

УДК 631.333
© 2014

А.С. КОБЕЦЬ,
професор

М.М. НАУМЕНКО,
Н.О. ПОНОМАРЕНКО,
кандидати технічних наук

Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
Україна
E-mail: dsau.dp.ua@gmail.com

ОБҐРУНТУВАННЯ
КОНСТРУКЦІЇ
ЧОТИРИЛОПАТЕВОГО
ВІДЦЕНТРОВОГО РОЗКИДАЧА
МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ

Запропоновано роторний робочий орган, конструкційні особливості якого дозволяють покращити рівномірність розсіювання мінеральних добрив. Виведено достатньо прості для інженерного застосування математичні вирази, що дають можливість обґрунтувати параметри конструкції дискового розсіювача добрив, а також розрахувати абсолютну швидкість вильоту гранул з диска і кут вильоту, які необхідні для визначення ширини захвату робочого органа.

Ключові слова: мінеральні добрива, розкидач відцентрового типу, лопаті, відцентровий робочий орган, диск, рівномірне розміщення гранул.

Переважну масу мінеральних добрив та хіммеліорантів, що застосовуються в нашій країні і передових країнах світу, вносять за технологією основного удобрення ґрунту суцільним способом по його поверхні. Аналогічно проводять і підживлення деяких сільськогосподарських культур [3–5].

За останні 15 років ситуація з використанням мінеральних добрив у сільськогосподарському виробництві країн СНД погіршилась. Однією з причин такої зміни є висока вартість мінеральних добрив та машин для їх внесення, а також дороговизна паливно-мастильних матеріалів.

У сільськогосподарському виробництві надзвичайно широко використовуються розкидачі мінеральних добрив відцентрового типу найрізноманітніших конструкцій. Проте, незважаючи на фундаментальні дослідження з теорії взаємодії гранули з диском [2, 3] та чисельні удосконалення конструкції робочого органа, рівномірність розсіювання мінеральних добрив, яку забезпечують існуючі розкидачі, становить 60–80 %.

Розкидачі відцентрового типу забезпечують засівання смуги захвату по краях щільніше, ніж посередині [1].

Усунення цього недоліка і стало метою нашого дослідження. Для покращення рівномірності запропонована конструктивна схема (рис. 1), що забезпечує різні початкові умови вильоту гранул з кожного з трьох ребер, розміщених на чотирьох лопатях диска.

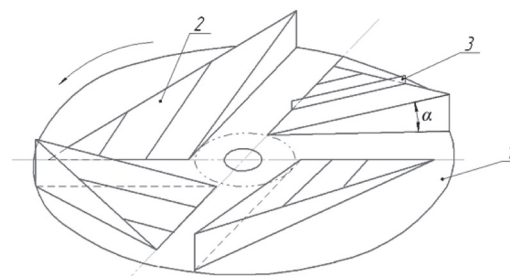


Рис. 1. Конструктивна схема розкидача мінеральних добрив:
1 – диск; 2 – лопаті;
3 – одне з напрямних ребер

Відповідно до прийнятої конструкції диска схема розсіювання передбачає, що ширина ділянки B , на яку вносять добриво, розбита на три частини. Кожне ребро на лопаті надсилає добрива на відведену йому площу. Щоб це відбувалося саме так, необхідно визначити довжину кожного ребра, а також положення його на лопаті. Мета буде досягнута, якщо гранули на середньому ребрі набуватимуть швидкості вильоту, достатньої для засівання ділянки захвату шириною $2/3B$, а на короткому ребрі – $1/3B$. Для визначення швидкості вильоту гранул з ребра, що починається на довільній відстані a від центра диска ($a = 00_1$; рис. 2), використовується теорема додавання швидкостей, згідно з якою

$$\vec{V} = \vec{V}_r + \vec{V}_e, \quad (1)$$

де \vec{V}_r – відносна швидкість уздовж прямого ребра;

\vec{V}_e – переносна швидкість, яка для вилітаючої з диска гранули визначається за відомої кутової швидкості диска ω і довжини ребра l як

$$\vec{V}_e = \omega \cdot \sqrt{l^2 \cos^2 \alpha + a^2}.$$

Відносну швидкість можна знайти за теоремою про зміну кінетичної енергії у відносному русі [6] з формули

$$\frac{mV^2}{2} - \frac{mV_0^2}{2} = A(F_e^{ih}) + A(F_{mn}) + A(F_{mp}) + A(P), \quad (2)$$

де $A(F_e^{ih})$ – робота переносної сили інерції F_e^{ih} , що виконується на переміщення уздовж ребра; $A(F_{mn})$ – робота сили тертя, яка виникає на поверхні лопаті в результаті дії сили F_e^{ih} та ваги гранули P ; $A(F_{mp})$ – робота сили тертя, що виникає на вертикальному ребрі від сили інерції Кориоліса F_c^{ih} та переносної сили F_e^{ih} ; $A(P)$ – робота сили ваги; V_0 – початкова відносна швидкість.

Переносну силу інерції F_e^{ih} визначаємо за формулою $F_e^{ih} = m\omega^2 r$, де r – відстань від вертикальної осі обертання диска до гранули, що приймається за матеріальну точку маси m (рис. 2).

Очевидно, що через поточну координату x можна знайти відстань r :

$$r = \sqrt{(x \cos \alpha)^2 + a^2}.$$

Проекція сили F_e^{ih} на вісь O_1X визначається як $F_{ex}^{ih} = m\omega^2 r \sin \psi \cos \alpha$,

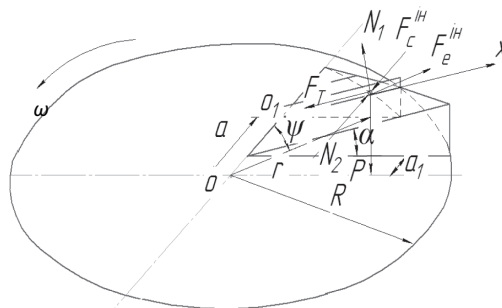


Рис.2. Схема сил, що діють на гранули:

N_1 – нормальна реакція лопаті у вертикальній площині; N_2 – нормальна реакція ребра у горизонтальній площині; F_T – сумарна сила тертя

де $\sin \psi = x \cos \alpha / r$ (рис. 2); m – маса гранули.

У такий спосіб

$$F_{ex}^{ih} = m\omega^2 x \cos^2 \alpha.$$

Роботу переносної сили інерції на переміщенні l запишемо так:

$$A(F_e^{ih}) = \int_0^l m\omega^2 x \cos^2 \alpha dx = \frac{1}{2} m\omega^2 \cos^2 \alpha l^2.$$

Для довільного ребра

$$l_k = \sqrt{R_k^2 - a^2} / \cos \alpha,$$

де R_k – відстань від осі обертання диска до краю ребра з індексом k ; $k = 1, 2, 3$; для $k = 1$ $R_k = R_1 = R$.

$$\text{Тоді } A(F_e^{ih}) = \frac{1}{2} m\omega^2 (R_k^2 - a^2). \quad (3)$$

Силу тертя на поверхні лопаті $F_{тп}$ визначаємо через нормальну реакцію N_1 (рис. 2), яка обумовлена вагою гранули P і переносною силою інерції F_e^{ih} , тобто

$$N_1 = P \cos \alpha + F_e^{ih} \sin \psi \sin \alpha.$$

Тоді $F_{mn} = f(mg \cos \alpha + m\omega^2 r \cdot x \cos \alpha \sin \alpha / r) = f m(g \cos \alpha + \omega^2 x \cos \alpha \sin \alpha)$,

де f – коефіцієнт тертя.

Роботу сили тертя на поверхні лопаті $A(F_{тп})$ встановимо за виразом

$$A(F_{mn}) = - \int_0^l f m(g \cos \alpha + \omega^2 x \cos \alpha \sin \alpha) dx = - f m g \cos \alpha \cdot l - \frac{1}{2} f m \omega^2 \sin \alpha \cos \alpha l^2$$

Або, враховуючи, що $l_k = \sqrt{R_k^2 - a^2} / \cos \alpha$, отримаємо

$$A(F_{mn}) = -fmg\sqrt{R_k^2 - a^2} - fm\omega^2 \times (R_k^2 - a^2) \sin \alpha \cdot \cos \alpha / 2. \quad (4)$$

Силу тертя на поверхні ребра визначимо через горизонтальну реакцію N_2 (рис. 2), яка обумовлена силою інерції Кориоліса і переносною, тобто

$$N_2 = F_c^{ih} - F_e^{ih} \cos \psi.$$

Сила інерції Кориоліса F_c^{ih} діє в тій самій горизонтальній площині, що і сила F_e^{ih} ; $F_c^{ih} = 2m\omega V_r \cos \alpha$ і направлена під прямим кутом до вертикального ребра, у результаті чого

$$N_2 = 2m\omega V_r \cos \alpha - m\omega^2 r \cos \psi,$$

де $\cos \psi = a/r$. Тоді для сили тертя $F_{тр}$ визначається за формулою

$$F_{mp} = f(2m\omega V_r \cos \alpha - m\omega^2 a). \quad (5)$$

Для роботи цієї сили отримаємо

$$A(F_{mp}) = - \int_0^l 2f m \omega V_r \cos \alpha dx + \int_0^l f m \omega^2 a dx. \quad (6)$$

Точні розрахунки [3] показують, що відносна швидкість пропорційна відстані до центра диска. Використовуючи теорему про середнє значення [7] для першого інтеграла формули (6), можна записати, що

$$\int_0^l 2f m \omega V_r \cos \alpha dx = 2f m \omega V_{сеп} l \cos \alpha,$$

де середнє значення відносної швидкості визначається як $V_{сеп} = (V_0 + V)/2$.

Приймаючи, що початкова відносна швидкість $V_0 = \omega a \cos \alpha$, для $A(F_{тр})$ отримаємо

$$A(F_{mp}) = -f m \omega (\omega a \cos \alpha + V) \sqrt{R_k^2 - a^2} + f m \omega^2 a \sqrt{R_k^2 - a^2} / \cos \alpha. \quad (7)$$

Роботу сили ваги P визначаємо за формулою $A(P) = -mgl_k \sin \alpha$. (8)

Підставляючи вирази (3), (4), (7), (8) у формулу (2), запишемо, що

$$\begin{aligned} \frac{mV^2}{2} - \frac{mV_0^2}{2} &= \frac{1}{2} m \omega^2 (R_k^2 - a^2) - fmg\sqrt{R_k^2 - a^2} - \\ &- f m \omega^2 \cdot \frac{1}{2} (R_k^2 - a^2) \sin \alpha / \cos \alpha - \\ &- f m \omega (\omega a \cos \alpha + V) \sqrt{R_k^2 - a^2} + \\ &+ f m \omega^2 a \sqrt{R_k^2 - a^2} / \cos \alpha - mgl_k \sin \alpha. \quad (9) \end{aligned}$$

Якщо в останній вираз підставити значення відстані від центра до першого ребра

($a = a_1$), то отримаємо

$$\begin{aligned} \frac{mV^2}{2} - \frac{m}{2} \omega^2 a_1^2 \cos^2 \alpha &= \frac{1}{2} m \omega^2 (R_k^2 - a_1^2) - \\ &- fmg\sqrt{R_k^2 - a_1^2} - \frac{1}{2} f m \omega^2 \cdot (R_k^2 - a_1^2) \sin \alpha / \cos \alpha - \\ &- f m \omega^2 a_1 \cos \alpha \sqrt{R_k^2 - a_1^2} - f m V \sqrt{R_k^2 - a_1^2} + \\ &+ \frac{f m \omega^2 a_1 \sqrt{R_k^2 - a_1^2}}{\cos \alpha} - mgl_k \sin \alpha \end{aligned}$$

або

$$\begin{aligned} V^2 + 2Vf\omega\sqrt{R_k^2 - a_1^2} &= \\ &= \omega^2 a_1 \cos \alpha \left(a_1 \cos \alpha - 2f\sqrt{R_k^2 - a_1^2} \right) + \\ &+ \omega^2 (R_k^2 - a_1^2) (1 - f \sin \alpha / \cos \alpha) - \\ &- 2fg \cos \alpha \sqrt{R_k^2 - a_1^2} + \\ &+ 2f\omega^2 a_1 \sqrt{R_k^2 - a_1^2} / \cos \alpha - 2gl_k \sin \alpha. \end{aligned}$$

Звідки визначаємо відносну швидкість на вильоті з довгого ребра

$$V = -c_1 + \sqrt{c_1^2 + c_2}, \quad (10)$$

де $c_1 = f\omega\sqrt{R_k^2 - a_1^2}$;

$$\begin{aligned} c_2 &= \omega^2 a_1 \cos^2 \alpha (a_1 \cos \alpha - 2f\sqrt{R_k^2 - a_1^2}) + \\ &+ \omega^2 (R_k^2 - a_1^2) (1 - f \sin \alpha / \cos \alpha) - \\ &- 2fg \sqrt{R_k^2 - a_1^2} + 2f\omega^2 a_1 \sqrt{R_k^2 - a_1^2} / \cos \alpha - \\ &- 2gl_k \sin \alpha. \end{aligned}$$

Запропоновані формули дозволяють обґрунтувати деякі конструкційні характеристики розсіювача. На рис. 3 наведені залежності швидкості вильоту гранул і кутів вильоту від положення ребра для лопаті, у якій проекція криволінійного краю на горизонтальну поверхню збігається з контуром диска.

Розрахунки проведено за такими вихідними даними: кутова швидкість диска $\omega = 57,6$ рад/с; радіус диска $R = 0,3$ м; кут нахилу лопаті $\alpha = 0,5236$ рад; коефіцієнт тертя туку по лопаті $f = 0,35$.

Як видно з рис.3, швидкість вильоту при віддаленні ребра від центра диска падає, а

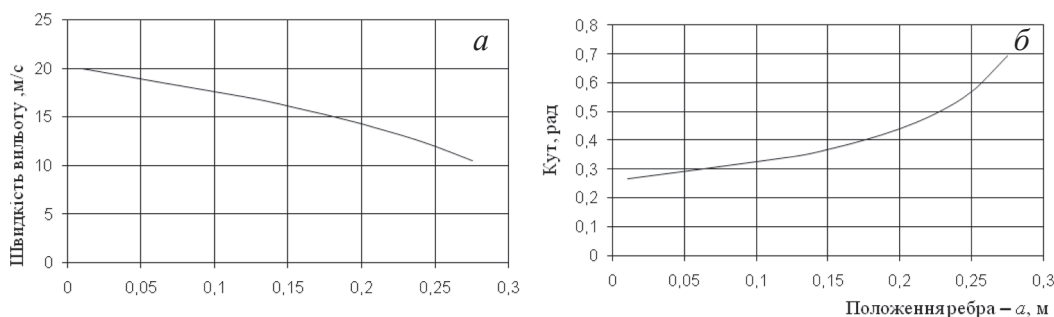


Рис. 3. Залежність швидкості вильоту гранул (а) та кута вильоту (б) від положення ребра на лопаті

кут вильоту зростає. Це означає, що можливе перехрещення траєкторій руху гранул, які злітають з довгого ребра і з ребра короткого. Для уникнення цього передбачено, що відстань від криволінійного краю лопаті до осі обертання диска не є сталою, а зменшується в напрямку обертання диска (рис. 2). За умови, що ребра закінчуватимуться на краю лопаті, буде забезпечуватися різна переносна швидкість для кожного ребра. Це дозволяє змінювати конструкцію у такий спосіб, щоб перехрещення траєкторій окремих потоків не відбувалося.

Аналіз можливих варіантів конструкції відцентрового робочого органа для внесення мінеральних добрив дозволив прийняти конструкцію розкидача, яка передбачає формування потоків гранул при завантажуванні. Для виконання поставленої задачі запропонована схема робочого органа – рис.4.

Розкидач складається з диска 17, чотирьох лопатей 11–14, кожна з них має дві лопатки, у яких бічні стінки утворюються вертикальними ребрами. Днища лопаток нахилені під кутами α_1 та α_2 до горизонтальної поверхні диска. Кожне ребро 1–3 перпендикулярне до спільної лінії перетину днищ лопаток і площини диска. На рис.4 напрямком кожного ребра позначений кутами $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ відповідно. У центрі диска знаходиться живильник 4 конічної форми, внутрішній простір якого розбито на окремі сектори радіальними вертикальними пластинами 6–10. Кожна пластина в нижній частині виходить за межі живильника на висоту ребра і нижнім краєм приєднується до горизонтальної центральної частини дис-

ка. Бічний край виступаючої з живильника частини з'єднується з криволінійною ділянкою ребра 2, розміщеною на горизонтальній площині диска.

У такий самий спосіб ребро 3 з'єднується з виступаючим бічним краєм пластини 8, а ребро 1 – з пластиною 9. У кожній чверті відцентрового робочого органа, де розташована робоча лопать, живильник розбивається пластинами на чотири сектори. Три з них є робочими, причому на другий сектор припадає 53,6 % об'єму добрив від першого, а на останній – третій – найменший, 11,24 % того ж самого об'єму. Через два сектори гранули потрапляють на лопатки верхнього диска, а з третього добрива потрапляють на диск 15, що розташований нижче на 60 мм від верхнього, що забезпечується втулкою 5. На ньому розміщені перпендикулярно одне одному напрямні ребра 16. Один зі секторів живильника закритий зверху (рис. 4, заштрихований). Площі секторів призначаються пропорційними витраті матеріалу, що припадає на кожне ребро. Матеріал, потрапляючи до секторів, сходять на горизонтальну поверхню диска, з якої, рухаючись між криволінійними ділянками ребер, надходить на нахилені лопатки.

Крива на рис. 5 характеризує якість розподілення гранул за одночасного розсівання трьома ребрами. Площі обмежені кривою інтенсивності розподілення, на кожній з трьох одиниць ширини смуги захвату приблизно рівні, тобто на кожну смугу падає приблизно одна і та ж сама кількість гранул. Відносно нерівномірності розподілення гранул у межах

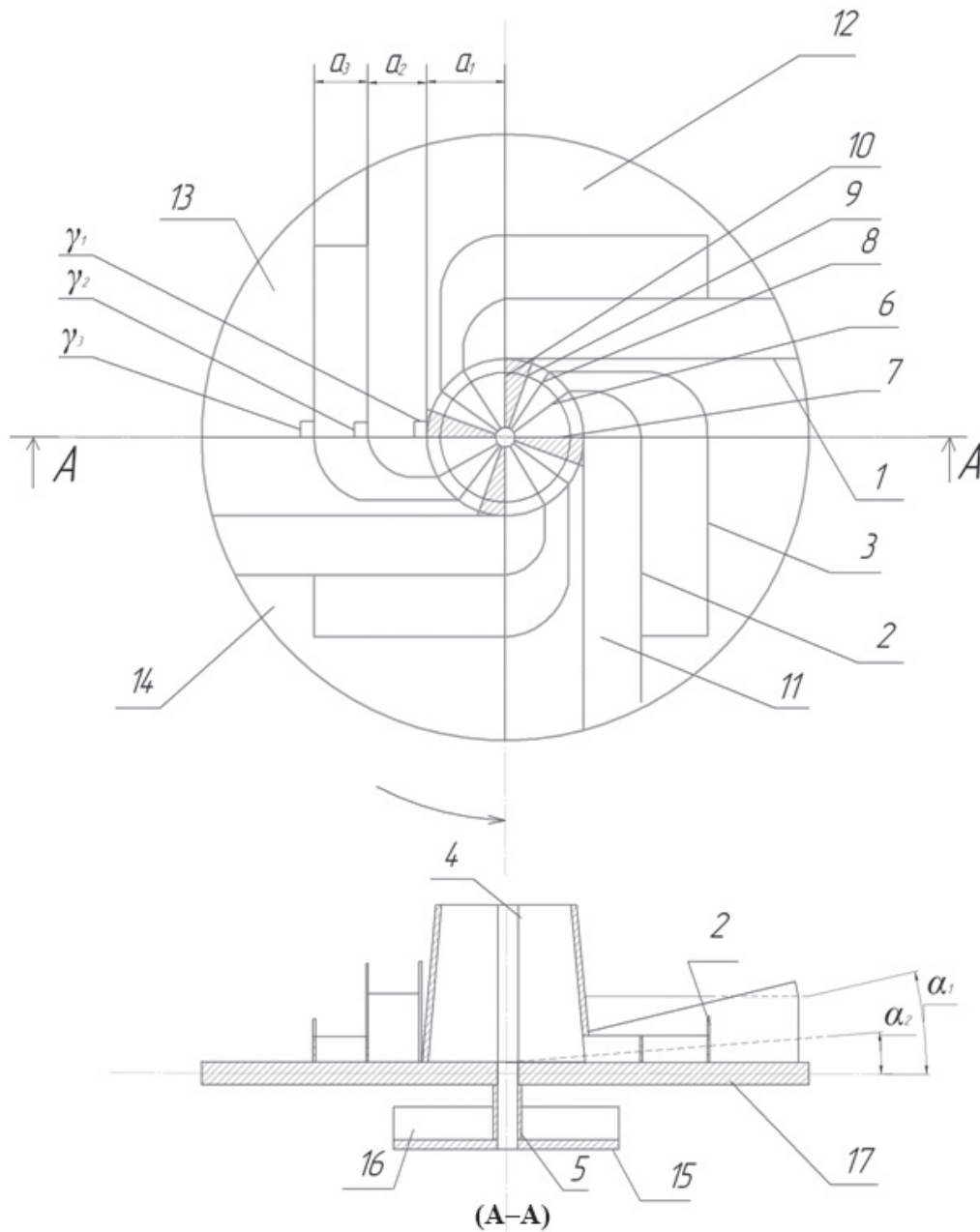


Рис.4. Конструктивно-технологічна схема відцентрового робочого органа для внесення мінеральних добрив: 1–3 – ребра; 4 – живильник конічної форми; 5 – втулка; 6–10 – радіальні вертикальні пластини; 11–14 – чотири лопаті; 15 – нижній диск; 16 – напрямні ребра нижнього диска; 17 – основа верхнього диска

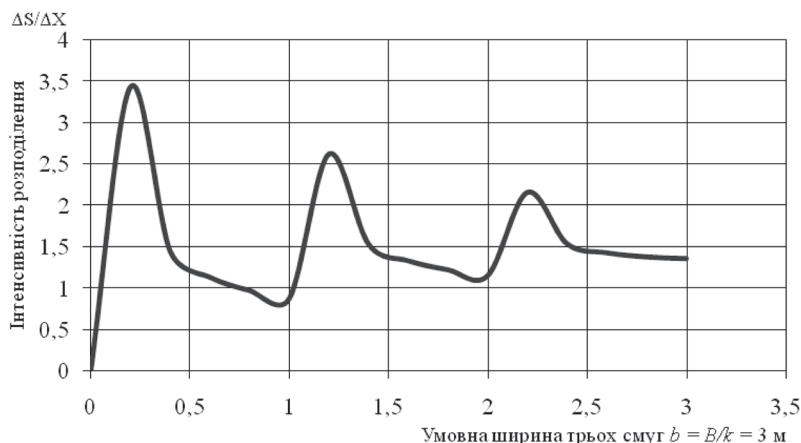


Рис.5.
Розподілення
трьох потоків

однієї смуги можна зауважити: наведена картина розподілення ідеалізована і передбачає, що всі гранули “залітають” при роботі одного з ребер на однакову відстань. Реальність полягає в тому, що гранули різні за формою

і об’ємом. Вони мають відмінні аеродинамічні характеристики, що забезпечує різну дальність польоту і покращує рівномірність розподілення, яка може бути перевірена дослідним шляхом.

Висновки

1. Запропонована конструкція розкидача покращує рівномірність розсіювання гранул добрив, оскільки вони злітають з диска трьома потоками з різними кінематичними характеристиками.
2. Передбачений спеціальний пристрій забезпечує окреме живлення кожного з трьох вилітаючих з диска потоків гранул.

3. Виведені математичні вирази дають можливість обґрунтувати параметри конструкції дискового розсіювача добрив, що пропонується, а також розрахувати абсолютну швидкість вильоту гранул з диска і кут вильоту, які необхідні для визначення ширини захвату робочого органа.

Бібліографія

1. Кобець А.С. Обґрунтування конструкції чотирилопатевого відцентрового розкидача мінеральних добрив / А.С. Кобець, М.М. Науменко, Н.О. Пономаренко // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – 2013. – № 2(32). – С. 65–67.
2. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П.М. Василенко. – К.: Изд-во УАСХН, 1960. – 283 с.
3. Адамчук В.В. Механіко-технологічні і технічні основи підвищення ефективності внесення твердих мінеральних добрив та хімієліорантів: автореф. дис. на здобуття наукового ступеня доктора техн. наук: спец. 05.05.11 / В.В. Адамчук. – К., 2006. – 45 с.
4. Сметнев С.Д. Состояние и перспектива механизации применения минеральных удобрений / С.Д. Сметнев // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1971. – № 5. – С. 109–119.
5. Кравчук В.І. Сучасні тенденції розвитку конструкції с.-г. техніки / Кравчук В.І., Грицигінна М.І., Коваль С.М. – К.: Аграрна наука, 2004. – 396 с.
6. Яблонский А.А. Теоретическая механика. Динамика / А.А. Яблонский. – М., 1977. – Т. 2. – 531 с.
7. Фихтенгольц Г.М. Курс дифференциального и интегрального исчисления / Г.М. Фихтенгольц. – М.: Наука. 1970. – Т. 2. – 800 с.

Рецензент – доктор технічних наук,
професор **Ю.О. Чурсінов**