

**А.П. Солтус, д.т.н., проф.***Черкаський державний технологічний університет***С.М. Черненко, к.т.н., доц.****Е.С. Клімов, к.т.н., доц.****А.А. Черниш, к.т.н.****О.Г. Маслов, д.т.н., проф.***Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського*

## Особливості роботи еластичного колеса як складного механізму

*Кінематика та динаміка руху автомобіля, безпека на дорозі залежать від взаємодії еластичного колеса з опорною поверхнею. У роботі проаналізовано особливості роботи еластичного колеса автомобіля та визначено такі показники, як коефіцієнт опору коченню, кут закручування тіла шини, радіус траєкторії руху, стабілізуючий момент шини. Проведено огляд останніх досліджень і публікацій, за якими встановлено, що математичні моделі, які описують взаємодію шини з опорною поверхнею, існують тільки для найпростішого випадку руху – прямолінійного руху по твердій поверхні зі сталою швидкістю. Щодо загального випадку руху – руху по криволінійній траєкторії змінного радіуса кривизни зі змінною швидкістю руху, на сьогодні не існує універсальних математичних залежностей, придатних для практичного застосування.*

*Детально розглянуто визначення кута закручування тіла шини та бічного зміщення диска одиночного колеса, а також бічного зміщення дисків коліс першої та третьої осей тривісного візка, який мають багатовісні автомобілі (наприклад КрАЗ-7140Н6) чи тривісні напівпричепи.*

*Наведено залежності для розрахунку стабілізуючого моменту шини, який формується такими параметрами, як кут жорсткості шини відносно вертикальної вісі, кут відведення, кут закручування шини тощо.*

*Визначено особливості переносного та відносного руху контактної відбитки шини під час її повороту на місці та під час руху залежно від конструктивних параметрів, зокрема від довжини цапфи. З'ясовано, у яких випадках під час повороту відбувається додаткове перекошування керованого колеса відносно опорної поверхні.*

*Результати наведених досліджень є корисними для інженерів і дослідників, які працюють над удосконаленням експлуатаційних властивостей транспортних засобів.*

**Ключові слова:** еластичне колесо; контактний відбиток; кут закручування; тривісний візок; відведення; коефіцієнт опору коченню; стабілізуючий момент шини.

**Постановка проблеми.** Існування автомобіля як транспортного засобу можливо передусім за наявності еластичного колеса, яке характеризується пружними та демпфувальними, передавальними, перетворювальними та згладжувальними властивостями. Характеристики та функції еластичного колеса вказують на те, що воно є складним механізмом, який забезпечує безпосередній контакт автомобіля з опорною поверхнею та впливає на формування його основних експлуатаційних властивостей: тягово-швидкісних, паливно-економічних, гальмівних, керованості, стійкості, маневреності, прохідності, плавності руху тощо. Вітчизняні та зарубіжні вчені ставили перед собою завдання описати математично рух еластичного колеса. Для цього шини замінювали на окремі елементи, що являли собою пружини або пружні стрижні, які з'єднувалися між собою пружними нитками, балками, кривими брусками тощо. У результаті отримували рівняння пружної лінії середнього меридіального перерізу колеса. Для врахування тертя в контактній шини з опорною поверхнею використовувалася модель «щітка».

На сьогодні створення математичної моделі еластичного колеса, яка б описувала його робочий процес, є складним проблемним завданням. Водночас особливості роботи еластичного колеса необхідно враховувати як на етапі проектування автомобілів, так і під час їх експлуатації для забезпечення конкурентоздатних експлуатаційних властивостей і безпеки руху.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Особливості роботи еластичного колеса та математичні залежності, що описують фізичні явища під час його взаємодії з опорною поверхнею, кінематику повороту керованих коліс розглянуто в роботах [1–3, 6, 9, 10, 12–15,].

Найпростішим є випадок, коли еластичне колесо встановлено нерухомо без розвалу на горизонтальній недеформованій опорній поверхні з високим коефіцієнтом зчеплення, нормально навантажене, а до його жорсткого диска по чергово прикладають нормальну та бічну сили, крутний і гальмівний моменти, момент відносно вертикальної вісі. Диск еластичного колеса за наявності сил зчеплення між елементами шини та опорною поверхнею переміщуватиметься відносно контактної

відбитка шини відповідно у вертикальному та бічному напрямках, повертатись уперед і назад навколо вісі обертання колеса та відносно вертикальної вісі внаслідок деформації тіла шини, що знаходиться між жорстким диском і контактним відбитком шини. Викладене підтверджується дослідженнями В.І. Кнороза та В.І. Іванова [1, 3, 4], які зазначають, що під дією бічних сил елементи протектора шини деформуються майже по всьому колу колеса.

Вищенаведений випадок можливий тільки за умови, що прикладені до нерухомого еластичного колеса моменти та сили малі за своїми значеннями і не викликають ковзання елементів контактної відбитка шини по опорній поверхні.

Рух еластичного колеса, завантаженого нормальною силою, без розвалу у веденому режимі з малою швидкістю по прямолінійній траєкторії по рівній недеформованій горизонтальній опорній поверхні з високим коефіцієнтом зчеплення без ковзання забезпечується прикладанням до диска колеса сили, що долає опір коченню. Цей опір утворюється силами тертя у тілі шини (гумовій оболонці, гумі протектора) та у контакті колеса з опорною поверхнею, і враховується при розрахунках коефіцієнтом опору коченню, величина якого залежить від багатьох чинників, серед яких визначальними є тип і стан опорної поверхні, тип і конструкція шини, швидкість руху, тиск повітря, температура шини, ступінь зношеності протектора шини тощо [4, 5, 7, 8, 11, 13–16]. Коефіцієнт опору коченню для конкретних еластичних коліс з урахуванням опорної поверхні, типу та конструкції шини, швидкості руху, температури та ступеня зношеності протектора шини можна визначити за емпіричною залежністю [11]:

$$f = f_0 \left( 1 + \frac{V^a}{b} \right), \quad (1)$$

де  $f_0$  – коефіцієнт опору коченню з малою швидкістю руху;  $a$ ,  $b$  – експериментальні коефіцієнти, які залежать від характеристик опорної поверхні, типу шини, тиску повітря в шині, ступеня зношеності протектора шини, її температури тощо;  $V$  – швидкість руху.

Аналіз руху еластичного колеса, завантаженого нормальною силою, без розвалу у веденому режимі по криволінійній траєкторії по рівній недеформованій горизонтальній опорній поверхні з високим коефіцієнтом зчеплення без ковзання указує на те, що диск еластичного колеса переміщується разом з остовом автомобіля по криволінійній траєкторії відносно точок контактної відбитка шини, які знаходяться у стані зчеплення з опорною поверхнею. При цьому точки контактної відбитка мають нульову швидкість, оскільки вони належать одночасно шині та опорній поверхні. Очевидно, що рух жорсткого диска еластичного колеса відносно кожної нерухомої точки контактної відбитка шини за час між моментом їх входу в контакт з опорною поверхнею, та моментом їх виходу з контакту з опорною поверхнею зумовить його повертання відносно цих точок та бічне зміщення. Наявність такого повертання жорсткого диска відносно кожної точки контактної відбитка шини під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії спричинює закручування тіла шини та зумовлює появу кута відведення, який під час руху по криволінійній траєкторії прийнято називати кінематичним [9].

Аналіз результатів проведених досліджень [8] показав, що під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії, кут закручування тіла шини сягає максимального значення за час проходження центром колеса відстані, що дорівнює половині поздовжньої вісі контактної відбитка. Це підтверджується дослідженнями В.І. Кнороза [3, 4]. При цьому відбиток шини повертається відносно центру відносного руху з кутовою швидкістю, у два рази меншою за його кутову швидкість відносно центру переносного руху [9].

Наявність кута повороту жорсткого диска еластичного колеса та його одночасне зміщення відносно кожної точки контактної відбитка шини під час його руху по криволінійній траєкторії підтверджується безпосередньо дослідженнями М.В. Келдиша [2] та В.І. Кнороза [3]. Так, кривизну траєкторії руху центру контактної відбитка еластичного колеса, що рухається по твердій опорній поверхні з кутом розвалу, М.В. Келдиш описує залежністю, що враховує бічну деформацію шини  $\lambda$ , кутову деформацію шини  $\varphi$  та кут розвалу  $\chi$ :

$$\frac{1}{R} = \alpha\lambda - \beta\varphi - \gamma\chi, \quad (2)$$

де  $R$  – радіус траєкторії руху центру контактної відбитка шини.

Величини кутової деформації шини та бічної деформації М.В. Келдиш визначає так [2]:  $\varphi$  – «кут між лінією перетину діаметральної площини зміщеного обода колеса з опорною поверхнею та середньою лінією контактної відбитка до деформації»;  $\lambda$  – «відстань від лінії перетину діаметральної площини зміщеного обода колеса з опорною поверхнею до центру контактної відбитка до деформації». Коефіцієнти  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  у виразі (2) Келдиш М. В. рекомендує визначати експериментально.

Однак, за результатами аналізу досліджень [3, 4, 9, 10], визначення цих коефіцієнтів з необхідною для практичних розрахунків достовірністю є складним завданням, а тому для практичних розрахунків сил і моментів, які виникають під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії, результати досліджень М.В. Келдиша не можуть бути використані.

Водночас вищенаведені дослідження М.В. Келдиша, з одного боку, підтверджують складність процесів, що відбуваються у тілі шини під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії, а з іншого – указують на наявність під час такого руху одночасно повороту жорсткого диска еластичного колеса відносно точок контактної відбитка та бічного зміщення диска.

Складність еластичного колеса як механізму також підтверджується результатами досліджень радіуса кочення еластичного колеса [6]. Величина цього радіуса залежить від величини прикладеного до його диска крутного або гальмівного моменту. При цьому у першому випадку радіус кочення зменшується, а в другому – збільшується. Це явище зумовлює неголономний зв'язок еластичного колеса з опорною поверхнею.

Отже, аналіз досліджень і публікацій довів, що під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії відбувається одночасно повертання диска еластичного колеса відносно точок контактної відбитка, що викликає кінематичний кут відведення, закручування тіла шини відносно центру відносного руху контактної відбитка шини, яке відбувається під час проходження центром колеса відстані, що дорівнює половині поздовжньої вісі контактної відбитка шини, та бічне зміщення диска колеса відносно контактної відбитка шини, яке зумовлює кочення колеса з кутом відведення від бічного зміщення обода.

**Мета дослідження.** Визначення особливостей руху еластичних коліс тривісного візка транспортного засобу під час його руху по криволінійній траєкторії. Отримання залежності для розрахунку бічного зміщення дисків коліс.

**Викладення основного матеріалу.** Цілісність еластичного колеса як складного механізму формується зовнішніми та внутрішніми зв'язками. Зовнішні зв'язки об'єднують у цілісний механізм жорсткий диск, еластичну шину та контакт шини з опорною поверхнею, формуючи конструкцію еластичного колеса. Внутрішні зв'язки являють собою вимоги, яким повинен відповідати цей складний механізм, а саме – забезпечення на найвищому рівні вищезгаданих основних експлуатаційних властивостей. При цьому слід зазначити, що визначальними є не зовнішні, а внутрішні зв'язки цього механізму, які формують його характеристики (властивості). До таких характеристик належать коефіцієнти опору коченню та відведення, нормальна, тангенціальна, бокова та крутна відносно вертикальної вісі жорсткість і залежності вищезгаданих коефіцієнтів і жорсткостей від кінематичних та динамічних параметрів, що діють на цей механізм. Під кінематичними параметрами розуміємо радіус кривизни траєкторії руху, швидкість, прискорення руху колеса, кут повороту, кутову швидкість і прискорення повороту колеса відносно вісі шворня. Під динамічними параметрами розуміємо величини нормальної, поздовжньої та бічної сил, крутного та гальмівного моментів, що діють на диск колеса, моменту відносно вісі шворня, що передається на диск колеса.

Основною ланкою цього механізму є шина – еластичне тіло, яке контактує, з одного боку, з жорстким диском, а з іншого боку – крізь контактний відбиток шини з опорною поверхнею. Контактний відбиток шини є складовою ланкою еластичного колеса і належить як шині, так і опорній поверхні. Жорсткий диск з достатньою для практики точністю вважають твердим тілом, яке під час експлуатації автомобіля не змінює свою форму і не деформується. За цієї умови характеристики еластичного колеса зумовлені властивостями тіла шини.

Загалом залежно від режиму роботи еластичного колеса до його жорсткого диска з боку автомобіля від двигуна через трансмісію підводиться крутний момент (колесо ведуче); гальмівний момент від гальмівного механізму або від трансмісії автомобіля (колесо гальмівне); діє штовхальна сила від остова автомобіля (колесо ведене); діє момент відносно вісі шворня, що створюється кермовим керуванням або його підсилювачем, і додатково штовхальна сила від остова автомобіля (колесо кероване та ведене). Зазначені моменти та сили є керуючими, оскільки їх величини та напрям дії задаються водієм. Очевидно, що рух автомобілю задаватиме жорсткий диск колеса. При цьому керуючий сигнал, підведений до жорсткого диска колеса, проходить крізь тіло шини і замикається у кожний момент часу на відбитку шини з опорною поверхнею. Положення відбитка шини на опорній поверхні у подальшому визначатиме траєкторію руху колеса.

Щодо траєкторії руху, то для еластичного колеса, яке котиться без розвалу та відведення по опорній поверхні, траєкторія прямолінійного руху визначатиметься траєкторією руху центру контактної відбитка. Під час руху такого колеса по криволінійній траєкторії контактний відбиток шини братиме участь у переносному та відносному рухах. У цьому випадку траєкторія руху еластичного колеса визначатиметься траєкторією руху центру відносного руху контактної відбитка шини, який не збігається з центром контактної відбитка шини, але знаходиться у його межах. Центр відносного руху контактної відбитка зміщується до центра переносного руху відносно поздовжньої вісі контактної відбитка на величину, що залежить від радіуса траєкторії руху колеса, конструктивних параметрів керованого моста та характеристик пружного тіла шини [9].

Визначимо основні особливості роботи еластичного колеса під час руху по криволінійній траєкторії. На рисунку 1 наведено розрахункову схему для визначення кута закручування тіла шини та бічного

зміщення жорсткого диска під час руху колеса по криволінійній траєкторії радіусом  $R$  відносно центра переносного руху, точки  $O$ . Така схема характерна для повороту одиночного еластичного колеса транспортного засобу. При цьому візьмемо такі припущення: контактний відбиток шини приведено до рівновеликого прямокутника з поздовжньою віссю  $a$ , центр відносного руху контактної шини, точка  $A$ , лежить на бічній стороні рівновеликого прямокутника, точки контактної шини знаходяться у стані зчеплення з опорною поверхнею.

З аналізу рисунку 1 видно, що після проходження центром колеса відстані, що дорівнює половині поздовжньої вісі контактної шини, відбиток шини займе положення, позначене на рисунку 1 штриховою лінією. При цьому відбудеться закручування тіла шини, що знаходиться між її контактним відбитком і жорстким диском на кут  $\angle BAC$ , який є кутом кінематичного відведення. Згідно з рисунком 1  $\angle BAC = \angle AOD$  – кути з взаємоперпендикулярними сторонами. З аналізу  $\triangle AOD$  цей кут у радіанах визначимо за виразом:

$$\delta_R = \frac{a}{4R}, \quad (3)$$

де  $a$  – поздовжня вісь відбитка шини;  $R$  – радіус траєкторії руху центру відносного руху контактної шини.

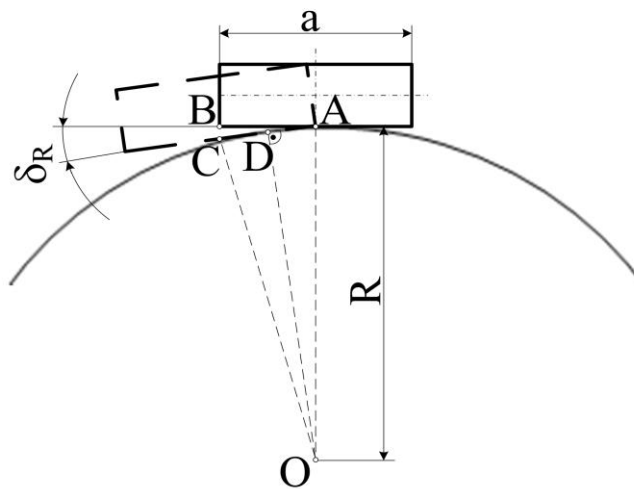


Рис. 1. Розрахункова схема для визначення кута закручування тіла шини та бічного зміщення диска одиночного колеса

Центр відносного руху, точка  $A$ , після проходження центром колеса відстані  $a/2$  займе нове положення, точку  $C$ . Відстань  $BC$  з достатньою для практичних розрахунків точністю вказуватиме бічне зміщення диска під час руху колеса по криволінійній траєкторії. З аналізу  $\triangle ABC$  бічне зміщення визначиться за виразом:

$$\Delta_k = \frac{a^2}{8R}. \quad (4)$$

Отже, під час руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії відбувається одночасно закручування тіла шини на кут  $\delta_R$  та бічне зміщення жорсткого диска на величину  $\Delta_k$ .

Розглянемо особливості руху еластичних коліс тривісного візка, який має базу  $l_0$ , і рухається по криволінійній траєкторії радіуса  $R$ . Така конструкція характерна, наприклад, для чотиривісного повнопривідного автомобіля КрАЗ-7140Н6, колісної формули 8х8, і тривісних напівпричепів (рис. 2).



Рис. 2. Приклади транспортних засобів, що мають тривісний задній візок

На рисунку 3 наведено розрахункову схему для визначення особливостей руху по криволінійній траєкторії коліс одного борта тривісного візка. При цьому враховуватимемо припущення, прийняті для дослідження руху по криволінійній траєкторії одиночного колеса.

З аналізу рисунку 3 видно, що один борт тривісного візка включає три колеса 1, 2, 3. Колеса першої та третьої осей зміщено відносно другої осі, що проходить крізь центр переносного руху візка, точку  $O$ , на відстань  $l_g/2$ . Щодо коліс другої осі, то під час руху візка по криволінійній траєкторії кут кінематичного відведення та бічного зміщення диска визначатимуться за виразами (3), (4).

Зауважимо, що колеса першої та третьої осей перекочуватимуться з кінематичними кутами відведення, що дорівнюють куту відведення коліс другої осі, та визначатимуться за виразом (3), а бічне зміщення дисків цих коліс залежатиме від бази тривісного візка.

Для визначення бічного зміщення жорстких дисків коліс першої та третьої осей скористаємося розрахунковою схемою, наведеною на рисунку 3. Положення візка після проходження відстані  $(l_g + a)/2$  позначено штриховою лінією.

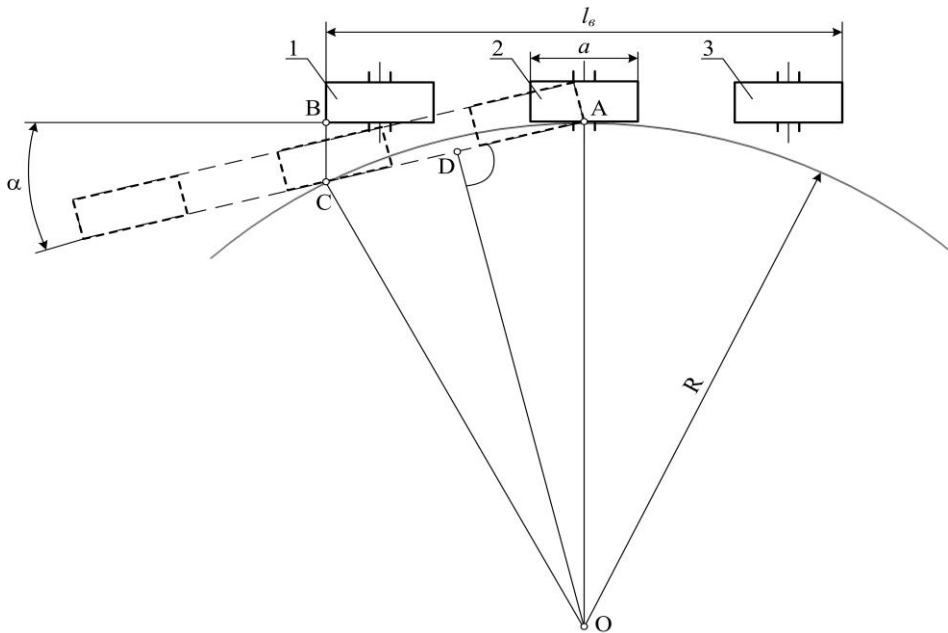


Рис. 3. Розрахункова схема для визначення особливостей руху коліс тривісного візка по криволінійній траєкторії

Бічне зміщення диска коліс першої та третьої осей визначимо за виразом:

$$BC = \Delta_a = AC \sin \alpha,$$

де  $\alpha = \angle BAC$  – кут кінематичного відведення,  $\Delta_a$  – бічне зміщення коліс першої та третьої осей.

Якщо згідно з прийнятими позначеннями  $AC = \frac{l_g + a}{2}$ ,  $\angle BAC = \angle AOD$  – кути з взаємоперпендикулярними сторонами, то ураховуючи, що радіус кривизни траєкторії руху  $R$  значно перевищує  $\frac{l_g + a}{2}$ , можемо з достатньою для практичних розрахунків точністю визначити величину кута  $\alpha$  у рад:

$$\alpha = \frac{l_g + a}{4R}.$$

Після відповідних підстановок бічне зміщення диска коліс першої та третьої осей тривісного візка визначимо за виразом:

$$\Delta_a = \frac{(l_g + a)^2}{8R}. \quad (5)$$

Отже, усі колеса тривісного візка під час руху по криволінійній траєкторії рухатимуться з однаковими кутами кінематичного відведення, але з різними бічними зміщеннями дисків коліс. Величина бічного зміщення залежить від бази візка, величини поздовжньої осі контактної відбитки та радіуса траєкторії криволінійного руху.

Не зважаючи на те, що колеса тривісного візка розташовують досить близько один до одного, бічне зміщення дисків коліс першої та третьої осей тривісного візка під час руху по криволінійній траєкторії

сягає значних величин, що призводить до ковзання коліс по опорній поверхні (рис. 4). Під час руху по криволінійній траєкторії з мінімальним радіусом на сухій асфальтобетонній поверхні залишаються характерні сліди від бічного зміщення дисків коліс першої та третьої осей. Для зменшення бічного зміщення коліс першої та третьої осей, якщо транспортний засіб порожній, колеса першої або третьої вісі підіймають і візок перетворюється на двовісний. При цьому база візка зменшується у два рази.

Загалом кочення еластичного колеса з відведенням може викликати бічна сила, кочення колеса по криволінійній траєкторії, кочення з кутом розвалу як по прямолінійній, так і криволінійній траєкторії, похибки кермової трапеції, невідповідність кінематики кермового приводу та підвіски.

Установлено, що під час кочення еластичного колеса з відведенням додатково виникає бічна сила та стабілізуючий момент шини, величини яких залежатимуть не тільки від характеристик еластичного колеса, але й від коефіцієнта зчеплення шини з опорною поверхнею. Зміщення рівнодійних бічних і поздовжніх сил під час кочення колеса з відведенням відносно вертикальної вісі, що знаходиться у середній площині диска, викликає стабілізуючий момент шини. При цьому рівнодійна бічних сил визначально впливає на величину стабілізуючого моменту шини. Зазвичай, окремо стабілізуючий момент шини від поздовжніх і бічних сил не розмежують, а під стабілізуючим моментом шини розуміють момент, що викликаний цими двома силами.



Рис. 4. Сліди від бічного зміщення дисків коліс першої та третьої осей напівпричепи

Зі збільшенням кута відведення стабілізуючий момент шини спочатку збільшується, а потім починає зменшуватися. Аналіз проведених досліджень з широкопрофільними шинами на поверхні з високим коефіцієнтом зчеплення довів, що у межах кута відведення до  $5^{\circ}$  стабілізуючий момент шини збільшується, а при подальшому збільшенні кута відведення його величина зменшується.

Для визначення стабілізуючого моменту шини існують такі залежності [8]:

- якщо кути відведення на сухому асфальтобетоні у межах  $0 \leq \delta \leq \Theta_A = 5^{\circ}$  стабілізуючий момент шини визначається так:

$$M_{ш} = \frac{\kappa_{ш} c_w \Theta_A}{3} \left[ 1 - \left( \frac{\delta}{\Theta_A} - 1 \right)^2 \right]; \quad (6)$$

- якщо кути відведення на сухому асфальтобетоні у межах  $\Theta_A \leq \delta \leq \Theta_B = 13^{\circ}$ , стабілізуючий момент шини визначається за виразом:

$$M_{ш} = \frac{\kappa_{ш} c_w \Theta_A}{3} \left[ 1 - \left( \frac{\delta - \Theta_A}{\Theta_B - \Theta_A} \right)^2 \right], \quad (7)$$

де  $c_w$  – кутова жорсткість шини відносно вертикальної вісі Нм/град;  $\kappa_{ш}$  – коефіцієнт, що враховує вплив поздовжніх сил на величину стабілізуючого моменту шини, величина якого залежить від конструкції шини та знаходиться у межах 1,05–1,32. При цьому більше значення коефіцієнта відноситься до широкопрофільних шин.

З аналізу наведеного випливає, що процеси, пов'язані з роботою еластичного колеса є складними, а тому під час розробки математичної моделі еластичного колеса необхідно, насамперед, розуміти їх особливості та враховувати, що загальним рухом еластичного колеса є рух по криволінійній траєкторії змінного радіуса кривизни зі змінною швидкістю руху. До того ж, існує взаємовплив на характеристики еластичного колеса прикладеного до диска колеса крутного та гальмівного моменту, бічної сили тощо.



**Висновки:**

1. Еластичне колесо є складним механізмом, який характеризується коефіцієнтами опору коченню та відведення, залежностями стабілізуючого моменту шини та бічної сили від кута відведення, нормальною, тангенціальною, бічною та крутною жорсткістю відносно вертикальної вісі, неголономними зв'язками з опорною поверхнею, оскільки прикладений крутний або гальмівний моменти до його диска спричинюють зміну радіуса кочення колеса, а тому за складності явищ, що пов'язані з робочим процесом еластичного колеса, характеристики еластичного колеса, які необхідні для визначення експлуатаційних властивостей автомобіля, можуть бути визначені тільки експериментально.

2. Під час прямолінійного руху на недеформованій опорній поверхні опір коченню створюється силами тертями у тілі шини та в контакті шини з опорною поверхнею, які викликають зміщення рівнодійної нормальних реакцій за напрямком руху колеса відносно малої вісі контактного відбитка шини. Цей опір колеса характеризується коефіцієнтом опору коченню.

3. Контактний відбиток шини під час руху колеса по криволінійній траєкторії бере участь у переносному та відносному рухах. Центр відносного руху контактної відбитка шини лежить у межах відбитка та зміщений до центру кривизни траєкторії відносно його поздовжньої вісі. Його положення може бути визначено для конкретного колеса тільки експериментально.

4. Кінематичний кут відведення залежить від довжини поздовжньої вісі контактної відбитка та радіуса траєкторії руху колеса. Кочення колеса з кінематичним кутом відведення зумовлює момент відносно вертикальної вісі, яка проходить крізь центр відносного руху контактної відбитка шини.

5. Бічне зміщення жорсткого диска відносно відбитка шини під час руху колеса по криволінійній траєкторії залежить від довжини поздовжньої вісі контактної відбитка, радіуса траєкторії руху. У роботі отримано залежність (5) для визначення бічного зміщення диска коліс першої та третьої осей тривісного візка транспортного засобу.

6. Траєкторія руху еластичного колеса задається вхідним сигналом (крутний і гальмівний моменти, момент відносно вісі шворня, нормальна, бічна та штовхальна сили), який підводиться до жорсткого диска колеса. Визначати траєкторію руху еластичного колеса доцільно за траєкторією руху центру відносного руху контактної відбитка шини.

**Список використаної літератури:**

1. *Иванов И.В.* Исследование боковой деформации эластичной шины / *И.В. Иванов* // Научные методы САМИ. – Автоотрасиздат, 1954. – Вып. 1.
2. *Келдыш М.В.* Шимми трехколесного шасси самолета / *М.В. Келдыш* // Труды ЦАГИ. – Изд. Бюро новой техники НКАП, 1945 – № 564. – С. 1–34.
3. *Кнороз В.И.* Качение автомобильного колеса с наклоном к дороге / *В.И. Кнороз* // Автомобильная промышленность. – 1956. – № 9. – С. 24–32.
4. Работа автомобильной шины / *В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров, А.С. Шелухин, Ю.М. Юрьев* ; под ред. *В.И. Кнороза*. – М. : Транспорт, 1976. – 236 с.
5. *Литвинов А.С.* Автомобиль: теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / *А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин*. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.
6. Радиус качения и оценка взаимодействия колеса мобильной машины с дорогой / *А.Т. Лебедев, Н.П. Артемов, М.А. Подригало, А.В. Кот* // Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П.Василенка. Серія : Технічні науки. – 2012. – Вип. 124. – Т. 2. – С. 43–48.
7. Автомобілі: тягово-швидкісні влативості та паливна економічність / *В.П. Сахно, Г.Б. Безбородова, М.М. Маяк, С.М. Шарай*. – К. : В-во «КВЦ», 2004. – 174 с.
8. *Солтус А.П.* Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля / *А.П. Солтус*. – К. : Арістей, 2006. – 176 с.
9. *Солтус А.П.* Дослідження моменту опору повороту шини керованого колеса на місці залежно від довжини цапфи / *А.П. Солтус, Е.С. Клімов* // Вісник Кременчуцького національного університету ім. М.Остроградського. – 2012. – № 4 (75). – Ч. 1. – С. 88–93.
10. *Солтус А.П.* Дослідження особливостей кінематики відбитка шини керованого колеса при повороті на місці з розблокованим приводом / *А.П. Солтус, Е.С. Клімов* // Вісник Кременчуцького національного університету ім. М.Остроградського. – 2011. – № 1 (66). – Ч. 1. – С. 75–79.
11. *Солтус А.П.* Визначення коефіцієнта опору коченню колеса з еластичною шиною по недеформованій поверхні / *А.П. Солтус, Е.С. Клімов, В.І. Пилипенко* // Вісник Кременчуцького національного університету ім. М.Остроградського. – 2011. – № 2 (67). – Ч. 1. – С. 99–104.
12. Simulation Technique of Kinematic Processes in the Vehicle Steering Linkage / *S.Chernenko, E.Klimov, A.Chrnish and others* // International Journal of Engineering & Technology. – 2018. – Vol. 7, No. 4.3. – Special Issue 3, Pp. 120–124, DOI:10.14419/ijet.v7i4.3.19720/.
13. *Curtiss W.W.* Low power loss tires / *W.W. Curtiss* // SAE Preprint. – 1969. – No. 690108, No. 39.
14. *French T.* Construction and Behavior Characteristics of Tyeres / *T.French* // Proceeding of Institute of Mechanical Engineers, Automobile Division. – 1959. – AD 14/59. – 256 p.
15. *Ehsani M.* Modern Electric, Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles / *M.Ehsani, Y.Gao, A.Emadi* // Fundamentals, Theory, and Design – 2<sup>nd</sup> ed., CRC Press, 2010, 386 p.
16. *Wong J.Y.* Theory of ground vehicles / *J.Y. Wong* // John Wiley and Sons. – Inc., Toronto, 2001. – 528 p.

## References:

1. Ivanov, I.V. (1954), «Issledovaniue bokovoy deformatcii elastichnoy shiny», *Nauchnye metody SAMI*, Avtotransizdat, Vol. 1.
2. Keldysh, M.V. (1945), «Shimmi tryokhkolyosnogo shassi samolyota», *Trudy TCAGI, Byuro novoy tekhniki NKAP*, Vol. 9, Pp. 1–34.
3. Knoroz, V.I. (1956), «Kacheniye avtomobilnogo koleasa s naklonom k doroge», *Avtomobilnaya promyshlennost*, Vol. 9, Pp. 24–32.
4. Knoroz, V.I., Klyennikov, Y.V., Petrov, I.P. and others (1976), *Rabota avtomobilnoy shiny*, Transport, publ., Moscow, 236 p.
5. Litvinov, A.S. and Farobin, Y.Y. (1981), *Avtomobil: teoriya ekspluatatsionnykh svoystv: Uchebnik dlya vuzov po spetsialnosti «Avtomobili I avtomobilnoye khozyaystvo*, Mashinostroyeniye publ., Moscow, 240 p.
6. Lebedev, A.T., Artemov, N.P., Podrygalo, M.A. and others (2012), «Radius kacheniya i otsenka vzaimodeystviya koleasa mobilnoy mashiny s dorogoy», *Mekhanizatsiya silskogospodarskogo vyrobnyctva, Visnyk Kharkivskogo natsionalnogo tekhnichnogo universitetu silskogo gospodarstva im. P.Vasilenka, Seriya Tekhnichni nauky*, Vol. 124, Iss. 2, Pp. 43–48.
7. Sahnno, V.P., Bezborodova, G.B. and Mayak, M.M. (2004), *Avtomobili: tyagovo-shvydkisni vlastyivosti ta palyvna ekonomichnist*, «KVITC» publ., Kyiv, 174 p.
8. Soltus, A.P. (2006), *Teoriya ekspluatatsiynykh vlaslyvostey avtomobilya*, Aristey publ., Kyiv, 176 p.
9. Soltus, A.P. and Klimov, E.S. (2012), «Doslidgennya momentu oporu povorotu shiny kerovanogo koleasa na mistci zalezno vid dovzhyny tcapfy», *Visnyk Kremenchutckogo natsionalnogo universitetu im. M.Ostrogradskogo*, Vol. 4 (75), Iss. 1, Pp. 88–93.
10. Soltus, A.P. and Klimov, E.S. (2011), «Doslidgennya osoblyvostey kinematiky vidbytky shiny kerovanogo koleasa pry povoroti na mistci z rozblokovanyim privodom», *Visnyk Kremenchutckogo natsionalnogo universitetu im. M.Ostrogradskogo*, Vol. 1 (66), Iss. 1, Pp. 75–79.
11. Soltus, A.P., Klimov, E.S. and Pylypenko, V.I. (2011), «Vyznachennya koeffitciyenta oporu kochennyu koleasa z elastichnoyu shinoyu po nedeformovaniy poverkhni», *Visnyk Kremenchutckogo natsionalnogo universitetu im. M.Ostrogradskogo*, Vol. 2 (67), Iss. 1, Pp. 99–104.
12. Chernenko, S., Klimov, E., Chrnish, A. and others (2018), «Simulation Technique of Kinematic Processes in the Vehicle Steering Linkage», *International Journal of Engineering & Technology*, Vol. 7, No. 4.3, Special Issue 3, Pp. 120–124, DOI:10.14419/ijet.v7i4.3.19720.
13. Curtiss, W.W. (1969), «Low power loss tires», *SAE Preprint*, No. 690108, No. 39.
14. French, T. (1959), *Construction and Behavior Characteristics of Tyeres*, *Proceeding of Institute of Mechanical Engineers*, Automobile Division, AD 14/59, 256 p.
15. Ehsani, M., Gao, Y. and Emadi, A. (2010), *Modern Electric, Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles. Fundamentals, Theory, and Design*, 2<sup>nd</sup> ed., CRC Press, 386 p.
16. Wong, J.Y. (2001), *Theory of ground vehicles*, John Wiley and Sons, Inc., Toronto, 528 p.

**Солтус** Анатолій Петрович – доктор технічних наук, професор кафедри автомобілів та технології їх експлуатації Черкаського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- керованість та стійкість руху автомобілів;
- особливості взаємодії еластичної шини з опорною поверхнею.

E-mail: angelns@ukr.net.

**Черненко** Сергій Михайлович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і тракторів Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського.

Наукові інтереси:

- стійкість колісних керуючих модулів;
- робочі процеси у кермових керуваннях багатовісних транспортних засобах.

E-mail: sercher174@gmail.com.

**Клімов** Едуард Сергійович – кандидат технічних наук, завідувач кафедри автомобілів і тракторів Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського.

Наукові інтереси:

- момент опору повороту шини;
- взаємодія еластичного колеса з опорною поверхнею.

E-mail: edward.klimov@gmail.com.

**Черниш** Андрій Анатолійович – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри автомобілів і тракторів Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського.

Наукові інтереси:

- робочі процеси у кермових керуваннях транспортних засобах;
- удосконалення технологій обробки деталей автомобілів тиском.

E-mail: chernyshkru@gmail.com.

**Маслов** Олександр Гаврилович – доктор технічних наук, професор кафедри автомобілів і тракторів Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського.

- створення і вдосконалення дорожніх і вібраційних машин.

E-mail: maslov@kdu.edu.ua.