**II. ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС МОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ**

УДК 629.3.017

DOI: 10.37128/2520-6168-2019-4-2

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ НА ҐРУНТ

Ковбаса Володимир Петрович, д.т.н., професор
Пришляк Віктор Миколайович, к.т.н., доцент
Ярошук Роман Олександрович, аспірант
Вінницький національний аграрний університет

V. Kovbasa, Doctor of Technical Sciences, Full Professor
V. Pryshliak, PhD, Associate Professor
R. Yaroshchuk, Postgraduate Student
Vinnytsia National Agrarian University

У статті наведено результати досліджень взаємодії колісного рушія з ґрунтом, визначено розподіл тиску на ґрунт від привідного колеса, що піддається деформуванню, визначено величину зони контакту даного привідного колеса з ґрунтом, визначено величини деформацій колеса і ґрунту при їх взаємодії, визначено адекватність отриманих результатів.

Аналіз робіт вчених показав, що в результаті досліджень дії ходових систем на ґрунт не дають однозначної відповіді на зв'язок параметрів і режимів їхньої роботи зі змінами властивостей ґрунту; не дозволяють визначити вплив параметрів і режимів роботи рушія на ґрунт у зв'язку з недостатньою адекватністю отриманих залежностей; у наведених роботах відсутня інформація про визначення розподілу тиску (для динамічних початкових умов) або розподілу переміщень в зоні контакту колеса з ґрунтом.

Тому в основу роботи покладено дослідження, спрямовані на взаємозв'язки параметрів і режимів роботи привідного колеса, його геометричних і механічних властивостей, а також властивостей ґрунту з абсолютними деформаціями як ґрунту, так і деформівного колеса.

Ключові слова: привідне деформівне колесо, ґрунт, прохідність, буксування, взаємодія.

Ф. 18. Рис. 3 Літ. 10

1. Постановка проблеми

На сьогоднішній день потреби в інтенсивному виробництві призвели до появи на полях потужної сільськогосподарської техніки, що має велику одиничну масу. Дане явище має негативний вплив на ґрунт, у тому числі на його родючість: руйнується структура ґрунту, його водно-повітряний режим та фізичні властивості.

Саме тому, все більшої актуальності набуває проблема поліпшення показників роботи ходових систем колісної сільськогосподарської техніки, а саме: підвищення тягово-зчіпних якостей тракторів та зниження їх негативного впливу на ґрунт.

2. Аналіз останніх досліджень та публікацій

Дослідженням впливу рушіїв, їхніх конструкцій та параметрів на зміни властивостей ґрунту займалися такі вчені, як І.І. Водяник [1], Я. Агейкін, О.Г. Бондарев, О.А. Віссер, А.Д. Воронін, С.С. В'ялов, М.М. Гольдштейн, Д.І. Золотаревська, О.Ю. Ішлінський, М.А. Качинський, А.М. Кононов, А. Кулен, А.С. Кушнар'ов, В.М. Кюрчев, В.М. Ляско, В.Т. Надикто [7], В.Л. Попов, П.О. Ребіндер, І.Б. Ревут, В.А. Русанов, Р.Ш. Хабатов, В.М. Третяк, М.Я. Хархута, Б.А. Шелудченко, А.А. Юшин, В.П. Ковбаса [4] та інші. Особливостям конструкцій, проектування та конструювання опорно-ходових систем машин і агрегатів, їх переміщенню й керуванню присвячені роботи А.И. Грушкевича [2], Г.М. Кутькова [5]. Науково-методологічні питання механіки контактної взаємодії, пластичності та руйнування твердих тіл, висвітлено у працях К. Джонсона [3], А. Надаї [6], В.З. Партоні [9], а основи інженерних методів розрахунків на міцність і жорсткість – Г.М. Калетніка, М.Г. Чаусова, В.М. Швайко, В.М. Пришляка [8] та ін. Багато праць присвячено дослідженню взаємодії робочих органів сільськогосподарських машин з ґрунтом, наприклад, Пришляка В.М., Курила В.Л. [10].



Аналіз робіт вчених показав, що в результаті досліджень дії ходових систем на ґрунт не дають однозначної відповіді на зв'язок параметрів і режимів їхньої роботи зі змінами властивостей ґрунту; не дозволяють визначити вплив параметрів і режимів роботи рушія на ґрунт у зв'язку з недостатньою адекватністю отриманих залежностей; у наведених роботах відсутня інформація про визначення розподілу тиску (для динамічних початкових умов) або розподілу переміщень в зоні контакту колеса з ґрунтом.

Тому в основу роботи покладено дослідження, спрямовані на взаємозв'язки параметрів і режимів роботи привідного колеса, його геометричних і механічних властивостей, а також властивостей ґрунту з абсолютними деформаціями як ґрунту, так і деформівного колеса.

3. Мета дослідження

Метою дослідження є зменшення руйнівного впливу на ґрунт рушіїв колісних енергетичних машин та зменшення експлуатаційних витрат на проведення польових робіт завдяки обґрунтуванню їх параметрів та режимів роботи.

Задачі дослідження: провести аналіз взаємодії колісного рушія з ґрунтом, визначити розподіл тиску привідного деформівного колеса на ґрунт, визначити величину зони контакту привідного деформівного колеса з ґрунтом, визначити величину деформацій колеса і ґрунту при їх взаємодії, визначити адекватність отриманих результатів.

4. Результати дослідження

ґрунт формалізується як суцільне середовище з властивостями пружності, в'язкості та пластичності. Правомірність такої формалізації та результати аналізу взаємодії робочих органів з ґрунтом базуються на результатах досліджень А. С. Кушнар'ова, В. П. Ковбаси, І. М. Панова, Д. І. Золотаревської, А. Кулена, Х. Куіперса та ін.

Застосування такого критерію дозволяє визначити умови початку пластичної течії в залежності від властивостей ґрунту та гідростатичного напруження на майданчиках можливого ковзання, яке залежить від модуля пружності (для пружного матеріалу) та коефіцієнта в'язкості (для в'язкого матеріалу), а також величини деформації (швидкості деформації), що передували пластичному деформуванню.

Розв'язання задач знаходження фізичних рівнянь зв'язку напружень зі швидкостями деформацій або середовища (зокрема ґрунту), в яких суттєво виявляються пружнов'язкі властивості, пов'язане з надзвичайними складнощами через геометричну нелінійність рівнянь. При цьому розв'язок задач в'язкопружності дозволяє застосувати методи теорії пружності, оскільки кінцеві рівняння зводяться до системи еліптичних рівнянь, що розв'язуються з використанням бігармонічних потенціальних рівнянь.

Результати розв'язку задач методами теорії пружності дозволяють оцінити якісну характеристику протікання процесу, а розходження з результатами розв'язку методами пластичності відрізняється від названих вище не більш, як 10 %.

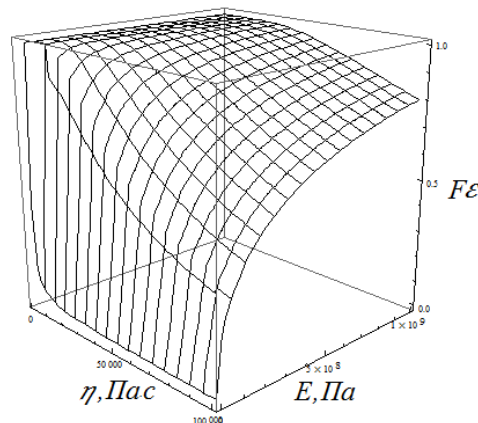
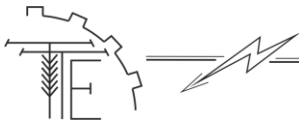


Рис. 1. Значення множника $E\eta$ при характерних значеннях модулів пружності ґрунту та колеса, а також їх коефіцієнтів в'язкості



Згідно прийнятої моделі (рис. 1), через прикладання навантаження відбувається в'язкопружне деформування матеріалу, за якого зі збільшенням швидкості прикладання навантаження швидкість деформації знижується пропорційно коефіцієнту в'язкості. Таку модель прийнято називати моделлю Кельвина-Фойгта:

$$\begin{aligned} & e^{-\frac{Et}{2\eta+2\eta v}} \left(-1 + e^{\frac{Et}{2\eta+2\eta v}} \right) \times e^{-\frac{Et}{2\eta+2\eta v}} \left(-1 + e^{\frac{Et}{2\eta+2\eta v}} \right) \times \\ & \varepsilon_x = - \frac{\times ((-1 + 5v)\sigma_x + 2(-2 + v)\sigma_y)}{3E} \\ & \varepsilon_y = - \frac{\times (2(-2 + v)\sigma_x + (-1 + 5v)\sigma_y)}{3EE} \end{aligned} \quad (1)$$

Враховуючи те, що швидкість проходження хвиль напружень та деформацій у суцільних середовищах пов'язана із механічними властивостями матеріалів залежністю:

$$c = \sqrt{\frac{E(-1 + v)}{(-1 + v + 2v^2)\rho}} \quad (2)$$

де ρ – густина матеріалу (середовища).

Час проходження хвилі напружень або деформацій:

$$t = l / \sqrt{\frac{E(-1 + v)}{(-1 + v + 2v^2)\rho}} \quad (3)$$

де l – відстань розповсюдження хвиль.

У рівняннях (1) множник

$$F\varepsilon = e^{-\frac{Et}{2\eta+2\eta v}} \left(-1 + e^{\frac{Et}{2\eta+2\eta v}} \right) \rightarrow 1 \quad (4)$$

(асимптотично наближується до 1, рис. 1), тому вирази (1) можуть бути приведені до вигляду:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= - \frac{(-1 + 2v)(\sigma_x + \sigma_y)}{3E} \\ \varepsilon_y &= - \frac{(-1 + 2v)(\sigma_x + \sigma_y)}{3E} \end{aligned} \quad (5)$$

Таким чином, для невеликих швидкостей руху, що характеризуються незначним впливом пружнов'язких параметрів на умови деформування, задача взаємодії може бути розв'язана в пружній постановці без суттєвого впливу на точність.

У загальному випадку характер взаємодії привідного (активного) колеса може бути представлений схематично, як зображено на рис. 2.

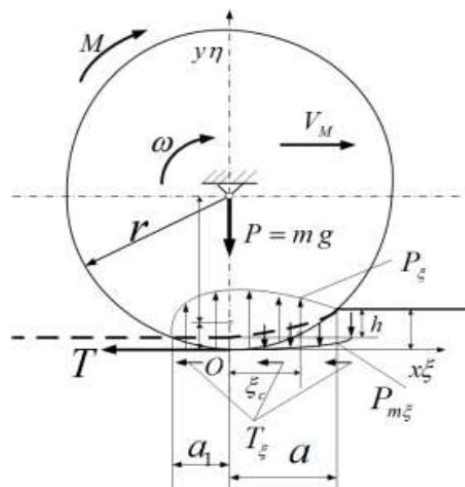
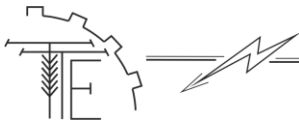


Рис. 2. Схема взаємодії деформівного привідного колеса з деформівним середовищем



На схемі представлено характер взаємодії активного деформівного колеса з деформівною поверхнею в системі координат xOy , в якій миттєвий центр обертання колеса співпадає з центром системи координат O , а поверхня середовища, по якій рухається колесо, співпадає з віссю Ox .

Рівняння, яке описує поверхню колеса, представлено в системі координат $x\xi Oy\eta$, що співпадає з системою координат середовища (грунту). Рівняння поверхні колеса радіусу r у плоскій системі координат має вигляд:

$$\begin{aligned}\eta &= r - \sqrt{r^2 - \xi^2} \\ \xi &= r - \sqrt{r^2 - \eta^2}\end{aligned}\quad (6)$$

До колеса радіусом r , що рухається в напрямку V_m , прикладена сила приведеної до колеса сили ваги $P = mg$ та крутний момент M , що створюють розподілений по поверхні контакту від a_1 до a вертикальну складову розподілу сили P_ξ та тягове зусилля з розподілом T_ξ . Крім того, внаслідок деформування поверхні колеса та поверхні ґрунту виникає розподілена по передній частині зони контакту $(0, a)$ сила опору перекошуванню $P_{m\xi}$.

Важливим для розв'язку задач є визначення функцій саме розподілу тиску у вертикальному та горизонтальному напрямках в залежності від сил, що діють на колесо та деформівних властивостей як колеса, так і поверхні, з якою воно контактує.

У першому наближенні, поверхня, по якій розподілено сили у площині контакту, може бути представлена на ділянці $a_1 - a$ залежністю

$$\eta = r - \sqrt{r^2 - \xi^2}\quad (7)$$

Але слід відзначити, що в подальшому інтегрування такої функції в аналітичному вигляді може викликати непереборні складності. Тому, якщо розкласти таку функцію у ряд Маклорена, то в першому наближенні, вона матиме вигляд $\eta_n = \xi^2/2r$.

Порівняння точного виразу кривої поверхні та її похідної за аргументом з розкладеною функцією та її похідною наведено на рис. 3.

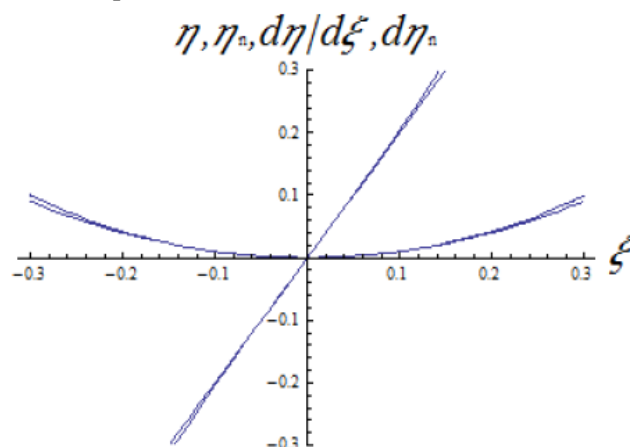
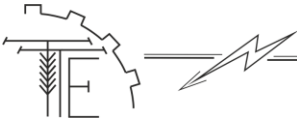


Рис. 3. Порівняння функцій точних кривих контакту, їх похідних та їх наближених значень зони контакту $\xi\{0,1, 0,2, 0,3\}$, для радіуса $r = 0,5$

У загальному випадку процедура пошуку рішення передбачає підстановку компонент рівнянь Коші (зв'язку переміщень із деформаціями) (або їхніх похідних за часом) у фізичні рівняння (1) і в подальшому підстановку отриманих виразів у рівняння динаміки суцільного середовища. Таким чином, для випадку геометричної лінійності рівнянь отримують еліптичні рівняння, рішення основних типів яких наведено в літературі з математичної фізики та полягають у пошуку рішень із використанням бігармонічних потенціальних функцій, які задовольняють умови рівноваги на поверхні. Отримані таким чином функції широко відомі як рішення Бусінеска, Черруті, а в подальшому розвинуті П.Ф. Папковичем та Нейбером. Для випадку рішення плоскої контактної задачі можна прийняти спрощення у вигляді прийняття умов $(\sigma_z, \varepsilon_z, \tau_{xz}, \tau_{yz}, \gamma_{xz}, \gamma_{yz}) = 0$. Крім того, враховуючи відсутність зміщення координатної системи, В.М. Александровим, М.І. Чебаковим, І.І. Аргатовим, а також В.Л. Поповим та іншими запропоновано рішення для зміщень поверхонь тіл, що деформуються, у вигляді:



$$\begin{aligned}
 u_p[x, 0] &= -M_p \int_{a_1}^a ((-v_{1p}T_\xi) + v_{2p}(-P_\xi + P_m)) \frac{Bt}{t^2 + (x + t - \xi)^2} d\xi \\
 v_p[x, 0] &= M_p \int_{a_1}^a ((v_{1p}(-P_\xi + P_m) + v_{2p}T_\xi)) \frac{Bt}{t^2 + (x + t - \xi)^2} d\xi \\
 u_k[x, 0] &= -M_k \int_{a_1}^a ((-v_{1k}T_\xi + v_{2k}(-P_\xi + P_m)) \frac{Bt}{t^2 + (x + t - \xi)^2} d\xi \\
 v_k[x, 0] &= M_k \int_{a_1}^a ((v_{1k}(P_\xi + P_m) + v_{2k}T_\xi)) \frac{Bt}{t^2 + (x + t - \xi)^2} d\xi
 \end{aligned} \tag{8}$$

де $u_p[x, 0], v_p[x, 0], u_k[x, 0], v_k[x, 0]$ – переміщення у напрямку повздовжньої та вертикальної осей координат поверхонь контактуючих тіл у зоні контакту $a_1 - a$ для ґрунту та колеса, відповідно; T_ξ, P_ξ, P_m – розподілені сили у зоні контакту, дотичні і нормальні від дії сили ваги, приведеної до колеса, та сили вертикальної реакції у зоні контакту, яка утворюється у зоні $\{0, a\}$ та викликана моментом опору кочення:

$$\begin{aligned}
 M_p &= \frac{e^{-\frac{G_p t}{\mu_p}} (-1 + e^{\frac{G_p t}{\mu_p}})}{6G_p(1 + \nu_p)} \\
 M_k &= \frac{e^{-\frac{G_k t}{\mu_k}} (-1 + e^{\frac{G_k t}{\mu_k}})}{6G_k(1 + \nu_k)}
 \end{aligned} \tag{9}$$

$$\nu_{1p} = 2(-2 + \nu_p), \nu_{2p} = (-1 + 5\nu_p), \nu_{1k} = 2(-2 + \nu_k), \nu_{2k} = (-1 + 5\nu_k)$$

Тут деформівні властивості колеса та ґрунту (отримані в результаті всіх отриманих вище перетворень після приведення рівнянь до двовірного вигляду), а саме $G_p, G_k, \mu_p, \mu_k, \nu_p, \nu_k$ – модулі пружності, коефіцієнти в'язкості деформацій зсуву та коефіцієнти бокового розширення (у першому наближенні коефіцієнти Пуассона) ґрунту та колеса, відповідно. За достатньо тривалого часу деформування експоненціальні функції, що входять до деформівних постійних M_p, M_k перетворюються в одиницю, і останні залежать лише від модулів пружності та коефіцієнтів бокового розширення; $t, B = \pi/5b$ – коефіцієнт, який усуває сингулярність функцій (2) та коефіцієнт, що забезпечує виконання умов на границі, причому, b – ширина колеса.

Таким чином, рівняння (2) можуть використовуватись як для визначення компонент переміщень, так і для визначення компонент швидкостей переміщень колеса та ґрунту в зоні їхнього контакту.

Тиски, розподілені в зоні контакту T_ξ, P_ξ, P_m , а також границі зони контакту $a_1 - a$ повинні визначатись із початкових умов постановки задачі.

Враховуючи те, що вертикальний тиск сили ваги від дії колеса розподілений за довжиною площадки контакту $\{a_1; a\}$, а сила, що діє на криволінійній лінії, може бути виражена криволінійним інтегралом першого роду, то рівність матиме вигляд:

$$\frac{d}{d\xi} \left(\int \frac{P}{(a - a_1)} d\xi \right) = \frac{d}{d\xi} \left(\int \left(P_\xi \sqrt{1 + \left(\frac{d}{d\xi} \left(\frac{\xi^2}{2r} \right) \right)^2} \right) d\xi \right), \tag{10}$$

звідки розподіл тиску від дії ваги, що припадає на колесо, складе величину:

$$P_\xi = \frac{P}{(a - a_1) \sqrt{1 + \frac{\xi^2}{r^2}}} \tag{11}$$



Розподіл дотичної сили тяги в зоні контакту може визначатись аналогічним чином:

$$\frac{d}{d\xi} \left(\int \frac{M}{(a - a_1)} d\xi \right) = \frac{d}{d\xi} \left(\int T_\xi \sqrt{1 + \left(\frac{d}{d\xi} \left(\frac{\xi^2}{2r} \right) \right)^2} d\xi \right), \quad (12)$$

звідки розподіл тиску від дії крутного моменту утворюється розподіленою по плямі контакту дотичною силою тяги:

$$T_\xi = \frac{Mr \sqrt{1 + \frac{\xi^2}{r^2}}}{(a - a_1)(r^2 + \xi^2)} \quad (13)$$

Крутний момент, що прикладений до колеса відносно миттєвого центру обертання, створює на ділянці контакту $\{0; a\}$ додатковий вертикальний розподіл тиску, який, так само може бути виражений із рівності:

$$\frac{d}{d\xi} \left(\int \left(M / \left(\frac{r}{a} \right) \right) d\xi \right) = \frac{d}{d\xi} \left(\int \left(P_{m\xi} / \left(\frac{\xi}{a} \right)^2 \right) d\xi \right), \quad (14)$$

звідки розподілений тиск від моменту опору коченню матиме вигляд:

$$P_{m\xi} = - \frac{aM}{r(a - \xi)^2} \quad (15)$$

Ці розподіли тисків за наступних інтегрувань з метою визначення границь контакту колеса з ґрунтом, також призведуть до непереборних труднощів при інтегруванні, тому такі розподіли можуть бути розкладені в ряди Маклорена, які матимуть такий вигляд:

$$\begin{aligned} P_n &= \frac{gm(2r^2 - \xi^2)}{2(a - a_1)r^2} \\ T_n &= \frac{M(2r^2 - \xi^2)}{2(a - a_1)r^2} \\ P_{mn} &= \frac{M(a^2 + 2r^2 + \xi^2)}{a^3 r} \end{aligned} \quad (16)$$

де P_n, T_n, P_{mn} – розкладені в ряди розподіли сили ваги, дотичної сили та сили моменту опору коченню, відповідно. Тобто, отримані аналітичні залежності розподілу нормальної та дотичної складової тиску в зоні контакту деформівного колеса з деформівною поверхнею.

Для кінцевого розв'язку задачі про контактну взаємодію деформівного колеса з деформівною поверхнею необхідно знайти границі зони контакту колеса з ґрунтом, які повинні залежати від властивостей деформівних тіл і сил, які прикладаються до тіл, що контактують.

Границі зони контакту можуть визначатись із умови, що вертикальне зміщення колеса в точці a_1 дорівнює $a_1^2/2r$, а різниця вертикальних деформацій і вертикальних зміщень колеса та поверхні в точці a дорівнює 0.

З рівнянь (2), за наведених вище умов можна записати два рівняння:

$$\begin{aligned} v_k | \{ a_1, a \rightarrow 0 \} &= \int_{a_1}^a (v_{1k} P_n + v_{2k} T_n) \frac{B l}{l^2 + (x + l - \xi)^2} d\xi - \frac{a l^2}{2r} \\ (v_k - v_p) | \{ a_1, a \rightarrow 0 \} &= \int_0^a \left(\frac{(M_k (v_{1k} (P_n - P_m) + v_{2k} T_n) - M_p (v_{1p} (-P_n + P_m) + v_{2p} T_n))}{B l} \right) d\xi \end{aligned} \quad (17)$$

Розв'язання останніх рівнянь відносно a_1, a дає вирази для визначення границь зони контакту:



$$a_1 = - \frac{\sqrt[5]{g M_k m v_{1k} + \frac{M_k M v_{2k}}{r}}}{\sqrt[3]{3r^2 + \frac{g M_k m r v_{1k} + M_k M v_{2k}}{r^3}}} \quad (18)$$
$$a = \frac{\sqrt[5]{6M_k M r^2 v_{1k} + g M_k m r^3 v_{1k} + 6M M_p r^2 v_{1p} g M_p m r^3 v_{1p} + M_k M r^2 v_{2k} - M M_p r^2 v_{2p}}}{\sqrt[3]{g M_k m r v_{1k} + g m M_p r v_{1p} + M_k M v_{2k} - M M_p v_{2p}}}$$

Тобто, рівняння (18) забезпечують можливість теоретичного визначення границь зони контакту привідного деформівного колеса з ґрунтом.

5. Висновки

Аналіз залежностей (8), дозволяє зробити деякі висновки про вплив параметрів і властивостей колеса на величини складових зони контакту колеса з ґрунтом, а саме:

- на розміри задньої частини зони контакту a_1 суттєво впливає величина деформівних властивостей колеса M_k , в той час як величина деформівних властивостей ґрунту M_p не впливає на ці розміри, причому збільшення деформівних властивостей колеса (величина, що обернено пропорційна модулю пружності лінійних деформацій) призводить до суттєвого зменшення задньої границі модуля пружності колеса; збільшення крутного моменту M призводить до зменшення розміру задньої частини зони контакту a_1 , в той самий час, маса, що прикладена до колеса m , призводить до зростання останньої;

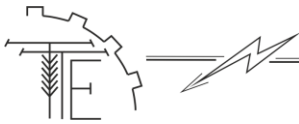
- збільшення радіусу колеса r за інших рівних параметрів збільшує розміри задньої частини зони контакту a_1 ;

- зростання крутного моменту M та (або) радіусу колеса r призводить до зростання передньої частини зони контакту a ;

- досить цікавим є той факт, що збільшення маси m , яка прикладена до колеса, призводить до зменшення передньої частини зони контакту a , однак аналіз розмірів сумарної зони контакту $\{a_1-a\}$ вказує на те, що збільшення маси m , яка прикладена до колеса, призводить до зростання довжини плями контакту, з чого можна зробити висновок, що маса суттєвіше впливає на зростання задньої частини контакту a_1 , при тому, що передня частина зони контакту a зменшується не так суттєво.

Список використаних джерел

1. Водяник И. И. Пути снижения вредного воздействия ходовых систем МТА на почву в условиях Юго-Запада Украины. Кишинев: КСХИ, 1987. 63 с.
2. Гришкевич А. И. Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть. Минск: Выш. шк. 1987. Веб-сайт. URL: <https://www.twirpx.com/file/23725/>.
3. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. М.: Мир, 1989. 510 с.
4. Ковбаса В. П., Швайко В. М., Гуцол О. П. Механіка сільськогосподарських матеріалів та середовищ : навчальний посібник. Київ: Лисенко М. М., 2015. 536 с.
5. Кутьков Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. М.: ИНФРА - М, 2014. 506 с.
6. Надаи А. Пластичность и разрушение твердых тел. М.: Мир, 1968. 863 с.
7. Надикто В. Т. Проблеми баластування колісних тракторів. *Техніка і технології АПК*. 2013. № 2. С. 7–8.
8. Основи інженерних методів розрахунків на міцність і жорсткість. Ч.ІІІ: Підручник / Г. М. Калетнік, М. Г. Чаусов, В. М. Швайко, В. М. Пришляк та ін.; за ред. Г.М. Калетніка, М.Г. Чаусова. К.: Хай Тек-Прес, 2013. 528 с.
9. Партон В. З., Морозов Е. М. Механика упругопластического разрушения. М.: Наука, 1985. 504 с.
10. Пришляк В. М., Курило В. Л. Науково-технічні особливості проектування дискових знарядь для інноваційних технологій виробництва цукрових буряків як методологічна складова



формування професійних компетентностей агроінженера. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*, 2019. № 1(104). С. 28–35.

References

- [1] Vodyanik, I. I. (1987). *Puti snizheniya vrednogo vozdeystviya khodovykh sistem MTA na pochvu v usloviyakh Yugo-Zapada Ukrainy [Ways to reduce the harmful effects of MTA undercarriage systems on the soil in the conditions of the South-West of Ukraine]*. Chisinau: KSHI. [in Russian].
- [2] Grishkevich, A. I. (1987). *Konstruktsiya, konstruirovaniye i raschet. Sistemy upravleniya i khodovaya chast' [Design, construction and calculation. Control systems and chassis]*. Minsk: Vysh. school. – Access mode to the resource: <https://www.twirpx.com/file/23725/> [in Russian].
- [3] Johnson, K. (1989). *Mekhanika kontaktnogo vzaimodeystviya [Mechanics of contact interaction]* М.: Mir. [in Russian].
- [4] Kovbasa, V. P., Shvaiko, V. M., Gutsol, O. P. (2015). *Mekhanika sil's'kohospodars'kykh materialiv ta seredovyshch [Mechanics of Agricultural Materials and Environments]*. Kiev: Lysenko M. M. [in Ukrainian].
- [5] Kutkov, G. M. (2014). *Traktory i avtomobili. Teoriya i tekhnologicheskiye svoystva [Tractors and cars. Theory and technological properties]* М.: INFRA-M. [in Russian].
- [6] Nadai, A. (1968). *Plastichnost' i razrusheniye tverdykh tel [Plasticity and destruction of solids]* М.: Mir. [in Ukrainian].
- [7] Nadikto, V. T. (2013). *Problemy balastuvannya kolisnykh traktoriv [Problems of balancing the number of tractors]* Technique and technology of the agro-industrial complex, (2), 7–8. [in Ukrainian].
- [8] Kaletnik, G. M., Chausov, M. G., Shvaiko, V. M., Pryshliak, V. M. and others (2013). *Osnovy inzhenernykh metodiv rozrakhunkiv na mitsnist' i zhorstkist [Fundamentals of engineering methods of calculations for strength and rigidity]* Part III: Textbook, К.: High Tech Press. [in Ukrainian].
- [9] Parton, V. Z., Morozov, E. M. (1985). *Mekhanika uprugoplasticheskogo razrusheniya [Mechanics of Elastoplastic Fracture]* М.: Science. [in Russian].
- [10] Pryshlyak, V. M., Kurylo, V. L. (2019). *Naukovo-tekhnichni osoblyvosti proektuvannya diskovykh znaryad' dlya innovatsiynykh tekhnolohiy vyrobnytstva tsukrovyykh buryakiv yak metodolohichna skladova formuvannya profesiiynykh kompetentnostey ahroinzhenera [Scientific and technical features of designing disk tools for innovative technologies of sugar beet production as a methodological component of formation of professional competencies of an agro-engineer]* Engineering, Energy, Transport AIC, (1(104)), 28–35. [in Ukrainian].

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ НА ГРУНТ

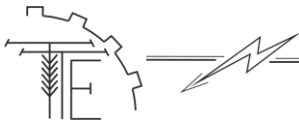
В статье приведены результаты исследований взаимодействия колесного движителя с почвой, определено распределение давления на грунт от приводного колеса подвергается деформации, определена величина зоны контакта данного приводного колеса с грунтом, определены величины деформаций колеса и почвы при их взаимодействии, определены адекватность полученных результатов.

Анализ работ ученых показал, что в результате исследований воздействия ходовых систем на почву не дают однозначного ответа на связь параметров и режимов их работы с изменениями свойств почвы; не позволяют определить влияние параметров и режимов работы двигателя на грунт в связи с недостаточной адекватностью полученных зависимостей; в приведенных работах отсутствует информация об определении распределения давления (для динамических начальных условий) или распределения перемещений в зоне контакта колеса с грунтом.

Поэтому в основу работы положены исследования, направленные на взаимосвязи параметров и режимов работы приводного колеса, его геометрических и механических свойств, а также свойств почвы с абсолютными деформациями как почвы, так и деформированного колеса.

Ключевые слова: приводное деформируемое колесо, почва, проходимость, буксование, взаимодействие.

Ф. 18. Рис. 3 Лит. 10

**DETERMINATION OF THE IMPACT OF AGRICULTURAL EQUIPMENT ON SOIL**

The article presents the results of studies of the interaction of the wheel drive with the soil, determined the distribution of pressure on the soil from the drive wheel, deformed, determined the magnitude of the contact zone of the drive wheel with the soil, determined the magnitude of deformation of the wheel and the soil during their interaction, obtained and obtained.

An analysis of the results showed that, as a result, up to two running systems on the ground do not give unambiguous views on the sound of parameters and modes of operation with the power of the ground; do not allow the visibility of adding parameters and operating modes of operation to the unit with a lack of adequate adequacy of the occurrence of deposits; at the guided robots, there's information about visually distributing a clutch (for dynamic cob minds) or about changing the clutch in the zone of wheel contact with the ground.

The basis of the robot is laid on the basis of rotation, interlocking the parameters and modes of the drive of the drive wheel, geometric and mechanical powers, as well as the power with absolute deformations such as the wheel and the deformations.

Key words: drive deformable wheel, soil, maneuverability, slipping, interaction.

F. 18. Fig. 3 Lit. 10

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Ковбаса Володимир Петрович – доктор технічних наук, професор кафедри загальнотехнічних дисциплін та охорони праці Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, e-mail: kovbasa@vsau.vin.ua).

Пришляк Віктор Миколайович – кандидат технічних наук, доцент кафедри агроінженерії та технічного сервісу Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, e-mail: viktor.prishlyak@i.ua).

Ярошук Роман Олександрович – аспірант кафедри загальнотехнічних дисциплін та охорони праці Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, email: romanyaroshchuk91@gmail.com).

Ковбаса Владимир Петрович – доктор технических наук, профессор кафедры общетехнических дисциплин и охраны труд Винницкого национального аграрного университета (ул. Солнечная, 3, г.. Винница, 21008, Украина, e-mail: kovbasa@vsau.vin.ua)

Пришляк Виктор Николаевич – кандидат технических наук, доцент кафедры агроинженерии и технического сервиса Винницкого национального аграрного университета (ул. Солнечная, 3, г. Винница, 21008, Украина, e-mail: viktor.prishlyak@i.ua).

Ярошук Роман Александрович – аспирант кафедры «Общетехнических дисциплин и охраны труда» Винницкого национального аграрного университета (ул. Солнечная, 3, г. Винница, 21008, Украина, email: romanyaroshchuk91@gmail.com).

Volodymyr Kovbasa – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of General Technical Disciplines and Labor Protection of Vinnitsa National Agrarian University, (3, Solnachna str., Vinnitsa, 21008, Ukraine, e-mail: kovbasa@vsau.vin.ua)

Viktor Pryshlyak – PhD, Associate Professor of the Department of Agroengineering and technical service of Vinnitsia National Agrarian University (3, Solnyshchaya St., Vinnitsia, 21008, Ukraine, e-mail: viktor.prishlyak@i.ua).

Roman Yaroshchuk – Postgraduate Student of the Department of General Technical Disciplines and Occupational Safety of the Vinnitsia National Agrarian University (3, Solnyshchaya St., Vinnitsia, 21008, Ukraine, email: romanyaroshchuk91@gmail.com).