

## ОСОБЛИВОСТІ КІНЕМАТИКИ І ДИНАМІКИ КЕРОВАНОГО КОЛЕСА ЗАЛЕЖНО ВІД ДОВЖИНИ ЦАПФИ

*Солтус А. П.*, доктор технічних наук, Черкаський державний технологічний університет, Черкаси, Україна, [auto.soltus@ukr.net](mailto:auto.soltus@ukr.net), [orcid.org/0000-0002-6010-1124](https://orcid.org/0000-0002-6010-1124)

*Клімов Е. С.*, кандидат технічних наук, Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського, Кременчук, Україна, [edward.klimov@gmail.com](mailto:edward.klimov@gmail.com), [orcid.org/0000-0002-2662-2401](https://orcid.org/0000-0002-2662-2401)

*Тарандушка Л. А.*, доктор технічних наук, Черкаський державний технологічний університет, Черкаси, Україна, [tarandushkal@ukr.net](mailto:tarandushkal@ukr.net), [orcid.org/0000-0002-2662-2401](https://orcid.org/0000-0002-2662-2401)

## FEATURES OF THE STEERED WHEEL KINEMATICS AND DYNAMICS DEPENDING ON THE KNUCKLE LENGTH

*Soltus A.P.*, Doctor of Technical Sciences, Cherkasy State Technological University, Cherkasy, Ukrain, [auto.soltus@ukr.net](mailto:auto.soltus@ukr.net), [orcid.org/0000-0002-6010-1124](https://orcid.org/0000-0002-6010-1124)

*Klimov E.S.*, Ph.D. in Engineering, Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, Kremenchuk, Ukrain, [edward.klimov@gmail.com](mailto:edward.klimov@gmail.com), [orcid.org/0000-0002-2662-2401](https://orcid.org/0000-0002-2662-2401)

*Taranduska L.A.*, Doctor of Technical Sciences, Cherkasy State Technological University, Cherkasy, Ukrain, [tarandushkal@ukr.net](mailto:tarandushkal@ukr.net), [orcid.org/0000-0002-2662-2401](https://orcid.org/0000-0002-2662-2401)

### Постановка проблеми.

Сили та моменти, що прикладені до диска еластичного колеса від трансмісії, гальмівної системи, остова автотранспортного засобу та кермового керування спричиняють реакції у контакті шини з опорною поверхнею. Ці реакції опорної поверхні забезпечують рух колеса та автомобіля в цілому [1–3].

Загальним випадком руху еластичного колеса по опорній поверхні є рух колеса по криволінійній траєкторії, радіус якої може змінюватися від нуля, що характерно для повороту керованого колеса на місці, до нескінченності, що відповідає його прямолінійному руху [4, 5, 6–8].

Для практики важливо знати особливості руху керованого еластичного колеса під час повороту на місці залежно від довжини цапфи і нахилів шворня, що дозволить визначити момент опору повороту шини керованого колеса під час повороту на місці залежно від цих параметрів. Тому створення математичної моделі керованого еластичного колеса, яка відображала б його поворот на місці залежно від довжини цапфи і нахилів шворня, є актуальною задачею.

Розв'язуванню задачі, пов'язаної з особливостями кінематики та динаміки еластичного керованого колеса автомобіля під час його повороту на місці залежно від довжини цапфи та нахилів шворня, присвячена дана робота.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Еластичне колесо автомобіля – це цілісний та складний механізм, до складу якого входить жорсткий диск, еластичне тіло шини (пневматик) і контактний відбиток шини. Цілісність такого механізму зумовлена його конструкцією, яка формує його зовнішні зв'язки, а складність – його передавальними, перетворювальними, пружними, згладжувальними властивостями, що забезпечують йому внутрішні зв'язки [4, 6–8].

Вхідною ланкою такого механізму є диск колеса. Якщо колесо ведене, то до диска колеса підводиться сила штовхання від остова автомобіля або гальмівний момент від гальмівного механізму. Якщо колесо ведуче, то до нього підводиться крутний момент від трансмісії. Щодо керованого колеса, то воно може бути ведучим, що стосується повнопривідних і передньопривідних автомобілів, або веденим. Водночас кероване колесо принципово відрізняється від некерованого наявністю додаткового ступеня вільності – поворот відносно осі шворня. Цей поворот керованого колеса забезпечується унаслідок підведення поворотного моменту від кермового керування автомобіля та може здійснюватися як при нерухомому автомобілі, так і під час його руху [1, 6].

Отже, до диска керованого колеса може підводитися крутний момент від трансмісії, гальмівний момент від гальмівної системи, сила штовхання від остова автомобіля та поворотний момент відносно осі шворня від кермового керування.

Підведені до диска керованого колеса кінематичні та динамічні чинники від трансмісії, остову автомобіля, гальмівної системи і кермового керування проходять через аморфне тіло шини (пневматик), що характеризується неголономними зв'язками з диском та опорною поверхнею [6, 7–9], замикаються у контактному відбитку шини, який одночасно належить шині та опорній поверхні, і викликають реакції опорної поверхні. Виникнення реакцій у відбитку шини забезпечує рух автомобілю. Пневматик забезпечує передавальні та перетворювальні, пружні та згладжувальні властивості механізму і безпосередньо впливає на формування таких експлуатаційних властивостей автомобіля, як тягово-швидкісні, гальмівні, паливну економічність, керованість, стійкість, плавність руху тощо.

Контактний відбиток шини є вихідною ланкою цього механізму. Він характеризується геометричними параметрами (площа, форма, розміри), розподілом питомого тиску по площині відбитка, його зчепними властивостями з опорною поверхнею та станом, який визначається наявністю в ньому зон зчеплення та ковзання [1, 4, 6–8]. Можливість реалізації підведених від диска колеса кінематичних і динамічних параметрів, що забезпечать рух автомобіля, залежить від стану контактної відбитка шини. Відомі три стани контактної відбитка: перший – у контактному відбитку шини наявні тільки зони зчеплення; другий – у контактному відбитку шини наявні зони зчеплення та ковзання; третій – у контактному відбитку шини наявні тільки зони ковзання, а зони зчеплення відсутні [1, 4, 6–8].

Стан контактної відбитка шини характеризуватимемо кутом повороту жорсткого диска колеса на місці відбитка шини. Перший стан можливий при куті повороту диска  $\theta \leq \theta_A$ , де  $\theta_A$  – максимальний кут повороту диска колеса на місці, при якому вважається, що у контактному відбитку є тільки зони зчеплення. Другий стан відповідає куту повороту  $\theta_A < \theta < \theta_B$ , де  $\theta_B$  – мінімальний кут повороту колеса на місці, при якому вважається, що у контактному відбитку шини є тільки зони ковзання. У міру збільшення кута повороту площа зон ковзання збільшується, а площа зон зчеплення зменшується. Третій стан настає при куті повороту  $\theta \geq \theta_B$ , коли у контактному відбитку наявні тільки зони ковзання. Величина коефіцієнта зчеплення між шиною та опорною поверхнею є одним з основних параметрів, який впливає на стан контактної відбитка. Максимальне зчеплення шини з опорною поверхнею досягається на асфальтобетонній сухій дорозі. При цьому значення цього коефіцієнта знаходиться в межах 0,6–0,8 [1, 6].

Це доводить, що кероване колесо автомобіля, за теорією еластичного колеса, поєднує всі можливі варіанти кінематики та динаміки еластичного колеса, а тому математичну модель керованого еластичного колеса, на нашу думку, необхідно визначати за робочим процесом цього цілісного та складного механізму.

Рух автомобіля по криволінійній траєкторії обумовлюється поворотом керованих коліс відносно осей шворнів з поперечним  $\alpha_{ш}$  і поздовжнім  $\beta_{ш}$  нахилом, який забезпечує кермова трапеція [1, 7, 10]. Під час такого руху всі колеса автомобіля, як керовані, так і некеровані, рухаються відносно одного центра, який лежить у площині опорної поверхні та є центром переносного руху [4, 7].

Водночас в роботах [1, 4–9] зазначається, що під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії на опорній поверхні з високим коефіцієнтом зчеплення відбувається одночасно поворот жорсткого диска та його бічне зміщення відносно контактної відбитка шини за час проходження колесом шляху, що дорівнює половині поздовжньої осі контактної відбитка.

Поворот жорсткого диска відбувається відносно центра, який згідно з роботами [1, 4, 7, 8, 10] знаходиться у межах контактної відбитка та зі збільшенням радіуса кривизни траєкторії руху колеса зміщується до внутрішньої границі відбитка. Водночас аналіз роботи [4] показує, що внаслідок бічного зміщення диска відносно відбитка шини відбувається кочення колеса з відведенням. У роботі [4] також встановлено, що кут повороту диска та кут відведення від бічного зміщення диска відносно відбитка шини, за умови рівного розподілу підведеної до диска колеса енергії на його відносний поворот та бічне зміщення, мають однакові значення та визначаються за виразом:

$$\theta_R = \delta_R = \frac{a}{4R} \text{ (рад.)}, \quad (1)$$

де  $\theta_R$  – кут повороту диска колеса відносно контактної відбитка шини (кут закручування тіла шини) під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії радіуса  $R$  в м;  $\delta_R$  – кінематичний кут відведення, викликаний бічним зміщенням диска відносно відбитка шини під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії радіуса  $R$  в м;  $a$  – поздовжня вісь контактної відбитка шини, м.

Отже, під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії жорсткий диск, рухаючись по криволінійній траєкторії відносно центра переносного руху колісної машини, зміщується у бічному напрямі та повертається відносно контактної відбитка шини під час проходження колесом шляху, рівного половині поздовжньої осі контактної відбитка шини. При цьому зміщення диска у бічному напрямі викликає кінематичний кут відведення  $\delta_R$ , а його поворот – закручування пневматики на кут  $\theta_R$ .

**Метою дослідження** є визначення особливостей руху керованого еластичного колеса під час повороту на місці залежно від довжини цапфи і нахилів шворня та отримання аналітичних залежностей для визначення моменту опору повороту шини.

#### **Виклад основного матеріалу.**

Для теорії еластичного колеса особливо значущим є кероване колесо, яке, на відміну від некерованого, може повертатися відносно осі шворня як під час руху автомобіля, так і за відсутності його руху. Якщо припустити, що довжина цапфи значна, то під час повороту керованого колеса на місці відносно осі шворня воно рухатиметься по колу радіуса  $R$ , величина якого залежить від довжини цапфи. Водночас цей радіус  $R$  траєкторії руху еластичного колеса може забезпечити остов автомобіля під час його руху по криволінійній траєкторії.

Отже, у кожному із двох розглянутих випадків еластичне колесо рухається по криволінійній траєкторії одного радіуса кривизни, а тому незалежно від способу, що забезпечує рух колеса по колу, у пневматику відбуваються однакові явища. Якщо виходити з нашого припущення щодо довжини цапфи, яка забезпечує рух колеса по колу радіуса  $R$ , то це означає, що диск керованого колеса під час повороту на місці одночасно повертається та зміщується відносно відбитка шини за час проходження центром колеса шляху, що дорівнює половині поздовжньої осі контактної відбитка незалежно від того, як забезпечується рух колеса по колу [4, 5]. У цьому випадку контактний відбиток шини під час руху колеса по криволінійній траєкторії бере участь у переносному та відносному рухах.

Водночас довжина цапфи керованого колеса обмежена конструкцією керованого моста, а вісь шворня, відносно якої повертається цапфа, має поперечний та поздовжній нахили. Аналіз конструкцій керованих мостів показав, що для більшості конструкцій керованих мостів точка зустрічі осі шворня з опорною поверхнею знаходиться у межах контактної відбитка шини керованого колеса. А тому необхідно визначитись із центрами переносного та відносного руху контактної відбитка шини під час повороту керованого колеса на місці та зі впливом довжини цапфи і нахилів шворня на положення цих центрів.

Оскільки точка зустрічі осі шворня для більшості конструкцій керованих мостів знаходиться у межах контактної відбитка, допускалося, що під час повороту колеса на місці воно не перекочується, а тому поворот відбитка шини відносно диска здійснюється відносно точки зустрічі осі шворня з опорною поверхнею, що підтверджується дослідженнями [1, 6]. Величина моменту опору повороту шини для цього випадку залежить від кута повороту колеса, коефіцієнта зчеплення шини з опорною поверхнею, навантаження на колесо, розмірів контактної відбитка шини, положення точки зустрічі осі шворня відносно поздовжньої та поперечної осі відбитка шини.

Згідно з роботами [1, 3, 4, 6–8], момент опору повороту шини на місці є функцією кута повороту колеса. При куті повороту колеса  $\theta \leq \theta_A$ , де  $\theta_A$  – максимальний кут повороту колеса на місці, при якому вважається, що в контактному відбитку є тільки зони зчеплення, момент опору повороту шини виражається так:

$$M_\varphi = C_\theta \theta, \quad (2)$$

де  $C_\theta$  – кутова жорсткість шини відносно вертикальної осі, що проходить через центр контактної відбитка шини, яку визначають експериментально, або за емпіричною залежністю [1], за якою  $C_\theta = (9 \dots 11) G_k \cdot 10^{-3}$ , Н·м/град;  $G_k$  – навантаження на колесо, Н;  $\theta$  – кут повороту диска колеса, град.

Значення кута  $\theta_A$  на сухому асфальтобетоні для шин вантажних автомобілів він досягає  $5^\circ$ , а для шин легкових автомобілів не перевищує  $4^\circ$ .

При куті повороту колеса в межах  $\theta_A < \theta < \theta_B$  вважається, що у контактному відбитку шини є зони зчеплення та ковзання, а момент опору повороту шини визначають, згідно з [1, 6], за виразом:

$$M_{\varphi} = M_{\varphi \max} - (M_{\varphi \max} - c_{\omega} \theta_A) \left( \frac{\theta_B - \theta}{\theta_B - \theta_A} \right)^2, \quad (3)$$

де  $\theta_B$  – мінімальний кут повороту колеса на місці, при якому вважається, що у контактному відбитку шини є тільки зони ковзання, град. На сухому асфальтобетоні для шин вантажних автомобілів він досягає  $13^\circ$ , а для шин легкових автомобілів не перевищує  $10^\circ$ ;  $M_{\varphi \max}$  – граничний за зчепленням момент опору повороту шини, який виникає за наявності у контактному відбитку шини тільки зон ковзання. Цей момент виникає при повороті керованого колеса на місці на кут  $\theta \geq \theta_B$ . Згідно з [1, 6], за умови, що кероване колесо під час повороту на місці не перекочується по опорній поверхні (заблоковано), контактний відбиток шини повертався відносно точки зустрічі осі шворня з опорною поверхнею, а момент  $M_{\varphi \max}$  визначають за виразом:

$$M_{\varphi \max} = \frac{\varphi G_{\kappa}}{6ab} \left[ \begin{aligned} & a_1^3 \ln \frac{b_1 + \sqrt{a_1^2 + b_1^2}}{a_1} + 2a_1 b_1 \sqrt{a_1^2 + b_1^2} + b_1^3 \ln \frac{a_1 + \sqrt{a_1^2 + b_1^2}}{b_1} + \\ & + a_2^3 \ln \frac{b_2 + \sqrt{a_2^2 + b_2^2}}{a_2} + 2a_2 b_2 \sqrt{a_2^2 + b_2^2} + b_2^3 \ln \frac{a_2 + \sqrt{a_2^2 + b_2^2}}{b_2} + \\ & + a_1^3 \ln \frac{b_2 \sqrt{a_1^2 + b_2^2}}{a_1} + 2a_1 b_2 \sqrt{a_1^2 + b_2^2} + b_2^3 \ln \frac{a_1 + \sqrt{a_1^2 + b_2^2}}{b_2} + \\ & + a_2^3 \ln \frac{b_1 + \sqrt{a_2^2 + b_1^2}}{a_2} + 2a_2 b_1 \sqrt{a_2^2 + b_1^2} + b_1^3 \ln \frac{a_2 + \sqrt{a_2^2 + b_1^2}}{b_1} \end{aligned} \right], \quad (4)$$

де  $a, b$  – поздовжня та поперечна осі рівновеликого за моментом опору шини прямокутника. Значення  $a_1, a_2, b_1, b_2$  визначають за виразами:

$$a_1 = \frac{a}{2} + y, \quad a_2 = \frac{a}{2} - y, \quad b_1 = \frac{b}{2} + l_0, \quad b_2 = \frac{b}{2} - l_0,$$

де  $y$  – відстань від точки зустрічі осі шворня з опорною поверхнею до поперечної осі відбитка шини, яку визначають за виразом  $y = r_{\partial} \operatorname{tg} \beta_{ш}$ ;  $r_{\partial}$  – динамічний радіус колеса;  $l_0$  – відстань від точки зустрічі осі шворня з опорною поверхнею до поздовжньої осі відбитка шини (плече обкатки), яку визначають за виразом  $l_0 = l_{\psi} - r_{\partial} \operatorname{tg}(\alpha_{ш} + \gamma_{ш0})$ ;  $l_{\psi}$  – довжина цапфи;  $\gamma_{ш0}$  – кут розвалу в положенні прямолінійного руху автомобіля.

Розглянемо поворот на місці розблокованого керованого колеса. У цьому випадку кероване колесо має можливість обертатися відносно осі цапфи, а отже, і перекочуватися по опорній поверхні. Згідно з [4], під час повороту на місці кероване колесо рухатиметься по криволінійній траєкторії відносно центра переносного руху, а диск колеса повертатиметься відносно контактної відбитка шини та зміщуватиметься у бічному напрямку. Для визначення положення центра переносного руху розблокованого керованого колеса скористаємося розрахунковою схемою, наведеною на рис. 1.

Оскільки еластичне колесо являє собою цілісний механізм, а його центром є точка  $A$ , отримана пересіченням діаметральної площини колеса з віссю цапфи, то під час повороту колеса на місці його центр, точка  $A$ , обертатиметься відносно точки  $O$  на осі шворня, отриманої пересіченням перпендикуляра від центра колеса з віссю шворня. Отже, точка  $O$  є центром, відносно якого обертатиметься центр колеса, а отже, і колесо.

Якщо точка  $O$  є центром, відносно якого повертається еластичне колесо, то очевидно його проєкція на опорну поверхню повертатиметься відносно проєкції на опорну поверхню центра повороту колеса, точки  $O$ . Оскільки контактний відбиток шини є проєкцією на опорну поверхню частини тіла шини, тому відбиток повертатиметься відносно цієї проєкції, а це є точка  $O_n$ . Це положення повністю було підтверджено результатами проведених досліджень, наведених у роботах [5, 9]. Отже, проєкція центра повороту колеса на опорну поверхню, точка  $O_n$ , є центром переносного руху контактної відбитка шини.

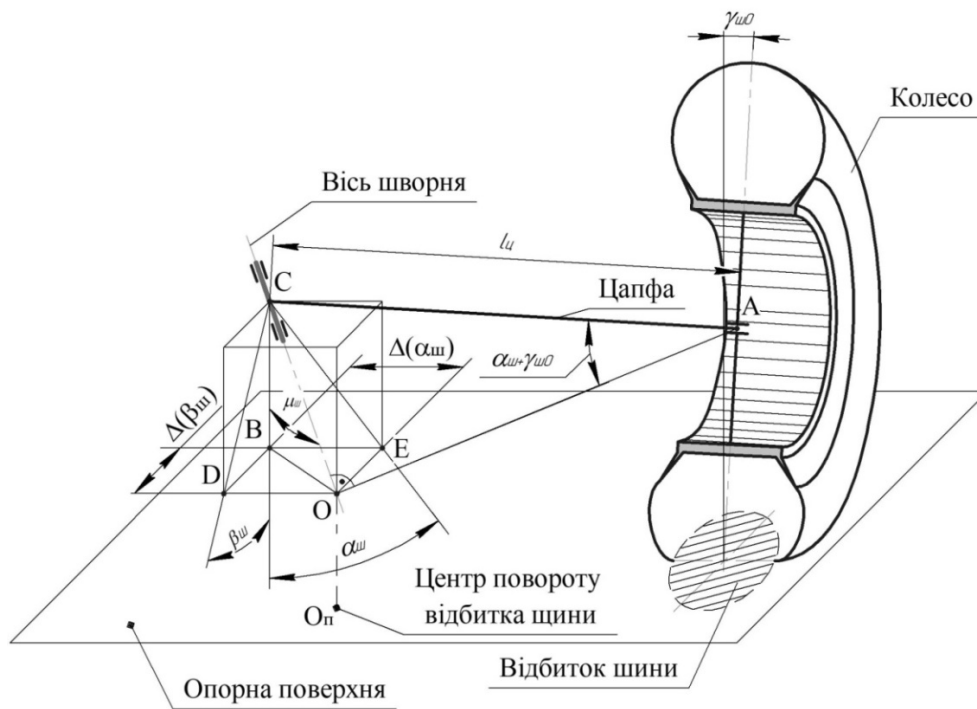


Рисунок 1– Розрахункова схема для визначення положення центра переносного руху контактної відбитка  
 Figure 1 – Calculation scheme for determining the position of the center of transfer movement of the contact patch

Визначимо положення центра переносного руху контактної відбитка шини з урахуванням нахилів шворнів, довжини цапфи та кута розвалу. Для простоти викладення матеріалу через центр повороту, точку  $O$ , проведемо горизонтальну поверхню  $BDOE$ .

У цьому випадку положення центра повороту відбитка шини, точки  $O_n$ , визначатимемо за відрізками  $BE$  та  $BD$  відносно точки  $B$ , яка являє собою проекцією на горизонтальну поверхню точки  $C$ . Зауважимо, що точка  $C$  створена пересіченням осі цапфи з віссю шворня, який має поперечний  $\alpha_{ш}$  і поздовжній  $\beta_{ш}$  нахили. Кут  $\gamma_{ш0}$  являє собою кут розвалу колеса при його нейтральному положенні. Нейтральним положенням колеса вважатимемо його положення, що відповідає руху автомобіля по прямій з нульовим значенням кута сходження керованих коліс.

Кут  $\angle CAO$ , який створений віссю цапфи  $AC$  і перпендикуляром  $AO$  на вісь шворня, визначимо так:  $\angle AOC = \alpha_{ш} + \gamma_{ш0}$ .

Проекція осі шворня  $OC$  на фронтальну площину з вертикаллю  $BC$  створить кут  $\angle BCE = \alpha_{ш}$ , а на перпендикулярну до неї – кут  $\angle BCD = \beta_{ш}$ .

Кут між віссю шворня  $OC$  і вертикаллю  $BC$ ,  $\angle BCO = \mu_{ш}$ , визначимо із аналізу  $\triangle BCE$ ,  $\triangle BCD$ ,  $\triangle BOD$  та  $\triangle OCD$ . Як результат отримаємо  $tg \mu_{ш} = \sqrt{tg^2 \alpha_{ш} + tg^2 \beta_{ш}}$ .

Оскільки кути нахилу осі шворня не перевищують  $10^\circ$ , то з достатньою для практичних розрахунків точністю можемо записати:

$$\mu_{ш} = \sqrt{\alpha_{ш}^2 + \beta_{ш}^2}.$$

Зміщення центра повороту відбитка шини, точки  $O_n$ , відносно проекції точки  $C$  на опорну поверхню, викликані поперечним та поздовжнім нахилами шворня, запишемо, згідно з рис. 1, так:  $BE = CB tg \alpha_{ш}$ ,  $BD = CB tg \beta_{ш}$ .

Із аналізу  $\triangle BOC$  та  $\triangle AOC$   $BC$  визначимо за виразом:

$$BC = l_{ц} \sin(\alpha_{ш} + \gamma_{ш0}) \cos \sqrt{\alpha_{ш}^2 + \beta_{ш}^2}. \quad (5)$$

З урахуванням виразу (5) зміщення центра повороту, викликані нахилами шворня, визначимо за виразами:

$$\Delta(\alpha_{ш}) = l_y \sin(\alpha_{ш} + \gamma_{ш0}) \cos \sqrt{\alpha_{ш}^2 + \beta_{ш}^2} \operatorname{tg} \alpha_{ш}, \quad (6)$$

$$\Delta(\beta_{ш}) = l_y \sin(\alpha_{ш} + \gamma_{ш0}) \cos \sqrt{\alpha_{ш}^2 + \beta_{ш}^2} \operatorname{tg} \beta_{ш}, \quad (7)$$

де  $\Delta(\alpha_{ш})$ ,  $\Delta(\beta_{ш})$  – зміщення центра повороту відбитку шини відносно проекції точки  $C$  на опорну поверхню, зумовлене відповідно поперечним і поздовжнім нахилами шворня.

Визначимо зміщення центра переносного руху для керованого колеса автомобіля КрАЗ-260, у якого довжина цапфи  $l_y = 0,225$  м, кут поперечного нахилу шворня  $\alpha_{ш} = 9,5^\circ$ , кут поздовжнього нахилу  $\beta_{ш} = 5,5^\circ$ , кут розвалу колеса в нейтральному положенні  $\gamma_{ш0} = -0,5^\circ$ . Розрахунки, проведені за виразами (6) та (7), мають такі результати: зміщення  $\Delta(\alpha_{ш}) = 0,0058$  м = 5,8 мм, що по відношенню до довжини цапфи складає:  $0,0058/0,225 = 2,6$  %, зміщення  $\Delta(\beta_{ш}) = 0,0033$  м = 3,3 мм, що відносно довжини цапфи складає  $0,0033/0,225 = 1,5$  %.

Аналіз проведених досліджень показує, що нахили шворня суттєво не впливають на положення центра переносного руху контактної відбитку шини, а тому з достатньою для практичних розрахунків точністю можна прийняти, що під час повороту керованого колеса на місці центр переносного руху знаходиться на продовженні поперечної осі контактної відбитку шини.

У подальшому задача зводиться до визначення положення центра відносного повороту контактної відбитку шини залежно від радіуса кривизни траєкторії руху колеса. Водночас траєкторію руху визначатимемо за траєкторією центра відносного повороту контактної відбитку шини.

Експериментальні дослідження для визначення положення центра відносного повороту контактної відбитку під час повороту керованого колеса на місці залежно від довжини цапфи було проведено на стенді [11].

Стенд містить керований міст автомобіля КрАЗ-260, у якого кут поперечного нахилу шворня складає  $9,5^\circ$ , кут поздовжнього нахилу дорівнював нулю, що забезпечувалося встановлюванням клинів між ресорами та балкою керованого моста. Кут розвалу не змінювався, був від'ємним і рівним  $-0,5^\circ$ , а конструкція спеціального ободу широкопрофільної шини 1300x530x533 мод. ВІ-3 забезпечила дискретну довжину цапфи лівого колеса 0,225; 0,295; 0,395; 0,680; 0,820 м. Навантаження на керований міст не змінювалося та складало 54000 Н. З урахуванням колії керованих коліс 2160 мм зі збільшенням довжини цапфи враховувалася зміна навантаження на ліве кероване колесо.

Тиск повітря у шинах змінювали за значеннями 0,4, 0,2, 0,05 МПа. При навантаженні на колесо 27000 Н динамічний радіус колеса  $r_d$  набував таких значень:  $r_d = 0,610$  м при  $p_{ш} = 0,4$  МПа;  $r_d = 0,598$  м при  $p_{ш} = 0,2$  МПа;  $r_d = 0,555$  м при  $p_{ш} = 0,05$  МПа. Розміри контактної відбитку шини визначались експериментально з урахуванням фактичного навантаження на ліве кероване колесо.

Під час проведення експериментальних досліджень фіксувались кут повороту цапфи керованого колеса  $\theta_y$ , кут обертання диска керованого колеса відносно осі цапфи  $\theta_k$ , тиск мастила у циліндрі гідравлічного підсилювача, який розміщувався на балці керованого моста.

Знаючи кут повороту колеса та його радіус, кут повороту цапфи, урахуовуючи рівність шляху, що пройде кероване колесо, та відстані, що пройде центр керованого колеса під час повороту цапфи, визначали радіус траєкторії руху центра відносного повороту контактної відбитку шини  $R$  і відстань  $\Delta_{ш}$  від поздовжньої осі контактної відбитку шини до цього центра.

На рис. 2, 3 наведено залежності кута обертання керованого колеса відносно осі цапфи  $\theta_k$  та радіуса траєкторії руху контактної відбитку шини  $R$  від довжини цапфи  $l_y$ .

Аналіз рис. 2 показує, що під час повороту керованого колеса на місці при зміні довжини цапфи від 0,225 до 0,82 м колесо, незалежно від довжини цапфи, перекочується по опорній поверхні. Так, при куті повороту цапфи на  $15^\circ$  та при зміні довжини цапфи від 0,225 м до 0,82 м кут обертання жорсткого диска при тиску повітря в шині  $p_{ш} = 0,4$  МПа змінився від  $3,6^\circ$  до  $16,8^\circ$ . Очевидно, що тільки у разі збігу центрів переносного руху та відносного повороту контактної відбитку шини диск колеса не обертатиметься відносно осі цапфи, а стан колеса буде ідентичний заблокованому.

Із рис. 3 видно, що за всіх значень тиску повітря в шині збільшення довжини цапфи спричиняє збільшення радіуса траєкторії руху контактної відбитку. При  $p_{ш} = 0,4$  МПа зі збільшенням довжини цапфи від 0,225 до 0,82 м радіус траєкторії руху збільшився від 0,141 до 0,672 м, при  $p_{ш} = 0,05$  МПа радіус траєкторії руху збільшився від 0,115 до 0,652 м. Зменшення тиску повітря в шині з 0,4 до 0,05 МПа за кожного значення довжини цапфи призводить до зменшення радіуса траєкторії руху

контактного відбитка. При довжині цапфи 0,225 м радіус траєкторії руху зменшився від 0,141 до 0,115 м, а при довжині цапфи 0,82 м – від 0,672 до 0,652 м.

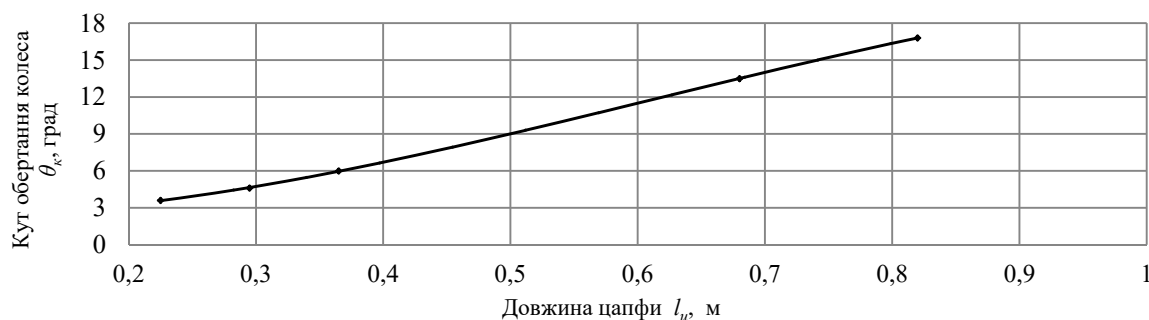


Рисунок 2 – Залежність кута обертання керованого колеса  $\theta_k$  відносно осі цапфи від довжини цапфи  $l_u$  при  $\theta_u = 15^\circ$ ,  $p_{uw} = 0,4$  МПа  
 Figure 2 – Dependence of the steered wheel rotation angle  $\theta_k$  relative to the knuckle axis on the knuckle length  $l_u$  at  $\theta_u = 15^\circ$ ,  $p_{uw} = 0,4$  МПа

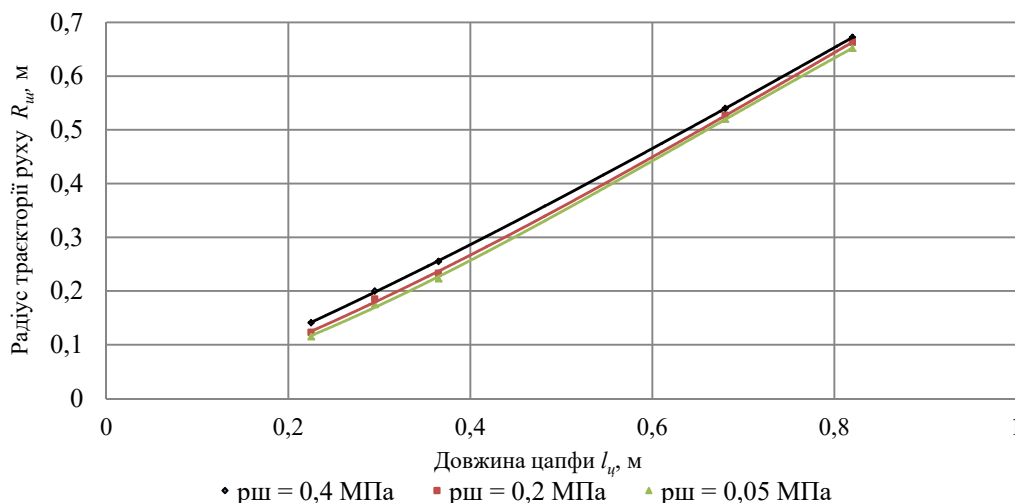


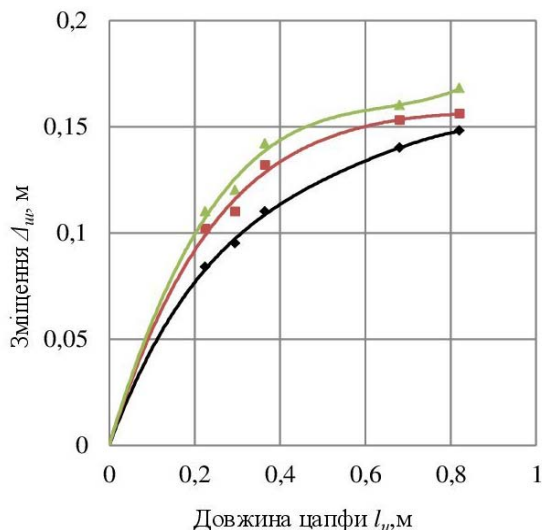
Рисунок 3 – Залежність радіуса траєкторії руху контактної відбитка  $R$  від довжини цапфи  $l_u$   
 Figure 3 – Dependence of contact patch radius trajectory  $R$  on the knuckle length  $l_u$

На рис. 4 наведено залежності зміщення центра відносного повороту відбитка шини відносно поздовжньої осі контактної відбитка  $\Delta_{uw}$  від довжини цапфи  $l_u$ .

Із рис. 4 видно, що зі збільшенням довжини цапфи величина зміщення  $\Delta_{uw}$  збільшується. Це означає, що зі збільшенням довжини цапфи, яке спричиняє збільшення радіуса кривизни траєкторії руху контактної відбитка, центр відносного повороту контактної відбитка зміщується від центра контактної відбитка до краю відбитка в бік центра переносного руху. Зі зміною довжини цапфи від 0,225 до 0,82 м при тиску повітря у шині  $p_{uw} = 0,4$  МПа відстань від поздовжньої осі контактної відбитка шини до центра відносного повороту збільшилася від 0,084 до 0,148 м, при  $p_{uw} = 0,2$  МПа ця відстань збільшилася від 0,102 до 0,156 м, при  $p_{uw} = 0,05$  МПа – від 0,11 до 0,168 м. Аналіз наведених даних доводить, що зі зменшенням тиску повітря в шині від 0,4 до 0,05 МПа зміщення центра відносного повороту відносно поздовжньої осі відбитка збільшується. Так, зі зменшенням тиску повітря від 0,4 до 0,05 МПа при  $l_u = 0,225$  м величина  $\Delta_{uw}$  збільшилася від 0,084 до 0,11 м, а при  $l_u = 0,82$  м – від 0,148 до 0,168 м.

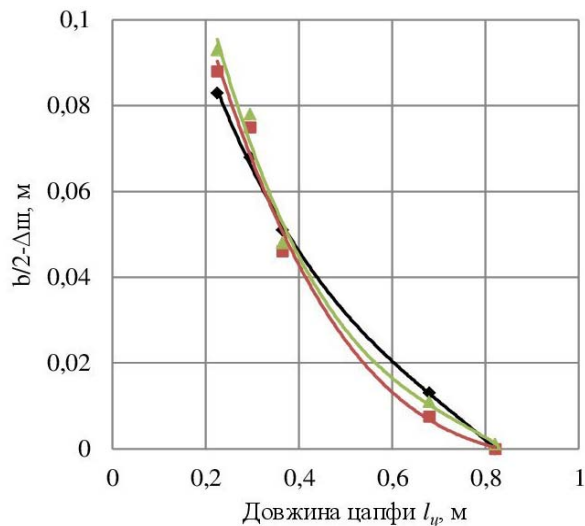
Для визначення положення центра відносного повороту відбитка шини відносно внутрішнього краю відбитка на рис. 5 наведено залежності відстані від центра відносного повороту до краю відбитка ( $b/2 - \Delta_{uw}$ ) як функція довжини цапфи. Із рис. 5 видно, що зі збільшенням довжини цапфи, яке рівноцінно збільшенню радіуса траєкторії руху контактної відбитка, різниця  $b/2 - \Delta_{uw}$  зменшується, а отже центр відносного повороту зі збільшенням радіуса траєкторії руху зміщується до краю відбитка. Так, при тиску повітря у шині  $p_{uw} = 0,4$  МПа та довжині цапфи 0,225 м відстань між центром

відносного повороту та краєм відбитка складає 0,083 м, а при довжині цапфи 0,82 м вона дорівнює нулю, тобто центр відносного повороту знаходиться на краю відбитка шини. Зі зменшенням тиску повітря в шині від 0,4 до 0,05 МПа величина  $b/2-\Delta_{ш}$  майже не змінюється. Так, при довжині цапфи 0,225 м і всіх значень тиску центр відносного повороту відбитка знаходиться на відстані 0,083–0,093 м від краю відбитка, а при довжині цапфи 0,82 м центр відносного повороту знаходиться майже на краю відбитка.



◆ рш = 0,4 МПа ■ рш = 0,2 МПа ▲ рш = 0,05 МПа

Рисунок 4 – Залежність зміщення  $\Delta_{ш}$  від довжини цапфи  $l_{ш}$   
Figure 4 – Dependence of the offset  $\Delta_{ш}$  on the knuckle length  $l_{ш}$



◆ рш = 0,4 МПа ■ рш = 0,2 МПа ▲ рш = 0,05 МПа

Рисунок 5 – Залежність  $b/2-\Delta_{ш}$  від довжини цапфи  $l_{ш}$   
Figure 5 – Dependence  $b/2-\Delta_{ш}$  on the knuckle length  $l_{ш}$

Отже, під час повороту керованого колеса на місці контактний відбиток шини бере участь у переносному та відносному русі. Центром переносного руху є проекція на опорну поверхню центра повороту колеса, положення якого майже не залежать від поздовжнього нахилу шворня, а тому, з достатньою для практики точністю, вважаємо, що він знаходиться на продовженні поперечної осі контактної відбитка шини. Центр відносного повороту контактної відбитка знаходиться у межах контактної відбитка та зміщений відносно поздовжньої осі на величину  $\Delta_{ш}$ , яку визначають експериментально. Зменшення тиску повітря в шині призводить до незначного зміщення центра відносного повороту до краю відбитка та відповідно зменшення радіуса траєкторії руху, однак на зміну положення центра відносного повороту залежно від довжини цапфи не впливає.

З урахуванням особливості конструкції керованих мостів автомобілів, у яких під час повороту керованого колеса на місці кут закрутки диска відносно до контактної відбитка, визначений за виразом (1), більший  $13^\circ$ , вираз (4) набуде вигляду:

$$M_{\varphi} = M_{\varphi \max} = \frac{\varphi G_K}{3ab} \left[ \begin{aligned} & a_1^3 \ln \frac{b_1 + \sqrt{a_1^2 + b_1^2}}{a_1} + 2a_1 b_1 \sqrt{a_1^2 + b_1^2} + b_1^3 \ln \frac{a_1 + \sqrt{a_1^2 + b_1^2}}{b_1} + \\ & + a_1^3 \ln \frac{b_2 + \sqrt{a_1^2 + b_2^2}}{a_1} + 2a_1 b_2 \sqrt{a_1^2 + b_2^2} + b_2^3 \ln \frac{a_1 + \sqrt{a_1^2 + b_2^2}}{b_2} \end{aligned} \right], \quad (8)$$

де  $a_1 = \frac{a}{2}$ ,  $b_1 = \frac{b}{2} + \Delta_{ш}$ ,  $b_2 = \frac{b}{2} - \Delta_{ш}$ ;  $a$ ,  $b$  – поздовжня та поперечна осі рівновеликого за моментом опору повороту шини прямокутника, м;  $\Delta_{ш}$  – відстань від поздовжньої осі відбитка до центра відносного повороту відбитка, яку для конкретної шини визначають експериментально, м.

Момент опору повороту шини  $M_{\varphi}$  визначали залежно від кута закручування тіла шини  $\theta_R$  зі зміною довжини цапфи  $l_{ш}$  від 0 до 5 м при  $p_{ш} = 0,4$  МПа з урахуванням незмінного навантаження на



керване колесо  $G_k = 27000$  Н, розмірів контактної відбитка  $a = 0,225$  м,  $b = 0,334$  м, експериментально отриманих значень зміщення  $\Delta_{ш}$ , кутової жорсткості шини  $C_\sigma = 267$  Н·м/град.

При цьому розрахунки моменту опору повороту шини  $M_\varphi$  здійснювали так: при значеннях довжини цапфи 0, 0,1, 0,2, 0,3, 0,382 м – за залежністю (8), при довжині цапфи 0,4, 0,6, 0,8 м – за виразом (3). Водночас у виразі (3) граничний за зчепленням момент опору повороту шини  $M_{\varphi max}$  визначали за виразом (8) з урахуванням зміщення  $\Delta_{ш}$  при значеннях довжини цапфи 0,4, 0,6, 0,8 м відповідно. При значеннях довжини цапфи 0,826 – 5,0 м розрахунки вели за виразом (2). Кут закручування тіла шини  $\theta_R$  визначали за виразом (1) з урахуванням залежності  $R = f(l_u)$ .

Результати розрахунків моменту опору повороту шини  $M_\varphi$  та кута закручування тіла шини при зміні довжини цапфи  $l_u$  від 0 до 5 м наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Результати розрахунків моменту опору повороту шини  $M_\varphi$  при зміні довжини цапфи  $l_u$  в діапазоні від 0 до 5 м при  $p_{ш} = 0,4$  МПа

Table 1 – The results of calculations of the tire steering resistance torque  $M_\varphi$  at changing the knuckle length  $l_u$  in the range from 0 to 5 m at  $p_{ш} = 0,4$  МПа

$l_u$ , м	0	0,1	0,225	0,3	0,382	0,4	0,6	0,8	1	3	5
$\Delta_{ш}$ , м	0	0,051	0,102	0,116	0,125	0,127	0,152	0,162	0,167	0,167	0,167
$R$ , м	0	0,048	0,118	0,178	0,248	0,265	0,434	0,619	0,809	2,76	4,705
$\theta_R$ , град	$\infty$	67,14	27,31	18,11	13,0	12,18	7,42	5,2	3,98	1,17	0,68
$M_\varphi$ , Н·м	1752	1870	2220	2355	2462	2461	2073	1413	1063	312	182

На рис. 6 наведено залежність кута закручування тіла шини при зміні довжини цапфи від 0,1 до 5,0 м. Із рис. 6 видно, що зі збільшенням довжини цапфи кут закручування тіла шини зменшується. Мінімальний кут закручування тіла шини, при якому вважається, що у контактному відбитку шини є тільки зони ковзання  $\theta_R = 13^\circ$ , досягається при  $l_u = 0,382$  м. Максимальний кут закручування тіла шини, при якому вважається, що у контактному відбитку є тільки зони зчеплення  $\theta_R = 5^\circ$ , досягається при  $l_u = 0,826$  м.

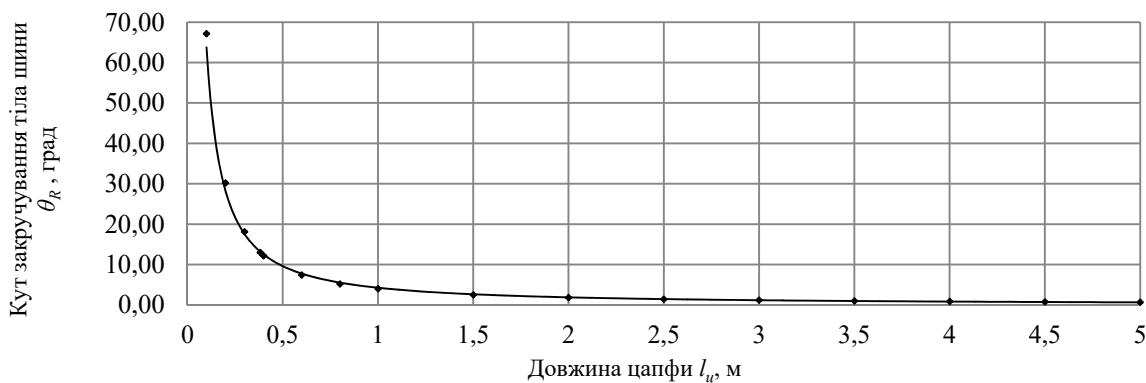


Рисунок 6 – Залежність кута закручування тіла шини від довжини цапфи

Figure 6 – Dependence of the tire body torsion angle on the knuckle length

На рис. 7 наведено залежність  $M_\varphi = f(l_u)$  при зміні довжини цапфи  $l_u$  в діапазоні від 0 до 5 м при  $p_{ш} = 0,4$  МПа. З рис. 7 видно, що зі збільшенням довжини цапфи від 0 до 0,382 м, момент опору повороту шини  $M_\varphi$  збільшується від 1752 до 2462 Н·м. У цьому діапазоні зміни довжини цапфи зменшується кут закручування тіла шини від  $\infty$  до  $13^\circ$  та збільшується зміщення центра відносного повороту контактної відбитка  $\Delta_{ш}$ , що при незмінному навантаженні та коефіцієнті зчеплення шини з опорною поверхнею призводить до збільшення моменту опору повороту шини  $M_\varphi$ . При довжині цапфи  $l_u = 0,382$  м кут закручування тіла шини набуває мінімального значення, при якому у контактному відбитку шини наявні тільки зони ковзання. Відповідно момент  $M_\varphi$  набуває максимального (граничного) значення.

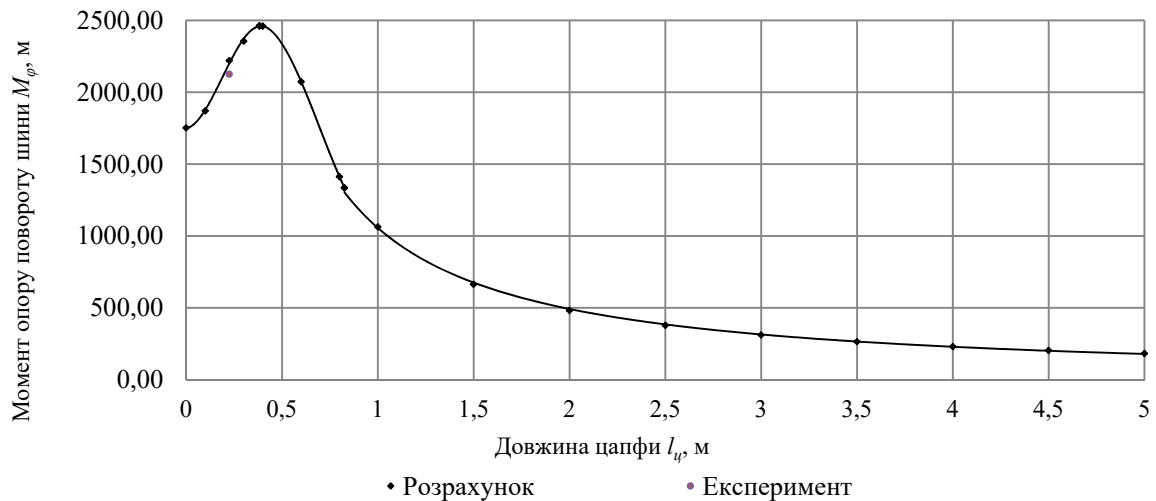


Рисунок 7 – Залежність моменту опору повороту шини від довжини цапфи при  $G_k=27$  кН та  $p_{u0} = 0,4$  МПа  
 Figure 7 – Dependence of the tire steering resistance torque on the knuckle length at  $G_k=27$  kN and  $p_{u0} = 0,4$  MPa

Збільшення довжини цапфи від 0,382 до 0,826 м призвело одночасно до зменшення кута закручування тіла шини від  $13$  до  $5^0$  та збільшення зміщення  $\Delta_{u0}$  від 0,125 до 0,163 м, що було враховано у залежності (3). У цьому діапазоні зміни довжини цапфи у контактному відбитку шини знаходяться зони зчеплення та ковзання. У міру збільшення довжини цапфи площа зон ковзання зменшується, що призводить до відповідного зменшення величини моменту  $M_\varphi$ .

Зі збільшенням довжини цапфи від 0,826 до 5,0 м кут закручування тіла шини зменшується від  $5^0$  до  $0,68^0$ , а центр відносного повороту контактної відбитки знаходиться на краю відбитка. За цих значень довжини цапфи момент  $M_\varphi$  є функцією тільки кута закручування тіла шини. Зменшення кута закручування зменшує величину моменту  $M_\varphi$ .

Експериментальні дослідження моменту опору повороту шини керованого колеса проводили на стенді [12] при  $G_k = 27000$  Н,  $p_{u0} = 0,4$  МПа,  $a = 0,225$  м,  $b = 0,334$  м,  $l_u = 0,225$  м,  $\alpha_{u0} = 9,5^0$ ,  $\beta_{u0} = 0^0$ ,  $\gamma_{u0} = -0,5^0$ ,  $r_d = 0,610$  м. Величину моменту опору повороту шини визначали за експериментальним значенням моменту опору повороту керованого колеса на місці, який у загальному випадку розраховується так:

$$M_k = M_\varphi + M_{cm} + M_f + M_{mp} + M_j, \quad (11)$$

де  $M_k$  – момент опору повороту керованого колеса (момент, який необхідно прикласти відносно осі шворня для повороту колеса), Н·м;  $M_\varphi$  – момент опору повороту шини відносно центра відносного повороту, який залежно від кута закручування тіла шини  $\theta_R$  визначався за виразом (2), (3), (10);  $M_{cm}$  – ваговий стабілізуючий момент, який визначається за [1], Н·м;  $M_f$  – момент опору коченню, викликаний переміщенням відбитка відносно центра переносного руху, який визначимо за виразом  $M_f = fG_k R$ . Радіус траєкторії руху  $R$  визначався експериментально;  $f$  – коефіцієнт опору коченню приймався 0,012;  $M_{mp}$  – момент тертя у підшипниках шворневого вузла, який визначався експериментально при установці керованого колеса на поворотне коло, Н·м;  $M_j$  – інерційний момент, викликаний кутовим прискоренням під час повороту колеса відносно осі шворня, приймався рівним нулю.

Так, при довжині цапфи 0,225 м та тиску повітря  $p_{u0} = 0,4$  МПа розрахунковий момент складав 2220 Н·м (експеримент 2126 Н·м); при тиску  $p_{u0} = 0,2$  МПа розрахунковий момент 2430 Н·м (експеримент 2332 Н·м); при тиску повітря  $p_{u0} = 0,05$  МПа розрахунковий момент 3430 Н·м (експеримент 3290 Н·м). При цьому похибка не перевищує 6 %, що підтверджує достовірність наведених залежностей для визначення моменту опору повороту шини відносно центра руху.

Оскільки пневматик забезпечує неголономний зв'язок між диском і опорною поверхнею, то при визначенні особливостей кінематики та динаміки еластичного колеса необхідно враховувати стан контакту шини з опорною поверхнею, який визначатимемо за значеннями кутів  $\theta_A$  та  $\theta_B$ .

Визначальним параметром, що характеризує значення цих кутів, є коефіцієнт зчеплення шини з опорною поверхнею. Максимального значення ці кути досягають на асфальтобетонній поверхні. Для шин вантажних автомобілів їх значення досягають  $\theta_A = 5^\circ$ ,  $\theta_B = 13^\circ$ , а для шин легкових автомобілів ці значення значно менші та не перевищують  $\theta_A = 4^\circ$ ,  $\theta_B = 10^\circ$ .

Для керованого колеса під час його повороту на місці залежно від довжини цапфи, з урахуванням вищенаведеного, маємо: при куті закручування пневматика  $\theta_R \geq \theta_B$ , що відповідає

довжині цапфи  $l_{\psi} \leq \frac{\frac{a}{4\theta_B} + r_{\delta} \sin \gamma_{\psi} + \Delta_{\psi}}{\cos \gamma_{\psi} - \sin(\alpha_{\psi} + \gamma_{\psi 0}) \sin \alpha_{\psi}}$  у контакті наявні тільки зони ковзання; при куті

закручування пневматика в межах  $\theta_B > \theta_R > \theta_A$ , що відповідає значенню довжини цапфи в межах

$\frac{\frac{a}{4\theta_B} + r_{\delta} \sin \gamma_{\psi} + \Delta_{\psi}}{\cos \gamma_{\psi} - \sin(\alpha_{\psi} + \gamma_{\psi 0}) \sin \alpha_{\psi}} < l_{\psi} < \frac{\frac{a}{4\theta_A} + r_{\delta} \sin \gamma_{\psi} + \Delta_{\psi}}{\cos \gamma_{\psi} - \sin(\alpha_{\psi} + \gamma_{\psi 0}) \sin \alpha_{\psi}}$  у контакті наявні зони ковзання та

зчеплення; при куті закручування пневматика  $\theta_R \leq \theta_A$ , що відповідає довжині цапфи

$l_{\psi} \geq \frac{\frac{a}{4\theta_A} + r_{\delta} \sin \gamma_{\psi} + \Delta_{\psi}}{\cos \gamma_{\psi} - \sin(\alpha_{\psi} + \gamma_{\psi 0}) \sin \alpha_{\psi}}$  у контакті наявні тільки зони зчеплення, де  $\Delta_{\psi}$  – відстань від

поздовжньої осі контактної відбитки до його центра відносного повороту. Цю відстань визначають експериментально. Оскільки центр відносного повороту знаходиться у межах контактної відбитки,

тому  $\Delta_{\psi} \leq \frac{b}{2}$  ( $b$  – поперечна вісь контактної відбитки). У міру збільшення радіуса кривизни

траєкторії руху колеса відстань збільшується, однак не перевищує розміру  $\frac{b}{2}$ ;  $\gamma_{\psi}$  – поточний кут

розвалу керованого колеса.

Наявність кочення керованого колеса з кінематичним кутом відведення під час повороту на місці залежить від стану контакту шини з опорною поверхнею. Тільки за відсутності зон ковзання у контактному відбитку шини під час руху по криволінійній траєкторії зберігається залежність

$\theta_R = \delta_R = \frac{a}{4R}$ , де  $R$  – радіус траєкторії руху центра відносного повороту колеса. Визначення кута

відведення за інших умов на сьогодні не уявляється можливим.

Отже, за своєю природою, явища, що супроводжують рух колеса по криволінійній траєкторії та поворот керованого колеса на місці, ідентичні. Різниця між ними полягає лише в тому, що траєкторія руху керованого колеса під час його повороту на місці визначається довжиною цапфи, яка для вантажних автомобілів не перевищує 0,3 м.

## Висновки

1. Явища, які супроводжують рух некерованого колеса по криволінійній траєкторії та керованого колеса під час повороту на місці, за своєю природою ідентичні.

2. Під час повороту розблокованого керованого колеса на місці контактний відбиток шини бере участь у переносному та відносному рухах. До того ж:

– центром переносного руху відбитка шини є проекція на опорну поверхню центра повороту керованого колеса, яким є точка перетину перпендикуляра, опущеного із центра колеса на вісь шворня. Довжина цапфи є визначальним параметром щодо положення центра переносного руху контактної відбитки шини;

– поздовжній нахил шворня суттєво не впливає на положення центра переносного руху контактної відбитки шини, а тому з достатньою для практичних розрахунків точністю можна прийняти, що під час повороту керованого колеса на місці його центр переносного руху знаходитиметься на продовженні поперечної осі контактної відбитки шини;

– центр відносного руху контактної відбитка шини знаходиться у межах відбитка, а його положення суттєво залежить від довжини цапфи. Збільшення довжини цапфи викликає зміщення центра відносного руху до краю відбитка.

3. Якщо кероване колесо заблоковано, то під час його повороту на місці контактний відбиток шини повертається відносно точки зустрічі осі шворня з опорною поверхнею незалежно від того, чи точка зустрічі осі шворня знаходиться у межах контактної відбитка, чи за його межами.

4. У разі збігу центра переносного руху з центром контактної відбитка шини колесо не перекочуватиметься по опорній поверхні (заблоковано), що аналогічно збігу центра переносного руху з центром відносного руху.

5. Математичну модель еластичного колеса необхідно визначати виходячи з явищ, що супроводжують рух колеса по криволінійній траєкторії, радіус кривизни якої може змінюватися від нуля (поворот керованого колеса на місці у разі збігу центра переносного руху з геометричним центром контактної відбитка шини) до нескінченності, що відповідає прямолінійному руху.

### ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля / А.П. Солтус. – Київ : Арістей, 2010. – 155 с.

2. Jazar R.N. Tire Dynamics. In: Vehicle Dynamics / R.N. Jazar. – New York, NY : Springer, 2014. – 1015 p.

3. Wong J.Y. Theory of Ground Vehicles / J.Y. Wong. – 3rd ed. – John Wiley & Sons, Inc., 2001.

4. Солтус А.П., Тарандушка Л.А., Клімов Е.С., Черненко С.М. Особливості руху еластичного колеса по криволінійній та прямолінійній траєкторії з відведенням / А.П. Солтус, Л.А. Тарандушка, Е.С. Клімов, С.М. Черненко // Вісник машинобудування та транспорту. – 2021. – № 2 (14). – С. 121–130. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2021-14-2-121-130>.

5. Солтус А.П., Клімов Е.С. Дослідження траєкторії руху контактної відбитка шини керованого колеса при повороті на місці. / А.П. Солтус, Е.С. Клімов // Вісник СевНТУ. Сер. Машиноприладобудування та транспорт: зб. наук. Пр. – 2012. – Вип.135. – С.49-52.

6. Солтус А.П. Основы теории рабочего процесса и расчета управляющих колесных модулей : дис. ... докт. техн. наук : 05.22.02 / Солтус Анатолий Петрович. – Киев, 1994. – 450 с.

7. Солтус А.П., Клімов Е.С., Тарандушка Л.А. Особливості кочення еластичного колеса з нахилом до дороги / А.П. Солтус, Е.С. Клімов, Л.А. Тарандушка // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – 2022. – №1(18). – С. 177-185. DOI 10.36910/automash.v1i18.774.

8. Солтус А.П., Клімов Е.С., Тарандушка Л.А. Особливості руху коліс візка автомобіля по криволінійній траєкторії / А.П. Солтус, Е.С. Клімов, Л.А. Тарандушка // Вісник машинобудування та транспорту. – 2022. – № 1(15). – С. 141-147. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2022-15-1-141-147>.

9. Солтус А.П., Клімов Е.С. Дослідження особливостей кінематики відбитка шини керованого колеса при повороті на місці з розблокованим приводом / А.П. Солтус, Е.С. Клімов // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – 2011. – №1 (66) Ч.1. – С. 75–79.

10. Солтус А.П., Клімов Е.С. Вплив плеча обкатки на особливості повороту керованого колеса на місці / А.П. Солтус, Е.С. Клімов // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – 2008. – № 6 (51). Ч.1. – С.94-97.

11. Стенд для визначення зміщення центра відносного повороту відбитка пневматичної шини керованого колеса : пат. 70671 Україна : G01L5/13 / А.П. Солтус, Е.С. Клімов. – № у 2011 13111 ; заявл. 07.11.2011 ; опубл. 26.06.2012, Бюл. № 12. – 6 с.

12. Стенд для дослідження роботи керованого колеса з пневматичною шиною : пат. 59873 Україна : G01L5/13 / А.П. Солтус, Е.С. Клімов. – № у 2010 08105 ; заявл. 29.06.2010; опубл. 10.06.2011, Бюл. №11. – 4 с.

## REFERENCES

1. Soltus, A. P. (2010). Teorija ekspluatacijnyh vlastyvostryj avtomobilja [Theory of operational properties of the vehicle]. Kyi'v : Aristej [in Ukrainian].
2. Jazar, R.N. (2014). Tire Dynamics. In: Vehicle Dynamics. New York, NY : Springer [in English].
3. Wong, J.Y. (2001). Theory of Ground Vehicles – 3rd ed., John Wiley & Sons, Inc. [in English].
4. Soltus, A. P., Tarandushka, L.A., Klimov, E.S., Chernenko, S.M. (2021). Osoblyvosti ruhu elastychnogo kola po kryvoliniynij ta prjamoliniynsij trajektorii' z vidvedennjam [Features of an elastic wheel motion along a curvilinear and rectilinear trajectory with a slip]. *Visnyk mashynobuduvannia ta transportu – 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>.
5. Soltus, A. P., Klimov, E.S. (2012). Doslidzhennia traiektorii rukhu kontaktnoho vidbytkha shyny kerovanoho kola pry povoroti na mistsi [The Study of Tyre Contact Trajectory of Steering Wheel at Turning]. *Visnyk SevNTU. Ser. Mashynopryladobuduvannia ta transport – Bulletin of SevNTU. Mechanical engineering and transport*, 135, 49-52 [in Ukrainian].
6. Soltus, A. P. (1994). Osnovy teorii rabocheho processa i rascheta upravljajushhijh kolesnyh modulej [Fundamentals of the theory of workflow and calculation of steering wheel modules]. *Doctor's thesis*. Kyi'v : KADI [in Ukrainian].
7. Soltus, A. P., Klimov, E.S., Tarandushka, L.A. (2022). Osoblyvosti kochennia elastychnoho kola z nakhylom do dorohy [Features of rolling of the elastic wheel with inclination to the road]. *Suchasni tekhnologii v mashynobuduvanni ta transporti – Advances in mechanical engineering and transport*, 1 (18), 177-185 [in Ukrainian]. DOI 10.36910/automash.v1i18.774.
8. Soltus, A. P., Klimov, E.S., Tarandushka, L.A. (2022). Osoblyvosti rukhu kolis vizka avtomobilia po kryvoliniinii traiektorii [Features of the vehicle axle group wheels' movement on a trajectory circular]. *Visnyk mashynobuduvannia ta transportu – Journal of Mechanical Engineering and Transport*, 1 (15), 141-147 [in Ukrainian]. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2022-15-1-141-147>.
9. Soltus, A. P., Klimov, E.S. (2011). Doslidzhennia osoblyvosti kinematyky vidbytkha shyny kerovanoho kola pry povoroti na mistsi z rozblokovanyj pryvodom [The study of kinematics peculiarities of tire contact patch of steering wheel facing unlocked drive]. *Visnyk Kremenchutskoho natsionalnoho universytetu imeni Mykhaila Ostrohradskoho – Scientific journal "Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskiy National University"*, 1 (66), 75-79 [in Ukrainian].
10. Soltus, A. P., Klimov, E.S. (2008). Vplyv placha obkatki na osoblyvosti povorotu kerovanoho kola na mistci. *Visnyk Kremenchutskoho derzhavnoho politekhnichnoho universytetu imeni Mykhaila Ostrohradskoho – Scientific journal "Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskiy State Polytechnical University"*, 6 (51), 94-97 [in Ukrainian].
11. Soltus, A. P., Klimov, E.S. Stend dlia vyznachennia zmishchennia tsentra vidnosnoho povorotu vidbytkha pnevmatychnoi shyny kerovanoho kola [Stand for determining the offset of the center of relative rotation of the pneumatic tire-ground contact patch of the driven wheel] Patent UA, no. u 2011 13111, 2012.
12. Soltus, A. P., Klimov, E.S. Stend dlia doslidzhennia roboty kerovanoho kola z pnevmatychnoiu shynoiu [A stand for researching the operation of a steered wheel with a pneumatic tire] Patent UA, no. u 2010 08105, 2011.

## РЕФЕРАТ

Солтус А.П. Особливості кінематики і динаміки керованого колеса залежно від довжини цапфи / А.П. Солтус, Е.С. Клімов, Л.А. Тарандушка // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науковий журнал. – К.: НТУ, 2022. – Вип. 3 (53).

У статті наведено результати досліджень кінематичних і динамічних параметрів керованого колеса залежно від довжини цапфи під час його повороту на місці.

Об'єкт дослідження – момент опору повороту шини керованого колеса на місці.

Мета роботи – визначення особливостей руху керованого еластичного колеса під час повороту на місці залежно від довжини цапфи і нахилів шворня та отримання аналітичних залежностей для визначення моменту опору повороту шини.

Метод дослідження – аналітично-експериментальний.

Установлено, що явища, які супроводжують поворот еластичного керованого колеса на місці та рух некерованого колеса по криволінійній траєкторії, за своєю природою ідентичні. Як під час повороту керованого колеса на місці, так і під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії відбувається бічне зміщення та закручування диска відносно контактної відбитка шини. При цьому центр відносного руху контактної відбитка шини знаходиться у його межах, а у міру збільшення довжини цапфи зміщується до краю відбитка. Центром переносного руху контактної відбитка шини керованого колеса під час його повороту на місці є проєкція на опорну поверхню центра повороту колеса і на його положення поздовжній нахил шворня суттєво не впливає.

Аналіз проведених експериментальних досліджень на стенді, що дозволив задавати дискретно довжину цапфи 0,225, 0,295, 0,365, 0,680, 0,820 м, показав, що центр відносного повороту контактної відбитка шини є функцією довжини цапфи. З урахуванням наведених досліджень уточнено залежності для визначення граничного за зчепленням моменту опору повороту шини керованого колеса.

Результати досліджень можуть стати у нагоді фахівцям, які працюють над удосконаленням експлуатаційних властивостей колісних транспортних засобів, зокрема маневреності, керованості та стійкості руху.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** РАДІУС ТРАЄКТОРІЇ, КОНТАКТНИЙ ВІДБИТОК ШИНИ, КЕРОВАНЕ КОЛЕСО, ДОВЖИНА ЦАПФИ, ЦЕНТРИ ПЕРЕНОСНОГО ТА ВІДНОСНОГО РУХІВ.

### **ABSTRACT**

Soltus A.P., Klimov E.S., Tarandushka L.A. Peculiarities of kinematics and dynamics of the steered wheel depending on the knuckle length. Visnyk National Transport University. Series «Technical Sciences». Scientific journal. – Kyiv: National Transport University, 2022. – Issue 3 (53).

The article presents the results of studies of the steered wheel kinematic and dynamic parameters depending on the knuckle length during static steering.

The object of the research is the static tire steering resistance torque.

The purpose of the work is to determine the features of the steered elastic wheel movement during static steering depending on the knuckle length and kingpin angles and to obtain analytical dependencies for determining the static torque of tire rotation resistance.

The research method is analytical and experimental.

It is proved that the phenomena which accompany the elastic steered wheel static turn and the nonsteered wheel movement along a curved trajectory are identical by themselves. During the static steered wheel rotation, as well as during the elastic wheel movement along a curved trajectory, there is a lateral displacement and disk twisting apropos to the tire contact patch. At the same time, the center of relative movement of the tire contact patch is within its limits, and as the knuckle length increases, it shifts to the patch edge. The center of transferable movement of the tire contact patch of the steered wheel during its static turn is the projection onto the support surface of the wheel rotation center, and its position is not significantly affected by the caster angle.

The analysis of the experimental studies carried out on the bench which allowed to set discretely the knuckle length as 0.225, 0.295, 0.365, 0.680, 0.820 m showed that the center of relative rotation of the tire contact patch is the knuckle length function. Taking into account the studies mentioned above, the dependences for determining the maximum static tire turning resistance torque of the steered wheel tire rotation were specified.

The results of the research can be useful to experts who work on improving the operational properties of wheeled vehicles, in particular, maneuverability, handleability and stability of movement.

**KEY WORDS:** RADIUS OF THE TRAJECTORY, TIRE CONTACT PATCH, STEERED WHEEL, KNUCKLE LENGTH, CENTERS OF TRANSFER AND RELATIVE MOVEMENTS.

### **АВТОРИ:**

Солтус Анатолій Петрович, доктор технічних наук, професор, Черкаський державний технологічний університет, професор кафедри автомобілів та технологій їх експлуатації, e-mail:

auto.soltus@ukr.net., тел. +380973334753, Україна, 03164, м. Київ, вул. Олевська, б. 5, кв. 17., <https://orcid.org/0000-0002-6010-1124>.

Клімов Едуард Сергійович, кандидат технічних наук, доцент, Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського, завідувач кафедри автомобілів і тракторів, e-mail: edward.klimov@gmail.com., тел. +380677568124, Україна, 39600, м. Кременчук, вул. Першотравнева, 20, <https://orcid.org/0000-0002-2662-2401>.

Тарандушка Людмила Анатоліївна, доктор технічних наук, доцент, Черкаський державний технологічний університет, завідувачка кафедри автомобілів та технології їх експлуатації, e-mail: tarandushkal@ukr.net., тел. +380939467874, Україна, 18005, м. Черкаси, вул. Шевченка, б. 333, <https://orcid.org/0000-0002-2662-2401>.

#### **AUTHOR:**

Soltus Anatolii Petrovych, Doctor of Technical Sciences, Professor, Cherkasy State Technological University, Professor of Cars and Technologies of Their Operation Department, e-mail: auto.soltus@ukr.net, tel. +380973334753, Ukraine, 03164, Kyiv, Olevska str., 5, apt. 17, <https://orcid.org/0000-0002-6010-1124>.

Klimov Eduard Serhiiiovych, Ph.D. in Engineering, Associate Professor, Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, Head of Automobiles and Tractors Department, e-mail: edward.klimov@gmail.com., tel. +380973334753, Ukraine, 39600, Kremenchuk, Pershotravneva str., 20, <https://orcid.org/0000-0002-2662-2401>.

Tarandushka Liudmyla Anatoliivna, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Cherkasy State Technological University, Head of Cars and Technologies of Their Operation Department e-mail: tarandushkal@ukr.net, tel. +380939467874, Ukraine, 18000, Cherkasy, Shevchenka str., 333, <https://orcid.org/0000-0002-1410-9088>.

#### **РЕЦЕНЗЕНТИ:**

Грицук І. В., доктор технічних наук, професор, Херсонська державна морська академія, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсон, Україна.

Матейчик В.П., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, декан автомеханічного факультету, Київ, Україна.

#### **REVIEWER:**

Hrytsuk I. V., Doctor of Technical Sciences, Professor, Kherson State Maritime Academy, Professor of the Department of Ship Power Plants Operation, Kherson, Ukraine.

Mateychik V.P., Doctor of Technical Sciences, Professor, National Transport University, Dean of the Faculty of Mechanical Engineering, Kyiv, Ukraine.