

ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ТРАНСПОРТЕРІВ КУЗОВНИХ МАШИН ДЛЯ ВНЕСЕННЯ ОРГАНІЧНИХ ДОБРІВ

На основі уточнених залежностей для визначення сили тертя добрив по бортах кузова машини для внесення органічних добрив було удосконалено математичну модель подачі добрив планками транспортера та обґрунтовано раціональні параметри кузова і транспортера машини для внесення органічних добрив.

Постановка проблеми

Для внесення органічних добрив на полях України, в основному, використовуються кузовні машини та розкидачі із куп [2]. Недосконалість їх конструкцій призводить до високої нерівномірності внесення добрив, що негативно відображається на родючості ґрунтів, тому удосконалення кузовних машин для внесення твердих органічних добрив є актуальним.

Аналіз останніх досліджень та постановка завдання

Для дослідження руху добрив у кузові під дією планок транспортера М.М. Марченко [3] розглядає силу тертя шару добрив висотою H_c по бортах кузова, яка сповільнює їх рух. Протидіють цій силі і утримують добрива від проковзування сили їх зчеплення і внутрішнього тертя:

$$F_{\text{о.а.}} = F_{\text{зч.}} + F_{\text{в.т.}}, \quad (1)$$

де $F_{\text{о.а.}}$ – сила тертя добрив по бортах кузова, Н;

$F_{\text{зч.}}$ – сила зчеплення добрив в шарах, Н;

$F_{\text{в.т.}}$ – сила внутрішнього тертя між шарами добрив, Н.

Для розрахунку сили тертя добрив по бортах кузова науковці наводять дещо різні залежності. Так, М.М. Марченко [3] та П.М. Заїка [1] пропонують використовувати рівняння (2) – (3):

$$F_{\text{о.а.}} = \rho g B_{\text{е}} \dot{I}_{\text{с}} L_{\text{е}} f_1 m_{\text{д}}; \quad (2)$$

$$F_{\text{о.а.}} = \rho g B_{\text{е}} \dot{I}_{\text{а}} L_{\text{а}} f_1 m_{\text{д}}, \quad (3)$$

де L_{ϵ} – довжина кузова машини, м;
 $\dot{I}_{\text{а}}$ – висота добрив, що подається без обвалення, м;
 $\dot{I}_{\text{н}}$ – висота верхнього шару добрив, що обвалюється, м;
 B_{ϵ} – ширина кузова, м;
 \dot{I}_{ϵ} – висота кузова, м;
 f_1 – коефіцієнт зовнішнього тертя добрив, відн. од.;
 m_0 – коефіцієнт рухомості (мінімальне значення коефіцієнта бокового тиску), відн. од.;
 ρ – об'ємна маса матеріалу, кг/м³.

М.К. Лінник [2] пропонує рівняння (4):

$$F_{\text{о.а.}} = \rho g B_{\epsilon} \dot{I}_{\epsilon} L_{\epsilon} m_0 f_1; \quad (4)$$

Таким чином, встановлена певна невизначеність у виборі рівняння для визначення сили тертя добрив по бортах кузова, що вимагає уточнення і встановлення єдиної залежності для її розрахунку.

Тому, мета роботи полягає у підвищенні ефективності застосування органічних добрив шляхом обґрунтування раціональних параметрів робочих органів кузовних машин для внесення твердих органічних добрив.

Об'єкти та методика досліджень

Об'єктом дослідження є технологічний процес роботи транспортера машини для внесення твердих органічних добрив. Предметом дослідження є закономірності руху органічних добрив у кузові машини від параметрів робочих органів. Дослідження проводилися з використанням методів механіко-математичного моделювання.

Результати досліджень

Аналіз досліджень показав, що для розрахунку основних параметрів кузова з транспортером вчені не враховують реальні контури насипного вантажу і використовують модель подачі рівномірно завантажених добрив на висоту кузова [1, 2, 3]. Подібні задачі добре розроблені в теорії ґрунтів і передбачають заміну реального контуру ґрунту еквівалентною за об'ємом і створюваним навантаженням призмою.

Враховуючи вищевикладене, а також те, що сила тертя добрив діє по обох бортах кузова, а висота завантаження добрив $H_{\text{зав}}$ може бути більша висоти кузова $H_{\text{к}}$ на величину $H_{\text{дод}}$, представимо уточнену схему подачі добрив планками транспортера (рис. 1).

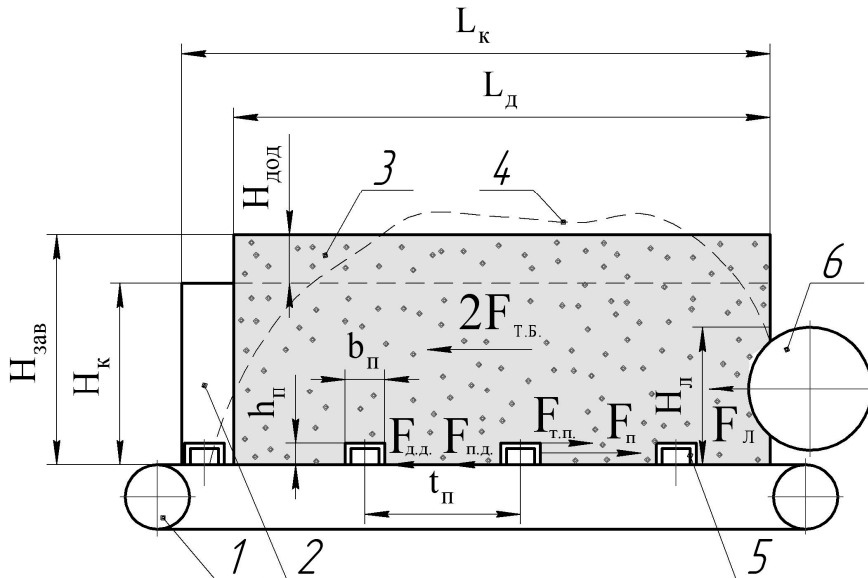


Рис. 1. Схема подачі добрив планками транспортера:

1 – транспортер; 2 – кузов; 3 – модель подачі добрив; 4 – реальні контури добрив; 5 – планка транспортера; 6 – барабан розкидального пристрою.

Для забезпечення стабільної подачі добрив запишемо умову їх руху у кузові під дією планок транспортера:

$$F_{\Gamma} + F_{\delta\Gamma} \geq 2F_{\delta\alpha} + F_{\alpha\alpha} + F_{\Gamma\alpha} + F_{\epsilon}, \quad (5)$$

де F_{Γ} – сила тиску планок на добрива, Н;

$F_{\delta\Gamma}$ – сила тертя добрив по планкам, Н;

$F_{\delta\alpha}$ – сила тертя добрив по одному борту кузова, Н;

$F_{\alpha\alpha}$ – сила тертя добрив по дну кузова, Н;

$F_{\Gamma\alpha}$ – сила тертя планок по дну кузова, Н;

F_{ϵ} – сила лобового опору барабанів, Н.

Для визначення складових нерівності (5) використовуємо праці [1, 3], при цьому нехтуємо силами тертя ланцюгів по добривах і дну кузова машини, наближено приймаємо форму поперечного перерізу планки прямокутною, а її довжину l_{Γ} – рівною ширині кузова \hat{A}_{ϵ} . У результаті отримуємо:

1). Залежність для визначення сили тиску планок на добрива:

$$F_{\Gamma} = \sigma_i h_{\Gamma} l_{\Gamma} n_{\Gamma} = \sigma_i h_{\Gamma} \hat{A}_{\epsilon} n_{\Gamma}, \quad (6)$$

де σ_i – питомий тиск планки на добрива, Па;

h_1 – висота планки, м;

l_1 – довжина планки, м;

n_1 – кількість планок, що діють на добрива в момент часу t , шт.

2). Залежність для визначення сили тертя добрив по планках транспортера:

$$F_{\text{д.т.}} = \rho g (H_{\text{цад}} - h_1) b_1 \hat{A}_{\hat{\epsilon}} n_1 f_1, \quad (7)$$

де b_1 – ширина планки, м.

g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ;

$\hat{I}_{\text{цад}}$ – висота поперечного перерізу добрив, що подається, м;

$B_{\hat{\epsilon}}$ – ширина кузова, м;

ρ – об'ємна маса матеріалу, кг/м^3 ;

$v_{\hat{\epsilon}}$ – швидкість руху транспортера, м/с ;

3). Залежність для визначення сили тертя добрив по бортах кузова.

Розглянемо схему на рис. 2, на основі якої запишемо рівняння для визначення нормальних сил, що діють на дно і борт кузова та викликають відповідні їм сили тертя.

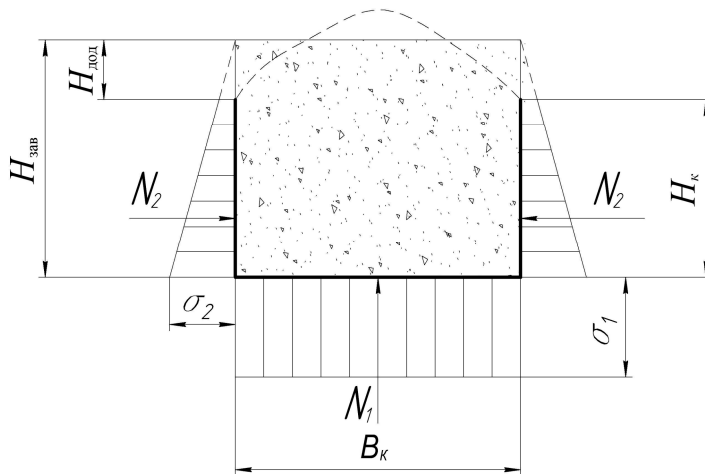


Рис. 2. Схема для визначення нормальних реакцій бортів кузова

$$N_1 = \sigma_1 B_{\hat{\epsilon}} L_{\hat{\alpha}} = \sigma_1 B_{\hat{\epsilon}} (L_{\hat{\epsilon}} - v_{\hat{\epsilon}} t); \quad (8)$$

$$N_2 = \frac{1}{2} \sigma_2 H_{\hat{\epsilon}} L_{\hat{\alpha}} = \frac{1}{2} \sigma_2 H_{\hat{\epsilon}} (L_{\hat{\epsilon}} - v_{\hat{\epsilon}} t), \quad (9)$$

де N_1 – нормальна реакція кузова, Н;

N_2 – нормальна реакція борта кузова, Н;

σ_1 – питомий тиск добрив на дно кузова, Па;

σ_2 – питомий тиск добрив на борт кузова, Па.

Для визначення σ_1 та σ_2 використаємо основні поняття механіки насипних вантажів Р.Л. Зенкова [4]:

$$\sigma_1 = \rho g H_{\text{с\ddot{a}a}}; \quad (10)$$

$$\sigma_2 = \sigma_1 n = \rho g H_{\text{с\ddot{a}a}} n, \quad (11)$$

де n – коефіцієнт бокового тиску, відн. од.

Підставивши залежності (10) і (11) у рівняння (8) і (9), отримаємо:

$$N_1 = \rho g H_{\text{с\ddot{a}a}} B_{\text{e}} (L_{\text{e}} - v_{\text{o}} t). \quad (12)$$

$$N_2 = \frac{1}{2} \rho g H_{\text{с\ddot{a}a}} n H_{\text{e}} (L_{\text{e}} - v_{\text{o}} t). \quad (13)$$

Зазначимо, що при вирішенні даної задачі вчені замінюють коефіцієнт бокового тиску n на коефіцієнт рухомості m_{o} . Тому, для визначення сили тертя, що діє по одному борту кузова, запишемо такі залежності:

1) для випадку, коли $H_{\text{с\ddot{a}a}} > H_{\text{e}}$:

$$F_{\text{o.а.}} = f_1 N_2 = \frac{1}{2} \rho g H_{\text{с\ddot{a}a}} H_{\text{e}} (L_{\text{e}} - v_{\text{o}} t) m_{\text{o}} f_1; \quad (14)$$

2) для випадку, коли $H_{\text{с\ddot{a}a}} \leq H_{\text{e}}$:

$$F_{\text{o.а.}} = \frac{1}{2} \rho g H_{\text{с\ddot{a}a}}^2 (L_{\text{e}} - v_{\text{o}} t) m_{\text{o}} f_1. \quad (15)$$

4). Залежність для визначення сили тертя добрив по дну кузова:

$$F_{\text{а.а.}} = \rho g H_{\text{с\ddot{a}a}} \hat{A}_{\text{e}} f_1 (L_{\text{e}} - v_{\text{o}} t - b_1 n_1). \quad (16)$$

5). Залежність для визначення сили тертя планок по дну кузова:

$$F_{\text{і.а.}} = \rho g (H_{\text{с\ddot{a}a}} - h_1) \hat{A}_{\text{e}} n_1 f_2 + m_1 g n_1 f_2, \quad (17)$$

де f_2 – коефіцієнт зовнішнього тертя сталі по сталі, відн. од.;

m_1 – маса планки, кг.

6). Силу лобового опору барабанів визначаємо з рівняння М.М. Марченка [3]:

$$F_{\text{e}} = \sigma_{\text{a}} \hat{A}_{\text{e}} \hat{I}_{\text{e}}, \quad (18)$$

де σ_{a} – лобовий опір барабанів, Па;

\hat{I}_{e} – висота шару добрив, що сприймає лобовий опір, м.

Для визначення кількості планок, що діють на добрива в певний момент часу використаємо рівняння (19):

$$n_1 = (L_{\text{e}} - v_{\text{o}} t) / t_1. \quad (19)$$

Таким чином, враховуючи (6) - (19), умову (5) представимо у такому вигляді:

$$\begin{aligned} \sigma_i h_i \hat{A}_\epsilon n_i + \rho g (H_{\hat{c}\hat{a}\hat{a}} - h_i) b_i \hat{A}_\epsilon n_i f_1 \geq \rho g H_\epsilon H_{\hat{c}\hat{a}\hat{a}} (L_\epsilon - v_\delta t) m_\delta f_1 + \\ + \rho g H_{\hat{c}\hat{a}\hat{a}} \hat{A}_\epsilon f_1 (L_\epsilon - v_\delta t - b_i n_i) + \rho g (H_{\hat{c}\hat{a}\hat{a}} - h_i) \hat{A}_\epsilon n_i f_2 + m_i g n_i f_2 + \sigma_a \hat{A}_\epsilon \hat{I}_\epsilon. \end{aligned} \quad (20)$$

Для моменту пуску транспортера при $v_\delta t = 0$ отримуємо:

$$\begin{aligned} \sigma_i h_i \hat{A}_\epsilon + \rho g (H_{\hat{c}\hat{a}\hat{a}} - h_i) b_i \hat{A}_\epsilon f_1 \geq \rho g H_\epsilon H_{\hat{c}\hat{a}\hat{a}} t_1 m_\delta f_1 + m_i g f_2 + \\ + \rho g H_{\hat{c}\hat{a}\hat{a}} \hat{A}_\epsilon f_1 (t_1 - b_i) + \rho g (H_{\hat{c}\hat{a}\hat{a}} - h_i) \hat{A}_\epsilon f_2 + \sigma_a \hat{A}_\epsilon \hat{I}_\epsilon t_1 / L_\epsilon. \end{aligned} \quad (21)$$

З аналізу моделі (21) для кроку встановлення планок транспортера при $H_{\hat{c}\hat{a}\hat{a}} = 0,5$ м отримуємо, що $t_1 \geq 0,382$ м, для $H_{\hat{c}\hat{a}\hat{a}} = 0,75$ м – $t_1 \geq 0,363$ м і для $H_{\hat{c}\hat{a}\hat{a}} = 1,0$ м – $t_1 \geq 0,346$ м. Для висоти і довжини кузова, при $t_1 = 0,380$ м і $H_{\hat{c}\hat{a}\hat{a}} = 0,5$ м, отримуємо, що $\hat{I}_\epsilon \geq 0,466$ м, $L_\epsilon \geq 2,688$ м.

Висновки

1. Уточнено залежність для визначення сили тертя добрив по бортах кузова (14–15).

2. Удосконалено математичну модель подачі добрив планками транспортера (2.45), аналіз якої дозволив встановити, що при висоті завантаження кузова машини $H_{\hat{c}\hat{a}\hat{a}} = 0,5$ м крок встановлення планок транспортера машини МТО-6 $t_1 \geq 0,382$ м, при $H_{\hat{c}\hat{a}\hat{a}} = 0,75$ м – $t_1 \geq 0,363$ м і при $H_{\hat{c}\hat{a}\hat{a}} = 1,0$ м – $t_1 \geq 0,346$ м. Для висоти і довжини кузова, при $t_1 = 0,380$ м і $H_{\hat{c}\hat{a}\hat{a}} = 0,5$ м, встановлено, що $\hat{I}_\epsilon \geq 0,466$ м, $L_\epsilon \geq 2,688$ м.

Перспективи подальших досліджень

Необхідно теоретично та експериментально уточнити значення коефіцієнта рухомості добрив й встановити залежність для визначення потужності на привід транспортера машини для внесення органічних добрив.

Література

1. *Заїка П.М.* Теорія сільськогосподарських машин / *П.М. Заїка.* – Харків: Око, 2002. – Т. 1, ч. 3. Машини для приготування і внесення добрив. – 352 с.
2. *Машины и оборудование для производства и внесения органических удобрений / Н.К. Линник, В.А. Ермоленко, И.И. Шкоджин [и др.]; под ред. Л.В. Погорелого.* – К.: Техника, 1992. – 103 с.
3. *Марченко Н.М.* Механизация внесения органических удобрений / *Н.М. Марченко, Г.И. Личман, А.Е. Шебалкин.* – М.: ВО «Агропромиздат», 1990. – 207 с.
4. *Зенков Р.Л.* Механика насыпных грузов / *Р.Л. Зенков.* – М.: Машиностроение, 1964. – 250 с.