

## ДО ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА АВТОМОБІЛЬНЕ КОЛЕСО ПРИ БУКСУВАННІ

*Проаналізовано актуальність теми досліджень, визначено мету та завдання, предмет та об'єкт досліджень. На основі аналізу літературних джерел, встановлено, що наявні моделі взаємодії колісного рушія з опорною поверхнею розглядають даний процес як квазістатичний і тому не повністю відображають дійсну картину. Крім того, існуючі моделі не враховують зміни властивостей ґрунту під дією вібрації, джерелом якої є нестационарні процеси в контактній пневматичній шині з ґрунтом, а також реактивних сил, які є наслідком викиду ґрунту із контактної зони при буксуванні. Наведено результати математичного моделювання процесу буксування автомобільного колеса по ґрунту. Запропонована математична модель, що враховує як властивості пневматичної шини, так і властивості ґрунтів. Досліджено дію реактивних сил на колесо, внаслідок викиду ґрунту із контактної зони при буксуванні. Запропоновано методичку розрахунку повного тягового зусилля на колесі під час його буксування на сипучих ґрунтах з урахуванням сил, що виникають у наслідок викиду ґрунту з контактної зони.*

**Ключові слова:** колесо; пневматична шина; буксування; сипучий ґрунт; реактивна сила; коливання.

**Постановка проблеми у загальному вигляді.** В автомобільній галузі України необхідним є проведення широкомасштабних робіт зі створення нових конструкцій повнопривідних автомобілів для сільського господарства та інших галузей, зокрема автомобілів, що мають високу ефективність в різних дорожніх умовах і в умовах бездоріжжя.

Крім того, як показали результати експлуатації транспортних засобів у зимовий період останніх років, створення та вдосконалення автомобілів високої прохідності актуально також і для комунальних служб та населення.

З аналізу матеріалів досліджень процесів взаємодії пневматичної шини з опорними поверхнями видно, що дослідники ще не мають достатньої інформації про динаміку коливальних процесів у системі «колісний рушій–опорна поверхня» в нестационарній постановці.

**Формулювання мети і завдання дослідження.** Метою роботи є вдосконалення методички розрахунку процесу буксування автомобільного колеса шляхом урахування коливальних процесів та реактивних сил, пов'язаних з викидом ґрунту із зони контакту під час буксування. Для досягнення поставленої мети сформульовані такі завдання:

- визначення та дослідження причин виникнення автоколивальних процесів, що мають місце в плямі контакту шини з ґрунтом;

- розробка математичної моделі буксування пневматичної шини на сипучому ґрунті, яка б враховувала як властивості ґрунтів, так і властивості рушія;

- дослідження характеристик коливальних процесів під час зміни таких параметрів, як вертикальне навантаження, тиск повітря в шині, тип опорної поверхні, при наявності коливальних процесів;

**Об'єкт дослідження:** коливальні процеси в плямі контакту пневматичної шини з сипучим ґрунтом та реактивні сили, викликані викидом ґрунту із зони контакту під час буксування.

**Предмет дослідження:** вплив конструктивних та експлуатаційних факторів на характеристики коливальних процесів в контактній пневматичній шині з ґрунтом.

**Аналіз відомих досліджень взаємодії автомобільного колеса і опорних поверхень.**

*Об'єкт досліджень.*

З аналізу умов руху автомобіля в цілому:

$$P_{\varphi} \geq P_p \geq P_f \quad (1)$$

слідуює, що сила тяги автомобіля суттєво залежить від сили зчеплення, яка, в свою чергу, виконує функцію коефіцієнта зчеплення. Згідно з [1], схема сил, що діють на колесо у ведучому режимі, має вигляд, наведений на рисунку 1.

Враховуючи рівняння (1), можна записати:

$$P_p = \frac{M_k}{r_{\delta}} = G_a \cdot \varphi, \quad (2)$$

де  $r_{\delta}$  – динамічний радіус колеса.

Це свідчить про прямо пропорційну залежність сили зчеплення, а, отже, і сили тяги колеса, від коефіцієнта зчеплення.

Сила зчеплення пневматичної еластичної шини з ґрунтом, що деформується, є сумою сил тертя матеріалу шини по ґрунту, сил зрізу ґрунту, що знаходиться між ґрунтозачепами та сил внутрішнього тертя в ґрунті:

$$\varphi = [k_n \cdot G_k \cdot \varphi_a + (1 - k_n) \cdot (F_k \cdot c_0 + G_k \cdot \varphi_0)] / G_k. \quad (3)$$

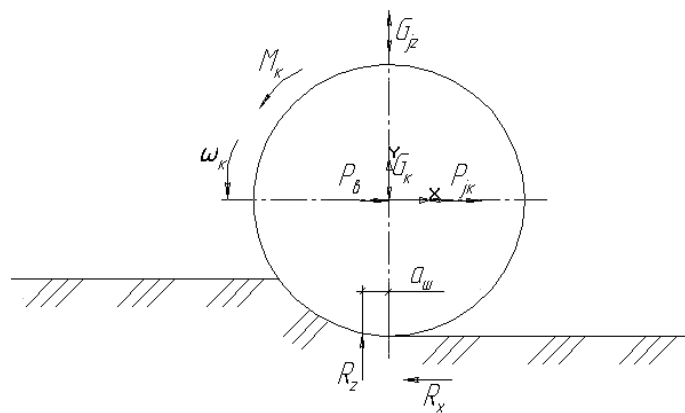


Рис. 1. Схема сил, що діють на автомобільне колесо у ведучому режимі [3]:

$G_k$  – вертикальне навантаження на колесо;  $R_z$  – вертикальна реакція з боку опорної поверхні;  $M_k$  – момент, прикладений до осі колеса;  $P_{\delta}$  – сила, що діє на вісь колеса з боку опорної поверхні;  $R_x$  – горизонтальна реакція опорної поверхні;

$P_{jk}$ ,  $G_{jk}$  – сили інерції, що виникають при поздовжніх і вертикальних коливаннях шини

Із залежності (3) видно, що коефіцієнт зчеплення значно залежить від конструкції шини, навантаження на колесо (ушільнення ґрунту) та характеристик ґрунту. Також (3) свідчить про залежність величини коефіцієнта зчеплення від властивостей ґрунтових утворень і, насамперед, від величини опору ґрунту зсуву. На рисунку 2 наведені криві зсуву для двох типових ґрунтів: структурованого (має чітко виражений максимум) і порушеного. Характерною особливістю зсуву ґрунтів рушієм або його моделлю є те, що відносно великі величини зсуву, які досягають для деяких ґрунтів кількох сантиметрів, викликають збільшення опору зсуву до максимального значення.

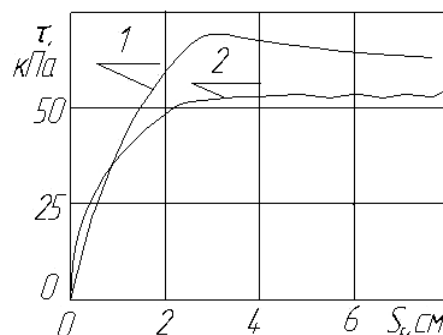


Рис. 2. Графіки залежності опору зсуву від величини зсуву [3]

Відносне переміщення, що супроводжується пластичною деформацією і руйнуванням опорної поверхні, здійснюється, в першу чергу, на тих елементах, де зусилля зсуву будуть перебільшувати сили тертя спокою.

Наявність нестабільних характеристик внутрішнього тертя, а також пружних елементів привода і самої шини, є причиною виникнення автоколивань в плямі контакту шини з опорною поверхнею.

Враховуючи викладене, можна з впевненістю констатувати, що на динаміку автомобільного колеса великий вплив здійснюють пружні властивості шини, особливості дотичного деформування ґрунтів і виникнення автоколивань при взаємодії шини з ґрунтом.

Очевидно, що параметри взаємодії пневматичної шини з ґрунтом залежать як від властивостей ґрунту, так і від властивостей рушія. У [2] встановлено, що в основі явищ, які супроводжують процес буксування, лежать закономірності деформації ґрунту і шини. У цій роботі враховані лише властивості ґрунту. Крім того, не запропоновано рівняння для визначення нормальних напружень у масиві ґрунту залежно від зовнішніх факторів.

У більшості розглянутих робіт не беруться до уваги властивості шини. Крім того, процес взаємодії колеса з ґрунтом розглядається як квазістатичний – без урахування коливальних процесів та їх впливу на властивості ґрунту. Тільки в деяких роботах [3, 4] одним з основних джерел коливань у трансмісії визначений автоколивальний процес пробуксовки рушія. Однак і ці дослідження є простою констатацією наявності автоколивань, тому що не мають чіткого теоретичного, емпіричного опису процесу, що відбувається, і відбивають лише зворотний зв'язок у системі «трансмісія–рушій–ґрунт». Вплив пружно-демпферних характеристик привода на процес цих автоколивань та їхніх показників на техніко-експлуатаційні властивості автомобілів при русі по ґрунтах, що деформуються, у необхідній для конструкторів мірі ще не вивчені.

#### *Основні положення теорії взаємодії колісного рушія з сипучим ґрунтом*

Істотним внеском у розвиток теорії колісних рушіїв автомобілів, удосконалювання критеріїв оцінки його робочого процесу є роботи вітчизняних [1, 3–7 та ін.] та іноземних [8, 9 та ін.] учених.

На підставі аналізу цих робіт коефіцієнт зчеплення визначається як складна функція:

$$\varphi = f(G_K; r_d; z_K; K_{r_i}; S_c; S_c; S_b), \quad (4)$$

де  $G_K$  – вертикальне навантаження на колесо;  $r_d$  – динамічний радіус колеса;  $z_K$  – величина занурення колеса в ґрунт;  $K_{r_i}$  – константи рушія і ґрунту;  $S_c$  – величина зрушення ґрунту;  $S_b$  – коефіцієнт буксування колеса.

Однак під час його визначення дослідники виходять з різних теоретичних передумов, що не дозволяє оцінити коректність відомих розробок, і не завжди можна зіставити різні теорії з погляду їхньої практичності у конструюванні АВП. Експериментальні матеріали в більшості випадків одержані різними методами при неоднакових ґрунтових умовах.

Крім того, наявні розрахункові формули справедливі лише для випадків сталих процесів взаємодії рушія з ґрунтом і не відбивають реальних зв'язків і коливань у системі «трансмісія– колісний рушій–ґрунт».

Відомі розрахункові формули дозволяють визначити значення опорів коченню коліс рушія на сталих режимах руху при постійному крутному моменті рушія, що не відповідає реальним умовам експлуатації АВП.

При цьому в ряді робіт [3, 6] підкреслюється істотний вплив вертикальних і крутильних коливальних мас автомобіля на опір коченню. До важливих факторів, насамперед, віднесені пружно-демпферні характеристики рушія і підвіски, співвідношення величин підресорених і невідресорених мас автомобіля, режим руху, геометричні параметри опорної поверхні.

#### *Сучасні положення теорії деформування ґрунтів в нестационарній постановці.*

В основі явищ, що супроводжують взаємодію колісного рушія з ґрунтами, що деформуються, лежать закономірності деформації ґрунту.

Питанням визначення несучих і зчіпних властивостей ґрунтів присвячена велика кількість робіт [6, 10–12 та ін.].

У [14] показано (рис. 3), що під впливом вібрацій сипучий ґрунт (пісок) набуває властивостей, схожих до властивостей рідини, і величина коефіцієнта вібров'язкості, дуже велика для масиву піску, що знаходиться в стані спокою, під впливом вібрацій може знижуватися до 9 Па·с, унаслідок чого його несучі та зчіпні властивості різко знижуються. Саме тому широке використання в будівництві знайшла вібротехніка [13], зокрема застосування вібромеханізмів при зануренні паль. Доведено [14], що процеси віброзанурення і вібровитаскування особливо ефективні при роботі на сипучих ґрунтах.

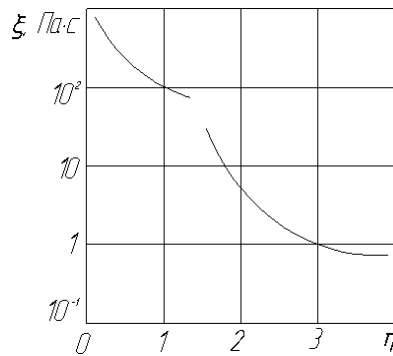


Рис. 3. Залежність віброр'язкості піску від прискорення вібрації [14]

Істотна зміна фізико-механічних властивостей ґрунтів під впливом вібрацій зазначається й у роботах Ю.Г. Степановича, І.К. Фролова.

Аналіз досліджень показує, що в даний час питання про можливу розрахункову модель взаємодії колеса із сипучим ґрунтом при зрушенні і коливаннях вивчене ще недостатньо.

#### Пружні властивості пневматичних шин.

У багатьох працях, присвячених вивченню питань прохідності автомобілів та процесів в контакті пневматичної шини з сипучими середовищами [2, 15], зазначається, що під час буксування колеса в зоні його контакту з опорною поверхнею спостерігаються коливальні процеси, параметри яких залежать від пружно-демпферних характеристик елементів приводу і шини.

Як показано в [16], при закручуванні шини змінюється її жорсткість – як радіальна, так і тангенціальна. В цій роботі наведені результати експериментальних досліджень пружно-демпферних характеристик шин при одночасній дії на них радіальної та тангенціальної сил. Дослідження показали, що радіальна жорсткість шини змінюється при прикладенні тангенціальної сили (рис. 4).

Крім того, крутильна пружність шин залежить від вертикального навантаження (рис. 5) [16].

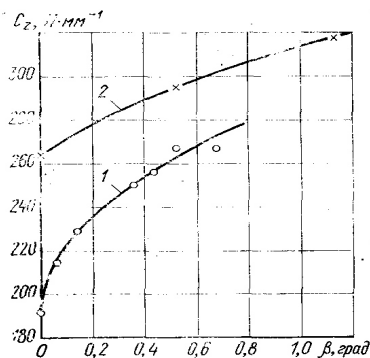


Рис. 4. Залежність радіальної жорсткості шин ІД – 195 (1), Я – 288 (2) від крутильної деформації [16]

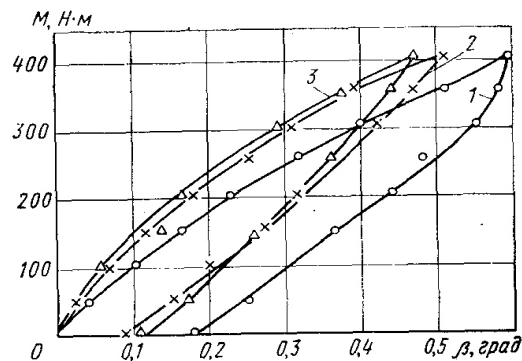


Рис. 5. Характеристики крутильної пружності шини ІД – 195 : 1 –  $G_k = 2,9 \text{ кН}$ ; 2 –  $G_k = 3,9 \text{ кН}$ ; 3 –  $G_k = 4,9 \text{ кН}$  [16]

Як слідує з рівняння (3), сила тяги може бути визначена через крутний момент на колесі та його динамічний радіус кочення.

Якщо знехтувати нерівномірністю крутного моменту, пов'язану з характеристикою двигуна і трансмісії, і прийняти, що на заданій передачі та при заданому режимі роботи двигуна крутний момент є постійною величиною, то отримаємо: коефіцієнти опору коченню та зчеплення залежать від динамічного радіуса колеса.

#### Викладення основного матеріалу.

##### Математичне моделювання буксування еластичної шини.

Модель процесу буксування пневматичної шини по ґрунту є математичною моделлю взаємодії пружного в радіальному та тангенціальному напрямках тора з опорною поверхнею, що деформується. На рисунку 6 наведена розрахункова схема даного процесу.

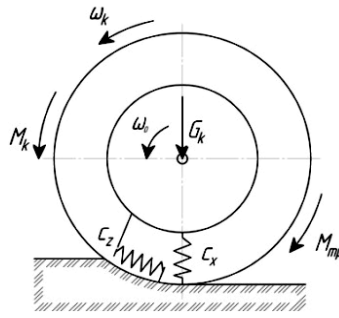


Рис. 6. Розрахункова схема процесу взаємодії колеса з ґрунтом:

$\omega_0$  – колова швидкість осі колеса;  $\omega_k$  – колова швидкість еластичної периферії шини;  
 $M_k$  – крутний момент прикладений до осі колеса;  $M_{mp}$  – момент тертя;  $G_k$  – вертикальне навантаження на колесо;  $C_z$  – тангенціальна жорсткість шини;  $C_x$  – радіальна жорсткість шини

Як і у попередньому випадку, рух зовнішньої частини такої шини можна розділити на дві фази: відстій та стрибок. Розглянемо детально фазу стрибка.

Диференційне рівняння руху зовнішньої частини шини за умови, що відсутні переміщення її осі в горизонтальній площині (режим буксування) матиме такий вигляд:

$$I \ddot{\varphi}_k = M_{kp} - M_{mp}. \quad (5)$$

Слід зазначити, що у випадку коли лінійна швидкість осі колеса не дорівнює нулю, необхідно розглядати систему з двох рівнянь, перше з яких описує обертовий рух зовнішньої частини шини (5), а друге – рух осі колеса в площині перпендикулярній дорозі викликаний зміною реакції опорної поверхні внаслідок її деформації.

Підставивши у рівняння значення крутного моменту та моменту сил опору одержимо рівняння руху зовнішньої частини колеса:

$$I \ddot{\varphi}_k + c_x r \dot{\varphi}_k = c_x r \dot{\varphi}_0 t - F_{mp} r. \quad (6)$$

Отримане лінійне неоднорідне диференційне рівняння легко розв'язується стандартними методами. Скориставшись експоненційною підстановкою та виконавши всі необхідні дії, знаходимо остаточний розв'язок (6):

$$\varphi(t) = -\frac{\Delta F_{mp}}{c_x} \cos \omega(t) - \frac{\varphi_0}{\omega} \sin \omega(t) + \varphi_0 t - \frac{\Delta F_{mp}}{c_x}, \quad (7)$$

де  $\Delta F_{mp} = F_{сп} - F_k$ .

Не враховуючи закономірності деформації ґрунту, сили тертя спокою та ковзання можна записати як добуток відповідних коефіцієнтів тертя на нормальну реакцію опорної поверхні:

$$F_{сп} = R f_{сп} \quad F_k = R f_k. \quad (8)$$

В свою чергу, нормальна реакція опорної поверхні може бути визначена як:

$$R = G_k + m_k g. \quad (9)$$

Або з урахуванням радіальної жорсткості:

$$R = c_z \Delta r. \quad (10)$$

Тоді різниця між силами тертя спокою та тертя ковзання буде виражатися рівнянням:

$$\Delta F_{mp} = c_z \Delta r (f_c - f_k). \quad (11)$$

З урахуванням (11) рівняння (7) можна переписати:

$$\varphi(t) = \frac{c_z}{c_x} \Delta r (f_c - f_k) \cos(\omega t) - \frac{\varphi_0}{\omega} \sin(\omega t) + \varphi_0 t - \frac{c_z}{c_x} \Delta r (f_c - f_k). \quad (12)$$

Кутова швидкість зовнішньої частини шини буде дорівнювати:

$$\omega(t) = -\frac{c_z}{c_x} \omega \Delta r (f_c - f_k) \sin(\omega t) - \omega_0 \cos(\omega t) + \omega_0 - \frac{c_z}{c_x} \Delta r (f_c - f_k) \quad (13)$$

Варто зауважити, що для урахування в даній моделі властивостей ґрунту, для опису сил тертя необхідно використовувати рівняння механіки та реології ґрунтів [18].

На рисунку 7 зображена графічна залежність кутового зміщення зовнішньої частини шини щодо осі колеса від часу при постійній величині кутової швидкості осі колеса і при різних значеннях

співвідношення її радіальної й тангенціальної жорсткостей, отриману за (12) з урахуванням зміни радіальної жорсткості від крутильної деформації.

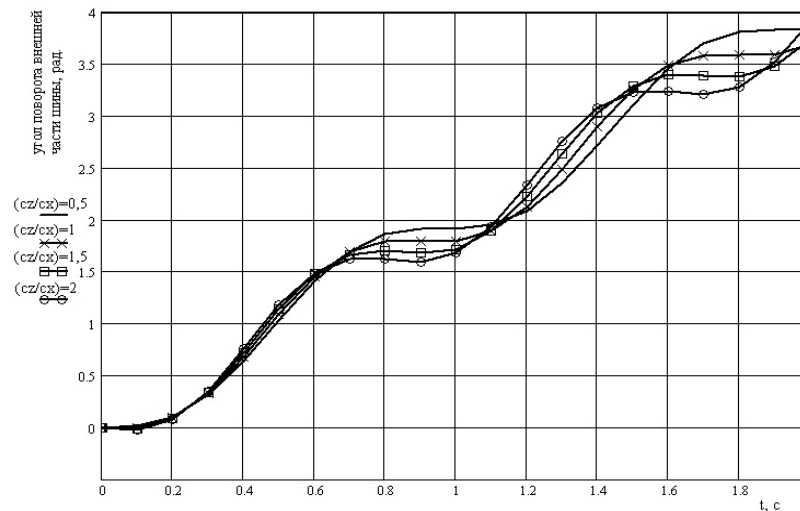


Рис. 7. Залежність кутового зміщення зовнішньої частини шини щодо осі колеса від часу

Як відомо [3], рушійною силою автомобіля прийнято вважати так звану силу тяги, яка є мірою взаємодії рушія з опорною поверхнею у повздовжній площині. Ця сила виникає під час провертання колеса під дією крутного моменту.

Обертаючись, колесо діє на опорну поверхню з коловою силою і саме зазнає такої самої реакції:

$$P_x = P_p = P_{ko}. \quad (14)$$

Колова сила визначається за залежністю:

$$P_{ko} = \frac{M_k - M_f}{r_\delta}, \quad (15)$$

де  $M_k$  – крутний момент на колесі,  $M_f$  – момент опору кочення колеса по опорній поверхні,  $r_\delta$  – динамічний радіус колеса.

Проте таке визначення справедливе лише у випадку взаємодії колеса з твердою опорною поверхнею без буксування. На опорних поверхнях, що деформуються, особливо на сипучих ґрунтах, рух без буксування практично неможливий. При буксуванні частина ґрунту, що потрапляє у западини протектора шини, за рахунок проковзування шини відносно ґрунту, буде викидатися у напрямку протилежному до напрямку обертання колеса (рис. 8). Це буде створювати додаткову дотичну до колеса силу, що спрямована проти напрямку обертання колеса. Назвемо цю силу реактивною. Вона буде створювати додатковий реактивний момент опору. Тоді:

$$P_{ko} = \frac{M_k - M_f - M_p}{r_\delta}. \quad (16)$$

Якщо знехтувати силами опору повітря та силами липкості ґрунту систему колесо–ґрунт, що потрапив у западини протектора шини, можна розглядати як замкнену. Тоді реактивну силу, а отже і реактивний момент можна визначити, виходячи з основних положень теорії реактивного руху.

Нехай колесо обертається з коловою швидкістю  $\omega_0 = \text{const}$ . При цьому воно працює у режимі повного буксування. За час  $\Delta t$  воно повернеться на кут  $\Delta\varphi$ . При цьому ґрунт, що потрапив у западини протектора, буде викидатися по дотичній до колеса зі швидкістю  $V_{ep} = \omega_0 \cdot r_\delta$ , де  $r_\delta$  – динамічний радіус колеса.

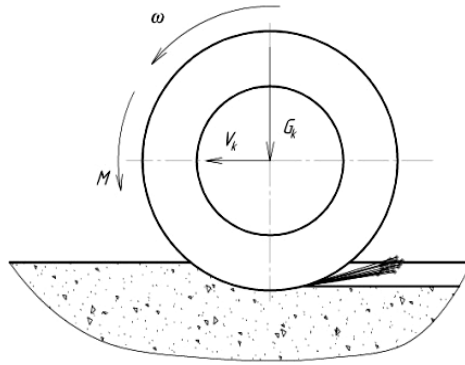


Рис. 8. Розрахункова схема викиду ґрунту із зони контакту колеса з ґрунтом

Тоді, відповідно до теорії реактивного руху, на колесо буде діяти реактивна сила, що спрямована проти напрямку обертання колеса, яку можна визначити за формулою:

$$F_p = -V_{ep} \cdot \mu, \quad (17)$$

де  $\mu$  – маса викинутого ґрунту за одиницю часу.

Маса ґрунту, що викидається за час  $\Delta t$ , можна виразити такою залежністю:

$$m_{ep} = \Delta V \cdot \rho, \quad (18)$$

де  $\Delta V$  – об'єм ґрунту, що викидається за час  $\Delta t$ ,  $\rho$  – щільність ґрунту.

Об'єм ґрунту, що викидається за час  $\Delta t$ , визначається кутом повороту колеса  $\Delta\varphi$  та об'ємом западин протектора:

$$\Delta V = \frac{\pi \cdot (1 - K_n) \cdot r_\partial \cdot B \cdot L_n \cdot \Delta\varphi}{180}, \quad (19)$$

де  $K_n$  – коефіцієнт насиченості протектора,  $B$  – ширина профілю шини,  $L_n$  – глибина западин протектора,  $\Delta\varphi = \omega \cdot \Delta t$  – кут, на який повертається колесо за час  $\Delta t$ .

Тоді:

$$m_{ep} = \frac{\pi \cdot (1 - K_n) \cdot r_\partial \cdot B \cdot L_n \cdot \rho \cdot \omega \cdot \Delta t}{180}. \quad (20)$$

Якщо проміжок часу  $\Delta t$  дуже малий ( $\Delta t \rightarrow 0$ ), то  $\mu$  можна виразити залежністю:

$$\mu = \frac{dm_{ep}}{dt} = \frac{\pi \cdot (1 - K_n) \cdot r_\partial \cdot B \cdot L_n \cdot \rho \cdot \omega}{180}, \quad (21)$$

а реактивну силу, що діє на колесо:

$$F_p = -V_{ep} \cdot \frac{\pi \cdot (1 - K_n) \cdot r_\partial \cdot B \cdot L_n \cdot \rho \cdot \omega}{180} = -\frac{\pi \cdot (1 - K_n) \cdot r_\partial^2 \cdot B \cdot L_n \cdot \rho \cdot \omega^2}{180}. \quad (22)$$

Очевидно, що швидкість ґрунту, при його викиді з зони контакту, буде дорівнювати швидкості зовнішньої частини шини. Відомо [17], що при буксуванні колесо обертається не рівномірно, а стрибками. Причому швидкість зовнішньої частини шини може бути визначена за (13). Тоді з урахуванням дійсної колової швидкості протектора шини, отримуємо:

$$F_p(t) = -\frac{\pi \cdot (1 - K_n) \cdot r_\partial^2 \cdot B \cdot L_n \cdot \rho \cdot \omega(t)^2}{180}, \quad (23)$$

де  $\omega(t)$  – визначається за (13).

На рисунках 9, 10 показано приблизний вигляд залежностей моменту на колесі та лінійної швидкості контактної зони колеса від часу з урахуванням реактивних сил від викиду ґрунту.

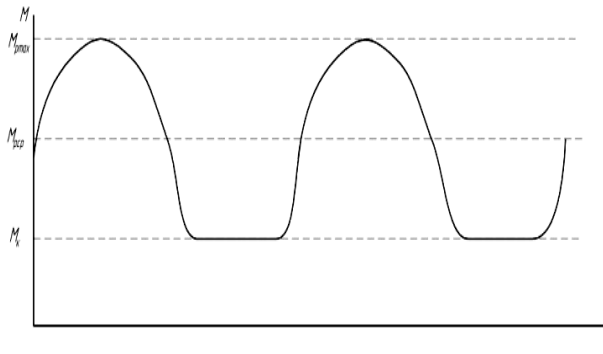


Рис. 9. Видяг залежності моменту на колесі від часу з урахуванням реактивної сили

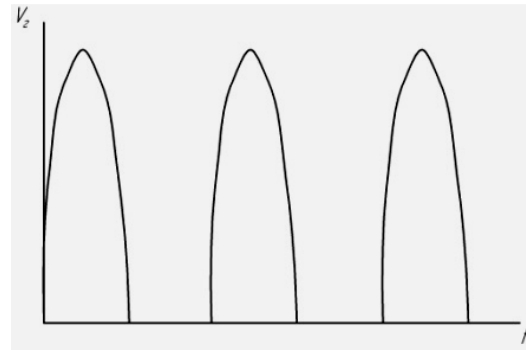


Рис. 10. Видяг залежності лінійної швидкості контактної зони колеса від часу з урахуванням реактивної сили

### Висновки:

1. Запропоновано математичну модель буксування пневматичної шини по ґрунту, яка враховує фрикційні властивості ґрунтів та пружні властивості шини, а також викид ґрунту із зони контакту під час буксування. Результати отримані за цією моделлю підтвердженні експериментально. Похибка моделі відносно експерименту лежить в межах 1,7–5 %.
2. Досліджена кінетика перехідних процесів стрибкоподібного руху штампа з ієрархією характерних часових проміжків  $\Delta t \sim 10^{-3} \dots 10^{-4}$  с.
3. Показано, що на колесо при буксуванні на сипучих ґрунтах діє додаткова реактивна сила опору, викликана тим, що під час буксування частина ґрунту, яка потрапляє у западини протектора шини, викидається у напрямку протилежному напрямку обертання колеса.
4. Запропоновано методику розрахунку повного тягового зусилля на колесі під час його буксування на сипучих ґрунтах.

### Список використаної літератури:

1. Зимелев Г.В. Теория автомобиля / Г.В. Зимелев. – М. : Воен. издат. МО СССР, 1957. – 454 с.
2. Сирота В.И. Исследование процесса буксования автомобильных шин : автореф. дис. ... канд. техн. наук / В.И. Сирота. – К., 1973. – 24 с.
3. Кошарный Н.Ф. Технично-эксплуатационные свойства автомобилей высокой проходимости / Н.Ф. Кошарный. – К., Вища школа, 1981. – 208 с.
4. Армадеров Р.Г. Характерные режимы нагружения трансмиссии в условия бездорожья / Р.Г. Армадеров, В.М. Семенов // Тр. НАМИ / Центр.н.-и.автомоб. и автототор. ин-т. – 1962. – Вып. 46. – С. 33–57.
5. Бабков В.Ф. Деформация ґрунта при образовании колеи / В.Ф. Бабков // Труды Харьковского автомобильно-дорожного института. – 1950. – Вып. 10.
6. Безбородова Г.Б. Моделирование движения автомобиля / Г.Б. Безбородова, В.Г. Галушко. – К. : Вища школа, 1978. – 163 с.
7. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движетели / Я.С. Агейкин. – М. : Машиностроение, 1972. – 184 с.
8. Paceyka H.B. The wheelshimmy phenomenon / H.B. Paceyka // Diss / Tech. University of Delft. – Groningen, 1966. – P. 192.
9. Nordeen D.L. Tire lateral forces interpreted by a simple control analysis / D.L. Nordeen // SAE Journal. – 1968. – Vol. 76, № 6.
10. Чудаков Е.А. Избранные труды / Е.А. Чудаков. – Т. 2. – М. : Изд-во АН СССР, 1961. – 343 с.
11. Чудаков Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – М. : Машгиз. 1950. – 344 с.
12. Смирнов Г.А. К вопросу об определении сцепления автомобильного колеса / Г.А. Смирнов // Тр. МВТУ Моск. высш. техн. уч-ще. – 1975. – № 204, Вып. 2 (Вопросы автомобилестроения). – С. 55–60.
13. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники / И.И. Быховский. – М. : Машиностроение, 1968. – 362 с.
14. Цейтлин М.Г. Вибрационная техника в свайных и буровых работах / М.Г. Цейтлин, В.В. Верстов, Г.Г. Азбель. – Л. : Стройиздат, Ленингр. отд-ние, 1987. – 262 с.
15. Работа автомобильной шини / В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров и др. – М. : Транспорт, 1976. – 238 с.



16. Упругость и демпфирование шин при совместном радиальном и тангенциальном нагружении / А.А. Енаев, Ю.М. Глазырин, В.П. Шалдыкин, Н.Н. Яценко // Автомобильная промышленность. – 1982. – № 7.
17. Грабар І.Г. Кінематика та динаміка процесів взаємодії пневматичної шини з сипучими ґрунтами / І.Г. Грабар, Є.Г. Опанасюк, Д.Б. Бегерський // Вісті автомобільно-дорожнього інституту ; науково-виробничий збірник / АДІ ДВНЗ «ДонНТУ». – Горлівка, 2007. – 1 (14). – С. 114–117.
18. Говорущенко Н.Я. Системотехніка транспорту (на прикладі автомобільного транспорту) / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – изд. 2-е перераб. и доп. – Х. : РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.

#### References:

1. Zimelev, G.V. (1957), *Teoriya avtomobilya*, Voen. izdat. MO SSSR, Moscow, 454 p.
2. Sirota, V.I. (1973), *Issledovanie protsessa buksovaniya avtomobil'nykh shin: Author's abstract*, Kievskiy avtomobil'no-dorozhnyy institut, Kyiv, 24p.
3. Kosharnyy, N.F. (1981), *Tekhniko-ekspluatatsionnye svoystva avtomobiley vysokoy prokhodimosti*, Vishcha shkola, Kyiv, 208 p.
4. Armaderov, R.G. and Semenov, V.M. (1962), “Kharakternye rezhimy nagruzheniya transmissii v usloviya bezdorozh'ya”, *Tr. NAMI, Tsentr.n.-i.avtomob. i avtomotor. in-t*, Vol. 46, p. 33–57.
5. Babkov, V.F. (1950), “Deformatsiya grunta pri obrazovanii kolei”, *Trudy Khar'kovskogo avtomobil'no-dorozhnogo instituta*, Vol. 10, p. 25–34.
6. Bezborodova, G.B. and Galushko, V.G. (1978), *Modelirovanie dvizheniya avtomobilya*, Vishcha shkola, Kyiv, 163 p.
7. Ageykin, Ya.S. (1972), *Vezdekhodnye kolesnye i kombinirovannye dvizheteli*, Mashinostroenie, Moscow, 184 p.
8. Pacejka, H.B. (1966), *The wheelshimmy phenomenon: dissertation*, University of Delft, Groningen, 192 p.
9. Nordeen, D.L. (1968), “Tire lateral forces interpreted by a simple control analysis”, *SAE Journal*, Vol. 76, No. 6.
10. Chudakov, E.A. (1961), *Izbrannye Trudy*, Vol. 2, Izd-vo AN SSSR, Moscow, 343 p.
11. Chudakov, E.A. (1950), *Teoriya avtomobilya*, Mashgiz. Moscow, 344 p.
12. Smirnov, G.A. (1975), “K voprosu ob opredelenii stsepleniya avtomobil'nogo koleasa”, *Tr. MVTU Mosk. vyssh. tekhn. uch-shche*, No. 204, Vol. 2, pp. 55–60.
13. Bykhovskiy, I.I. (1968), *Osnovy teorii vibratsionnoy tekhniki*, Mashinostroenie, Moscow, 362 p.
14. Bishop, R. (1979), *Kolebaniya*, Nauka, Moscow, 160 p.
15. Knoroz, V.I., Klennikov, E.V., Petrov, I.P., Shelukhin, A.S. and Yur'ev, Yu.M. (1976), *Rabota avtomobil'noy shiny*, Transport, Moscow 238 p.
16. Enaev, A.A., Glazyrin, Yu.M., Shaldykin, V.P. and Yatsenko, N.N. (1982), “Uprugost' i dempfirovanie shin pri sovmestnom radial'nom i tangentsial'nom nagruzhenii”, *Avtomobil'naya promyshlennost'*, No. 7.
17. Grabar, I.G., Opanasjuk, Je.G. and Begers'kiy, D.B. (2007), “Kinematyka ta dynamika procesiv vzajemodii' pnevmatychnoi' shyny z sypuchymy g'runtamy”, *Visti avtomobil'no-dorozhn'ogo institutu: Naukovo-vyrobnychij zbirnyk, ADI DVNZ „DonNTU”*, Gorlivka, No. 1 (14), pp. 114–117.
18. Govorushchenko, N.Ya. and Turenko, A.N. (1999), *Sistemotekhnika transporta (na primere avtomobil'nogo transporta)*, 2nd ed., RIO KhGADTU, Kharkiv, 468 p.

ОПАНАСЮК Євген Григорович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів та автомобільного господарства.

Наукові інтереси:

- прохідність автомобілів;
- теорія робочих процесів двигунів внутрішнього згоряння;
- перспективи розвитку конструкцій автомобілів.

Тел.: (067) 647–09–77.

БЕГЕРСЬКИЙ Дмитро Богданович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів та автомобільного господарства.

Наукові інтереси:

- прохідність автомобілів;
- альтернативні палива;
- теорія робочих процесів двигунів внутрішнього згоряння.

E-mail: begerskiy@mail.ru.

Тел.: (093) 600-10-67.

Стаття надійшла до редакції 05.05.2016