

Солтус А. П.<sup>1</sup>, Клімов Е. С.<sup>2</sup>, Тарандушка Л. А.<sup>1</sup>  
<sup>1</sup>Черкаський державний технологічний університет  
<sup>2</sup>Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського

## ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ОПОРУ БІЧНОМУ ВІДВЕДЕННЮ

Проаналізовано існуючі методики та наведено результати експериментальних досліджень щодо визначення коефіцієнта опору бічному відведенню на недеформованій опорній поверхні. Під час дослідження цього коефіцієнта у роботі розглядається шина, складовою частиною цілісного механізму яким є еластичне колесо. Водночас розрізняється рух колеса по криволінійній траєкторії та плоско-паралельний рух з відведенням. Під час руху колеса по криволінійній траєкторії відбувається одночасно бічне зміщення диска та його закручування відносно відбитка шини, що спричинює бічну силу та момент закручування відносно вертикальної осі. Плоско-паралельний рух колеса з відведенням зумовлює бічне зміщення диска відносно відбитка шини, що спричинює бічну силу, яка зміщена відносно центра відбитка шини. Як рух по криволінійній траєкторії, так і плоско-паралельний рух з відведенням пов'язані з бічною силою, яка залежить від коефіцієнта опору бічному відведенню. Запропоновано визначати експериментально коефіцієнт опору бічному відведенню шин вантажних автомобілів, використовуючи автомобіль безпосередньо як тестер. Наведено аналітичні залежності, які пов'язують функціонально коефіцієнт опору бічному відведенню, бічну жорсткість шини, куту жорсткість відносно вертикальної осі та поздовжню вісь контактного відбитка. Ці залежності дозволяють визначати цей коефіцієнт побічним методом. Подано результати експериментальних та розрахункових даних цього коефіцієнта для широкопрофільної шини 1300x530-533 мод. ВИД-201, яка встановлюється на повнопривідних автомобілях КраЗ.

Результати досліджень можуть стати у нагоді фахівцям, які працюють над покращенням керованості та стійкості руху автомобілів.

**Ключові слова:** коефіцієнт опору бічному відведенню, кут відведення, бічна жорсткість, контактний відбиток шини, методика, недеформована опорна поверхня.

## ВСТУП

Коефіцієнт опору бічному відведенню характеризує шину під час руху колеса по криволінійній траєкторії та під час плоско-паралельного руху з кутом відведення. Оскільки під час експлуатації колісний транспортний засіб рухається з різними радіусами кривизни по криволінійній траєкторії та навіть під час руху по прямолінійній траєкторії, а у разі дії бічної сили – з відведенням, тому значення коефіцієнта опору бічному відведенню необхідне для визначення керованості та стійкості руху. Оскільки коефіцієнт опору бічному відведенню пов'язаний з бічною силою під час руху по криволінійній траєкторії або під час плоско-паралельного руху з відведенням, тому експериментально може визначатись за цих умов руху. Виникає проблема щодо визначення бічної сили під час руху особливо коліс вантажних автомобілів, які мають значні навантаження та габарити. Визначенню методики експериментальних досліджень коефіцієнта опору бічному відведенню шин з урахуванням їх габаритів та навантажень присвячена ця робота.

## АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Характеристики шини формуються її пружними властивостями та поділяються на статичні, виміряні у нерухомому стані, та кінематичні – виміряні під час її кочення. З огляду дії на шину бічної сили до статичних характеристик належить бічна жорсткість шини  $k_s$ , до кінематичних – коефіцієнт опору бічному відведенню  $k_e$ .

Бічну жорсткість шини  $k_s$  визначають як похідну бічної сили  $F_y$  відносно бічного зміщення  $y$ , при  $y = 0$ :

$$k_s = \left. \frac{\partial F_y}{\partial y} \right|_{y=0}. \quad (1)$$

У роботах [1, 2] говориться, що бічна жорсткість тісно пов'язана з характеристиками шини під час кочення з відведенням. Жорсткість протектора на згинання значно більша, ніж жорсткість боковини, тому деформацією гуми протектора нехтують. Бічне зміщення  $y$  в точці поперечного навантаження  $F_y$  є сумою поступального бічного зміщення  $y_1$  та бічного зміщення  $y_2$ , спричиненого позаплощинним поворотом. Бічну жорсткість шини визначають так:

$$K_y = \frac{F_y}{y} = \frac{F_y}{y_1 + y_2} = \frac{1}{\frac{1}{2\pi r_A k_s} + \frac{r_A^2}{R_{mz}}}, \quad (2)$$

де  $r_A$  – радіус колеса;  $k_s$  – бічна основна жорсткість шини на одиницю довжини на поверхні протектора;  $R_{mz}$  – куту жорсткість шини.

Коефіцієнт опору бічному відведенню  $k_\delta$  визначають як похідну бічної сили  $F_\delta$  відносно кута відведення  $\delta$ , при  $\delta = 0$ :

$$k_\delta = \left. \frac{\partial F_\delta}{\partial \delta} \right|_{\delta=0}. \quad (3)$$

За малого кута відведення характеристику  $F_\delta = f(\delta)$  можна апроксимувати лінійною залежністю, нахил якої до осі абсцис дорівнює коефіцієнту опору бічному відведенню  $k_\delta$ .

Цей коефіцієнт залежить від нормального навантаження на шину, тиску повітря в шині [3, 4], типу шини, її розміру, кількості шарів корду, кута корду, ширини колеса [5–7]. Для конкретної шини основними чинниками є навантаження та тиск повітря в шині. Вплив швидкості вважається незначним.

Унаслідок збільшення навантаження на шину та тиску в шині значення коефіцієнта  $k_\delta$  збільшується. Аналіз результатів експериментальних досліджень  $k_\delta$  шин легкових та вантажних автомобілів [8] показав, що для протестованих шин легкових автомобілів коефіцієнт досягає максимуму за номінального навантаження та зменшується з подальшим збільшенням нормального навантаження. Для шин вантажних автомобілів коефіцієнт  $k_\delta$  продовжує збільшуватися понад номінальне навантаження, хоча темп збільшення зменшується.

У радіальних шинах коефіцієнт опору бічному відведенню більший, ніж у діагональних [9].

Залежність коефіцієнта опору бічному відведенню від нормального навантаження виражають поліномом другого або вищого порядку [5]:

$$k_\delta = aG_k - bG_k^2, \quad (4)$$

де  $a, b$  – коефіцієнти;  $G_k$  – нормальне навантаження на шину. Значення коефіцієнтів  $a, b$  у роботі не зазначається.

У моделі шини Н. Расейка, «Магічна формула» [10], залежність коефіцієнта опору бічному відведенню від нормального навантаження запропоновано подавати як синусоїдальна залежність:

$$k_\delta = a_3 \sin[2\arctg(G_k/a_4)], \quad (5)$$

де  $a_3, a_4$  – емпіричні коефіцієнти;  $G_k$  – нормальне навантаження. Типові значення коефіцієнтів:  $a_3 = 55$  кН/рад,  $a_4 = 4$  кН [4].

У роботі [11] коефіцієнт опору бічному відведенню пропонується визначати як функцію нормального навантаження з урахуванням типу шин так:

$$k_\delta = kG_k, \quad (6)$$

де  $k$  – коефіцієнт, величина якого залежить від типу шини; для радіальних шин  $k = 0,16$  1/град, для діагональних  $k = 0,128$  1/град.

У роботі [12] коефіцієнт опору бічному відведенню рекомендують визначати за виразом:

$$k_\delta = \frac{57,3(9...11)G_k \cdot 10^{-3}}{a}, \quad (7)$$

де  $k_\delta$  – коефіцієнт опору бічному відведенню, Н/рад;  $a$  – поздовжня вісь контактної відбитка шини, приведена до рівновеликого прямокутника, м;  $G_k$  – навантаження на колесо, Н.

У роботі [13] наведено результати експериментальних досліджень бічної жорсткості шини P215/75 R14, які проводились на стенді з горизонтальною опорною поверхнею. При навантаженні на колесо  $G_k = 9100$  Н, тиску повітря  $p_{in} = 0,22$  МПа бічна жорсткість шини склала  $k_s = 559500$  Н/м.

Для аналізу наведених залежностей проведемо розрахунки коефіцієнта опору бічному відведенню для широкопрофільної шини 1300x530-533 мод. ВИД-201, радіальної шини 9.00-20Р мод. И-Н142Б, шини підвищеної прохідності 1200x440-530 мод. И-П184. Результати розрахункових та експериментальних даних, які отримані на заводах виробників автомобілів КраЗ та КамАЗ наведено у табл. 1.

Із аналізу табл. 1 видно, що результати розрахункових даних суттєво різняться між собою. Найбільш достовірні дані забезпечує залежність (7).

На підставі проведеного аналізу та враховуючи значущість коефіцієнта опору бічному відведенню під час дослідження керованості та стійкості автомобіля, сформульовано мету роботи.

Таблиця 1 – Результати дослідження коефіцієнта опору бічному відведенню

Коефіцієнт опору бічному відведенню $k_\delta$	Шина		
	1300x530-533 мод. ВИД-201 $G_k = 27$ кН, $a = 0,29$ м	9.00-20Р мод. И-Н142Б $G_k = 21,5$ кН, $a = 0,24$ м	1200x400-533 мод. И-П184 $G_k = 26$ кН, $a = 0,295$ м
$k_\delta = 57,3 \times 55 \sin[2\arctg(G_k/4)]$ , Н/рад (5)	15955	19827	16538

$k_g = 57,3 (0,128 \dots 0,16) G_{кs}$ , Н/рад (6)	198028	197112	190694
$k_g = \frac{57,3(9 \dots 11) G_{кs} \cdot 10^{-3}}{a}$ , Н/рад (7)	106696	91256	101003
Експериментальне значення $k_g$ , Н/рад	110648	87860	105420

### ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Мета дослідження – визначитись з методикою експериментального визначення коефіцієнта опору бічному відведенню з урахуванням конструктивних параметрів еластичних коліс, матеріальних та часових витрат.

### РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

На значення коефіцієнта  $k_g$  впливають конструктивні особливості шини, ураховуючи її призначення, навантаження, тиск повітря у шині та кут відведення, за якого експериментально визначався коефіцієнт опору бічному відведенню. Експериментальне визначення коефіцієнта  $k_g$  пов'язане зі значними труднощами визначення бічної сили під час руху колеса з кутом відведення на плоскій опорній поверхні. Аналіз літературних джерел [10, 13, 14] засвідчив, що визначення коефіцієнта опору бічному відведенню здійснюють двома способами:

– прямим способом, який полягає в експериментальному визначенні залежності бічної сили від кута відведення;

– побічним способом, який враховує функціональний зв'язок між розмірами контактної відбитка, кутовою жорсткістю шини відносно вертикальної осі, бічною жорсткістю шини та коефіцієнтом опору бічному відведенню під час руху колеса з відведенням.

За прямого способу як експериментальну установку використовують стенд або автомобіль. У разі використання стенда його можливості щодо шин вантажних автомобілів обмежені, тому дослідження проводять із шинами легкових автомобілів. Водночас стенди ризують особливостями опорної поверхні.

У барабанному стенді опорною поверхнею слугує металевий барабан, діаметр якого має перевищувати діаметр шини приблизно у 3,5 рази. Кут бічного відведення задається шляхом повороту диска колеса відносно вертикальної осі. Для шин вантажних автомобілів створення такого стенда потребує значних матеріальних і часових витрат. Окрім того, умови контакту шини з металевою поверхнею барабана відрізняються від умов на горизонтальній дорозі, що призводить до зміни тиску в зоні контакту та коефіцієнта зчеплення.

Стенди, у яких на горизонтальну поверхню спирається колесо, рух колеса відбувається по криволінійних траєкторіях з різними радіусами кривизни та кутами відведення [15, 16]. Радіус кривизни траєкторії повинен бути  $R > a/0,2$ , де  $a$  – приведена до рівновеликого прямокутника половина поздовжньої осі контактної відбитка шини. Фіксуються бічна сила, стабілізуючий момент шини, прикладена до стенда сила для забезпечення руху колеса при русі з різними кутами відведення та радіусами кривизни. Водночас габарити шин вантажних автомобілів та їх навантаження обмежують можливості створення таких стендів, а тому досліджуються шини легкових автомобілів.

Для визначення характеристик шин вантажних автомобілів виробники використовують автомобіль як експериментальну установку. Для цього клинами між балкою керованого моста та ресорами установлюється нульовий кут поздовжнього нахилу шворня. За знятої поперечної тяги фіксується праве кероване колесо спеціальним кронштейном, який закріплюється до балки мосту одним кінцем, а іншим – через шарову опору до поворотного важеля у конусний отвір кріплення знятої поперечної тяги. Зміною довжини кронштейна установлюється фіксований кут відведення. Прямолінійний рух автомобіля забезпечується поворотом лівого керованого колеса водієм під час руху. Методом тензометрування визначають стабілізуючий момент шини, що виникає під час руху з відведенням правого керованого колеса. Щодо бічної сили, яка виникає під час руху з відведенням, то між балкою керованого моста та передніми ресорами установлюються тензометричні проставки. Бічна сила, що виникає на керованих колесах під час руху з відведенням, сприймається тензометричними проставками. Переваги – використовується існуючий автомобіль, досліджуються шини, які установлені на автомобілі, дорога відповідає умовам, у яких експлуатується автомобіль. Однак, як показав аналіз проведених автором досліджень на вантажних автомобілях КамАЗ та КамАЗ, виникають проблеми зі створенням датчиків визначення бічної сили під час руху, швидкість руху обмежена.

Побічний метод ґрунтується на функціональному зв'язку, який існує між коефіцієнтом опору бічному відведенню, бічною жорсткістю шини, кутовою жорсткістю шини відносно вертикальної осі та поздовжньою віссю контактної відбитка під час руху по криволінійній траєкторії та під час плоско-паралельного з відведенням. Бічна жорсткість шини та кутова відносно вертикальної осі

визначаються на місці, що не викликає труднощів. Водночас коефіцієнт опору бічному відведенню визначається під час руху, що викликає значні труднощі.

Шину, до складу якої входить каркас, брекер, протектор, боковини, представляють як ціліснотільну модель. Вона є складовою частиною еластичного колеса, яка включає диск, шину, контактний відбиток шини, який одночасно належить шині та опорній поверхні. Характеристики такого механізму визначаються за загальними умовами класичної механіки. У цьому випадку розрізняють рух еластичного колеса по криволінійній траєкторії та плоско-паралельний рух з відведенням.

Під час руху колеса по криволінійній траєкторії диск колеса одночасно зміщується у бічному напрямку, що спричинює його рух з кінематичним кутом відведення, та повертається відносно відбитка за час проходження колесом шляху, що дорівнює половині поздовжньої осі контактної шини. У роботі [17] встановлено, що підведена до колеса енергія для забезпечення руху колеса з кінематичним кутом відведення та одночасним закрученням шини розподіляється в тілі шини порівну. Такий розподіл енергій можливий лише за виконання такої умови:

$$k_{\theta} = \frac{2C_{\theta}}{a}, \quad (8)$$

де  $C_{\theta}$  – кутова жорсткість шини відносно вертикальної осі, Н·м /рад;  $k_{\theta}$  – коефіцієнт опору бічному відведенню, Н/ рад;  $a$  – поздовжня вісь контактної шини рівновеликого прямокутника, м.

Поздовжню вісь відбитка та кутову жорсткість шини визначають експериментально.

Кутову жорсткість шини визначають експериментально під час повороту заблокованого керованого колеса на місці з фіксацією кута повороту колеса та моменту відносно вертикальної осі. Для його визначення як експериментальну установку використовують автомобіль. Від'єднують поперечну тягу від лівого керованого колеса та встановлюють клинами між балкою моста та ресорами нульове значення кута поздовжнього нахилу шворня. Кермовим керуванням водій повертає ліве заблоковане кероване колесо. Для визначення тертя у підшипниках шворневого вузла та вагового стабілізуючого моменту від поперечного нахилу шворня колесо встановлюють на самоцентрувальну площадку.

Визначення жорсткості шини проводять під час повороту у межах до 0,08 рад на опорній поверхні з високим коефіцієнтом зчеплення. Ураховують, що у контактному відбитку шини наявні тільки зони зчеплення, а залежність між моментом опору повороту шини та кутом повороту у цих межах кута умовно лінійна. Відносно кутової жорсткості шини, то значення кутів закручування шини під час визначення жорсткості повною мірою відповідають кутам відведення під час визначення коефіцієнта опору бічному відведенню.

За відсутності експериментальних даних у роботах [3, 12] рекомендується визначати жорсткість шини за емпіричною залежністю:

$$C_{\theta} = 57,3(9 \dots 11)G_k \cdot 10^{-3}, \quad (9)$$

де  $C_{\theta}$  – кутова жорсткість шини, Н·м/рад;  $G_k$  – навантаження на колесо, Н.

Із певною достовірністю коефіцієнт опору бічному відведенню з урахуванням (8), (9) розраховують так:

$$k_{\theta} = \frac{57,3(9 \dots 11)G_k \cdot 10^{-3}}{a}, \text{ Н/рад.}$$

Вище розглянуто функціональний зв'язок між коефіцієнтом опору бічному відведенню з кутовою жорсткістю шини та поздовжньою віссю контактної шини під час руху по криволінійній траєкторії.

Розглянемо плоско-паралельний рух колеса з відведенням, який пов'язаний з бічним зміщенням диска відносно відбитка шини. У разі дії на нерухоме колесо бічної сили вона спричинює зміщення відбитка шини відносно диска колеса. Під час руху ця сила зумовлює поворот контактної шини відносно диска колеса на кут відведення. Водночас поворот відбитка здійснюється відносно початкової точки контакту. Схему для визначення зміщення відбитка шини під час дії бічної сили наведено на рис. 1.

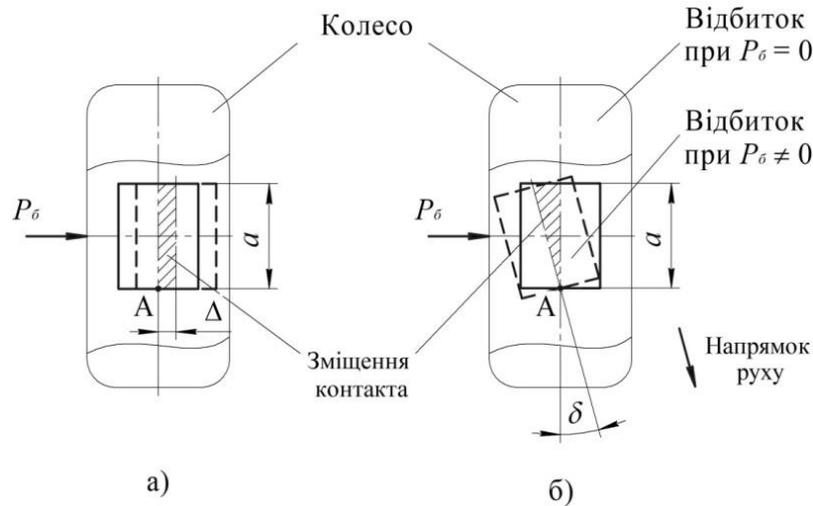


Рисунок 1 – Схема для визначення зміщення відбитка під час дії бічної сили а) на місці; б) під час руху

Із аналізу рис. 1 видно, що відбиток шини являє собою прямокутник з поздовжньою стороною  $a$ . Суцільною лінією зображено його положення за відсутності дії бічної сили. Під час дії бічної сили на колесо положення відбитка відносно колеса зображено штриховою лінією.

У разі дії на колесо бічної сили  $P_\delta$  на місці (рис. 1а) відбувається відносно бічне зміщення відбитка шини на величину  $\Delta$ , яку визначимо так:

$$\Delta = \frac{P_\delta}{k_s}, \quad (10)$$

де  $k_s$  – бічна жорсткість шини, Н/м;  $\Delta$  – бічне зміщення відбитка під час дії бічної сили на місці, м.

Зміщення контакту колеса з опорною поверхнею зображено заштрихованим прямокутником (рис. 1а), одна сторона якого – поздовжня вісь відбитка, а інша – зміщення  $\Delta$ .

Під час руху колеса, на яке діє бічна сила  $P_\delta$ , відбувається поворот відбитка відносно початку контакту, точки А (рис. 1 б), на кут відведення  $\delta$ . Величину цього кута визначимо за виразом:

$$\delta = \frac{P_\delta}{k_B}, \quad (11)$$

де  $k_B$  – коефіцієнт опору бічному відведенню, Н/рад.

У цьому випадку зміщення контакту колеса являє собою заштрихований трикутник, один катет якого – це поздовжня вісь контактної відбитка  $a$ , а інший, урахувавши залежність (11), –  $aP_\delta/k_B$ .

Під час дії на колесо бічної сили виконується робота, яка пропорційна заштрихованим зміщенням контактної відбитка. На місці цю площу визначимо так:

$$S_{V=0} = a \frac{P_\delta}{k_s},$$

де  $S_{V=0}$  – площа зміщення відбитка на місці, м<sup>2</sup>.

Під час руху площа зміщення відбитка – це трикутник, яку визначимо за виразом:

$$S_{V \neq 0} = \frac{a^2 P_\delta}{2k_B},$$

де  $S_{V \neq 0}$  – площа зміщення відбитка під час руху, м<sup>2</sup>.

На підставі закону збереження енергії можна порівняти ці дві роботи:

$$a \frac{P_\delta}{k_s} = \frac{a^2 P_\delta}{2k_B}. \quad (12)$$

Із аналізу виразу (12) визначимо коефіцієнт опору бічному відведенню за виразом:

$$k_B = \frac{ak_s}{2}. \quad (13)$$

Із аналізу виразу (8), (13), визначимо кутову жорсткість шини так:

$$C_\theta = \frac{k_s a^2}{4}. \quad (14)$$

Отже, коефіцієнт опору бічному відведенню та кутову жорсткість шини можна визначити, знаючи бічну жорсткість шини й поздовжню вісь контактного відбитка. Отримані залежності (13), (14) дозволяють визначити ці параметри шини за умови відсутності ковзання у контактному відбитку. На сухому асфальтобетоні, із достатньою для практичних розрахунків точністю, беруть значення коефіцієнта опору бічному відведенню та кутову жорсткість постійними для шин вантажних автомобілів у межах до  $5^\circ$ . Для визначення бічної жорсткості шини на сухому асфальтобетоні максимальна бічна сила не повинна перевищувати  $0,1G_k$ , де  $G_k$  – навантаження на колесо.

Для підтвердження достовірності залежностей (13), (14) були проведені стендові та дорожні випробування. Стендові випробування проводили на стенді [18], на якому установлені широкопрофільні шини 1300x530-533 мод. ВИД-201 та на повнопривідному автомобілі КраЗ-255Б із цими шинами. Схему експериментального визначення бічної жорсткості шини наведено на рис. 2.

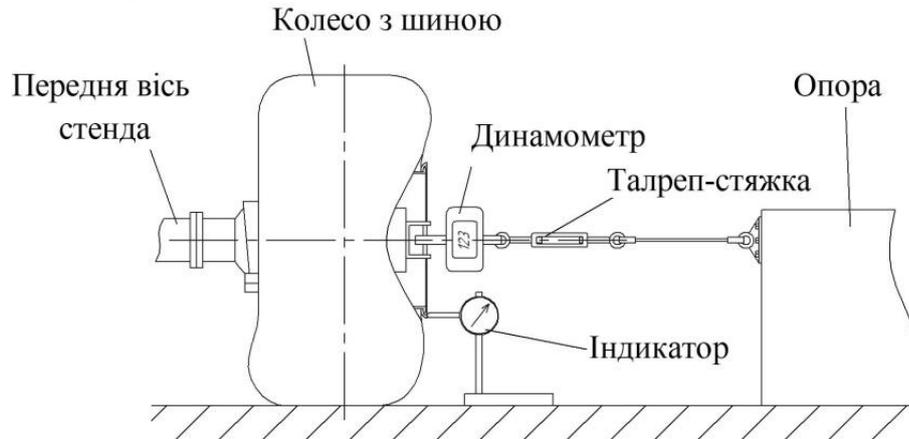


Рисунок 2 – Схема визначення бічної жорсткості шини

Навантаження на колесо складало 27 кН, тиск у шині установлювався 0,4; 0,2; 0,1 МПа. Бічне зусилля створювалось талреп-стяжкою, один кінець якої кріпився до динамометра, а інший – до нерухокої опори. Динамометр з допустимим зусиллям 10000 Н закріплювався під болти фланця напівосі. Зміщення диска колеса вимірювалось індикатором годинникового типу з точністю 0,01 мм та діапазоном вимірювання 0-10 мм. Індикатор установлювався на стійці та упирався в диск колеса.

Результати експериментальних досліджень бічної жорсткості шини 1300x530-533 мод. ВИД-201 наведено на рис. 3.

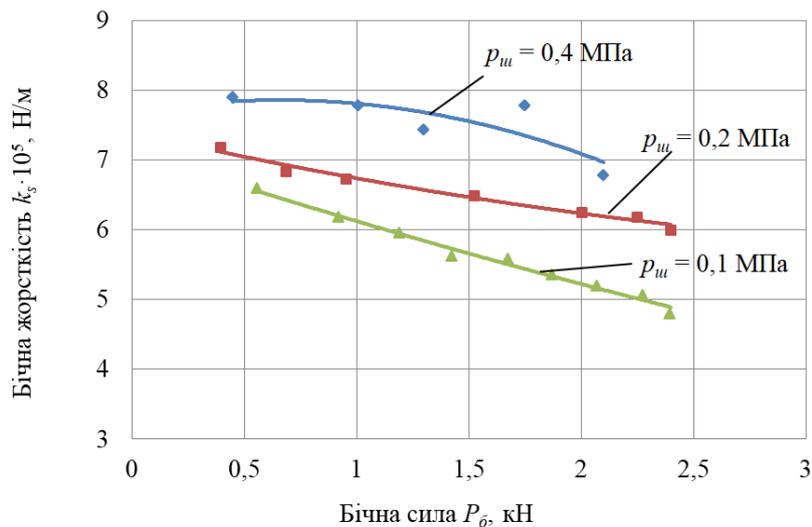


Рисунок 3 – Залежність бічної жорсткості шини 1300x530-533 мод. ВИД-201 від бічної сили

Із аналізу рис. 3 видно, що зменшення тиску у шині зменшує бічну жорсткість. У міру збільшення навантаження бічна жорсткість шини зменшується, що пояснюється появою зон ковзання на краях контактної відбитка. У межах зміни бічної сили до  $0,1G_k$  середнє значення бічної

жорсткості склало:  $p_{ui} = 0,4$  МПа  $k_s = 748900$  Н/м;  $p_{ui} = 0,2$  МПа  $k_s = 654320$  Н/м;  $p_{ui} = 0,1$  МПа,  $k_s = 558700$  Н/м.

Були проведені експериментальні дослідження та визначена кутова жорсткість шини та коефіцієнт опору бічному відведенню на автомобілі КраЗ-255Б.

Результати експериментальних та розрахованих за виразами (13) та (14) даних наведено на рис. 4, 5 та у табл. 2.

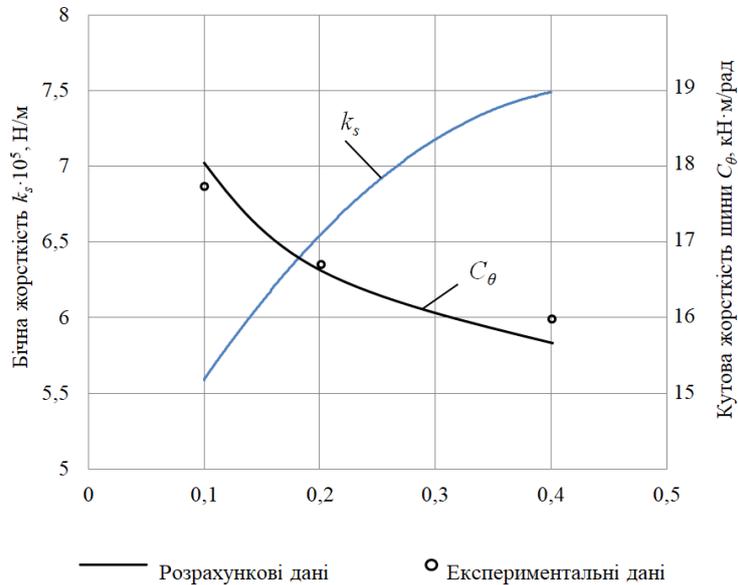


Рисунок 4 – Залежність бічної жорсткості  $k_s$  та кутової жорсткості шини  $C_\theta$  від тиску повітря  $p_{ui}$

На рис. 4 наведено експериментальну криву бічної жорсткості шини  $k_s$  та розраховану за виразом (14) залежність кутової жорсткості  $C_\theta$  від тиску повітря  $p_{ui}$ . Експериментальні дані  $C_\theta$  представлені дискретно. Із аналізу рис. 4 видно, що експериментальні дані кутової жорсткості збігаються з розрахованими, які отримані через бічну жорсткість та поздовжню вісь відбитка шини. Наведене підтверджує достовірність висунутої гіпотези про рівність робіт, зумовлених дією бічної сили на місці та підчас руху.

Із пониженням тиску повітря в шині бічна жорсткість шини зменшується, а кутова відносно вертикальної осі збільшується.

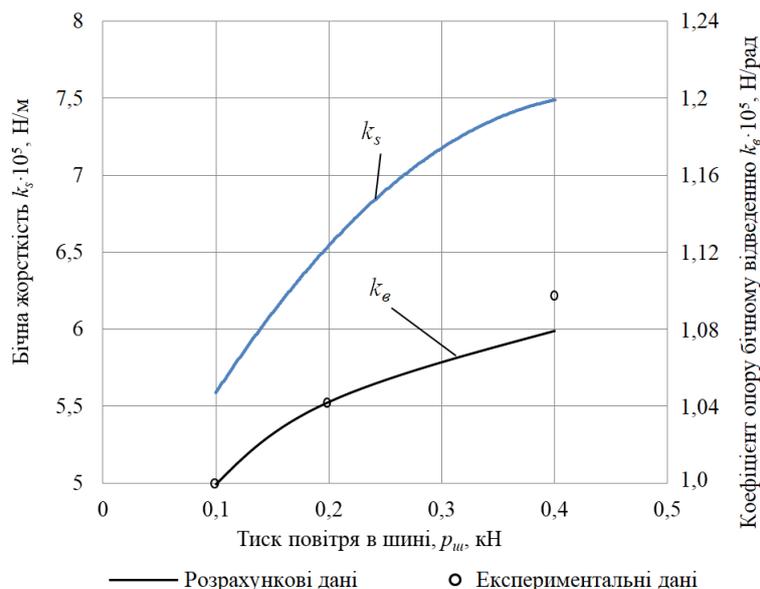


Рисунок 5 – Залежність бічної жорсткості шини  $k_s$  та коефіцієнта опору бічному відведенню  $k_e$  від тиску повітря  $p_{ui}$

Із аналізу рис. 5 видно, що з підвищенням тиску коефіцієнт опору бічному відведенню збільшується, що підтверджується результатами проведених досліджень мінімального радіуса повороту. Було встановлено, що зниження тиску повітря у шинах візка на автомобілі КрАЗ-255Б призвело до зменшення мінімального радіуса повороту. Відповідність розрахованих за виразом (13) значень коефіцієнта опору бічному відведенню за експериментальними даними бічної жорсткості та поздовжньої осі контактної відбитка підтверджує достовірність розробленої методики.

У табл. 2 подано зведені результати розрахункових та експериментальних даних, отриманих для шини 1300x530-533 мод. ВИД-201.

Таблиця 2 – Результати дослідження достовірності розробленої методики визначення коефіцієнта опору бічному відведенню

$p_w$ , МПа	0,1	0,2	0,4
$a$ , м	0,36	0,32	0,29
$k_s$ , Н/м (експ.)	558700	654320	748900
$k_\theta$ , Н/рад (13)	100556	104691	108590
$k_\theta$ , Н/рад (експ.)	98683	104575	110640
$C_\theta$ , Н·м/рад (14)	18102	16750	15746
$C_\theta$ , Н·м/рад (експ.)	17763	16732	16044

Із аналізу табл. 2 видно, що при тиску повітря у шині  $p_w = 0,4$  МПа експериментальне значення коефіцієнта опору бічному відведенню становить 110648 Н/рад, розраховане за виразом (13) значення – 108590 Н/рад. Похибка складає 1,85 %.

Отже, між пружними характеристиками еластичного колеса існує функціональний зв'язок, на якому ґрунтується розроблена методика визначення коефіцієнта опору бічному відведенню.

### ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Запропонована в роботі методика визначення коефіцієнта опору бічному відведенню ґрунтується на функціональному зв'язку цього коефіцієнта з бічною жорсткістю та поздовжньою віссю відбитка шини, які визначаються експериментально. Отримані аналітичні залежності, що визначають цей функціональний зв'язок, розглядаючи шину як складову частину еластичного колеса. Колесо містить диск, шину й контактний відбиток та розглядається у роботі як цілісний механізм, який досліджується з використанням загальних положень класичної механіки.

### ВИСНОВКИ

На підставі проведених досліджень отримуємо такі висновки:

1. Запропонована у роботі методика визначення коефіцієнта опору бічному відведенню побічним способом ґрунтується на отриманих у роботі аналітичних залежностях, які пов'язують коефіцієнт опору бічному відведенню з бічною жорсткістю шини та поздовжньою віссю відбитка шини.

2. Шина, яка складається з каркаса, брекера, протектора та боковин, у роботі розглядається як цілісне тіло та є складовою частиною еластичного колеса. Водночас еластичне колесо подано у роботі як цілісний механізм, а його властивості визначаються за загальними положеннями класичної механіки.

3. Встановлено, що під час руху по криволінійній траєкторії диск відносно відбитка шини зміщується у бічному напрямку та повертається відносно вертикальної осі. Бічне зміщення спричинює рух колеса з кінематичним кутом відведення, а поворот – момент закручування шини. У разі плоско-паралельного руху з відведенням диск колеса зміщується відносно відбитка шини, що спричинює бічну силу.

4. Визначено, що на місці під час дії на колесо бічної сили контактний відбиток шини зміщується у бічному напрямку. Зміщення являє собою прямокутник зі сторонами: довжина контакту та бічне зміщення, яке залежить від прикладеної сили та бічної жорсткості шини. Унаслідок дії на колесо бічної сили під час руху контактний відбиток повертається відносно початкової точки

контакту з опорною поверхнею. Зміщення являє собою трикутник, один катет якого є довжиною контактної відбитку, а другий залежить від величини прикладеної бічної сили та коефіцієнта опору бічному відведенню.

5. Для визначення характеристик еластичного колеса розроблено методику проведення експериментальних досліджень, згідно з якою як тестер використовують автомобіль. У цьому випадку визначаються пружні характеристики шин, якими обладнаний автомобіль заводом-виробником.

6. Установлено, що з пониженням тиску у шині 1300x530-533 мод. ВИД-201 бічна жорсткість та коефіцієнт опору бічному відведенню зменшуються. Зменшення коефіцієнта опору бічному відведенню підтверджується зменшенням мінімального радіуса повороту повнопривідного автомобіля КрАЗ-255Б, обладнаного шинами 1300x530-533 мод. ВИД-201, унаслідок пониження тиску повітря у шинах коліс візка.

7. Проведений аналіз експериментальних та розрахункових даних показав їх відповідність, що підтверджує достовірність представленої методики визначення коефіцієнта опору бічному відведенню.

#### ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Nakajima Y. Advanced tire mechanics. Singapore: Springer Nature, 2019. 1265 p. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-981-13-5799-2>.
2. S. Yamazaki, in Study on Spring Characteristics of Radial Tires (in Japanese), Ph. D. Thesis, (Chuo University, 1987).
3. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Київ : Арістей, 2010. 155 с.
4. Guiggiani M. The science of vehicle dynamics. Pisa, Italy: Springer Netherlands, 2014. 15, 32.
5. Gillespie T. (Ed.). Fundamentals of vehicle dynamics. SAE international, 1992.
6. Pereira, C. L., da Costa Neto, R. T., & Loiola, B. R. Cornering stiffness estimation using Levenberg–Marquardt approach. Inverse Problems in Science and Engineering. 2021. 29(12). P. 2207–2238. <https://doi.org/10.1080/17415977.2021.1910683>.
7. Pauwelussen J. The Essentials of Vehicle Dynamics. Butterworth-Heinemann: Oxford, UK. 2014. P. 309.
8. Wong J. Y. Theory of Ground Vehicles – 3rd ed. John Wiley & Sons, Inc., 2001. 528 p.
9. Jazar R. N. Vehicle dynamics (Vol. 1). New York : Springer, 2008. 1022 p.
10. Pacejka H. B. Theory of Steady-State Slip Force and Moment Generation. In: Tire and Vehicle Dynamics, 2012. P. 87–147. <https://doi.org/10.1016/b978-0-08-097016-5.00003-6>.
11. Rakicevic Branislav B., Sasa R. Mitic, Dragan D. Stamenkovic. Determination of cornering stiffness through integration of a mathematical model and real vehicle exploitation parameters. FME Transactions. 2013. 41.1. P. 66-71.
12. 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. 11. P. 570.
13. Loeb J.S., Guenther D., Chen H.F., Ellis, J.R. Lateral stiffness, cornering stiffness and relaxation length of the pneumatic tire. *SAE transactions*. 1990. 99. P. 147-155.
14. Blundell M., Harty D. The multibody systems approach to vehicle dynamics. *Elsevier*. 2004.
15. Pacejka H. B. Spin: camber and turning. *Vehicle System Dynamics*, 2005. 43 (sup1). P. 3–17. <https://doi.org/10.1080/00423110500140013>.
16. Стенд для дослідження роботи колеса з пневматичною шиною : пат. 150997 Україна: G01L5/13(2006.01). № u 2022 00032; заявл. 14.01.2022; опубл. 18.05.2022, Бюл. № 20. 4 с.
17. Солтус А. П., Тарандушка Л. А., Клімов Е. С., Черненко С. М. Особливості руху еластичного колеса по криволінійній та прямолінійній траєкторії з відведенням. Вісник машинобудування та транспорту. 2021. № 2 (14). С. 121–130. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2021-14-2-121-130>.
18. Стенд для дослідження роботи керованого колеса з пневматичною шиною : пат. 59873 Україна: G01L5/13. № u 2010 08105; заявл. 29.06.2010; опубл. 10.06.2011, Бюл. № 11. 4 с.

#### REFERENCES

1. Nakajima, Y. (2019). Advanced tire mechanics. Singapore: Springer Nature. 1265 p. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-981-13-5799-2>.

2. S. Yamazaki, in Study on Spring Characteristics of Radial Tires (in Japanese), Ph. D. Thesis, (Chuo University, 1987).
3. Soltus, A.P. (2010). Teorija eksploatacijnyh vlastyvostej avtomobilja [Theory of operational properties of the vehicle]. Kyi'v : Aristej [in Ukrainian].
4. Guiggiani, M. (2014). The science of vehicle dynamics. Pisa, Italy: Springer Netherlands, 15, 32.
5. Gillespie, T. (Ed.) Fundamentals of Vehicle Dynamics; SAE International: Warrendale, PA, USA, 1992; 526 p.
6. Pereira, C. L., da Costa Neto, R. T., & Loiola, B. R. (2021). Cornering stiffness estimation using Levenberg–Marquardt approach. *Inverse Problems in Science and Engineering*, 29(12), 2207–2238. <https://doi.org/10.1080/17415977.2021.1910683>.
7. Pauwelussen, J. (2014). The Essentials of Vehicle Dynamics; Butterworth-Heinemann: Oxford, UK. 309p.
8. Wong, J.Y. Theory of Ground Vehicles, 3rd ed.; John Wiley & Sons, Inc.: New York, NY, USA, 2001; 528p.
9. Jazar, R. N. (2008). Vehicle dynamics (Vol. 1). New York : Springer.
10. Pacejka, H. B. (2012). Tire characteristics and vehicle handling and stability (pp. 1-58). Oxford, UK: Butterworth-Heinemann.
11. Vorotović, Goran & Rakicevic, B.B. & Mitić, Saša & Stamenković, Dragan. (2013). Determination of cornering stiffness through integration of a mathematical model and real vehicle exploitation parameters. *FME Transactions*, 41, 66-71.
12. 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. (2023). *Machines*, 11(5), 570.
13. Loeb, J.S., Guenther, D., Chen, H.F., & Ellis, J.R. (1990). Lateral stiffness, cornering stiffness and relaxation length of the pneumatic tire. *SAE transactions*, 99, 147-155.
14. Blundell, M., & Harty, D. (2004). The multibody systems approach to vehicle dynamics. Elsevier.
15. Pacejka H. B. Spin: camber and turning. *Vehicle System Dynamics*, 2005. 43 (sup1). P. 3–17. <https://doi.org/10.1080/00423110500140013>.
16. Klimov, E.S., Soltus, A. P., Pylypenko, V. I. Stend dlia doslidzhennia roboty kerovanoho kola z pnevmatychnoiu shynoiu [Experimental bench for researching the operation of a wheel with a pneumatic tire] Patent UA, no. u 2022 00032, 2022.
17. Soltus, A. P., Tarandushka, L.A., Klimov, E.S., Chernenko, S.M. (2021). Osoblyvosti ruhu elastychnogo kola po kryvolinijnij ta prjamolinijnsj trajektorii' z vidvedennjam [Features of an elastic wheel motion along a curvilinear and rectilinear trajectory with a slip]. *Journal of Mechanical Engineering and Transport*, 2 (14), 121-130 [in Ukrainian]. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2021-14-2-121-130>.
18. Soltus, A. P., Klimov, E.S. Stend dlia doslidzhennia roboty kerovanoho kola z pnevmatychnoiu shynoiu [Experimental bench for researching the operation of a steered wheel with a pneumatic tire] Patent UA, no. u 2010 08105, 2011.

### **Soltus A.P., Klimov E.S., Tarandushka L.A. Cornering stiffness determination**

Existing methods are analyzed and the results of experimental studies on determining the cornering stiffness on an undeformed support surface are presented. When studying the cornering stiffness, the tire is considered as a component of an complex mechanism, which is an elastic wheel. At the same time, a distinction is made between the movement of the wheel along a curvilinear trajectory and the plane-parallel movement with slip. During the movement of the wheel along a curvilinear trajectory, the disk is simultaneously displaced laterally and twisted relative to the tire contact patch, which causes a lateral force and a twisting moment relative to the vertical axis. The plane-parallel movement of the wheel with slip causes a lateral displacement of the disk relative to the tire contact patch, which causes a lateral force that is displaced relative to the center of the tire contact patch. Both the movement along a curvilinear trajectory and the plane-parallel movement with slip are associated with a lateral force that depends on the cornering stiffness. It is proposed to experimentally determine the cornering stiffness of truck tires, using the truck as a tester. Analytical dependencies are presented that functionally link the cornering stiffness, lateral stiffness of the tire, angular stiffness relative to the vertical axis and the longitudinal axis of the contact patch. These dependencies allow determining cornering stiffness by the indirect method. The results of experimental and calculated data of the cornering stiffness for a tire size 1300x530-533 mod. VID-201, which is installed on all-wheel drive KrAZ truck, are presented.

The results of the research may be useful to specialists working on improving the handling and stability of vehicles.

**Key words:** cornering stiffness, slip angle, lateral stiffness, tire contact patch, methodology, undeformed support surface.

*СОЛТУС Анатолій Петрович*, доктор технічних наук, професор, професор кафедри автомобілів та технологій їх експлуатації, Черкаський державний технологічний університет, e-mail: auto.soltus@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-6010-1124>

*КЛІМОВ Едуард Сергійович*, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри автомобілів і тракторів, Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського e-mail: edward.klimov@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-2662-2401>

*ТАРАНДУШКА Людмила Анатоліївна*, доктор технічних наук, професор, завідувачка кафедри автомобілів та технологій їх експлуатації, Черкаський державний технологічний університет, e-mail: tarandushkal@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-1410-9088>

*Anatolii SOLTUS*, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Cars and Technologies of their Operation Department, Cherkasy State Technological University, e-mail: auto.soltus@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-6010-1124>

*Eduard KLIMOV*, PhD in Engineering, Associate Professor, Head of Automobiles and Tractors Department, Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, e-mail: edward.klimov@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-2662-2401>

*Ludmyla TARANDUSHKA*, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Cars and Technologies of their Operation Department, Cherkasy State Technological University, e-mail: tarandushkal@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-1410-9088>

Дата надходження статті до видання: 27.09.2025

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 16.10.2025

DOI 10.36910/automash.v2i25.1937