

УДК 631.333

© А.С. Кобець, д.т.н.; М.М.Науменко, к.т.н.; Н.О. Пономаренко,
Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВІДЦЕНТРОВОГО РОЗКИДАЧА МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ

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

МІНЕРАЛЬНІ ДОБРИВА, РОЗКИДАЧ ВІДЦЕНТРОВОГО ТИПУ, ЛОПАТІ, ВІДЦЕНТРОВИЙ РОБОЧИЙ ОРґАН, ДИСК, РІВНОМІРНЕ РОЗМІЩЕННЯ ГРАНУЛ.

Постановка проблеми. Переважну масу мінеральних добрив та хімеліорантів, 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 [3–5].

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, а також дороговизна паливно-мастильних матеріалів, необхідних для роботи машин.

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

Мета дослідження – обґрунтування конструкції відцентрового розкидача мінеральних добрив.

Результати дослідження. Як показав аналіз процесу розсіювання добрив [1], розкидачі відцентрового типу забезпечують

засівання смуги захвату по краях щільніше, ніж посередині. 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.

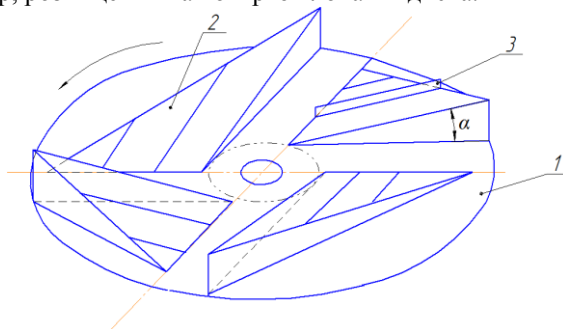


Рис. 1 – Схема розкидача мінеральних добрив: 1 – диск; 2 – лопаті; 3 – одне з напрямних ребер

Відповідно до прийнятої конструкції диска схема розсіювання передбачає, що ширина ділянки B , на яку вносять добриво, розбита на три частини. Кожне ребро на лопаті має вносити 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 туків з ребра, що починається на довільній відстані a від центра диска ($a = \theta O_1$; рис.2), використовується теорема додавання швидкостей, згідно з якою:

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

де \bar{V}_r – відносна швидкість, уздовж напрямного ребра; \bar{V}_e – переносна швидкість, яка для вилітаючої з диска гранули визначається за відомої кутової швидкості диска ω і довжини ребра l як:

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

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

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

де $A(F_e^{in})$ – робота переносної сили інерції F_e^{in} , що виконується на переміщення вздовж ребра; $A(F_{ml})$ $A(F_{mp})$ – робота сили тертя, яка

виникає відповідно на поверхні лопаті в результаті дії сили F_e^{ih} та ваги гранули P та вертикального ребра від сили інерції Кориоліса F_c та переносної сили F_e^{ih} ; $A(P)$ – робота сили ваги; V_0 – початкова відносна швидкість.

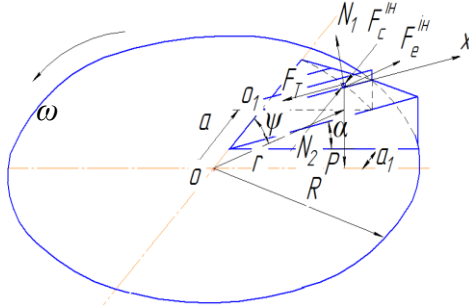


Рис. 2 – Схема сил, що діють на гранули: F_c^{ih} – сила інерції Кориоліса; N_1 – нормальна реакція лопаті у вертикальній площині; N_2 – нормальна реакція ребра (у горизонтальній площині); F_T – сумарна сила тертя

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:

$$F_e^{ih} = m\omega^2 r \sin \psi \cos \alpha,$$

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

У такий спосіб:

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

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:

$$l_{\kappa} = \sqrt{R_{\kappa}^2 - a^2} / \cos \alpha,$$

де R_{κ} – відстань від осі обертання диска до краю ребра з індексом κ ; $\kappa = 1, 2, 3$; для $\kappa = 1$ $R_{\kappa} = R_l = R$.

Тоді:

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

Силу тертя на поверхні лопаті F_{ml} визначаємо через нормальну реакцію N_l (рис. 2), яка обумовлена вагою гранули P і переносною силою інерції F_e^{in} , тобто:

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

Тоді:

$$\begin{aligned} F_{ml} &= f \left(mg \cos \alpha + m \omega^2 r \cdot \frac{x}{r} \cos \alpha \sin \alpha \right) = \\ &= fm \left(g \cos \alpha + \omega^2 x \cos \alpha \sin \alpha \right) \end{aligned}$$

де f – коефіцієнт тертя.

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

$$\begin{aligned} A(F_{ml}) &= - \int_0^l fm \left(g \cos \alpha + \omega^2 x \cos \alpha \sin \alpha \right) dx = - fmg \cos \alpha l - \\ &\quad - \frac{l^2}{2} fm \omega^2 \sin \alpha \cos \alpha. \end{aligned}$$

Або, враховуючи, що $l_{\kappa} = \sqrt{R_{\kappa}^2 - a^2} / \cos \alpha$, отримаємо:

$$A(F_{ml}) = - fmg \sqrt{R_{\kappa}^2 - a^2} - fm \omega^2 \cdot \frac{1}{2} (R_{\kappa}^2 - a^2) \sin \alpha / \cos \alpha. \quad (4)$$

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

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

Сила інерції Коріоліса F_c^{in} діє в тій самій горизонтальній площині, що і сила F_e^{in} , $F_c^{in} = 2m\omega V_r \cos \alpha$, 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_{mp} визначається формулою:

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

Робота цієї сили визначається як

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

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

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

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

Приймаючи, що початкова відносна швидкість $V_0 = \omega a \cos \alpha$,

для $A(F_{mp})$ 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:

$$A(P) = -mgl_k \sin \alpha. \quad (8)$$

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

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

Якщо в останній вираз підставити значення відстані від центра до першого ребра ($a = a_1$), то отримаємо:

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

$$-fmV\sqrt{R_k^2 - a_1^2} + \frac{fm\omega^2 a_1 \sqrt{R_k^2 - a_1^2}}{\cos\alpha} - mgl_k \sin\alpha$$

або

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

Звідки визначаємо відносну швидкість на вильоті з довгого ребра можна отримати:

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

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

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

Згідно зі схемою до визначення абсолютної швидкості, наведеною на рис. 3,

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

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. 4, кут γ визначається як $\gamma = 180^\circ - \varphi$.

Тоді для кута вильоту можна отримати:

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

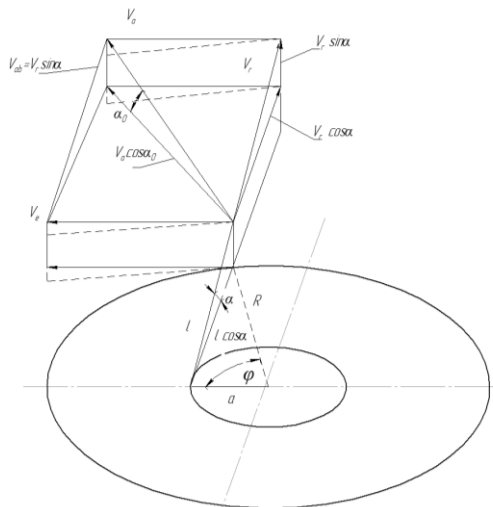


Рис. 3 – Схема до визначення швидкості вильоту гранули

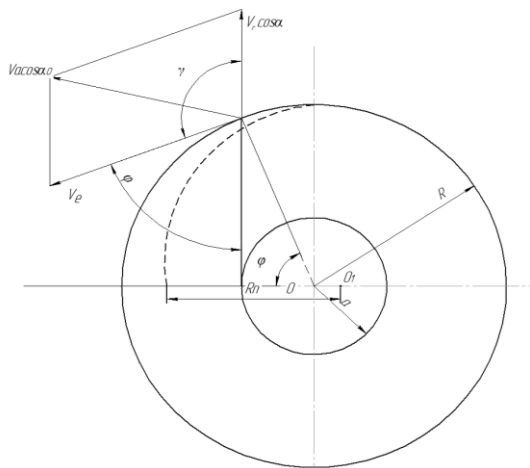


Рис. 4 – Схема визначення кута γ

Наведені формули дозволяють обґрунтувати деякі конструкційні характеристики розсіювача. На рис. 5 наведені залежності швидкості вильоту туків і кутів вильоту від положення ребра для лопаті у якій проекція криволінійного краю на горизонтальну поверхню збігається з контуром диска.

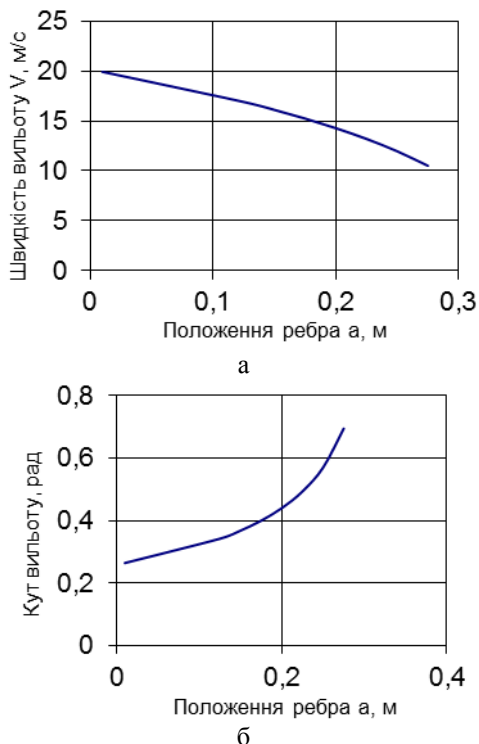


Рис. 5 – Залежності швидкості вильоту (а) та кута вильоту (б) від положення ребра на лопаті

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. 5 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 передбачено, що відстань від криволінійного краю лопаті до осі обертання диска не є сталою, а зменшується в напрямку обертання диска як показано на рис. 2 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.

Аналіз можливих варіантів конструкцій відцентрового робочого органу для внесення мінеральних добрив дозволив прийняти схему розкидача, конструкція якого передбачає формування розташування потоків гранул при завантажуванні. Для виконання поставленої задачі запропонована схема робочого органу – рис. 6.

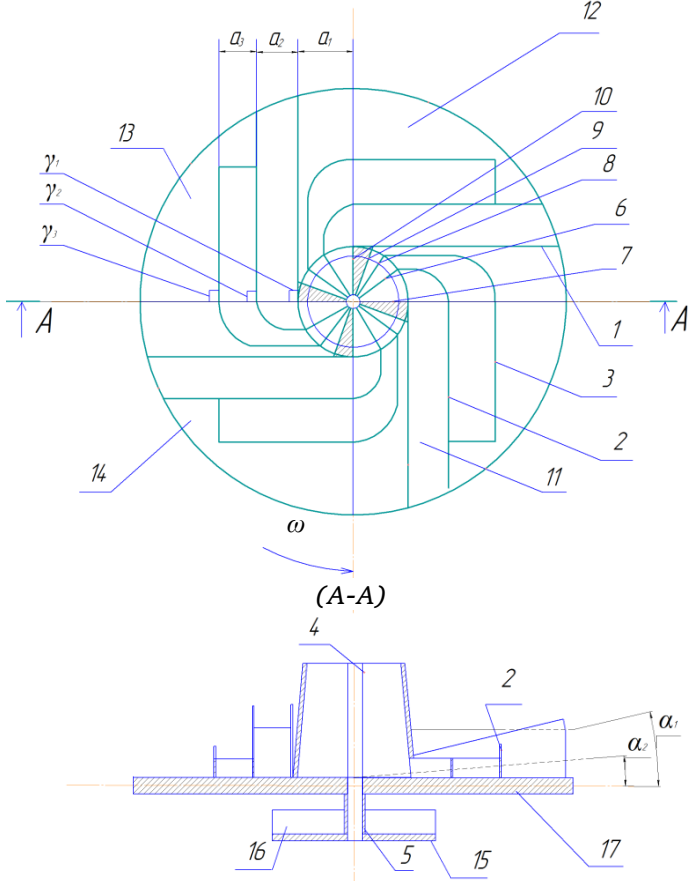


Рис. 6 – Конструктивно-технологічна схема відцентрового робочого органу для внесення мінеральних добрив: 1–3 – ребра; 11–14 – чотири лопаті; 4 – живильник конічної форми; 6–10 – радіальні вертикальні пластини; 15 – нижній диск; 5 – втулка; 16 – напрямні ребра нижнього диска; 17 – основа верхнього диска

Розкидач складається з диска 17, чотирьох лопатей (секторів 11–14), кожна з яких утворюється двома лопатками у яких бічні стінки утворюються вертикальними ребрами, а днища 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. 6 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 диска. Бічний край виступаючої з живильника (конічної форми) 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 9. У кожній чверті відцентрового робочого органу, де знаходиться робоча лопать, живильник розбивається пластинами на чотири сектори. Три з них робочі, через два туки падають на верхній диск, причому на другий сектор припадає 53,6 % об'єму добрив від першого, а на останній – третій – найменший 11,24 % того ж самого об'єму. З цього сектора добрива потрапляють на диск 15, що розташований нижче на 60 мм від верхнього, що забезпечується втулкою 5, на якому розміщені перпендикулярно одне одному напрямні ребра 16. Один зі секторів живильника закритий зверху (рис. 6, заштрихований). Площі секторів призначаються пропорціональними витраті матеріалу, що припадає на кожне ребро. Матеріал, потрапляючи до секторів, сходить на горизонтальну поверхню диска, з якої, рухаючись між криволінійними ділянками ребер, потрапляє на нахилені лопатки.

На рис. 7 наведено схему, що якісно характеризує розподілення гранул за одночасного розсівання трьома ребрами.

Як видно, площі обмежені кривою інтенсивності розподілення, на кожній з трьох одиниць ширини смуги захвату приблизно рівні, тобто, на кожну смугу випадає приблизно одна і та ж сама кількість гранул. Відносно нерівномірності розподілення гранул у межах однієї смуги можна зауважити, що наведена картина розподілення ідеалізована і передбачає: усі гранули «залітають», при роботі одного з ребер на одну і ту ж саму відстань. Реальність полягає в тому, що гранули не однакові за формою і об'ємом. Вони мають різні аеродинамічні характеристики, що забезпечує різну дальність польоту і

покращує рівномірність розподілення, яка може бути перевірена дослідним шляхом.

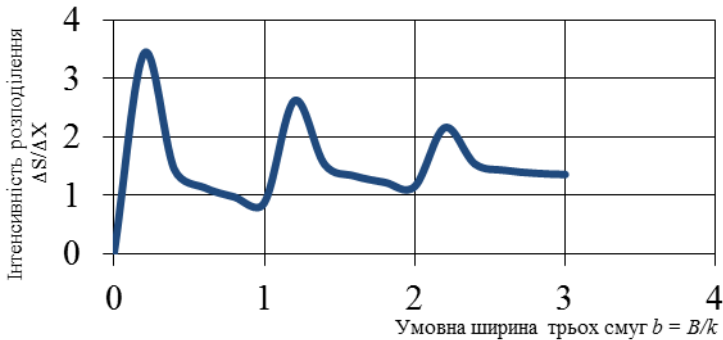


Рис. 7 – Розподілення трьох потоків

Висновки:

1. Запропонована конструкція розкидача, який може покращити рівномірність розсіювання гранул, завдяки тому, що вони злітають з диска трьома потоками з різними кінематичними характеристиками.

2. Передбачено спеціальний пристрій, що забезпечує окреме живлення кожного з трьох вилітаючих з диска потоків гранул.

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

Література

1. Кобець А.С. Обґрунтування конструкції чотирилопатевого відцентрового розкидача мінеральних добрив / М.М. Науменко, Н.О. Пономаренко // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – 2013. – 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 хіммеліорантів: автореф. дис. на здобуття наукового ступеня док. техн. наук: спец. 05.05.11. – 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 / За ред. В.І. Кравчука, М.І. Грицишина, С.М. Ковалю. – К.: Аграрна наука, 2004. – 396 с

6. Яблонський А.А. Теоретическая механика. – Том 2. - Динамика, 1977г., 531 с.

7. Фихтенгольц Г.М. Курс дифференциального и интегрального исчисления / Г.М. Фихтенгольц. – М.: Наука, 1970. – Т. 2. – 800 с.