

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

АХМЕД АЛІ КАДЕМ АХМЕД

УДК 631.311

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ КОЛІСНИХ
РУШІЇВ МОБІЛЬНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ АГРЕГАТІВ

05.05.11 – машини та засоби механізації сільськогосподарського виробництва

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Київ –2016

Дисертація є рукопис

Робота виконана в Сумському національному аграрному університеті
Міністерства освіти і науки України

Науковий керівник доктор технічних наук, професор
Ковбаса Володимир Петрович,
Національний університет біоресурсів
і природокористування України,
професор кафедри тракторів і автомобілів

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор,
член-кореспондент НААН
Кушнар'юв Артур Сергійович,
Таврійський державний агротехнологічний університет,
професор кафедри машиновикористання в землеробстві

кандидат технічних наук, доцент
Третяк Віктор Михайлович,
Національний науковий центр
«Інститут механізації та електрифікації
сільського господарства» НААН,
завідувач відділу мобільних енергетичних засобів
та біоенергетики

Захист відбудеться «07» вересня 2016 року о 10⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.004.06 у Національному університеті біоресурсів і природокористування України за адресою: 03041, м. Київ, вул. Генерала Родимцева, 19, навчальний корпус № 1, кімната 97

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного університету біоресурсів і природокористування України за адресою: 03041, м. Київ, вул. Героїв Оборони, 13, навчальний корпус № 4, кімната 41а

Автореферат розісланий « » серпня 2016 року

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

І. Л. Роговський

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. В наш час потреби інтенсифікації виробництва призвели до появи на полях потужної енергонасиченої техніки (включаючи трактори та ґрунтообробні знаряддя), що мають велику одиничну масу. Це викликає зміни стану ґрунту та негативно впливає на його родючість: створюється підорний ущільнений шар, порушується водно-повітряний режим ґрунту, погіршуються його фізичні властивості, руйнується структура.

Все це висуває до числа найбільш актуальних проблем поліпшення показників роботи ходових систем колісних сільськогосподарських тракторів. Вирішення цієї проблеми можливе за рахунок розв'язання її двох складових: підвищенні тягово-зчіпних якостей тракторів та зниженні їх ущільнюючого впливу на ґрунт до агротехнічно допустимого значення. Для цього необхідно, крім використання результатів експериментальних досліджень, створити й широко використовувати науково-обґрунтовані уточнені розрахункові методи визначення показників взаємодії рушіїв машин з ґрунтом. Ці методи повинні базуватись на результатах теоретичних та експериментальних досліджень процесів деформування ґрунтів та еластичних коліс. Необхідно володіти чисельними методами, які дозволяють визначити показники взаємодії рушіїв тракторів із ґрунтом з урахуванням мінливих в часі контактних напружень, швидкості трактора, часу дії навантажень, оборотних деформацій ґрунту та шини, тощо. Тому вирішення проблеми поліпшення показників роботи ходових систем колісних сільськогосподарських тракторів пов'язано з розвитком теорії кочення зі слідом та ущільненням ґрунту колісними рушіями, яка враховує в'язко пружні (реологічні) властивості ґрунтів та еластичних коліс, що виявляються в залежностях їх напружено-деформівного стану за умов взаємодії від часу.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження параметрів і режимів роботи рушіїв виконано на кафедрах Сумського національного аграрного університету. Робота виконана у відповідності з державною науковою тематикою «Розробити механіко-технологічні основи оптимізації взаємодії ходових систем мобільних енергозасобів та польових машин з родючим шаром ґрунту» (немер державної реєстрації 0115U003357).

Мета і задачі дослідження. Метою досліджень є зниження негативного впливу на ґрунт рушіїв колісних енергетичних машин та зменшення експлуатаційних витрат при проведенні польових робіт шляхом обґрунтування їх параметрів та режимів роботи.

Задачі досліджень:

- виконати аналіз досліджень взаємодії колісного рушія з ґрунтом;
- визначити розподіл тиску в зоні контакту привідного деформівного колеса з ґрунтом;
- визначити величини зони контакту деформівного колеса з ґрунтом в залежності від механічних властивостей останніх, приведеної до колеса маси та крутного моменту, а також геометричних розмірів колеса;

– визначити величини абсолютних деформацій колеса й ґрунту в процесі їх взаємодії;

– визначити адекватність отриманих теоретичних залежностей.

Об'єкт дослідження – взаємодія деформівного привідного колеса з ґрунтом.

Предмет дослідження – закономірності взаємозв'язків параметрів і режимів роботи привідного колеса, його геометричних і механічних властивостей, а також властивостей ґрунту з абсолютними деформаціями як ґрунту, так і деформівного колеса.

Методи досліджень. При проведенні теоретичних досліджень використовували методи теоретичної та аналітичної механіки, механіки суцільних середовищ, зокрема методи теорії пружності, методи математичного аналізу. При проведенні експериментальних досліджень використовували як стандартні методи досліджень, так і розроблені автором оригінальні методики. Широке застосування знайшли методи електричних вимірювань неелектричних величин. При аналізі результатів теоретичних та експериментальних досліджень широко використовували прикладні комп'ютерні пакети, такі як Mathematica, Statistica.

Наукова новизна одержаних результатів. Вперше визначено границі зон контакту деформівного колеса з деформівною поверхнею для випадку прикладання до колеса сили ваги та крутного моменту.

Отримав подальший розвиток метод виводу функцій розподілу тиску в зоні контакту двох тіл неузгодженої геометричної форми.

Вперше отримано дві взаємно перпендикулярні складові розподілу зміщень в зоні контакту деформівного колеса з деформівною поверхнею.

Отримано передумови для аналітичного визначення коефіцієнту тертя кочення деформівного тіла по деформівній поверхні в залежності від їх деформівних властивостей, геометричних розмірів та прикладених сил і моментів.

Практичне значення одержаних результатів полягає в обґрунтуванні залежностей, які дозволяють підвищити коефіцієнт корисної дії активного деформівного колеса при коченні по деформівній поверхні; знизити ущільнюючу дію ходових систем на ґрунт; знизити опір перекочуванню активних деформівних коліс по деформівній основі.

Результати досліджень взаємодії ходових систем з ґрунтом передано до впровадження ПП «Агродім – центр» (м. Кіровоград).

Окремі розробки, моделі та пропозиції використовуються в навчальному процесі Сумського національного аграрного університету.

Особистий внесок здобувача. Дисертаційна робота є самостійним дослідженням автора, виконаним впродовж 2011–2015 рр. Здобувачем самостійно проведено теоретичні та експериментальні дослідження за темою дисертаційної роботи, зокрема: виконано аналіз відомих конструкцій рушіїв та результатів досліджень взаємодії колісних рушіїв з ґрунтом; розроблено моделі лінійного пружнов'язкого зв'язку компонентів швидкостей деформацій з компонентами напружень [1, 2]; теоретично обґрунтовано методи побудови розподілу тиску на лінії контакту тіл [3]; виконано аналітичні дослідження знаходження границь

контакту двох деформівних тіл [3, 5]; розроблено методику визначення раціональних параметрів і режимів роботи приводних коліс енергозасобів та польових сільськогосподарських машин в залежності від приводного моменту на колесі, приведеної до колеса ваги та механічних властивостей ґрунту [5]; розроблено регресійні залежності для визначення механічних властивостей ґрунту в залежності від фізико-механічних властивостей різних за механічним складом ґрунтів.

Апробація результатів дисертації. Основні результати досліджень доповідались та обговорювались на конференціях: II Міжнародній науково-технічній конференції «Крамаровські читання» (м. Київ, 2015 р.); «Технічний прогрес в АПК» (м. Харків, 2015 р.); XV Міжнародній конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природо-користування» (м. Київ, 2015 р.); «Інноваційні технології в АПК» (м. Луцьк, 2015 р.); «Наукові проблеми будівельного та сільськогосподарського машинобудування» (м. Рівне, 2015 р.); III Всеукраїнській науково-технічній конференції «Актуальні проблеми конструювання, експлуатації та ремонту обладнання лісового комплексу» (м. Луцьк, 2015 р.); II Міжнародній науково-технічній конференції «Імпортизовані технології вирощування, зберігання і переробки продукції садівництва та рослинництва» (м. Умань, 2016 р.).

Публікації. Результати дисертаційних досліджень опубліковано у 11 наукових працях, з них монографія, 3 статті у наукових фахових виданнях України, стаття у науковому фаховому виданні України, включеному до міжнародних наукометричних баз даних, стаття у науковому виданні іншої держави, 2 статті в інших наукових виданнях України та 3 тези наукових доповідей.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, 4 розділів, загальних висновків, 4 додатків і списку використаної літератури із 128 джерел. Загальний обсяг дисертації складає 118 сторінок, вміщує 5 таблиць, 39 рисунків.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У першому розділі «**Аналіз результатів досліджень взаємодії колісних рушіїв з ґрунтом**» проаналізовано результати досліджень впливу рушіїв, їхніх конструкцій та параметрів на зміни властивостей ґрунту. Проведено огляд літератури по методам формалізації ґрунту та взаємодії з ним рушіїв мобільних машин. Розглянуто роботи таких видатних вчених, як Я. Агейкін, О. Г. Бондарев, І. І. Водяник, 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, 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 та інші.

Проведений аналіз показав, що результати досліджень дії ходових систем на родючий шар ґрунту 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.

У другому розділі «Аналіз взаємодії колеса з ґрунтом» розглядаються фізичні рівняння зв'язку напружень зі швидкостями деформацій для ґрунтового середовища. 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 (мова оригіналу) 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.

Метою досліджень є знаходження фізичних рівнянь зв'язку напружень зі швидкостями деформацій або середовища (зокрема ґрунту), в яких суттєво виявляються пружнов'язкі властивості. Розв'язання таких задач 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% [Ішлінський О. Ю., Івлєв Д. Д.]. Тому, за нашою думкою, слід використовувати методи теорії пружності, які дозволяють отримати нові знання про контактну взаємодію колеса з ґрунтом.

Згідно прийнятої моделі (рис. 1),

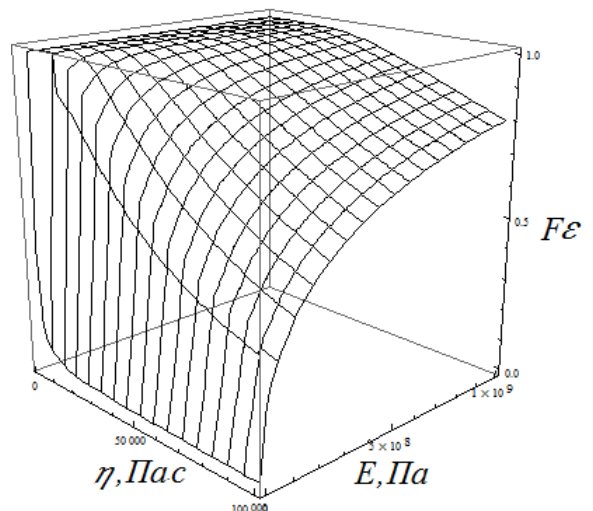


Рис. 1. Значення множника $F\epsilon$ при характерних значеннях модулів пружності ґрунту та колеса, а також їх коефіцієнтів в'язкості

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:

$$\varepsilon_x = -\frac{\frac{Et}{2\eta+2\eta\nu}(-1+e^{\frac{Et}{2\eta+2\eta\nu}}) \times ((-1+5\nu)\sigma_x + 2(-2+\nu)\sigma_y)}{3E}; \varepsilon_y = -\frac{\frac{EEt}{2\eta+2\eta\nu}(-1+e^{\frac{EEt}{2\eta+2\eta\nu}}) \times (2(-2+\nu)\sigma_x + (-1+5\nu)\sigma_y)}{3EE}. \quad (1)$$

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

$$c = \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}}, \text{ де } \rho - \text{ густина матеріалу (середовища), а час проходження}$$

хвилі напружень або деформацій: $t = l / \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}}$, де l – відстань

розповсюдження хвиль, то в рівняннях (1) множник $F\varepsilon = e^{-\frac{Et}{2\eta+2\eta\nu}}(-1+e^{\frac{Et}{2\eta+2\eta\nu}}) \rightarrow 1$ (асимптотично наближується до 1, рис. 1), тому вирази (1) можуть бути приведені до

$$\text{вигляду: } \varepsilon_x = -\frac{(-1+2\nu)(\sigma_x + \sigma_y)}{3E}; \quad \varepsilon_y = -\frac{(-1+2\nu)(\sigma_x + \sigma_y)}{3E}. \quad (1.a)$$

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.

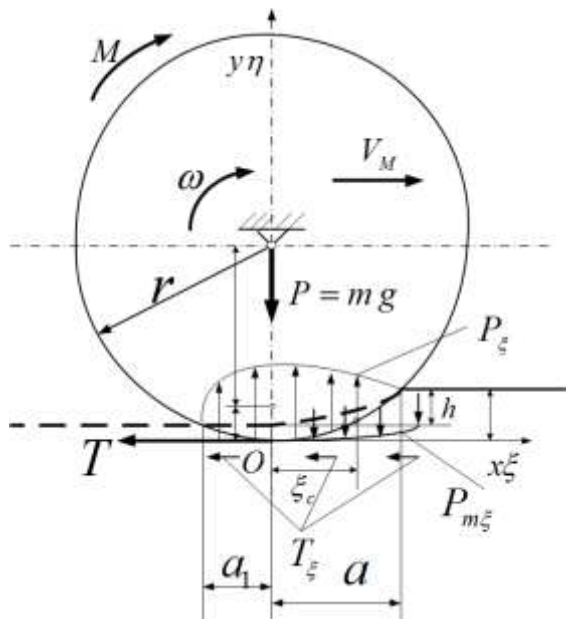


Рис. 2. Схема взаємодії деформівного привідного колеса з деформівним середовищем

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 коло, співпадає з віссю Ox .

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

$$\eta = r - \sqrt{r^2 - \xi^2}; \quad \xi = r - \sqrt{r^2 - \eta^2}.$$

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

$$\eta = r - \sqrt{r^2 - \xi^2},$$

але слід відзначити, що в подальшому інтегрування такої функції в аналітичному вигляді може викликати непереможні 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.

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:

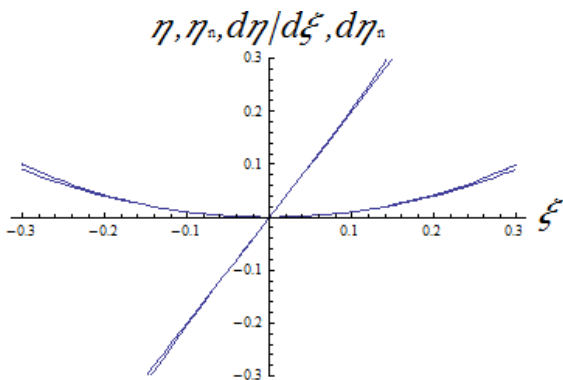


Рис. 3. Порівняння функцій точних кривих контакту, їх похідних та їх наближених значень зони контакту $\xi \in \{-0.3, 0.3\}$, для радіуса $r = 0.5$

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

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;

$$M_p = \frac{e^{\frac{G_p t}{\mu_p}} (-1 + e^{\mu_p})}{6G_p (1 + \nu_p)}, M_k = \frac{e^{\frac{G_k t}{\mu_k}} (-1 + e^{\mu_k})}{6G_k (1 + \nu_k)}, \quad -$$

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

деформівні властивості колеса та ґрунту (отримані в результаті всіх отриманих вище перетворень після приведення рівнянь до двомірного 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; $\iota, B = \pi/5b$ – 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:

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

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

$$p_\xi = \frac{P}{(a-a_1) \sqrt{1 + \frac{\xi^2}{r^2}}}. \quad (3)$$

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

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

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

$$T_\xi = \frac{M r \sqrt{1 + \frac{\xi^2}{r^2}}}{(a-a_1)(r^2 + \xi^2)} \quad (4)$$

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:

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

звідки розподілений тиск від моменту опору коченню матиме вигляд:

$$P_{m\xi} = -\frac{aM}{r(a-\xi)^2} \quad (5)$$

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:

$$P_n = \frac{g m(2r^2 - \xi^2)}{2(a-a_1)r^2}; T_n = \frac{M(2r^2 - \xi^2)}{2(a-a_1)r^3};$$

$$P_{mn} = -\frac{M(a^2 + 2a\xi + 3\xi^2)}{a^3 r}, \quad (6)$$

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:

$$v_k \Big|_{\{a_1, a \rightarrow 0\}} = M_k \int_{a_1}^0 (v_{1k} P_n + v_{2k} T_n) \frac{Bt}{t^2 + (x+t-\xi)^2} d\xi - \frac{al^2}{2r};$$

$$(v_k - v_p) \Big|_{\{a, a_1 \rightarrow 0\}} = \int_0^a \left(\frac{M_k (v_{1k} (P_n - P_m) + v_{2k} T_n) - (-M_p (v_{1p} (-P_n + P_m) + v_{2p} T_n))}{t^2 + (x+t-\xi)^2} \right) d\xi. \quad (7)$$

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

$$a_1 = -\frac{\sqrt{6} \sqrt{g M_k m v_{1k} + \frac{M_k M v_{2k}}{r}}}{\sqrt{\frac{3r^2 + g M_k m r v_{1k} + M_k M v_{2k}}{r^3}}};$$

$$a = \frac{\sqrt{2} \sqrt{6M_k M r^2 v_{1k} + g M_k m r^3 v_{1k} + 6M M_p r^2 v_{1p} + g m M_p r^3 v_{1p} + M_k M r^2 v_{2k} - M M_p r^2 v_{2p}}}{\sqrt{g M_k m r v_{1k} + g m M_p r v_{1p} + M_k M v_{2k} - M M_p v_{2p}}} \quad (8)$$

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 ;

- передня частина зони контакту a зростає зі збільшенням деформівних властивостей ґрунту M_p , тобто зі зменшенням модуля пружності лінійних деформацій E_p , та зменшується зі зменшенням деформівних властивостей колеса M_k , тобто зі збільшенням модуля пружності лінійних деформацій E_k ;

- 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.

За використання рівнянь (2) з урахуванням (6) при границях інтегрування (8) отримано компоненти абсолютних деформацій поверхні колеса та ґрунту в зоні контакту в залежності від їх деформівних властивостей та прикладених зусиль. Кінцевий вираз має надзвичайно громіздкий вигляд і наведений в розгорнутій формі у додатках до дисертації. Графічна інтерпретація цих залежностей наведена на рис. 4, 5, 6, 7.

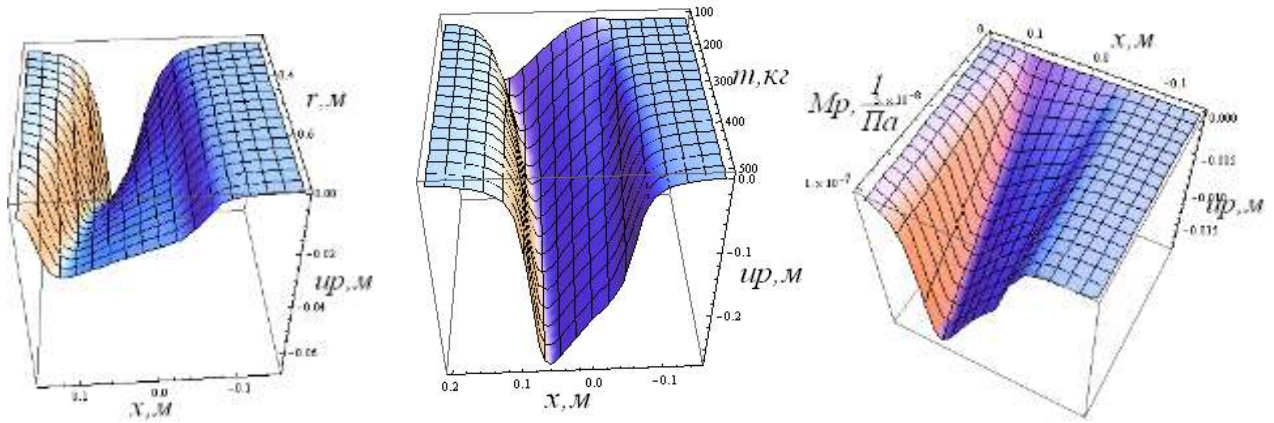


Рис. 4. Графіки залежності горизонтальної складової переміщень ґрунту в зоні контакту в залежності від радіуса колеса r , маси m , що прикладена до колеса, та деформівних властивостей ґрунту M_p

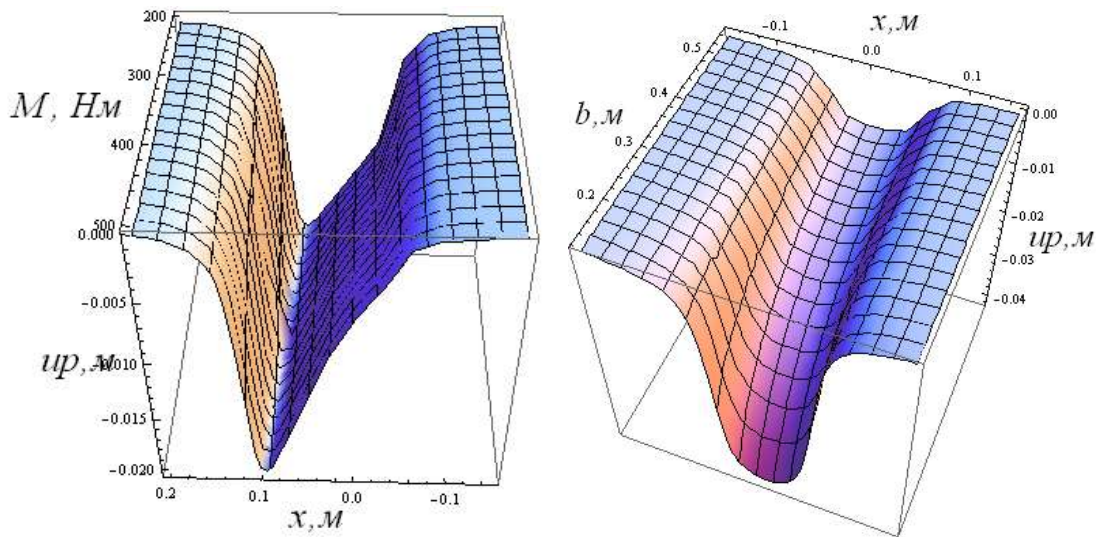


Рис. 5. Графіки залежності горизонтальної складової переміщень ґрунту в зоні контакту в залежності від крутного моменту на колесі M та ширини колеса b

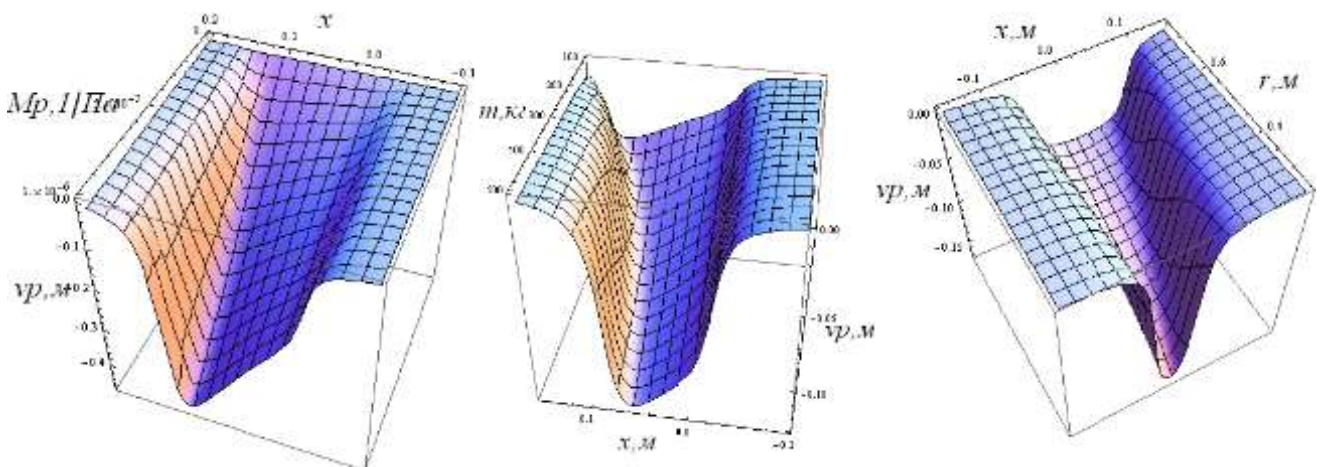


Рис. 6. Графіки залежності вертикальної складової переміщень ґрунту в зоні контакту в залежності від радіусу колеса r , маси m , прикладеної до колеса, та деформівних властивостей ґрунту M_p

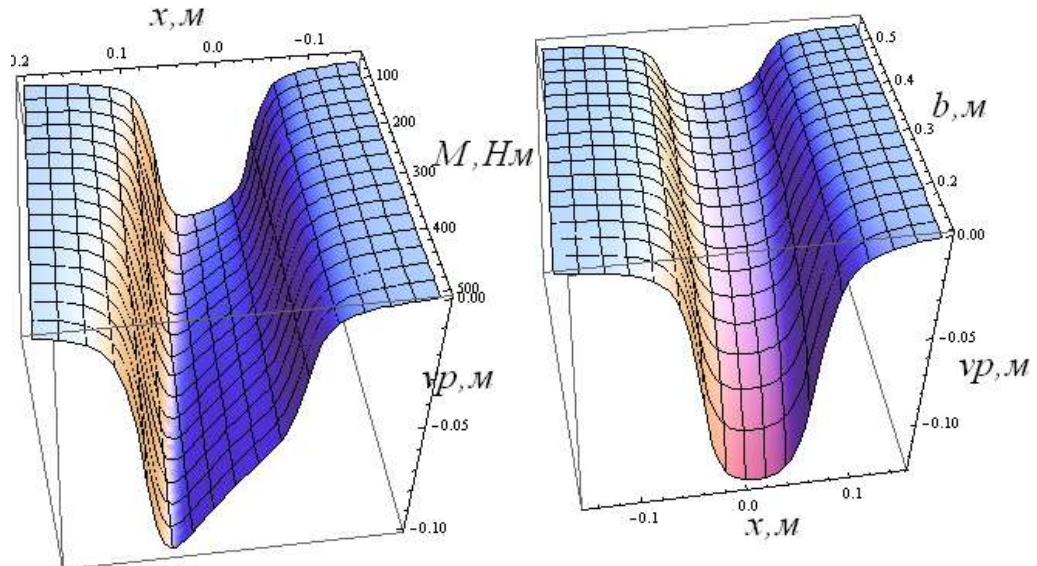


Рис. 7. Графіки залежності вертикальної складової переміщень ґрунту в зоні контакту в залежності від крутного моменту на колесі M та ширини колеса b

Аналізуючи залежності горизонтальних зміщень ґрунту, можна зробити такі висновки:

- збільшення радіусу колеса r призводить до суттєвого збільшення зони контакту ($|a_1| + |a|$) та одночасного зменшення зміщення ґрунту в зоні контакту u_p ;

- зростання маси m , приведеної до колеса, призводить до збільшення переміщень ґрунту u_p , особливо в передній частині зони контакту;

- зниження величини деформівних властивостей ґрунту M_p , тобто збільшення модуля пружності лінійних деформацій E_p , призводить до збільшення горизонтальних зміщень ґрунту u_p , при цьому суттєво не впливає на величину зони контакту;

- збільшення крутного моменту колеса M і зменшення його ширини b призводить до зростання горизонтальних переміщень ґрунту u_p , не суттєво впливаючи на величину зони контакту;

- у всіх випадках максимум горизонтальних зміщень ґрунту знаходиться в передній частині зони контакту.

Аналізуючи залежності вертикальних зміщень ґрунту, можна зробити такі висновки:

- збільшення радіусу колеса r призводить до суттєвого збільшення зони контакту ($|a_1| + |a|$) та одночасного зменшення зміщення ґрунту в зоні контакту v_p ;

- зростання маси m , прикладеної до колеса, призводить до збільшення переміщень ґрунту v_p , особливо в передній частині зони контакту;

- зниження величини деформівних властивостей ґрунту M_p , тобто збільшення модуля пружності лінійних деформацій E_p , призводить до збільшення вертикальних зміщень ґрунту v_p , при цьому суттєво не впливає на величину зони контакту;

- збільшення крутного моменту колеса M та зменшення його ширини b призводить до зростання вертикальних переміщень ґрунту v_p , не суттєво впливаючи на величину зони контакту;

- у всіх випадках максимум вертикальних зміщень ґрунту знаходиться в передній частині зони контакту.

Аналогічні графічні залежності представлені для абсолютних деформацій поверхні колеса.

Аналізуючи залежності вертикальних зміщень поверхні колеса (рис. 8), можна зробити такі висновки:

- збільшення радіусу колеса r призводить до суттєвого збільшення зони контакту $(|a_1| + |a|)$ та одночасного зменшення зміщення поверхні колеса в зоні контакту v_k ;

- зростання маси m , прикладеної до колеса, призводить до збільшення переміщень поверхні колеса в зоні контакту v_k , особливо в передній частині зони контакту;

- зниження величини деформівних властивостей ґрунту M_k , тобто збільшення модуля пружності лінійних деформацій E_k , призводить до збільшення вертикальних зміщень поверхні колеса в зоні контакту u_k , при цьому суттєво не впливаючи на величину зони контакту;

- збільшення крутного моменту колеса M та зменшення його ширини b призводить до зростання вертикальних зміщень поверхні колеса в зоні контакту u_k , не суттєво впливаючи на величину зони контакту;

- у всіх випадках максимум вертикальних зміщень поверхні колеса знаходиться в передній частині зони контакту.

В процесі проведених теоретичних досліджень взаємодії деформівного привідного колеса з деформівною основою (ґрунтом) встановлені такі закономірності й залежності:

- величина зони контакту колеса з ґрунтом суттєво залежить від деформівних властивостей як самого колеса, так і ґрунту, причому зростання пружних постійних колеса й ґрунту призводить до зменшення цієї величини;

- на величину зони контакту впливає прикладена вертикальна складова – вага, приведена до колеса, причому у випадку привідного (активного) колеса

величина передньої зони контакту не зростає зі збільшенням ваги, а навпаки, суттєво впливає на величину передньої зони контакту;

– збільшення радіусу колеса призводить до рівномірного збільшення довжини зони контакту;

– величина зміщень колеса й ґрунту, як у горизонтальному, так і у вертикальному напрямках, характеризується суттєвим збільшенням цих зміщень у передній зоні контакту, що узгоджується з більшістю результатів, які отримані у попередніх дослідженнях.

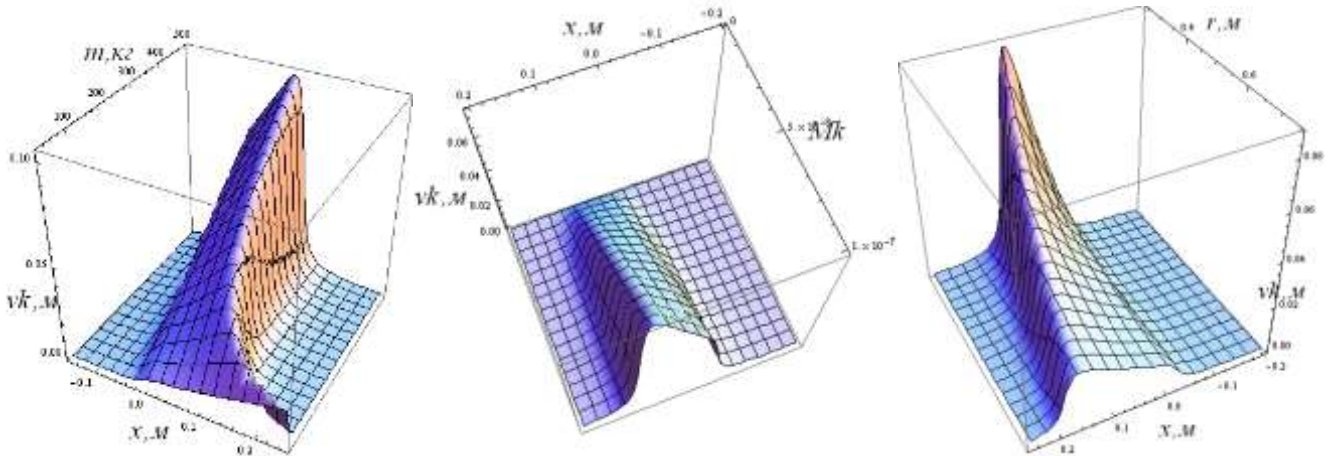


Рис. 8. Графіки залежності вертикальної складової переміщень колеса в зоні контакту в залежності від радіусу колеса r , маси m , прикладеної до колеса, та деформівних властивостей ґрунту M_k

У третьому розділі «Програма та методика експериментальних досліджень» викладено програму досліджень та використовувані методики.

Програмою експериментальних досліджень передбачалось:

– визначення механічних властивостей ґрунту, а саме модуля пружності $E, Па$, коефіцієнту в'язкості $\mu, Пас$, початкового напруження зсуву $\tau_0, Па$;

– перевірка адекватності отриманих теоретичних залежностей зміщень ґрунту в горизонтальному та вертикальному напрямках;

– перевірка адекватності визначення величин зон контакту деформівного колеса з ґрунтом (для умов відсутності привідного моменту).

Для визначення таких властивостей ґрунту, як модуль повздовжньої пружності E , модуль зсуву G , коефіцієнт Пуассона ν_1 , об'ємний модуль K , використана методика, запропонована Ковбасою В. П., по визначенню об'ємного модуля пружності K та коефіцієнта в'язкості μ шляхом дослідження затухання коливань тягаря на поверхні ґрунту (рис. 9).

Вивчення послідовних амплітуд та періодів коливань, що затухають, дозволило визначити властивості ґрунту. При цьому модуль пружності об'ємних K та деформацій зсуву G визначається за формулами:

$$K = \frac{4P_0 l \left[(\ln(A_1/A_2))^2 + 4\pi^2 \right]}{\pi g d^2 T^2 k^2}; \quad G = \frac{4P_0 l \left[(\ln(A_1/A_2))^2 + 4\pi^2 \right]}{\pi g d^2 T^2 \nu^2}. \quad (9)$$

де d, l, P_0 – діаметр, довжина і маса зразка ґрунту;

T, A_1, A_2 – період та амплітуди послідовних коливань зразків ґрунту;

k, ν – рішення відповідних трансцендентних рівнянь.

Залежності для визначення коефіцієнту в'язкості за об'ємних μ та деформацій зсуву η мають вигляд:

$$\mu = \frac{8P_0 l \ln(A_1/A_2)}{\pi g d^2 T}; \quad \eta = \frac{3P_0 \ln(A_1/A_2)}{\pi g d T}$$

Вимірювання зміщень ґрунту під впливом колісного рушія виконувалось із використанням пристрою для реєстрування деформації ґрунту УРДП-АФИ та у відповідності з його технічним описом та інструкцією з експлуатації. При використанні даного пристрою замість вимірювачів зміщення ИЧ 50 використовували вимірювачі переміщень потенціометричного типу, що дозволяло реєструвати сигнал від датчика деформації із системою дистанційного переміщення у вигляді електричного сигналу з наступним записом кожного сигналу на АЦП комп'ютера.

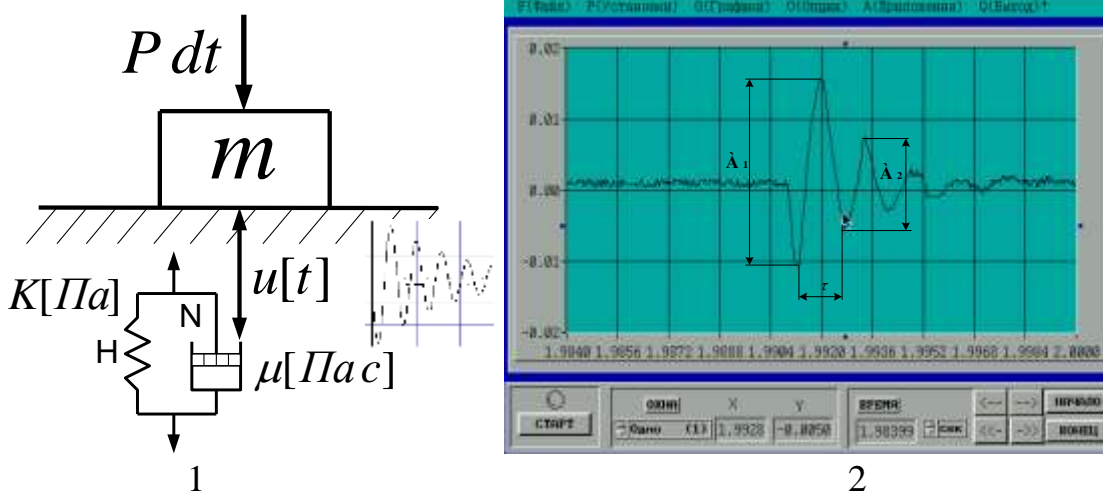


Рис. 9. Визначення затухаючих коливань тягара на поверхні ґрунту (1-розрахункова схема, 2 – характерна осцилограма коливань тягара при записі через АЦП в програмі ПОС-16)

Датчики переміщень (рис. 10) розміщували в заздалегідь виритих траншеях у зоні майбутнього проходження колеса трактора (рис. 11) таким чином, що вони дозволяли реєструвати як горизонтальні, так і вертикальні зміщення ґрунту.



Рис. 10. Загальний вигляд датчиків переміщення ґрунту приладу УРДП-АФІ та загальний вигляд виритої траншеї зі встановленими датчиками переміщення ґрунту приладу УРДП-АФІ



Рис. 11. Загальний вигляд агрегату, що проходить через зону розміщення датчиків деформацій

Після встановлення датчиків у непорушений ґрунт відбирались зразки для визначення механічних його властивостей, траншея заривалась із наступним ущільненням ґрунту до початкової щільності. На місці реєструючих вимірювачів переміщень встановлювались потенціометричні реєстратори переміщень, які в свою чергу підключались до каналів комп'ютера. Показники датчиків переміщень за допомогою потенціометрів встановлювали у положення «0».

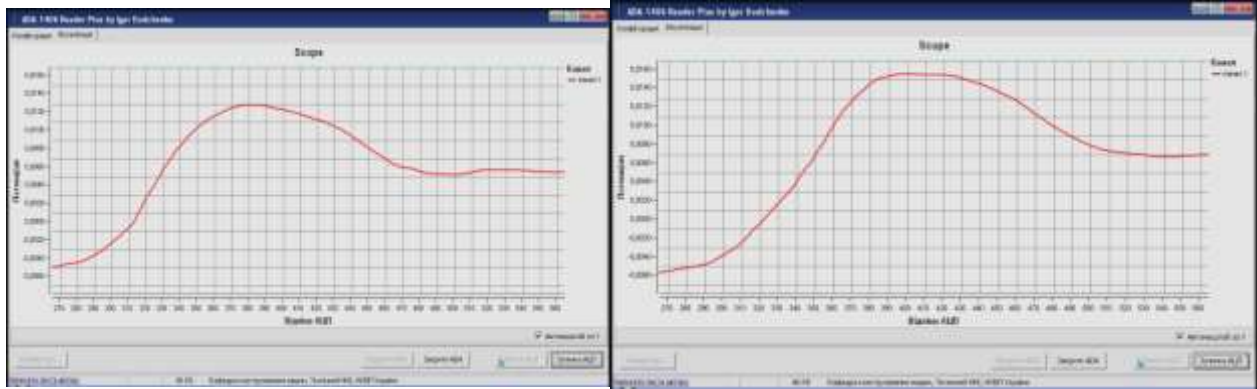
У четвертому розділі **«Результати експериментальних досліджень»** наведені отримані результати після

проведення експериментів. Статистична обробка результатів досліджень проводилась за загальноприйнятими стандартними методиками з використанням методів математичної статистики та програмного забезпечення Statistica.

Характерні осцилограми запису абсолютних деформацій ґрунту у вертикальному та горизонтальному напрямках наведено на рис. 12.

Співставлення отриманих експериментальних залежностей із результатами аналітичних досліджень (рис. 13 а, б) свідчить про адекватність отриманих теоретичних залежностей.

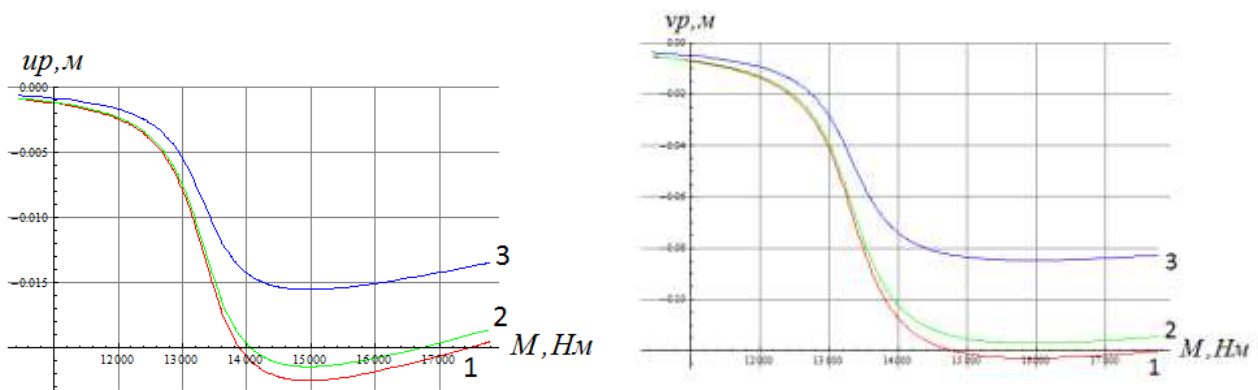
Слід відзначити, що відрізнення експериментальних кривих від теоретичних залежностей пояснюється падінням величин абсолютних деформацій, які прямо пропорційні відстані від місця прикладання навантаження.



а

б

Рис. 12. Характерні осцилограми зміщень ґрунту: а – у горизонтальному та б – у вертикальному напрямках на глибині 0,1 м



а

б

Рис. 13. Залежність змін: а – горизонтальних, б – вертикальних зміщень ґрунту від прикладеного до колеса крутного моменту M за умов: $M_p = 10^{-7} \text{ 1/Па}$, $M_k = 1.07 \cdot 10^{-7} \text{ 1/Па}$, $g = 9.8 \text{ м/с}^2$, $m = 1114 \text{ кг}$, $\nu_p = 0.39$, $\nu_k = 0.4$, $b = 0.39$ 1 — теоретична залежність, 2 — експериментальна залежність на глибині 0,10 м, 3 — експериментальна залежність на глибині 0,15 м.

Результати досліджень впроваджені в приватному підприємстві «АГРОДІМ-ЦЕНТР» м. Кіровоград. За результатами впровадження встановлено, що методика розрахунку параметрів активного привідного колеса дозволяє підвищити його тягову здатність (за рахунок зменшення буксування) до 15 %, знизити ущільнюючу дію на ґрунт до 10 % та знизити опір перекочуванню колеса до 10 %, про що свідчить акт впровадження результатів досліджень.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі розв'язано задачу про взаємодію деформівного привідного колеса з деформівною поверхнею, що дозволяє визначати параметри та режими роботи привідних коліс мобільних енергетичних засобів для конкретних умов роботи.

1. Аналіз результатів досліджень взаємодії деформівних коліс із ґрунтом дозволив зробити висновок про відсутність рішень задач у плоскій постановці; основна увага приділяється рішенню одномірних задач, що не дозволяє характеризувати процес взаємодії в цілому, а саме деформування ґрунту у вертикальному напрямку і, як наслідок, – його ущільнення; а також у горизонтальному напрямку і, як наслідок, – умови виникнення буксування.

2. У процесі розв'язання задачі про взаємодію деформівного колеса з деформівною основою (ґрунтом) на базі співставлення повних зосереджених навантажень із функціями у вигляді розподілених величин, представлених криволінійними інтегралами першого роду, отримані функції розподілених контактних нормальних і дотичних складових, які залежать від форми тіл, що взаємодіють (залежності 3, 4, 5).

3. Беручи до уваги умови на границях контакту деформівних тіл (залежності 8), отримано величини початкової та кінцевої границь контакту, які є функціями як геометричних параметрів тіл і прикладених сил, так і деформівних властивостей матеріалів, які контактують.

4. Слід відзначити, що вертикальна складова сили, що діє на вісь колеса, практично не впливає на величину передньої границі контакту, на яку найбільший вплив має прикладений крутний момент. Разом із тим, величина вертикальної складової сили збільшує розміри зони контакту за рахунок збільшення задньої її частини.

5. У процесі горизонтального деформування колеса виникають його зміщення вперед за контактуючу поверхню, які прямо пропорційні прикладеному крутному моменту і обернено пропорційні величині деформівних властивостей колеса.

6. Горизонтальні зміщення основи (ґрунту) носять знакозмінний характер: спереду передньої границі деформування відбувається незначне додатне зміщення, а вже у точці контакту відбувається рух ґрунту назад. При цьому максимум зміщення досягається в передній частині зони контакту, причому з ростом крутного моменту зона максимуму наближається до передньої границі контакту. Аналогічна картина відбувається і з поверхнею колеса, причому вона виявляється в більшій мірі за умов більших значень радіусу колеса та менших значень деформаційних властивостей.

7. При всіх заданих факторах, що впливають на вертикальне деформування ґрунту (радіус та ширина колеса, модуль пружності та коефіцієнт Пуассона колеса, коефіцієнт Пуассона ґрунту, прикладений крутний момент та маса, що припадає на колесо), величина деформування ґрунту при зміні деформівних властивостей $M_p \in \{10^{-6} \div 10^{-8}\}$ змінюється від 0 до 0.4 м.

8. Застосування результатів досліджень при врахуванні всіх зовнішніх факторів дозволяє визначити параметри активного привідного колеса, що дає можливість підвищити його тягове зусилля (за рахунок зменшення буксування) до 15 %, знизити ущільнюючу дію на ґрунт до 10 % та знизити опір перекочуванню колеса до 10 %.

9. Адекватність отриманих теоретичних залежностей підтверджується результатами експериментальних досліджень на статистичному рівні значимості $\alpha = 0.25$. З імовірністю $P = 0.90$ можна стверджувати, що практичне впровадження раціональних параметрів рушіїв у відповідності з властивостями ґрунту дозволяє досягти зниження негативного впливу на ґрунт рушіїв колісних енергетичних машин та зменшення експлуатаційних витрат при проведенні польових робіт.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Монографія

1. Ковбаса В. П. Взаимодействие деформируемого приводного колеса с почвой: [монографія] / В. П. Ковбаса, **Ахмед Алі Кадем Ахмед**. – К: Ред.-вид. відділ НУБіП України, 2015. – 126 с. *(Здобувач розробив моделі переходу від пружнов'язкого середовища до пружної постановки задач, вирішив задачі про розподіл абсолютних деформацій контактуючих тіл неузгодженої геометричної форми, провів експериментальні дослідження для встановлення адекватності теоретичних залежностей)*.

Статті у наукових фахових виданнях України:

2. Ковбаса В. П. Распределение давления в зоне контакта деформируемого колеса с деформируемой средой при условии несогласованности геометрических форм / В. П. Ковбаса, **Ахмед Алі Кадем Ахмед**, В. В. Пинчук // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Серія: технічні науки. – 2015. – Вип. 2 (70). – С. 479–487. *(Здобувач розробив рівняння форм поверхонь тіл, що контактують)*.

3. Ковбаса В. П. Построение и решение задачи взаимодействия деформируемого приводного колеса с деформируемой средой: [електронний ресурс] / В. П. Ковбаса, **Ахмед Алі Кадем Ахмед** // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2015. – Вип. 5. – Т. 2. – С. 115–125. – Режим доступу: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/V5T1.html>. *(Здобувач розробив складові рівнянь, що дозволяють звести системи до гармонічних потенціальних функцій)*.

4. Ковбаса В. П. Решение контактной задачи о взаимодействии деформируемого приводного колеса с деформируемой поверхностью / В. П. Ковбаса, **Ахмед Алі Кадем Ахмед**, Д. Ю. Калиниченко // Науковий вісник Національного лісотехнічного університету України. – 2015. – Вип. 25.10. – С. 255–268. *(Здобувач розробив механічні моделі середовищ, що контактують)*.

Статті у наукових фахових виданнях України,

включених до міжнародних наукометричних баз даних:

5. Ковбаса В. П. Критерій міцності і співвідношення між компонентами напружень сипучого середовища / В. П. Ковбаса, В. П. Курка, **Ахмед Алі Кадем Ахмед** // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК. – 2015. –

Вип. 212. – Ч. 1. – С. 87–93. *(Здобувач розробив співвідношення між компонентами напружень у середовищі).*

Стаття у науковому виданні іншої держави:

6. Ковбаса Владимир. Кинематика взаимодействия уплотняющего катка с пластом почвы ограниченной глубины / Владимир Ковбаса, Виталий Курка, Виктор Пинчук, **Ахмед Алі Кадем Ахмед** // Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2015.– Vol. 17. – № 3. – P. 270–276. *(Здобувач розробив кінематичні передумови взаємодії двох тіл для умови контакту тіл неузгодженої геометричної форми).*

Статті в інших наукових виданнях України:

7. Ковбаса В. П. Про подолання труднощів при вирішенні контактних задач пружності / В. П. Ковбаса, В. П. Курка, **Ахмед Алі Кадем Ахмед** // Сільськогосподарські машини. – 2015. – Вип. 32. – С. 79–86. *(Здобувач розробив порядок послідовності операцій диференціювання та інтегрування функцій).*

8. Ахмед Алі Кадем Ахмед. О взаимодействии деформируемого приводного колеса с почвой / **Ахмед Алі Кадем Ахмед**, Д. Ю. Калиниченко, В. П. Ковбаса // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. – 2015. – Вип. 167. – С. 159–172. *(Здобувач розробив схему взаємодії колеса з середовищем та умови прикладання зосереджених сил).*

Тези конференцій:

9. Ковбаса В. П. Распределение давления в зоне контакта деформируемого колеса с деформируемой почвой при условии несогласованности геометрических форм / В. П. Ковбаса, **Ахмед Алі Кадем Ахмед** // Крамаровські читання: II Міжнародна науково-технічна конференція з нагоди 109-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віце-президента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906–1987), 17–18 лютого 2015 року: тези доповіді. – К.: НУБіП України, 2015. – С. 157–160. *(Здобувач розробив умови прикладання зосереджених сил до контактуючих тіл).*

10. Ахмед Алі Кадем Ахмед. О контактном взаимодействии двух упруговязких тел несогласованной формы / **Ахмед Алі Кадем Ахмед**, В. П. Ковбаса, В. В. Пинчук // Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування: Міжнародна конференція науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів, присвячена 201-річчю з дня народження Т. Г. Шевченка під гаслом «І чужому научайтесь, й свого не цурайтесь...», 23–27 березня 2015 року: тези доповіді. – К.: НУБіП України, 2015. – С. 38–39. *(Здобувач розробив спрощені моделі описання геометричних форм тіл, що контактують).*

11. Ковбаса В. П. О распределении давления в зоне контакта колеса со средой / В. П. Ковбаса, **Ахмед Алі Кадем Ахмед**, В. В. Пинчук // Актуальні проблеми конструювання, експлуатації та ремонту обладнання лісового комплексу: III Всеукраїнська науково-технічна конференція. – Луцьк: РВВ

Луцького НТУ, 2015. – С. 38–41. (*Здобувач розробив умови переходу від зосереджених сил до розподілених по поверхні контакту*).

АНОТАЦІЯ

Ахмед Алі Кадем Ахмед. Обґрунтування параметрів і режимів роботи колісних рушіїв мобільних сільськогосподарських агрегатів. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. – Національний університет біоресурсів та природокористування України. – Київ, 2016.

У дисертації виконаний аналіз відомих рішень про взаємодію деформівних пневматичних коліс пасивного і активного типів з ґрунтом, а також деформівних котків з деформівними поверхнями. Встановлено, що найбільш адекватними є результати досліджень О. Ю. Ішлінського та Д. І. Золотаревської. Однак отримані результати не дозволяють повною мірою оцінити характер такої взаємодії.

У роботі на основі рівності зосереджених приведеної до колеса ваги та крутного моменту та криволінійних інтегралів першого роду визначені функції розподілу дотичних та нормальних сил, що діють з боку деформівного колеса на деформівний ґрунт.

На основі виконання умов відсутності деформацій на границях контакту двох деформівних тіл неузгодженої геометричної форми визначені границі зони контакту в залежності від прикладених сил та моментів, геометричних розмірів колеса та механічних властивостей колеса та ґрунту.

Визначений розподіл сил та границь зони контакту дозволив створити передумови до теоретичного визначення коефіцієнту тертя кочення для деформівних тіл по деформівній поверхні.

На основі розв'язання контактних задач для в'язкопружних тіл неузгодженої геометричної форми визначені аналітичні залежності компонент абсолютних деформацій ґрунту та поверхні колеса в зоні контакту в залежності від геометричних розмірів колеса, механічних властивостей поверхні ґрунту та поверхні колеса та прикладених до колеса сил і крутних моментів.

Результати теоретичних досліджень підтвердили адекватність отриманих теоретичних залежностей.

Ключові слова: деформівне колесо, деформівна основа, ґрунт, контактна взаємодія, тіла неузгодженої геометричної форми, зосереджені сили, розподілені сили, компоненти напружень, компоненти абсолютних деформацій.

АННОТАЦИЯ

Ахмед Али Кадем Ахмед. Обоснование параметров и режимов работы колесных движителей мобильных сельскохозяйственных агрегатов. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.05.11 – машины и средства механизации сельскохозяйственного

производства. – Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины. – Киев, 2016.

В диссертации выполнен анализ известных решений о взаимодействии деформируемых пневматических колес пассивного и активного типа с почвой, а также деформируемых катков с деформируемой поверхностью. Установлено, что наиболее адекватными есть результаты исследований, полученные А. Ю. Ишлинским и Д. И. Золотаревской. Однако полученные результаты не позволяют в полной мере оценить характер такого взаимодействия в связи с отсутствием аналитических функций распределения давления в зоне контакта двух деформируемых тел несогласованной геометрической формы. Кроме того, в известных работах отсутствуют функции, которые устанавливают связь геометрических параметров контактирующих тел и их механических свойств, а также режимов работы приводного колеса, к которому приложены как нормальные, так и тангенциальные силы.

В работе выведены физические уравнения для описания поведения упруго-вязких тел (колесо и почва), причем приведены условия возможности перехода от вязкоупругих решений к упругим, что может значительно упростить получение решений в аналитическом виде. Получены уравнения, описывающие форму поверхности контакта колеса с почвой и распределенные по поверхности контакта нормальные и касательные силы. Эти уравнения положены в основу решения контактной задачи взаимодействия двух тел несогласованной геометрической формы. На основе использования свойств криволинейного интеграла первого рода для плоской постановки задач найдены аналитические функции распределенных сил в зоне контакта двух деформируемых тел несогласованной геометрической формы. Использование условия отсутствия абсолютных перемещений за пределами зоны контакта позволило установить переднюю и заднюю границы зоны контакта как функцию приложенных сил, механических свойств, геометрических форм и размеров контактирующих тел.

Определение границы передней части зоны контакта и абсолютных деформаций колеса и почвы, в зависимости от геометрических параметров колеса и механических свойств контактирующих тел, создало предпосылки для аналитического определения коэффициента сопротивления качения деформируемого тела по деформируемой поверхности.

Решение контактной задачи о взаимодействии деформируемого колеса с деформируемой почвой позволило определить компоненты абсолютных деформаций поверхности колеса и почвы для плоской постановки задачи. Причем установлено, что на величины абсолютных деформаций как колеса, так и поверхности в двух взаимно перпендикулярных направлениях существенное влияние имеют геометрические параметры колеса, механические свойства колеса и поверхности, приложенные нормальные и касательные нагрузки.

Адекватность полученных теоретических зависимостей подтверждена результатами экспериментальных исследований.

Полученные результаты могут быть использованы при проектировании деформируемых колес и для обеспечения снижения их уплотняющего воздействия на почву, а также снижения энергозатрат агрегатов различного

назначения и повышения их тяговых характеристик за счет обеспечения минимума буксования.

Ключевые слова: деформируемое колесо, деформируемое основание, почва, контактное взаимодействие, тела несогласованной геометрической формы, сосредоточенные силы, распределенные силы, компоненты напряжений, компоненты абсолютных деформаций.

ANNOTATION

Ahmed Ali Kadem Ahmed. Justification of parameters and modes of propulsion of wheeled mobile agricultural units. – The Manuscript.

Thesis on competition the scientific degree of candidate of technical sciences on specialty 05.05.11 – Machines and Means of Mechanization of Agricultural Production. – National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv, 2016.

In dissertation the analysis of the known solutions is executed about interaction of the deformed pneumatic wheels of passive and active type with soil, and also the deformed skating rinks with the deformed surface. It is established, that the most adequate are the research results obtained by A. Yu. Ishlinskiy and D. I. Zolotarevskaya. However, the results do not allow in full measure to assess the nature of these interactions.

Physical equalizations are shown out for description of conduct of resiliently-viscid bodies (wheel and soil). Equalizations, describing the shape of contact surface of wheel with soil and spreaded contact normal and tangent forces, are got. These equalizations are fixed in basis of decision of contact task of interaction of two bodies of uncoordinated geometrical shape. This approach allowed us to determine the boundaries of the front and back of the contact zone of the deformable wheels with the soil (deformable) as function of the attached forces, geometrical shape and sizes and mechanical properties of contacting bodies, in particular of their modules of elasticity and coefficients of viscosity. The definition of the boundaries of the front part of the contact zone and the absolute deformation of the wheel and the soil has created the preconditions for the analytical determination of coefficient of resistance of wobbling of the deformed body on the deformed surface. The solution of the contact problem of interaction of a deformable wheel with deformable surface allowed us to determine the absolute components of the surface deformation of the wheel and soil for a planar formulation of the problem. The adequacy of the theoretical dependences are confirmed by experimental results.

Key words: deformed wheel, deformed foundation, soil, contact interaction, bodies of uncoordinated geometrical shapes, concentrated forces, up-diffused forces, stress components, the components of absolute deformations.