стержня розробленого пристрою. Була поставлена задача обрати діаметр стержня, який буде видно у дзеркала заднього виду, та матеріал, з якого він може бути виготовлений. Попередньо було прийнято Ø40 мм стержня та матеріал для виготовлення – пластик. Довжина стержня, як було описано вище, залежить від вильоту диска. Було взято максимально можливу довжину стержня 160 мм, щоб дослідити максимальні деформації стержня розробленого пристрою.

Сила тяжіння  $F_g$  діє на колесо вниз (точка прикладання сили центр маси колеса) та дорівнює вазі колеса:

$$F_g = m \cdot g, \quad (1)$$

де  $m$  – маса колеса, кг;  $g$  – прискорення вільного падіння, 9.8 м/с<sup>2</sup>.

Реакція опори  $N = F_g$ . Сила пружності підвіски передає навантаження від маси автомобіля через підвіску на колесо, не враховуємо.

Сила тертя  $F_{тр}$  виникає при взаємодії колеса з поверхнею та забезпечує зчеплення з дорогою, необхідне для руху, гальмування і поворотів (під час розгону спрямовано вперед, при гальмуванні направлено назад вздовж поверхні дороги):

$$F_{тр} = \mu \cdot N = \mu \cdot F_g, \quad (2)$$

де  $\mu$  - коефіцієнт тертя,  $\mu = 0.7$  при сухому асфальті.

При обертанні колеса виникає:

– відцентрова сила  $F_{від}$ , яка збільшується зі зростанням швидкості (спрямована назовні від осі обертання):

$$F_{від} = m \cdot \omega^2 \cdot R, \quad (3)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість обертання колеса, об/с;  $R$  – радіус колеса, м;

– сила опору кочення  $F_{коч}$  через деформацію колеса та дорожнього покриття:

$$F_{коч} = f \cdot m \cdot g, \quad (4)$$

де  $f$  – коефіцієнт опору кочення;  $m$  – маса причепа та вантажу,  $m=27000$  кг.

Опір коченню є ключовим для забезпечення безпеки водіння та зменшення кількості ДТП. При розрахунку опору кочення приймаємо, що вантаж розподілений рівномірно. Для забезпечення руху колеса по недеформованій поверхні необхідно подолати опір коченню, який визначається через коефіцієнт опору коченню  $f$  [13, 14]:

$$f = f_0 \left( 1 + \frac{V^2}{1500} \right),$$

де  $f_0$  – коефіцієнт при русі автомобіля з малою швидкістю, приймаємо  $f_0 = 0.015$  (вантажівка з причепом рухаються по асфальтобетону);  $V$  – швидкість, м/с.

Аеродинамічний опір  $F_a$ :

$$F_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_d \cdot A \cdot V^2, \quad (5)$$

де  $\rho$  – густина повітря,  $1.225$  кг/м<sup>3</sup>;  $C_d$  – коефіцієнт аеродинамічного опору причепа;  $A$  – площа лобового перерізу причепа, м<sup>2</sup>;  $V$  – швидкість причепа, м/с.

Сила опору причепа  $F_t$  складається з двох основних компонентів:

$$F_t = F_a + F_{коч}, \quad (6)$$

де  $F_a$  – аеродинамічний опір причепа.

Коефіцієнт аеродинамічного опору вантажних ТЗ залежить від форми, шорсткості кузова, характеристик та геометричних особливостей ТЗ, наявності дефлекторів, спойлерів та інших елементів, направлених на покращення аеродинаміки. У сучасних вантажних ТЗ, в яких враховано аеродинамічні характеристики, коефіцієнт опору може бути зменшений до 0.5-0.6. Для вантажних ТЗ з причепом коефіцієнт опору збільшується, оскільки причеп створює додаткові опори та становить близько 0.7-0.9. Типові значення  $C_d$  для причепів: простий прямокутний причіп (вантажний)  $C_d=0.6-0.9$ ; аеродинамічний причіп (з обтічниками)  $C_d=0.4-0.5$ . Для коліс вантажівки вводиться виправлення залежно від їх розташування щодо кузова: передні колеса  $\approx 0.8$  (максимальний опір); задні колеса  $\approx 0.4-0.6$  (зменшений опір). Якщо вантажівка має аеродинамічні екрани або обтічники, опір коліс може бути знижений на 20-40%, що враховується через зменшення ефективної площі колеса. Приймаємо  $C_d=0.5$ .

Приймаємо габаритні розміри колеса:  $D=1.007$  м,  $w=0.385$  м. Площу обтікання колеса визначаємо за формулою:

$$A = h \cdot w = 1.007 \cdot 0.385 = 0.388 \text{ м}^2, \quad (7)$$

де  $h$  - висота колеса (дорівнює діаметру колеса  $D$ , м),  $w$  - ширина протектора колеса, м.

В якості матеріалу стержня використано поліамід PA6-GF30, границя міцності матеріалу  $\sigma_B=90$  МПа. Для розрахунку допустимого напруження прийнято коефіцієнт запасу міцності  $S_F=3$ , допустиме нормальне напруження  $[\sigma]=\sigma_B/S_F=30$  МПа, граничне зсувне напруження  $\tau_B = 0,6\sigma_B = 54$  МПа, допустиме зсувне напруження  $[\tau] = \tau_B/S_F = 18$  МПа, межа витривалості:  $\sigma_{\text{витрив}} \approx 0,2 \sigma_B = 18$  МПа, допустиме втомне напруження  $[\sigma]_{\text{витрив}} = \frac{\sigma_{\text{витрив}}}{S_F} = \frac{18}{3} = 6$  МПа.

Площа поперечного перерізу стержня визначається за формулою:

$$A_{\text{попер.}} = \pi \frac{d^2}{4} = \pi \frac{0.04^2}{4} = 1.256 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, \quad (8)$$

його момент інерції:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0.04^4}{64} = 1.256 \cdot 10^{-7} \text{ мм}^4 \quad (9)$$

Момент опору для згину круглого перерізу:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0.04^3}{32} = 6.28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4. \quad (10)$$

На стержень при русі колеса діють наступні сили:

– вага стержня  $F_c$ :

$$F_c = m_c \cdot g = 0.268 \cdot 9.81 = 2.62 \text{ Н} \quad (11)$$

– відцентрова сила  $F_{\text{від.с.}}$  діє на стержень через обертання колеса:

$$F_{\text{від.с.}} = m_c \cdot \omega^2 \cdot r \quad (12)$$

де  $m_c$  – маса стержня, кг;  $\omega$  – кутова швидкість обертання колеса, об/с;  $r$  – відстань від вісі обертання колеса до центра мас стержня;

– сила інерції  $F_i$  (при русі автомобіля стержень може зазнати інерційні навантаження через прискорення чи гальмування):

$$F_i = m_c \cdot a, \quad (13)$$

$$F_{i\text{max}} = 0.268 \cdot 0.5 = 0.134 \text{ Н}, F_{i\text{min}} = 0.268 \cdot 0.23 = 0.062 \text{ Н}.$$

де  $a$  – лінійне прискорення автомобіля, м/с<sup>2</sup>.

Силу тяжіння ми не враховуємо, оскільки при обертанні вона врівноважується та дорівнює нулю. Відцентрова сила стержня та сила інерції прикладена в центрі мас та спрямована радіально назовні. Центр мас стержня знаходиться посередині, тобто на відстані  $L/2$  по дотичній від точки закріплення. Лінія дії сили  $F_{\text{від.с.}}$  проходить через центр мас і йде по радіусу.

Прискорення  $0.5$  м/с<sup>2</sup> узгоджується з динамічними характеристиками сучасних тягачів потужністю 350–500 к.с. Лінійне прискорення  $0.23$  м/с<sup>2</sup> характеризує нормований, енергоощадний режим руху, який відповідає звичайному набору швидкості у міських та міжміських умовах, економічному стилю водіння, руху на частковому навантаженні двигуна. Загальне значення сил, що впливають на стержень при обертанні колеса визначається за формулою:

$$\Sigma F = F_i + F_{\text{від.с.}} \quad (14)$$

Тоді згинальний момент у защемленні:

$$M = F_{\text{від.с.}} \cdot e = m_c \omega^2 r \cdot \frac{L}{2}. \quad (15)$$

Момент інерції:

$$I_O = m \left( r^2 + \frac{L^2}{3} \right) = 0.013 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (16)$$

Інерційний момент:

$$\begin{aligned} M_{\text{інерц}} &= I_O \alpha = 0,013 \cdot 2,41 = 0,033 \text{ Нм, при } a=0,5 \text{ м/с}^2, \\ M_{\text{інерц}} &= I_O \alpha = 0,013 \cdot 1,11 = 0,015 \text{ Нм, при } a=0,23 \text{ м/с}^2, \end{aligned} \quad (17)$$

де кутове прискорення  $\alpha = a/R$ .

Загальний момент стержня визначається за формулою:

$$\Sigma M = M_{\text{інерц}} + M_{F_{\text{від.с.}}} \quad (18)$$

Максимальне згинальне (нормальне) напруження:

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{\Sigma M}{W} = \frac{\Sigma M \cdot 32}{\pi \cdot d^3} \quad (19)$$

де  $M$  – згинальний момент, Н·м;  $W$  – момент опору для круглого перерізу, м<sup>3</sup>.

Максимальне зсувне напруження для круглого перерізу:

$$\tau = \frac{4 \Sigma F}{3A}. \quad (20)$$

Результати розрахунку наведено в табл. 1. Розрахунки виконано при прискоренні 0.5 м/с<sup>2</sup>.

Таблиця 1 – Результати розрахунку основних реакцій та крутного моменту колеса причепа

V, км/год.	n=V/2πR, об/с	ω=2πn, рад/с	f	F <sub>коч</sub> , Н	F <sub>a</sub> , Н	F <sub>t</sub> , Н	F <sub>від.с.</sub> , Н	ΣF, Н	M <sub>Fвід.с.</sub> , Н	ΣM, Н·м	σ <sub>зг</sub> , Па	τ, Па
20	1.76	11.03	0.02	837.9	3.66	841.56	6.76	6.89	0.51	0.539	83101	7317
40	3.51	22.07	0.03	1367.1	14.66	1381.76	27.03	27.17	2.03	2.060	325240	28840
60	5.27	33.10	0.05	2249.1	32.98	2282.08	60.83	60.96	4.56	4.595	728807	64713
80	7.03	44.14	0.08	3483.9	58.63	3542.53	108.13	108.27	8.11	8.143	1293800	114934
100	8.78	55.17	0.12	5071.5	91.61	5163.11	168.96	169.09	12.67	12.71	2020219	179505
120	10.54	66.20	0.16	7011.9	131.9	7143.82	243.30	243.44	18.25	18.28	2908065	258425
140	12.30	77.24	0.21	9305.1	179.6	9484.66	331.16	331.29	24.84	24.87	3957338	351693

Джерело: розроблено автором

Оскільки  $\sigma_{\text{зг}} > [\sigma]_{\text{витрив}} = 6 \text{ МПа}$ ,  $\tau > [\tau] = 18 \text{ МПа}$  – обраний матеріал та габарити стержня забезпечують довговічність при циклічних навантаженнях.

**Висновки.** Розроблений пристрій пасивної безпеки забезпечує ефективний візуальний контроль обертання коліс причепа безпосередньо з кабіни водія, що дозволяє своєчасно виявляти їх блокування або інші несправності. Додатковою перевагою є покращення сприйняття габаритів причепа, що спрощує маневрування, зокрема під час руху заднім ходом, та підвищує безпеку гальмування.

Проведені розрахунки на міцність і жорсткість показали, що обраний матеріал і геометричні параметри стержня забезпечують його працездатність в умовах експлуатаційних навантажень. Значення напружень не перевищують допустимих, що підтверджує достатній запас міцності та витривалості при дії циклічних, вібраційних і

аеродинамічних навантажень. Це свідчить про надійність конструкції та її здатність зберігати функціональні властивості під час руху транспортного засобу.

## Список літератури

1. Про затвердження Порядку проведення обов'язкового технічного контролю транспортних засобів: постанова Кабінету Міністрів України від 30 січ. 2012 р. № 137.
2. Про затвердження Правил технічної експлуатації коліс і пневматичних шин транспортних засобів: наказ Міністерства інфраструктури України від 26 лип. 2013 р. № 549.
3. Про затвердження методів перевірки технічного стану колісних транспортних засобів: наказ Міністерства інфраструктури України від 24 груд. 2013 р. № 710.
4. Checkpoint. Офіційний сайт. URL: <https://checkpoint-safety.com> (дата звернення: 06.04.2026).
5. Redcat Industries. Офіційний сайт. URL: <https://redcatindustries.com> (дата звернення: 06.04.2026).
6. Skiddd. Офіційний сайт. URL: <https://skiddd.com> (дата звернення: 06.04.2026).
7. Йовченко А.В. Підвищення контролю безпеки переміщення вантажного транспорту з причепами. *Молодь: наука та інновації 2024*: зб. матеріалів конф. XII-ї Міжнар. наук.-техн. конф. студ., аспір. та мол. вчених; 13–15 лист. 2024 р. Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка», 2024. Том 1. С. 155-156.
8. Йовченко А.В. Розробка пристрою для контролю безпеки руху вантажного транспорту з причепами. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*. 2025. №11(42) ч.1. С. 230–235. [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.11\(42\)1.230-235](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.11(42)1.230-235).
9. Maxa Group. Офіційний сайт. URL: <https://www.maxa-group.com> (дата звернення: 06.04.2026).
10. Samsara. Trailer tracking. URL: <https://www.samsara.com/products/equipment-tracking/trailer-tracking> (дата звернення: 06.04.2026).
11. Nussupbek Zh. T., Bekenov T. N., Sattinova Z. K., Beisenbi M. A., Tassybekov Zh. T. Substantiation of methods for calculation of traction forces redistribution indicators on modular front and rear wheels of the vehicle (4X4). *Transportation Engineering*. 2023. Vol. 13, 100193. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.treng.2023.100193>.
12. Спосіб визначення параметрів контакту колеса автомобіля з дорогою: пат. 102155 Україна: МПК (2015.01) B60B 15/00, G01M 17/02 (2006.01), G01N 19/02 (2006.01). № 2014 13703; заявл. 22.12.2014; опубл. 26.10.2015, Бюл. №20.
13. Mateichyk V., Soltus A., Klimov E., Kostian N., Smieszek M., Kovbasenko S. Regularities of Changes in the Motion Resistance of Wheeled Vehicles along a Curvilinear Trajectory. *Machines*. 2023. Vol. 11, 570, 11050570. DOI: <https://doi.org/10.3390/machines11050570>.
14. Guo F., Pei J., Zhang J., Li R., Zhou B., Chen Z. Study on the skid resistance of asphalt pavement: A state-of-the-art review and future prospective. *Construction and Building Materials*. 2021. Vol. 303, 124411. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2021.124411>.
15. Beshun O. A., Melanchenko Ya. V. Analysis of factors that influence the force and rolling resistance coefficient of a wheel. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. 2018. Vol. 9, №4, P. 123-131.

## References

1. On approval of the Procedure for mandatory technical inspection of vehicles. (2012, January 30). *Kabinet Ministriv Ukrainy*, № 137.
2. On approval of the Rules for technical operation of wheels and pneumatic tires of vehicles. (2013, July 26). *Ministerstvo Infrastrukturi Ukrainy*, № 549.
3. On approval of methods for checking the technical condition of wheeled vehicles. (2013, December 24). *Ministerstvo Infrastrukturi Ukrainy*, № 710.
4. Checkpoint. Website. URL: <https://checkpoint-safety.com> (date of application: 06.04.2026).
5. Redcat Industries. Website. URL: <https://redcatindustries.com> (date of application: 06.04.2026).
6. Skiddd. Website. URL: <https://skiddd.com> (date of application: 06.04.2026).
7. Yovchenko, A.V. (2024). Improving the safety control of the movement of freight transport with trailers. *Molod: nauka ta innovatsii*: materialy mizhnarodnoyi naukovo-technychnoyi konferentsiyi studentiv, aspirantiv ta molodich vchenih (pp. 155-156). Dnipro: Astroprint [in Ukrainian].
8. Yovchenko, A.V. (2025). Development of a device for monitoring the safety of freight transport with trailers. *Tsentrlnoukrainskyi naukovyi visnyk. Tekhnichni nauky*, 11(42), 230–235 [in Ukrainian]. [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.11\(42\)1.230-235](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.11(42)1.230-235).
9. Maxa Group. Website. URL: <https://www.maxa-group.com> (date of application: 06.04.2026).

10. Samsara. Trailer tracking. Website. URL: <https://www.samsara.com/products/equipment-tracking/trailer-tracking> (date of application: 06.04.2026).
11. Nussupbek, Zh. T., Bekenov, T. N., Sattinova, Z. K., Beisenbi, M. A., Tassybekov, Zh. T. Substantiation of methods for calculation of traction forces redistribution indicators on modular front and rear wheels of the vehicle (4X4). *Transportation Engineering*, 13 (2023), 100193. <https://doi.org/10.1016/j.treng.2023.100193>.
12. Sposib vyznachennia parametriv kontaktu kolesa avtomobilia z dorohoju: Patent UA 102155, IPC B60B 15/00, G01M 17/02, G01N 19/02 (published 26.10.2015).
13. Mateichyk, V., Soltus, A., Klimov, E., Kostian, N., Smieszek, M., Kovbasenko, S. Regularities of Changes in the Motion Resistance of Wheeled Vehicles along a Curvilinear Trajectory. *Machines*. 11 (2023), 570, 11050570. DOI: <https://doi.org/10.3390/machines11050570>.
14. Guo, F., Pei, J., Zhang, J., Li, R., Zhou, B., Chen, Z. Study on the skid resistance of asphalt pavement: A state-of-the-art review and future prospective. *Construction and Building Materials*. 303 (2021), 124411. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2021.124411>.
15. Beshun, O. A., Melanchenko, Ya. V. Analysis of factors that influence the force and rolling resistance coefficient of a wheel. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. 9 (2018), 4, 123-131.

Alla Yovchenko, PhD tech. sci.

*Cherkassy State Technological University, Cherkassy, Ukraine*

### **Research of a Passive Safety Device to Increase the Reliability and Safety of Transport Processes During Logistics Transportation**

The current problem of increasing the safety of operation of freight vehicles and trailers is considered, associated with the need for timely detection of wheel malfunctions during movement. In particular, a particular danger is the blocking or jamming of trailer wheels, which can lead to deterioration of vehicle controllability, increased braking distance, intensive tire wear, increased fuel consumption and the occurrence of emergency situations. In the conditions of modern transport, where reliability, efficiency and safety are important, the issue of monitoring the technical condition of the chassis becomes particularly relevant.

A description of the device design and the principle of its operation are given. The proposed design allows you to quickly determine the fact of rotation or locking of the wheels, and also contributes to a better perception of the dimensions of the trailer, which is especially important when maneuvering in limited conditions and reversing. The device provides the ability to visually monitor the condition of the wheels during braking, which allows you to respond in a timely manner to the occurrence of dangerous situations. The main attention is paid to the study of the strength and stiffness of the key element - the rod, which operates under conditions of variable and cyclic loads. Calculations were made taking into account operational factors, in particular vibration, shock and aerodynamic effects. The analysis showed that the equivalent stresses and tangential stresses do not exceed the permissible values, which indicates a sufficient margin of strength, stiffness and durability of the structure during long-term operation.

Thus, the developed device is an effective, simple and economically feasible means of increasing the safety of freight vehicles and trailers. Its implementation allows to reduce the risk of dangerous situations on the road, increase the driver's awareness of the technical condition of the wheels, improve the conditions for driving the vehicle and reduce operating costs.

**passive safety, cargo vehicle, trailer, diagnostics of wheel rotation, strength**

*Одержано (Received) 02.04.2026*

*Прорецензовано (Reviewed) 06.04.2026*

*Прийнято до друку (Approved) 07.04.2026*