

УДК 631.333

**А.С. Кобець, проф., канд. техн. наук, М.М.Науменко, доц., канд. техн. наук
Н.О. Пономаренко, асп.**

Дніпропетровський державний аграрний університет

Обгрунтування конструкції чотирилопатевого відцентрового розкидача мінеральних добрив

Запропоновано роторний робочий орган, конструкційні особливості якого дозволяють покращити рівномірність розсіювання мінеральних добрив.

мінеральні добрива, розкидач відцентрового типу, лопаті, відцентровий робочий орган, диск, рівномірне розміщення гранул

А.С. Кобець, Н.М.Науменко, Н.О. Пономаренко

Днепропетровский государственный аграрный университет

Обоснование конструкции четырехлопастного разбрасывателя минеральных удобрений

Предложен роторный рабочий орган, конструкционные особенности которого позволяют улучшить равномерность рассеивания минеральных удобрений.

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 окремих сільськогосподарських культур [2-4].

За останні 15 років ситуація з використанням мінеральних добрив в сільськогосподарському виробництві країн СНГ погіршилась. Однією з причин такої зміни є висока вартість мінеральних добрив та машин для їх внесення. Не меншу роль відіграє і дороговизна паливо-мастильних матеріалів, оскільки питомі витрати пального і матеріальних ресурсів дуже високі.

Постановка проблеми В сільськогосподарському виробництві надзвичайно широко використовуються розкидачі мінеральних добрив відцентрового типу найрізноманітніших конструкцій, оскільки продуктивність даних машин найвища. Наряду з цим, незважаючи на фундаментальні дослідження в теорії взаємодії гранули з диском [1,2] та чисельні удосконалення конструкції робочого органа, рівномірність розсіювання мінеральних добрив, яку забезпечують існуючі розкидачі, складає 60-80% і бажає бути кращою.

Одна із суттєвих причин нерівномірності розсіювання пояснюється схемою, наведеною на рис.1.

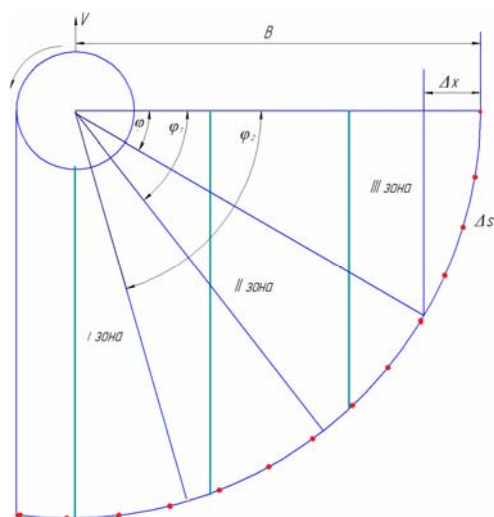


Рисунок 1 – Схема до аналізу нерівномірності розподілення добрива по ширині захвату при рівномірному обертанню диска

Якщо припустити, що всі гранули при розвантажуванні диска закидаються на одну і ту ж саму відстань B від центра за умови, що агрегат не рухається, то при рівномірному розміщенні гранул на колі радіуса B під час руху стає очевидне ущільнене засівання по краю ширини захвату.

На підставі прийнятого припущення можна стверджувати, що кількість гранул, яка випадає на полосу Δx по ширині захвату, пропорційна довжині відповідної дуги Δs (рис.1.). Це дає можливість характеризувати інтенсивність засівання площі, що обробляється, співвідношенням $\Delta s/\Delta x$. Як видно з рис. 2. найбільш інтенсивно засівається зона, ширина якої визначається третиною від половини ширини захвату і відповідає значенню кута $\varphi_1=0,841$ рад ($48,19^\circ$). Якщо розбити половину площі захвату на три рівновеликі ділянки (рис.1.), то, як показують розрахунки, на третю зону випадає 53,56% об'єму добрив, на другу, що визначається кутами φ_1 і φ_2 ($\varphi_2=70,53^\circ$) випадає 24,82% від об'єму добрив і на першу – 21,64% від об'єму, що випадає на половину ширини захвату.



Рисунок 2 – Ілюстрація до нерівномірності розсіювання

Очевидно, що реальна схема розсіювання буде відрізнятися від розглянутого ідеалізованого варіанту, проте загальна картина ущільненого засівання ширини захвату на краях полоси спостерігається і в реальних умовах. Метою даної розробки є створення диска, здатного забезпечити технологічно-достатню рівномірність при внесенні добрив.

Конструкція диска, що пропонується для вирішення проблеми, представлена на рис. 3 і передбачає можливість додаткового одночасного засівання зон II і I. (до досягнення середньої щільності, яка реалізується в зоні III (рис.1.).

Диск (1) оснащений чотирма лопатями (2), нахиленими до горизонтальної поверхні диска під деяким кутом α ; на робочій поверхні кожної лопаті закріплені по три вертикальні направляючі ребра (3), поздовжні осі яких перпендикулярні до лінії перетину лопаті і площини диска. Добрива подаються в центр диска і під дією відцентрових сил надходять на лопаті. На кожній лопаті потік добрив розділяється на три незалежні потоки, які при сходженні з поверхні лопаті матимуть різні швидкості, причому на найдовшому ребрі тукам надається найбільша відносна, а отже найбільша абсолютна швидкість сходу. Найменша швидкість буде розвиватись на короткому ребрі.

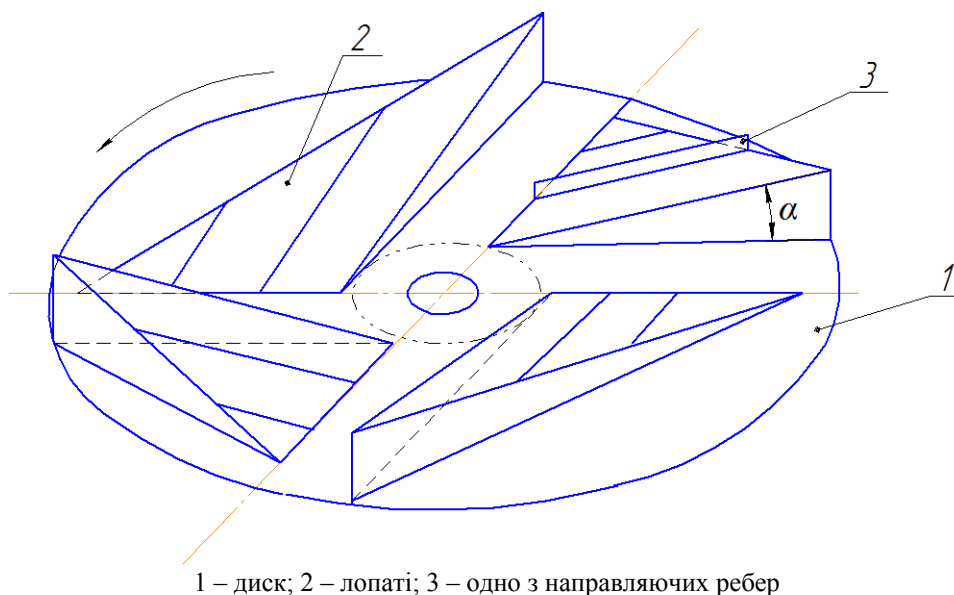


Рисунок 3 – Конструктивна схема розкидача мінеральних добрив

Враховуючи те, що і кути сходження з кожного ребра будуть різними, можна стверджувати, що окремі потоки туків будуть рознесені у просторі і перехрещення траєкторій не відбудеться. Кут нахилу кожної лопаті (α) підбирається за умови забезпечення максимальної дальності польоту туків. Положення другого по довжині ребра і його довжина підбираються таким чином, щоб дальність польоту туків, що злітають з нього, складають $2/3 B$ ($2/3$ від половини ширини захвату). Друге ребро призначене для додаткового засівання другої і першої зон. Очевидно, що середня щільність засівання II зони (рис. 1.) буде забезпечуватись такою ж як і для зони III в тому випадку, коли з другого ребра в цю зону додатково потрапляють 28,74% від об'єму добрив, що розкидається довгим ребром. Таким чином, якщо об'єм добрив на першому ребрі прийняти за 100% і якщо прийнята схема розсіювання другим ребром така ж як і для першого, то 28,74% об'єму добрив, що розсіюється першим ребром, для другого ребра повинна становити 53,56% від об'єму, що ним розсівається.

Повний обсяг цього об'єму «х» можна визначити з пропорції $28,74/53,56=x/100$, звідки

$$x=(28,74 \cdot 100)/53,56 = 53,66.$$

Це означає, що на середнє ребро необхідно забезпечувати подачу добрив за об'ємом приблизно вдвічі меншим, ніж на ребро довге. При виконанні цієї умови середня щільність засівання буде однаковою по ширині полоси, яка визначиться як сума ширини зони III ($B/3$), середня щільність якої забезпечується довгим ребром, і ширини аналогічної зони для середнього ребра ($1/3(2/3B)=2/9B$), на якій середня щільність забезпечується довгим і середнім ребром, тобто ця сумарна ширина дорівнюватиме

$$1/3B+2/9B=5/9B.$$

Слід відмітити, що на зону, яка залишилась (шириною $4/9B$) від довгого ребра випало приблизно 22% об'єму, який воно забезпечило, а від другого – ще 22% від 53,56%, тобто 11,32%, що в сумі дає 32,32%. Тоді, в зону, що залишилась, необхідно висіяти ще $53,56-32,32=11,24\%$ від об'єму добрив, який припадає на перше довге ребро. Таким чином, на коротке ребро необхідно забезпечувати подачу добрив за об'ємом, що складає 11,24% від об'єму, який припадає на ребро довге. Положення короткого ребра і його довжина підбирається таким чином, щоб дальність польоту туків, що злітають з нього складала $1/3B$.

Цілком очевидно, що за прийнятою схемою розподілення добрив (рис.1.) лівий край зони I теоретично буде недовантажений. Проте, як свідчить практика, цей недолік компенсується «недольотом» гранул з різних технічних причин.

Згідно з викладеною інформацією ширина ділянки, що обробляється (на яку вноситься добриво) розбивається на три частини. Кожне ребро на лопаті повинно вносити добрива на відведену йому територію. Для того щоб це відбувалося необхідно визначити довжину кожного ребра, а також положення його на лопаті. Будемо вважати, що мета буде досягнута, якщо гранули на середньому ребрі набуватимуть швидкість вильоту достатня для засівання ділянки захвату шириною $2/3B$, а на короткому ребрі – $1/3B$. Для визначення швидкості вильоту туків з ребра, що починається на довільній відстані a від центра диска ($a = 00_1$, Рис.4) використовується теорема додавання швидкостей, згідно з якою

$$\vec{V} = \vec{V}_r + \vec{V}_e \tag{1}$$

де \vec{V}_r – відносна швидкість вздовж направляючого ребра;

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

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

Відносна швидкість може бути знайденою за теоремою про зміну кінетичної енергії у відносному русі з формули [5]

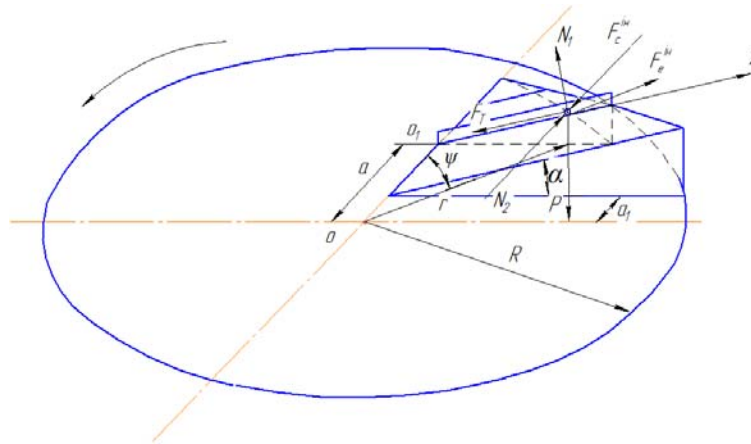
$$\frac{mV^2}{2} - \frac{mV_e^2}{2} = A(F_e) + A(F_{тл}) + A(F_{тп}) + A(P) \tag{2}$$

де $A(F_e)$ – робота переносної сили інерції F_e на переміщені вздовж ребра; $A(F_{тл})$ – робота сили тертя, яка виникає на поверхні лопаті в результаті дії сили F_e та ваги туки P ; $A(F_{тп})$ – робота сили тертя, яка виникає на поверхні вертикального ребра від сили інерції Коріоліса F_c та переносної сили F_e ; $A(P)$ – робота сили ваги; V_0 – початкова відносна швидкість.

Переносна сила інерції F_e^{in} може бути визначеною як

$$F_e^{in} = m\omega^2 r,$$

де r – відстань від вертикальної осі обертання диска до туки (рис.4), що приймається за матеріальну точку масою m .



F_c^{in} – Коріолісова сила інерції, F_e^{in} – переносна сила інерції, P – вага, N_1 – нормальна реакція лопаті в вертикальній площині, N_2 – нормальна реакція ребра (в горизонтальній площині), F_T – сумарна сила тертя

Рисунок 4 – Схема сил, що діють на гранули

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

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

Проекція сили F_e^{in} на вісь O_1X визначається як

$$F_{ex}^{in} = m\omega^2 r \sin \psi \cos \alpha,$$

де $\sin \psi = \frac{x \cos \alpha}{r}$ (рис.4); m – маса туки.

Таким чином

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

Робота переносної сили інерції на переміщенні l визначається як

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

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 $k = 1$ $R_k = R_1 = R$).

Тоді

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

Сила тертя на поверхні лопаті $F_{тл}$ визначається через нормальну реакцію N_1 (рис.4), яка обумовлена вагою туки P і переносною силою інерції F_e^{in} , тобто

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

Тоді $F_{тл} = f \left(mg \cos \alpha + m\omega^2 r \cdot \frac{x}{r} \cos \alpha \sin \alpha \right) = fm(g \cos \alpha + \omega^2 x \cos \alpha \sin \alpha)$

де f – коефіцієнт тертя.

Робота сили тертя на поверхні лопаті $A(F_{тл})$ визначається як

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

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

$$A(F_{\text{тн}}) = - f m g \sqrt{R_k^2 - a^2} - f m \omega^2 \cdot \frac{1}{2} (R_k^2 - a^2) \sin \alpha / \cos \alpha \quad (4)$$

Сила тертя на поверхні ребра визначається через горизонтальну реакцію N_2 , яка обумовлена Кориолісовою силою інерції і переносною, тобто

$$N_2 = F_c^{\text{ін}} - F_g^{\text{ін}} \cos \psi.$$

Кориолісова сила інерції $F_c^{\text{ін}}$ діє в тій же горизонтальній площині, що і сила $F_g^{\text{ін}}$ і визначається як

$$F_c^{\text{ін}} = 2 m \omega V_r \cos \alpha.$$

Кориолісова сила інерції направлена під прямим кутом до вертикального ребра, в результаті чого

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

де $\cos \psi = a / r$.

Тоді сила тертя $F_{\text{тп}}$ визначається як

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

Робота цієї сили визначається як

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

Як показують точні розрахунки [2], відносна швидкість пропорційна відстані до центра диска. Використовуючи теорему про середнє значення [6] для першого інтеграла формули (6) можна записати

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

де середнє значення відносної швидкості визначається як $V_{\text{сєр}} = \frac{1}{2} (V_0 + V)$.

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

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

Робота сили ваги P визначається як

$$A(P) = - m g l_k \sin \alpha. \quad (8)$$

Підставляючи вирази (3), (4), (7), (8) в формулу (2) отримаємо

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

Якщо в останній вираз підставити відстань від центра до першого ребра ($a = a_1$), то можна отримати

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

або

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

Звідки для відносної швидкості на вильоті з довгого ребра можна отримати

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

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

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

Згідно з схемою до визначення абсолютної швидкості, яку наведено на рис.5

$$V_a = \sqrt{(V_a \cos \alpha_0)^2 + (V_r \sin \alpha)^2}, \quad (11)$$

де α_0 – кут вильоту туки;

$V_a \cos \alpha_0$ – проекція швидкості вильоту на горизонтальну площину;

$V_r \sin \alpha$ – проекція швидкості вильоту на вертикальну площину.

Проекція $V_a \cos \alpha_0$ знаходиться як результат геометричного додавання переносної швидкості V_e та проекції відносної швидкості на горизонтальну площину, тобто

$$V_a \cos \alpha_0 = \sqrt{(V_r \cos \alpha)^2 + V_e^2 + 2V_e V_r \cos \alpha \cos \gamma},$$

де γ – кут між вектором переносної швидкості V_e та проекцією відносної швидкості на горизонтальну площину.

Як витікає зі схеми, наведеної на рис.6, кут γ визначається як

$$\gamma = 180^\circ - \varphi.$$

Тоді для кута вильоту можна отримати

$$\alpha_0 = \arccos \sqrt{(V_r \cos \alpha)^2 + V_e^2 + 2V_e V_r \cos \alpha \cos \gamma} / V_a. \quad (12)$$

Наведені формули дозволяють обґрунтувати деякі конструкційні характеристики розсіювача. На рис.7 наведені залежності швидкості вильоту туків і кутів вильоту від положення ребра для лопаті у якої 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 туки по лопаті $f=0,35$.

Як видно з рис. 7 швидкість вильоту при віддаленні ребра від центра диска падає, а кут вильоту зростає. Це означає, що можливе перехрещення траєкторій руху туків, які злітають з довгого ребра і з ребра короткого. Щоб цього уникнути необхідно змінити саму лопать. Один з варіантів такої зміни передбачає, що відстань від криволінійного краю лопаті до осі обертання диска не є сталою, а зменшується в напрямку обертання диска як показано на рис.4 штриховою лінією. За умови, що ребра будуть закінчуватись на краю лопаті, буде забезпечуватись не одна й та сама переносна швидкість для кожного ребра, а різна. Це дає можливість змінювати конструкцію таким чином, щоб перехрещення траєкторій окремих потоків не відбувалося.

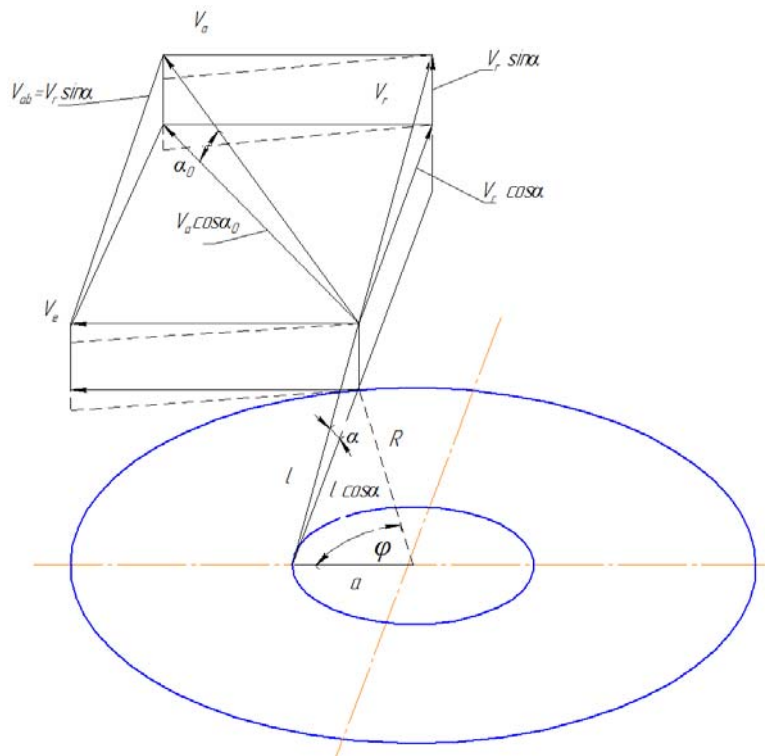


Рисунок 5 – Схема до визначення швидкості вильоту гранули

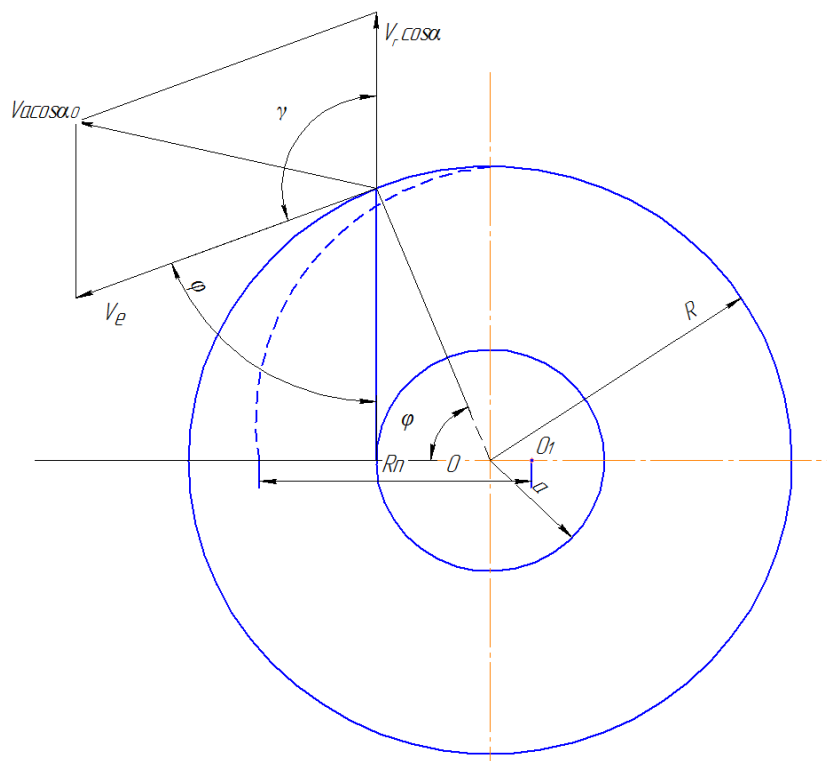


Рисунок 6 – Схема визначення кута γ

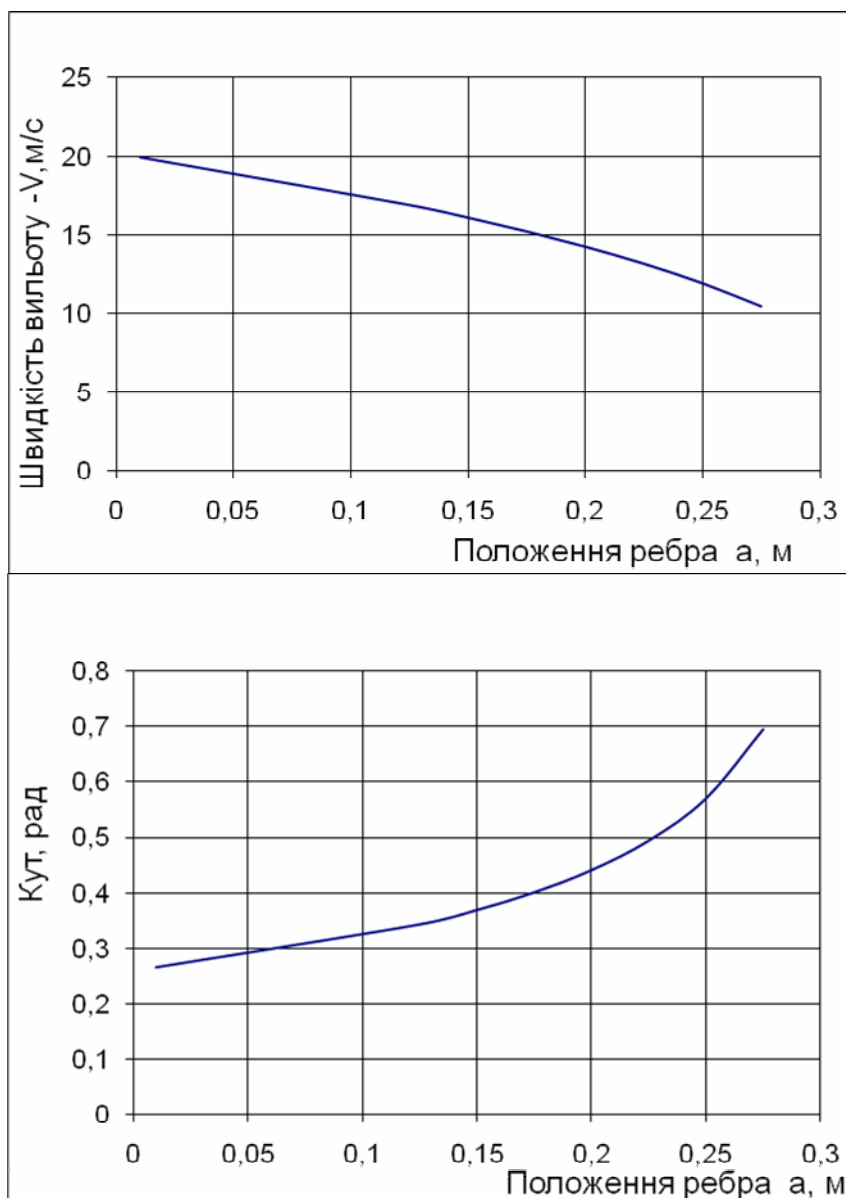


Рисунок 7 – Залежності швидкості вильоту та кута вильоту від положення ребра на лопаті

Висновки.

1. З'ясована одна з можливих причин нерівномірності розсіювання добрив розкидачами відцентрового типу.
2. Запропонована конструкція розкидача, який може реалізувати більш рівномірне розсіювання за умови забезпечення окремого живлення кожного з трьох вилітаючих з диска потоків гранул.
3. Виведені достатньо прості для інженерного застосування формули, що дають можливість обґрунтувати конструкцію дискового розсіювача добрив, який гарантовано покращує розсіювання.
4. Отримані формули дозволяють визначати абсолютну швидкість вильоту туків з диска і кут вильоту, які необхідні для визначення ширини захвату розсіювача.

Список літератури

1. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин/Изд-во Украинской академии сельскохозяйственных наук. К.: – 1960. – 283 с.
2. Адамчук В.В. Механіко-технологічні і технічні основи підвищення ефективності внесення твердих мінеральних добрив та хіммеліорантів: Автореф. дис. док. техн. наук: 05.05.11. – Національний аграрний університет, Київ, 2006. – 45 с.
3. Сметнев С.Д. Состояние и перспектива механизации применения минеральных удобрений// Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. - 1971, №5. – 189 с.
4. Кравчук В.І. Сучасні тенденції розвитку конструкції с/г техніки/ М.І. Грицигінна, С.М. Ковалюк. - К.: Аграрна наука, 2004. – 396
5. Яблонський А.А. Теоретическая механика, Т.1.– Статика и кінематика.- 1967.- 512 с.
6. Фихтенгольц. Курс дифференциального и интегрального исчисления. Т.2.– М.: Наука. – 1970.– 800 с.

Anatoliy Kobets, N.Naumenko, Nataha Ponomarenko

Dnepropetrovsk state agrarian university

Rationale for the construction of centrifugal spreader of mineral fertilizers

Investigational construction features of rotor working organ and their influence on the high-quality indexes of work of throwing about of mineral fertilizers.

The obtained formulae allow to determine the absolute velocity fat disk and angle of departure required for determining the width of the lens cover. On the basis of analysis of motion of financial particle for the blades of centrifugal working organ along a sending rib structural descriptions of the fourblade throwing about are grounded.

Withdrawn simple enough for engineering application of the formula, giving an opportunity to substantiate the design of the disk diffuser fertilizers, which is guaranteed to improve scattering.

mineral fertilizer spreader centrifugal type blades, centrifugal working body, disc, even distribution of granules

Одержано 05.10.13

UDC 658.562.6

Doc. Ing. Maroš Korenko, PhD, doc. Ing. Ján Frančák, CSc., Dr.h.c. prof. Ing. Vladimír Kročko, CSc., Ing. Daniela Földešiová, Ing. Peter Dragula,

Slovak University of Agriculture, NITRA, Slovak Republic

Volodymyr Bulgakov, Prof. Ing. DrSC.

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine

Analysis methods for measuring system by repeatability and reproducibility

Then to the organization to ensure a stable market position, which leads to success in competition, must focus their attention on all of their production processes with respect to the quality of its products supplied to its customers. Measurement parameter of the products, their analysis and evaluation, is inherent to the production process in organizations around the world. Whether the product meets the requirements of the customer depends on the observed variance parameter of the product but also the variability of the measurement system itself. The measurement plays a key role in scattering the monitored parameter of the product, so it must be analyzed. Tool through which we can assess the accuracy and appropriateness of the measurement system is called a measurement system analysis.

measurement variability, product, process, repeatability, reproducibility