

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ФУНКЦІОНУВАННЯ АПАРАТУ ДЛЯ ВИСІВУ МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ

Пастухов В.І., д.т.н., проф, Сівцов Ю.В., асп.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

*Виведені аналітичні залежності для розрахунку продуктивності
висівного дозуючого апарату мінеральних добрив від його конструктивних і
режимних параметрів*

Проблема. Одним з головних показників роботи для внесення добрив є показник рівномірності. Сьогодні це особливо актуально, тому що це пов'язано з зниженням родючості ґрунту, зниженням врожайності сільськогосподарських культур, незадовільним екологічним становищем і зростанням цін на мінеральні добрива. Сільгоспвиробітники при придбанні машин віддають перевагу тим зразкам, які забезпечують стрічкове та локальне внесення. Нажаль, на сьогодні в Україні не випускаються надійні, високопродуктивні машини, які б забезпечили якісне виконання цієї технологічної операції.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Авторами за результатами аналізу конструкцій і технологічних процесів роботи була розроблена машина для стрічкового внесення мінеральних добрив, яка усуває недоліки прототипів. На це технічне рішення був отриманий патент України [1], конструкція машини (дозуючого пристрою) описаний в статті [2].

Мета дослідження. Метою досліджень є визначення теоретичним шляхом залежностей якісно-експлуатаційних показників розробленої конструкції машини від її конструктивних параметрів.

Результати досліджень. Для визначення геометричних і режимних параметрів машини, які забезпечують необхідну продуктивність при нерівномірності відповідно до агровиног, необхідно описати технологічний процес роботи дозуючого пристрою (рис. 1).

Мінеральних добрив у процесі роботи запропонованого експериментального висівного апарату (дозуючого пристрою) переміщуються за рахунок сил тертя між поверхнями барабану та стрічкового транспортеру. Експериментально були визначені коефіцієнти тертя добрив по металевій поверхні барабану і прорезиненої стрічці.

Добрива, що висіваються між барабаном і стрічкою транспортеру розглядаємо як сипуче середовище. Виділяємо у сипучому середовищу елементарну масу добрив Δm , яка під дією сил тертя при функціонуванні висівного апарату обертається відносно центру барабана "О" (рис. 2).

Для складання математичної моделі руху виділеного елемента маси скористаємося диференціальними рівняннями Лагранжа другого роду [3,4]

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_{\varphi} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi}, \quad (1)$$

де T – кінетична енергія руху виділеного елемента;
 Π – потенційна енергія виділеного елемента;
 φ – узагальнена координата;
 Q_{φ} – узагальнена сила.

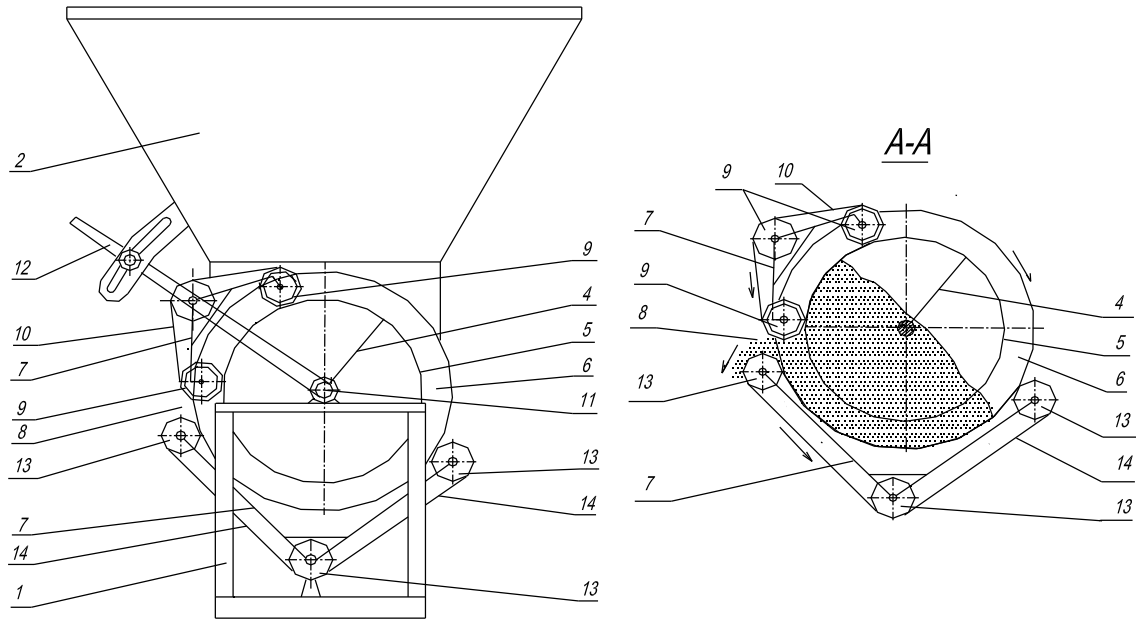


Рис. 1. Робочий орган тукової машини:

3 - кожух, 4 - шнек, 5 – перегородки, 6 - кільцеві диски, 7 - обойми, 8 - вихідні вікна, 9 – ролики, 10 - гнучкий елемент, 11 – вісь, 12 - механізм регулювання положення вісі, 13 - натяжні ролики, 14 - стрічка.

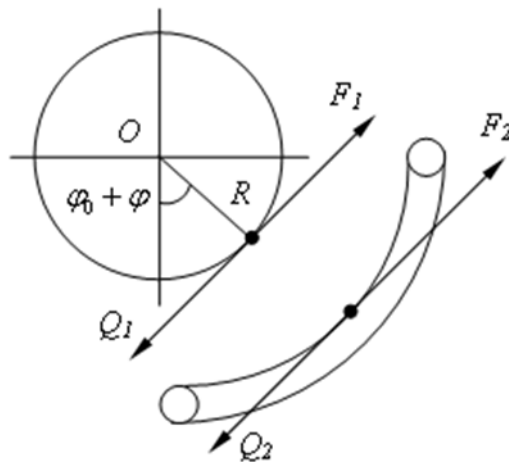


Рис.2. Схема для вивчення процесу взаємодії робочих органів експериментального апарату з мінеральними добривами.

В якості узагальненої координати приймаємо кут повороту φ виділеного елемента відносно центру обертання. Тоді значення кінетичної енергії руху виділеного елемента запишеться:

$$T = \frac{\Delta m(R+h)^2 \dot{\varphi}^2}{2},$$

де Δm – елементарна маса виділеного елемента;
 R – радіус барабана висівного апарату;
 h – відстань від поверхні барабану до вісі виділеного елемента.

Диференціюємо вираз кінетичної енергії:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = \Delta m(R+h)^2 \dot{\varphi};$$

$$\frac{dT}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = \Delta m(R+h)^2 \ddot{\varphi}.$$

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0.$$

Потенційна енергія виділеного елемента визначається за формулою:

$$П = \Delta m \cdot g(R+h)[1 - \cos(\varphi_0 + \varphi)],$$

де φ_0 – початковий кут руху виділеного елемента.

Диференціюємо вираз потенційної енергії:

$$\frac{\partial П}{\partial \varphi} = \Delta mg(R+h) \cdot \sin(\varphi_0 + \varphi) \quad (3)$$

Підставляємо у рівняння (1) вирази (2) і (3):

$$\Delta m(R+h)[(R+h)\ddot{\varphi} + g \cdot \sin(\varphi_0 + \varphi)] = Q_\varphi \quad (4)$$

На виділений елемент сипучого середовища діють сили тертя барабана F_1 і стрічки F_2 , а також які викликані дотичними силами сипучого середовища, відповідно Q_1 і Q_2 (див. рис.2.1.). Тоді узагальнена сила визначається за формулою:

$$Q_\varphi = F_1 R + F_2(R+2h) - Q_1 R - Q_2(R+2h), \quad (5)$$

де F_1 і F_2 – сили тертя виділеними елементами Δm і відповідно барабаном та стрічкою транспортеру;
 Q_1 і Q_2 – сили, пов'язані з дотичними напруженнями сипучого середовища.

Тиск сипучого середовища на підпорну стінку можна визначити за допомогою теорії сипучого середовища.

У теорії сипучого середовища напруга, при якій невелика зміна об'ємних або поверхневих сил визиває порушення рівноваги сипучого середовища,

називається граничним. У такі моменти сили взаємодії робочих органів з сипучим середовищем, а також їх моменти досягають максимальних значень. Історія розвитку теорії граничного стану сипучого середовища описана у роботах В. В. Соколовського. Засновником теорії є К. Кулон.

Граничний стан середовища малої міцності описується рівнянням Кулона:

$$\tau_n = \sigma_n \operatorname{tg} \varphi_B + C_\omega;$$

де τ_n – дотична напруження у точці сипучого середовища;
 C_ω – коефіцієнт зчеплення сипучого середовища;

Теорія граничного стану сипучого середовища була використана В. І. Балавнєвим при вивченні процесів взаємодії робочих органів дорожньо-будівельних машин з сипучим середовищем.

Нормальне та дотичне напруження у сипучому середовищі на поверхні стінок робочих органів визначається за формулами [5,6] :

$$\sigma_{n_2} = A_1 \left[2h\gamma + C_\omega \operatorname{ctg} \varphi_B \left(1 - \frac{1}{A_1} \right) + P_0 \right];$$

$$\tau_{n_2} = A_2 \left[2h\gamma + l_\omega \operatorname{ctg} \varphi_B \left(1 - \frac{1}{A_2} \right) + P_2 \right],$$

де σ_{n_2} – нормальне напруження на поверхні стрічки транспортеру;
 τ_{n_2} – дотичне напруження на поверхні стрічки транспортеру;
 γ – об’ємна маса мінеральних добрив;
 φ_B – кут внутрішнього тертя мінеральних добрив;
 A_1, A_2 – коефіцієнти;
 P_0 – зовнішні тиски на поверхні сипучого середовища.

При невеликих кутах нахилу опорної площини до горизонту

$$\alpha \leq \frac{1}{2} \arcsin \frac{\sin \varphi_\Gamma - \frac{\varphi_\Gamma}{2}}{\sin \varphi_B}, \quad (8)$$

де α – кут нахилу опорної площини до горизонту;
 φ_Γ – кут внутрішнього тертя у сипучому середовищі у горизонтальній площині;
 φ_M – коефіцієнт тертя мінеральних добрив по поверхні робочих органів;

$$A_1 = \frac{1 - \sin \varphi_B \cdot \cos 2\alpha}{1 - \sin \varphi_M}$$

$$A_2 = \frac{\sin \varphi_B \cdot \cos 2\alpha}{1 - \sin \varphi_M}.$$

При невідповідності нерівномірності (8) коефіцієнти визначаються за формулами:

$$A_1 = \frac{\cos \varphi_{\Gamma} (\cos \varphi_{\Gamma} + \sqrt{\sin^2 \varphi_B - \sin^2 \varphi_{\Gamma}})}{1 - \sin \varphi_B} \times$$

$$\times \exp \left[2\alpha - \pi + \arcsin \frac{\sin \varphi_{\Gamma}}{\sin \varphi_B} \right] \tan \varphi_B ;$$

$$A_2 = \frac{\sin \varphi_{\Gamma} (\cos \varphi_{\Gamma} + \sqrt{\sin^2 \varphi_B - \sin^2 \varphi_{\Gamma}})}{1 - \sin \varphi_B} \times$$

$$\times \exp \left[2\alpha - \pi + \arcsin \frac{\sin \varphi_{\Gamma}}{\sin \varphi_B} \right] \tan \varphi_B .$$

Сила тертя між стрічкою транспортера і сипучим середовищем визначається за формулою:

$$F_2 = \sigma_{n_2} \cdot b(r + 2h)\Delta\varphi \cdot f_2 ,$$

де b – ширина стрічки транспортеру;
 $\Delta\varphi$ – кут між радіусами, які обмежують виділений елемент сипучого середовища Δm .
 f_2 – коефіцієнт тертя.

Сила дії на елемент Δm визвано дотичним напруженням сипучого середовища у контактї з стрічкою транспортера

$$Q_2 = \tau_{n_2} \cdot b(R + 2h)\Delta\varphi .$$

Сили, які виникають між сипучим середовищем і барабаном висівного апарату виникають у результаті зсуву останнього. Зсув сипучого середовища проходить по площині зсуву, яка виникає у результаті роботи висівного апарату (рис.3).

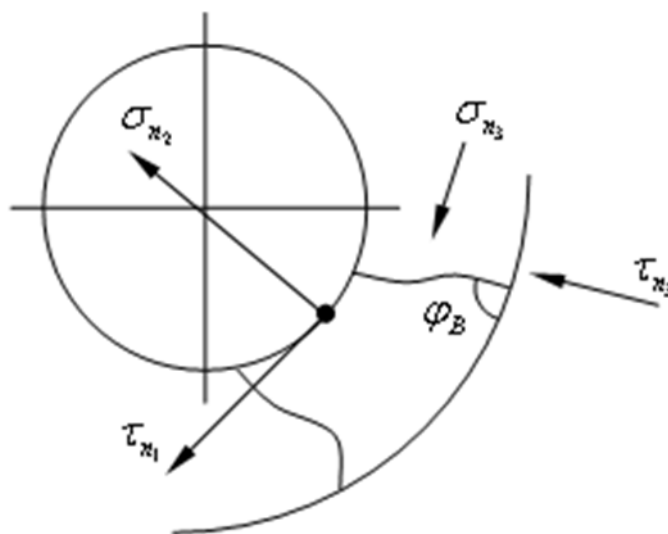


Рис.3. Схема для визначення напружень у сипучому середовищі.

Нормальна σ_{n_3} і дотичне τ_{n_3} напруження на поверхні зсуву сипучого середовища можна визначити за формулами (6), (7) і 3 при $\alpha = \varphi_B$. Тоді нормальні і дотичні напруження у контакті сипучого середовища і барабана визначаються за формулами:

$$\sigma_{n_1} = \tau_{n_3} \cdot \sin(\varphi_0 + \varphi + \varphi_B); \quad (11)$$

$$\tau_{n_1} = \tau_{n_3} \cdot \cos(\varphi_0 + \varphi + \varphi_B);$$

де τ_{n_3} – дотичне напруження, яке виникає на поверхні зсуву сипучого середовища.

Сила тертя між барабаном і елементом сипучого середовища визначається за формулою:

$$F_1 = \sigma_{n_1} \cdot b \cdot R \cdot \Delta\varphi \cdot f_1 \quad (12)$$

Сила дії на елемент Δm викликана дотичним напруженням у сипучому середовищі у контакті з барабаном розраховується за допомогою рівнянь

$$Q_1 = \tau_{n_1} \cdot R \cdot b \cdot \Delta\varphi \quad (13)$$

Підставляємо у рівняння (5) вирази (9), (10), (11), (12), (13) і одержуємо вираз для визначення узагальненої сили:

$$Q_\varphi = \sigma_{n_1} \cdot b \cdot R^2 \cdot \Delta\varphi \cdot f_1 + \sigma_{n_2} \cdot b \cdot b(R+2h)^2 \cdot \Delta\varphi - f_2 - \tau_{n_1} \cdot R^2 \cdot b \Delta\varphi - \tau_{n_2} \cdot b(R+2h)^2 \Delta\varphi \quad (14)$$

Виходячи з того, що $\Delta m = R \cdot \Delta\varphi \cdot 2h \cdot b \cdot \gamma$, а також підставляємо вираз (14) у (4) отримуємо диференційне рівняння руху елемента сипучого середовища у висівному апараті.

$$R \cdot 2h \cdot \gamma (R+h) [(R+h)\ddot{\varphi} + g \cdot \sin(\varphi_0 + \varphi)] = \sigma_{n_1} \cdot R^2 \cdot f_1 + \sigma_{n_2} (R+2h)^2 \cdot f_2 - \tau_{n_1} R^2 - \tau_{n_2} (R+2h)^2 \quad (15)$$

Диференційне рівняння (15) вирішували при $f_1 = f_1(\dot{\varphi}, \omega)$, $f_2 = f_2(\dot{\varphi}, \omega)$ Безпосереднє обчислення режимів руху частки сипучого середовища проводиться з використанням методу кінцевих різниць першого порядку:

$$\Delta y_0 = y_1 - y_0; \Delta y_1 = y_2 - y_1; \dots; \Delta y_n = y_{n+1} - y_n;$$

різниці другого порядку:

$$\Delta^2 y_0 = \Delta(\Delta y_0) = \Delta y_1 - \Delta y_0; \Delta^2 y_1 = \Delta y_2 - \Delta y_1; \dots; \Delta^2 y_n = \Delta y_{n+1} - \Delta y_n$$

або $\Delta^2 y_0 = y_0 + y_2 - 2y_1; \dots; \Delta^2 y_n = \Delta y_n + \Delta y_{n+2} - 2y_{n+1}$. Де функції y_i відповідає аргумент $t_i = t_0 + i \cdot dt$ як елемент арифметичної прогресії с постійним кроком dt .

Виходячи з вищевикладеного та із канонічного представлення похідних,

маємо: $\ddot{\varphi} = \Delta^2 \varphi / dt^2$ и $\dot{\varphi} = \Delta \varphi / dt$, що дає можливість побудови циклічного процесу обчислення при заданих початкових значень величин, що досліджуються. Цей процес при відповідному представленні рівняння руху частки сипучого середовища описується співвідношенням:

$$\varphi_n = 2\varphi_{n-1} - \varphi_{n-2} - \left\{ \frac{g}{R+h} (1 - f_\Sigma) \cdot \sin(\varphi_0 + (\omega - \Delta\varphi_{n-1}/dt) \cdot t) \right\} \cdot dt^2 - f_\Sigma \cdot ((\Delta\varphi_{n-1})^2 + 2\omega \cdot \Delta\varphi_{n-1} \cdot dt),$$

де $f_\Sigma = f_1(\dot{\varphi}, \omega) + f_2(\dot{\varphi}, \omega)$.

Після розрахунку за початковими умовами при $n=2$ $\varphi_1 = \omega \cdot dt$, $\varphi_{0s} = \omega \cdot dt$ він може бути продовженим шляхом циклічного пересування розрахованого значення φ_2 , тому на i -тому циклі такого пересування процес відповідає схемі $\varphi_2 \leftarrow \varphi_i$; $\varphi_1 \leftarrow \varphi_{i-1}$; $\varphi_{0s} \leftarrow \varphi_{i-2}$ а також $\Delta\varphi_0 \leftarrow \Delta\varphi_{i-2}$. Так що при завданні кінцевого значення φ_k – кута підйому тукосуміші розрахунковий процес закінчується на n – тому кроці, який визначається як $\varphi_k = n \cdot \omega \cdot dt - \varphi_n$, звідки

$$n = \frac{\varphi_k + \varphi_n}{\omega \cdot dt}.$$

Висновки. Розрахунки проведено у межах значень геометричних і режимних параметрів, що впливають на роботу дозуючого пристрою. Їх подальший аналіз дозволить визначити оптимальні параметри, при яких забезпечується максимальна продуктивність туковисівної машини.

Список використаних джерел.

1. Патент на винахід 91794 України. Машина для внесення сипучих мінеральних добрив / Пастухов В.І., Фесенко Г.В., Сівцов О.В., Сівцов Ю.В. – опубл. 25.08.2010 р. Бюл. № 16.
2. Сівцов Ю.В. Обґрунтування конструкції шнекового робочого органу тукової машини для локального внесення сипучих мінеральних добрив./ Пастухов В.І, Фесенко Г.В., Шерстюк В.С. Сівцов Ю.В. – Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Випуск 103 – Харків. – 2010. С.156-169.
3. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. М: Высшая школа, 1986, 416 с.
4. Савин Г.Н., Путята Т.В., Фрадлин Б.Н., Курс теоретической механики. К: Высшая школа. 1973, 359 с.
5. Пащенко В. Ф. Моделирование взаимодействия с почвой рабочих органов сельскохозяйственных машин и орудий / В. Ф. Пащенко. – Харьков: Харьковский государственный университет им. В. В. Докучаева, 1994. – 134 с
6. Мельник В. И. Предельное равновесие сплошных неупругих сред: [монография] / В. И. Мельник. – Харьков: КП Типография № 13, 2006. – 368 с.

Аннотация

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ АППАРАТА ДЛЯ ВЫСЕВА МИНЕРАЛЬНЫХ УДОБРЕНИЙ

Пастухов В.И., Сивцов Ю.А.

Выведены аналитические зависимости для расчета производительности высевающего дозирующего аппарата минеральных удобрений от его конструктивных и режимных параметров.

Abstract

ANALYTICAL DEPENDENCES ARE SHOWN OUT FOR THE CALCULATION OF THE PRODUCTIVITY OF BATCHING SEEDMETER OF MINERAL FERTILIZERS FROM HIS STRUCTURAL AND REGIME PARAMETERS.

Pastuhov V.I., Sivcov Y.A

Analytical dependences are shown out for the calculation of the productivity of batching seedmeter of mineral fertilizers from his structural and regime parameters.

УДК 631.356.2:62-21

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РАМИ ВИКОПУЮЧОГО ПРИСТРОЮ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

Підгурський М.І., Сташків М.Я., Барановський В.М., Довбуш Т.А.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Проведено порівняльний аналіз напружено-деформованого стану несучих конструкцій викопуючих пристроїв коренезбиральних машин аналітичним методом та методом скінчених елементів. Вироблено рекомендації зі зменшення металомісткості конструктивних структур.

Постановка проблеми. Головними критеріями подальшої інтенсифікації сучасного розвитку сільськогосподарського виробництва є матеріально-технічна база механізації всіх виробничих процесів на основі забезпечення та впровадження високоефективних ресурсозберігаючих технологій збирання сільськогосподарських культур.

Основною ознакою, яка характеризує ресурсозберігаючу технологію є раціональне заощадження матеріальних і енергетичних ресурсів. Зокрема, для викопуючих робочих органів бурякозбиральних машин це може відбуватися шляхом інтенсифікації технологічних процесів викопування коренеплодів із одночасним видаленням залишків гички на їх головках при мінімізованій кількості поданого на очисники в'язкого та налиплого ґрунту. Іншим фактором раціонального заощадження матеріальних і енергетичних ресурсів є зменшення