

ISSN 2307-1699

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ
МАШИНИ**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ

Випуск 26

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ

Луцьк 2013

УДК 631.3.001

Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 26. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ, 2013. – 168 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету, протокол № 5 від 26.12.2013 р.

У даний збірник включено статті, які висвітлюють питання конструювання та використання сільськогосподарської техніки. Наведено дослідження машин і процесів збирання льону, коренезбиральних машин, гвинтових конвеєрів та змішувачів, вібраційних пристроїв. Розглянуто і багато інших питань.

Збірник розрахований на наукових працівників.

В настоящий сборник включены статьи, которые освещают вопросы конструирования и использования сельскохозяйственной техники. Приведены исследования машин и процессов уборки льна, корнеуборочных машин, винтовых конвейеров и смесителей, вибрационных устройств. Рассмотрены и многие другие вопросы.

Сборник рассчитан на научных работников.

Редакційна колегія: д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк (відповід. ред.), Луцький НТУ; д.т.н., проф., Заслужений діяч науки і техніки, акад. ІАУ Г.А. Хайліс (заст. відповід. ред.); д.т.н., проф., акад. АНУ В.В. Божидарнік, Луцький НТУ; д.т.н., проф. В.Ф. Дідух; д.т.н., проф., акад. ІАУ Б.М. Гевко; д.т.н., проф. Р.М. Рогатинський; д.т.н., проф. С.І. Пустюльга, Луцький НТУ; д.т.н., проф. В.П. Ковбаса; д.с-г.н., проф. М.Й. Шевчук; д.т.н., проф. О.О. Налобіна; к.т.н., доц. С.Ф. Юхимчук; к.т.н., доц. І.Є. Цизь (відповід. секретар); к.т.н., доц. М.М. Толстушко; к.т.н., доц. Р.В. Кірчук.

© Луцький національний технічний університет, 2013
(Свідоцтво про держреєстрацію КВ №15902–4374 ПР
від 13.11.2009 р.)

УДК 621.867.42

© Б.М. Гевко, д.т.н.; А.Є. Дячун, к.т.н.

Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя
Р.С. Грудовий, к.т.н.

Житомирський національний агроєкологічний університет

І.Б. Гевко, д.т.н.

Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ ЗЕРНОВОГО ВАНТАЖУ У КОНВЕЄРІ ІЗ ШНЕКОМ З ПОСТУПОВО ЗРОСТАЮЧИМ КРОКОМ ВИТКІВ У НАПРЯМКУ РУХУ ВАНТАЖУ

У статті досліджено кінематику зернового вантажу на основі рівнянь руху матеріальних частинок у гвинтовому конвеєрі із шнеком з поступово зростаючим кроком витків. Встановлено природи кроку шнека на одному витку. Проведено детальний аналіз руху вантажу у швидкохідному та тихохідному гвинтових конвеєрах. Визначено величину прискорення вантажу. Побудовано графіки швидкостей вантажу.

ШНЕК, КІНЕМАТИКА, КРОК ВИТКА, ГВИНТОВИЙ КОНВЕЄР.

Постановка проблеми. Для зменшення енергетичних витрат і травмування зерна та збільшення надійності гвинтових робочих органів розроблено ряд оригінальних конструкцій шнеків із змінним кроком витків. Застосування таких шнеків потребує вирішення питань, пов'язаних з особливостями визначення навантажень на шнек та характеру руху вантажу, а також доцільності їх використання.

До переваг застосування таких шнеків можна віднести збільшення коефіцієнта завантаження у зоні переміщення вантажу із бункера у шнек, що призводить до зростання його продуктивності, також такі шнеки сприяють поступовому зростанню швидкості переміщення вантажу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням дослідження кінематики зернового вантажу у гвинтових транспортно-технологічних механізмах присвячені наукові праці Григор'єва А.В. [1], Германа Х. [2], Гевка Б.М., Рогатинського Р.М. [3], Гевка І.Б. [4, 5] та багатьох інших. У вказаних працях досліджено кінематику вантажу у швидкохідних та тихохідних гвинтових конвеєрах із шнеками, що мають постійний крок витків. Застосування шнеків із поступово зростаючим кроком витків в напрямку руху вантажу у гвинтових конвеєрах вносить свої корективи у кінематику вантажу, оскільки

останній одержує прискорення в осьовому напрямку шнека.

Мета досліджень – дослідити кінематику зернового вантажу у гвинтовому конвеєрі із шнеком, що має рівномірно збільшений крок витків у напрямку руху вантажу.

Результати дослідження. Зміну величини кроку шнека представимо у вигляді графіка (рис. 1), де показано, що початковий крок шнека T_0 зростає на величину ΔT на кожному наступному витку.

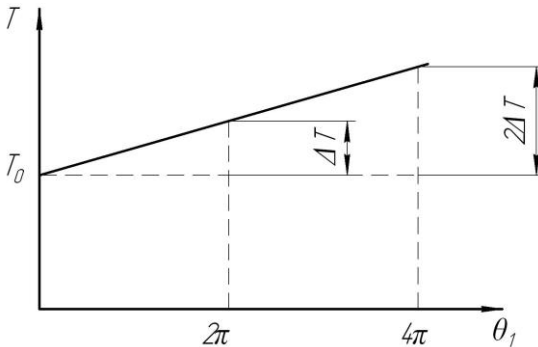


Рис. 1 - Графік зміни кроку шнека

Один виток шнека відповідає кутовому параметру $\theta_1=2\pi$, тоді функцію зміни кроку шнека можна записати наступним чином

$$T(\theta_1) = T_0 + \frac{\Delta T \theta_1}{2\pi}. \quad (1)$$

Приріст кроку шнека на одному витку

$$\Delta T = \frac{T_{\max} - T_0}{i - 1}, \quad (2)$$

де T_{\max} – максимальний крок шнека, м; i – загальна кількість робочих витків шнека.

Максимальний крок шнека T_{\max} і початковий крок шнека T_0 пов'язані із коефіцієнтом кроку шнека $k_T = \frac{T}{D}$, який для зернових матеріалів коливається в межах від $k_{T1}=0,8$ до $k_{T2}=1,2$ [1], де D - зовнішній діаметр шнека, м. Тому:

$$T_{\max} = k_{T2} \cdot D; \quad (3)$$

$$T_0 = k_{T1} \cdot D; \quad (4)$$

$$\Delta T = \frac{D(k_{T2} - k_{T1})}{i - 1}. \quad (5)$$

Довжину робочої частини шнека знаходимо за формулою

$$L = i \cdot T_0 + \Delta T \cdot \sum_{i=1}^i (i-1). \quad (6)$$

Підставляючи (3) і (5) у (6), після перетворень, будемо мати:

$$L = D \cdot k_{T1} \left(i + \frac{k_{T2} - k_{T1}}{k_{T1} (i-1)} \sum_{i=1}^i (i-1) \right). \quad (7)$$

Під час роботи гвинтового конвеєра кутовий параметр θ_1 визначається особливостями руху вантажу. Для встановлення характеру навантаження на складові частини конвеєра по всій його довжині розглянемо рух частинки вантажу в координатах хуз (рис. 2). Після встановлення характеру цього руху можна визначити характер навантажень на шнек та кожух під час переміщення вантажу.

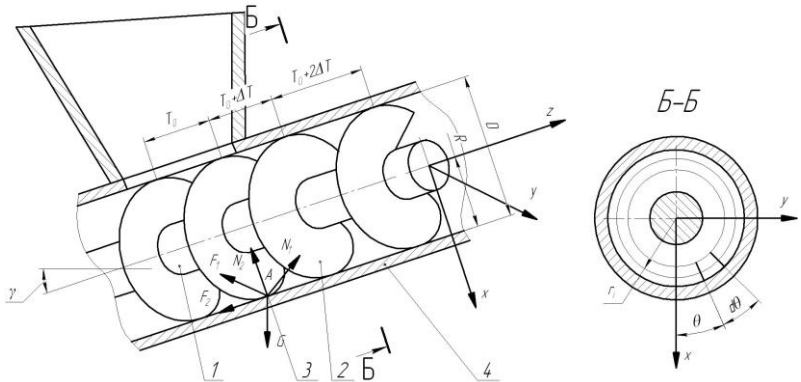


Рис. 2 - Розрахункова схема переміщення частинки вантажу у нахиленому гвинтовому конвеєрі: 1 – приводний вал; 2 – шнек із поступово зростаючим кроком витків; 3 – частинка вантажу; 4 – кожух

Розглянемо режим роботи конвеєра, до складу якого входить шнек із поступово зростаючим кроком витків. Із умови контакту частинки вантажу А з гвинтовою поверхнею шнека та циліндричною поверхнею кожуха, її розміщення визначається радіальним параметром R і кутовим параметром θ .

В параметричному вигляді координати частинки А визначаються такими залежностями:

$$\begin{cases} x_A = R \cdot \cos \theta; \\ y_A = R \cdot \sin \theta; \\ z_A = \left(T_0 + \frac{\Delta T}{2\pi} \theta_1 \right) \frac{(\omega t - \theta)}{2\pi}, \end{cases} \quad (8)$$

де x_A, y_A, z_A , – координати частинки, м; R – радіальний параметр частинки, м; θ – кутовий параметр частинки, рад; ω – кутова швидкість обертання шнека, рад/с; t – час, с.

Швидкості руху частинки відносно шнека в напрямку осей x, y, z :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \dot{x}_A - \dot{x}_{1u}; \\ \dot{y}_1 = \dot{y}_A - \dot{y}_{1u}; \\ \dot{z}_1 = \dot{z}_A - \dot{z}_{1u}, \end{cases} \quad (9)$$

де $\dot{x}_A, \dot{y}_A, \dot{z}_A$, - проєкції швидкості руху частинки на осі координат x, y, z , м/с; $\dot{\delta}_{1u}, \dot{\delta}_{1u}, \dot{z}_{1u}$ – проєкції швидкості руху шнека на осі координат x, y, z , м/с.

Оскільки кожух нерухомий, то швидкості руху частинки відносно кожуха в напрямку осей x, y, z , дорівнюють:

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = \dot{x}_A; \\ \dot{y}_2 = \dot{y}_A; \\ \dot{z}_2 = \dot{z}_A. \end{cases} \quad (10)$$

Проєкції швидкості руху частинки знаходимо, диференціюючи рівняння (3.8) для загального випадку, коли $R \neq const$:

$$\begin{cases} \dot{x}_A = \frac{dR}{dt} \cos \theta - R \cdot \sin \theta \cdot \frac{d\theta}{dt}; \\ \dot{y}_A = \frac{dR}{dt} \sin \theta + R \cdot \cos \theta \cdot \frac{d\theta}{dt}; \\ \dot{z}_A = \frac{\Delta T}{2\pi} \frac{d\theta_1}{dt} \left(\frac{\omega t - \theta}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) \left(T_0 + \frac{\Delta T \theta_1}{2\pi} \right). \end{cases} \quad (11)$$

Швидкість руху шнека визначаємо за залежностями:

$$\begin{cases} \dot{x}_{1u} = R \cdot \omega \sin \theta; \\ \dot{y}_{1u} = R \cdot \omega \cos \theta; \\ \dot{z}_{1u} = 0. \end{cases} \quad (12)$$

Згідно з (9), враховуючи залежності (11) і (12), знаходимо

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{dR}{dt} \cos \theta + R \cdot \sin \theta \cdot \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right); \\ \dot{y}_1 = \frac{dR}{dt} \sin \theta - R \cdot \cos \theta \cdot \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right); \\ \dot{z}_1 = \frac{\Delta T}{2\pi} \frac{d\theta_1}{dt} \left(\frac{\omega t - \theta}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) \left(T_0 + \frac{\Delta T \theta_1}{2\pi} \right). \end{cases} \quad (13)$$

Модулі швидкості руху частинки відносно шнека і кожуха визначаємо за формулами:

$$|\dot{s}_1| = \sqrt{\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2 + \dot{z}_1^2}; \quad (14)$$

$$|\dot{s}_2| = \sqrt{\dot{x}_A^2 + \dot{y}_A^2 + \dot{z}_A^2}. \quad (15)$$

Підставляючи рівняння (13) у (14) і (15), приймаючи допущення, що частинка перебуває у постійному контакті із жолобом і радіальний параметр частинки не змінюється в часі ($R=const$), після скорочень, отримуємо:

$$|\dot{s}_1| = \sqrt{\left(R^2 + \frac{1}{4\pi^2} \left(T_0 + \frac{\Delta T \theta_1}{2\pi} \right)^2 \right) \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \frac{\Delta T^2}{4\pi^2} \frac{d\theta_1^2}{dt} \left(\frac{\omega t - \theta}{2\pi} \right)^2 + \frac{\Delta T}{2\pi^2} \frac{d\theta_1}{dt} \left(\frac{\omega t - \theta}{2\pi} \right) \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) \left(T_0 + \frac{\Delta T \theta_1}{2\pi} \right)}; \quad (16)$$

$$|\dot{s}_2| = \sqrt{R^2 \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \frac{1}{4\pi^2} \left(T_0 + \frac{\Delta T \theta_1}{2\pi} \right)^2 \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \frac{\Delta T^2}{4\pi^2} \frac{d\theta_1^2}{dt} \left(\frac{\omega t - \theta}{2\pi} \right)^2 + \frac{\Delta T}{2\pi^2} \frac{d\theta_1}{dt} \left(\frac{\omega t - \theta}{2\pi} \right) \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) \left(T_0 + \frac{\Delta T \theta_1}{2\pi} \right)}. \quad (17)$$

Прискорення частинки визначаємо, диференціюючи рівняння (13) при $R=const$

$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{x} &= R \cos \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) - R \sin \theta \frac{d^2\theta}{dt^2}; \\ \ddot{y} &= R \sin \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) + R \cos \theta \frac{d^2\theta}{dt^2}; \\ \ddot{z} &= \frac{\Delta T}{2\pi} \frac{d\theta_1}{dt} \left(\frac{\omega - \frac{d\theta}{dt}}{2\pi} \right) + \frac{\Delta T}{2\pi} \frac{d^2\theta_1}{dt^2} \left(\frac{\omega t - \theta}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} \left(-\frac{d^2\theta}{dt^2} \left(T_0 + \frac{\Delta T \theta_1}{2\pi} \right) + \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) \frac{\Delta T}{2\pi} \frac{d\theta_1}{dt} \right). \end{aligned} \right. \quad (18)$$

Результати числових та експериментальних досліджень, а також досліджень, представлених в роботі [3], свідчать, що незалежно від початкових умов транспортування після проходження зони перехідного режиму встановлюється стабільний режим транспортування. Враховуючи те, що період невстановленого руху частинки невеликий і не перевищує 0,6...0,8 с для швидкохідних конвеєрів і 1...1,5 с для тихохідних визначальне значення для встановлення силових параметрів має аналіз часткових рішень.

Розглянемо стабільний режим транспортування у швидкохідному конвеєрі (рис. 3), в якому вантаж рухається по гвинтовій траєкторії і для якого дійсні умови: $\frac{d\theta}{dt} = const = \omega_0$,

$\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0$, $\frac{d\theta_1}{dt} = const = \omega_0$, $\frac{d^2\theta_1}{dt^2} = 0$, $\frac{dR}{dt} = 0$, $R = const$, де ω_0 - кутова швидкість обертання вантажу, рад/с.

z, мм

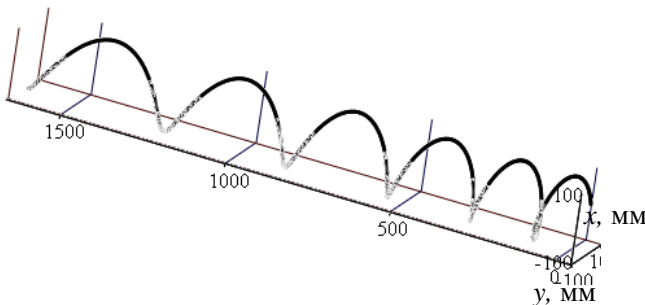


Рис. 3 - Траєкторія руху частинки у швидкохідному конвеєрі, шнек якого має змінний крок витків: $R=100$ мм; $\omega=32$ рад/с

При прийнятих умовах з (13) знайдемо проекції швидкості руху частинки відносно шнека на осі системи координат хуз:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = R \cdot \sin(\omega_6 t) \cdot (\omega - \omega_6); \\ \dot{y}_1 = -R \cdot \cos(\omega_6 t) \cdot (\omega - \omega_6); \\ \dot{z}_1 = \frac{\Delta T}{2\pi} \omega_6 \left(\frac{\omega t - \omega_6 t}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} (\omega - \omega_6) \left(T_0 + \frac{\Delta T \omega_6 t}{2\pi} \right). \end{cases} \quad (19)$$

Проекції швидкості руху частинки відносно кожуха на осі системи координат хуз:

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = R \cdot \sin(\omega_6 t) \cdot \omega_6; \\ \dot{y}_2 = -R \cdot \cos(\omega_6 t) \cdot \omega_6; \\ \dot{z}_2 = \frac{\Delta T}{2\pi} \omega_6 \left(\frac{\omega t - \omega_6 t}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} (\omega - \omega_6) \left(T_0 + \frac{\Delta T \omega_6 t}{2\pi} \right). \end{cases} \quad (20)$$

Модулі швидкості руху частинки визначаємо за виразами:

$$\begin{aligned} |s_1| = & \sqrt{\left(R^2 + \frac{1}{4\pi^2} \left(T_0 + \frac{\Delta T \omega_6 t}{2\pi} \right)^2 \right) (\omega - \omega_6)^2 + \frac{\Delta T^2}{4\pi^2} \omega_6^2 \left(\frac{\omega t - \omega_6 t}{2\pi} \right)^2 +} \\ & + \frac{\Delta T}{2\pi^2} \omega_6 \left(\frac{\omega t - \omega_6 t}{2\pi} \right) (\omega - \omega_6) \left(T_0 + \frac{\Delta T \omega_6 t}{2\pi} \right); \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} |s_2| = & \sqrt{\left(R^2 + \frac{\Delta T^2}{4\pi^2} \left(\frac{\omega t - \omega_6 t}{2\pi} \right)^2 \right) \omega_6^2 + \frac{1}{4\pi^2} \left(T_0 + \frac{\Delta T \omega_6 t}{2\pi} \right)^2 (\omega - \omega_6)^2 +} \\ & + \frac{\Delta T}{2\pi^2} \omega_6 \left(\frac{\omega t - \omega_6 t}{2\pi} \right) (\omega - \omega_6) \left(T_0 + \frac{\Delta T \omega_6 t}{2\pi} \right). \end{aligned} \quad (22)$$

На основі формули (22) будовані графіки зміни швидкості руху частинки відносно кожуха у швидкохідному конвеєрі в часі (рис. 4).

Прискорення частинки визначаємо за рівняннями:

$$\begin{cases} \ddot{x} = R\omega_0 \cos(\omega_0 t)(\omega - \omega_0); \\ \ddot{y} = R\omega_0 \sin(\omega_0 t)(\omega - \omega_0); \\ \ddot{z} = \frac{\Delta T}{2\pi^2} \omega_0 (\omega - \omega_0). \end{cases} \quad (23)$$

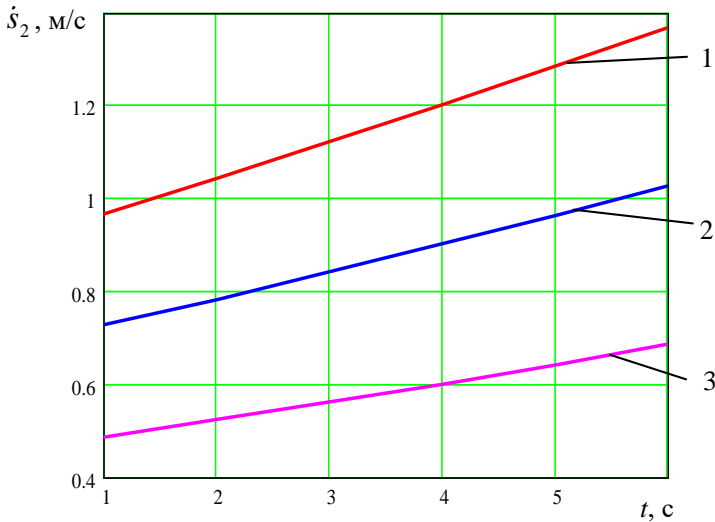


Рис. 4 - Графіки зміни швидкості руху частинки відносно кожуха у швидкохідному конвеєрі в часі $k_{T1}=0,8$, $k_{T2}=1,211$, $\omega=32$ рад/с: 1 – $R=0,1$ м, $T_0=0,16$ м, $\Delta T=0,012$ м; 2 – $R=0,075$ м, $T_0=0,12$ м, $\Delta T=0,009$ м; 3 – $R=0,05$ м, $T_0=0,08$ м, $\Delta T=0,006$ м

Розглянемо стабільний режим транспортування у тихохідному конвеєрі, в якому вантаж рухається по лінійній траєкторії і для якого дійсні умови: $\theta = \text{const}$, $\frac{d\theta}{dt} = 0$, $\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0$, $\frac{d\theta_1}{dt} = \text{const} = \omega$, $\frac{d^2\theta_1}{dt^2} = 0$,

$\frac{dR}{dt} = 0$, $R = \text{const}$. Тоді проєкції швидкості руху частинки відносно шнека на осі системи координат хуз будуть становити:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = R \cdot \sin \theta \cdot \omega; \\ \dot{y}_1 = -R \cdot \cos \theta \cdot \omega; \\ \dot{z}_1 = \frac{\Delta T}{2\pi} \omega \left(\frac{\omega t - \theta}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} \omega \left(T_0 + \frac{\Delta T \omega t}{2\pi} \right). \end{cases} \quad (24)$$

Проекції швидкості руху частинки відносно кожуха на осі системи координат хуз:

$$\begin{cases} \dot{x}_2 = 0; \\ \dot{y}_2 = 0; \\ \dot{z}_2 = \frac{\Delta T}{2\pi} \omega \left(\frac{\omega t - \theta}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} \omega \left(T_0 + \frac{\Delta T \omega t}{2\pi} \right). \end{cases} \quad (25)$$

Модулі швидкості руху частинки

$$|\dot{s}_1| = \omega \sqrt{R^2 + \frac{1}{4\pi^2} \left(\left(T_0 + \frac{\Delta T \theta}{2\pi} \right)^2 + \Delta T^2 \left(\frac{\omega t - \theta}{2\pi} \right)^2 \right) + \frac{\Delta T}{2\pi^2} \left(\frac{\omega t - \theta}{2\pi} \right) \left(T_0 + \frac{\Delta T \theta}{2\pi} \right)}; \quad (26)$$

$$|\dot{s}_2| = \frac{\Delta T}{2\pi} \omega \left(\frac{\omega t - \theta}{2\pi} \right) + \frac{1}{2\pi} \omega \left(T_0 + \frac{\Delta T \omega t}{2\pi} \right). \quad (27)$$

На основі формули (27) будовані графіки зміни швидкості руху частинки відносно кожуха у тихохідному конвеєрі в часі (рис. 5).

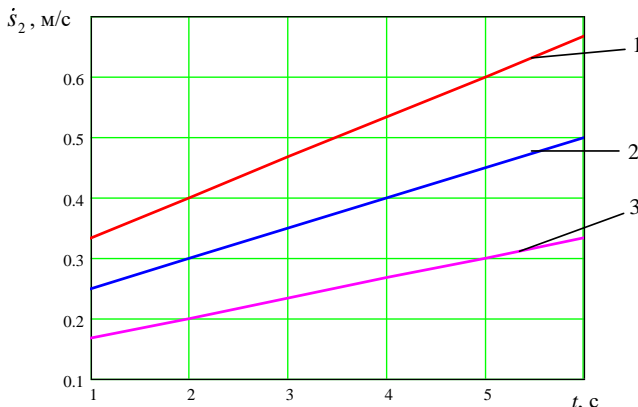


Рис. 5 - Графіки зміни швидкості руху частинки відносно кожуха у тихохідному конвеєрі в часі $k_{T1}=0,8$, $k_{T2}=1,211$, $\omega=10,5$ рад/с: 1 – $R=0,1$ м, $T_0=0,16$ м, $\Delta T=0,012$ м; 2 – $R=0,075$ м, $T_0=0,12$ м, $\Delta T=0,009$ м; 3 – $R=0,05$ м, $T_0=0,08$ м, $\Delta T=0,006$ м

Прискорення частинки визначаємо за рівняннями:

$$\begin{cases} \ddot{x} = 0; \\ \ddot{y} = 0; \\ \ddot{z} = \frac{\Delta\Gamma}{2\pi^2} \omega^2. \end{cases} \quad (28)$$

Висновки. Досліджено кінематику сипкого вантажу у гвинтовому конвеєрі із шнеком, що має рівномірно збільшений крок витків у напрямку руху вантажу. На основі графіків рис. 4 і 5 встановлено, що при застосуванні шнеків із поступово зростаючим кроком витків відбувається поступове збільшення швидкості транспортування вантажу, що зменшує ударні навантаження на шнек під час пуску. Крім того, частинка одержує прискорення в напрямку транспортування, що також покращує умови її переміщення.

Література

1. Григорьев А. М. Винтовые конвейеры / А. М. Григорьев. – М. : Машиностроение, 1972. – 184 с.
2. Герман Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ / Х. Герман. – Л. : Химия, 1975. – 230 с.
3. Гевко Б. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б. М. Гевко, Р. М. Рогатынский. – Львів: Вища школа, 1989. – 176 с.
4. Гевко І. Б. Гвинтові транспортно–технологічні механізми: розрахунок і конструювання / І. Б. Гевко. – Тернопіль : ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 307 с.
5. Гевко І. Моделювання характеру навантаження на гвинтові робочі органи / І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2011. – Т. 16, № 1. – С. 69–77.

УДК 621.82

© Б.М. Гевко, д.т.н., А.Є. Дячун, к.т.н., І.М. Кучвара, В.М. Клендій
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

ТЕХНОЛОГІЧНІСТЬ КОНСТРУКЦІЙ МЕХАНІЗМІВ З ГВИНТОВИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Визначено основні показники технологічності та конструктивної складності виконання гвинтових деталей. Наведена технологічна характеристика конструктивних параметрів гвинтових деталей машин виготовлених різними способами.

Сформульовано основні технічні ідеї і гіпотези щодо підвищення ефективності гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями.

ТЕХНОЛОГІЧНІСТЬ КОНСТРУКЦІЇ, ГВИНТОВІ РОБОЧИ ОРГАНИ.

Постановка проблеми. Поряд з позитивними моментами характеристики гвинтових транспортних механізмів (ГТМ) мають ряд недоліків, до яких належать наступні: висока собівартість виготовлення і металоємність, недостатня експлуатаційна надійність і довговічність, обмежені технологічні можливості та інші недоліки. Відтак їх конструкції потребують подальшого відпрацювання на технологічність, тому на даний час основним завданням при їх створенні є розроблення таких конструкцій, які забезпечили б поліпшення умов і безпеки праці виробничого персоналу, широку багатofункціональність, механізацію і автоматизацію виробничих процесів, високу продуктивність, безвідмовність, ремонтпридатність, можливість їх комплектування на базі модульного принципу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основи конструювання, проектування та дослідження гвинтових конвеєрів заклали такі вчені: А. Віденбаум, Р. Мор, М. Данквертс, Д. Лейсі, Ю.І. Марков, А.М. Ластовцев, Г. Шенкель, В. Штербачек, Г.Г. Кошелєв, Р.В. Торнер, М.В. Тебін, Д. Мак-Кельві, Р.М. Рогатинський, І.Б. Гевко та інші [1, 2, 3]. Не зважаючи на значну кількість наукових праць, які присвячені розробленню і дослідженню ГТМ, рівень технологічного забезпечення залишається недостатнім, а наукова база для їх створення і дослідження не завжди відповідає сучасним вимогам.

Метою даної роботи є розроблення методики відпрацювання на технологічність конструкцій механізмів з гвинтовими робочими органами з розширеними технологічними можливостями.

Результати дослідження. Технологічність конструкції виробу (ТКВ) – це сукупність властивостей, які визначають його пристосованість до досягнення оптимальних витрат у процесі виробництва, експлуатації та ремонту для заданих показників якості й умов виконання своїх функцій. Технологічність процесу – це зручність і легкість його реалізації, що дозволяє виконати процес, який забезпечує отримання заданих результатів з найменшими витратами живої та уречевленої праці. ТКВ в основному залежить від п'яти груп факторів: властивостей виробу, заданої якості, умов виконання робіт у виробництві, експлуатації та ремонті. Загалом система показників ТКВ охоплюється 9 групами факторів і описується 51 загальним і понад 100 частковими коефіцієнтами. У цілому система оцінок представляє собою граф-дерево показників і коефіцієнтів, яке постійно збільшується і доповнюється, бо кількість ознак предмета й умов користування ним є нескінченним.

Різноманітність вимог до технологічного формування конструктивних параметрів гвинтових деталей призводить до необхідності впорядкування великої кількості варіантів технологічних процесів (ТП), серед яких існують оптимальні за відповідними критеріями якості. Вони відрізняються один від одного не лише за різновекторністю спрямування, кількістю та конструкцією елементів (схем формотворень, конструкцій устаткування й спорядження), а також характером зв'язків між ними та іншими показниками. Однак, незважаючи на те, що ТП в основному визначаються параметрами, які виготовляються з гвинтових заготовок (ГЗ), необхідно зазначити існування спільних ознак. Це дало можливість розрізняти конструкції інструментів за типом кінематичного зв'язку системи “ГЗ-інструмент”, та виділити 8 основних ТП, які диференційовані за характерними ознаками виконання основної операції формоутворення гвинтових деталей (ГД) і визначені на основі особливостей топології формозмінних та обмежуючих конструктивних параметрів робочих елементів технічних систем.

ГОСТ 14201-83 встановлює показники, відповідно до яких здійснюється комплекс заходів із забезпечення необхідного рівня технологічності конструкції. Найважливішими з цих показників є трудомісткість і собівартість виготовлення, коефіцієнт використання матеріалу та матеріаломісткість.

Згідно з ГОСТ 14202-73 розрізняють виробничу та експлуатаційну технологічність. Виробнича технологічність проявляється у скороченні різних видів витрат на конструкторську і технологічну підготовку виробництва, процесу виготовлення, контроль

і випробування. Метою експлуатаційної технологічності є скорочення витрат часу і коштів на технологічне забезпечення виробничих процесів та ремонтні роботи.

Здійснювати відпрацювання конструкції на технологічність рекомендують у наступному порядку. Спочатку потрібно підібрати і проаналізувати вихідні матеріали, необхідні для аналізу технологічності конструкції. Далі слід уточнити об'єм випуску, тип і характер виробництва, проаналізувати показники технологічності проєктованої деталі, вузла або машини, а потім розробити заходи з їх покращення.

На стадії відпрацювання конструкції ГТТМ на виробничу технологічність проводиться відпрацювання на технологічність робочого органа, а саме – гвинтової стрічки, яка належить до оригінальних деталей з підвищеною технологічною складністю і трудомісткістю виготовлення.

Основні показники технологічності та конструктивної складності виконання гвинтових деталей (ГД) представлені в таблиці 1

Таблиця 1 - Основні показники технологічності та конструктивної складності виконання гвинтових деталей

№ з/п	Показники технологічності	Аналітичний зміст показника	Зміст складових параметрів
1	2	3	4
1.	Коефіцієнт використання матеріалу	$K = \frac{M_d}{M_3}$	M_d – маса деталі; M_3 – маса заготовки
2.	Коефіцієнт нерівномірності витягування стрічки за зовнішнім і внутрішнім краями спіралі	$\psi = \frac{(r_0 + B)}{r_0}$	r_0 - радіус спіралі за внутрішнім краєм; B – ширина стрічки
3.	Коефіцієнт кроку спіралі ГЗ	$K_T = T / (r_0 + B)$	T - крок спіралі
4.	Питома висота витка	$b' = B / H$	H - товщина витка
5.	Відносний радіус згину спіралі	$r' = r_0 / B$	
6.	Радіус нейтрального шару деформації витка	$\rho_0 = \sqrt{r_0^2 + Br_0}$	
7.	Відносна товщина спіралі	$\delta_h = 1 / b'$	
8.	Відносне видовження спіралі	$\delta_{5np} = 0,5(\sqrt{\psi} - 1)$	

1	2	3	4
9.	Стійкість смуги у процесі формоутворення ГЗ: - коефіцієнт стійкості стрічки у процесі згину; - величина критичного зусилля згину стрічки; - коефіцієнт стійкості вальцювання; - коефіцієнт стійкості для операції розгину спіралі на крок	$K_{y.u} = \delta_h^3 (\psi - 1)$ $P_{кр}$ $K_c = \frac{T \delta_h}{D \psi}$ $K_{y.p} = \left[\frac{\delta B^2}{T^2 (\psi - 1)} \right]$	D – зовнішній діаметр спіралі
10.	Коефіцієнт технологічної складності виготовлення НЗ	$K_{mc} = (\psi - 1)^x K_e$	x – показник степеня функції; K _e – коефіцієнт
11.	Зведена висота НЗ	$b_{зв} = (\Psi - 1)^x K_e b'$	

Для дослідження технологічності конструкції робочих органів, яка виражається у трудомісткості та собівартості виготовлення, надійності і довговічності в роботі, необхідно проаналізувати найпрогресивніші технологічні процеси їх виготовлення, зробити порівняння і вибрати найбільш економічний і ефективний. Для цього необхідно розглянути основні способи їх виготовлення із заданими конструктивними параметрами, вартість використання технологічного обладнання, трудомісткість і енергоємність, які представлені в таблиці 2. Технологія виготовлення робочих органів, і зокрема гвинтових стрічок, суттєво впливає на зміну їх конструктивних параметрів і техніко-економічні показники. Виготовлення спіралей штампуванням кілець з наступним формуванням витка і зварюванням у спіраль, прокатуванням на спеціальних прокатних станах чи навиванням із смугових заготовок на ребро забезпечують одержання конструктивних параметрів ГД, що можуть бути отримані лише за використання конкретного методу.

На стадії технічного проекту формується конструкція і його складальних вузлів, визначається конструктивна форма всіх деталей, завантажувальних пристроїв, робочого органа, приводу тощо. Правильний вибір форми поверхні спіралі усуває появу й утворення так званої "мертвої зони", яка може виникати в процесі захоплення й

транспортування матеріалів. На цьому етапі роботи вирішуються питання технологічності способів одержання заготовок, особливо у випадку їх отримання для навивання спіралей профільної форми, а також проводиться вибір ТП обробки деталей та складання вузлів.

Таблиця 2 - Технологічна характеристика конструктивних параметрів гвинтових деталей машин, виготовлених різними способами

№ з/п	Спосіб формоутворення	Коефіцієнт використання матеріалу, K	Питома висота витка, b'
1.	Штампування	0,4 - 0,5	Необмежена
2.	Прокатування	0,55 - 0,95	≤ 3
3.	Навивання ГД із прямокутних заготовок	0,85 - 0,95	10 - 12
4.	Навивання ГД із трапецеподібних заготовок	0,85 - 0,95	12 - 25
5.	Навивання ГД із заготовок з вирізом по внутрішньому діаметру	0,85 - 0,95	15 - 30

Також на цій стадії вибирається оптимальна конструкція завантажувального пристрою – завантажувальної насадки або бункера, яка визначається доцільними розмірами, необхідними для забезпечення потрібної продуктивності та умовою забезпечення процесу самовільного витікання (просипання) сипких вантажів у зону захоплення їх витками гвинтової стрічки. Ця вимога при виборі бункера задовольняється шляхом вибору кута нахилу направляючих стінок більшим, аніж кут природного укусу транспортованого матеріалу, який визначається виходячи з його реологічних властивостей (здатності до злежування чи злипання, можливості утворення склепінь, гранулометричного складу).

У процесі розробки робочої документації визначаються питання технологічності конструкції та собівартості виготовлення кожної деталі й складальної одиниці з врахуванням технічних вимог до їх виготовлення. Важливим етапом забезпечення технологічності є зменшення кількості складових частин в конструкції. Це дозволяє зменшити імовірність відмови та підвищити його термін служби. Також при проектуванні гвинтових механізмів доцільно використовувати максимальну кількість стандартних (уніфікованих та стандартизованих) деталей і складальних одиниць, що дає змогу

забезпечувати виготовлення високої якості, експлуатаційної надійності та довговічності. Такі механізми характеризуються низькою трудомісткістю виготовлення та технологічною собівартістю.

Основні технічні ідеї і гіпотези щодо підвищення ефективності гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями.

Перша гіпотеза – в конструкціях ГТМ для забезпечення надійності і безвідмовності їх в роботі при транспортуванні в'язких і липких сипких матеріалів необхідно встановлювати вібраційні механізми для уникнення сводоутворень, мертвих зон і налипання сипких матеріалів на кожухи і робочі органи, що забезпечить нормальні умови їх роботи, підвищення продуктивності і зменшення енерговитрат.

Друга гіпотеза – полягає в тому, що кожухи гвинтових конвеєрів доцільно виконувати еліптичної форми з вертикальним розміщенням більшої осі еліпса і можливістю регулювання величини зазору між гвинтовим робочим органом і кожухом або встановлення кути нахилу між ними в бік транспортування матеріалу [4]. В результаті дослідження встановлено, що еліпсна форма кожуха сприяє покращенню умов транспортування насінєвих матеріалів і відповідно зменшує зусилля змішування та величину травмування насіння при збільшенні зазору між шнеком і кожухом в зоні найбільшого скупчення насінєвого матеріалу, або встановлення шнека під кутом до кожуха при його переміщенні до зони виходу при заповненні конвеєра не більше 0,5...0,7 міжвиткового простору.

Третя гіпотеза – для розширення технологічних можливостей ГТМ, підвищення їх ефективності і якісного виконання технологічних процесів доцільно розробити конструкцію двошнекового ГК з коливним еліпсним кожухом з покращеними техніко-економічними показниками [4].

Четверта гіпотеза – для ефективного проектування ГТМ з розширеними технологічними можливостями доцільно розробити багатоваріантну структуру конструктивних та функціональних можливостей реалізації процесів транспортування сипких матеріалів і виконання додаткових операцій, а також принципу синтезу необхідних конструкцій ГТМ, що вдосконалюються із використанням трьох ієрархічних рівнів конструктивно-технологічної системи “гвинтовий конвеєр”, яка в процесі синтезу генерує множину можливих альтернатив для кожного з трьох ієрархічних рівнів [5].

П'ята гіпотеза – особливо турбує стан справ з розроблення гнучких гвинтових конвеєрів, які є найбільш мобільними транспортними засобами, що здатні підвищити рівень механізації

багатьох завантажувально-розвантажувальних і транспортних робіт, які характеризуються великою питомою вагою ручної праці [6].

Шоста гіпотеза – використовувати деталі гвинтових конвеєрів, наприклад, шнеки, кожухи та інші деталі з пластмасових матеріалів, коефіцієнт тертя при цьому є значно меншим, ніж при взаємодії сипких матеріалів з металевими поверхнями при їх транспортуванні.

Раціональні конструктивні та технологічні параметри роботи ГТМ доцільно визначати залежно від частоти обертання робочих органів, радіуса кривизни, висоти піднімання траси та інше.

Висновки. Визначено основні показники технологічності та конструктивної складності виконання гвинтових деталей. Приведена технологічна характеристика конструктивних параметрів гвинтових деталей машин, виготовлених різними способами.

Сформульовано основні технічні ідеї і гіпотези щодо підвищення ефективності гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями.

Література

1. Макаров Ю.И. Аппараты для смешения сыпучих материалов / Ю.И. Макаров. – М.: Машиностроение, 1993. – 216 с.
2. Гевко І.Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання / І.Б. Гевко. – Тернопіль: ТДТУ, 2008. – 307 с.
3. Рогатинський Р.М. Змішувач комбікормів / Р.М. Рогатинський, Ю.Б. Капаціла, Д.В. Дмитрів // Змішувач комбікормів: зб. наук. праць НАУ. – К.: НАУ, 2000. – Т.7. – С.156–159.
4. Патент № 83798, Україна. Гвинтовий двохшнековий змішувач. Заявники і власники патенту: Пилипець М.І., Дячун А.Є., Любачівський Р.О., Кучвара І.М., Гевко І.Б. Заявл. 26.04.2013р., опубл. 25.09.2013, бюл. № 18.
5. Ляшук О.Л. Структурний синтез гвинтових робочих органів механізмів машин / О.Л. Ляшук, Р.О. Любачівський, І.М. Кучвара // Структурний синтез гвинтових робочих органів механізмів машин: вісник НТУУ КПІ Машинобудування. – К.: НТУУ КПІ, 2013. – №68. – С. 25 – 31.
6. Патент № 85011, Україна. Секційна гвинтова спіраль. Заявники і власники патенту: Ляшук О.Л., Любачівський Р.О., Дзюра В.О., Клендій В.М., Гевко І.Б. Заявл. 18.04.2013р., опубл. 11.11.2013, бюл. № 21.

УДК 621.82

© Б.М. Гевко, д.т.н., А.С. Дячун, к.т.н., В.В. Крук, к.т.н., П.В. Босюк
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

ТЕХНОЛОГІЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН ДВОХСТОРОНЬОЇ ДІЇ

Наведені технологічні передумови проектування обгінної муфти двохсторонньої дії, представлені розрахункові схеми для визначення контактних сил та конструктивних параметрів пар контакту, а також виведені аналітичні залежності для визначення силових, кінематичних і технологічних параметрів. Обґрунтовано вибір матеріалів деталей цих муфт.

МУФТА ДВОСТОРОНЬОЇ ДІЇ, ТЕХНОЛОГІЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПРОЕКТУВАННЯ.

Постановка проблеми. Муфти входять до складу більшості сільськогосподарських агрегатів та механізмів і мають значний вплив на їх експлуатаційні й технічні характеристики. Поряд із передачею обертового руху муфти виконують ще й інші функції. Зокрема, це захист від перевантаження, компенсація змін з'єднаних валів, амортизація поштовхів, ударних навантажень та вібрацій, що супроводжують роботу різного роду машин та механізмів. При проектуванні нових конструкцій приводів машин постійною є проблема вибору їх оптимальних параметрів в залежності від їх співвідношення, умов експлуатації, бажаних функціональних характеристик та багатьох інших факторів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питання визначень взаємозалежностей конструктивно-силових параметрів обгінних муфт розглянуті у працях В.С. Полякова, І.Д. Барбаша [1], В.О. Малащенко [2], В.Т. Павлище [3], О.А. Ряховского [4]. Проте розрахунок кожного приводу має свою специфіку, оскільки кожна із конструкцій характеризується наявністю тих чи інших конструктивних елементів, які впливають на характер їх спрацювання.

Мета дослідження. Метою даної роботи є розробка технологічних передумов розрахунку основних конструктивно-силових параметрів пари контакту розробленої муфти з вибором відповідного матеріалу основних деталей.

Результати дослідження. Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки "Новітні та

ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі” на 2006-2015 роки.

Робота приводу двохсторонньої дії (обгінної муфти) (рис. 1) здійснюється наступним чином. Обертювий момент передається від привідної зірочки 1 на зовнішню обойму 2, стакан 7 і розрізні циліндричні гальмівні сектори 4. Останні передають обертювий момент на гальмівні елементи 12 і вал 3, який обертає робочий орган (на кресленні не показано).

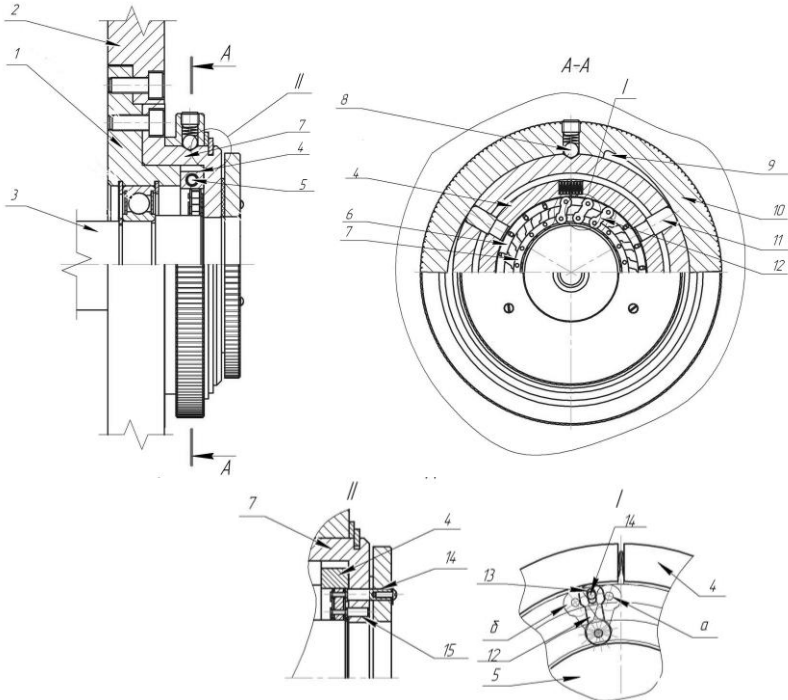


Рис. 1 - Обгінна муфта двохсторонньої дії

Нижній сепаратор 7 за допомогою пальців 15 прикріплено до стакану 1, а верхній пальцями 14 - до шайби. Нижніми отворами гальмівні елементи 12 є у взаємодії з пальцями 14 з можливістю відносного переміщення і які жорстко закріплені до торця внутрішнього сепаратора 7, а верхні розгінні видовжені отвори 13 виконані у вигляді розгінних видовжених пазів, які є у взаємодії з пальцями 14, що жорстко закріплені до торця зовнішнього сепаратора з можливістю відносного переміщення. Якщо гальмівні елементи 12 в

механізмі знаходяться під нахилом вправо (поз. *a*, фіг. 1), то вал 3 вільно обертається проти годинникової стрілки. Зворотній рух вала неможливий через заклинювання гальмівних елементів 12 між сегментом 4 та валом 3.

Для зміни руху вала 3 необхідну повернути кільце таким чином, щоб направляючі пальці 8 опинилися у виїмці. Тим самим циліндричні гальмівні сектори 12 за допомогою пружин 5 збільшують свій внутрішній діаметр і звільняють гальмівні елементи від навантаження. За допомогою шайби переміщують верхній сепаратор 6 вліво (поз. б, фіг. 1), для чого виконані розгінні пази. Кільце 10 повертається назад до фіксації його кулькою 8. При цьому вал 3 вільно обертається в протилежну сторону (за годинниковою стрілкою).

Дана обгінна муфта передає крутний момент за рахунок самозаклинювання відповідних гальмівних елементів під час їх контакту із внутрішньою поверхнею зовнішньої обойми пристрою. Умова самозаклинювання забезпечується комплексною дією сил тертя в точках контакту безпосередньо зовнішніх поверхонь контактних ланок внаслідок їх провертання на своїх осях.

Згідно з розрахунковою схемою (рис. 2) результуючу силу F_p , яка протидіє силі контакту W гальмівних елементів, і є складовою умови самозаклинювання, можна виразити через нормалі N_1 і N_2 , що виникають на поверхнях контакту осі і пазів контактної ланки.

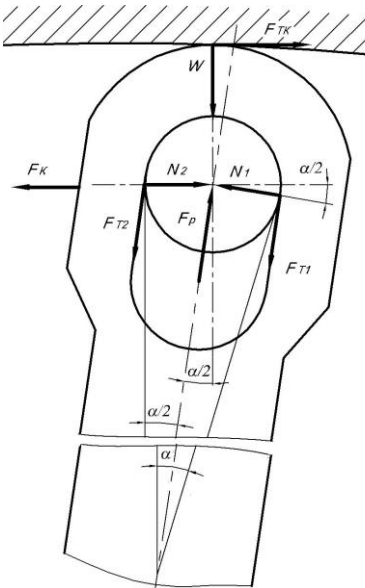


Рис. 2 – Розрахункова схема сил контакту гальмівного елемента в зачепленні муфти

$$F_p = N_1 \sin(\alpha/2) + N_2 \sin(\alpha/2) = \sin(\alpha/2)(N_1 + N_2), \quad (1)$$

де α – кут нахилу поверхні контактної ланки.

Згідно з розрахунковою схемою умова рівноваги сил, при якій забезпечується умова самозаклинювання гальмівних елементів, є наступною:

$$W \geq F_p \cos(\alpha/2) + F_{T1} \cos(\alpha/2) + F_{T2} + F_{TE} / [\operatorname{tg}(\alpha/2)]; \quad (2)$$

$$W \geq F_p \cos(\alpha/2) + F_{T1} \cos(\alpha/2) + F_{T2} + \frac{F_{TE} \cos(\alpha/2)}{\sin(\alpha/2)}; \quad (3)$$

$$W \geq F_{T2} + \cos(\alpha/2) \left(F_p + F_{T1} + \frac{F_{TE}}{\sin(\alpha/2)} \right). \quad (4)$$

Значення сили контакту можна розрахувати згідно з розрахунковою схемою, наведеною на рисунку 3.

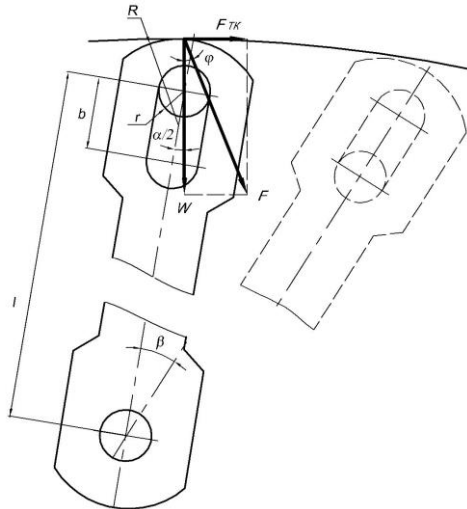


Рис. 3 – Розрахункова схема для визначення залежності між моментом і силою контакту гальмівних елементів

Відповідно момент в кінцевому положенні контактної ланки рівний

$$Nl = W [R \sin \varphi + r + b \sin(\alpha/2 + \varphi)]. \quad (5)$$

Також згідно з розрахунковою схемою величина AO рівна

$$AO = l - b - r. \quad (6)$$

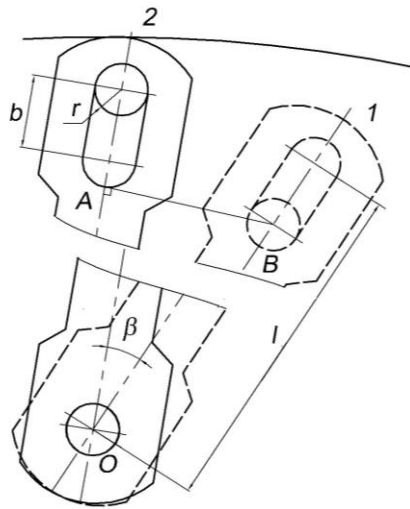


Рис. 4 – Розрахункова схема для встановлення функціональної залежності між величиною робочого ходу і кутом повертання гальмівного елемента

Прирівнявши залежності, отримаємо співвідношення

$$(l-b) \cdot \cos \beta = l - b - r. \quad (7)$$

Шляхом подальших перетворень отримаємо:

$$b - b \cdot \cos \beta = l \cdot \cos \beta + l - r; \quad b(1 - \cos \beta) = l \cdot \cos \beta + l - r;$$

$$b = \frac{l \cdot \cos \beta + l - r}{(1 - \cos \beta)}. \quad (8)$$

Рівність (8) і є шуканим співвідношенням між величиною робочого ходу і кутом повертання гальмівних елементів.

Для встановлення функціональної залежності між величиною робочого ходу і кутом повертання контактної ланки проведемо теоретичне дослідження рівності (8) шляхом підстановки числових значень відстані між осями контактної ланки l , радіуса осі r та кута її повертання β . Під час теоретичного дослідження числові значення відстані між осями контактної ланки конструктивно приймалися в межах $l=20\dots60$ мм; радіуса осі $r=2\dots5$ мм; кута повертання $\beta=10\dots25^\circ$.

Шляхом аналізу числових, даних отриманих в результаті розрахунку залежності (8), а також аналізуючи отримані графічні залежності $b = f(\beta)$ (рис. 5), встановлено, що співвідношення між

величиною робочого ходу та кутом провертання контактної ланки має чітко виражену лінійну залежність в діапазоні кроку кута провертання 5° . Встановлено, що за межами $18\dots 20^\circ$ спостерігається різке зростання числового значення величини робочого ходу, що на практиці може свідчити про виникнення в даному діапазоні кутів умови самозаклинювання. Проте для підтвердження даного припущення необхідна серія експериментальних досліджень.

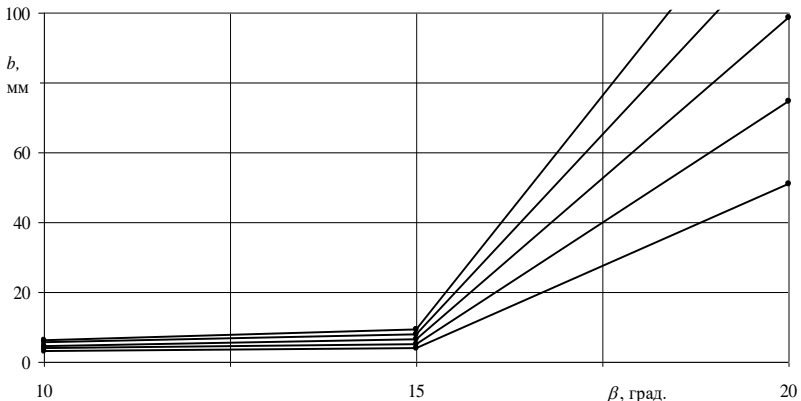


Рис. 5 – Залежність зміни величини робочого ходу гальмівних елементів від кута провертання контактної ланки

Графічні залежності, які представлені на рис. 5, дають змогу комплексно оцінити вплив того чи іншого параметра (при заданих інших) на величину зміщень гальмівних елементів обгінної муфти в процесі забезпечення умови самозаклинювання необхідної для передачі крутного моменту, а також можуть бути основою для розробки інженерної методики проектування аналогічних пристроїв.

Приводи сільськогосподарських агрегатів, різних машин та механізмів мають значний вплив на їх експлуатаційні і технічні характеристики. Поряд із передачею обертального руху муфти виконують ще й інші функції. Зокрема, це захист від перевантаження, компенсація зміщень з'єднувальних валів, амортизація поштовхів, ударних навантажень та вібрацій, що супроводжують роботу різного роду машин та механізмів. При проектуванні нових конструкцій приводів машин постійною є проблема вибору матеріалів їх оптимальних параметрів в залежності від їх співвідношення, умов

експлуатації, бажаних функціональних характеристик та багатьох інших факторів.

Велику роль в забезпеченні експлуатаційної довговічності і надійності муфт відіграє чистота обробки контактуючих поверхонь зірочки, обойми і ролика. Замість суцільного гартування слід віддати перевагу цементації з гартуванням або гартуванню струмами високої частоти, щоб твердість серцевини була в межах HRC 35-45.

Для обойми муфти зазвичай застосовують сталь 20X з глибиною цементації $\delta=0,8...1,8$ мм залежно від її діаметру $D=32...200$ мм, і при цьому отримують твердість робочої поверхні в межах HRC 59...60.

Для відповідальних деталей механізмів приводів застосовують леговані сталі, такі як: 40X (HRC 48), 12X3 (HRC 59), У10 (HRC 60...64), ШХ15 (HRC 59...63), 12ХНЗА (HRC59...62), 20ХГНР (HRC 60..63) [5]. Для зірочки, робоча ділянка якої схильна більшою мірою до втомного руйнуванню, рекомендується дещо більша глибина цементації $\delta =1,0... 2,0$ мм. В результаті також отримуємо твердість робочої поверхні в межах HRC59...60.

Відомі також муфти, що мають зірочки зі вставками. В якості матеріалу вставок зірочок застосовується твердий сплав Т15К6. Це дозволяє збільшити довговічність зірочки на 50...100%. Для виготовлення роликів здебільшого застосовуються високоякісні сталі: ШХ15 (HRC 59...63), У8А (HRC 60...62), У10А (HRC 59...62), ХВГ (HRC 62).

Щоб зменшити схильність довгих роликів до перекосів ставляться також підвищені вимоги під час експлуатації до вибору марки мастила та способу підведення його до зон тертя. Відомо, що мастило потрібне також для зменшення спрацювання і втрат потужності у муфтах під час вільного ходу, а в швидкохідних муфтах – і для відведення тепла.

У останньому випадку передбачається безперервне підведення і відведення мастила. Рекомендується здебільшого застосовувати рідкі мастила з низькою в'язкістю (наприклад, індустріальне 20). Кращому проникненню мастила до зони контактуючих елементів сприяє конструкція муфти із зовнішньою зірочкою.

Висновки. Розроблена надійна конструкція муфти двохсторонньої дії приводів сільськогосподарських машин. Виведені аналітичні залежності дозволяють провести визначення конструктивних і силових параметрів муфти двохсторонньої дії.

Література

1. Поляков В.С. Справочник по муфтам / В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский. – Л.: Машиностроение, 1979. – 352 с.
2. Малащенко В.О. Кулькові механізми вільного ходу / В.О. Малащенко, П.М. Гашук, О.І. Сороківський, В.В. Малащенко – Львів: Новий Світ - 2012. – 212 с.
3. Ряховский О.А. Справочник по муфтам. / О.А. Ряховский, С.С. Иванов – Л.: Политехника, 1991. – 383 с.
4. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. / В.Т. Павлище // - К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
5. Кульові механізми вільного ходу / [Малащенко В.О., Гашук П.М., Сороківський О.І., Малащенко В.В.]. - Львів: "Новий світ 2000", 2012. – 212 с.

УДК 631.331

© Б.М Гевко, д.т.н., Р.І Лотоцький

Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

В.М. Пришляк, к.т.н.

Вінницький національний аграрний університет

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ЗЕРНА ПО РУХОМИМ ПОВЕРХНЯМ ВИСІВНИХ АПАРАТІВ

У праці спроектовано висівний апарат та запропонована методика розробки математичної моделі переміщення зерна.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, РУХ НАСІННЯ ПО КОНІЧНИХ І ПЛОСКИХ ПОВЕРХНЯХ, ВИСІВНІ АПАРАТИ.

Постановка проблеми. Одержання високих і стабільних врожаїв залишається актуальною проблемою сільськогосподарського виробництва. При вирощуванні сільськогосподарських культур особливу увагу необхідно звертати на сівбу, тому що допущені під час її виконання недоліки неможливо виправити. Із розвитком технологій поліпшилась і якість насіння. Тому питання, які ставляться до точного, однозернового висіву насіння набуло актуальності і потребує раціональних рішень.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Рух частинок по шорстких поверхнях сільськогосподарських машин детально проаналізовано в роботах Василенка П.М. [1, 2], а також в інших

джерелах. У випадку, коли частинка рухається по поверхні з прокачуванням, широко використовується модель кулі. В роботі [3] представлено розв'язок задачі про рух кулі довільною кривою. Ударну взаємодію сферичних частинок із робочими поверхнями машин розглянуто в роботах Морозова І.В. [4], Рогатинського Р.М. [5]. Аналіз взаємодії частинок, відмінних від кулі, з робочими органами машин відображено в роботі [6]. Проте ряд питань, пов'язаних із обґрунтуванням параметрів руху посівного матеріалу по обертових конусних поверхнях висівних апаратів, залишилися не повністю дослідженими.

Мета роботи. Метою роботи є розроблення математичної моделі руху частинок висівного матеріалу шорсткими поверхнями висівних апаратів для визначення кінематичних та силових параметрів під час взаємодії насінини з конічними та плоскими висівними дисками з виведенням відповідних аналітичних залежностей для апаратів точного висіву насіння.

Результати дослідження. Технологічний процес роботи висівного апарата точного висіву, який зображено на рис. 1 [7].

Робота висівного апарата здійснюється наступним чином. В бункер 1 і корпус висівного апарата засипається насіння і включається привід висівного апарата. З центрального привідного вала 2 через конічні шестерні 3, карданний вал 4 крутний момент передається на карданний вал і диск 5. Під час обертання диска насінини 6 заповнюють комірки 7 і переміщуються по колу доріжкою ковзання до виштовхувального кінця одновиткової пружини 8. Під час зустрічі зернини 6 з виштовхувальним кінцем вона через отвір випадає в насінепровід. Далі насінини потрапляють на лопатки 9 розподільчого диска 10, і за рахунок його обертання, з нульовою горизонтальною швидкістю випадають на дно канави необхідної глибини, нарізаної сошником 11. Після цього канавка загортається загортачами 12, а ґрунт ущільнюється опорно-копіювальним привідним колесом 13.

Проектування багатьох сільськогосподарських машин, зокрема висівних апаратів, неможливе без визначення кінематичних і динамічних параметрів переміщення матеріалу поверхнями машин. Стосовно висівних апаратів переміщення частинок може відбуватись без взаємодії з іншим посівним матеріалом, а тому, визначення траєкторій руху окремої частинки, визначення параметрів його взаємодії з рухомими поверхнями деталей апаратів є важливою науковою задачею, що дозволяє на етапі проектування забезпечувати високі вимоги до їх точності.

Розглянемо рухому конусну поверхню диска висівного апарата діаметром кожуха D_0 в циліндричній системі координат $O\rho\theta z$, що обертається з кутовою швидкістю ω .

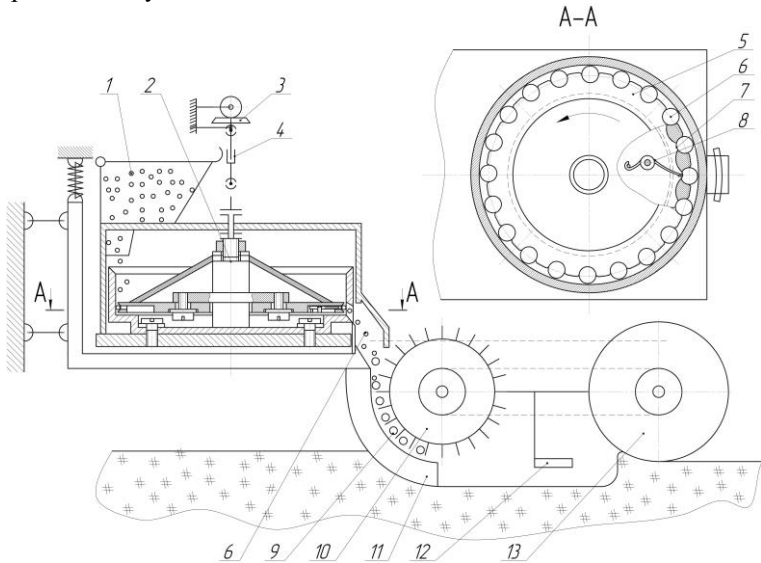


Рис. 1 – Висівний апарат точного висіву

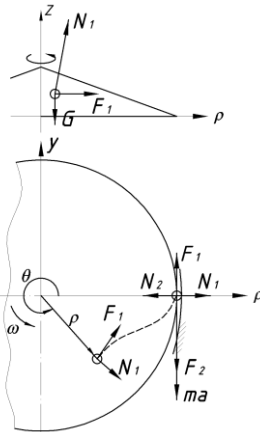


Рис. 2 – Розрахункова схема руху насінини поверхнею висівного диска

Рівняння такої поверхні в циліндричній системі координат

$$\rho_1 = u; \theta_1 = \phi_1; z_1 = u_1 \operatorname{ctg} \beta. \quad ($$

1)

Рівняння циліндричної поверхні кожуха:

$$\rho_2 = D_0 / 2; \theta_2 = \phi_2; z_2 = u_2, \quad (2)$$

де u_i та ϕ_i - відповідно лінійний та кутовий незалежні параметри кожної із поверхонь.

Диференціальні рівняння руху матеріальної частинки виведено відповідно в [2,4]. З метою спрощення подальших викладок стосовно руху потоку, дослідимо рух частинки в циліндричних координатах $O\rho\theta z$. Розглянемо матеріальну зернину А, яка переміщається лише по поверхні конусного диска під час його обертання.

З використанням принципу Даламбера рівняння руху для матеріальної зернини:

$$\bar{N}_1 + \bar{F}_1 + \bar{G} - m\bar{a} = 0, \quad (3)$$

де \bar{N}_1 та \bar{F}_1 - відповідно вектори сил нормальної реакції конусної поверхні диска висівного апарата і сили тертя від її дії (рис. 1, а), $F_1 = \mu_1 N_1$; m - маса частинки, \bar{a} - абсолютне прискорення частинки; \bar{G} - вектор сили земного тяжіння; μ_1 - коефіцієнт тертя ковзання частинки по поверхні диска.

Вектор рівнодійної реакції поверхні на частинку в полярній системі координат $\bar{R}_1 = \bar{N}_1 + \bar{F}_1 = \{\alpha_{\rho 1} N_1; \alpha_{\theta 1} N_1; \alpha_{z 1} N_1\}$, де $\alpha_{z 1}, \alpha_{\theta 1}$ та $\alpha_{\rho 1}$ - відповідні коефіцієнти (суми направляючих косинусів векторів \bar{N}_1 та \bar{F}_1 до ортів координатної системи).

Після розкладу на координатні осі рівняння (3) має вигляд:

$$\begin{cases} \alpha_{\rho 1} N_1 + G_{\rho} - m a_{\rho} = 0; \\ \alpha_{\theta 1} N_1 + G_{\theta} - m a_{\theta} = 0; \\ \alpha_{z 1} N_1 + G_z - m a_z = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Складові швидкості v та абсолютного прискорення a частинки під час її руху по поверхні кожуха під дією спіралі:

$$\begin{cases} v_{\rho} = d\rho / dt = \dot{\rho}; \\ v_{\theta} = \rho \cdot d\theta / dt = \rho \dot{\theta}; \\ v_z = (d\rho / dt) \operatorname{ctg} \beta = \dot{\rho} \operatorname{ctg} \beta. \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} a_\rho = \ddot{\rho} + \rho\dot{\theta}^2; \\ a_\theta = \rho\ddot{\theta} + 2\dot{\rho}\dot{\theta}; \\ a_z = (\ddot{\rho} + \rho\dot{\theta}^2) \operatorname{ctg} \beta, \end{cases}$$

де ρ , $\dot{\rho}$ та $\ddot{\rho}$ - відповідно радіальні параметри частинки, її швидкість та прискорення, тут $\rho = D/2$; θ , $\dot{\theta}$ та $\ddot{\theta}$ - відповідно кутові параметри, швидкість та прискорення частинки в системі $O\rho\theta z$; β - кут конуса диска.

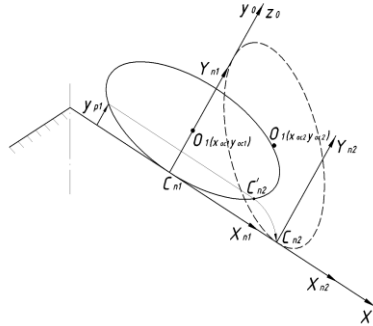


Рис. 3 – Розрахункова схема руху частинки по поверхні висівного диска

Вектор \bar{N}_1 направлений перпендикулярно поверхні диска висівного апарата, а вектор \bar{F}_1 розміщений в площині, дотичній до цієї поверхні, в точці її контакту із частинкою і направлений протилежно вектору відносної швидкості частинки щодо кожної із поверхонь.

Напрямок вектора відносної швидкості частинки $\bar{v}_g = \bar{v} - \bar{v}_1$, де $\bar{v}_1 = 0 \cdot \bar{e}_\rho + \rho\omega \cdot \bar{e}_\theta + 0 \cdot \bar{e}_z$, де \bar{e}_i - орти відповідних осей координат.

Отже, відносна швидкість дорівнює:

$$\bar{v}_g = \bar{v} - \bar{v}_1 = \dot{\rho} \cdot \bar{e}_\rho + \rho(\dot{\theta} - \omega) \cdot \bar{e}_\theta + \dot{\rho} \operatorname{ctg} \beta \cdot \bar{e}_z. \quad (6)$$

Її абсолютна величина:

$$v_g = |\bar{v}_g| = [\rho^2(\dot{\theta} - \omega)^2 + \dot{\rho}^2(1 + \operatorname{ctg}^2 \beta)]^{1/2}. \quad (7)$$

Відповідно:

$$\begin{aligned} \bar{N}_1 &= N\{\sin \beta; 0; \cos \beta\}; \\ \bar{F}_1 &= -\mu N_1 \bar{v}_g / |\bar{v}_g|. \end{aligned} \quad (8)$$

Отже, коефіцієнти при векторі сили зв'язку частинки із поверхнею диска дорівнюють:

$$\alpha_i = \{ \sin \beta - \mu_1 \dot{\rho} / v_a; \mu_1 \rho (\omega - \dot{\theta}) / v_a; \cos \beta - \mu_1 \dot{\rho} \operatorname{ctg} \beta / v_a \}. \quad (9)$$

Відповідно система (4) має вигляд:

$$\begin{cases} (\sin \beta - \mu_1 \dot{\rho} / v_a) N_1 - m(\ddot{\rho} + \rho \dot{\theta}^2) = 0; \\ [\mu_1 \rho (\omega - \dot{\theta}) / v_a] N_1 - m(\rho \ddot{\theta} + 2\dot{\rho} \dot{\theta}) = 0; \\ (\cos \beta - \mu_1 \dot{\rho} \operatorname{ctg} \beta / v_a) N_1 - mg - m\ddot{\rho} \operatorname{ctg} \beta = 0. \end{cases} \quad (10)$$

Після відповідних перетворень і спрощень (12) отримано наступну систему рівнянь для числового визначення траєкторії руху частинки по обертовій конічній поверхні:

$$\begin{cases} \rho \dot{\theta}^2 (v_a \cos \beta - \mu_1 \dot{\rho} \operatorname{ctg} \beta) - g(v_a \sin \beta - \mu_1 \dot{\rho}) = 0; \\ (\rho \ddot{\theta} + 2\dot{\rho} \dot{\theta})(v_a \sin \beta - \mu_1 \dot{\rho}) - \mu_1 \rho (\ddot{\rho} + \rho \dot{\theta}^2)(\omega - \dot{\theta}) = 0. \end{cases} \quad (11)$$

Розв'язок систем (11) числовими методами показує, що в процесі обертання диска висівного апарату частинка, що лежить на його поверхні, наближається до периферії диска за траєкторією, близькою до дотичної колової траєкторії з радіусом, що відповідає радіальному параметру частинки.

Проте використання моделі матеріальної частинки для випадку потоку пов'язане із рядом обмежень, для встановлення яких необхідно розглянути складніші моделі, наприклад, модель руху сферичної частинки.

У випадку падіння частинки з висоти на поверхню конічного диска траєкторію відскоку моделювали за допомогою спеціального програмного забезпечення, що моделює взаємодію круглих частинок із обертовою поверхнею робочого органу [5]. Вказане програмне забезпечення дозволяє змоделювати рух сферичної частинки по обертовій поверхні залежно від різних початкових кінематичних параметрів частинки. Встановлено, що частинка з початковими нульовими кутовою та лінійною швидкостями під час взаємодії з рухомою поверхнею обертового диска висівного апарату через соті долі секунди переходить від режиму ковзання до режиму кочення.

Визначення траєкторії руху некруглого (еліпсоїдного) зерна залежно від кута повороту частинки розглянуто в роботі [4]. В цьому випадку лінійна швидкість центра частинки від її кутової швидкості $\bar{\omega} = \bar{\phi}_e$, при її переміщенні криволінійними поверхнями визначається за залежністю:

$$v_c = \sqrt{(\dot{x}_{0c})^2 + (\dot{y}_{0c})^2} = \sqrt{\left(\frac{\partial x_{0c}}{\partial \varphi_l} \frac{\partial \varphi_l}{\partial \tau}\right)^2 + \left(\frac{\partial y_{0c}}{\partial \varphi_l} \frac{\partial \varphi_l}{\partial \tau}\right)^2} = \omega_c \sqrt{(\dot{x}_{0c})^2 + (\dot{y}_{0c})^2}, \quad (12)$$

де τ – параметр часу; x_{0c} та y_{0c} – відповідно координати центру зернини; φ_l – кут повороту частинки; φ_{n20} – кут між нормаллями, проведеними до поверхні еліпса в точках дотику, відповідно початковій та в розглядуваний момент часу τ ; φ_l – кут між нормаллями, проведеними до поверхні кочення у початковій та біжучій точках дотику.

Згідно із законом збереження енергії для зернини під час кочення виконується рівність:

$$\frac{m v_c^2}{2} + \frac{I \dot{\varphi}_e^2}{2} + \frac{k_t \dot{\varphi}_e^2}{2} = mg \Delta h, \quad (13)$$

де m – маса зерна; v_c – швидкість руху центра мас зерна; I – момент інерції еліпсоїда навколо вісі навколо центральної вісі обертання; k_t – дисипативний коефіцієнт розсіювання енергії; Δh – рівень розміщення зерна по висоті робочої зони, $\Delta h = -y_{0c}$.

З рівнянь (12), (13) отримано значення модуля кутової швидкості обертання еліпса:

$$|\omega| = \sqrt{\frac{-mgy_{0c}}{\frac{m\sqrt{(\dot{x}_{0c})^2 + (\dot{y}_{0c})^2}}{2} + \frac{I}{2} + \frac{k_t}{2}}}. \quad (14)$$

За зміною кутової швидкості згідно з (14) визначено лінійну швидкість зернини.

Виведені залежності дають можливість визначити траєкторію руху центра мас зерна по конусній поверхні диска висівного апарата та закон зміни швидкості частинки, для чого розроблені відповідні алгоритми та програмне забезпечення.

Під час накопичення зерна по периферії рухомого диска, насіння в масиві може поводити себе аналогічно матеріальній частинці у зв'язку з тим, що взаємне повертання частинок практично відсутнє, тобто реалізується модель звязної маси. В цьому випадку форма частинки на її рух практично не впливає, а модель переміщення насінини визначається, як модель руху частинки в безвідривному режимі по поверхнях рухомого конічного диска та нерухомого вертикального циліндричного кожуха. Траєкторія руху частинки є коло

з діаметром D_0 . Відповідно $\rho = D_0$ і частинка мають лише один незалежний параметр θ .

З використанням принципу Даламбера рівняння руху для матеріальної частинки аналогічно (3) має вигляд:

$$\bar{N}_1 + \bar{F}_1 + \bar{N}_2 + \bar{F}_2 + \bar{G} - m\bar{a} = 0, \quad (15)$$

де \bar{N}_2 та \bar{F}_2 – відповідно вектори сил нормальної реакції циліндричної поверхні кожуха та сили тертя від її дії, $F_2 = \mu_2 N_2$. Вектор рівнодійної реакції поверхонь диска ($i=1$) та циліндричного кожуха ($i=2$) у полярній системі координат, аналогічно записано $\bar{R}_i = \bar{N}_i + \bar{F}_i = \{\alpha_{\rho i} N_i; \alpha_{\theta i} N_i; \alpha_{z i} N_i\}$, де $\alpha_{\rho i}$, $\alpha_{\theta i}$ та $\alpha_{z i}$ – відповідні коефіцієнти (суми направляючих косинусів векторів \bar{N}_i та \bar{F}_i до ортів координатної системи). Для випадку, що розглядається, $\alpha_1 = \{\sin \beta; \mu_1; \cos \beta\}$; $\alpha_2 = \{-1; -\mu_2; 0\}$.

Після розкладу на координатні осі рівняння (3) має вигляд:

$$\begin{cases} \alpha_{\rho 1} N_1 + \alpha_{\rho 2} N_2 + G_{\rho} - m a_{\rho} = 0; \\ \alpha_{\theta 1} N_1 + \alpha_{\theta 2} N_2 + G_{\theta} - m a_{\theta} = 0; \\ \alpha_{z 1} N_1 + \alpha_{z 2} N_2 + G_z - m a_z = 0. \end{cases} \quad (16)$$

Складові швидкості та абсолютного прискорення частинки під час її руху по поверхні кожуха під дією диска:

$$v_{\rho} = 0; \quad v_{\theta} = u \cdot d\theta / dt. \quad (17)$$

Після відповідних перетворень реакції поверхонь диска та кожуха відповідно визначатимуть із залежностей:

$$N_1 = mg / \cos \beta; \quad ($$

$$N_2 = m(D_0 \dot{\theta}^2 / 2 + g \operatorname{tg} \beta). \quad (18)$$

Рівняння руху частинки в розгорнутому вигляді має вигляд:

$$\ddot{\theta} - 2\mu_1 g / (D_0 \cos \beta) + \mu_2 (\dot{\theta}^2 + 2g \operatorname{tg} \beta / D_0) = 0. \quad (19)$$

Для встановленого руху, коли $\ddot{\theta} = 0$, кутова швидкість кругового руху матеріальної частинки (за умови $\dot{\theta} < \omega$) дорівнює:

$$\omega_A = \dot{\theta} = \sqrt{2g(\mu_1 - \mu_2 \sin \beta) / (\mu_2 D_0 \cos \beta)}. \quad (20)$$

Як впливає із рівняння (20), кутова швидкість кругового руху матеріальної частинки не залежить від кутової швидкості диска у визначеному діапазоні кутових швидкостей. Проте для реального насіння, особливо сферичної форми, внаслідок його перекочування

реальна кутова швидкість обертання масиву насіння ω_p дорівнює $\dot{\theta} \leq \omega_p \leq \omega$.

Як свідчать отримані результати, рух насіння по поверхні обертового диска від зони завантаження до периферії бункера насінневого апарата займає незначний проміжок часу та в процесі їх розподілу у комірках висівного апарата приймаємо, що насіння розміщується по зовнішньому діаметру кінцевого диска, тобто його рух описується рівнянням (18), або з врахуванням реальної форми насіння.

У загальному випадку на рух частинки рухомими поверхнями висівних апаратів суттєво впливають її відхилення від правильної сферичної форми, а тому в точних розрахунках технологічних процесів сільськогосподарського виробництва та проектуванні відповідних машин вплив таких відхилень доцільно враховувати.

Висновки. В результаті проведених досліджень розроблено модель руху частинки висівного матеріалу, що дає можливість визначити кінематичні та силові параметри під час взаємодії насінини з кінчними та плоскими висівними дисками. Виведено аналітичні залежності для визначення траєкторії руху зернин поверхнею обертового диска, кутової швидкості обертання масиву насіння і реакції поверхонь диска та кожуха. Наведено схему і принцип роботи механічного апарата точного висіву насіння.

Література

1. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. – К.: Изд. УАСХН, 1960. – 283 с.
2. Василенко П.М., Василенко Т.А., Богачев С.Я. О движении семян по семяпроводам посевных машин. // Сельскохозяйственная машина. – 1957.– С. 3-6.
3. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики. – К.: Издательство УСХА, 1992. – 507 с.
4. Морозов І.В., Дудін О.В. Модель траєкторії руху зерна по поверхнях сільськогосподарських машин // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства “Механізація сільськогосподарського виробництва”. Вип.21.– Харків: ХДТУ. – 2003. – С.124–131.
5. Рогатинський Р.М. та інш. Модель контактної взаємодії частинки вантажу з робочими поверхнями сільськогосподарських машин // Вісник Харківського державного технічного університету

сільського господарства "Механізація сільськогосподарського виробництва". – Вип.21. – Харків: ХДТУСГ –09.10.2003 р. – С. 222–228.

6. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. – Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. – 176 с.

7. Пат. 85232 Україна, МПК А01С 7/04. Апарат точного висіву насіння / Гевко Б.М., Павельчук Ю.Ф., Лотоцький Р.І.; заявники та власники патенту Гевко Б.М., Павельчук Ю.Ф., Лотоцький Р.І. – № у 2013 06970; заявл. 03.06.2013; опубл. 11.11.2013, Бюл. № 21. УДК 631. 358

© І.Б. Гевко, д.т.н.

Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя
С.Г. Білик, к.т.н., І.В. Фльонц, к.т.н., В.І. Солтисюк, к.т.н.,
В.І. Диня, к.т.н., І. І. Семенів
Бережанський агротехнічний інститут НУБІП України

СТЕНДОВЕ ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ОЧИСНИХ СИСТЕМ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

У статті наведені конструкції стендів для дослідження гвинтових та інших очисних систем коренезбиральних машин і методика їх дослідження. Представлені аналітичні залежності для визначення силових, технологічних і конструктивних параметрів очисних робочих органів машин.

СТЕНДОВЕ ОСНАЩЕННЯ, ОЧИЩЕННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ, РОБОЧІ ОРГАНИ, ОЧИСНА ГІРКА, ЗАБРУДНЕННЯ І ПОШКОДЖЕННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ.

Постановка проблеми. Створення сучасних бурякозбиральних машин пов'язане з підвищенням їх експлуатаційних показників при високому рівні якості виконання технологічних процесів, що в основному визначає технічний рівень коренезбиральної техніки, розвиток і виробництво якої в Україні за останні 10 років здійснюється надзвичайно повільно. Розроблення нових технологічних процесів очищення та створення високоефективних очисників коренезбиральних машин сприяє: підвищенню продуктивності праці, повноті збиранню врожаю, якості зібраної маси, зменшенню транспортних робіт, пов'язаних із перевезенням та збереженням родючості ґрунтів та ін.

Тому одним із актуальних завдань, спрямованих на поліпшення якості виконання технологічних процесів очищення коренеплодів, є розроблення більш досконалих конструкцій гвинтових робочих органів і стендового оснащення для їх дослідження.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Теорія та практика визначення конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів очисних систем коренезбиральних машин розглянуті в багатьох працях [1,2,3,4]. Це в основному шнекові, циліндричні і кулачкові очисні системи, які є в першому випадку пасивними, а в другому випадку здійснюють значне травмування коренеплодів. Тому питання очищення коренеплодів є важливим і має велике сільськогосподарське значення у формуванні економіки України.

Мета дослідження. Метою роботи є розроблення стендового оснащення для дослідження характеристик гвинтових очисних робочих органів і очисних гірок коренезбиральних машин різного конструктивного використання.

Робота виконується згідно з постановою Кабінету Міністрів України «Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентоспроможною технікою» на 2010...2015 роки.

Результати дослідження. На рис. 1 показана принципова схема, стенда для дослідження гвинтових очисних робочих органів бурякозбиральних машин, а на рис. 2 – гвинтовий циліндричний сепаратор зі зміщеними осями обертання [3].

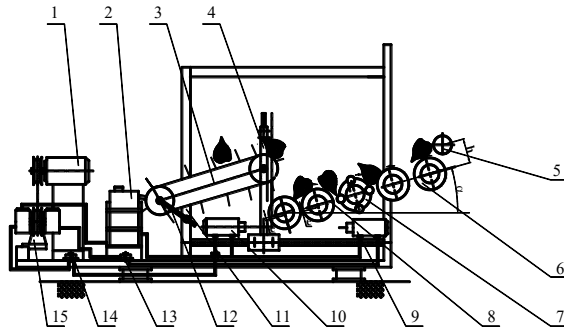


Рис. 1 – Стенд для дослідження очищення коренеплодів гвинтовими робочими органами



Рис. 2 – Гвинтовий циліндричний сепаратор зі зміщеними осями обертання

Процес роботи очисної системи здійснюється наступним чином. Ворох надходить до завантажувального транспортера 3. З приводом 12 коренеплоди 4 скочуються з нього і потрапляють на гвинтовий циліндричний сепаратор. Переміщуючись сепаратором коренеплоди активно очищуються від землі і рослинних решток. Привід робочих органів здійснюється від гідромоторів 9 і 10, що живляться від гідростанції 15 привідним електродвигуном 1.

Частота обертання гідромоторів регулюється за допомогою зміни кількості подачі масла за допомогою дроселів 13 і 14.

При проведенні лабораторних експериментальних досліджень користувались наступними конструктивно-кінематичними параметрами гвинтово-циліндричного сепаратора: діаметр циліндричних вальців рівний $D = 0,18$ м; зазор між валами $H = 0,045$ м. Крок вальця $T = 0,25$ м; висота рифа $H = 0,03$ м; кількість обертів циліндричних вальців – 160-250 об/хв; величина ексцентриситету встановлення вальців дослідження при $e = 4...12$ мм.

На рис. 3 зображено стэнд для дослідження технічних процесів очищення коренеплодів очисною гіркою.

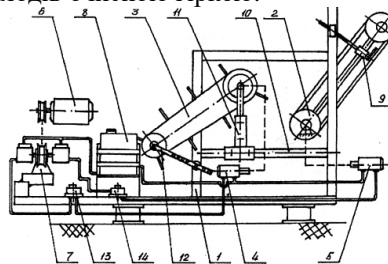


Рис. 3 – Стэнд для дослідження технічних процесів очищення коренеплодів очисною гіркою

Установка (рис. 3) стаціонарна складається із зварної рами 1, очисної гірки 2 та завантажувального транспортера 3. Привід гірки і транспортера здійснюється від двох гідромоторів 4 і 5. На рамі встановлений електродвигун 6 з насосною станцією 7 і масляний блок 8. Кут нахилу гірки регулюється з допомогою тяги 9, а кут нахилу транспортера шляхом переміщення веденого вала за допомогою регулювальної штанги 12. Відстань між транспортером і гіркою регулюється шляхом переміщення транспортера по направляючих 10 стійок 11.

Кутова швидкість привідних валів очисної гірки і завантажувального транспортера змінювалась за допомогою гідравлічних дроселів 13 і 14.

Передача руху здійснюється від привідного електродвигуна 6 до двох гідронасосів станції 7, які приводять в рух гідромотори 4 і 5. Частота обертання цих гідромоторів регулюється кількістю подачі масла за допомогою дроселів 13 і 14.

На рис. 4 показано загальний вигляд стенда.

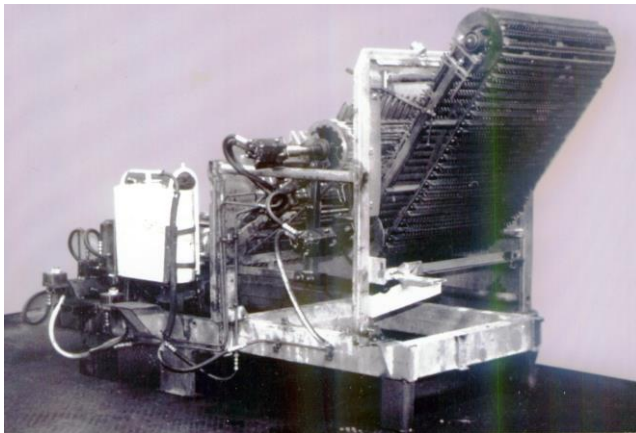


Рис. 4 – Загальний вигляд стенда

Технічна характеристика лабораторної установки дозволяє отримати безступінчасте регулювання швидкості завантажувального транспортера ($V_T = 1,6$ м/с), очисної гірки ($V_G = 0...2,0$ м/с), кута нахилу транспортера ($\alpha = 20...70^\circ$) та кута нахилу гірки ($\beta = 40...60^\circ$) для реалізації експериментів.

Для проведення досліджень у кожному досліді готувався технологічний ворох з завчасно визначеним складом компонентів.

Результати сепарації вороху фіксувались по параметрах, необхідних для визначення чистоти та втрат коренеплодів. Верхній і нижній схід компонентів з гірки потрапляв на полотно, після чого проводилось зважування на вазі.

За результатами експериментів визначалась чистота “Ч”, пошкодження і втрати “В” коренеплодів.

Для фіксації процесу роботи очисних систем, які досліджуються на стенді, використовують кінокамеру, а продуктивність заміряють зважуванням коренеплодів у ємностях за одиницю часу, таким же чином заміряють кількість ґрунту і рослинних залишків. Крім цього заміряють ступінь травмування та пошкодження коренеплодів поза межами стенда.

Залежності забрудненості коренеплодів від зазору між валами при величині ексцентриситету 4;8;12 мм для $D = 0,18$ м зображено на рис. 5.

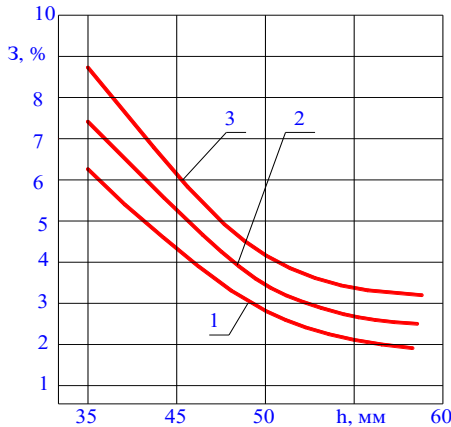


Рис. 5 – Залежність забрудненості з коренеплодів від зазору h між валами діаметром $D = 0,18$ м при величині ексцентриситету: 1– 12 мм; 2 – 8 мм; 3– 4 мм

Аналіз графічних залежностей (рис. 6) і поверхні відгуку показує, що пошкодження коренеплодів Π залежать від факторів e і h – із збільшенням величини

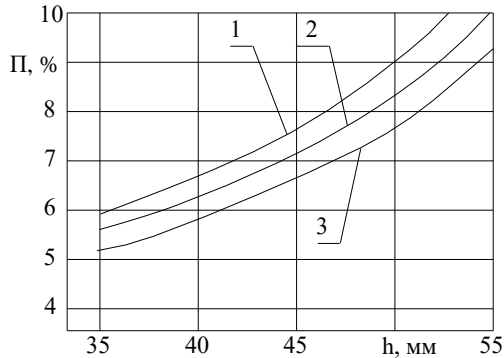


Рис. 6 – Залежність пошкоджень Π коренеплодів від зазору h між валами для $D=0,18$ м при величині ексцентриситету: 1 – 12 мм; 2 – 8 мм; 3 – 4 мм

Завантаження шестирядного комбайна розглядалось у три потоки від відповідних пар копачів. Граничний час перебування вороху в k -му потоці

$$t_k = \frac{2\pi l_k}{\omega T} = k_k \frac{\pi L}{\omega T},$$

де l_k – довжина транспортування; L – довжина вальця; ω – частота обертання; T – момент опору; k_k – коефіцієнт, що визначається шляхом проходження русла.

Маса вороху на розвідних та звідних валках із врахуванням просіювання:

$$M_{\hat{a}1} = \frac{\pi k_c L m_k}{\omega T} + \frac{\Delta m_0}{\lambda_{12}} \left[1 - K_{e1} \cdot e^{-\frac{\lambda_{12} \pi L}{\omega T} k_{\hat{a}}} \right];$$

$$M_{\hat{a}2} = \frac{\pi k_{\hat{a}} L m_k}{\omega T} + \frac{(\Delta m_0 - \Delta m_{12} - \Delta m_{23}) \left(1 - K_{e2} \cdot e^{-\frac{\lambda_{34} \pi L}{\omega T} k_{\hat{a}}} \right)}{\lambda_{34}},$$

де k_c – середній коефіцієнт шляху проходження вороху; m_k – сумарна маса коренеплодів; Δm_0 – сумарна маса домішок ґрунту та рослинних залишків; λ_{12} – коефіцієнт інтенсивності сепарації розвідного русла; K_{e_1} – інтегральний усереднений коефіцієнт впливу різних шляхів потоків на масу від сепарованого ґрунту; k_{3B} – коефіцієнт зворотності; λ_{34} – коефіцієнт інтенсивності сепарації звідного русла; $\Delta m_{12}, \Delta m_{23}$ – кількість домішок, що відділились між 1 і 2, та 3 і 4 вальцями;

Сумарна потужність очисника відповідно

$$P_p = \frac{(M_{BI} + M_{BII})\omega D}{2} \cdot K_B(\omega),$$

де M_{BI} і M_{BII} – відповідно маса вороху на розвідних і звідних валках із врахуванням просіювання; D – діаметр вала вальців, мм; $K_B(\omega)$ – функція, що враховує розміщення вороху та відцентрове прискорення його коливного руху.

Отже, в результаті теоретичного аналізу для експериментальних досліджень були прийняті такі основні межі параметрів: кутова швидкість обертання вальців – 10 – 25 рад/с; зазор між вальцями – 0,035 – 0,065 м.

Висновки. Розроблені конструкції стендів для дослідження характеристик гвинтових та інших очисних робочих органів коренезбиральних машин. Приведені аналітичні залежності для визначення силових, конструктивних і технологічних параметрів.

Література

1. Погорельый Л.В. Свеклоуборочные машины, конструирование и расчет. / Погорельый Л.В. – К.: Техника, 1983. – 168 с.
2. Гевко Б.М. Технологічні основи підвищення якісних показників роботи коренезбиральних машин. / Гевко Б.М., Білик С.Г., Влас Н.Є. – Тернопіль: “Сорок А”, 2007. – 246 с.
3. Пат.№ 61351 Україна. МПК В65G 33/16 Стенд для дослідження характеристик гвинтових подавальних механізмів. Гевко І.Б., Гевко І. Б., Вивюрка Н.Є. заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – №и 2003010127, заявл. 03.01.03; опубл. 17.11.03, Бюл. № 11, 2003.

УДК 621.86

© І.Б. Гевко, д.т.н., А.Є. Дячун, к.т.н., В.М. Клендій
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

РЕЗУЛЬТАТИ ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТЕРІВ-ЗМІШУВАЧІВ

Проведено експериментальні дослідження гвинтових транспорткрів – змішувачів з видачею практичних рекомендацій виробництву.

ЗМІШУВАЧ, ТРАНСПОРТЕР, ГВИНТОВИЙ ТРАНСПОРТЕР, ДОСЛІДЖЕННЯ.

Постановка проблеми. Гвинтові транспортери–змішувачі – складова частина комплексної механізації і автоматизації виробництва від правильного вибору раціональних, конструктивних і силових параметрів залежить їх продуктивність, надійність, довговічність та якість виконання технологічного процесу транспортування і змішування. Гвинтові елементи отримали широке застосування у всіх галузях народного господарства в якості засобів механізації і автоматизації виробничих процесів. Сучасний розвиток усіх галузей народного господарства вимагає значного підвищення техніко-економічних параметрів засобів механізації і автоматизації багатофункціонального призначення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основи конструювання, проектування та дослідження гвинтових транспортерів-змішувачів заклали такі вчені: А. Віденбаум, Р. Мор, М. Данквертс, Д. Лейсі, Ю.І. Марков, А.М. Ластовцев, Г. Шенкель, В. Штербачек, Г.Г. Кошелєв, Р.В. Торнер, М.В. Тебін, Д. Мак-Кельві, Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинський, та інші [1, 2, 3]. Незважаючи на значну кількість наукових праць, які присвячені розробленню і дослідженню гвинтових транспортерів, рівень технологічного устаткування для проведення експериментальних залишається недостатнім, а наукова база для їх створення і дослідження не завжди відповідає сучасним вимогам.

Метою даної роботи є проведення експериментальних досліджень гвинтових транспорткрів – змішувачів з видачею практичних рекомендацій виробництву.

Результати дослідження. Для визначення впливу конструктивних параметрів (незалежних факторів X_i) на

неоднорідність змішуваних сумішей ГЗ проведено ряд повнофакторних експериментів.

Програма експериментальних досліджень передбачала наступні етапи:

- розробку та виготовлення експериментального устаткування для дослідження процесів змішування з можливістю зміни параметрів виконуваного процесу;

- проведення досліджень якості процесів змішування сумішей гвинтовим транспортером-змішувачем оцінку впливу величини завантаження ГЗ, частоти обертання ГРО, величина зазору між валом та витком у стрічковому ГРО, часу виконання операції та профілю ГРО на неоднорідність отриманих сумішей.

Функцію відгуку (параметр оптимізації) приймали у вигляді апроксимуючої математичної моделі повного квадратного полінома [149], який описує реальний експериментальний процес:

$$\begin{aligned} \hat{O} = & b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + \\ & + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \end{aligned} \quad (1)$$

де Y – експериментальне значення; $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ – коефіцієнти регресії відповідних значень вхідних факторів x_i ; x_1, x_2, x_3 – вхідні кодовані фактори.

Для забезпечення якісного процесу змішування декількох компонентів у шнекових змішувачах слід використовувати спеціальні стрічкові шнеки (рис. 1) з величиною зазору між валом та витком: $S = (3...5) \cdot d$ (де d – максимальний діаметр змішувальних зерен компоненту) і довжиною робочої частини L у межах: $(7...12) \cdot p$ (де p – крок ГРО).

Якість змішування компонентів суміші оцінюється за вмістом ключового компонента, а усю суміш умовно поділяють на два компоненти: ключовий і умовний, до якого входить решта компонентів. Найбільш вживаним критерієм оцінювання якості суміші є коефіцієнт неоднорідності, %:

$$V_c = \frac{100}{\bar{c}} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (c_i - \bar{c})^2}, \quad (2)$$

де \bar{c} – середнє арифметичне значення концентрації головного компонента в усіх n пробах суміші, %; c_i – концентрація головного компонента в i -й пробі суміші, %.

За даними ефективність технологічного процесу змішування оцінюється наступним чином: «відмінно» - при $V_c < 3,0\%$; «добре» -

при $3,0 \% < V_c < 7,0\%$; «задовільно» - при $7,0 \% < V_c < 15,0 \%$; «незадовільно» - при $15,0 \% < V_c$.

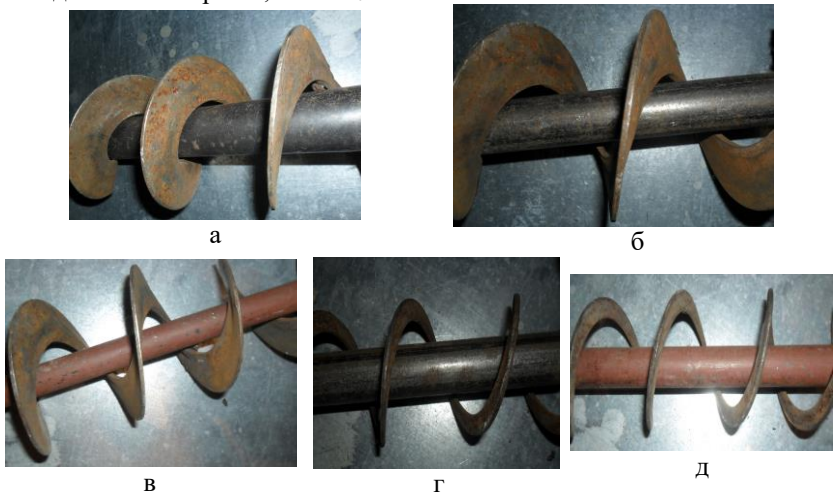


Рис. 1 – Стрічкові ГЗО ГЗ з різною величиною щілини S : а - $S = 6$ мм; б - $S = 11$ мм; в - $S = 16$ мм; г - $S = 26$ мм; д - $S = 36$ мм

Використовуючи методика проведення досліджень на базі повнофакторного експерименту проведено ряд експериментальних досліджень, в яких визначали залежність якості змішування сипких матеріалів жорстким гвинтовим транспортером-змішувачем від коефіцієнта завантаження K_z , частоти обертання ГРО n і величини зазору між валом і витком S при змішуванні зерна вики (ключовий компонент) та зерна вівса (умовний компонент) у співвідношенні 20% до 80%. Для проведення досліджень використовувався ГЗ, а в якості ГРО використовувались стрічкові змішувачі (рис. 1). Для кожного з незмінних факторів експеримент проводився не менше 3 разів, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалось для подальшого статистичного оброблення його результатів.

Визначено невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома за формулами і отримані значення коефіцієнтів регресії зведено в таблицю.

Таблиця – Значення коефіцієнтів регресії

Коефіц.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
значення	12,799	0,84	1,28	-0,15	0,238	-0,037	0,037	-0,143	-0,143	0,006

Загальний вигляд рівняння регресії неоднорідності суміші

залежно від коефіцієнта завантаження K_3 , частоти обертання ГРО n та величини зазору між валом і витком S при змішуванні зерна вики (ключовий компонент) та в зерна вівса (умовний компонент) у співвідношенні 20% до 80% у кодованих величинах дорівнює:

$$V_{\bar{n}(x_1, x_2, x_3)} = 12,799 + 0,84\bar{\alpha}_1 + 1,28\bar{\alpha}_2 - 0,15x_3 + 0,238\bar{\alpha}_1\bar{\alpha}_2 - 0,037x_1x_3 + 0,037x_2x_3 - 0,143\bar{\alpha}_1^2 - 0,143\bar{\alpha}_2^2 + 0,006x_3^2, \quad (3)$$

де x_1 - кодоване значення коефіцієнта завантаження; x_2 - частоти обертання ГРО; x_3 - величини зазору між валом і витком ГРО.

Відповідно, у натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (3) після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

$$V_{c(K_3, n, S)} = 6,376 + 16,69 \cdot K_3 + 8,49 \cdot 10^{-3} n - 1,8 \cdot 10^{-2} S + 2,79 \cdot 10^{-2} K_3 n - 7,4 \cdot 10^{-2} K_3 S + 8,68 \cdot 10^{-5} n S - 14,3 K_3^2 - 1,97 \cdot 10^{-5} n^2 + 2,4 \cdot 10^{-4} S^2. \quad (4)$$

Отримане рівняння регресії (3) та регресійна залежність (4) можуть бути використані для визначення неоднорідності суміші V_c жорстким гвинтовим транспортером-змішувачем залежно від коефіцієнта завантаження K_3 , частоти обертання ГРО n та величини зазору між валом і витком S при змішуванні зерна вики (ключовий компонент) та в зерна вівса (умовний компонент) у співвідношенні 20% до 80% у наступних межах зміни вхідних факторів:

$$0,3 \leq K_{зк} \leq 0,5; 56,8 \leq n \leq 227,2 \text{ (об/хв.)}; 6 \leq S \leq 16 \text{ (мм)}.$$

Для визначення впливу основних конструктивних параметрів жорсткого гвинтового транспортера-змішувача з стрічковим шнеком на якість змішування використовувалось програмне забезпечення "Statistica-6.0" для ПК, за допомогою якого було побудоване графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів неоднорідності суміші V_c , як функції від двох змінних факторів за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора (рис. 5). Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основними факторами, які впливають на збільшення неоднорідності суміші, є фактори x_1 , x_2 , (K_3 , n) та комбінації цих факторів. Збільшення величини фактора x_3 (S) призводить до зниження неоднорідності суміші.

Вплив на неоднорідність суміші при її змішуванні гвинтовим транспортером-змішувачем з стрічковим шнеком (діаметр ГРО – 150 мм; довжина ГРО – 1,97 м; діаметр вала – 58 мм) основних його конструктивних параметрів відображено на рис. 2.

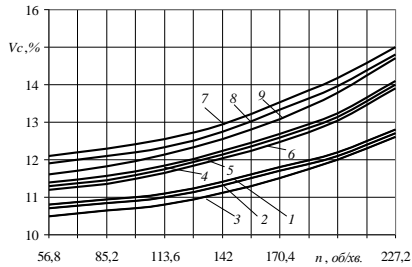


Рис. 2 – Вплив на неоднорідність суміші частоти обертання ГРО при:
 $K_z = 0,3$: 1 – $S = 6$ мм; 2 – $S = 11$ мм; 3 – $S = 16$ мм; $K_z = 0,4$: 4 –
 $S = 6$ мм; 5 – $S = 11$ мм; 6 – $S = 16$ мм; $K_z = 0,5$: 7 – $S = 6$ мм; 8 –
 $S = 11$ мм; 9 – $S = 16$ мм

З проведених досліджень, а також представлених графічних залежностей (рис. 2) та рисунків, зображених на рис. 5, 6, 7, можна зробити висновок, що на збільшення неоднорідності суміші V_c при її змішуванні в жорсткому гвинтовому транспортері-змішувачі з стрічковим шнеком впливає збільшення частоти обертання ГРО n , зростання коефіцієнта завантаження K_z та зменшення величини зазору між валом і витком S . Неоднорідність суміші V_c для досліджуваних меж змінювалась від 10,5% (при $K_z = 0,3$; $n = 56,8$ об/хв.; $S = 16$ мм) до 15,1% (при $K_z = 0,5$; $n = 227,2$ об/хв.; $S = 6$ мм).

При виконанні експериментальних досліджень процесу транспортування-змішування з невисокими частотами обертання ГРО ($n = 56,8 \dots 227,2$ об/хв.) проводилось короточасне різке збільшення частоти обертання (до $n = 340 \dots 500$ об/хв. на 1...3 секунди). При цьому неоднорідність суміші V_c зменшувалась в межах 0,3% до 1,2% (рис. 6.8), що підтверджує теоретичні дослідження, проведених у розділі 3.1, і свідчить про «розшарування» змішувальної суміші при зміні частоти обертання і короточасній експлуатації ГРО в резонансній зоні.

Продуктивність жорсткого гвинтового транспортера-змішувача для величини зазору між валом і витком $S = 6$ мм практично не відрізнялась від продуктивності простого транспортера, але при подальшому зростанні величини зазору до $S = 16$ мм вона знижувалась приблизно на 10% [117]. Тому для уникнення зниження продуктивності величину щілини не слід вибирати більшою 3...5 зовнішніх діаметрів зерен компоненту максимального розміру [117].

На рис. 3 показано залежності обертового моменту від частоти обертання ГРО в жорсткому гвинтовому транспортері-змішувачі, з яких видно, що із збільшенням частоти обертання ГРО

обертальний момент зменшується. Проте, при конструюванні жорстких гвинтових транспортерів-змішувачів слід пам'ятати, що при зростанні швидкості обертання робочих органів зростає неоднорідність суміші, тому проектування таких ГТТМ слід проводити з врахуванням необхідної якості змішування.

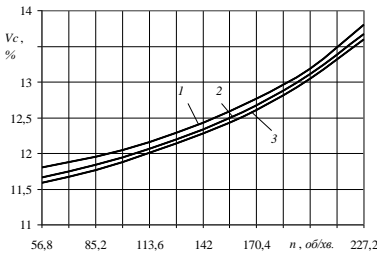


Рис. 3 – Вплив на неоднорідність суміші частоти обертання ГРО при її короткочасному збільшенні для $K_3 = 0,5$: 1 – $S = 6$ мм; 2 – $S = 11$ мм; 3 – $S = 16$ мм

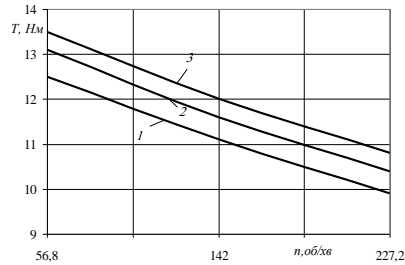


Рис. 4 – Вплив на величину обертального моменту частоти обертання ГРО для: 1 – $K_3 = 0,3$; 2 – $K_3 = 0,4$; 3 – $K_3 = 0,5$

Графоаналітичне оброблення результатів експериментальних досліджень якості змішування сипких матеріалів гвинтового транспортера-змішувача з стрічковим шнеком з використанням «Mathcad 2000 Professional»

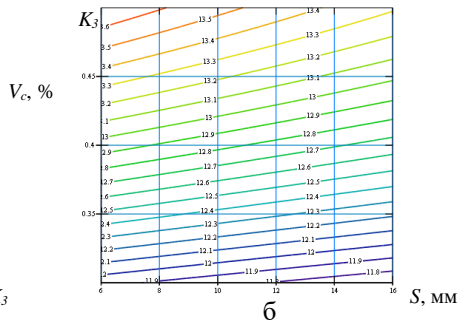
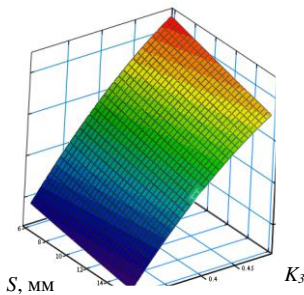


Рис. 5 – Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини неоднорідності змішування V_c від коефіцієнта завантаження K_3 та величини зазору S між валом та витком ($n = 142$ об/хв.)

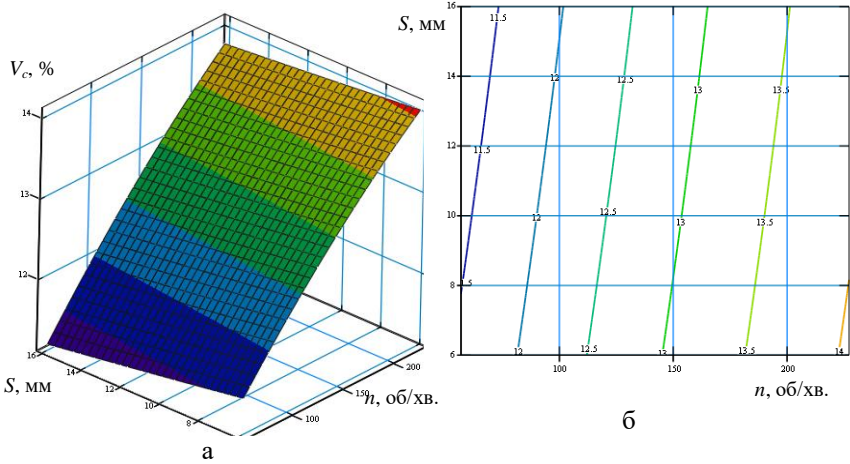


Рис. 6 – Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини неоднорідності змішування V_c від частоти обертання шнека n та величини зазору S між валом та витком ($K_3 = 0,4$)

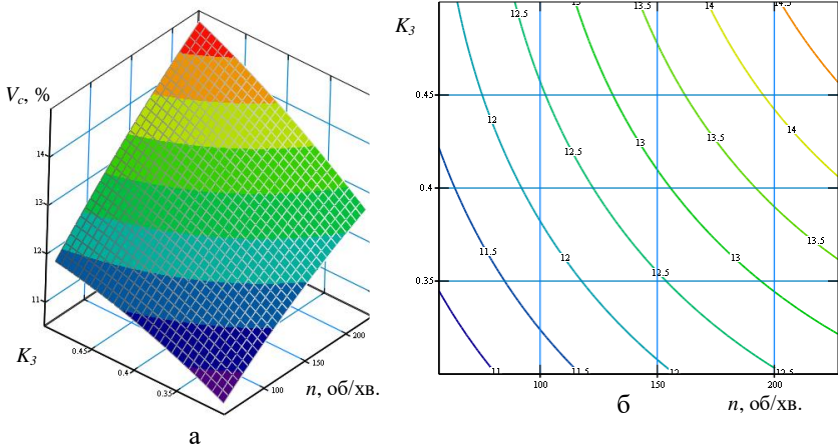


Рис. 7 – Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини неоднорідності змішування V_c від частоти обертання шнека n та коефіцієнта завантаження K_3 ($S = 11$ мм)

Висновки. За результатами експериментального дослідження жорсткого гвинтового транспортера-змішувача зі стрічковими ГРО встановлено, що найнижча неоднорідність суміші $V_c = 10,5\%$ досягається при коефіцієнті завантаження $K_{зк} = 0,3$, частоті обертання $n = 56,8$ об/хв та величині зазору між валом і витком $S = 16$ мм (діаметр ГРО – 150 мм) і зростає при збільшенні частоти обертання, коефіцієнта завантаження та зменшенні величини зазору між валом і витком. При короткочасному (1–3 с) збільшенні частоти обертання до $n = 340...400$ об/хв неоднорідність суміші зменшується на 0,3 %–1,2 %, що підтверджує теоретичний висновок про розшарування змішувальної суміші й рекомендується використання такого режиму у виробничих умовах. Продуктивність процесу транспортування-змішування стрічковим ГРО при рекомендованому зазорі $S = 16$ мм (діаметр ГРО – 150 мм) становить 0,9 від продуктивності аналогічного гвинтового конвеєра.

Література

1. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры [Текст] / А.М. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
2. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин [Текст] / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинский. – Львов: Выща шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. – 256 с.
3. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів із сировиною сільськогосподарського виробництва: дис. ... док. техн. наук: 05.20.01, 05.05.05 / Рогатинський Роман Михайлович. – К., 1997. – 502 с.

УДК 631.35: 633.521

© О.П. Герасимчук, к.т.н., В.С. Пуць, к.т.н., О.Л.Ткачук, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ПОДІЛЬНИКІВ ЛЬОНОБРАЛЬНИХ МАШИН

*У статті виконано аналіз наявних конструкцій подільників та
означено напрями їхнього вдосконалення.*

**ПОДІЛЬНИКИ, СТЕБЛОСТІЙ, ПРУТОК, РОЗТЯГНУТІСТЬ,
НАДІЙНІСТЬ.**

Постановка проблеми. Однією з операцій під час збирання льону є його брання, яке виконується льонобралкою або

льонобральним апаратом льонокомбайна залежно від технології збирання.

Під час роботи льонобралки або льонокомбайна операції розділення стеблостою льону на окремі смуги і підведення їх до бральних рівчаків реалізуються подільниками. Подільники – це багатогранні довгі клини, виконані зі сталевих прутків і трубок із загнутими доверху носиками. Вони шарнірно кріпляться до рами машини. Основну роботу з підведення стебел виконують нижні робочі прутки подільників.

Конструкція подільників впливає на якісні показники роботи машини, зокрема на розтягнутість стебел льону та надійність роботи машини. Удосконалення конструкцій подільників здійснюється в напрямку підвищення надійності їхньої роботи, а також покращення якісних показників, що формуються під час підведення стебел до бральних рівчаків.

Аналіз наявних конструкцій подільників є інструментом для означення напрямків розробки нових проектно-конструкторських рішень та створення більш ефективних пристроїв для розділення стеблостою льону.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Теорію подільників розробив М.Н. Летошнев [1], теоретично обґрунтувавши основні закономірності впливу робочих прутків подільника на прямостоячі стебла льону. Ним також виведена формула для визначення абсолютної розтягнутості льону, створеної подільником.

Вченим Г.А. Хайлісом [2] досліджено вплив подільника на прямостояче стебло з врахуванням дійсного напрямку відносної швидкості точки контакту стебла з прутком; встановлені залежності відносної і абсолютної швидкостей точки контакту одиничного стебла з прутком подільника від переносної швидкості цієї точки; визначено кут між стеблом льону і силою тертя, який зменшується за умови зростання коефіцієнта тертя, шляху руху подільника та кута його загострення.

І.Г. Усевичем [3] проведено дослідження впливу прутків подільника і режиму роботи бральних секцій на якість брання для льонобралки ЛП-4 за різних швидкостей та режимів роботи. Автор встановив, що основний вплив на стебло спричиняє нижній пруток подільника.

А.С. Маят [4] розглянув роботу подільника і нахил стебел під його дією, припускаючи, що грань подільника горизонтальна і сила реакції стебла на грань знаходиться в горизонтальній площині.

О.О. Налобіна [5] дослідила процес взаємодії прямолінійних прутків подільників з групою стебел та визначила вплив параметрів подільників і густоти стеблостою на показник якості збиральних робіт – розтягнутість. Автором також теоретично обґрунтовано і експериментально підтверджено доцільність зменшення ширини захвату бральної секції з 380 мм до 260 мм.

Мета роботи. Означення напрямків удосконалення конструкції подільників льонобральних машин на основі аналізу наявних технічних рішень.

Результати дослідження. В технологічному процесі брання льону можна виділити чотири операції [6], на кожній з яких відбувається формування певних показників якості та енерговитрат, що визначають ефективність технологічного процесу в цілому. Зокрема, подільниками здійснюється операція розділення стеблостою льону, нахилення стебел та їх підводу до бральних ривчаків. На цій операції формується певна розтягнутість, пошкодженість стебел та енерговитрати.

Подільники значно впливають на надійність роботи льонобральної машини в цілому. Вихід з ладу подільників, як показав досвід їх експлуатації [6], в основному, залежить від випадкових чинників, зокрема від нерівності поверхні ґрунту, наявності перешкод (рис. 1). Причиною може бути також недотримання потрібної величини кута нахилу подільника до поверхні ґрунту або висоти встановлення носиків подільника над поверхнею поля.

Удосконалення конструкції подільників та обґрунтування їхніх параметрів здійснюється з метою зменшення розтягнутості, пошкодженості стебел льону та енерговитрат, а також підвищення надійності роботи подільників, а, отже, і льонобральної машини в цілому.

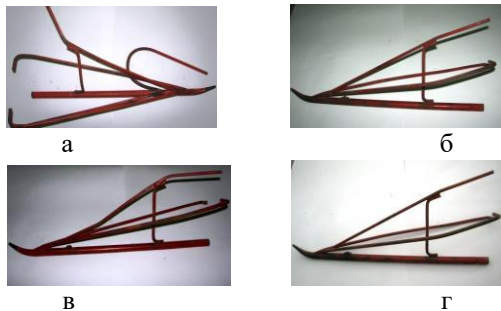


Рис. 1 – Види пошкоджень подільників: а, б – згин бокового прутка; в – згин центрального прутка; г – злам бокового прутка

Виконаємо аналіз наявних технічних рішень стосовно подільників згідно з ієрархією задач пошуку та вибору проектно-конструкторських рішень [7], починаючи із задач нижчого технічного рівня.

1. Задача вибору параметрів подільників і їхніх елементів. Основними параметрами подільника, є (рис. 2): довжина подільника l ; ширина подільника B ; висота встановлення носика подільника над поверхнею ґрунту h ; кут нахилу подільника до поверхні ґрунту α , а також радіус кривизни бічного прутка подільника R [6].

Практично встановлено [5], що довжина подільника не повинна перевищувати 1..1,2 м, висота встановлення носика подільника не повинна перевищувати однієї третьої частини висоти стебла. Ширина подільника визначається параметрами брального апарата льонобральної машини. Кут нахилу подільника до поверхні ґрунту α , а також радіус кривизни бічного прутка подільника обґрунтовані в роботі [6].

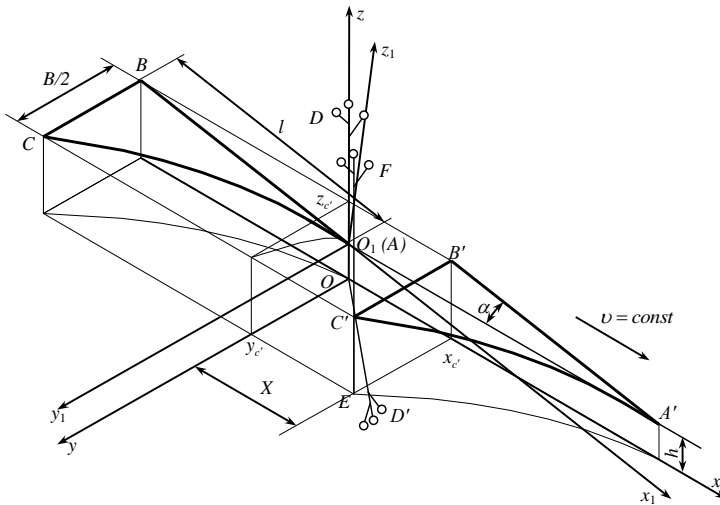


Рис. 2 – Подільник під час взаємодії зі стеблом льону [6]

Зокрема, встановлена аналітична залежність розтягнутості стебел льону, що формується на стадії їхнього підведення до бральних рівчаків, від параметрів подільника з бічними прутками криволінійної форми. Доведено, що збільшення радіуса кривизни бічного прутка вгнутого подільника веде до збільшення розтягнутості, а опуклого

подільника – до зменшення розтягнутості.

Експериментальні дослідження показали, що застосування подільників з бічними прутками вгнутої форми веде до зменшення абсолютної розтягнутості стрічки стебел льону на 8,6 % [6].

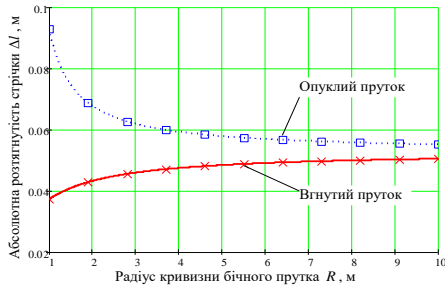


Рис. 3 – До обґрунтування форми бічного прутка подільника [6]

Отже, задачі вибору параметрів подільника є, в значній мірі, вирішеними. Крім того, вирішення цих задач не дає змогу отримати значний техніко-економічний ефект.

2. Задачі вибору варіанта технічного рішення. Для означення перспектив задач вибору варіанта технічного рішення розглянемо деякі запатентовані конструкції подільників.

Конструкція подільника (рис. 4) містить опорний полоз 1, виконаний пустотілим, бічні стеблорідводи 2, 3, шарнірно з'єднані з опорним полозом і рамою 4 шарнірами 7, 8. В місці з'єднання передніх кінців стеблорідводів виконаний поздовжній паз 6. Виконання роздільного бруса 5 несучим (центром повороту подільника є шарнір 8), та перенесення компенсатора в передню частину подільника (його утворюють поздовжній паз 6 і шарнір 7) здійснено з метою підвищення стійкості подільників під час наїзду на перешкоди [8].

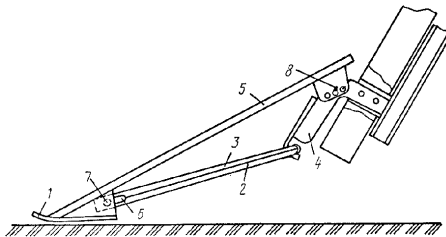


Рис. 4 – Подільник льонозбиральної машини (Патент №2005340 РФ):
 1 – полоз опорний; 2, 3 – стеблорідводи бічні; 4 – рама;
 5 – брус роздільний; 6 – паз поздовжній; 7, 8 – шарніри

Дана конструкція подільників не знайшла застосування через незадовільне підведення стебел до ривчаків брального апарата.

Інша конструкція подільника зображена на рис. 5 [9]. Подільник містить опорний полоз 1, бічні стебlopідводи 2 змінної кривизни, одним кінцем з'єднані з опорним полозом, а іншим – з цапфою повороту подільника 3. Дугоподібний роздільний брус 4 з'єднується з кронштейном 5 шляхом фіксації повзуна 9 в отворах 10 дугоподібної напрямної 8. Робочі поверхні бічних стебlopідводів та роздільного бруса виконані у вигляді пилкоподібного профілю.

Складна збірна конструкція бічних стебlopідводів, яка передбачає зміну їхньої кривизни, є ненадійною і не виправдала себе в експлуатації. Проведені польові випробування показали, що стебла льону зачіплюються за нерівності стебlopідводів. Робота таких подільників не забезпечує якісних показників збиральних робіт.

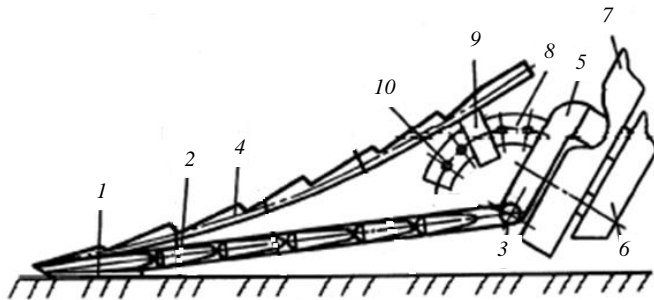


Рис. 5 – Подільник льонозбиральної машини (Патент №2297754 РФ):
1 – полоз опорний; 2 – стебlopідводи бічні; 3 – цапфа повороту; 4 – брус роздільний; 5, 6 – кронштейни; 7 – секція бральна; 8 – направляюча дугоподібна; 9 – повзун; 10 – отвори

Подільники з телескопічними підпружиненими прутками (рис. 6) містять верхній центральний пруток 1, який має вигляд підпружиненої телескопічної конструкції, нижні бічні прутки 2 і 6, з'єднані з телескопічним прутком у точці В, пружину 3, носок 4 і кронштейн 5 для кріплення до рами брального апарата. Прутки 2 і 6 з'єднані шарнірно з кронштейном 5 і переднім кінцем центрального прутка 1.

Перевагою даної конструкції є можливість копіювання нерівностей поля без заглиблення в ґрунт носика подільника. Недоліком є невисока міцність кріплення центрального прутка та порівняно швидка втрата працездатності пружини.

Подільники представлені на рис. 7, 8 [5] містять нахилені бокові прутки A_1B_1 , що підводять у бральні рівчаки стебла льону. Надійність кріплення центрального прутка A_1B_0 забезпечується трубою D_0D . Важливою перевагою цих подільників є простота і висока надійність, що обумовлює їхнє широке застосування у льонобральних машинах.

Аналіз задач вибору варіанта технічного рішення свідчить, що не зважаючи на наявність великої кількості різних технічних рішень, техніко-економічний ефект від їхнього впровадження є незначний, або й взагалі відсутній. Найбільш ефективними залишаються найбільш прості технічні рішення подільників, що цілком відповідає відомому принципу логіки «Бритва Оккама», який стверджує, що не потрібно робити більше припущень ніж мінімально необхідно.

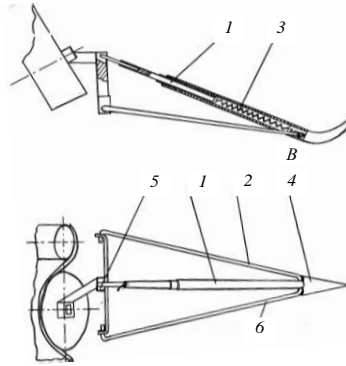


Рис. 6 – Подільник з телескопічним підружинним прутком: 1 – пруток центральний; 2, 6 – прутки бічні; 3 – пружина; 4 – носик; 5 – кронштейн

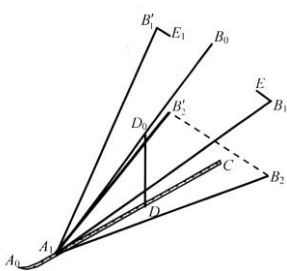


Рис. 7 – Шестигранний подільник з верхнім центральним і нижнім боковим прутками [5]

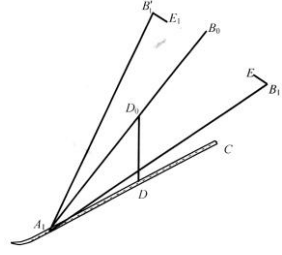


Рис. 8 – Чотиригранний подільник без нижніх бокових прутків [5]

3. Задача вибору фізичного принципу дії. В межах наявних конструкцій льонобральних машин, можливе використання пристроїв для розділення стеблостою льону, що мають різний фізичний принцип дії. Зокрема традиційні подільники можна замінити, наприклад, пневматичними, або подільниками, робота яких ґрунтується на інших відомих фізико-технічних ефектах. Це дасть змогу значно підвищити їхню надійність, так як усуне ймовірність контакту подільників з нерівностями ґрунту.

4. Задача вибору функціональної структури. Творець теорії вирішення винахідницьких задач Альтшуллер Г.С. сформулював поняття ідеальної системи – це коли системи немає, а її функції виконуються [10]. Реалізація цього принципу стосовно подільників можлива в результаті зміни функціональної структури бральних апаратів льонозбиральних машин на основі використання нових фізичних принципів дії для брання стебел льону та їхнього транспортування. Лише таким шляхом можна усунути розтягнутість, що формується подільниками, а, отже, значно підвищити якість кінцевого продукту.

Висновки. Аналіз конструкцій подільників льонобральних машин свідчить, що задачі обґрунтування параметрів подільників та вибору його конструктивних варіантів у межах наявного принципу дії є, в значній мірі, вирішеними.

Перспективною є розробка подільників, які ґрунтуються на немеханічних принципах дії, що дасть змогу усунути значну частину недоліків, притаманних наявним конструкціям, а також створення бральних апаратів льонобральних машин із застосуванням нових фізико-технічних ефектів.

Література

1. Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины/ М.Н. Летошнев// 3-е изд. перераб. и доп. – М.-Л.: Седьхозгиз, 1955. – 764 с.
2. Хайлис Г. А. Теория и расчет льноуборочных машин / Гедаль Абрамович Хайлис. – Елгава, 1973. – 334 с. – (Труды Великолуцкого сельхозинститута; выпуск XXVI).
3. Усевич И.Г. Исследование работы теребильных аппаратов льноуборочных машин: дисс. ... канд. техн. наук / И.Г. Усевич. – Великие Луки, 1972. – 127 с.
4. Маят А.С. Методика проектирование и расчета делителей льноуборочных машин / Маят А.С. – М.: ВИССХ, 1989.
5. Налобіна О.О. Льонозбиральні комбайни (основи теорії і

розрахунку механізмів та питання експлуатації)/ Олена Олександрівна Налобіна. – Луцьк, РВВ ЛДТУ, 2006. – 208 с.

6. Герасимчук О.П. Системно-технологічне обґрунтування модернізації льнобралки: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / О.П.Герасимчук. – Львів, 2011. – 24с.

7. Герасимчук О.П. Ієрархія проектно-конструкторських задач в льонарстві / О.П. Герасимчук, О.Л. Ткачук // Сільськогосподарські машини. – 2013. – №25. – С. 24–28.

8. Пат. 2005340 Российская Федерация, МПК7 А 01 D 45 / 06. Делитель льноуборочной машины / Ковалев М. М., Смирнов А.С., Платов В.И., и др.; заявитель и патентообладатель Центральный научно-исследовательский, проектно-технологический институт механизации льноводства. – №4928362/15; заяв. 17.04.91; опубл. 15.01.94.

9. Пат. 2297754 Российская Федерация, МПК7 А 01 D 45 / 06, А 01 D 63 / 00. Делитель льноуборочной машины / Ковалев М. М., Лачуга Ю. Ф., Кудрявцев В. В. и др.; патентообладатель Государственное научное учреждение Всероссийский научно-исследовательский, Проектно-технологический институт механизации льноводства Россельхозакадемии. – №2005129047/12; заяв. 16.09.05; опубл. 27.04.07, Бюл. № 12.

10. Альтшуллер Г.С. Найти идею / Альтшуллер Г.С. – Новосибирск: Петрозаводск: Скандинавия, 2003. 368 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайлис

УДК 621.82

© А.Б. Гупка

Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

ЗМІЦНЕННЯ ВИКОПУЮЧИХ ДИСКІВ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Проведено опис і принцип роботи установки для зміцнення робочих поверхонь викопуючих дисків коренезбиральних машин. Дані практичні рекомендації щодо вибору режимів розкатування і вибору конструктивних параметрів установки.

**ВИКОПУЮЧІ ДИСКИ, ЗМІЦНЕННЯ, КОРЕНЕЗБИРАЛЬНІ
МАШИНИ.**

Постановка проблеми Розвиток сучасного машинобудування характеризується підвищенням потужностей коренезбиральних машин, що приводить до більш жорстких умов їх експлуатації, тому актуальною є проблема забезпечення надійності викопуючих вузлів коренезбиральних машин та зносостійкості його основних робочих органів - (дисків), які забезпечують зрізання шару ґрунту з коренеплодами і переміщують їх в зону очисних для сепарації від землі і рослинних залишків. Від надійності і довговічності останніх залежить продуктивність роботи машини в цілому. За конструктивною схемою виконання диски копачів поділяються на наступні типи: 1-лемішні, 2-ротаційні, 3- вібраційні, 4-комбіновані, 5-дисківі. Серед існуючих типів найбільш універсальними є роторні (дисківі) копачі, зображені на рис 1.

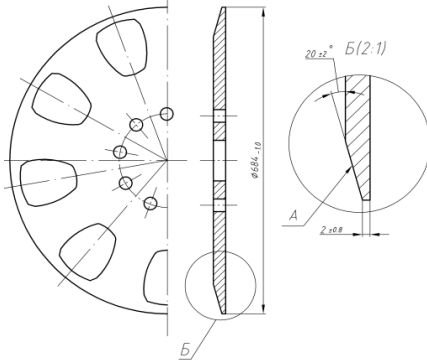


Рис. 1 – Копач дисківий

Питанням технології виготовлення заготовок дисків копачів присвячені роботи [1, 2], однак цілий ряд задач ще не розв’язані.

Аналіз останніх досліджень і публікацій Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки “Новітні технології та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому

комплексі України на 2011-2013 рр.”

Метою роботи є розробка технічного процесу виготовлення дисків копача коренезбиральних машин з підвищеними міцністними характеристиками поверхневого шару робочої кромки (поз. А. рис.1.).

Результати дослідження. Переважно руйнування диска починається від руйнування його робочої поверхні внаслідок її зношення, наявності мікротріщин та інших дефектів. Зміцнення робочої поверхні деталі призводить до зміцнення всієї деталі в цілому і збільшення її довговічності. Процес зміцнення робочих поверхонь деталей проводиться двома основними методами: 1 - поверхневим деформуванням, 2 - нанесенням на їх поверхню шару металу з високими експлуатаційними якостями. Оптимальна якість поверхневого шару деталі досягається методом поверхнево-пластичного деформування (ППД)–обробки тиском, при якій

пластично деформується тільки поверхневий шар матеріалу деталі (терміни і визначення по ГОСТ 18296-72). Існують статистичні, ударні, вібраційні і ультразвукові ППД. Основні параметри ППД наступні: пружна і пластична деформація в зоні деформування, площа контакту інструменту з оброблюваною поверхнею, сила взаємодії на інструмент, напруження, що виникають під дією цієї сили, кратність її прикладання. Поверхнєве деформування деталей супроводжується утворенням сприятливих залишкових стискуючих напружень у деформованому шарі, які досягають 40-100 кГ/мм² і більше і підвищенням його міцнісних властивостей, зокрема твердості. Завдяки чому підвищується несуча властивість деталей машин, які працюють в умовах повторно-перемінних навантажень. Мета даної обробки- утворення певної макро- і мікро-геометричної форми (поверхнєве пластичне формоутворення), зміна структури матеріалу без його повної рекристалізації (поверхневий наклеп) і зміцнення поверхневим наклепом. За певного робочого зусилля в зоні контакту деформуючих елементів і деталі інтенсивність напружень перевищує границю текучості, в результаті чого проходить пластична деформація мікронерівностей, змінюються фізико-хімічні властивості і структура поверхневого шару, збільшується мікротвердість. Поєднання обертового і поступального переміщення деталі і деформуючих елементів методом обкатування і розкатування обробляють плоскі, циліндричні, фасонні і перехідні поверхні. Значення зусилля розкатування вибирається в залежності від мети обробки. Оптимальне зусилля P_a (Н), що відповідає максимальній границі витривалості і визначається за формулою:

$$P_a = 10 \left(50 + \frac{D_a^2}{6} \right), \quad (1)$$

де D_a – діаметр поверхні деталі, що ущільнюється.

При зміцнюючій обробці деталі необхідно підвищити її поверхнєву твердість на 25-40%. Глибина h_H наклепаного шару для великих деталей знаходиться в межах

$$0.2R_a \geq h_H \geq 0.1R_a, \quad (2)$$

де R_a - радіус зміцнюючої поверхні деталі. Зусилля P_H , яке забезпечує одержання наклепаного шару глибиною h_H визначається за формулою:

$$P_H = 2h_H^3 \sigma_T m^3, \quad (3)$$

де σ_T - границя текучості матеріалу деталі; m - поправочний коефіцієнт, що враховує кривизну контактних поверхонь.

$$m = 1 + 0.07 \left(\frac{I}{\frac{I}{R_{i\delta}} + \frac{2}{D_p} + R_a - \frac{I}{r}} \right), \quad (4)$$

де $R_{i\delta}$ - профільний радіус ролика; D_p - діаметр ролика; R - радіус профільної деталі в осьовому сеченні.

Подачу на один оберт деталі визначаємо за формулою:

$$S = kS_{\dot{a}},$$

де k - число деформуючих елементів; $S_{\dot{a}}$ - подача на один деформуючий елемент.

При зміцнюючій обробці деталі необхідно підвищити її поверхневу твердість на 25-40%. Глибина h_H наклепаного шару для великих деталей знаходиться в межах $0.2R_a \geq h_H \geq 0.1R_a$, де R_a - радіус зміцнюючої поверхні деталі. Продуктивність процесу розкатування або обкатування визначається $R_{i\delta}$ ролика. Ролики з великим радіусом профілю дозволяють проводити обробку з великою подачею (до 25 мм/об.) але в цьому випадку для одержання високої якості поверхні необхідно створити велике робоче зусилля. Від значення допустимого робочого зусилля залежать розміри роликів. Ролики з циліндричним пояском дозволяють працювати з більшою подачею. Чим більша ширина циліндричного пояса тим більшою може бути подача. При обробці масивних деталей циліндричні пояски слід робити більш широкими (більше 12-15 мм) так, як обробити такі деталі на великих швидкостях обертання доволі складно і з успіхом можна застосовувати підвищені подачі. Роликами проводять обкатування поверхонь обертання деталей на токарних, револьверних, різьбонакатних і строгальних верстатах. При цьому застосовуються ролики наступних профілів: 1-ролики з циліндричним пояском і кінцевою забірною частиною; 2-ролики із сферичним контуром; 3-комбіновані.

Накатні приспособлення працюють з одним, двома, трьома і чотирма роликами. Ролики із комбінованим профілем призначені для обробки різних елементів деталі – перехідні радіуси, циліндричні і торцеві поверхні. Ширину пояса ролика вибирають у залежності від конструкції деталі. На якість оброблюваної поверхні впливають наступні технологічні фактори: фізико-механічні властивості

оброблюваного матеріалу, вихідна частота оброблюваної поверхні, режим обкатування і конструкція приспособлення та накатних роликів. Ролики виготовляються з легованих сталей марки ШХ-15, ХВТ, 9Х, вуглецевих інструментальних У10А, У12А, швидкоріжучих Р6М5. Твердість робочої поверхні роликів становить HRC62-65. Рекомендовані режими ущільнюючої обробки допускають можливість подальшої механічної обробки для одержання заданої точності і шорсткості поверхні. При обробці деталей даними методами зміни проходять переважно в поверхневому шарі металу. Обробка ППД являється ефективним методом в одержанні поверхонь з регульованим мікропрофілем поверхні. Для вирішення питання зміцнення кромки викопуючих дисків коренезбиральних машин розроблений даний верстат (рис. 2).

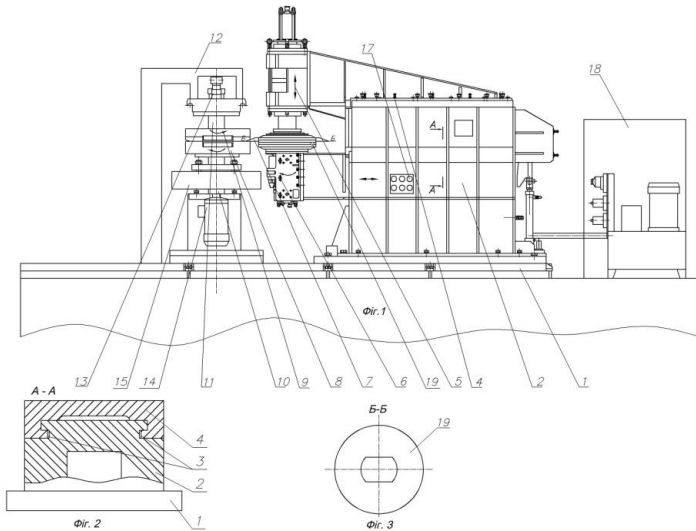


Рис. 2 – Конструктивно-компонувальна схема верстата для забезпечення зміцнення кромки дисків копача коренезбиральних машин

Установка для розвальцювання кромки дисків машин складається з основи 1, на якій встановлені всі вузли і механізми. З правої сторони основи 1 жорстко встановлена і закріплена станина 2 з прямокутними направляючими 3, які переміщуються в горизонтальному напрямку. Зверху направляючих 3 встановлено хобот 4, з лівого кінця якого жорстко встановлено вертикально гідроциліндр 5, навпроти якого в нижній частині станини жорстко встановлено

затискний механізм 6, в якому кріпиться диск 7, осі яких співпадають. Причому гідроциліндр 5 із затискним механізмом 6 і хоботом 4, мають горизонтальне переміщення - рух подачі диска 7. Крім цього затискний механізм 6 має обертовий рух від свого приводу, гідроциліндр 5 має ще і вертикальне переміщення для закріплення або зняття диска 7 з зони формоутворення. З лівої сторони диск 7 взаємодіє з формувальними вертикальними роликками нижнім 8 і верхнім 9, між якими по периферії утворений клиновидний зазор під кутом α , в якому під час обертання формувальних роликків 8, 9 і диска 7 здійснюється формоутворення периферії диска 7. Нижній формувальний ролик 8 жорстко встановлений на нижній привідний вал 10, а верхній формувальний ролик 9 жорстко встановлений на верхній вал 11, які зв'язані між собою зубчатою передачею, відомої конструкції яка на кресленні не показана. Величина зазору між формувальними роликками 8 і 9 змінюється відомими способами за допомогою регульовального болта 13, які встановлені зверху рами 12 який співпадає з віссю валків. З низу шпindelного вузла встановлено механізм приводу (фланцевий двигун) 14, на виході якого встановлено маховик 15, який приєднано до нижнього формувального ролика 8 через нижній привідний вал 10, осі яких є співвісні. Зверху на механізмі приводу встановлено електродвигун 14, через передачу 17 якого передається обертовий рух на привід редуктора 18. Для створення тиску в гідравлічній системі установки використовується гідростанція 18, яка жорстко встановлена на основі 1. Крім цього в механізмі затиску 6 встановлено змінні установчі регульовані шайби 19, для регулювання величини зазору між формувальними роликками 8 і 9 в період експлуатації, або накатування різних типів викопувальних дисків або дисків іншого службового призначення.

Робота установки для розвальцювання кромки дисків здійснюється наступним чином хобот 4 з відповідними механізмами переміщується вправо. Після цього гідроциліндр 5 піднімається вгору і диск 7 встановлюється в механізм затиску 6, центрується і закріплюється гідроциліндром 5 опускають його вниз з пульта керування 17. Після цього включається обертовий рух від електродвигуна 14 по кінематичній ланці на формувальні роликки 8 і 9, а величина зазору між ними встановлюється за допомогою регульовального болта 13. Аналогічно включається обертовий рух затискного механізму 6 і горизонтальний рух подачі в сторону до формувальних роликків. При взаємодії периферії диска 7 з формувальними роликками 8 і 9 відбувається формування його зовнішнього діаметра і створення відповідного профілю при значному

підвищенні його міцності пластичним деформуванням. Після завершення процесу формоутворення зупиняється рух подачі формувальних роликів 8 і 9 і диска 7, хобот 4 відводиться вправо, гідроциліндр 5 піднімається вверх і диск знімається з верстату. Наступна операція здійснюється аналогічно.

Висновок. До переваг запропонованого верстату відноситься підвищення продуктивності праці і розширення технологічних можливостей верстату.

Література

1. Степанский А.Г. Расчеты процессов обработки металлов давлением. – М.Машиностроение, 1979. – 211с.
2. Косилова А.Г., Мещеряков Р.К. Справочник технолога–машиностроителя.– М.: Машиностроение, 1985. – 495с.
3. Безручко И.И., Зубцов М.Б., Балакина Л.Н. Обработка металлов давлением. – Ленинград: Машиностроение, 1967. – 312 с.
4. Можаровський М.С. Теорія пружності, пластичності і повзучості. – К.: Вища школа, 2002. – 312 с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 531.3

© Клендій М.Б., к.т.н

Бережанський агротехнічний інститут НУБіП України

РУХ МАТЕРІАЛЬНОЇ ЧАСТИНКИ ПО ПОХИЛІЙ ПЛОЩИНІ, ВСІ ТОЧКИ ЯКОЇ В КОЛИВАЛЬНОМУ РУСІ ОПИСУЮТЬ КОЛА В ЦІЙ ЖЕ ПЛОЩИНІ

Складено диференціальні рівняння руху матеріальної частинки по похилій шорсткій площині, яка здійснює коливальний рух. Всі точки площини описують кола заданого радіуса в цій же площині. Досліджено особливості відносного руху частинки по площині в залежності від її кута нахилу до горизонту. Рівняння розв'язані чисельними методами. Знайдено відносні швидкості та побудовано траєкторії руху частинок.

МАТЕРІАЛЬНА ЧАСТИНКА, РУХ, ПОХИЛА ПЛОЩИНА, КОЛИВАННЯ, КОЛО.

Постановка проблеми. Похила площина є універсальним конструктивним елементом багатьох сільськогосподарських машин [1]. Нею в процесі обробки переміщується технологічний матеріал. Найбільш дослідженим є рух частинок по горизонтальній площині, яка здійснює коливальний прямолінійний або коловий рухи. Стосовно похилої площини дослідження, в основному, ведуться при її прямолінійних зворотно-поступальних коливаннях в горизонтальному напрямі, в напрямі нахилу площини або в поперечному напрямі [1]. При криволінійних коливаннях площини, коли всі її точки описують кола, а сама площина має нахил, рух технологічного матеріалу суттєво змінюється.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Окрім фундаментальної монографії [1], в якій розглянуто прямолінійні зворотно-поступальні коливання, існують праці, присвячені криволінійним коливанням площини. Акад. П.М. Заїка розглянув рух сферичної частинки по горизонтальній площині, яка здійснює поступальні коливання по колу [2]. Взагалі задача руху матеріальної частинки по площині, яка здійснює коловий коливальний рух, вперше була розв'язана М.Є. Жуковським в геометричній інтерпретації [3], узагальнена і поширена на випадки еліптичних коливань І.І. Блехманом [4]. Дослідження руху матеріальної частинки по шорсткій горизонтальній площині, яка здійснює горизонтальні поступальні коливання по різних кривих, розглянуто в праці [5].

Мета дослідження. Дослідити закономірності руху матеріальних частинок по шорсткій похилій площині, яка здійснює коливальний рух таким чином, що кожна її точка описує коло в цій же площині.

Результати дослідження. Розташуємо площину так, щоб вона була нахилена до горизонту під кутом β (рис. 1). Відносний рух частинка здійснюватиме по похилій площині, в якій розташуємо плоску систему координат oiv так, щоб вісь oi була спрямована по лінії найбільшого нахилу. Похила площина разом із плоскою системою координат здійснює коливання таким чином, що всі точки площини описують кола радіуса R в цій же площині (на рис. 1, а ці кола показані тільки у вершинах прямокутника, що обмежує площину). Абсолютний рух частинки будемо розглядати по відношенню до нерухомої системи координат $Oxyz$, у якій вісь Oy збігається із віссю ov , а між похилою площиною oiv і координатною горизонтальною площиною Oxy існує кут β . Початок рухомої системи координат (точка o) теж описує коло. На рис. 1 дві системи зображені в момент часу, коли їхні початки координат збігаються.

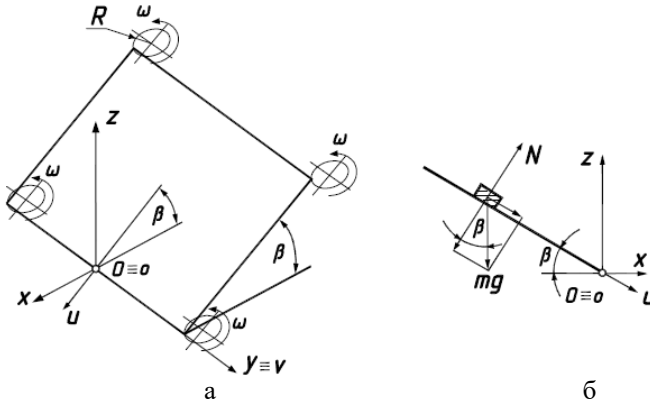


Рис. 1 – До розгляду руху частинки по похилій площині, всі точки якої при коливаннях описують кола в цій же площині: а – взаємне розташування рухомої системи координат $o'uv$ і нерухомої $Oxuz$ в початковий момент, коли їх початки координат збігаються; б – положення частинки на площині, коли вона проєкціюється в пряму

Для складання диференціальних рівнянь руху частинки потрібно оперувати абсолютною її траєкторією в нерухомій системі координат $Oxuz$. Абсолютна траєкторія частинки запишеться сумою відповідних складових у переносному і відносному рухах:

$$\begin{cases} x = x_i + x_a; \\ y = y_i + y_a; \\ z = z_i + z_a, \end{cases} \quad (1)$$

де $x_n = x_n(t)$; $y_n = y_n(t)$; $z_n = z_n(t)$ – траєкторія переносного руху у функції часу; $x_e = x_e(t)$; $y_e = y_e(t)$; $z_e = z_e(t)$ – траєкторія відносного руху у функції часу.

Кожна точка похилої площини, в тому числі і початок координат рухомої системи $o'uv$, описує коло радіуса R . У проєкціях на осі нерухомої системи координат переносний рух площини опишеться параметричними рівняннями:

$$\begin{cases} x_i = R \cos \beta \cos \omega t; \\ y_i = R \sin \omega t; \\ z_i = -R \sin \beta \cos \omega t, \end{cases} \quad (2)$$

де ω – кутова швидкість обертання кожної точки площини.

На похилій площині частинка ковзатиме і її траєкторія ковзання у рухомій системі o_1v_1 запишеться у функції часу t : $u=u(t)$; $v=v(t)$. У проєкціях на осі нерухомої системи координат відносний рух частинки опишеться параметричними рівняннями:

$$\begin{cases} x_{\dot{a}} = u \cos \beta; \\ y_{\dot{a}} = v; \\ z_{\dot{a}} = -u \sin \beta. \end{cases} \quad (3)$$

Сумуючи переносний і відносний рухи за формулою (1), отримаємо:

$$\begin{cases} x = R \cos \beta \cos \omega t + u \cos \beta; \\ y = R \sin \omega t + v; \\ z = -R \sin \beta \cos \omega t - u \sin \beta \end{cases} \quad (4)$$

Залежності $u=u(t)$; $v=v(t)$, які описують траєкторію відносного руху (ковзання частинки по похилій площині), є невідомими функціями, які потрібно знайти. Після диференціювання рівнянь (4) по часу t знайдемо проєкції абсолютної швидкості частинки на нерухому систему координат $Oxyz$:

$$\begin{cases} x' = -R\omega \cos \beta \sin \omega t + u' \cos \beta; \\ y' = R\omega \cos \omega t + v'; \\ z' = R\omega \sin \omega t - u \sin \beta. \end{cases} \quad (5)$$

Диференціювання виразів (5) дасть проєкції абсолютного прискорення:

$$\begin{cases} x'' = -R\omega^2 \cos \beta \cos \omega t + u'' \cos \beta; \\ y'' = -R\omega^2 \sin \omega t + v''; \\ z'' = R\omega^2 \sin \beta \cos \omega t - u'' \sin \beta. \end{cases} \quad (6)$$

Складемо рівняння руху у вигляді $m\bar{w} = \bar{F}$, де m – маса частинки, \bar{w} – вектор абсолютного прискорення, \bar{F} – результуючий вектор прикладених до частинки сил. Такими силами є сила ваги mg ($g=9,81 \text{ м/с}^2$), реакція N похилої площини та сила тертя fN при ковзанні частинки по площині (f – коефіцієнт тертя). Всі сили потрібно спроеціювати на осі нерухомої системи координат.

Сила ваги спрямована вниз, отже її проєкції запишуться:

$$\{0; 0; -mg\}. \quad (7)$$

Реакція площини N перпендикулярна до неї (рис. 1, б) і має проєкції:

$$\{N \sin \beta; 0; N \cos \beta\}. \quad (8)$$

Оскільки сила тертя спрямована по дотичній до траєкторії відносного руху частинки в протилежну сторону, знайдемо проєкції вектора дотичної. Вони визначаються першими похідними рівнянь (3):

$$\begin{cases} x_{\dot{a}} = u' \cos \beta; \\ y_{\dot{a}} = v'; \\ z_{\dot{a}} = -u' \sin \beta. \end{cases} \quad (9)$$

Геометрична сума складових (9) дасть величину швидкості ковзання частинки по поверхні циліндра у відносному русі:

$$V_{\dot{a}} = \sqrt{x_{\dot{a}}'^2 + y_{\dot{a}}'^2 + z_{\dot{a}}'^2} = \sqrt{u'^2 + v'^2}. \quad (10)$$

Одиничний вектор дотичної в проєкціях на осі рухомої системи $Oxuz$ одержимо діленням проєкцій (9) на величину вектора (10):

$$\left\{ \frac{u' \cos \beta}{\sqrt{u'^2 + v'^2}}; \frac{v'}{\sqrt{u'^2 + v'^2}}; -\frac{u' \sin \beta}{\sqrt{u'^2 + v'^2}} \right\}. \quad (11)$$

Розпишемо векторне рівняння $m\bar{w} = \bar{F}$ в проєкціях на осі нерухомої системи координат, взявши до уваги, що сила тертя fN спрямована вздовж одиничного вектора (11) в протилежну до нього сторону:

$$\begin{cases} mx'' = N \sin \beta - fN \frac{u' \cos \beta}{\sqrt{u'^2 + v'^2}}; \\ my'' = -fN \frac{v'}{\sqrt{u'^2 + v'^2}}; \\ mz'' = -mg + N \cos \beta + fN \frac{u' \sin \beta}{\sqrt{u'^2 + v'^2}}. \end{cases} \quad (12)$$

Підставимо в рівняння (12) другі похідні (проєкції абсолютного прискорення) із (6) і отримаємо систему із трьох рівнянь:

$$\begin{cases} m(-R\omega^2 \cos \beta \cos \omega t + u'' \cos \beta) = N \sin \beta - fN \frac{u' \cos \beta}{\sqrt{u'^2 + v'^2}}; \\ m(-R\omega^2 \sin \omega t + v'') = -fN \frac{v'}{\sqrt{u'^2 + v'^2}}; \\ m(R\omega^2 \sin \beta \cos \omega t - u'' \sin \beta) = -mg + N \cos \beta + fN \frac{u' \sin \beta}{\sqrt{u'^2 + v'^2}}. \end{cases} \quad (13)$$

До системи (13) входить три невідомі функції: $N=N(t)$, $u=u(t)$ і $v=v(t)$. Розв'язуючи її відносно N , u'' і v'' , отримаємо дуже простий вираз для N :

$$N = mg \cos \beta. \quad (14)$$

Із (14) випливає, що сила N тиску поверхні на частинку є сталою. Попередньо можна переконатися, що маса m в рівняннях скоротиться при підстановці (14) в (12). Залежності u'' і v'' після перетворень набувають вигляду:

$$\begin{cases} u'' = R\omega^2 \cos \omega t + g \sin \beta - fg \frac{u' \cos \beta}{\sqrt{u'^2 + v'^2}}; \\ v'' = R\omega^2 \sin \omega t - fg \frac{v' \cos \beta}{\sqrt{u'^2 + v'^2}}. \end{cases} \quad (15)$$

Система (15) не може бути проінтегрована в аналітичному вигляді. Її потрібно розв'язувати чисельними методами. Аналітичний розв'язок можна отримати для часткового випадку при $f=0$, тобто, для абсолютно гладенької площини:

$$\begin{cases} u = \frac{gt^2}{2} \sin \beta + c_1 t - R \cos \omega t; \\ v = c_2 t - R \sin \omega t, \end{cases} \quad (16)$$

де c_1 , c_2 – сталі інтегрування.

Щоб знайти абсолютну траєкторію частинки, потрібно вирази (16) підставити у параметричні рівняння (4):

$$\begin{cases} x = \frac{gt^2}{2} \sin \beta \cos \beta + c_1 t \cos \beta; \\ y = c_2 t; \\ z = -\frac{gt^2}{2} \sin^2 \beta - c_1 t \sin \beta. \end{cases} \quad (17)$$

Рівняння (17) описують параболу, яка розташована в похилій площині. При $\beta=0$, тобто, для випадку горизонтальної площини, абсолютна траєкторія перетворюється у пряму лінію. Це закономірно, оскільки за відсутності тертя частинка не реагує на коливання площини і рухається по ній в абсолютному русі, як по нерухомій. Відносна ж траєкторія, яка є слідом ковзання частинки по площині, набуває відповідної криволінійної форми в околі абсолютної траєкторії. При $\beta=0$ і $f \neq 0$ чисельне інтегрування рівнянь (15) показує, що відносною траєкторією руху частинки є коло. По ньому частинка ковзає після стабілізації руху і для такого випадку можна знайти аналітичний розв'язок системи диференціальних рівнянь [5]. Форма відносної траєкторії під час перехідного періоду, тобто, після попадання частинки на площину і до стабілізації руху залежить від вихідних умов інтегрування: величини швидкості і її напрямку в момент попадання на площину.

Будемо вважати, що частинка падає вертикально і зустрічається із площиною під прямим кутом. Припустимо, що в момент зустрічі із площиною її абсолютна швидкість стає рівною нулю. Оскільки площина в цей момент здійснює коливальний рух, то відбувається ковзання частинки по площині. Величина і напрям швидкості ковзання (тобто, швидкості відносного руху) буде рівною аналогічним величинам переносного руху площини в точці попадання частинки, але напрям швидкості буде спрямований у протилежну сторону. Точка попадання залежатиме від часу t_0 . Оскільки кожна точка площини описує коло радіуса R , то частинка попадатиме в певну точку цього кола, яка визначиться кутом повороту радіус-вектора на кут $\varphi_0 = \omega t_0$. Підстановкою цього значення у рівняння (2) визначиться точка попадання на площину в нерухомій системі координат. Величина швидкості визначиться диференціюванням рівнянь (2). Наприклад, $y'_i = R\omega \cos \omega t = R\omega \cos \omega t_0 = R\omega \cos \varphi_0$. Отже, $v'(\varphi_0) = -y'_i = -R\omega \cos \varphi_0$. Аналогічно $u'(\varphi_0) = -x'_i = R\omega \sin \varphi_0$. Ці дані будуть вихідними умовами інтегрування. На рис. 2, а побудовано відносні траєкторії руху частинки при її попаданні на площину через 45° повороту цієї площини по колу в переносному русі. На рис. 2, б

показано графік зміни відносної швидкості ковзання, яка визначається із формули (10). Отже, відносною траєкторією руху частинки після стабілізації руху стає коло, а відносна швидкість після цього стає сталою. В праці [5] знайдено залежність радіуса ρ_e кола – траєкторії відносного руху частинки після стабілізації руху, від R , f і ω :

$$\rho_a = R \sqrt{1 - \left(\frac{fg}{R\omega^2} \right)^2}. \quad (18)$$

Із (18) випливає, що при заданих величинах R і f є критичне значення кутової швидкості ω , при якій відносний рух можливий. При меншій кутовій швидкості коливання площини від критичної ковзання не буде: частинка «прилипне» до площини. При збільшенні кутової швидкості ω змінюються кінематичні характеристики частинки: радіус ρ_e кола відносного руху збільшується і наближається до кола переносного руху (рис. 3, а), а час стабілізації відносної швидкості зростає (рис. 3, б).

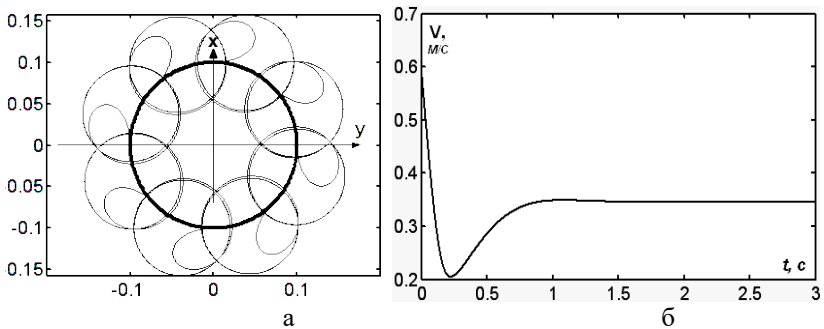


Рис. 2 – Кінематичні характеристики відносного руху при $\omega=6 \text{ c}^{-1}$, $R=0,1 \text{ м}$, $f=0,3$: а – відносні траєкторії беруть свій початок з кола переносного руху площини через 45° ; б – графік зміни відносної швидкості V_e

З’ясуємо закономірності руху частинки по похилій площині, яка коливається. Дослідження показали, що при нахилі площини, починаючи від горизонтального положення, траєкторії відносного руху із кіл перетворюються в криві, подібні до циклоїд (подовженої, звичайної, укороченої), причому їх перетворення у міру нахилу площини відбувається в порядку, перерахованому в дужках.

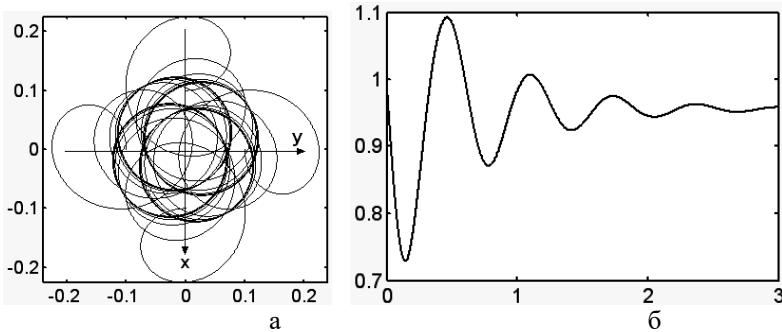


Рис. 3 – Кінематичні характеристики відносного руху при $\omega=10 \text{ c}^{-1}$, $R=0,1 \text{ м}$, $f=0,3$: а – відносні траєкторії беруть свій початок з кола переносного руху площини через 90° ; б – графік зміни відносної швидкості V_e

На рис. 4 побудовані відповідні графіки траєкторій і швидкостей для $\omega=6 \text{ c}^{-1}$ і $\omega=10 \text{ c}^{-1}$ при нахилі площини $\beta=20^\circ$. Як і для горизонтальної площини, у міру збільшення кутової швидкості ω , величина відносних коливань збільшується, причому їх напрям поширення не збігається із лінією найбільшого нахилу, проте, у міру збільшення кутової швидкості все більше до неї наближається. При великих кутах нахилу площини в початкових умовах потрібно враховувати швидкість руху частинки у вертикальному напрямі вниз в момент попадання на площину (V_0). Відносна швидкість ковзання буде збільшена на складову $V_0 \sin \beta$, тобто $u'(\varphi_0) = R\omega \sin \varphi_0 - V_0 \sin \beta$. Ця складова відіграє свою роль тільки на початку руху. На рис. 4 показано графіки після стабілізації руху. Відносна швидкість частинки змінюється подібно до синусоїди, причому максимальні і мінімальні її значення залишаються сталими. Очевидно, що коливальний рух частинки в напрямі, близькому до лінії найбільшого нахилу, відбувається рівномірно, тобто швидкість поширення коливань є сталою. Якщо збільшити кут нахилу площини, наприклад, до $\beta=20^\circ$, то характер коливань змінюється (рис. 5). Траєкторія стає подібною до укороченої циклоїди із кроком, що зростає (рис. 5, а), а відносна швидкість при однаковій амплітуді змінюється так, що екстремальні її значення зростають за лінійним законом (рис. 5, б). Це означає, що коливання поширюються прискорено.

Виникає питання: за якого значення кута β характер поширення коливань переходить від рівномірного до прискореного. Можна припустити, що такою межею є кут β , рівний кутіві тертя,

тобто $\beta = \text{Arctg}f$ (при $f=0,3$ $\beta=16,7^\circ$). Проте, це не так, оскільки при цьому куту коливання поширюються прискорено. Очевидно, що кут β буде меншим від кута тертя.

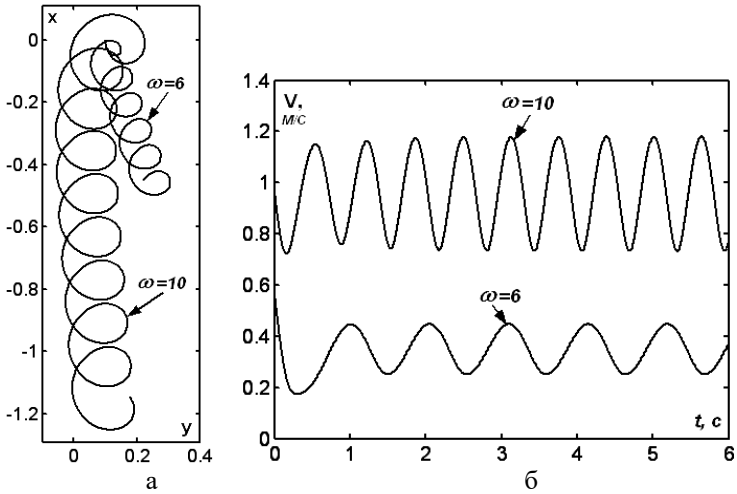


Рис. 4 – Кінематичні характеристики відносного руху при $\beta=20^\circ$, $R=0,1$, $f=0,3$: а – відносні траєкторії; б – графіки відносних швидкостей

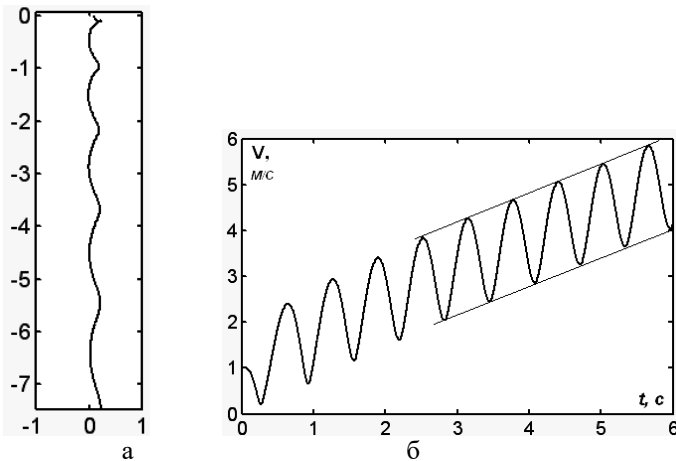


Рис. 5 – Кінематичні характеристики відносного руху при $\beta=20^\circ$, $R=0,1$, $\omega=10 \text{ c}^{-1}$, $f=0,3$: а – відносна траєкторія; б – графік зміни відносної швидкості

Методом підбору його було знайдено: $\beta=15,7^\circ$. В цьому випадку траєкторією є крива, подібна до укороченої циклоїди (рис. 6, а). Відносна швидкість стабілізується таким чином, що її величина змінюється в межах 1...3 м/с (рис. 6, б). Дослідження показали, що межею між рівномірними коливаннями частинки і прискореними є кут нахилу площини, дещо менший від кута тертя.

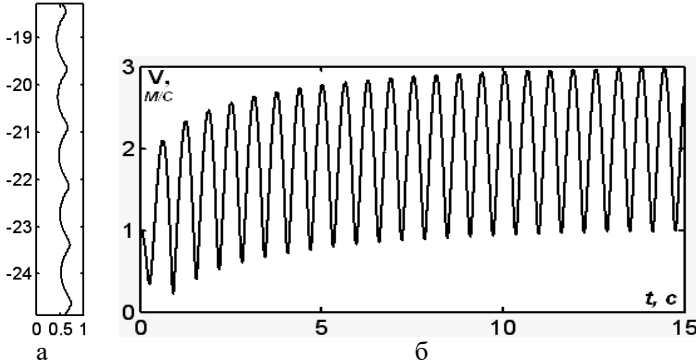


Рис. 6 – Кінематичні характеристики відносного руху при $\beta=15,7^\circ$, $R=0,1$, $\omega=10 \text{ c}^{-1}$, $f=0,3$: а – відносна траєкторія; б – графік зміни відносної швидкості

Як показано на рис. 4 і 6 у міру збільшення кута нахилу площини траєкторія частинки змінює свою форму: із подовженої циклоїди перетворюється в укорочену. Логічно припустити, що при певному проміжному куті β вона може бути звичайною циклоїдою. Такий проміжний кут було знайдено теж методом підбору: $\beta=11^\circ$. Характерною ознакою такого коливання частинки є те, що в точках звороту траєкторії частинка різко змінює напрям руху (рис. 7, а), що неможливо без зупинки. На графіку зміни відносної швидкості видно, що її величина змінюється в межах $0...2 \text{ м/с}$ (рис. 7, б), тобто, в точці звороту швидкість дорівнює нулю.

Висновки. З'ясовано закономірності відносного руху частинки по шорсткій похилій площині, всі точки якої в коливальному русі описують кола в цій же площині. При куті нахилу $\beta=0^\circ$, тобто, для горизонтальної площини, частинка у відносному русі описує коло при досягненні мінімальної кутової швидкості коливання площини. При збільшенні кутової швидкості радіус кола – траєкторії відносного руху – зростає, наближаючись до радіуса кола переносного руху коливання площини. При нахилі площини, починаючи від горизонтального положення, траєкторії відносного руху із кіл перетворюються в криві, подібні до циклоїд (подовженої, звичайної, укороченої), причому їх перетворення у міру нахилу площини відбувається в порядку, перерахованому в дужках. У міру збільшення кутової швидкості ω крок і амплітуда відносних коливань частинки збільшується, причому

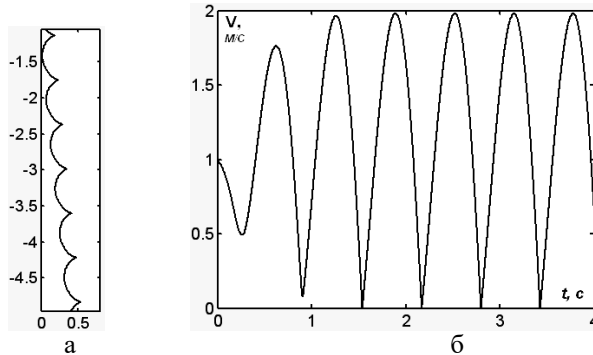


Рис. 7 – Кінематичні характеристики відносного руху при $\beta=11^\circ$, $R=0,1$, $\omega=10 \text{ c}^{-1}$, $f=0,3$: а – відносна траєкторія; б – графік зміни відносної швидкості

їх напрям поширення не збігається із лінією найбільшого нахилу, проте у міру збільшення кутової швидкості все більше до неї наближається. До моменту досягнення граничного значення кута нахилу β , який є дещо меншим від кута тертя, коливальний рух частинки в напрямі, близькому до лінії найбільшого нахилу, відбувається рівномірно, тобто швидкість поширення коливань є сталою. Відносна швидкість частинки змінюється подібно до синусоїдального закону, причому максимальні і мінімальні її значення залишаються сталими. При подальшому збільшенні кута нахилу β крок траєкторії стає змінним, тобто він зростає, а відносна швидкість при однаковій амплітуді змінюється так, що екстремальні її значення зростають за лінійним законом тобто коливання поширюються прискорено.

Література

1. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П.М. Василенко. – К.: УАСХН, 1960. – 283 с.
2. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики / П.М. Заика. – К.: Изд-во УСХА, 1992. – 507 с.
3. Гортинский В.В. Процессы сепарирования на зерноперерабатывающих предприятиях / В.В. Гортинский, А.Б. Демский, М.А. Борискин. – М.: Колос, 1980. – 304 с.
4. Блехман И.И. Вибрационное перемещение / И.И. Блехман, Г.Ю. Джанелидзе. – М.: Наука, 1964. – 410 с.
5. Войтюк Д.Г. Дослідження руху матеріальної частинки по шорсткій площині, яка здійснює горизонтальні криволінійні поступальні коливання / Д.Г. Войтюк, С.Ф. Пилипака // Техніка АПК. – 2004. – №№ 10–11. – С. 26 – 28.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 631.352

© В.Ф. Кузьменко, к.т.н.

ННЦ “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства”

М.М. Толстушко, к.т.н., Н.О. Толстушко

Луцький національний технічний університет

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ РОТАЦІЙНОЇ КОСАРКИ

У статті дано аналіз відомих ротаційних косарок та описано тенденції розвитку їх конструкцій. Наведено результати удосконалення двобарабанної ротаційної косарки з метою покращення її функціональних характеристик.

РОТАЦІЙНА КОСАРКА, ПРУЖИНА, ДИСК, ПОТУЖНІСТЬ, ШВИДКІСТЬ.

Постановка проблеми. Для скошування трав застосовуються косарки. В Україні кожен рік потрібно скошувати близько 12 млн га сіяних і природних трав на корм великій рогатій худобі та іншим тваринам у стійловий період утримання. Від швидкості та якості проведення операції скошування в значній мірі залежить класність та кількість заготовлених дешевих стеблових кормів. Для цього найбільше підходять косарки з ротаційним скошувальним апаратом. В Європі більшість сільгоспвиробників користуються саме такими косарками. В Україні теж розуміють переваги ротаційних косарок, але їх широке впровадження стримується високою ціною і не завжди такою ж надійністю, особливо вітчизняного виробництва [1, 2, 3].

Сегментно-пальцеві косарки, хоч і дешеві, та малопродуктивні й ненадійні на високоврожайному та переплутаному травостої, мають підвищені втрати врожаю від завищеного зрізування. Ротаційні дискові косарки, в яких застосовуються нижні редуктори на всю ширину захвату, конструктивно складні й теж допускають завищений зріз. Ротаційні барабанні косарки мають верхній редукторний привод і порівняно кращі показники якості скошування, але менш надійну конструкцію.

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про те, що в літературі мало уваги приділено систематизації різних характеристик ротаційних косарок з метою вдосконалення їх конструкцій [1, 2, 3].

Мета дослідження – проаналізувати відомі ротаційні косарки та запропонувати один із варіантів удосконалення такої косарки з метою покращення її функціональних характеристик.

Результати дослідження. Систематизація розмірно-вагових характеристик ротаційних косарок провідних фірм світу показує, що барабанні косарки, маючи з дисковими при ширині захвату 1,5-1,6 м практично однакову вагу, з ростом ширини захвату мають більшу вагу і при 2,0-2,1 м захвату перевищення ваги складає 60-70 кг, тобто, вони важчі на 14 %. Слід відзначити, що кращі зразки барабанних косарок легші за середні показники на 15-20 %. Збільшення ваги пояснюється наявністю у барабанних косарок значної висоти різального апарату. Такою зміною ваги косарок, очевидно, і пояснюється те, що барабанні косарки випускаються з шириною захвату до 2,2 м, тоді як дискові мають ширину захвату 3,6-4,0 м у начіпному варіанті.

Потужність, рекомендована для привода ротаційних косарок як дискових, так і барабанних, практично мало відрізняється і складає 16,3-17,7 кВт на метр захвату. У барабанних косарок рекомендована споживана потужність дещо більша за дискові. Поясненням цього може бути необхідність приводити до руху елементи з більшою площею поверхні, ніж у дискових косарках. Використання більших кондиціонерів потребує збільшення використовуваної потужності на 4,5-6,5 кВт, причому ця величина не залежить від ширини захвату косарки.

Аналізуючи конструктивні особливості дискових косарок слід відзначити, що в нових конструкціях використовується схема з додатковими шестернями малого діаметра, винесеними вперед по ходу косарки, через які передається потужність лише на один ротор. Одна з нових конструкцій ротаційних косарок КРС-2,0, що випускається в Україні, має шестерні різного діаметру, однак передача потужності через шестерні меншого діаметру відбувається як на ротор, що встановлений на ній, так і на інші наступні ротори.

Іншою характерною особливістю дискових косарок є установка кінцевого редуктора скошувального бруса позади першого диска, а не в ряд з дисками. Така конструктивна особливість дає змогу дещо зменшити величину консолі і таким чином підвищити жорсткість бруса, збільшивши довговічність конструкції.

Вивчаючи конструкції барабанних косарок слід відзначити перенесення редуктора з балки на начіпку і заміну таким чином клинопасової передачі на більш надійну передачу. Це підвищує надійність косарки і дозволяє зробити легшим приводну балку, більш рівномірно навантажувати колеса трактора. Ротори барабанних косарок спираються на вал, що стоїть у трубчатій опорі на 2-4 підшипниках. Диски барабанів кінчні або плоскі з елементами кінчності, що надає їм жорсткості і сприяє більш енергійному сходу

скошеної маси з диска ротора. Максимальний діаметр дисків роторів серійних косарок сягає 1000 мм, експериментальні мають діаметр 1500 мм, мінімальний діаметр 450-550 мм. Практично у всіх конструкціях барабанних косарок ножі до дисків кріпляться при допомозі швидкознімного пристрою. Ці конструкції використовуються і в новітніх моделях дискових косарок. Це значно полегшує і прискорює процес зняття та установки ножів при їх заточуванні.

Слід відмітити розповсюдження на ринку фронтальних косарок, чому сприяє поява універсальних енергонасичених тракторів з передньою навіскою та ВВП. Наявність таких тракторів та спеціальних енергозасобів дає змогу встановлювати на них комбінації косарок і скошувати за один прокос полосу шириною в 4-7,5 м, відповідаючи в транспортному положенні при цій ширині захвату всім вимогам закону про дорожній рух.

Основним параметром, що характеризує ротаційні косарки є швидкість різального елемента – ножа. Явище безпідпорного скошування стебел, що стоять одноосібно спостерігається при швидкостях 8-16 м/с. Однак, скошуються не одноосібні стебла, а травостій різних культур, який може бути переплутаний, полеглий. Окрім різання, різальний елемент виконує функції транспортування маси (перекидання стебел за брус косарки), тому у вітчизняних косарок швидкість скошування сягає 55-65 м/с, а в кращих зразках закордонних косарок швидкість ножів сягає 80-90 м/с.

Іншим показником, що характеризує косарку є ширина захвату. Для надійного функціонування косарка повинна забезпечуватися відповідною потужністю двигуна трактора. Трактори класу 1,4, найбільш поширені у господарствах, мають потужність 80 к.с. Аналіз результатів випробувань косарок, матеріалів рекламних проспектів дозволив побудувати залежність споживаної потужності від ширини захвату косарки (рис. 1).

Нижче наведено результати удосконалення двобарабанної ротаційної косарки з метою покращення її функціональних характеристик. Косарка (рис. 2) була вдосконалена шляхом установки пружин виважування різального блока паралельно гідроциліндру.

Встановлені дві пружини повинні частину ваги косарки передавати на раму, а через неї на опорні колеса трактора. Зважаючи на конструкцію косарки, розташування місць кріплення пружин для підйому дисків, слід прикладати зусилля, величина якого збільшується з величиною підйому. Для перевірки цього твердження в лабораторних умовах були проведені заміри зусиль підйому в залежності від їх величини. Підйом проводився за місце на балці різального апарата,

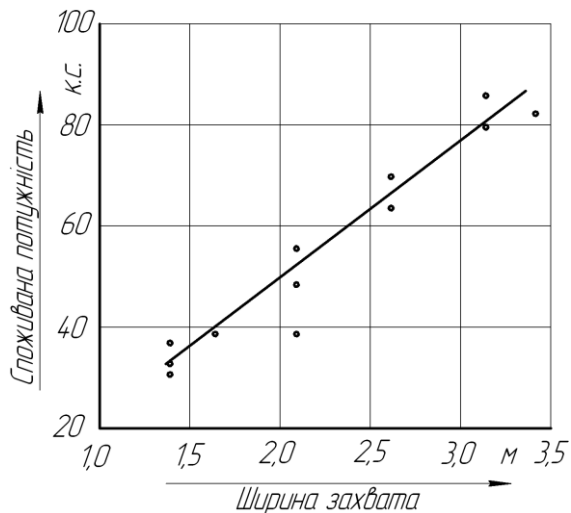


Рис. 1 – Залежність споживаної потужності нижньоприводними косарками від робочої ширини захвату



Рис. 2 – Модернізована система виважування різального блока косарки

розташованого над центром диска. Зусилля підйому як зовнішнього, так і внутрішнього диска збільшується із збільшенням висоти підйому. Однак, якщо встановлення пружин сприяє зменшенню зусилля піднімання зовнішнього диска, то для внутрішнього навпаки – це призводить до збільшення зусилля піднімання. Це явище пояснюється розташуванням пружини на косарці.

Для збільшення меж копіювання поверхні поля було зміщено місце кріплення запобіжної тяги до рами косарки, що створило можливість вільно переміщатися балці косарки у вертикальній площині.

Висновки. Таким чином, конструкції ротаційних косарок в Україні, виходячи із потреб виробництва, вдосконалюються шляхом зниження енергоємності, зменшення маси та підвищення надійності. Конструкції ротаційних косарок будуть розвиватися в таких напрямках:

- створення задньоначіпних моделей з шириною захвата 2,4-3,2 м;
- створення моделей, обладнаних пристроями для кондиціювання;
- розробка моделей фронтальних косарок для енергонасичених тракторів з переднім ВВП.

Література

1. Система техніко-технологічного забезпечення виробництва продукції рослинництва / [Адамчук В.В., Адамчук О.В., Барановський О.С. та ін.]; за ред. В.В. Адамчука, М.І. Грицишина. – К.: Аграрна наука, 2012. – 416 с.

2. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки / [Адамчук В.В., Баранов Г.Л., Барановський О.С. та ін.]; за ред. В.І. Кравчука, М.І. Грицишина, С.М. Ковалюка. – К.: Аграрна наука, 2004. – 396 с.

3. Особов В.И. Сеноуборочные машины и комплексы / В.И. Особов, Г.К. Васильев. – М.: Машиностроение, 1983. – 304 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК631.354.3

© С.О. Кустов

ННЦ “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства”

МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ЛОПАТІ УДОСКОНАЛЕНОГО МОТОВИЛА ДЛЯ ЗБИРАННЯ СОНЯШНИКУ

В статті розроблено математичну модель руху лопаті мотовила закритого типу із розробленим пристосуванням для збирання соняшнику.

ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИЙ КОМБАЙН, НАСІННЯ СОНЯШНИКУ, МОТОВИЛО, ПРИСТОСУВАННЯ ДЛЯ ЗБИРАННЯ СОНЯШНИКУ, ВТРАТИ НАСІННЯ

Постановка проблеми. При вирощуванні насінневого соняшнику важливе місце займає збирання врожаю. Аналіз результатів попередніх досліджень показує, що при збиранні соняшнику найбільше втрачається насіння жатками зернозбиральних комбайнів. Встановлено, що при збиранні порівняно невеликих за розмірами дослідних та селекційних ділянок пристрої обладнані мотовилом втрачають менше насіння соняшнику ніж пристрої типу ПЗС [1-3]. Збирання соняшнику зернозбиральним комбайном із серійною жаткою з ексцентриковим мотовилом призводить до значних втрат насіння: по-перше, при входженні планки мотовила в рослинну масу відбувається вибивання насіння з кошиків в наслідок удару по них; спостерігається також перевалювання зрізаних кошиків через планку мотовила та падіння їх на поле. Таким чином, це фактично унеможливує роботу зернозбирального комбайна з серійною жаткою на збиранні селекційних та насіннево-селекційних ділянок.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Вивченням взаємодії робочих органів мотовила жатки з рослинами займалися М.Ю.Попов [4] Є.І. Трубілін, В.А. Абліков [5], П.М. Заїка [6], М.А. Гутров [7] та інші. Але проведених досліджень недостатньо для більш точного моделювання взаємодії розроблених нами робочих органів з соняшником. В приведених роботах розглянуто взаємодію мотовила (планки мотовила) з рослиною, при цьому використані моделі взаємодії окремої точки мотовила або планки мотовила з рослиною або пучком рослин.

Метою роботи є підвищення ефективності роботи зернозбиральних комбайнів шляхом розроблення математичної моделі руху лопаті мотовила закритого типу пристосування для збирання

насіння соняшнику, яка дозволить встановити значення та напрям швидкості контакту лопаті мотовила з рослиною соняшника.

Результати досліджень. Розглянемо лопать мотовила радіусом R , проекцією якої на поздовжньо-вертикальну площину комбайна (жатки) буде дуга AB кола радіуса r .

Розглянемо систему координат $X_1O_1Z_1$, точка O_1 якої зв'язана з віссю обертання мотовила (рис. 1).

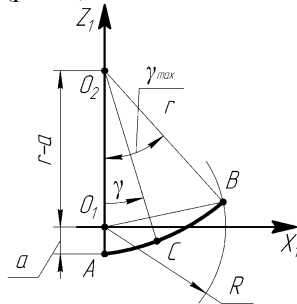


Рис. 1 – Схема планки мотовила в системі координат зв'язаною з віссю обертання

Припустимо, що точка A дуги AB знаходяться на осі O_1Z_1 та має зміщення вниз від осі X_1O_1 на відстань a .

В такому випадку рівняння дуги AB в системі координат $X_1O_1Z_1$ можна описати наступними залежностями в параметричному вигляді:

$$\begin{cases} X_1 = r \cdot \sin \gamma; \\ Z_1 = r \cdot (1 - \cos \gamma) - a; \\ 0 \leq \gamma \leq \gamma_{\max}, \end{cases} \quad (1)$$

де γ – кут сектора дуги, рад; γ_{\max} – максимальне значення кута γ , відповідає мотовилу з радіусом O_1B (R) (рис.1).

Максимальне значення кута знайдемо з ΔO_1O_2B . За теоремою косинусів будемо мати:

$$O_1B^2 = O_1O_2^2 + O_2B^2 - 2 \cdot O_1O_2 \cdot O_2B \cdot \cos \gamma_{\max}.$$

Враховуючи, що $O_1B=R$, $O_2B=r$, а $O_1O_2=r-a$ отримаємо:

$$R^2 = (r-a)^2 + r^2 - 2 \cdot r \cdot (r-a) \cdot \cos \gamma_{\max}.$$

Після проведення відповідних скорочень та перетворень отримаємо:

$$\gamma_{max} = \arccos \frac{1 + \left(1 - \frac{a}{r}\right)^2 - \left(\frac{R}{r}\right)^2}{2 \cdot \left(1 - \frac{a}{r}\right)} \quad (2)$$

У такому випадку із врахуванням (2) рівняння дуги AB в системі координат $X_1O_1Z_1$ буде мати вигляд:

$$\begin{cases} X_1 = r \cdot \sin \gamma; \\ Z_1 = r \cdot (1 - \cos \gamma) - a; \\ 0 \leq \gamma \leq \arccos \frac{1 + \left(1 - \frac{a}{r}\right)^2 - \left(\frac{R}{r}\right)^2}{2 \cdot \left(1 - \frac{a}{r}\right)}. \end{cases} \quad (3)$$

Під час роботи лопать мотовила здійснює поступальний рух разом з комбайном вздовж осі OX зі швидкістю x , та обертальний навколо осі мотовила O_1Y з кутовою швидкістю ω . Тому в системі координат XOY , зв'язаною з поверхнею поля (рис. 2) можна розглянути рух лопаті мотовила, застосувавши поворот системи координат $X_1O_1Y_1$ на кут β зі зміщенням її на величину b в вздовж осі OX .

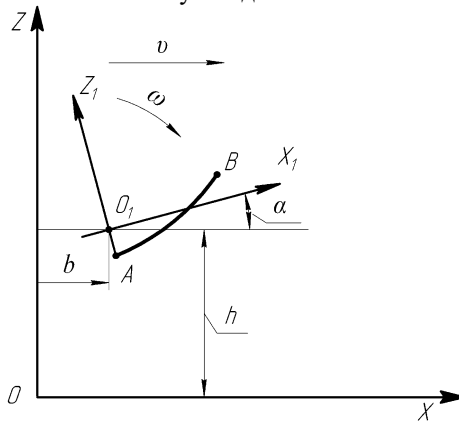


Рис. 2 – Схема планки мотовила в системі координат зв'язаної з поверхнею поля

Використавши формули перетворення координат отримаємо рівняння дуги AB :

$$\begin{cases} X = b + X_1 \cdot \cos \alpha - Z_1 \cdot \sin \alpha; \\ Z = h + X_1 \cdot \sin \alpha + Z_1 \cdot \cos \alpha; \\ 0 \leq \gamma \leq \arctan \cos \frac{1 + \left(1 - \frac{a}{r}\right)^2 - \left(\frac{R}{r}\right)^2}{2 \cdot \left(1 - \frac{a}{r}\right)}, \end{cases} \quad (4)$$

де b – переміщення мотовила вздовж осі OX , м; h – висота установки мотовила, м.

За умов рівномірного руху комбайна отримаємо:

$$b = v \cdot t, \quad (5)$$

де x – швидкість руху комбайна, м/с; t – час руху, с.

На рис. 2 мотовило обертається за годинниковою стрілкою, тому значення кута повороту α буде:

$$\alpha = -\omega \cdot t, \quad (6)$$

де ω – кутова швидкість обертання мотовила, c^{-1} .

Отже, із врахуванням залежностей (5, 6) рівняння дуги AB у системі координат XOZ після відповідних підстановок матиме вигляд:

$$\begin{cases} X = v \cdot t + r \cdot \sin \gamma \cdot \cos(-\omega \cdot t) - \left(r \cdot (1 - \cos \gamma) - a\right) \cdot \sin(-\omega \cdot t); \\ Z = h + r \cdot \sin \gamma \cdot \sin(-\omega \cdot t) + \left(r \cdot (1 - \cos \gamma) - a\right) \cdot \cos(-\omega \cdot t); \\ 0 \leq \gamma \leq \arctan \cos \left(\frac{\left(1 + \left(1 - \frac{a}{r}\right)^2 - \left(\frac{R}{r}\right)^2\right)}{\left(2 \cdot \left(1 - \frac{a}{r}\right)\right)} \right). \end{cases} \quad (7)$$

Система рівнянь (7) описує рух проекції лопаті мотовила в часі.

Використавши обчислювальну систему Mathcad отримали графічне відображення траєкторії руху лопаті мотовила з плином часу (рис. 3). Цей графік відображає рух лопаті при заданих значеннях параметрів: $v = 1$ м/с; $r = 0,75$ м; $R = 0,6$ м; $\omega = 1 c^{-1}$; $a = 0,1$ м; $h = 1,5$ м.

Висновок. Математичні залежності описують рух лопаті мотовила, встановлюють умови для визначення значення напрямку швидкості її контакту з рослиною соняшника, а також вплив параметрів мотовила на показники якості його роботи.

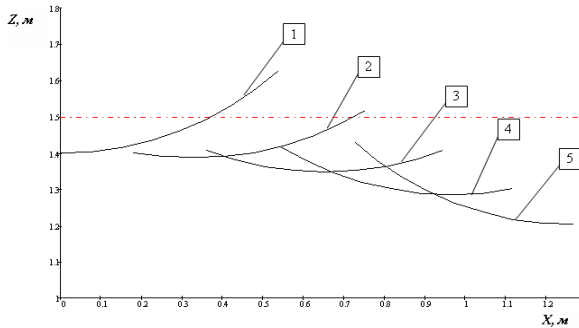


Рис. 3 – Траєкторія руху лопаті мотовила в залежності від часу:
 1 – $t = 0$; 2 – $t = 0,1 \text{ c}$; 3 – $t = 0,2 \text{ c}$; 4 – $t = 0,3 \text{ c}$; 5 – $t = 0,4 \text{ c}$

Література

1. Иващук Н.Ф. Совершенствование технологического процесса уборки подсолнечника с разработкой пневматического улавливания семян: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Иващук Николай Филимонович; Одесский с.-х. ин.-т. – О., 1993. – 24 с.
2. Гриднев Е.К. Разработка технологий и технических средств уборки подсолнечника: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Гриднев Евгений Константинович. – Глеваха, 1992. – 20 с.
3. Розробити та дослідити технології та засоби механізації для збирання насіння зернових, зернобобових, насінників трав: звіт про НДР (закл.) 40.02-030 / ННЦ «ІМЕСГ»; керівн. В.П. Богуславський. – Глеваха, 2010. – 114 с. – Інв. № 0106U011551.
4. Попов М.Ю. Совершенствование технологического процесса уборки подсолнечника обоснованием конструктивных и режимных параметров шнека-мотовила: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Попов Михаил Юрьевич, Саратовский гос. аграр. ун-т им. Н.И. Вавилова. – Саратов, 2013 – 23 с.
5. Трубилин Е.И. Машины для уборки сельскохозяйственных культур Учеб.пос. - 2 изд. перераб. и дополн / Е.И. Трубилин, В.А. Абликов – Краснодар: КГАУ, 2010. – 325 с.
6. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Том 2 (ч. 2, кн. 1). Зернозбиральні машини / П.М. Заїка. – Х.: Око, 2003. – 376 с.: іл.
7. Гутров М.А. Модель динамического контактного деформирования растений при взаимодействии с мотовилом / М. Гутров // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – №3. – С. 29-34.

Рецензент д.т.н. В.О. Шейченко

УДК 66.084.6

© С.Г. Панасюк, к.т.н., О.Л.Будкіна
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ ПЛОДІВ КОЛИВНОЮ ПОВЕРХНЕЮ МИЙНОЇ МАШИНИ

У статті запропоновано конструкцію мийної машини для плодів округлої форми та досліджено їх переміщення по внутрішній коливній поверхні мийної машини.

МИТТЯ, ПЛОДИ, ПЕРЕМІЩЕННЯ, КОЛИВНА ПЛОЩИНА, ІНТЕНСИФІКАЦІЯ.

Постановка проблеми. Процес миття є складовою частиною виробничого процесу. Він є першою фазою обробки плодів на консервних підприємствах та однією з основних операцій, що визначає якість готового продукту та тривалість його зберігання. Основним завданням процесу миття є видалення з поверхні сировини забруднень, механічних домішок, пестицидів та мікрофлори. При цьому основними факторами, що впливають на даний процес, є температура миючої речовини, тривалість миття, степінь забрудненості сировини та застосування механічної дії.

Миття повинно відбуватися ретельно та за можливістю швидко. При тривалому перебуванні у воді можлива втрата плодами частини ароматичних, фарбуючих та екстрактивних речовин.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Дослідженням процесу миття займалися Ф.М. Крисак, Л.Н. Антропова, М.А. Березин, А.Д. Гладка, В.П. Датьков та інші. Проведений аналіз останніх досліджень та публікацій свідчать про недостатнє вивчення процесу миття в машинах з пасивними робочими органами.

Мета дослідження – провести дослідження переміщення плодів округлої форми коливною поверхнею мийної машини.

Результати дослідження. Миття сировини виконується в три стадії: попереднє ополіскування для видалення легко з'єднаних забруднень, основне миття спеціалізованими миючими розчинами для розчинення або переводу в стан суспензії забруднень, що прилипли до поверхонь, остаточне ополіскування для видалення всіх слідів залишків забруднень.

Інтенсифікація процесу миття при оптимальній температурі миючого розчину можлива за рахунок використання поверхнево активних речовин або турбулізації миючого розчину біля забруднених

поверхонь. Рух миючого розчину біля поверхонь, що відмиваються, надає механічного руйнівного впливу на забруднення і прискорює їх фізико-хімічну взаємодію. Рух миючого розчину може забезпечуватися різними способами:

- турбулізацією миючого розчину повітряним барботуванням;
- механічним перемішуванням миючого розчину лопатями, насадками;
- приведенням миючого розчину в коливальний рух за допомогою динамічних вібраторів або гідродинамічних випромінювачів;
- турбулізацією миючого розчину затопленими струменями.

Найбільшого поширення для миття плодової продукції, подібної за фізико-механічними властивостями, набули машини з пасивними робочими органами. Тому видалення частинок бруду з поверхні плодів можна досягти шляхом інтенсифікації процесу взаємодії плодів між собою та в'язким середовищем. Таке явище забезпечується у випадку використання у мийних машинах коливної дії на матеріал. Тоді створюються умови співударяння окремих плодів між собою і розшарування (самоорієнтація) їх на коливних поверхнях, надання визначеної швидкості плодам для забезпечення якісного процесу миття плодів.

Для якісного процесу миття плодів запропонуємо конструкцію машини з коливною прутковою поверхнею (рис. 1).

Запропонована машина складається з рами, на якій встановлена мийна ванна 1 з похилим днищем та патрубком 2 для відведення брудної води. У мийній ванні 1 розташована пруткова ввігнута поверхня 3 із змінною частотою коливань, над якою змонтований душовий колектор 4 для подачі води на миття плодів.

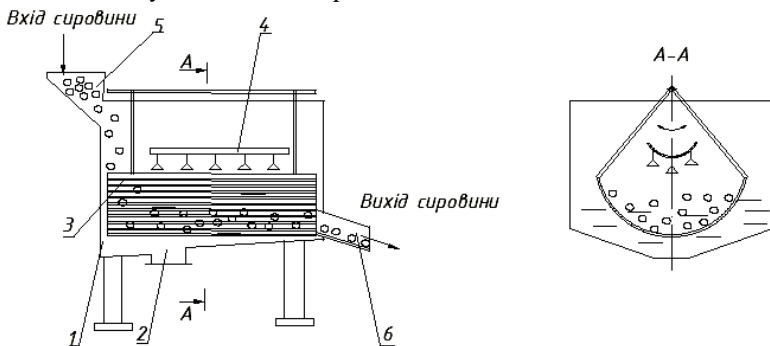


Рис. 1 – Машина для миття плодів та ягід

Машина має також завантажувальний бункер 5 та відповідний лоток 6 для вивантаження відмитої продукції.

Дослідження закономірностей руху плодів коливною площиною у вигляді напівциліндра запропонованої мийної машини передбачає обґрунтування конструктивних параметрів робочої поверхні скочування. Зазначену проблему неможливо вирішити без аналітичних досліджень руху плодів під дією власної ваги.

Оскільки більшість плодів, у тому числі і яблука, мають форму кулі, то розглянемо переміщення плода округлої форми по внутрішній поверхні напівциліндра (рис. 2). Диференціальне рівняння, що описує це переміщення, матиме такий вигляд:

$$mr\psi'' = fN - mg \cdot \sin\psi, \quad (1)$$

де m – маса плода округлої форми, кг; r – радіус його траєкторії руху, м.

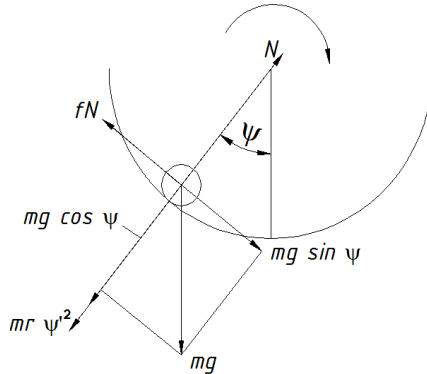


Рис. 2 – Схема переміщення плода округлої форми по внутрішній поверхні напівциліндра

Виключаючи з рівняння нормальну реакцію $N = mr\psi'^2 + mg \cdot \cos\psi$, отримаємо:

$$r\psi'' = f(g \cos\psi + r\psi'^2) - g \cdot \sin\psi$$

або

$$\frac{r\psi'^2}{d\psi} - 2f\psi'^2 = -\frac{2g}{r} \cdot \frac{\sin(\psi - \varphi)}{\cos\varphi}. \quad (2)$$

де φ – кут тертя.

Розв'язок цього рівняння можна представити в такому вигляді:

$$\frac{r\psi'^2}{d\psi} = \frac{2\cos\varepsilon}{\cos\varphi} \cdot \cos(\psi - \varphi - \varepsilon) + Ce^{2f\psi}, \quad (3)$$

де $\varepsilon = \arctg 2f$; C – довільна стала.

Якщо на початку переміщення плода округлої форми $\psi = \psi' = 0$, то .

$$C = \frac{2 \cos \varepsilon}{\cos \varphi} \cdot \cos(\varphi + \varepsilon).$$

Тоді рівняння (3) матиме вигляд:

$$\frac{r\psi'^2}{g} = \frac{2 \cos \varepsilon}{\cos \varphi} \cdot [\cos(\psi - \varphi - \varepsilon) - e^{2f\psi} \cdot \cos(\varphi + \varepsilon)]. \quad (4)$$

Умова відриву плода округлої форми від поверхні напівциліндра в цьому випадку визначається з виразу:

$$N = m(g \cdot \cos \psi + r\psi'^2) \quad (5)$$

звідки
$$\psi'^2 = -\frac{g \cos \psi}{r}. \quad (6)$$

Підставивши значення ψ'^2 в рівняння (4) отримаємо:

$$\cos \varphi \cdot \cos \psi + 2 \cos \varepsilon \cdot \cos(\psi - \varphi - \varepsilon) = 2e^{2f\psi} \cdot \cos \varepsilon \cdot \cos(\varphi + \varepsilon). \quad (7)$$

Розв'язок цього трансцендентного рівняння визначає кут відриву плоду округлої форми від поверхні напівциліндра. Найбільш зручно використовувати графічний метод розв'язку такого рівняння (рис. 3), представивши його функціями:

$$\begin{cases} y_1 = \cos \varphi \cdot \cos \psi + 2 \cos \varepsilon \cdot \cos(\psi - \varphi - \varepsilon); \\ y_2 = e^{2f\psi} \cdot \cos \varepsilon \cdot \cos(\varphi + \varepsilon). \end{cases} \quad (8)$$

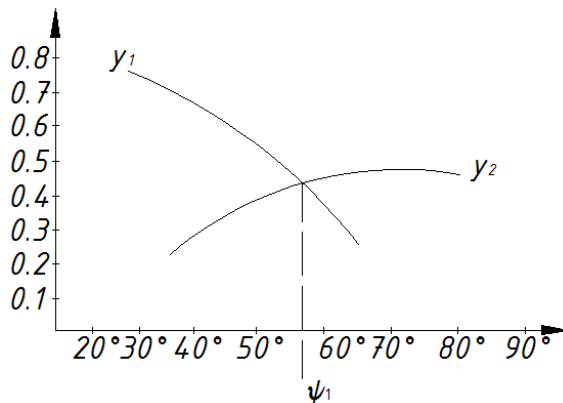


Рис. 3 – Графіки функцій y_1 та y_2

Отримане значення $\psi = \psi'$ і буде шуканим кутом відриву плоду округлої форми від поверхні напівциліндра.

Якщо за тим внести знайдене значення кута $\psi = \psi'$ в рівняння (4), то можна визначити кутову швидкість абсолютного переміщення плода округлої форми в момент відриву його від поверхні напівциліндра.

Очевидно, що значення кута ψ буде різним при різних значеннях коефіцієнта тертя f .

Кут, за якого плід округлої форми почне кочення по поверхні напівциліндра, визначається з умови рівності нулю суми проекцій всіх сил на дотичну.

Маємо:

$$fN - mg \cdot \sin \psi = 0 \quad (9)$$

або
$$fg \cdot \cos \psi + fr\psi'^2 - g \cdot \sin \psi = 0,$$

або
$$\frac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin \varphi} = r \cdot \frac{\psi'^2}{g}.$$

Звідси
$$\psi = \varphi + \arcsin \left[\frac{r\psi'^2}{g} \cdot \sin \varphi \right]. \quad (10)$$

Рівняння (2) при підстановці $\psi - \varphi = \xi$ можна переписати так:

$$\ddot{\xi} - f\dot{\xi}^2 = -\frac{g}{r \cdot \cos \varphi}. \quad (11)$$

Дане рівняння є диференціальним рівнянням коливного переміщення плодів округлої форми, в якому відновлювана сила рівна:

$$F = -\frac{g}{r \cdot \cos \varphi} \cdot \sin \xi. \quad (12)$$

Висновок. Отримані залежності дозволять обґрунтувати параметри коливної поверхні мийної машини та визначити кут відриву від неї плодів округлої форми.

Література

1. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П.М. Василенко. – К.: Издательство УАСН, 1960. – 284 с.
2. Дацишин О.В. Механізація переробки і зберігання плодовоовочевої продукції: Навч. посібник / О.В. Дацишин, О.В. Гвоздєв, Ф.Ю. Ялпачик, Ю.П. Рогач. За ред. О.В. Дацишина – К.: Мета, 2003. – 288 с.

3. Лінник М.К., Булгаков В.М., Пилипака С.Ф. Дослідження руху частинки по внутрішній поверхні похилого циліндра з обертальним рухом // Механізація та електрифікація сільського господарства. Випуск 94. – Глеваха, 2010. – С. 49-57

4. Машины и аппараты пищевых производств: учебник для вузов : в 3 кн.: Кн. 2. Т. 1/ С.Т. Антипов [и др.]; под ред. акад. РАСХН В.А. Панфилова, проф. В.Я. Груданова. — Минск: БГАТУ, 2008. — 580 с.

5. Обладнання підприємств переробної та харчової промисловості : підручник / Мирончук В. Г., Гулий І. С., Пушанко М.М. та ін.; за ред. В. Г. Мирончука. – Вінниця: Нова книга, 2007. – 648 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.521

© Т.М. Приймак

Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ УМОВ РОЗСТИЛУ СОЛОМИ ЛЬОНУ- ДОВГУНЦЯ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИЛЕЖУВАННЯ ТРЕСТИ

У статті наведено результати дослідження біологічного способу приготування трести льону з розстилом її на різних ділянках.

ТРЕСТА, БІОЛОГІЧНИЙ СПОСІБ, ВИЛЕЖУВАННЯ, ВОЛОКНО.

Постановка проблеми. Приготування трести льону – є одним із важливих етапів у процесі отримання волокна. Як відомо, фізико-механічні властивості волокна формуються в період вилежування трести [1].

Одним із найпоширеніших та енергозберігаючих способів приготування трести льону був і залишається біологічний, який полягає у розстилі соломи льону на льониці або полях з однорічними травами для зрошення росаю. Тому цей спосіб ще називають росяним мочінням.

Біологічний спосіб приготування трести заснований на життєдіяльності пектиноруйнівних мікроорганізмів, які руйнують пектинові речовини, які з'єднують луб'яні пучки з тканинами стебла

льону, що сприяє процесу їхнього розділення в ході механічної обробки. При росяному мочінні головну роль у розкладі пектинових речовин відіграють такі мікроорганізми (гриби та спори), як *Cladosporium herbarum*, *Alternaria linicola*, *Colletotrichum lini*. Ці мікроорганізми добре проявляють себе в умовах достатнього зволоження атмосферними опадами (50-60%), в тому числі рососою, при вільному доступі повітря та помірної температури повітря (14-20°C).

Поліська зона України має найбільш сприятливі кліматичні умови для застосування біологічного способу приготування трести льону. Проте останніми роками погодні умови в період розстилу соломи льону дещо змінилися, про що свідчать дані з таблиці 1. Це, в свою чергу, негативно відбивається на якості вилежаної трести і відповідно волокна. Тому необхідно адаптувати біологічний спосіб приготування трести льону до погодно-кліматичних умов, що виникли [1-3].

Таблиця 1 – Метеорологічні дані погодних умов у період розстилу соломи льону-довгунця у Волинській області (2008-2010 роки)

Роки	Липень	Серпень	Вересень
Середня температура повітря, °С			
2008	18,6	19,3	12,8
2009	19,9	18,0	15,2
2010	22,0	21,0	12,8
Сума опадів, мм			
2008	170	83	126
2009	81	28	25
2010	68	96	80

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питання удосконалення процесу приготування трести льону висвітленні в роботах М.М. Боярченкової, С.М. Коб'якова, В.Б. Ковальова, В.І. Макаєва та багатьох інших [2, 4-8].

Автори роботи [2] зазначають такі негативні моменти біологічного способу приготування трести льону, як довгий строк вилежування, зайняття землі, що затримує осінню оранку. Тому автори пропонують удосконалений біологічний спосіб приготування трести, який полягає у штучному зрошенні розстеленої трести хімічними речовинами, які сприяють скороченню строку вилежування трести в 2-3 рази.

У роботі [8] автори для покращення рівномірності вилежування стебел стрічки льону запропонували виконувати

обертання стебел стрічки льону з одночасним їх притисканням, з метою попередження зміщення стебел.

Аналіз робіт показав, що дані дуже суперечливі, тому кожне із запропонованих рішень удосконалення біологічного способу вилежування трести має як ряд переваг, так і ряд недоліків, оскільки, дослідження проводилися для різних сортів та видів льону, а також у різних регіонах країни. А це дає привід для подальшого вивчення даного питання.

Мета дослідження. Дослідити біологічний спосіб приготування трести льону з розстилом на ділянках, які різняться за способом формування.

Результати дослідження. Дослідження біологічного способу приготування трести льону проводились на полях Волинського інституту агропромислового виробництва. Використовували наступні сорти льону-довгунца: «Чарівний» та «Гладіатор». Солому льону розстиляли на трьох сформованих ділянках:

- I – на стрічці з однорічною травою;
- II – на нарізані гребені;
- III – на ріллю.

Акцент в даному дослідженні робили на другу ділянку, оскільки на нашу думку, саме гребені створюють найбільш сприятливі умови для вилежування трести [3]. Солома, яка розстелена на гребенях краще насичується повітрям, яке вільно проходить крізь стебла соломи. Достатня кількість повітря необхідна для розвитку і життєдіяльності мікроорганізмів, а також рівномірного вилежування трести. Ще однією перевагою розстилу на гребенях, як виявили трирічні дослідження, є те, що в суху погоду, коли випадає мала кількість опадів, у каналах гребенів вночі утворюється конденсат, який насичує нижні шари соломи вологою. В дощовий період волога не затримується на солі, оскільки стікає у канали, а повітря з каналів інтенсивно просушує соломі льону, звільняє її від зайвої вологи, тим самим попереджаючи процеси гниття.

У даний час переважає комбайновий спосіб збирання льону. Вже є удосконалені льонозбиральні комбайни, які дають змогу одночасно збирати льон, очісувати насінні коробочки, нарізати гребені та відразу ж розстилати отриману соломі на ці ж сформовані гребені. Тому не потрібно великих і зайвих затрат на нарізання та формування гребенів.

Після вилежування на кожній з ділянок були відібранні зразки трести. Ці зразки проминали на лабораторній м'ялці. З отриманого

волокна відбирали пасма для визначення розривного навантаження та гнучкості, згідно ДСТУ 4015-2001 [9].

У таблиці 2 наведені результати лабораторних досліджень, виконаних із застосуванням трести, отриманої за різних умов вилежування.

Таблиця 2 – Результати досліджень фізико-механічних показників трести

Сорт льону/ Показники	Умови розстилу трести льону		
	на траві	на гребенях	на ріллі
«Чарівний»: - розривне навантаження, даН - гнучкість, мм	17,14 47	17,71 49	16,65 40
«Гладіатор»: - розривне навантаження, даН - гнучкість, мм	17,22 46	19,1 44	18,31 43

Як видно з таблиці 1, отримані показники якості волокна льону доводять наше припущення, що для погодно-кліматичних умов Поліського регіону краще застосовувати біологічний спосіб вилежування трести з розстилом її на гребенях.

Висновок. Для покращення показників якості волокна льону необхідно досліджувати погодно-кліматичні умови регіонів, де вирощується льон, і відповідно підбирати такий спосіб вилежування трести, який буде найкраще підходити для даного регіону і даватиме високі показники якості волокна.

Література

1. Марков В.В. Первичная обработка лубяных волокон / В.В. Марков, Н.Н. Сулов, В.Г. Трифонов, А.М. Ипатов. – М.: Легкая индустрия, 1974. – 416 с.
2. Чурсіна Л.А., Коб'яков С.М., Лисих А.Ю., Домбровська О.П. Новітні технології біологічного приготування лляної трести // Проблеми легкой и текстильной промышленности Украины – № 1 (16). – 2010. – С. 88-91.
3. Приймак Т.М. Дослідження впливу умов вилежування лляної трести на якісні показники волокна // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 22. – 2012. – С. 136-141.

4. Ковалев В.Б. Влияние микробиологических процессов на выход и качество льноволокна при различных способах приготовления трести: автореф. дис. канд. с.-х. наук / В.Б. Ковалев. – Жодино, 1967. – 24 с.

5. Макаєв В.І. Удосконалення технології одержання трести шляхом формування шару лляної соломи в процесі розстилу: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.18.01 / В.І. Макаєв. – Херсон, 2008. – 27 с.

6. Боярченкова М.М. Влияние способов содержания тресты на стлище и сроков ее уборки на качество льнопродукции // Экономика, механизация и первичная обработка льна. Сб. научн. тр. ВНИИЛ. – Торжок, 1982. – Вып. 18. – С. 135-139.

7. Коб'яков С.М. Удосконалення технології приготування трести льону біологічними способами: автореф. дис. канд. с-г. наук: 05.18.03 / С.М. Коб'яков. – К., 1993. – 22 с.

8. Налобіна О.О., Шовкомуд О.В. До питання отримання якісного волокна льону // Товарознавчий вісник. – Вип. 5. – 2012. – С. 106-111.

9. Льон тіпаний. Технічні умови: ДСТУ 4015-2001. – [Чинний від 2001-03-30]. – К: Держстандарт України, 2001. – 12 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 534.1

© В.М. Тимошук, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РОЗВ'ЯЗКІВ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНИХ РІВНЯНЬ СИНХРОННИХ РУХІВ РОТОРІВ ВІБРОЗБУДНИКІВ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН

Отримані достатні умови існування і стійкості синхронних рухів довільного числа дебалансних віброзбудників; умови існування та стійкості кратно-синхронних обертань трьох віброзбудників з урахуванням жорсткості пружної підвіски.

ВІБРАЦІЙНА МАШИНА, ДЕБАЛАНСНИЙ ЗБУДНИК, ВІБРАЦІЙНИЙ МОМЕНТ, КРАТНА САМОСИНХРОНІЗАЦІЯ.

Постановка проблеми. Явище самосинхронізації дебалансних віброзбудників з успіхом використовується в найрізноманітніших сільськогосподарських машинах і пристроях. Для підвищення їх

продуктивності необхідно розробити засоби здатні збуджувати інтенсивну вібрацію. У силу цього, актуальним є дослідження можливості самосинхронізації збудників багатівібраторних машин та дослідження можливості кратно-синхронних обертань роторів збудників. У більшості існуючих теоретичних робіт досліджуються достатньо спрощені динамічні моделі систем; у багатьох з них, наприклад, нехтують навіть жорсткістю пружної підвіски тримкого тіла. У експериментальних роботах наводиться лише факт можливості досягнення кратної самосинхронізації віброзбудників; досліджень стабільності розглядуваних кратно-синхронних режимів немає. Тому важливим є проведення теоретичних досліджень руху віброзбудників, що самосинхронізуються.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню вібраційних машин з багатьма віброзбудниками, що самосинхронізуються, присвячені роботи [1, 2, 3, 4]. У багатьох випадках проявляється протилежна тенденція: стійкий синхронний режим руху віброзбудників з таким співвідношенням фаз обертання, за якого зусилля, що розвиваються ними, взаємно компенсуються. Звичайне збільшення числа збудників у «плоскій» схемі вібромашини призводить до того, що інтенсивність вібрації робочого органа зменшується. Для посилення інтенсивності коливань використовуються просторові, багатомасові або резонансні схеми вібромашин, системи примусової синхронізації. В роботі [5] методом прямого розділення рухів розглянуто ідею синхронізації роторів через тимчасове вимкнення з мережі асинхронних електродвигунів більш швидких віброзбудників. Проте, необхідно отримати точні вирази для вібраційних моментів, диференціальні рівняння повільних процесів встановлення синхронних рухів роторів збудників, умови існування та стійкості їх кратно-синхронних обертань.

Мета дослідження - в'яснити умови існування та стійкості кратно-синхронних рухів віброзбудників вібраційних машин.

Результати дослідження. Розглянемо двократну динамічну синхронізацію трьох дебалансних віброзбудників, тобто, випадок, коли один збудник обертається з кутовою швидкістю вдвічі більшою, ніж інші. Нехай дебалансні віброзбудники, симетрично розміщені на тримкому твердому тілі, яке може здійснювати малі плоскопаралельні коливання; площина осей обертання всіх віброзбудників проходить через центр мас тримкого тіла; центральний віброзбудник розміщений в центрі мас тіла (рис. 1). Усі віброзбудники приводяться в рух від незалежних асинхронних електродвигунів, обертаються в однакових напрямках, при цьому синхронна частота обертання двигуна

центрального вібробудника в два рази більша за синхронну частоту крайніх збудників. Тримке тіло зв'язане з нерухомою основою за допомогою пружних елементів.

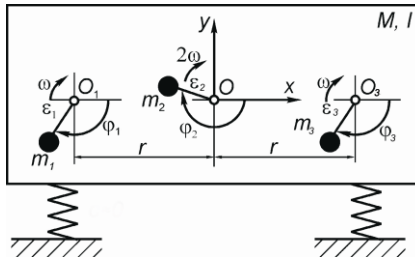


Рис. 1 – Вібраційна машина з трьома дебалансними збудниками симетрично розміщені на тримковому тілі

Диференціальні рівняння руху такої коливальної системи з 3+3 ступенями вільності можуть бути подані у вигляді:

$$\begin{cases} I_i \ddot{\varphi}_i = L_i(\dot{\varphi}_i) - R_i(\dot{\varphi}_i) + \Phi_i(\varphi_i, \ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{\varphi}, t); \\ M\ddot{x} + c_x \dot{x} = \sum_{i=1}^3 m_i \varepsilon_i (\ddot{\varphi}_i \sin \varphi_i + \dot{\varphi}_i^2 \cos \varphi_i); \\ M\ddot{y} + c_y \dot{y} = \sum_{i=1}^3 m_i \varepsilon_i (\ddot{\varphi}_i \cos \varphi_i - \dot{\varphi}_i^2 \sin \varphi_i), \end{cases} \quad (1)$$

$$I \ddot{\varphi} + c_\varphi \dot{\varphi} = \sum_{i=1}^3 m_i \varepsilon_i r_i (\dot{\varphi}_i^2 \sin(\varphi_i + \delta_i) - \ddot{\varphi}_i \cos(\varphi_i + \delta_i)), \quad i = 1, 2, 3, \quad (2)$$

де $\Phi_i(\varphi_i, \ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{\varphi}, t) = m_i \varepsilon_i (\ddot{x} \sin \varphi_i + \ddot{y} \cos \varphi_i - r_i \ddot{\varphi} \cos(\varphi_i + \delta_i) + g \cos \varphi_i)$; x, y, φ – узагальнені координати, що визначають положення тримкового тіла; φ_i – кут повороту ротора i -го вібробудника; I – момент інерції пружнопідвішеного тримкового тіла відносно осі, що проходить через його центр мас; I_i – момент інерції i -го ротора вібробуджувача відносно осі обертання; r_i, δ_i – полярні координати осі i -го вібробудника (полюс O , полярна вісь Ox).

Після нескладних перетворень одержимо диференціальні рівняння синхронних рухів роторів вібробудників:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\alpha}_1 + k_1 \dot{\alpha}_1 = L_1(\omega) - R_1(\omega) + V_1, \\ I_2 \ddot{\alpha}_2 + k_2 \dot{\alpha}_2 = L_2(2\omega) - R_2(2\omega) + V_2, \\ I_3 \ddot{\alpha}_3 + k_3 \dot{\alpha}_3 = L_3(\omega) - R_3(\omega) + V_3, \end{cases} \quad (3)$$

де $V_1 = v_{13} + v_{12}$, $V_2 = v_{21} + v_{23}$, $V_3 = v_{31} + v_{32}$,

$$v_{12} = -\frac{8m^2 \varepsilon^2 m_2 \varepsilon_2 g}{I_1 M} \left(\frac{1}{4 - \lambda_x^2} + \frac{1}{4 - \lambda_y^2} \right) \cos(2\alpha_1 - \alpha_2),$$

$$v_{32} = -\frac{8m^2 \varepsilon^2 m_2 \varepsilon_2 g}{I_1 M} \left(\frac{1}{4 - \lambda_x^2} + \frac{1}{4 - \lambda_y^2} \right) \cos(2\alpha_3 - \alpha_2),$$

$$v_{21} = \frac{4m^2 \varepsilon^2 m_2 \varepsilon_2 g}{I_1 M} \left(\frac{1}{4 - \lambda_x^2} - \frac{1}{4 - \lambda_y^2} \right) \cos(2\alpha_1 - \alpha_2),$$

$$v_{23} = \frac{4m^2 \varepsilon^2 m_2 \varepsilon_2 g}{I_1 M} \left(\frac{1}{4 - \lambda_x^2} - \frac{1}{4 - \lambda_y^2} \right) \cos(2\alpha_3 - \alpha_2),$$

де $v_{12}, v_{32}, v_{21}, v_{23}$ – вібраційні моменти, що діють на віброзбудники, які обертаються з кратними частотами.

Прирівнюючи до нуля праві частини рівнянь (3) одержимо систему рівнянь для визначення різниці фаз і частоти ω в можливих кратно-синронних рухах роторів віброзбудників. При цьому достатньо обмежитися початковим наближенням цих величин. Наявність у рівнянь (3) розв'язків, у яких $\alpha_1 - \alpha_2$, $\alpha_1 - \alpha_3$, $\alpha_2 - \alpha_3$ – дійсні, а ω – додатне, є необхідною умовою можливості динамічної синхронізації віброзбудників.

Розглянемо практично найбільш цікавий випадок, коли парціальні частоти крайніх роторів віброзбудників однакові:

$$L_1(\omega) - R_1(\omega) = L_3(\omega) - R_3(\omega).$$

Тоді рівняння (3), в разі $\dot{\alpha}_i = 0$, можна записати у наступному вигляді:

$$\begin{cases} L_1(\omega) - R_1(\omega) + a \sin(\alpha_1 - \alpha_3) - 2b \cos(2\alpha_1 - \alpha_2) = 0; \\ L_2(2\omega) - R_2(2\omega) + b \cos(2\alpha_1 - \alpha_2) + b \cos(2\alpha_3 - \alpha_2) = 0; \\ L_1(\omega) - R_1(\omega) - a \sin(\alpha_1 - \alpha_3) - 2b \cos(2\alpha_3 - \alpha_2) = 0, \end{cases} \quad (4)$$

де

$$a = \frac{m^2 \varepsilon^2 \omega^2}{2M} \left(\frac{1}{1 - \lambda_x^2} + \frac{1}{1 - \lambda_y^2} - \frac{1}{1 - \lambda_\varphi^2} \frac{Mr^2}{I} \right),$$

$$b = \frac{4m^2 \varepsilon^2 m_2 \varepsilon_2 g}{I_1 M} \left(\frac{1}{4 - \lambda_x^2} + \frac{1}{4 - \lambda_y^2} \right).$$

Відніmemo від першого рівняння системи (3) третє та після нескладних перетворень подамо отримане рівняння у наступному вигляді:

$$\sin(\alpha_1 - \alpha_3) + 2b \sin(\alpha_1 + \alpha_3 - \alpha_2) \sin(\alpha_1 - \alpha_3) = 0,$$

яке допускає два істотно різних розв'язки відносно різниці фаз $(\alpha_1 - \alpha_3)$:

$$\alpha_1 - \alpha_3 = \alpha_{1-3}^{(1)} = 0, \quad \alpha_1 - \alpha_3 = \alpha_{1-3}^{(2)} = \pi. \quad (5)$$

У цьому разі повинні виконуватись наступні співвідношення:

$$L_1(\omega) - R_1(\omega) = 2b \cos \alpha_2, \quad L_2(2\omega) - R_2(2\omega) = -2b \cos \alpha_2. \quad (6)$$

З (6) впливає рівняння для визначення синхронної частоти ω :

$$L_1(\omega) - R_1(\omega) + L_2(2\omega) - R_2(2\omega) = 0.$$

У разі виконання умови:

$$\left| \frac{L_1(\omega) - R_1(\omega)}{2b} \right| = \left| \frac{L_2(2\omega) - R_2(2\omega)}{2b} \right| \leq 1, \quad (7)$$

рівняння (6) допускають два істотно різних розв'язки відносно фази α_2 :

$$\alpha_2^{(1)} = \beta, \quad \alpha_2^{(2)} = 2\pi - \beta,$$

де
$$0 < \beta = \arccos \frac{R_2(2\omega) - L_2(2\omega)}{2b} < \pi. \quad (8)$$

Розглянемо питання про стійкість найбільш цікавого з практичної точки зору синфазного руху роторів вібробудників, що обертаються з основною частотою $\alpha_1 - \alpha_3 = \alpha_{1-3}^{(1)} = 0$.

Щоб дослідити стійкість розглядуваних режимів руху, припустимо, що вона якимось чином була порушена і виник збурений рух. Введемо у систему малі збурення:

$$\alpha_1 = x_1, \quad \alpha_2 = \alpha_2^{(i)} + x_2, \quad \alpha_3 = x_3.$$

Після підстановки збурень у (2), приходимо до наступної системи збуреного руху:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{x}_1 + k_1 \delta_1 = a(x_1 - x_3) - 2b(2x_1 - x_2) \sin \alpha_2^{(i)}; \\ I_2 \ddot{x}_2 + k_2 \delta_2 = 2b(x_1 - x_2 + x_3) \sin \alpha_2^{(i)}; \\ I_3 \ddot{x}_3 + k_3 \delta_3 = -a(x_1 - x_3) - 2b(2x_3 - x_2) \sin \alpha_2^{(i)}. \end{cases}$$

Позначивши $z_1 = x_1 - x_2$, $z_2 = x_2$, $z_3 = x_1 + x_3$ цю систему можна звести до наступної системи рівнянь:

$$\begin{cases} I_2 \ddot{z}_2 + k_2 \dot{z}_2 = 2b(z_3 - z_2) \sin \alpha_2^{(i)}; \\ I_1 \ddot{z}_3 + k_1 \dot{z}_3 = -4b(z_3 - z_2) \sin \alpha_2^{(i)}; \\ I_1 \ddot{z}_1 + k_1 \dot{z}_1 = 2az_1 - 4bz_1 \sin \alpha_2^{(i)}. \end{cases}$$

Часткові розв'язки системи рівнянь у варіаціях будемо шукати у вигляді: $x_1 = A_1 e^{\lambda t}$, $x_2 = A_2 e^{\lambda_2 t}$, $x_3 = A_3 e^{\lambda_2 t}$. Відповідне характеристичне рівняння системи (4) запишемо у вигляді двох рівнянь:

$$\begin{vmatrix} I_1 \lambda^2 + k_1 \lambda + 4b \sin \alpha_2^{(i)} & -4b \sin \alpha_2^{(i)} \\ -2b \sin \alpha_2^{(i)} & I_2 \lambda^2 + k_2 \lambda + 2b \sin \alpha_2^{(i)} \end{vmatrix} = 0,$$

$$I_1 \lambda_2^2 + k_1 \lambda_2 - 2a + 4b \sin \alpha_2^{(i)} = 0.$$

Стійкість розглядуваних синхронних рухів залежить лише від знаків дійсних частин цих характеристичних рівнянь. У випадку задачі про внутрішню синхронізацію, коли використовуються лише асинхронні двигуни, один з коренів буде рівний нулю, усі інші корені повинні мати від'ємні дійсні частини.

Аналізуючи знаки коренів другого рівняння одержуємо відповідну умову стійкості:

$$2b \sin \alpha_2^{(i)} - a > 0.$$

Розглядаючи перше характеристичне рівняння з використанням критерію Рауса-Гурвіца, отримуємо наступну умову стійкості:

$$\sin \alpha_2^{(i)} > 0. \quad (9)$$

З нерівностей (9) слідує, що стійким буде фазування $\alpha_2^{(1)} = \beta$, а умова стійкості набере вигляду:

$$\frac{Mr^2}{I} \frac{1}{1 - \lambda_\phi^2} - \frac{1}{1 - \lambda_x^2} - \frac{1}{1 - \lambda_y^2} + \frac{16m_2 \varepsilon_2 g}{I_2 \omega^2} \left(\frac{1}{4 - \lambda_x^2} + \frac{1}{4 - \lambda_y^2} \right) \sin \beta > 0. \quad (10)$$

Висновки. Зроблено практично важливу задачу про двократну самосинхронізацію трьох дебалансних віброзбудників, симетрично розміщених на пружно підвішеному тримкому тілі з урахуванням жорсткості пружної підвіски. Отримані більш точні вирази для вібраційних моментів, диференціальні рівняння повільних процесів встановлення синхронних рухів роторів збудників, умови існування та стійкості їх кратно-синхронних обертань.

Література

1. Blekhman I.I., Yaroshevich N.P. About expansion of applicability field of the stability integral criterion (extreme properties) in the problem about synchronization of the dynamic objects with nearly uniform relation //Advanced problems in mechanics. APM 2002. Proceedings of the XXX Summer School. – St.Petersburg: IPME RAS, 2003. – P.108–113.

2. Тимошук В.М. Дослідження динамічної синхронізації к однакових механічних вібробуджувачів за допомогою інтегрального критерію стійкості / В.М.Тимошук // Наукові нотатки: міжвузівський збірник. – Вип. 13. – Луцьк, 2003. – С. 210–217.

3. Ярошевич Н.П. Использование эффекта самосинхронизации при возбуждении бигармонических колебаний / Н.П. Ярошевич // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1990. – №6. – С. 23–27.

4. Ярошевич М.П. Дослідження стійкості синхронних рухів чотирьох механічних вібробуджувачів з майже однаковими парціальними швидкостями / М.П. Ярошевич, В.М. Тимошук // Вибрации в технике и технологиях. – 2004. – № 2 (34). – С. 73–76.

5. Ярошевич Н.П. Исследование устойчивости кратносинхронного вращения механических вибраторов / Н.П. Ярошевич, В.Н. Тимошук // Межвуз. сб. науч. статей "Вопросы вибрационной технологии". – Ростов н/Д: ДГТУ, 2003. – С. 54–58.

Рецензент д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк

УДК 631.363.2:633.521

© Н.О. Толстушко, С.Ф. Юхимчук, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ЩІЛЬНОСТІ ШАРІВ СТРІЧКИ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ В РУЛОНІ

У статті наведено методику та результати експериментів для визначення щільності шарів стрічки стебел льону в рулоні, який сформований прес-підбирачем, у пресувальній камері якого встановлена підпружинена рамка з валиками.

ПРЕС-ПІДБИРАЧ, ПРЕСУВАЛЬНА КАМЕРА, ПІДПРУЖИНЕНА РАМКА, ЩІЛЬНІСТЬ, СТРІЧКА СТЕБЕЛ, РУЛОН.

Постановка проблеми. Як свідчить досвід передових країн світу [1-6], повна механізація робіт під час піднімання льонотрести, її навантаження на транспортні засоби для вивезення з поля, а також розвантаження, укладання для зберігання та перевезення в цех переробки можливі лише за формування великих тюків льоносировини рулонними прес-підбирачами. Сучасна практика показує, що найбільш поширеними та перспективними, особливо в умовах невеликих господарств, є процеси формування рулонів льоносировини прес-підбирачами з пресувальними камерами змінного об'єму. Наявні пресувальні камери прес-підбирачів недостатньо якісно виконують процес формування рулону зі стрічки стебел льону. Сформовані ними рулони мають значні пошкодження стебел і порушення паралельності між стеблами, а також недостатнє ущільнення зовнішніх шарів стрічки у порівнянні з внутрішніми, причому останнє призводить до значної нерівномірності розподілу щільності льоносировини. А тому актуальним є завдання поліпшення якості формування рулонів зі стрічки стебел льону рулонним прес-підбирачем.

Головною характеристикою прес-підбирача є щільність рослинного матеріалу, яка досягається під час формування рулону. Показник щільності льоносировини впливає на процеси формування, транспортування, зберігання та переробки рулонів. Переваги удосконаленої пресувальної камери прес-підбирача в тому, що завдяки взаємодії валиків підпружиненої рамки з рулоном здійснюється необхідне ущільнення його зовнішніх шарів стрічки стебел льону, чим забезпечується більш рівномірний розподіл щільності в рулоні [5-7].

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про те, що в літературі мало уваги приділено пошуку шляхів забезпечення якісного формування рулонів з рівномірним розподілом щільності льоносировини [1-7].

Мета дослідження – визначити щільність шарів стрічки стебел льону в рулоні, який сформований прес-підбирачем, у пресувальній камері якого встановлена підпружинена рамка з валиками.

Результати дослідження. Для визначення щільності шарів стрічки стебел льону в рулоні, яка вимірюється в $\text{кг}/\text{м}^3$, використовували спеціально розроблений манометричний щільномір, який зображений на рис. 1.

Даний щільномір складається із вимірювальної головки і, закріпленій на ній за допомогою затискача 8, гумової трубки 9, інший кінець якої перетиснутий затискачем 10. В середині трубки 9 знаходиться вода. Вимірювальна головка складається із двох частин –

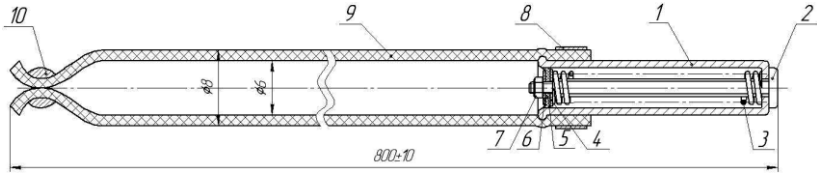


Рис. 1 – Манометричний щільномір: 1 – стакан; 2 – сердечник; 3 – пружина; 4 і 6 – шайби; 5 – сальник; 7 – гайка; 8 і 10 – затискачі; 9 – гумова трубка

стакана 1 і сердечника 2, який входить в прорізь на торці стакана 1 і впирається в нього головкою. На сердечнику 2 знаходиться пружина стиску 3, яка одним кінцем впирається в буртик стакана 1, а іншим в шайбу 4. За шайбою 4 знаходиться сальник 5 і шайба 6 – все це фіксується на сердечнику 2 за допомогою гайки 7.

Даний щільномір працює таким чином. При збільшенні тиску на гумову трубку 9 вода, яка знаходиться в трубці, буде давити на сальник 5, який почне переміщатися переборюючи зусилля пружини 3 і переміщати сердечник 2. Провівши тарування манометричного щільноміра, можна визначити тиск на гумову трубку або щільність льоносировини в рулоні за положенням головки сердечника 2 відносно торця стакана 1. Це положення вимірюється штангенциркулем з точністю до 0,1 мм. Перед початком дослідів в лабораторних умовах було проведено тарування манометричного щільноміра, тобто встановлено залежність лінійного переміщення вимірювального стрижня щільноміра від тиску на гнучку трубку, заповнену водою. Для цього було розроблено спеціальне пристосування для стискання пучка льоносировини в універсальній розривній машині УММ-5.

Було виготовлено 9 однакових щільномірів, які розміщувалися в стебловій стрічці льонотрести, яка розстелена на льоновищі (рис. 2). Вимірювальні головки щільномірів знаходилися в кореневій частині стрічки льонотрести. При цьому щільноміри вкладалися паралельно стеблам в середній шар стрічки через проміжки ΔL_n :

$$\Delta L_n = (r_n^2 - r_{n-1}^2) \cdot L_{\text{нб}} / R_{\text{д.мак}}^2, \quad (1)$$

де r_n, r_{n-1} – радіуси розташування відповідно n та $n-1$ щільномірів у рулоні; $L_{\text{нб}}$ – довжина стеблової стрічки на льоновищі, з якої сформований рулон; $R_{\text{п.мак}}$ – максимальний радіус рулону.

Довжина $L_{\text{нб}}$ стеблової стрічки на льоновищі дорівнює:

$$L_{\text{нб}} = M_p / m_{\text{е}}, \quad (2)$$

де M_p – маса рулону радіусом $R_{p.\text{max}}$; $m_{\text{е}}$ – середнє значення маси погонного метра стеблової стрічки на льоновищі.



Рис. 2 – Фото розташування щільномірів у стрічці стебел на льоновищі

Стрічка льонотрести, на якій пророблялись досліди, мала такі характеристики: сорт льону – Томський 16, довжина стебел – 76...88 см, діаметр стебел – 1,6...1,9 мм, вологість стебел – не більше 19 %, стебла обчисані і вкладені в стрічку льонокомбайном ЛК-4А, відносна розтягнутість стебел у стрічці – не більше 1,2 рази, перекіс стебел у стрічці – не більше 20°, середня кількість стебел на погонному метрі стрічки льону – 1528 штук, середнє значення маси погонного метра стеблової стрічки на льоновищі – 0,6 кг. Попередньо сформований рулон діаметром 1,3 м важив 200 кг. За формулами (1) і (2) були визначені відстані між щільномірами у стебловій стрічці на льоновищі (з урахуванням того, що радіус розташування щільномірів у рулоні приймали значення з інтервалом 0,08 м): 5,05 м; 15,15 м; 25,25 м; 35,35 м; 45,45 м; 55,55 м; 65,65 м і 75,75 м.

Рулонний прес-підбирач під час руху з робочою швидкістю на льоновищі підбирав стрічку із щільномірами і пресував льонотресту в пресувальній камері змінного об'єму, утворюючи рулон. При досягненні рулоном діаметра 0,7 м агрегат зупинявся, включався обмотувальний апарат і утворений рулон викидався на поверхню поля. Після чого за допомогою штангенциркуля замірялися переміщення вимірювальних стрижнів щільномірів з точністю до 0,1 мм. Ці значення, а також відстані кожного щільноміра відносно уявного центра рулону, виміряні рулеткою з точністю до 5 мм, записувались у

зошит. Після цього рулон поміщався назад у пресувальну камеру і агрегат продовжував рухатись вздовж стеблової стрічки та формувати рулон. При досягненні рулоном діаметрів 1,0 м і 1,3 м проводились аналогічні заміри. Досліди проводились у триразовій повторюваності. При цьому, якщо результат повторюваності дослідів відрізнявся від інших результатів повторюваностей більш ніж на 10 %, тоді він вважався промахом. У результаті проведених дослідів отримані графічні залежності щільності шарів стрічки стебел льону від їх розташування в рулонах різних діаметрів (рис. 3).

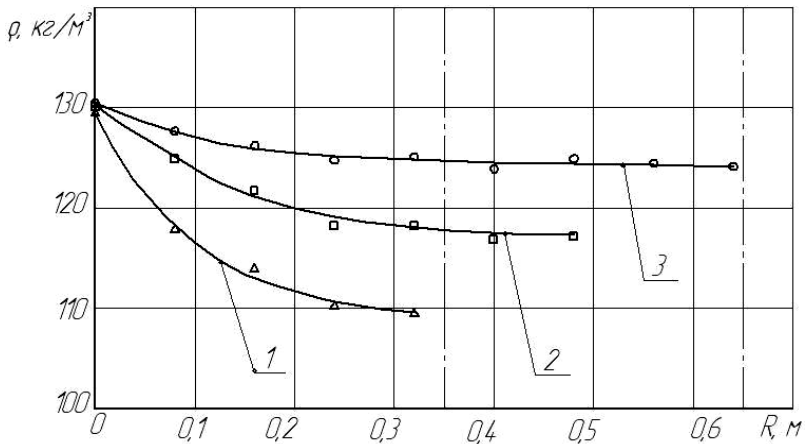


Рис. 3 – Залежності щільності шарів стрічки стебел льону від їх розташування в рулоні діаметром: 1 – 0,7 м; 2 – 1,0 м; 3 – 1,3 м

Висновки. Як видно з графіків на рис. 3, щільність шарів стрічки стебел льону найбільша в центрі рулону, де практично вона не змінюється в процесі формування рулону. При віддаленні від центра до периферії рулону щільність шарів зменшується. Особливо це видно з графіка 1 при формуванні рулону діаметром 0,7 м. Хоча пізніше, при подальшому формуванні рулону (графік 2) бачимо, що щільність шарів стрічки стебел збільшується. Це стосується також і середніх шарів у рулоні. Для рулону за графіком 3 це ущільнення ще більше завдяки додатковому тиску від підпружиненої рамки з валиками. Такий розподіл щільності льоносировини у рулоні досягається завдяки взаємодії валиків підпружиненої рамки з рулоном під час його формування у пресувальній камері змінного об'єму прес-підбирача. Так здійснюється необхідне ущільнення зовнішніх шарів стрічки стебел льону в рулоні, чим забезпечується більш рівномірний розподіл щільності льоносировини у рулоні.

Література

1. Хайлис Г.А. Теория льноуборочных машин / Хайлис Г.А. – М.: Росинформагротех, 2011. – 322 с.
2. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Хайлис Г.А. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
3. Хайлис Г.А. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин: навчальний посібник / Г.А. Хайліс, Д.М. Коновалюк. – К.: НМК ВО, 1992. – 320 с.
4. Vanot J. La passion le lin. – Notre Dame de Gravenchon: Corlet, 2003. – 72 p.
5. Толстушко Н. Исследование формирования рулона в усовершенствованной прессовальной камере пресс-подборщика / Н. Толстушко // Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. – 2013. – Vol. 15, № 4. – P. 286 – 291.
6. Толстушко Н.А. Определение длины петли из бесконечных ремней в прессовальной камере рулонного пресс-подборщика / Н.А. Толстушко // Достижения науки и техники АПК. – 2013. – № 11. – С. 58 – 61.
7. Пат. 60254 У Україна, МПК А 01 D 45/00. Рулонний прес-підбирач / Толстушко Н.О., Хайліс Г.А., Юхимчук С.Ф. (Україна). – №U201015244; заявл. 17.12.10; опубл. 10.06.11, Бюл. №11.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631. 3.072

© М. В. Усенко, к.т.н.

Луцький національний технічний університет

В. Владут, PhD. Eng.

Національний інститут проектування машин та обладнання для сільського господарства і харчової промисловості (INMA, Румунія)

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА СТАБІЛІЗУЮЧИЙ ПРИБІР З ПЕРЕДПЛУЖНИКОМ ДО МОТОБЛОКУ

В статті подано основні переваги стабілізуючого пристрою з передплужником до мотоблоку. Визначено сили, що діють на занурений в ґрунт передплужник стабілізуючого пристрою.

ПЕРЕДПЛУЖНИК, СТАБІЛІЗУЧИЙ ПРИСТРІЙ, ГРУНТ, СХИЛ, СИЛА, ПОВЕРХНЯ.

Постановка проблеми. При виконанні сільськогосподарським агрегатом будь-якої операції на схилах різної крутості виникають проблеми з стабілізацією заданого напрямку руху даного агрегату. Порушення курсової стійкості агрегату спостерігається уже на схилах крутістю 3-5°. Якщо при виконанні операцій (оранка, боронування, суцільна культивування і т.д.), які не пов'язані безпосередньо з певною сільськогосподарською культурою, відхилення від заданого напрямку руху не призводить до суттєвих негативних наслідків, то для таких операцій як посів, садіння, збирання і особливо для операцій по догляду за рослинами сповзання агрегату в нижній бік схилу може призвести до значного пошкодження рослин і навіть до наслідків, пов'язаних із значною втраченою врожаю. Для максимального усунення даного негативного явища найбільш переважним є малогабаритна техніка з застосуванням вдосконалених пристроїв для стабілізації напрямку руху малогабаритного агрегату.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Створено чимало механізмів і пристроїв для стабілізації заданого напрямку руху сільськогосподарських агрегатів на схилах [1, 3, 4]. У багатьох конструкціях виконавчим робочим органом є диск, який виконує канавку під верхнє по схилу колесо, що майже повністю усуває сповзання агрегату при русі в поперечному напрямку схилу. Також конструкціям такого типу присвячені і наукові праці [2, 6, 7], які підкреслюють їх переваги для малогабаритних машин і особливо для мотоблоків. Але диски не виконують рівну стінку канавки під колесо, спостерігається зсипання різних решток та ґрунту на дно канавки. Таким чином, вдосконалення такого стабілізуючого пристрою призведе підвищення якості роботи малогабаритного агрегату на схилах.

Мета дослідження. Визначення сил, що діють на робочий орган вдосконаленого стабілізуючого пристрою до мотоблоку.

Результати дослідження. Розроблена нова конструкція стабілізуючого пристрою з робочим органом у вигляді передплужника до мотоблоку [8], який зображений на рис. 1.

Стабілізуючий пристрій до мотоблока містить передплужник, штангу, телескопічний поводиок, фіксатор, шарнір, кронштейн.

Стабілізуючий пристрій до мотоблока працює так. Перед початком роботи в залежності від умов роботи встановлюють оптимальну довжину повідка. При русі мотоблока по рівній поверхні передплужник знаходиться в піднятому положенні. При в'їзді

мотоблока на поперечний відносно напрямку руху схил поводок з штангою опускають таким чином, що передплужник занурюється в ґрунт. При русі мотоблока передплужник, що занурений в ґрунт, створює поворотний момент, що направлений проти моменту, що



Рис. 1 – Стабілізуючий пристрій з робочим органом у вигляді передплужника

створюється боковою складовою маси мотоблока та направлений вниз по схилу, що врешті-решт сприяє підвищенню стійкості та прямолінійному напрямку руху мотоблока. Найбільш важливою функцією передплужників є нарізка канавки, по якій пересувається верхнє по схилу колесо мотоблока. Передплужник може створити канавку такої глибини, що мотоблок займе горизонтальне положення на поперечному схилі, при якому вплив бокової складової маси на опорні колеса мотоблока повністю усувається. Проте, необхідність в такому розташуванні агрегату виникає лише в особливих ситуаціях, тобто при наявності крутих схилів (більше 15°) і легких за механічним складом ґрунтів. У більшості випадків необхідно лише зменшити кут розташування агрегату по відношенню до кута схилу, що дозволить зберегти курсову стійкість агрегату та забезпечити мінімальне пошкодження ґрунту і мінімальний тяговий опір агрегату. При русі мотоблока в зворотному напрямку передплужник переводиться в інше положення, при якому він знов розташовується перед верхнім по схилу.

Стабілізуючий пристрій до мотоблока містить передплужник, штангу, телескопічний поводок, фіксатор, шарнір, кронштейн.

Стабілізуючий пристрій до мотоблока працює так. Перед початком роботи в залежності від умов роботи встановлюють оптимальну довжину повідка. При русі мотоблока по рівній поверхні

передпłużник знаходиться в піднятому положенні. При вїзді мотоблока на поперечний відносно напрямку руху схил поводок з штангою опускають таким чином, що передпłużник занурюється в ґрунт. При русі мотоблока передпłużник, що занурений в ґрунт, створює поворотний момент, що направлений проти моменту, що створюється боковою складовою маси мотоблока та направлений вниз по схилу, що в решті решт сприяє підвищенню стійкості та прямолинійному напрямку руху мотоблока. Найбільш важливою функцією передпłużників є нарізка канавки, по якій пересувається верхнє по схилу колесо мотоблока. Передпłużник може створити канавку такої глибини, що мотоблок займе горизонтальне положення на поперечному схилі, при якому вплив бокової складової маси на опорні колеса мотоблока повністю усувається. Проте необхідність в такому розташуванні агрегату виникає лише в особливих ситуаціях, тобто при наявності крутих схилів (більше 15°) і легких за механічним складом ґрунтів. В більшості випадків необхідно лише зменшити кут розташування агрегату відносно до кута схилу, що дозволить зберегти курсову стійкість агрегату та забезпечити мінімальне пошкодження ґрунту і мінімальний тяговий опір агрегату. При русі мотоблока в зворотному напрямку передпłużник переводиться в інше положення, при якому він знов розташовується перед верхнім по схилу колесом мотоблока.

Розглянемо сили і точки їх прикладання на передпłużнику, який є основним робочим органом стабілізуючого пристрою. При переміщенні деформатора (передпłużника) AB (початкове положення деформатора A_1B_1) під кутом атаки β ґрунтові частинки з точки A_1 на лінії AA_1 будуть переміщатись на величину BA_1 (рис. 2), яка визначається за формулою:

$$BA_1 = \frac{BC}{\cos(\beta + \varphi)},$$

де β – кут атаки передпłużника, φ – кут тертя ґрунту об передпłużник.

Але $BC = AB \cdot \sin \beta$, тоді (позначаємо переміщення ґрунту при втискуванні через H):

$$H = BA_1 = \frac{AB \cdot \sin \beta}{\cos(\beta + \varphi)}. \quad (1)$$

Для подальших розрахунків приймаємо, що зануреною в ґрунт частиною передпłużника є прямокутник (нехтуємо невеликою частинкою простору у вигляді трикутника над п'яткою лемеша передпłużника).

Для визначення залежності питомого тиску ґрунту від величини стиску ґрунтових часток H застосовуємо формулу В.В. Кацигіна [5]:

$$q = P_0 th \left(\frac{k}{P_0} H \right), \quad (2)$$

де P_0 – границя несучої здатності ґрунту, Н/см², k – коефіцієнт об'ємного змінання ґрунту, Н/см³.

Нормальну складову реакції ґрунту N можемо визначити як добуток площі прямокутника $S_{\text{пр}}$ (занурена в ґрунт частина передплужника) на середній питомий опір ґрунту $q_{\text{ср}} = q_{\text{max}}/2$ (q_{max} – максимальний питомий опір ґрунту). Отже:

$$q_{\text{н\ddot{a}д}} = \frac{P_0}{2} th \left(\frac{k}{P_0} H \right). \quad (3)$$

Нормальний тиск (нормальна складова реакції ґрунту):

$$N = S_{\text{пр}} \frac{P_0}{2} th \left(\frac{k}{P_0} H \right). \quad (4)$$

Визначимо площу зануреної в ґрунт частини передплужника (раніше прийняли, що це є прямокутник). Роблячи певні припущення та спираючись на попередні дослідження вчених та власні дослідження [6, 7] можемо прийняти, що дана площа буде обмежена кривими, що визначають форму ліній на поверхні AB ґрунту та у леза OK лемеша передплужника (рис. 3). Дані криві описуються функціями: $y_2 = A_2 \sin \omega_2 x + \varphi_0 + c$, $y_1 = A_1 \cos \omega_1 x + \varphi_0$. Тут розглядаємо стан ґрунту в більш широкому аспекті, а саме коли на поверхні ґрунту він описується конкретно для передплужника функцією $y_2 = A_2 \sin \omega_2 x + a$ (лінія AB), а у леза лемеша – функцією $y_1 = A_1 \cos \omega_1 x$ (лінія OK). Такі криві лінії утворюються через наявність кривої поверхні безпосередньо біля передплужника через те, що при попередньому обробітку ґрунту на більшу глибину ніж глибина ходу передплужника, в ґрунті утворюються порожнини і грудки і, відповідно, контакт з таким ґрунтом не відбувається по прямій лінії.

Направимо осі координат як показано на рис. 3, на якому поданий вид B з рис. 2. Вісь y проходить крізь точку A стику передньої кромки передплужника з поверхнею ґрунту, а вісь x – по дну канавки (борозенки), що утворена даним передплужником. Тут l це ширина захвату передплужника ($l = AB$). Отже, зануреною в ґрунт частиною передплужника є площа $OABK$ ($S_{\text{пр}} = S_{OABK}$). Визначимо її величину.

Якщо S – область, що знаходиться між кривими y_1 та y_2 , то маємо:

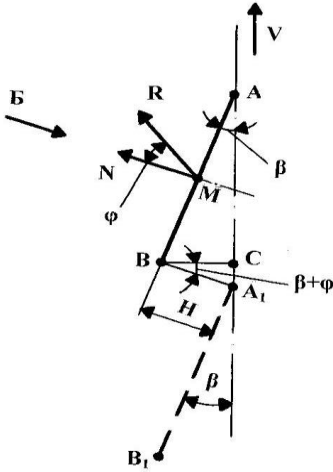


Рис. 2 – Схема до визначення сил, що діють на передпłużник стабілізуючого пристрою

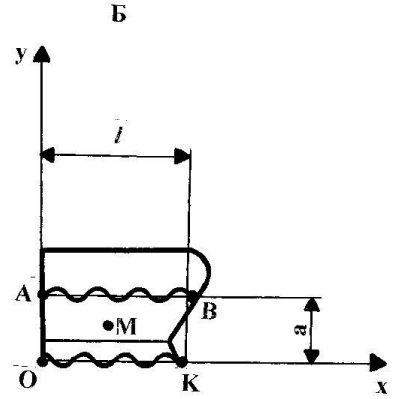


Рис. 3 – Схема до визначення площі, зануреної в ґрунт частини передпłużника

$$\iint_S f(x, y) dx dy = \int_a^{y_2(x)} \int_a^{y_1(x)} f(x, y) dx dy. \quad (5)$$

$$\begin{aligned} S_{OABK} &= \iint_S f(x, y) dx dy = \int_0^l \int_{A_1 \cos \omega_1 x}^{A_2 \sin \omega_2 x + a} dx dy = \int_0^l (A_2 \sin \omega_2 x + a - A_1 \cos \omega_1 x) dx = \\ &= A_2 \int_0^l \sin \omega_2 x dx + a \int_0^l dx - A_1 \int_0^l \cos \omega_1 x dx. \end{aligned} \quad (6)$$

Обраховуючи інтеграл, одержуємо:

$$S_{OABK} = A_2 (1 - \cos \omega_2 l) / \omega_2 + al - (A_1 \sin \omega_1 l) / \omega_1. \quad (7)$$

Таким чином, підставляючи формули (1) і (7) в формулу (4), отримаємо величину нормальної складової реакції ґрунту:

$$N = \left[\frac{A_2 (1 - \cos \omega_2 l)}{\omega_2} + al - \frac{A_1 \sin \omega_1 l}{\omega_1} \right] \cdot \frac{P_0}{2} \operatorname{th} \left(\frac{k \cdot l \cdot \sin \beta}{P_0 \cdot \cos(\beta + \varphi)} \right). \quad (8)$$

З рис. 2 видно, що $R = N / \cos \varphi$. Отже, з врахуванням формули (8) отримаємо величину реакції ґрунту, що діє на занурений в ґрунт передпłużник стабілізуючого пристрою:

$$R = \left[\frac{A_2(1 - \cos \omega_2 l)}{\omega_2} + al - \frac{A_1 \sin \omega_1 l}{\omega_1} \right] \cdot \frac{P_0}{2 \cos \varphi} \operatorname{th} \left(\frac{k \cdot l \cdot \sin \beta}{P_0 \cdot \cos(\beta + \varphi)} \right). \quad (9)$$

Точку M прикладання реакції ґрунту на передплужник можемо прийняти в центрі площі, зануреної в ґрунт частини даного передплужника, тобто посередині між лініями AB та OK (по вертикалі) і лініями OA та BK (по горизонталі).

Визначимо величину реакції ґрунту R . Для практичних розрахунків приймаємо: коефіцієнт об'ємного змінання ґрунту $k \approx 5 \text{ Н/см}^3$; границя несучої здатності ґрунту $P_0 \approx 0,4 \text{ МПа}$; амплітуди $A_1 = 0,02 \text{ м}$, $A_2 = 0,05 \text{ м}$; кругові частоти $\omega_1 = 125,6 \text{ м}^{-1}$, $\omega_2 = 94,2 \text{ м}^{-1}$; середня ширина $l = 0,15 \text{ м}$; максимальна глибина занурення передплужника в ґрунт $a = 0,1 \text{ м}$; кут тертя ґрунту об передплужник $\varphi \approx 22^\circ$; кут атаки передплужника $\beta \approx 15^\circ$. Підставляючи дані в формулу (9) одержуємо $R \approx 1,76 \text{ кН}$. При швидкості руху агрегату (мотоблок з стабілізуючим пристроєм з передплужником) $v \approx 0,33 \text{ м/с}$, величина потужності при русі агрегату становить $N_{\text{п}} = R \cdot v \approx 0,58 \text{ кВт}$.

Даний пристрій призначений для використання на малогабаритній техніці (мотоблоках) з середньою потужністю двигуна 5-6 кВт. З проведених розрахунків видно, що така потужність задовольняє умовам роботи.

Слід зазначити, що дані розрахунки проведені для максимальної величини занурення передплужника в ґрунт (до 10 см) для більшості мотоблоків з даним стабілізуючим пристроєм. Глибина занурення в ґрунт передплужника залежить від конкретних специфічних умов, в яких доводиться працювати даному агрегату.

Висновки. Наведений аналіз роботи стабілізуючого пристрою з передплужником до мотоблоку показує, що даний пристрій забезпечує необхідні показники роботи при мінімальних затратах енергії.

Література

1. Сельскохозяйственное орудие для работы на склонах, А.с. № 1329642, МКИ А 01 В 59/06 / К.В. Александрян и др. -№3981307/30-15; заявл. 20.09.85; опубл. 15.08.87, бюл. № 30.
2. Амельченко П.А. Исследование в области некоторых параметров крутосклонных и низкоклинных тракторов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Минск, 1974. -19 с.
3. Устройство для предотвращения сползания сельскохозяйственных орудий при работе на склонах, А.с. № 1029850, МКИ А 01 В 69/06 / В.К. Бакулин и др. – № 3424951/30-15; заявл. 16.04.82; опубл. 23.07.83, бюл. № 27.

4. Патент № 80113, Франція, МКИ А 01 В. Приспособление к трактору для работы на склонах / Ж. Буш. Заявл. 13.07.61; опубл. 04.02.63, реферативный журнал № 10, 1964.

5. Кацыгин В.В. О закономерности сопротивления почв сжатию // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1962. – №4. – С. 28-31.

6. Мшвилдадзе О.П. Основы создания технических средств, стабилизирующих направление движения кругосклонного агрегата: Автореф. дис. ... д-ра. техн. наук. – Тбилиси, 1986. – 52 с.

7. Усенко М.В. Дослідження взаємодії з ґрунтом диска стабілізуючого пристрою при роботі на схилах // Міжвідомчий тематичний наук. зб. “Механізація та електрифікація сільського господарства”. – Глеваха: ННЦ “ІМЕСГ”. – Вип. 92. – 2008. – с. 133-139.

8. Патент № 32744 Україна, МКВ А01В 15/20. Стабілізуючий пристрій до мотоблоку / М.В. Усенко та ін. – № 98031252. Заявл. 11.03.1998. Опубл. 15.02.2001. Бюл. № 1.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 664.

© Ю.В. Федорусь, к.т.н., М.С. Поліщук
Луцький національний технічний університет

ОБГРУНТУВАННЯ ОПТИМАЛЬНОГО СПОСОБУ ОТРИМАННЯ ПЕКТИНУ З БУРЯКОВОГО ЖОМУ

Розглянуто та проаналізовано традиційні та сучасні способи отримання пектину з бурякового жому, виділено їхні основні недоліки. Оптимізовано умови отримання пектину та проведено ряд досліджень з обробкою їх результатів. На основі отриманих результатів обрано оптимальні параметри для вилучення пектину з бурякового жому.

ПЕКТИН, ЖОМ, ПОДРІБНЕННЯ, ЕКСТРАКЦІЯ, ФІЛЬТРАЦІЯ, КОНЦЕНТРАТ

Постановка проблеми. Буряковий жом містить пектин, який за своїм складом ідентичний пектину яблук і цитрусових. Пектин має здатність давати у водних розчинах з цукром і кислотою міцні гелі [1]. На цій властивості ґрунтується застосування пектину у харчовій

промисловості в якості желеутворюючого компоненту при виготовленні желейних мармеладів, цукерок, джемів, а також в якості емульгатора майонезних сумішей, соусів і різних харчових емульсій [2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження з вилучення пектину з рослинної сировини, зокрема бурякового жому, проводилися Донченко Л.В. та Дейниченко Г.В. З літературного огляду встановлено, що є декілька способів вилучення пектину з бурякового жому, проте, оптимальний не визначений, що і досліджувалося в даній статті.

Мета дослідження. Вибір оптимальних параметрів для проведення процесу вилучення пектину з бурякового жому.

Результати дослідження. Існує багато способів виготовлення пектину із бурякового жому, які мають ряд переваг та недоліків [3, 5]. Традиційні способи одержання бурякового пектину засновані на кислотному гідролізі рослинної сировини з подальшим осадженням пектину різними методами, які мають ряд істотних недоліків: застосування у великих обсягах кислот і лугів, що вимагає їх безумовну екологічну регенерацію; необхідність використання токсичних, вогнебезпечних і легкозаймистих реагентів (хлористий алюміній, етанол); трудомісткість технологічного процесу, в якому використовують велику кількість одиниць обладнання та висока собівартість цільового продукту [4].

Відомо і кілька прогресивних технологій отримання пектину, що виключають недоліки традиційних методів. Однією з таких є технологія, що включає заморожування-дефростацію бурякового жому в кислому середовищі і осадження пектину етанолом, що дозволяє отримати продукт з високою желеутворюючою здатністю, із виходом цільового продукту близько 30%. Недоліки способу: труднощі освоєння, відсутність спеціального технологічного устаткування, енергоємність процесу, висока собівартість, необхідність використання кислоти і етанолу.

Крім того, відомий спосіб, що включає обробку жому дистильованою водою у кавітаційному режимі, механічну фільтрацію і концентрування екстракту ультрафільтрами, що дозволяє отримати буряковий пектин з високою желуючою здатністю і виходом цільового продукту близько 90% від теоретичного. Основні недоліки способу: труднощі створення і підтримки стандартного кавітаційного режиму, відсутність серійних промислових екстракторів кавітаційного типу.

Способи, що включають гідроліз протопектину і екстрагування пектину водою в електричному полі з щільністю струму 0,01-0,02 А/см² з наступним виділенням цільового продукту, дозволяють отримати буряковий пектин з більш високою желуючою

здатністю і загальним виходом цільового продукту близько 17%. Основні недоліки: висока енергоємність технологічного процесу, особливі вимоги з техніки безпеки, мала стабільність рН електроактивованої води, необхідність і трудність у виготовленні спеціального технологічного устаткування [3, 4].

Наступний спосіб включає такі етапи: подрібнення сировини до розміру часток 1 мм, її екстракція водою при гідромодулі 1:(10-20) протягом 18 год при кімнатній температурі, а потім ще 30-45 хв при температурі 70-80°C, фільтрація та вакуумне випаровування екстракту, осадження пектину етанолом, відділення пектину і його сушка. Недоліки способу: енергоємна стадія випаровування, осадження пектину етанолом, тривала екстракція сировини при кімнатній температурі.

Розглянувши традиційні та сучасні способи отримання пектину з бурякового жому, варто виділити наступний спосіб, який, на основі проведених досліджень, виявився найбільш економічно вигідним. Даний спосіб включає сушіння, подрібнення сировини, її екстракція водою, фільтрація, концентрування пектинового екстракту і його сушіння.

Сушіння жому проводять при температурі 30-50°C. Подрібнюють висушений жом до розміру частинок 1-5 мм для створення високої різниці концентрацій, що є основною рушійною силою процесу дифузії при екстракції пектинових речовин. Під час набухання сировини у воді з гідромодулем 1:(3-5) протягом 0,5-2 год відбувається перехід водорозчинних пектинових речовин бурякового жому в розчинний стан. У процесі відмивання набряклого жому водою із загальним гідромодулем 1:(20-40) при температурі 40-55°C протягом 1-2 год методом протитоку у батареї з 3-5 екстракторів відбувається вимивання баластних речовин, що залишилися в сировині після отримання соку. Крім того, витягуються і водорозчинні пектинові речовини, вихід яких становить 2-3% у перерахунку на сухий жом. Ці речовини не володіють желюючою здатністю, у зв'язку з чим на даній стадії пектиномісний екстракт, отриманий за цим способом, подальшому використанню не підлягає. Екстракція підготовленого жому проводиться водою при температурі 85-95°C і гідромодулі 1:(20-40) протягом 1-2 год, що забезпечує перехід у розчинний стан значної кількості пектинових речовин. При використанні гідромодуля 1:20 їх концентрація у пектиновому екстракті становить 0,8-1% і спостерігається мимовільне желювання розчину (по мірі охолодження його до кімнатної температури). Вихід пектину становить 23-25% у перерахунку на сухий жом. З урахуванням складнощів, які

виникнуть при роботі в промислових умовах з розчинами, схильними до мимовільного желювання, оптимальним прийнятий гідромодуль, рівний 1:40. Проведення концентрування пектинового екстракту на мембранному фільтрі усуває небажаний тривалий вплив підвищеної температури на пектинові речовини і одночасно дозволяє значно знизити енерговитрати. Можливий ступінь концентрування екстракту при ультрафільтрації (до 1:20). Завдяки цьому допускається пряме сушіння концентрату в м'яких умовах при температурі 30-70°C без попереднього осадження пектину спиртом, ацетоном або хлористим алюмінієм. При ультрафільтрації в концентраті залишається тільки високомолекулярний пектин, який звільнений від низькомолекулярних домішок, що обумовлює високий ступінь чистоти цільового продукту.

Для вибору параметрів вилучення пектину з буякового жому цим способом, було проведено ряд дослідів з обробкою їх результатів.

Дослід 1. 36 г буякового жому висушують в струмі теплого повітря при температурі 50°C, подрібнюють до розміру часток 1-3 мм і завантажують порціями по 12 г у три екстрактора-дифузора для відмивання жому. У кожен екстрактор заливають 60 мл дистильованої води і залишають жом для набухання при кімнатній температурі. Через 1 год проводять відмивання набряклого жому водою температурою 50°C методом протитечії в батареї з 3-х екстракторів. Далі заливають по 480 мл дистильованої води в 1-й екстрактор (3 рази). З інтервалом 1 год. здійснюють послідовні пересування витягів від 1-го екстрактора до 3-го через 2-й і повністю зливають по закінченні роботи батареї витяжки з усіх трьох екстракторів. Об'єднану витяжку надалі не використовують. Відмитий жом з усіх екстракторів вивантажують, об'єднують і поміщають в екстрактор (лабораторну колбу місткістю 3000 см³ з пропелерною мішалкою, встановлена на киплячій водяній бані). У екстрактор заливають 1440 мл дистильованої води, доводять температуру до 90°C, включають мішалку і проводять екстракцію сировини протягом 1 год. Фільтрують отриманий пектиновий екстракт через паперовий фільтр під вакуумом. Фільтрат піддають ультрафільтрації, із площею фільтрації 0,2 м² при тиску 0,8-0,9 кгс/см² до отримання концентрату в обсязі, що дорівнює 1:10-1:20 від первісного. Концентрат розливають шаром не більше 1 см в скляні кювети, сушать в струмі теплого повітря при температурі 50°C і отримують готовий продукт.

Дослід 2. 36 г буякового жому висушують в струмі теплого повітря при температурі 50°C, подрібнюють до розміру часток 3-5 мм і завантажують порціями по 7,2 г в 5 екстракторів-дифузоров для відмивання жому. У кожен екстрактор заливають 36 мл дистильованої

води і залишають для набухання при кімнатній температурі. Через 2 год. проводять відмивання набряклого жому водою з температурою 55°C методом протитечії в батареї з 5-ти екстракторів, заливають по 288 мл дистильованої води в 1-ї екстрактор (5 разів). З інтервалом 2 год здійснюють послідовні пересування витягів від 1-го екстрактора до 5-го через 2-й, 3-й і 4-й та повністю зливають по закінченні роботи з батареї витяжки з усіх п'яти екстракторів. Об'єднану витяжку не використовують. Відмитий жом з п'яти екстракторів вивантажують, об'єднують і поміщають в екстрактор, заливають 1440 мл дистильованої води, доводять температуру до 95°C, включають мішалку і проводять екстракцію сировини протягом 2 год. Подальші операції аналогічні описаним у способі 1, температура сушіння концентрату 70°C.

Дослід 3. 36 г бурякового жому висушують в струмі теплого повітря при температурі 50°C, подрібнюють до розміру часток не більше 1 мм, завантажують в екстрактор, заливають 108 мл дистильованої води і залишають для набухання при кімнатній температурі протягом 30 хв. Потім заливають 720 мл дистильованої води, доводять температуру до 45°C, включають мішалку і проводять відмивання жому протягом 1 год. Операцію повторюють ще тричі. Отримані вилучення відкидають. Потім заливають 720 мл дистильованої води, доводять температуру до 85°C і екстрагують сировину протягом 1 год. Операцію повторюють і об'єднують пектинові екстракти. Подальші операції аналогічні як у способі 1, температура сушіння концентрату 30°C.

Дослід 4. 36 г неподрібненого бурякового жому висушують в струмі теплого повітря при температурі 50°C, завантажують в екстрактор, заливають 130 мл дистильованої води і залишають для набухання при кімнатній температурі протягом 1 години. Далі заливають 1440 мл дистильованої води, доводять температуру до 50°C, включають мішалку і відмивають жом протягом 1 год. Операцію повторюють тричі. Отримані вилучення об'єднують і відкидають. Вп'яте заливають 1440 мл дистильованої води, доводять температуру до 95°C і проводять екстракцію сировини протягом 1 год. Подальші операції аналогічні як у способі 1.

Дослід 5. 36 г бурякового жому висушують в струмі теплого повітря при температурі 50°C, подрібнюють до розміру часток 1-3 мм, завантажують в екстрактор, заливають 1440 мл 2,5% розчину соляної кислоти (рН 0,8), доводять температуру до 90°C, включають мішалку і протягом 1 год екстрагують сировину. Пектиновий екстракт

нейтралізують розчином натрію до рН 6,5. Подальші операції аналогічні як у способі 1.

Дослід 6. 36 г буякового жому висушують в струмі теплового повітря при температурі 50°C, подрібнюють до розміру часток 1-3 мм, завантажують в змішувач, заливають 720 мл води кімнатної температури і перемішують при частоті обертання змішувача 5000 об/хв. протягом 10 хв. Вміст переносять кількісно в екстрактор і проводять екстракцію протягом 18 год. Потім суміш нагрівають до температури 70°C на водяній бані протягом 30 хв, фільтрують екстракт через марлю і фільтрувальний папір. Пектиновий екстракт концентрують під вакуумом до обсягу приблизно 50 мл і додають 150 мл 96% розчину етанолу, витримують на холоді 15 хв, відокремлюють від маточника фільтруванням через паперовий фільтр. Пектин переносять і сушать при температурі 40°C.

Дослід 7. 36 г буякового жому висушують в струмі теплового повітря при температурі 50°C, подрібнюють до розміру часток 1-3 мм, завантажують в екстрактор, заливають 1440 мл електроактивованої води (рН 0,8), доводять до температури 90°C, включають мішалку і проводять екстракцію-гідроліз сировини протягом 1 год. Подальші операції аналогічні описаним у способі 1.

Дані, що характеризують приклади реалізації цього способу, його аналогів і прототипу наведені в порівняльній таблиці.

Аналіз даних таблиці показує, що перший дослід є найоптимальнішим при реалізації даного способу, так як він найбільш простий у виконанні в порівнянні з дослідом 2, забезпечує досить високий вихід цільового продукту порівняно з дослідом 3 і 4, а також має хорошу желуючу здатність на відміну від відомих способів (досліди 5-7).

Висновки. Використання даного способу отримання пектину з буякового жому має ряд переваг перед описаними вище технологіями. Перш за все, це виключення з технологічного процесу кислот, лугів, токсичних і пожежо-вибухонебезпечних реагентів; відсутність у необхідності використання складного спеціального технологічного устаткування при промисловій реалізації способу. До переваг відносять і усунення небажаного впливу підвищеної температури за рахунок виключення процесу упарювання на стадії концентрування пектинового екстракту з одночасним зниженням енерговитрат, а також додаткове його очищення від низькомолекулярних домішок шляхом ультрафільтрації, скорочення тривалості способу отримання цільового продукту до 12-18 год. та можливість отримання буякового пектину з високою желуючою здатністю, досить високим виходом і низькою собівартістю.

Таблиця – Порівняльна характеристика проведених дослідів

№ дослідів	Умови підготовки жому				Умови екстракції			Вихід пектину у % до сухого жому	Міцність желе по Тар-Бейкеру (°ГБ)	Загальна тривалість, год
	t, °C	Розмір частинки, мм	Час набування, год	Спосіб відмивання (гідромодуль, t °C)	t, °C	Час екстракції, год	Гідромодуль			
1	50	1-3	1	Трикрратна протитечія (1:40, +50)	90	1	1:40	25,0	348	12
2	50	3-5	2	П'ятикрратна протитечія (1:40, +55)	95	2	1:40	23,2	336	18
3	50	1	0,5	Чотирьохкратне відмивання (1:40, +45)	85	1 (двічі)	1:40	14,4	284	14
4	50	-	1	Чотирьохкратне відмивання (1:40, +50)	95	1	1:40	11,9	292	12
5	50	1-3	-	-	90	1	1:40	62,4	-	6
6	50	1-3	-	-	кімнатна 70	18 0,5	1:20 -	2,6	-	20
7	50	1-3	-	-	90	1	1:40	17,5	-	6

Література

1. Донченко Л.В. Технологія пектина и пектинопродуктов / Л.В. Донченко. – М.: ДеЛи, 2000. – 256 с.
2. Голубев В.Н. Пектин: химия, технология, применение / В.Н. Голубев, Н.Г. Шелухина. – М.: РАТНИЭЧ, 1995. – 373 с.
3. Ильина И.А. Научные основы технологии модифицированных пектинов / И.А. Ильина. – Краснодар, 2001. – 312 с.
4. Донченко Л.В. Пектин: основные свойства, производство и применение: моногр. / Л. Донченко, Г. Фирсов. – М.: ДеЛи, 2007. – 276 с.
5. Дейниченко Г.В. Аналіз процесу екстрагування пектинових речовин з рослинної сировини / Г.В. Дейниченко, З.О. Мазняк, В.В. Гузенко // Прогресивні техніка та технології харчових виробництв ресторанного господарства і торгівлі: зб. наук. пр. – Х.: ХДУХТ, 2009. – С. 317-322.
6. Хайліс Г.А. Механіка рослинних матеріалів: Навчальний посібник / Г.А. Хайліс, Ю.В. Федорусь. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2004.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.35:633.521

© Г.А. Хайліс, д.т.н.

УкрНДІПВТ ім. Л.Погорілого

© О.С. Харчук, М.М. Толстушко, к.т.н., Н.О. Толстушко

Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ РОЗСТИЛАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ЛЬОНОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

У статті наведено результати аналізу конструкцій розстиляльних пристроїв льонозбиральних машин. Дано загальну класифікацію розстиляльних пристроїв і виявлено їх основні недоліки.

ЛЬОНОЗБИРАЛЬНИЙ КОМБАЙН, РОЗСТИЛАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ, ВІБРУВАЛЬНА ПОВЕРХНЯ, СТРІЧКА ЛЬОНУ, СТЕБЛО.

Постановка проблеми. Важливим робочим органом, який виконує заключну операцію в льонозбиральній машині – розстиляння стрічки стебел льону на льоновищі, є розстиляльний пристрій. Зокрема, льонокомбайни у розстиляльному варіанті (ЛК–5, ЛК–4М, ЛК–4Т, ЛК–4А, ЛК–4Б, “Русь”, КЛП-1,5) та льонобральні машини (ЛГ–7, ЛГ–4, ТЛН–1,5, ТЛН–1,5А, ТЛН–1,9П, ЛТС-1,65, U/22, Dei) обладнані розстиляльним пристроєм. Крім того, багато інших льонозбиральних машин (ЛРМ–2, ОСН–1, ЛМН–1) містять у своїй конструкції розстиляльний пристрій.

У сучасних умовах льонотреста в Україні готується в господарствах на льоновищі у стрічках, що розстиляються льонозбиральними комбайнами. Наявні розстиляльні пристрої льонокомбайнів недостатньо якісно виконують процес розстиляння стрічки стебел на льоновищі, що значно погіршує умови роботи льонопідбирачів. Розстелені ними стрічки мають високі значення відносної розтягнутості та перекосу стебел, а також є нерівномірними за товщиною і містять розриви. Тому актуальним є підвищення якості розстиляння стрічки стебел льонокомбайном [1-11].

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить про те, що мало уваги приділялось роботі розстиляльних пристроїв льонозбиральних машин, їх параметри не узгоджені з режимами роботи інших пристроїв льонозбиральних машин та характеристиками стеблової стрічки [1-11].

Мета дослідження – проаналізувати конструкції розстиляльних пристроїв льонозбиральних машин та виявити їх основні недоліки.

Результати дослідження. За кордоном виробництвом льонозбиральних машин займаються фірми: Union, Depoortere, Keres, Leterm (Бельгія); Rivierre Casalis, Geston, Dehonte (Франція); Bart (Голландія); Urban, Kerhart (Чехія); Shelborn (Великобританія); Krone, Claas, Welger, Deutz-Fahr (Німеччина); Hesston, New Holland (США) та інші. Одним з найкращих виробників льонокомбайнів є фірма Depoortere, а льонобральних машин – фірма Union [1-11]. Останніми роками фірми Depoortere і Union випускають універсальні льонозбиральні агрегати із змінними робочими органами для брання, піднімання, обертання та розстилання стебел льону. Зарубіжні льонозбиральні машини переважно є самохідними з фронтальним розташуванням основних робочих органів. В першу чергу, це пов'язано із намаганням фермерів забезпечити збирання льону в найкоротші агротехнічні терміни [1-11]. Загальна класифікація розстиляльних пристроїв льонозбиральних машин наведена на рис. 1.



Рис. 1 – Загальна класифікація розстиляльних пристроїв льонозбиральних машин

У машинах для збирання льону часто застосовуються розстиляльні пристрої з активними робочими органами – пасовими транспортерами, які транспортують стрічку стебел льону та вкладають її на льоновищі. Для прикладу, такий розстиляльний пристрій мають льонорозстиляльні машини ЛРМ–2 та льонопідбирачі-молотарки ЛМН–1. Для більш якісного розстилення стеблової стрічки

застосовуються розстиляльні пристрої з комбінованими робочими органами, в яких поряд з пасовими транспортерами розміщені напрямні прутки. Яскравий приклад такої комбінації є у льонобралці ТЛН-1,5А.

Відомо конструкції льонозбиральних машин, розстиляльні пристрої яких забезпечують виконання ще однієї або декількох операцій крім розстиляння стрічки стебел. Тобто, одночасно з розстилянням можуть виконуватись операції підрівнювання, плющення, перевертання чи повертання стрічки стебел льону. Такі пристрої ще називають підрівнювально-розстиляльними, плющильно-розстиляльними, перевертально-розстиляльними та іншими назвами. Зокрема, в машині ЛМН-1 одним пристроєм здійснюється перевертання і розстиляння стеблової стрічки, а в машині ЛК-4А – її повертання та розстиляння.

Розстиляльні пристрої вітчизняних льонокомбайнів ЛК-5, ЛК-4М, ЛК-4Т, ЛК-4А, ЛК-4Б та льонобральних машин ЛТ-7, ЛТ-4 містять пасивний робочий орган виконаний у вигляді похилої плоскої поверхні. Конструкція цих пристроїв є дуже простою. Зокрема, розстиляльний пристрій ЛК-4А складається зі стола 1 і телескопічної опори 2. Стіл встановлюється на рамі машини в цапфах і закріплюється хомутами. Знизу він опирається на телескопічну опору, яка дозволяє регулювати кут нахилу робочої поверхні стола.

Під час роботи ЛК-4А його розстиляльний пристрій 1 приймає від затискного транспортера 2 комбайна стеблову стрічку 3 і вкладає її на льоновищі перпендикулярно напрямку руху агрегату. Основними функціями даного пристрою є: приймання стебел стрічки від затискного транспортера льонокомбайна; повертання стебел стрічки на кут біля 90°; спуск стебел стрічки на льоновище.

Аналізуючи наявні розстиляльні пристрої льонозбиральних машин, бачимо, що найпростішу конструкцію має пристрій з пасивним робочим органом у вигляді похилої плоскої поверхні. Саме такий пристрій встановлено на всіх причіпних вітчизняних льонокомбайнах у розстиляльному варіанті. Від роботи даного пристрою значною мірою залежать різні характеристики стеблових стрічок на льоновищі і, в результаті, якість і кількість одержаної льоносировини та якість і продуктивність роботи машин, що працюють після льонокомбайна [1-11].

Важливою характеристикою для стеблових стрічок, розстелених льонозбиральними машинами на льоновищі, є відносна розтягнутість стебел у стрічці. Ця характеристика залежить від цілого ряду факторів, які умовно можна поділити на дві групи – природні та

штучні. Якщо до природних факторів можна віднести нерівномірність за довжиною вирощених рослин льону на полі, з яких формується стрічка, тоді до штучних – особливості конструкції, параметри і режими роботи робочих органів засобів механізації збиральних робіт. Значна розтягнутість стеблових стрічок унеможливило швидке і своєчасне механізоване їх піднімання та є однією з основних причин зниження якості отриманої льоносировини [1-11].

Висновки. З наведеного вище випливає, що є розроблено багато різних засобів механізації збирання льону як в Україні, так і за кордоном, але ефективність від їх використання різна. Зарубіжна техніка має надзвичайно високу ціну і тому є недоступною переважній більшості вітчизняних господарств. Поряд з тим, проведено велику кількість дослідно-конструкторських і дослідницьких робіт з метою удосконалення наявних та створення нових конструкцій льонозбиральних машин, зокрема льонокомбайнів.

У сучасних умовах уся льоногреста в Україні готується в господарствах на льоновищі у стрічках, що розстилаються льонозбиральною машиною під час збирання врожаю. Стрічки льону, які розстилаються на полі, не повинні накладатись одна на одну та мають бути прямолінійними, рівномірними за товщиною, без розривів, переплутування і скручування стебел, відносна розтягнутість стебел у стрічці повинна бути не більше 1,2 раза, а перекис стебел у стрічці – до 20°. Наявні розстилальні пристрої льонозбиральних машин недостатньо надійні у виконанні процесу розстилання стрічки стебел на льоновищі, особливо при високій швидкості вітру, розстелені ними стеблові стрічки мають високі значення відносної розтягнутості та перекосу стебел, а також є нерівномірними за товщиною і містять розриви. Отже, своєчасними й актуальними є пошуки підвищення якості машинного розстилання стрічки стебел льону.

Література

1. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов / Хайлис Г.А. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
2. Хайлис Г.А. Теория льноуборочных машин / Хайлис Г.А. – М.: Росинформагротех, 2011. – 322 с.
3. Ковалев М.М. Технологии и машины для комбинированной уборки льна-долгунца: автореф. дис. на соискание ученой степени доктора техн. наук: спец. 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / М.М. Ковалев. – М., 2010. – 44 с.
4. Черников В.Г. Машины для уборки льна (конструкция, теория и расчет) / Черников В.Г. – М.: ИНФРА-М, 1999. – 210 с.

5. Толстушко М.М. Обґрунтування параметрів і режиму роботи підвівнювача-розстилача стрічки стебел льону: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / Толстушко Микола Миколайович. – Луцьк, 2004. – 229 с.

6. Льноуборочная техника РУП «Гомсельмаш» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.gomselmash.by/production/len.html>. – Название с экрана.

7. Машины для уборки льна РПДУП «Экспериментальный завод» РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.eznan.by/products/list.php?SECTION_ID=8. – Название с экрана.

8. Depoortere [Electronic resource]. – Mode of access: <http://www.depoortere.be/>. – Title from the screen.

9. Union. Flax harvesting machines [Electronic resource]. – Mode of access: <http://www.unionmachines.com/functions/list.asp?Lid=2&pnav=;2;9>. – Title from the screen.

10. Vanot J. La passion le lin. – Notre Dame de Gravenchon: Corlet, 2003. – 72 p.

11. Vlamalin. Flaxmachinery [Electronic resource]. – Mode of access: <http://www.vlamalin.be/>. – Title from the screen.

УДК 631.331

© С.М. Хомич, І.Є. Цизь, к.т.н.
Луцький національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ САПРОПЕЛЮ

У статті наведено методики та результати досліджень щодо визначення вологості, зольності та об'ємної маси сапропелю оз. Зяцьке Волинської обл. Підібрані коефіцієнти емпіричних залежностей для розрахунку даних характеристик залежно від глибини залягання покладів.

ВЛАСТИВОСТІ, САПРОПЕЛЬ, ВОЛОГІСТЬ, ЗОЛЬНІСТЬ, ОБ'ЄМНА МАСА, МЕТОДИКА, ПРИСТРІЙ, ДОСЛІДЖЕННЯ.

Постановка проблеми. Обґрунтування параметрів пристрої для добування та переробки сапропелів неможливе без досконалого вивчення їх фізичних властивостей. Слід зазначити, що сапропелі

одного типу із озер різних регіонів можуть значно відрізнятися властивостями, які суттєво впливають на процес розробки родовищ, тож дослідження властивостей сапропелю необхідно проводити для кожного родовища окремо. Тому наведені дослідження проводились з покладами, що добувались з родовища оз. Зяцьке Старовижівського району Волинської області.

Аналіз останніх досліджень. Згідно з інженерно-геологічною класифікацією гірських порід (В.Л. Саваренського із змінами та доповненнями В.Д. Ломтадзе), сапропелі можна віднести до п'ятої групи осадових порід особливого складу, властивостей і стану. Породи цієї групи характеризуються специфічними властивостями, потребують спеціальних методів дослідження та індивідуальної оцінки [1].

Із літературних джерел відоме широке коло досліджень, які стосуються вивчення властивостей сапропелів [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11]. Серед усієї різноманітності властивостей сапропелів нами проаналізовані лише ті, які мають суттєвий вплив на процес їх добування. До даної групи слід віднести:

- фізичні (абсолютна, відносна, природна, гігроскопічна вологості, щільність твердої фази, об'ємна маса, зольність, гранулометричний склад);
- водні (водопроникність, водопоглинання та набухання);
- механічні (пластичність, липкість, опір зсуву, в'язкість, усадка).

Проведений аналіз і порівняння наведених даних результатів досліджень вказаної групи свідчить про невисоку достовірність окремих з них. Більшість таки досліджень присвячені вивченню сапропелів родовищ Російської Федерації та Білорусі і лише не значна кількість – родовищам України. Також виявлено значну різницю у зазначених окремих характеристик, які спричинені дослідженнями сапропелів одного типу але різних родовищ.

Мета роботи – дослідження закономірності зміни вологості, зольності та об'ємної маси сапропелю родовища оз. Зяцьке із глибиною залягання покладів.

Результати досліджень. Для отримання закономірності зміни досліджуваних властивостей із глибиною залягання покладів було проведено роботи із відбору зразків сапропелю з озера Зяцьке. Відбір проб покладів проводився за допомогою сапропелерозвідувального бура (рис. 1) з човна. Проби відбиралися в чотирьох точках (перпендикулярно до довжини озера від берега до берега). Відлік

залигання відкладів сапропелів починали з моменту входу пробовідбірника у верхній шар.



Рис. 1 – Фото сапропелерозвідувального бура: 1 – пробовідбірний човник; 2 – подовжувальні штанги

Визначення загальної глибини відкладів сапропелю проводили з точністю до 0,1 м. При зондуванні визначили глибину води, загальну глибину відкладів сапропелю (від їх поверхні до мінерального дна), а також відбирались зразки сапропелів від поверхні відкладів через кожні 1 м до мінерального дна.

Для відбору проби човник бура занурювали у відклади в відкритому стані на необхідну глибину (вперше на глибину 1 м). Повертаючи ручку за годинниковою стрілкою на 180° закривали човник і витягували з відкладів бур. Після чого горизонтально розміщували останній, відкривали його та набирали вміст в попередньо пронумеровані бюкси і закривали кришками. В одній зондувальній точці з кожної глибини відбирали тільки одну пробу. На всі відібрані проби складалась відомість лабораторних аналізів. Остання, разом з відбірними пробами, відправлялась в лабораторію. В лабораторії, звіривши номери бюксів з відомістю лабораторних аналізів, відповідні проби ретельно перемішувались та визначалась об'ємна маса, потім ділились на 7 рівних частин. З кожної частини відбирали приблизно 30 г сапропелю для визначення відповідно вологості і зольності відкладів.

Специфічною особливістю сапропелевих відкладів є надзвичайно високе насичення водою, що перевищує максимальну їх вологемкість, тобто кількість води, яка знаходиться в його порах у природному стані.

Для визначення природної вологості з підготовленої пошарової проби сапропелю, яка попередньо перемішувалась до однорідної

суміші в мірній ємкості, із чотирьох точок відбирали наважки масою 5 г і поміщали в попередньо пронумеровані та просушені дюралюмінієві бюкси. Сапропелеву масу важили з точністю до 0,01 г на електронних вагах (рис. 2, в). Після цього бюкси поміщали у нагріту сушильну шафу (рис. 2, а).



Рис 2 – Прилади та обладнання, що використовувалось під час досліджень: а – сушильна електрошафа СНОЛ – 3,5.3,5.3,5/3 ИЗ; б – муфельна електропіч СНОЛ – 1,6.2,5.1/11 ИЗ; в – електронні ваги ТЛВ-0,5; г – ексикатор із бюксами; д – термометр-щуп електронний TFA 301018; е – фарфорові бюкси

Сушильну шафу нагрівали до температури 100 ± 5 °C; підтримували цю температуру протягом усього періоду дослідження. Після 120 хв сушіння бюкси з матеріалом виймали з шафи і охолоджували до кімнатної температури. Охолоджені бюкси зважували і знову повертали у сушильну шафу. Наступні зважування проводили через 20 хв.

Дослідження з визначення природної вологості проводились одночасно для трьох наважок у відповідності до відібраних проб, які були добуті з визначених глибини залягання, що була кратною 1 м.

Вміст вологи W у відсотках обчислювали за формулою

$$W = \frac{m_1 - m_2}{m} \times 100\%, \quad (1)$$

де m_1 – маса бюкса з наважкою сапропелю до висушування, кг; m_2 – маса бюкса з наважкою після висушування, кг; m – маса наважки до висушування, кг.

Значення експериментально отриманих вологостей сапропелю наведено у таблиці, за якими побудована графічна залежність зміни досліджуваного показника від глибини залягання покладів (рис. 3).

Таблиця – Середні значення вологості, зольності та об'ємної маси сапропелю оз. Зяцьке за глибиною залягання

Глибина залягання, м	Вологість, %	Зольність, %	Об'ємна маса, кг/м ³
1	97,4	20,33	1010,52
2	95,6	22,68	1045,38
3	92,4	23,81	1065,33
4	90,4	26,66	1114,89
5	89,0	27,66	1150,29
6	88,6	28,57	1178,54
7	87,4	30,61	1194,22
8	86,8	31,75	1228,08
9	86,2	32,25	1256,78
10	84,8	32,79	1284,33

Як видно з рис. 3, вологість органічного сапропелю значною мірою залежить від глибини залягання. Лінійна апроксимація експериментальних даних дозволяє отримати наступну залежність:

$$W = -1,3127 \cdot h + 97,08. \quad (2)$$

Із залежності (2) можна зробити висновок, що вологість сапропелів оз. Зяцьке знижується приблизно на 1,3 % із кожним метром збільшення глибини залягання.

Також слід відмітити, що лінійну залежність між вологістю та глибиною залягання можна використовувати лише для наближених розрахунків. Оскільки значно точніше експериментальні дані апроксимує залежність у вигляді полінома другого порядку

$$W = 0,128 \cdot h^2 - 2,7211 \cdot h + 99,897. \quad (3)$$

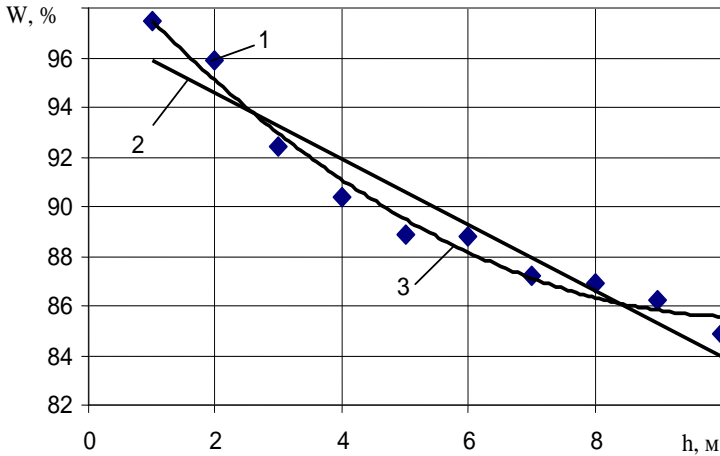


Рис. 3 – Залежність вологості органічного сапропелю W оз. Зяцьке від глибини залягання h : 1 – експериментальні точки; 2 – лінійна апроксимація; 3 – апроксимація поліномом другого порядку

Звідси можна зробити висновок, що у діапазоні глибин залягання покладів 1...4 м даного озера швидкість зменшення вологості із зростанням глибини залягання знаходиться у межах 2,0...2,5 %/м, а у подальшому відбувається зниження даного показника.

З метою якісної оцінки покладів сапропелів оз. Зяцьке з точки зору їх використання для приготування органічних добрив, а також для глибшого розкриття взаємного впливу фізичних властивостей було проведено дослідження зольності сапропелю за наступною методикою.

Після визначення вмісту природної вологості зразки сапропелю з алюмінієвих бюксів поміщали у фарфорові, які були попередньо просушені та зважені. При цьому дотримувалась послідовність наважок відповідно до глибини залягання покладів.

Далі фарфорові бюкси з сапропелем розміщали в холодній муфельній печі (рис. 2, б) і поступово (протягом 60 хв.) нагрівали до температури 800°C, та витримували протягом 60 хв. Після прожарювання фарфорові бюкси із зольним залишком виймали із печі і охолоджували 5 хв. на повітрі, а потім в ексікаторі до кімнатної температури та зважували.

Зольність сапропелю розраховувалась згідно з наступною залежністю:

$$\dot{A}^c = \frac{m_1 \cdot 100\%}{m}, \quad (4)$$

де A^c – зольність сапропелю, %; m_1 – маса золи, кг; m – маса наважки сухого сапропелю, кг.

Середні значення експериментально отриманих зольностей сапропелю наведено у таблиці, за якими побудована графічна залежність зміни досліджуваного показника відповідно до глибини залягання (рис. 4).

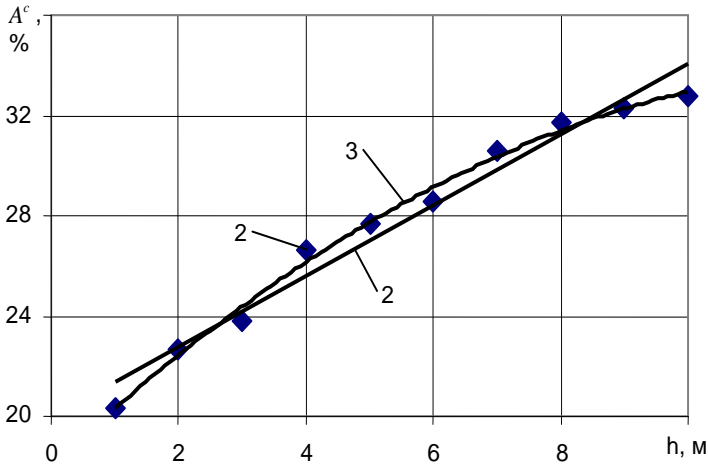


Рис. 4 – Залежність зольності органічного сапропелю A^c оз. Зяцьке від глибини залягання h : 1 – експериментальні точки; 2 – лінійна апроксимація; 3 – апроксимація поліномом другого порядку

З (рис. 4) видно, що зольність досліджуваного родовища сапропелю зростає із збільшенням глибини їх залягання. Лінійна апроксимація експериментальних даних дозволяє отримати наступну залежність:

$$\dot{A}^c = 1,4036 \cdot h + 19,991. \quad (5)$$

Таким чином, зольність сапропелю оз. Зяцьке зростає приблизно на 1,4 % із кожним метром збільшення глибини залягання.

Також слід відмітити, що у даному випадку лінійна апроксимація забезпечує задовільну точність, оскільки значення коефіцієнта, що визначає вплив на зольність глибини залягання

покладів у другому степені в апроксимаційному поліномі відповідного порядку є незначущим.

$$\dot{A}^c = -0,0898 \cdot h^2 + 2,3915 \cdot h + 18,015. \quad (6)$$

Отриманий діапазон зміни зольності покладів $\dot{A}^n = 20...33\%$ дозволяє віднести їх саме до органічного типу та вказує на особливу їх цінність для сільськогосподарського виробництва.

Низька зольність досліджуваних покладів зумовлена особливістю їх утворення, тобто, умовами, в яких проходить процес відмирання рослинного та тваринного світу. Результати досліджень збігаються із твердженнями А.Я. Рубінштейна [12], згідно з якими в малих водоймах через нестачу кисню відбувається неповний розклад органічної речовини, що відкладається на дні водойми із відмерлих організмів та рослин, тому утворюються саме малозольні поклади.

Об'ємна маса сапропелю є визначальною характеристикою під час технологічних розрахунків запасів сировини у родовищі та встановленні продуктивності пристроїв для його добування. Тому було проведено дослідження даного показника.

Визначення об'ємної маси проводили з використанням мірної посудини, об'єм якої попередньо визначали через об'єм води, що вона вміщує.

Під час визначення об'ємної маси бюкси встановлювали на горизонтальну поверхню та наповнювали їх досліджуваним зразком сапропелю. Завантаження припиняли, коли об'єм бюксу був заповнений більше ніж на 100%. Далі за допомогою леза зрізали надлишок досліджуваного матеріалу та вирівнювали його поверхню. Матеріал, що залишився у посудині важили з точністю до 0,01 г і визначали його об'ємну масу за формулою:

$$\gamma_0 = \frac{m - m_0}{V}, \quad (7)$$

де γ_0 – об'ємна маса, кг/м³; m – маса посудини з матеріалом, кг; m_0 – маса порожньої посудини, кг; V – внутрішній об'єм посудини, м³.

Для зменшення похибки отриманих результатів, дослідні проводили із чотирихкратною повторністю. Середні значення об'ємної маси сапропелю оз. Зяцьке наведено у таблиці, за якими побудована графічна залежність зміни досліджуваного показника відповідно до глибини залягання покладів (рис. 5).

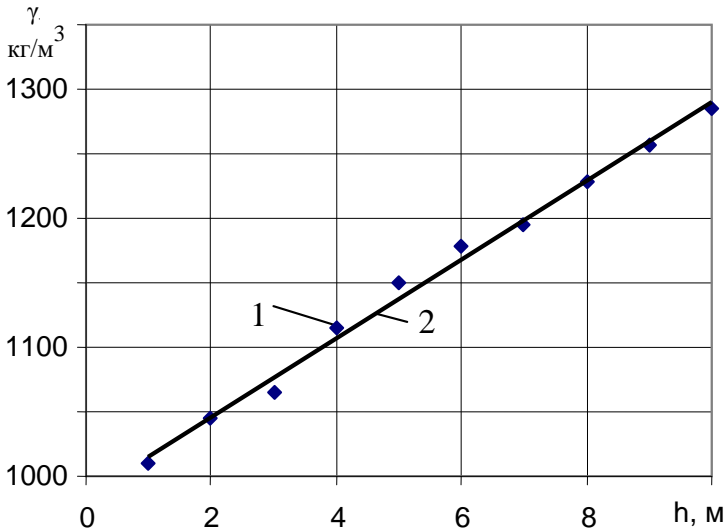


Рис. 5 – Залежність об’ємної маси γ_0 сапропелю оз. Зяцьке від глибини залягання h : 1 – експериментальні точки; 2 – лінійна апроксимація

Таким чином, як і для вологості, так і зольності сапропелю присутня чітка залежність об’ємної маси із глибиною залягання покладів. Але, на відміну від вологості, даний показник з достатньою точністю апроксимується лінійною залежністю:

$$\gamma = 30,449 \cdot h + 985,37. \quad (8)$$

Отже, об’ємна маса сапропелю оз. Зяцьке коливається у межах $\gamma = 1010 \dots 1285$ кг/м³, із кожним метром збільшення глибини залягання даний показник зростає приблизно на 30,5 кг/м³.

Оскільки, як уже зазначалось раніше, особливу цінність для сільськогосподарського виробництва складає органічна речовина сапропелю, то встановимо, як змінюється вміст у покладах абсолютно сухої органічної речовини за формулою:

$$k(h) = \gamma(h) \cdot \left(1 - \frac{W(h)}{100}\right) \left(1 - \frac{A(h)}{100}\right). \quad (9)$$

А після підстановки у (9) виразів (3), (4) і (8) отримаємо:

$$k(h) = (30,449 \cdot h + 985,37) \cdot \left(1 - \frac{0,128 \cdot h^2 - 2,7211 \cdot h + 99,897}{100}\right) \times \left(1 - \frac{1,4036 \cdot h + 19,991}{100}\right). \quad (10)$$

Для аналізу отриманої залежності побудований графік зміни вмісту абсолютно сухої органічної речовини із глибиною залягання покладів (рис. 6).

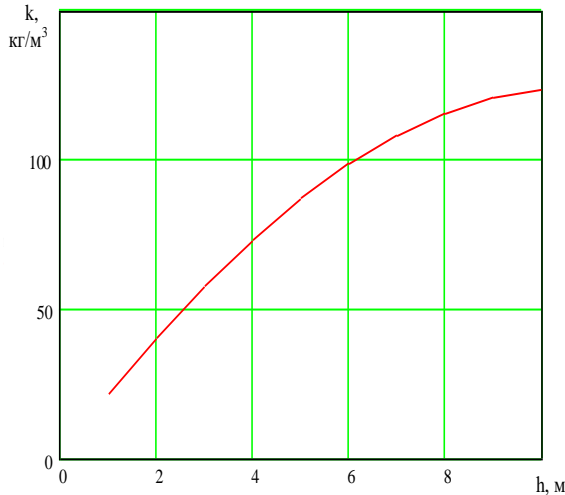


Рис. 6 – Залежності вмісту абсолютно сухої органічної речовини k із глибиною залягання покладів h

Висновок: Таким чином, дослідження фізико-механічних властивостей сапропелю оз. Зяцьке підтвердили їх належність до органічного типу, виявили чіткий вплив глибини залягання на досліджувані показники а також вказують, що найбільш цінні поклади за вмістом органічної речовини знаходяться на глибині понад 5 м. Тому для досягнення максимального ефекту від добутих покладів слід починати їх розробку із шарів які знаходяться у межах глибин 4...5 м.

Література

1. Лопотко М.З. Сапропели БССР, их добыча и использование / М.З. Лопотко. – Мн.: Наука и техника, 1974. – 208 с.
2. Химический состав сапропелей Латвийской ССР и характеристика некоторых месторождений / Вимба Б., Лапса Э.,

Бракш Н. и др. // Доклады к 8 международному конгрессу почвоведов. – Елгава, 1964. – С. 122-135.

3. Сапропелевые удобрения / [Лопотом. М.З., Евдокимова Г.А., Кузьмицкий П.Л., Букач О М.]; под ред. А.С. Мееровского. – Мн.: Наука и техника, 1983. – 119 с.

4. Лопотко М.З. Сапропели в сельском хозяйстве / М.З. Лопотко, Г.А. Евдокимова, П.Л. Кузьмицкий. – М.: Наука и техника, 1992. – 216 с.

5. Проблемы исследования сапропелей в народном хозяйстве / [И.И. Лиштван, М.З. Лопотко, И.И. Бамбалов и др.]. – Мн.: Наука и техника, 1981 – 192 с.

6. Косаревич И.В. Структурообразование в дисперсиях сапропелей / И.В. Косаревич. – Мн.: Наука и техника, 1990. – 248 с.

7. Хохлов В.И. Применение сапропелей на удобрение / В.И. Хохлов, А.И. Фомин, Н.А. Шилова. – М.: Россельхозиздат, 1986. – 164 с.

8. Бодак В. І. Розробка і дослідження механізмів для добування сапропелів: дис. ... кандидата техн. наук: 05.20.01 / Бодак Володимир Іванович. – Луцьк, 1996. – 209 с.

9. Булік Ю.В. Обґрунтування процесу і параметрів механізму для добування сапропелю: дис. ... кандидата техн. наук: 05.05.11 / Булік Юрій Володимирович. – Луцьк, 2005. – 135 с.

10. Шимчук О.П. Обґрунтування параметрів модуля для добування озерних сапропелів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11/ Шимчук Олександр Петрович. – Тернопіль, 2009. – 137 с.

11. Шевчук М.Й. Сапропелі України: запаси якості та перспективи використання / М.Й. Шевчук. – Луцьк: Надтир'я, 1996. – 383 с.

12. Рубинштейн А.Я. Интенсивность сапропеленакопления в голоцене на территории СССР / А.Я. Рубинштейн // Исследование торфяных месторождений. – Калинин, 1980. – С. 58-66.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.3

© І.Є. Цизь, к.т.н., О.О. Куліковська
Луцький національний технічний університет
О.В. Голій
Волинська ДСГДС ІСГЗП НААН України

ДОСЛІДЖЕННЯ ГРАНИЧНОГО ОТВОРУ УТВОРЕННЯ СКЛЕПІННЯ САПРОПЕЛЮ

У статті наведено методику визначення граничного отвору утворення склепіння сапропелю та описана установка для проведення експериментів. Представлено результати дослідження даної характеристики.

САПРОПЕЛЬ, ДОСЛІДЖЕННЯ, СКЛЕПІННЯ, ГРАНИЧНИЙ ОТВІР, УСТАНОВКА.

Постановка проблеми. На сьогоднішній день постало питання забезпечення сільськогосподарського виробника не просто засобами для підвищення вмісту діючої речовини азотно-фосфорно-калійного комплексу, а добривами, які здатні забезпечити максимальну врожайність екологічно чистої сільськогосподарської продукції за оптимальних економічних показників.

Висунуті вимоги можуть бути досягнуті за рахунок використання комплексних органо-мінеральних добрив у гранульованій формі. Оскільки, гранульовані ОМД мають ряд переваг перед сумішами та компостами, то вони більш ефективні. Такі добрива не злежуються при зберіганні, мають понижено гігроскопічність, не створюють пилу, що значною мірою покращує гігієну праці обслуговуючого персоналу, зменшує забруднення навколишнього середовища. З іншого боку, вони зберігають сипкість, високу міцність та щільність гранул, а це дає змогу вносити їх, із великою точністю й рівномірністю по полю, а також розміщувати поряд із насінням у ґрунті. У якості органічного компоненту у таких добривах раціонально використовувати сапропель, запаси яких по Україні досягають 140 млн т у перерахунку на 60 % вологисть.

Існуючі способи отримання ОМД у гранульованій формі включають наступні операції: підготовка вхідних компонентів за гранулометричним складом, дозування, змішування, ущільнення органо-мінеральної суміші та утворення гранул, видалення вологи, розділення гранул на фракції, затарювання готової продукції.

Для обґрунтування параметрів обладнання, що реалізує технологічний процес виробництва ОМД необхідні достовірні відомості про фізико-механічні властивості сапропелю та мінеральних компонентів, що входять до складу таких добрив.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відоме широке коло досліджень фізико-механічних властивостей сапропелю, як у природному стані, так і промороженого [1, 2, 3, 4]. Але у даних дослідженнях відсутні відомості про граничний отвір утворення склепіння даного матеріалу. Граничним діаметром отвору за якого утворюється склепіння вважають, згідно з рекомендаціями [5, 6, 7] найбільший отвір, за якого спостерігалось явище утворення склепінь. Відомості про дану характеристику необхідні у процесі проектування дозуючих пристроїв для визначення розмірів випускного отвору бункера.

Тому метою дослідження є встановлення граничного отвору утворення склепіння промороженого сапропелю та впливу на даний показник вологості досліджуваного матеріалу.

Результати дослідження. Для визначення граничного діаметру отвору утворення склепіння використовується прилад, конструкція якого являє собою циліндр 1 (рис. 1) з розмірами: діаметр – 350 мм, висота 300 мм. У днищі циліндра передбачено отвір діаметром 300 мм та пристосування для встановлення змінних діафрагм 2 з діаметром отвору у діапазоні 10...300 мм, а також змонтовано заслінку 3 для перекривання отвору діафрагми. Прилад встановлюється на ніжках 4, а для збирання матеріалу, що висипавсь, використовували піддон 5. Створення ущільнюючого навантаження на поверхню матеріалу здійснювалось вкладанням штампа діаметром $\varnothing = 340$ мм, на якому розміщувались вантажі.

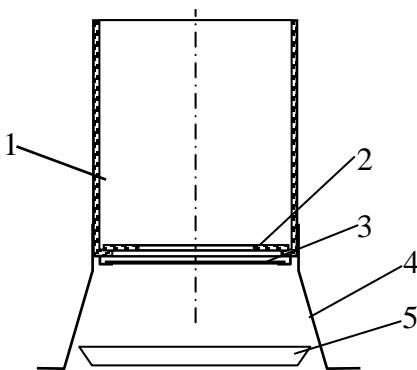


Рис. 1 - Схема приладу для дослідження граничного отвору утворення склепіння: 1 – циліндр; 2 – змінні діафрагми; 3 – заслінка; 4 – опорні ніжки; 5 – піддон

Експеримент здійснювався у наступній послідовності. В ємкість приладу поміщали діафрагму із найбільшим з наявних отворів; отвір у днищі закривали заслінкою. Після цього ємкість приладу заповнювалась відібраними зразками сапропелю і відкривали заслінку. Якщо витікання матеріалу здійснюється вільно, без утворення склепінь, то діафрагму замінювали іншою – з меншим отвором. Дослід проводили до тих пір, поки не спостерігалось явище утворення склепінь. Досліди проводились за різної початкової вологості сапропелю та змінній інтенсивності ущільнюючому навантаженню у трикратній повторності до появи явища утворення склепіння у всіх трьох повторностях.

Завдяки вкладанню на поверхню зразка досліджуваного матеріалу штампа, на якому розміщувались вантажі, створювалось ущільнююче навантаження величиною: 0,71 кПа, 1,43 кПа, 2,14 кПа.

Отримані у результаті експериментальних досліджень значення граничних діаметрів випускного отвору бункерів для сапропелю наведено у таблиці, за якими побудована графічна залежність зміни досліджуваного показника від ущільнюючого навантаження та початкової вологості матеріалу (рис. 2).

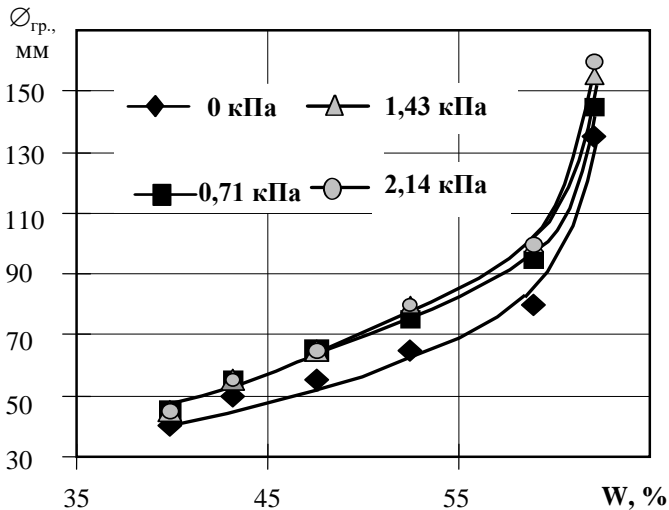


Рис. 2 – Залежність зміни граничного діаметра випускного отвору бункерів $\varnothing_{гр}$ для сапропелю від початкової вологості W та ущільнюючого навантаження

Таблиця – Граничний діаметр випускного отвору бункерів $\varnothing_{гр}$ для сапропелю

Навантаження Р, кПа	Вологість сапропелю W, %					
	39,9	43,2	47,6	52,4	58,9	62,1
0	40	50	55	65	80	135
0,71	45	55	65	75	95	145
1,43	45	55	65	80	100	155
2,14	45	55	65	80	100	160

Висновок. Отримані залежності вказують на те, що при підвищенні початкової вологості сапропелю вище, ніж $W = 55...59\%$, відбувається різке зростання граничного діаметра випускного отвору бункерів. У той же час зростання ущільнюючого навантаження понад 0,71 кПа не має відчутного впливу на досліджуваний показник за вологості сапропелю $W < 60\%$.

Література

1. Аморян Л. С. Филин В. А. Исследование физико-механических свойств сапропелей // Торфяная промышленность. – 1978. - №3. - С. 19-22.
2. Бодак В. І. Розробка і дослідження механізмів для добування сапропелів: Дис... канд. техн. наук: 05.20.01. – Луцьк, 1996. – 209 с.
3. Лиштван И.И., Косаревич И.В. Влияние степени дисперсности на реологические и технологические свойства сапропелей // Торфяная промышленность. – 1986. - №8. - С. 15-18.
4. Цизь І.Є., Сацюк В.В., Шум Г.А. Фізико-реологічні властивості сапропелю та органо-мінеральних сумішей на його основі // Наукові нотатки: Міжвузівський збірник за напрямом “Інженерна механіка” – Луцьк: Луцький державний технічний університет, 2000. – С. 275-281.
5. Зенков Р. Л., Гриневич Г. П., Исаев В. С. Бункерные устройства. – М.: Машиностроение, 1977. – 223 с.
6. Зенков Р. Л., Ивашков И.И., Колобов Л. Н. Машины непрерывного транспорта. – М.: Машиностроение, 1987. – 432 с.
7. Физико-механические свойства растений, грунтов и удобрений (Методы испытаний, приборы, характеристики). – М.: Колос, 1970. – 424 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 531.3

© Р.І. Чвартацький

Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ ПОДРІБНЕННЯ І ЗМІШУВАННЯ КОРМІВ

Приведено нові конструкції агрегатів для подрібнення і змішування кормових сумішей. Виведено аналітичні залежності для визначення довжини різки корму та проникної здатності подрібнюючого агрегату.

АГРЕГАТ, ПОДРІБНЕННЯ, КОРМ, ЗМІШУВАННЯ, РІЗКА.

Постановка проблеми. Відомі різні способи силового впливу на матеріал, який піддається переробці. Найпоширенішими є механічні способи подрібнення, які характеризуються простотою конструкції, надійністю і високою продуктивністю відповідного обладнання. За особливостями взаємодії між робочим органами і робочим середовищем (оброблюваним матеріалом) слід виділити такі основні способи подрібнення: роздавлювання, перетирання, розбирання і різання. Загальна суть їх не залежить від характеристик матеріалу, що піддається переробці.

Важливим питанням проектування агрегатів для подрібнення та змішування кормових сумішей є розширення їх технологічних можливостей, удосконалення їх конструкції і розроблення методики їх розрахунку і проектування.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Під час виробництва кормів для їх подрібнення, за даними проф. Ревенка І.І. [1], поширені дискові та барабанні різальні апарати, які володіють рядом вагових недоліків. За даними авторів, серед яких, М.М. Белянчиков [2], А.А. Яворський [3], Л.І. Грачева [4], основним недоліком існуючих методів подрібнення коренеплодів є їх низька продуктивність, висока технологічна складність обладнання та енерговитрати.

Мета роботи є розширення технологічних можливостей конструкцій подрібнювачів та змішувачів кормових сумішей,

Результати дослідження. Агрегат для подрібнення і змішування кормів (рис. 1) виконано у вигляді циліндричного корпусу 1, який встановлено вертикально. У внутрішній циліндричний отвір 2 якого жорстко встановлено конічний нерухомий корпус 3 зменшеним діаметром вниз, який є у взаємодії з зазором зовнішнім подрібнюючим

корпусом конічної форми 4. Останній жорстко зверху з'єднаний верхніми ребрами жорсткості 5, наприклад, п'ять, які встановлені рівномірно по колу, які, в свою чергу, другими кінцями жорстко закріплені до циліндричної маточини 6, яка встановлена і центрі конічного нерухомого корпуса, всередині якого на підшипниках встановлено приводний вал 7. Останній знизу жорстко встановлено на дно конічного нерухомого корпуса на упорно-радіальний підшипник 8 з можливістю кругового повертання. Знизу зовнішній подрібнюючий корпус 4 жорстко з'єднаний ребрами жорсткості 9, наприклад, п'ять, з корпусом підшипника 10, які встановлені рівномірно по колу, внутрі якого встановлено нижній кінець приводного вала 7.

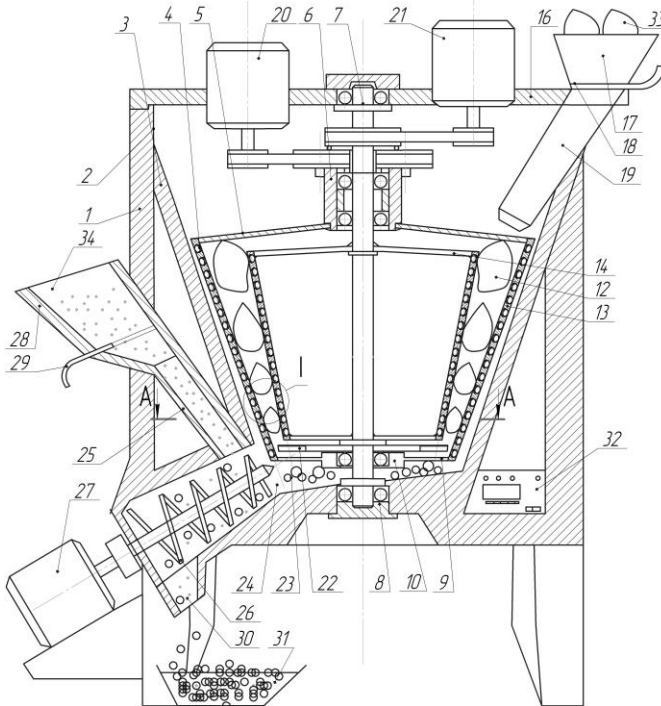


Рис. 1 – Агрегат для подрібнення і змішування кормів

По всій площі зовнішнього конічного подрібнюючого корпуса 4 виконані по гвинтовій лінії наскрізні подрібнюючі зуби 11, які є у взаємодії з бульбоплодами. У внутрішній простір зовнішнього подрібнюючого корпуса 4 з зазором встановлено внутрішній конічний подрібнюючий корпус 13, який зверху жорстко з'єднаний ребрами

жорсткості 14, наприклад, п'ять, які встановлені рівномірно по колу, другі кінці яких жорстко з'єднані з приводним валом 7. По всій площі внутрішнього конічного подрібнюючого корпусу 13 виконані наскрізні подрібнюючі зуби 15. Причому, кут нахилу зовнішнього подрібнюючого корпусу є більшим кута нахилу внутрішнього подрібнюючого корпусу. При цьому зазор між ними у міру опущення вниз зменшується.

Зверху кришки 16 циліндричного корпусу 1, яка до нього жорстко закріплена відомим способом встановлено бункер 17 коренебульбоплодів з шибером 18. Нижній кінець вихідного вікна 19 бункера 17 виходить в зону зазора між внутрішнім і зовнішнім конусними подрібнюючими корпусами.

Привід зовнішнього конусного подрібнюючого корпусу 4 здійснюється від електродвигуна 20 через відому систему елементів приводів, а внутрішнього конусного подрібнювача – від електродвигуна 21.

Знизу під внутрішнім конусним подрібнювачем 13 жорстко на приводному валу 7 встановлено вивантажувальну крильчатку 22, яка подає подрібнену масу 23 горловини 24, яке виконано під кутом до горизонту конусної циліндричної форми з можливістю їх вільного виходу в зону подачі сипких матеріалів по каналу 25 для змішування. Остання є у взаємодії з конічним вивантажувальним шнеком 26 з індивідуальним приводом 27. Бункер сипких матеріалів 28 з шибером 29 встановлений з лівої сторони циліндричного корпусу 1. Під вивантажувальним вікном 30 агрегату встановлена ємність 31 для збору готового корму. Управління роботою агрегату здійснюють з пульта керування 32.

Робота агрегата здійснюється наступним чином. Бульбоплоди 33 завантажуються у бункер 17, а сипкі матеріали 34 у бункер сипких матеріалів 28 з закритими шиберами, відповідно 18 і 29. Включають агрегат, шибери відкривають на задані продуктивності. Зовнішній конусний подрібнюючий корпус 4 обертається в одну сторону, а внутрішній 13 у протилежну, подрібнюючі зуби 11 і 15 при взаємодії з бульбоплодами їх подрібнюють і ця маса під власною вагою і дії вивантажувальної крильчатки 22 поступає у вивантажувальну горловину 24. У цій зоні подрібнена маса змішується з сипким кормом 34 і за допомогою вивантажувального шнека 26 змішується і вивантажується у ємність 31.

До переваг агрегату відноситься розширення його технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці.

Агрегат для подрібнення і змішування кормів (рис. 2) виконано у вигляді рами 1 на якій кріпляться всі механізми і робочі органи. В Нижній частині агрегата жорстко встановлено жолоб 2 з гвинтовим робочим органом 3 з валом 4 з можливістю кругового повертання. З лівого краю агрегата на рамі жорстко встановлено електродвигун 5 з муфтою (на кресленні не показано). Над жолобом 2 з лівої сторони встановлено ланцюговий подрібнюючий багаторядний конвеєр 6 з ведучим 7 і веденим 8 зубчастими шківками в яких до ланок ланцюгів через крок жорстко закріплені окремі подрібнюючі ножі 9 довжиною рівною ширині конвеєра з можливістю їх згинання при русі по шківках 7 і 8.

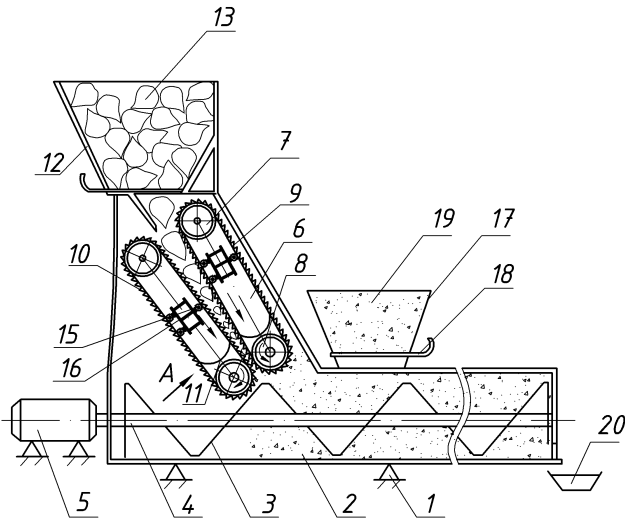


Рис. 2 - Агрегат для подрібнення і змішування кормів

Встановлення подрібнюючі ножів 9 через крок забезпечить вільне просипання подрібненого чого корму в жолоб 2. Крім цього знизу під ланцюговим подрібнюючим багаторядним конвеєром встановлено аналогічний конвеєр 10 на рамі 1 з відомими регулювальними елементами (на кресленні не показано), щоб між ними була утворена трапеція АВСД, верхня основа АВ якої є більшою ніжньої основи ДС. Крім цього подрібнюючі конвеєри рухаються в різні сторони для покращення процесу подрібнення. Подрібнюючі ножі 9 виконані півкруглої форми з наскрізними вікнами з кутом нахилу в сторону руху різальних ножів конвеєрів. Крім цього, в нижніх частинах ланцюгових подрібнюючі конвеєрів 6 і 10 встановлені півкруглі нахилені лотки 11

до горизонту подрібнених кормів в зону гвинтового змішувача з вивантаженням відомим способом. Крім цього бункер 12 з кормовими буряками 13 жорстко встановлено на рамі 1 зверху. Натягування ланцюга подрібнюючого конвеєра здійснюється відомим способом за допомогою відповідного механізму (на кресленні не показано). Крім цього протилежні вітки ланцюгових конвеєрів 6 і 10 підтримуються від прогинання роликками 15 з пружинами 16. Для сипких кормів використовують бункер 17 з заслонкою 18.

Робота установки для подрібнення і змішування кормів здійснюється наступним чином. Кормові буряки 13 з бункера 12 під власною вагою надходять в зону подрібнення за відповідного положення шибера. Включається електродвигун 5 і за допомогою рукоятки виставляють у відповідне положення нижній подрібнюючий конвеєр 10 корпусу в залежності від розмірів буряків 14 і при роботі подрібнюючого конвеєра здійснюється їх подрібнення, маса яких поступає у жолоб 2 куди поступає сипкий корм 19 з бункера 17 заданих норм і за допомогою шнека змішується і поступає в ємність 20 де його відповідно використовують.

Важливими параметрами технологічного процесу подрібнення коренеплодів є довжина різки, яка визначається типом подрібнювальних апаратів, їхніми параметрами і режимом роботи. Із зменшенням довжини різальних елементів на подрібнюючих ножах покращується поживність і цілісність корму, підвищується його засвоюваність, а з другої сторони із зменшенням довжини різальних елементів і їх кількості зростають енерговитрати на подрібнення.

Довжина різки дорівнює сумі довжини ріжучих елементів ножів, які є в процесі подрібнення, а також величини зазорів між ними:

$$L_{\partial} = \sum l_{\partial, \partial} \delta_{\zeta} + \sum \delta_{\zeta}. \quad (1)$$

Проникна здатність подрібнюючого агрегата залежить від поперечного перерізу подрібнюючих ножів S , h , де S - ширина ножевого простору подрібнюючого ножа, а h - його висота і швидкості обертання ріжучих ножів:

$$Q = K \cdot S \cdot h \cdot n \cdot V, \quad (2)$$

де K - коефіцієнт використання ріжучого простору подрібнюючих ножів, n - кількість ріжучих елементів агрегату, V - швидкість руху подрібнюючого ножа.

Висновки. Наведено нові конструкції агрегатів для подрібнення і змішування кормових сумішей. Виведено аналітичні залежності для визначення довжини різки корму та проникної здатності подрібнюючого агрегату.

Література

1. Механізація виробництва продукції тваринництва / І.І. Ревенко, Г.М. Кукта, В.М. Манько та ін. за ред. І.І. Ревенка. – К.: Урожай, 1994. – 264 с.
2. Белянчиков М.М., Механізація тваринництва: посібник для с.г. технікумів. / Белянчиков М.М., Смирнов А.І. – К.: Вища школа, Головне видавництво, 1980. – 376 с.
3. Яворський А.А. Механизация и электрификация животноводства / Яворский А.А., Ниженковский В.Н., Карпенко С.А. Учеб. пособие для с.х. техникумов. – 2-е издание. – К.: Вища школа. Главное узд-во, 1982. – 400с.
4. Макаров Ю. И. Аппараты для смешения сыпучих материалов [Текст] / Макаров Ю. И. – М. : Машиностроение, 1993. – 216 с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 631.303

© В.В. Шевчук
УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого

АНАЛИЗ КАЧЕНИЯ ИГЛ ИГОЛЬЧАТОЙ БОРОНЫ ПО ПОЧВЕ И ДЕЙСТВУЮЩИХ НА НИХ СИЛ

В статье рассмотрены силы, действующие на иглы игольчатой бороны при качении по почве, и особенности движения этих игл.

ДВИЖЕНИЕ, ДИСК, ИГОЛЬЧАТАЯ БОРОНА, ПОЧВА, СИЛА, ОСЬ, СЕКЦИЯ, ЦЕНТР.

Постановка проблемы. Для обработки почвы применяются игольчатые бороны. Эти рабочие органы исследованы рядом авторов [1-6], однако вопросы взаимодействия игл с почвой выяснены недостаточно. Ввиду этого, исследование работы этих борон представляет значительный интерес.

Анализ последних исследований и публикаций. По работе игольчатых борон проведено много исследований [1-6], но силы, действующие на иглы борон при обработке почвы, исследованы недостаточно; недостаточно также исследованы особенности движения этих игл.

Цель исследования. Провести анализ сил, действующих на иглы борон при обработке почвы, и определить особенности движения этих игл.

Результаты исследований. Рассматриваемая нами борона относится к устройствам, представляющим собою ведомые звенья, совершающие по почве качение в продольно-вертикальной плоскости (рис. 1). В этой плоскости движутся диски с иглами, которые углубляются в почву ниже линии $e-e$ и производят ее прокол и рыхление; при этом может происходить также извлечение сорняков из почвы.

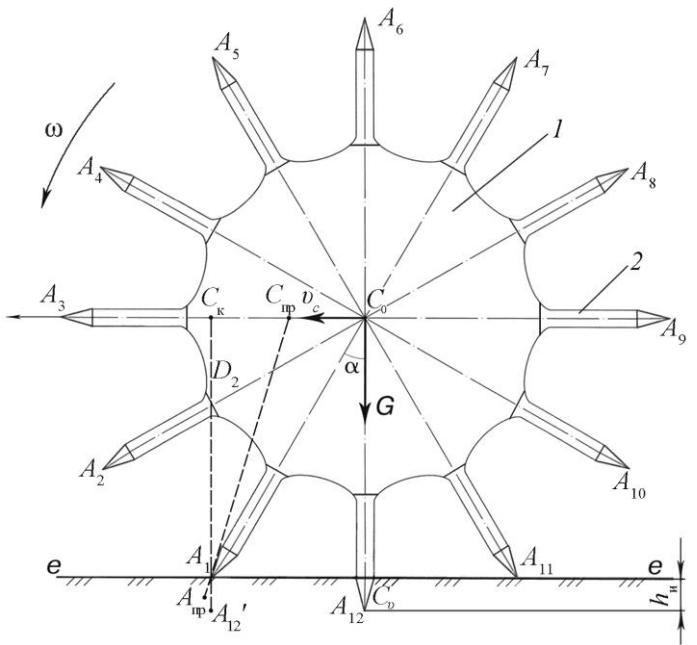


Рис. 1 – Схема движущегося по почве диска бороны с иглами

Игольчатая борона (рис. 1) содержит раму, ступицы, диски I и иглы 2 . Ступица крепится на валу бороны. Диск выполнен в виде плоской круглой фигуры, к которой крепятся иглы. Каждая игла имеет цилиндрическую часть и конусный конец.

Число игл по контуру должно быть таким, чтобы расстояния между концами соседних игл были одинаковыми, т.е. чтобы угол между соседними иглами был один и тот же. Чаще всего

устанавливается угол между соседними иглами 30 градусов, но он может быть и больше, например 45 градусов. Обозначим этот угол α .

Движение бороны осуществляется под действием горизонтально приложенных в центрах дисков сил. Диск на рис. 1 движется влево и рассматривается как твердое тело, вращающееся против часовой стрелки вокруг оси C_0 , перпендикулярной плоскости чертежа и движущейся влево. Углубление игл в почву происходит под действием сил тяжести дисков и всей бороны.

Как видно из рис. 1, почва взаимодействует с бороной только в тех случаях, когда иглы находятся в нижней зоне $A_1A_{12}A_{11}$. В остальной зоне (соответствующей на рис. 1 углу около 300° по дуге $A_{11}A_{10}A_9A_8A_7A_6A_5A_4A_3A_2$) иглы не взаимодействуют с почвой; там могут быть лишь случаи полета отдельных частичек почвы на поверхности игл и диска, что существенно на работу бороны не повлияет. Ввиду этого в дальнейшем будем рассматривать взаимодействие с почвой игл, находящихся в нижней зоне.

Каждая игла в нижнем положении при работе существенно углубляется в почву; конец иглы A_1 начинает углубляться в почву, когда угол $A_{12}C_0A_1$ (угол α) равен около 30° , и заканчивает прокол, когда игла C_0A_1 занимает вертикальное положение C_0A_{12} острием вниз (рис. 1).

Из изложенного следует, что взаимодействие каждой иглы с почвой происходит на участках A_1A_{12} и $A_{12}A_{11}$ (рис. 1) причем на участке A_1A_{12} игла опускается в почву, а на участке $A_{12}A_{11}$ игла выходит из почвы. На всем нижнем участке иглы производят полезную работу. Эти явления повторяются приблизительно через каждые 30° поворота диска с иглами, зависит это от угла α и максимальной глубины h_n проникновения иглы в почву (рис. 1).

С учетом изложенного проведем дальнейший анализ прокалывания почвы иглами.

При движении центра C бороны влево со скоростью v_C мгновенный центр вращения нижней вертикальной иглы окажется в нижней части прямой CA_{12} (рис. 1), а точнее, в нижнем конце иглы A_{12} . Обоснование к тому, что нижний конец иглы является мгновенным центром вращения, следующее: этот конец иглы находится глубоко в почве и ему трудно быстро менять свое положение. Таким образом, считаем, что в этой точке A_{12} (рис. 1) находится мгновенный центр вращения, который обозначим C_b . Вокруг этого центра диск с иглами поворачивается, когда игла колеблется вокруг своего вертикального нижнего положения, как, например, вокруг положения точки A_{12} (рис. 1).

В общем случае иглы могут быть прикреплены к дискам чаще, чем это показано на рис. 1, но так не делается из-за того, что диаметр диска с иглами невелик (около 28...290 мм), а глубина погружения игл в почву также невелика (порядка 4...6 см). При таких условиях иглы крепятся к диску через 25...30 мм; это означает, что расстояние между концами двух соседних игл равно 75...80 мм. Для конструкций бороны такого типа проводится данный анализ.

На рис. 1 показаны начало и конец взаимодействия иглы с почвой при входе в почву (прямая C_0A_1) и выходе из нее (прямая C_0A_{11}). За один оборот диска иглы 12 раз совершают проколы почвы через одинаковые расстояния, соответствующие времени поворота диска на 30° вокруг его центра C_0 .

Выше уже говорилось, что в зоне $A_{12}-A_{11}$ (рис. 1) иглы выходят из углублений в почве. Так как выход игл из почвы осуществляется при небольших затратах энергии, то будем считать, что сила, необходимая для вытягивания иглы из почвы, весьма мала, т.е. близка к нулю. Это значит, что силовой расчет игл следует проводить только для случая углубления иглы в почву (зона A_1-A_{12} на рис. 1), т.е. для случая, когда сила сопротивления почвы внедрению в нее иглы существенна и действует снизу вверх по линии иглы.

Путь центра диска влево со скоростью v_c для совершения концом A_1 иглы C_0A_1 прокола почвы в точке A_1 равен по длине расстоянию C_0C_k (здесь C_0 – начальное положение центра диска, а C_k – конечное положение центра диска). В течение времени свершения этого прокола игла, поворачиваясь с угловой скоростью ω , углубляется в почву на глубину A_1A_{12}' . Промежуточное положение центра C иглы на пути C_0C_k будет в середине этого расстояния C_0C_k , эта середина (т.е. промежуточное положение) обозначена $C_{пр}$, в момент нахождения центра C в точке $C_{пр}$ конец иглы будет в точке $A_{пр}$.

Эти три положения центра представлены и на рис. 2, на нем показаны положения C_0A_1 , $C_{пр}A_{пр}$, C_kA_{12}' диска с иглой; показаны также действующие на диск и иглу силы. На диск (рис. 2) действуют сила тяжести G и движущая сила P_0 ; со стороны конца $A_{пр}$ иглы на диск действует еще сила Q сопротивления почвы при внедрении в нее этой иглы. Эти силы показаны приложенными в средней точке $C_{пр}$ пути C_0C_k , который проходит этот центр $C_{пр}$ из положения C_0 в начале прокола почвы иглой DA_1 до положения C_k центра диска в конце прокола почвы этой иглой, обозначенной C_kA_{12}' . Промежуточное положение центра $C_{пр}$ находится, как уже указывалось, по середине между точками C_0 и C_k .

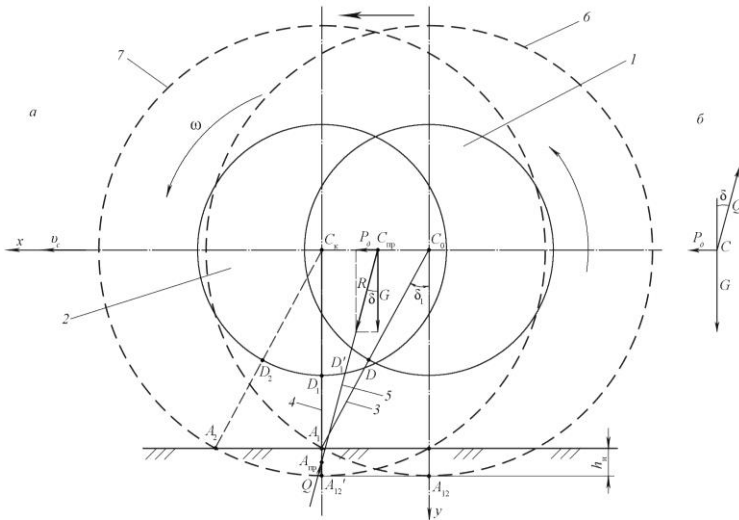


Рис. 2 – Схема двух последовательных положений движущегося диска бороны с иглами C_0A_1 и C_kA_{12}' , соответствующих начальному и конечному положениям DA_1 и D_1A_{12}' иглы при проколе почвы (а) и силы, действующие на центр C диска (б): 1 и 2 – положения диска в начале движения и в конце движения; 3 и 4 – игла в положениях начала прокола почвы и окончания прокола почвы; 5 – промежуточное положение иглы; 6 – окружность, по которой движутся концы игл диска в начале прокола; 7 – окружность, по которой движутся концы игл диска в конце прокола почвы

Как видно из рис. 1, путь $x_{п}$ центра C_0 диска бороны при его движении для совершения одного прокола (т.е. расстояние C_0C_k между проколами почвы по пути движения бороны) равен:

$$x_{п} = r_{ди} \sin \alpha, \quad (1)$$

где $r_{ди}$ – радиус диска с иглами.

Пусть при движении бороны влево со скоростью v_c и вращении диска с иглами со скоростью ω вокруг центра диска против часовой стрелки очередной иглой, которая в начале коснулась своим концом поверхности почвы, будет игла C_0A_1 (рис. 2). При дальнейшем движении центра диска через некоторое время он окажется в середине пути C_0C_k , т.е. в точке C_{np} . Пусть в это время на центр C_{np} бороны действует ее сила тяжести G , а движение центра влево осуществляется под действием горизонтально направленной движущей силы P_δ . Если геометрически сложить силы P_δ и G , то получим равнодействующую силу R , которая является диагональю прямоугольника, построенного на

указанных силах P_δ и G . Диагональ эта отклонена от вертикально направленной силы G в сторону движения бороны на угол δ . Начальное значение этого угла будет δ_1 , а конечное значение угла δ равно 0. Угол δ_1 равен α , а угол δ меньше α .

Как уже указывалось, движение центра C иглы осуществляется влево до точки C_k , острие A иглы при этом углубляется в почву до точки A_{12}' . Во время углубления в почву игла поворачивается в сторону уменьшения угла δ , вследствие чего в конце углубления эта игла D_1A_{12}' становится вертикально. При опускании иглы в почву и ее повороте игла эта преодолевает сопротивление почвы с силой Q , которая зависит от твердости этой почвы. Сила R равна силе Q и противоположно направлена.

Отличие этой схемы от схемы, показанной на рис. 1, состоит в том, что на рис. 1 показаны все иглы, а на рис. 2 подробно показана работающая игла, начинающая прокол в положении DA и заканчивающая прокол в положении D_1A_{12} . Следующей работающей иглой будет игла D_2A_2 (рис. 1), ее начальное положение изображено на рис. 2 штриховой линией D_2A_2 (в следующем положении диска с центром, который обозначен C_k). Игла D_2A_2 отклонена от положения D_1A_{12} работающей иглы на некоторый угол. При увеличении пути x движения центра C и росте угла поворота диска с иглами возрастает действие силы G на иглу DA_1 ; это способствует преодолению возрастающей силы Q сопротивления при проколе почвы за счет уменьшения действия на предыдущую иглу, находящейся в зоне расположения точки A_{12} .

Ввиду того, что сила Q является силой сопротивления одной иглы углублению в почву, то для большей точности следует считать G силой тяжести той части бороны, которая приходится на одну работающую иглу, а P_δ является той частью движущей силы, которая также приходится на одну работающую иглу.

Из изложенного видно, что мы имеем здесь плоскую систему из трех сил, из которых две считаются известными (это сила G и сила Q сопротивления почвы внедрению в нее иглы, определяемая опытным путем), а силу P_δ (движущая бороны) надо определить. Линии действия этих сил пересекаются в одной точке (такой точкой на рис. 2, а является точка $C_{пр}$). Считаем, что машина движется равномерно, т.е. ускорение ее равно нулю. Силы эти взаимно уравновешиваются. Тогда сила P_δ равна (см. рис. 2, б):

$$P_\delta = Q \sin \delta. \quad (2)$$

Сила Q зависит от глубины λ_k погружения иглы в почву. Согласно опытным данным Q зависит от λ_k следующим образом:

$$Q = \kappa \lambda_{\kappa}, \quad (3)$$

где κ – опытный коэффициент.

При $\lambda_{\kappa} = 0$, Q равно нулю; тогда и сила P_0 также равна нулю.

Из схем на рис. 1 и 2 видно, что игла в нижней ее части при нахождении в почве поворачивается. Этот поворот способствует улучшению рыхления почвы.

Кроме сопротивления почвы проколу, механизмы бороны преодолевают еще сопротивления вследствие трения в шарнирах и сопротивление воздуха, но эти сопротивления незначительны.

Представленное исследование выполнено для случая, когда окружность, по которой расположены диск с 12 иглами, делится на 12 частей. В этом случае наибольшая глубина h_n погружения игл в почву равна A_1A_{12}' (рис. 1), которая в свою очередь равна:

$$h_n = r_{\text{ди}} - C_{\kappa}A_1 = r_{\text{ди}} - r_{\text{ди}}\cos\alpha = r_{\text{ди}}(1 - \cos\alpha), \quad (4)$$

где $r_{\text{ди}}$ – радиус диска с иглами.

Если глубину h_n надо увеличить, то это можно сделать, увеличивая радиус $r_{\text{ди}}$ или вес G .

Выводы. Проанализировано движение игл игольчатой бороны в продольно-вертикальной плоскости, в результате чего составлено равенство (2), характеризующее условие внедрения иглы в почву. Сделаны также рекомендации по улучшению конструкции и работы бороны. Уравнение (2) действительно в течение периода времени углубления в почву иглы бороны, начиная от точки A_1 до точки A_{12} .

Литература

1. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1 (частина 1). Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. – Харків: ОКО. – 2001. – 444 с.
2. Кленин Н.И., Сақун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. – М.: Колос, 1994. – 751 с.
3. Синееков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 328 с.
4. Хайлис. Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. – К.: Изд-во УСХА, 1992. – 235 с.
5. Кравчук В., Хайлис Г., Шевчук В. О качении дисков игольчатой бороны при перемещении по поверхности почвы // Техніка і технології АПК. – 2011. – № 10. – С. 23-25.
6. Мазитов Н. Теория реактивных рабочих органов почвообрабатывающих машин. – Казань: Изд-во «ФЭН» Академии наук РТ, 2011. – 280 с.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.354

© В.О. Шейченко, д.т.н., М.М. Анеляк, к.т.н.
ННЦ “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства”
М.М. Толстушко, к.т.н.
Луцький національний технічний університет
А.Я. Кузьмич, к.т.н., С.О. Кустов
ННЦ “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства”

ОБҐРУНТУВАННЯ СЕПАРУЮЧОЇ ПОВЕРХНІ РЕШІТ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

У статті наведено обґрунтування конструкції сепаруючої поверхні комбінованого типу решіт зернозбиральних комбайнів. Наведено результати лабораторних та лабораторно-польових досліджень розробленого решета на збиранні трав на насіння.

ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИЙ КОМБАЙН, РЕШЕТО, СЕПАРУЮЧА ПОВЕРХНЯ, ШВИДКІСТЬ, НАСІННЯ.

Постановка проблеми. Повітряно-решітні очистки зернозбиральних комбайнів є одним з головних об’єктів, що обмежують продуктивність та обумовлюють якісні показники роботи комбайна. Зернозбиральний комбайн, крім збирання зернових культур, використовується при збиранні дрібнонасіненних, олійних культур, насінників трав, збирання яких характеризується певними специфічними особливостями. Так при збиранні дрібнонасіненних культур та насінників трав зменшують швидкість повітряного потоку в камері очистки, що призводить до зростання кількості стеблових частинок, які проходять через жалюзійне решето комбайна. Наявність останніх значно ускладнює процес транспортування зібраного матеріалу шнеками та елеваторами комбайна, призводить до їх забивання, утворення склепін, і, як наслідок, – значного зменшення продуктивності технологічного процесу збирання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблеми інтенсифікації сепарації зерна повітряно-решітними очистками присвячені роботи [1-3]. Впродовж останніх двох десятиліть дослідження спрямовувались на вирішення проблеми зменшення засміченості зерна. За результатами цих досліджень створені решета з гребінками у вигляді пластин з зубчатими боковими кромками, решета з перегородками, у вигляді струн [4], решета з пластинами, що проходять між зубами попередніх гребінок [5], жалюзі з “вушками” на

їх вершині, відігнутих по радіусу, що входять в отвори сусідніх гребінок [6]. Але повністю вирішити цю проблему не вдалось.

Мета дослідження – підвищити ефективність збирання завдяки удосконаленню повітряно-решітних очисток комбайну шляхом створення нових сепаруючих поверхонь та обґрунтування параметрів їх роботи.

Результати дослідження. Сепаруюча поверхня жалюзійного решета утворюється рядом поперечно-орієнтованих гребінок (пластин), закріплених на поворотних осях. При цьому сепарація зерна проходять крізь елементарну щілину прямокутної форми між парами сусідніх гребінок та бокових подільників, розмірами 10 – 20 мм та 220 – 300 мм. Для визначення кількісного та якісного складу матеріалу, що проходить крізь сепаруючу поверхню жалюзійного решета було проведено лабораторно-польові дослідження. В результаті статистичної обробки результатів досліджень, отримано залежність щільності розподілу $P(L)$ по довжині соломистих частинок (рис. 1), що проходять крізь сепаруючу поверхню жалюзійного типу, представлену нормальним законом розподілу Гауса:

$$P(L) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot \delta} \cdot e^{-\frac{1}{2} \frac{(L_s - L_{cp})^2}{\delta^2}}, \quad (1)$$

де L_1 , $L_{\bar{n}}$ – довжина і середнє значення довжини соломистих частинок, мм; ($L_{\bar{n}} = 36,13$ мм, $\delta^2 = 113,085$, $\delta = 10,63$).

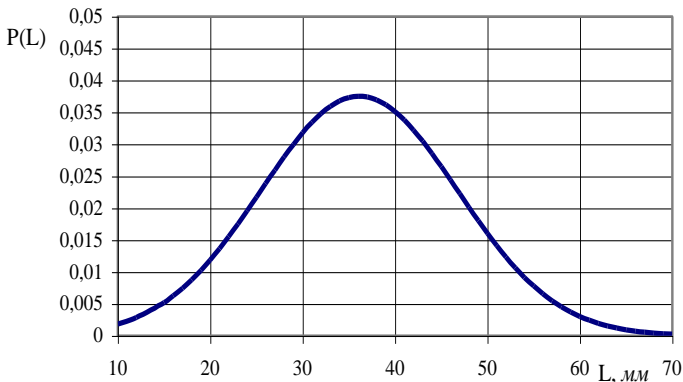


Рис. 1 – Варіаційна крива розподілу соломистих частин вороху, що проходять крізь жалюзійне решето

За результатами аналізу рис. 1 встановлено, що соломисті частинки довжиною 15–70 мм проходять крізь серійне решето жалюзійного типу. Очевидно, що ймовірність такого проходу можна значно зменшити, розділивши щілину жалюзійного решета повздовжніми перегородками. Для аналізу цього явища розглянемо варіанти розміщення соломини довжиною L відносно перегородок шириною b , розміщених з кроком t . Умовою гарантованого не проходження частинки є наявність двох точок опори, тобто:

$$(L+x) > (2a+b),$$

де $x \in [1; a+b]$.

В такому випадку ймовірність гарантованої затримки соломини довжиною L даною решіткою буде:

$$P_L(a) = \frac{\sum_{\hat{a}=1}^{\hat{a}+\hat{a}} f(x)}{\hat{a}+\hat{a}}, \quad (2)$$

$$\text{де } f(x) = \begin{cases} 1, & \text{якщо } (L+x) > (2a+b); \\ 0, & \text{якщо } (L+x) \leq (2a+b). \end{cases}$$

Ймовірність затримки соломистих частинок зі щільністю розподілу по довжині $P(L)$ сепаруючою поверхню даного типу можна представити у вигляді:

$$P(a) = \sum_{l=15}^{70} (\mathcal{D}_L(a) \cdot P(L)). \quad (3)$$

Для порівняння показників якості процесів сепарації використовують переважно відношення не кількісних, а вагових характеристик фракцій. Тому необхідно визначити ймовірність затримки соломистих частин у ваговому вираженні. Очевидно, що $P_L(a) = P_{mL}(a)$. Масу частинки довжиною L можна представити, як масу циліндра:

$$m = q \cdot L,$$

де q – вага погонного метра частинки, кг/м.

Експериментальним шляхом встановлено, що для соломи основних зернових культур $q \approx 5 \cdot 10^{-4}$ кг/м. Після проведення необхідних перетворень отримано значення ймовірності затримки соломин у ваговому вираженні:

$$P_m(a) = \frac{\sum_{l=15}^{70} (P_L(a) \cdot P(L) \cdot L)}{\sum_{l=15}^{70} (P(L) \cdot L)}. \quad (4)$$

Як видно із залежностей (2 – 4), зменшення ширини щілини a , утвореної сусідніми перегородками, призводить до збільшення ймовірності затримки соломистих частинок з одночасним зменшенням площі перерізу утвореної решітки. Цей ефект оцінюють коефіцієнтом:

$$\varphi = \dot{a} / (\dot{a} + \dot{a}) \quad (5)$$

У результаті проведених розрахунків (ширини перегородки b прийнята з технологічних міркувань для забезпечення умови міцності та рівна 5 мм), отримано залежності впливу ширини щілини a на показники якості роботи сепаруючої поверхні даного типу (рис. 2).

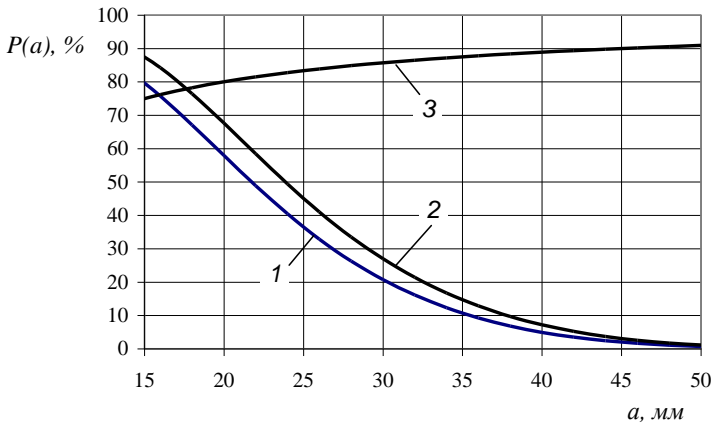


Рис. 2 – Залежності впливу ширини щілини a на ймовірність затримки соломистих частинок сепаруючою поверхнею у кількісному 1 та ваговому 2 вираженні, та живий переріз решета 3

З рис. 2 видно, що в діапазоні зміни ширини щілини $a=22-26$ мм ймовірність затримки соломистих частин сепаруючою поверхнею у кількісному та ваговому вираженні складає 35–50% та 40–60% відповідно. При цьому живий переріз решета складає 80–85%. За значень a менше 20 мм спостерігається зменшення площі живого перерізу, що негативно впливає на продуктивність решета.

Виходячи з цього, нами запропоновано конструкцію нової гребінки, виконаної у вигляді пластини з перпендикулярно відігнутими полосками, що входять в пази повітрянапрямних щитків сусідніх гребінок, обґрунтовано конструктивні та геометричні параметри її елементів.

З метою визначення ефективності виділення стеблових частинок різними типами сепаруючих поверхонь проведено

лабораторні дослідження, які виконувались на експериментальній лабораторній установці з використанням спеціально підготовленого макетного матеріалу.

За результатами статистичної обробки даних проведених досліджень отримано залежності впливу змінних факторів на значення проходу стеблових матеріалів крізь сепаруючі поверхні відповідних типів (рис. 3).

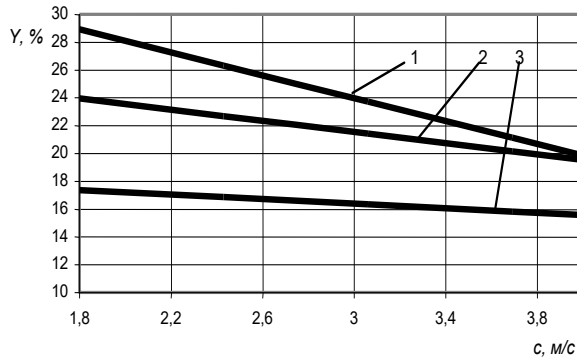


Рис. 3 – Графіки залежностей впливу швидкості повітряного потоку на значення проходу стеблових матеріалів крізь сепаруючі поверхні (1 – жалюзійна; 2 – жалюзійна зі струнами; 3 – комбінована) за $h = 9$ мм

За результатами аналізу отриманих залежностей встановлено, що використання розробленої сепаруючої поверхні зменшує проникнення соломистих частинок через решето на 50-55% в порівнянні із серійним, що особливо ефективно при збиранні дрібнонасіненних культур та насінників трав. Визначення ефективності роботи сепаруючої поверхні комбінованого типу проведено за умов її роботи на збиранні насінників трав. Для цього розроблено конструкцію експериментального решета комбінованого типу до комбайна “Сампо-500” (рис. 4).

За результатами лабораторно-польових досліджень сепаруючої поверхні комбінованого типу встановлено можливість забезпечення чистоти бункерного вороху на збиранні насінників трав на рівні 85-92%, при цьому вміст стеблових частинок довжиною понад 20 мм в бункерному насінні не перевищує 0,8%, а втрати насіння за очисткою складають 2-2,5%.



Рис. 4 – Експериментальне решето до комбайна “Сампо – 500”

Висновки. Використання сепаруючої поверхні комбінованого типу зменшує прохід соломистих частинок через верхнє решето на 50...55% в порівнянні із серійним, що особливо ефективно при збиранні дрібнонасіненних культур та насінників трав.

Література

1. Розробити технологічні процеси, машини і апарати для збирання та первинної обробки зерна, виходячи з вимог насінництва: звіт про НДР (заключний): 0102U000059 / ННЦ “ІМЕСГ”; керівник Богуславський В.П.; виконавці Богуславський В.П. [та інші]. – Глеваха, 2005. – 46 с.

2. Богуславський В.П., Кузьмич А.Я. Результати досліджень очисток зернозбиральних комбайнів // Вісник аграрної науки. – 2001. – № 7. – С. 44-46.

3. Богуславський В.П., Кузьмич А.Я. До питання обґрунтування параметрів уніфікованих сепаруючих поверхонь очисток зернозбиральних комбайнів // Вісник Львівського державного аграрного університету: Агроінж. дослідження. – №5. – 2001. – С. 74-79.

4. А.с. 388797 СССР, МКИ В07 В 1/00, А01 F 12/44. Жалюзийное решето / Б.М. Мильман; Заявлено 12.07.71; Опубл. 05.07.73. Бюл. №29.

5. А.с. 306878 СССР, МКИ В07 В 1/00, А01 F 12/44. Жалюзийное решето / А.А. Шамин, В.П. Гаврилов, В.И. Машанов; Заявлено 23.04.70; Опубл. 21.06.71. Бюл. №20.

6. А.с. 1419589 СССР, МКИ А01 F 12/44. Жалюзийное решето / Г.В. Понамарев; Заявлено 06.01.87; Опубл. 30.08.88. Бюл. №32.

ANNOTATIONS

Gevko B., Dyachun A., Grudovyy R., Gevko I. Research of kinematics of grain cargo conveyor with screw with gradually growing step of coils in the direction of motion of cargo. *The kinematics of grain cargo on the basis of equations of motion of material particles in the screw conveyor with gradually growing step of coils are explored in the article. The step increments on the one coil are determined. The detailed analysis of motion of cargo in high-speed and low-speed screw conveyors is conducted. The value of acceleration of cargo is defined. The graphs of velocities of cargo are built.*

Gevko B., Djachun A., Kuchvara I., Klendiy V. Manufacturability of mechanism constructions with screw operative members. *The main indicators of manufacturability and structural complexity of screw details manufacturing were detected. Technological characteristic of machines screw details, manufactured by different methods, structural parameters was presented. The main technological ideas and hypothesis for screw conveyors with advanced technological capabilities efficiency improving were formulated.*

Hevko B., Djachun A., Kruk V., Bosyuk P. Technological background of agricultural machines double-acting drives design. *Technological backgrounds of double acting overtaking clutch designing were presented. Calculating schemes for contact forces and structural parameters of contact pairs determining were shown. Analytical dependences for*

АННОТАЦИИ

Гевко Б.М., Дячун А.Е., Грудовый Р.С., Гевко И.Б. Исследование кинематики зернового груза в конвейере с шнеком с постепенно возрастающим шагом витков в направлении движения груза. *В статье исследована кинематика зернового груза на основе уравнений движения материальных частиц в винтовом конвейере с шнеком с постепенно возрастающим шагом витков. Установлены приросты шага шнека на одном витке. Проведен детальный анализ движения груза в быстроходных и тихоходных винтовых конвейерах. Определена величина ускорения груза. Построены графики скоростей груза.*

Гевко Б.М., Дячун А.Е., Кучвара И.Н., Клендий И.Н. Технологичность конструкций механизмов с винтовыми рабочими органами. *Определены основные показатели технологичности и конструктивной сложности изготовления винтовых деталей. Приведена технологическая характеристика конструктивных параметров винтовых деталей машин изготовленных различными способами. Сформулированы основные технические идеи и гипотезы по повышению эффективности винтовых конвейеров с расширенными технологическими возможностями.*

Гевко Б.М., Дячун А.Е., Крук В.В., Босюк П.В. Технологические предпосылки проектирование приводов двухстороннего действия сельскохозяйственных машин. *Приведены технологические предпосылки проектирования обгонной муфты двухстороннего действия, представлены расчетные схемы для определения контактных сил и конструктивных параметров пар*



power, kinematic and technological parameters determining were selected. The chose of that clutches parts material and especially their manufacturings were well-founded.

Hewko B., Pryshlyak V., Lototskyi R., Mathematical modeling of grains moving along the operative surface of a sowing device. *Sowing machine has been designed and technique of developing the mathematical model of moving the grains is proposed.*

Hewko I., Bilyk S., Flionts I., Soltysyuk V. Dynya V., Semeniv I. Stand equipment for root-harvesting machines cleaning systems investigating. *The stand constructions for investigating the screw and others cleaning systems of root-harvesting machines are proposed as well as the technique of their investigation. The analytical dependences for determining the power, technological and structural parameters of machines purifying operative bodies are developed.*

Hewko I., Dyachun A., Klendiy V. Results of experimental research screw conveyors mixer. *Carrying out of experimental study of screw transportkriv - mixing with giving practical advice production.*

Herasymchuk O., Puts' V., Tkachuk O. Analysis of construction of divizors of flax puller machines. *In the article the analysis of the present constructions of divizors is executed and directions of their perfection are marked*

контакта, а также выведены аналитические зависимости для определения силовых, кинематических и технологических параметров. Обоснован выбор материалов деталей этих муфт и особенности их изготовления.

Гевко Б.М., Пришляк В.М., Лотоцкий Р.И., Математическое моделирование движения зерна по движущейся поверхности высевающего аппарата. *Спроектирован высевной аппарат и предложена методика разработки математической модели перемещения зерна.*

Гевко И.Б., Билык С.Г., Фльонц И.В., Солтысюк В.И., Дыня В.И., Семенив И.И. Стендовое оборудование для исследования очистных систем коренезбиральных машин. *Приведены конструкции стендов для исследования винтовых и других очистительных систем коренезбиральных машин и методика их исследования. Представлены аналитические зависимости для определения силовых, технологических и конструктивных параметров очистных рабочих органов машин.*

Гевко И.Б., Дячун А.Е., Клендий В.М. Результаты проведения экспериментальных исследований винтового транспортера-смесителя. *Проведенно экспериментальные исследования винтовых транспортёров-смесителей с выдачей практических рекомендаций производству.*

Герасимчук А.П., Пуць В.С., Ткачук О.Л. Анализ конструкции делителей льнотеребильных машин. *В статье выполнен анализ имеющихся конструкций делителей и обозначено направления их совершенствования.*

Gypka A. Strengthening digging discs beet harvesting machine. *A description and principle of operation of the plant to strengthen work surfaces digging cars drive root crop. Practical recommendations on the choice of modes sheeting and choice of design parameters settings.*

Klendiy M. Traffic of a material corpuscle on the inclined plane, all points in vibratory movement of plane present rounds in the same plane. *Differential equations of traffic of a material corpuscle on an inclined friction plane which makes vibratory movement are made. All points of a plane present rounds of the set radius in the same plane. It is investigated singularities of relative motion of a corpuscle on a plane depending on an angle of its declination to horizon. The equations are solved by numerical methods. Relative velocities are discovered and mechanical trajectories of corpuscles are built.*

Kuzmenko V., Tolstushko N., Tolstushko N. Design improvement rotary mower. *The paper analyzes the known rotary mowers and describes trends in the development of their designs. Results of improvements drum rotary mower in order to improve its functional characteristics.*

Kystov S. Modeling of movement of the advanced blade of a reel for sunflower cleaning. *In article it is developed mathematical model of movement of the blade of a reel of the closed type with the developed adaptation for sunflower cleaning.*

Гупка А. Укрепление выкапывающих дисков свеклоуборочных машин. *Проведено описание и принцип работы установки для упрочнения рабочих поверхностей выкапывающих органов корнеуборочных машин. Даны практические рекомендации по выбору режимов раскатывания и конструктивных параметров установки.*

Клендий Н.Б. **Движение материальной частицы по наклонной плоскости, все точки которой в колебательном движении описывают окружности в этой же плоскости.** *Составлены дифференциальные уравнения движения материальной частицы по наклонной шероховатой плоскости, которая совершает колебательное движение. Все точки плоскости описывают окружности заданного радиуса в этой же плоскости. Исследовано особенности относительного движения частицы по плоскости в зависимости от угла ее наклона к горизонту. Уравнения решены численными методами. Найдены относительные скорости и построены траектории движения частиц.*

Кузьменко В.Ф. Толстущко Н.Н., Толстущко Н.А. Усовершенствование конструкции ротационной косилки. *В статье дан анализ известных ротационных косилок и описаны тенденции развития их конструкций. Приведены результаты усовершенствования двобарабанной ротационной косилки с целью улучшения ее функциональных характеристик.*

Кустов С.О. **Моделирование движения усовершенствованной лопасти мотовила для уборки подсолнечника.** *В статье разработано математическую модель движения лопасти мотовила закрытого типа с разработанным приспособлением для уборки подсолнечника.*



Panasyuk S., Budkina O. Research of moving of garden-stuffs by hesitating surface washing machine. *In the article proposes the design of washing machine for round shape fruits and describes the analysis of the movement along the inner surface of the oscillating washing machine.*

Priymak T. Research of influence of conditions spreading flax straw on the effectiveness terms trust. *In the article the results of research of biological method of preparing flax trusts to spreading it on different sites.*

Tymoshchok V. The investigation of stability of solutions of differential equations of synchronous motions rotations of vibration machines. *Sufficient conditions of existence and stability of synchronous motions of arbitrary number of unbalanced vibration exciters; conditions of existence and stability of multiply-synchronous rotation of three vibration exciters considering stiffness of elastic suspension are obtained.*

Tolstushko N., Yukhymchuk S. Determination of density layers of tape roll flax stalks. *The article presents the methodology and results of experiments to determine the density layers of tape roll flax stalks, which formed the baler in the press chamber is installed spring-loaded frame with rollers.*

Панасюк С.Г., Будкина О.Л. Исследование перемещения плодов колеблющейся поверхностью моечной машины. *В статье предложена конструкция мойной машины для плодов округлой формы и исследовано их перемещение по внутренней колебательной поверхности мойной машины.*

Приймак Т.Н. Исследование влияния условий расстилу соломы льна-долгунца на эффективность вылеживания тресты. *В статье приведены результаты исследования биологического способа приготовления тресты льна с расстилом ее на различных участках.*

Тимошук В.Н. Исследование устойчивости решений дифференциальных уравнений синхронных движений роторов вибровозбудителей вибрационных машин. *Получены достаточные условия существования и устойчивости синхронных движений произвольного числа дебалансных вибровозбудителей, условия существования и устойчивости кратно-синхронных вращений с учетом жесткости его подвески.*

Толстущко Н.А., Юхимчук С.Ф. Определение плотности слоев ленты стеблей льна в рулоне. *В статье приведена методика и результаты экспериментов для определения плотности слоев ленты стеблей льна в рулоне, который сформирован пресс-подборщиком, в прессовальной камере которого установлена подпружиненная рамка с валиками.*

Usenko M., Vladut V. Definition of forces acting on the stabilizing device with a coultter for motor-block. *The article presents the main advantages of the device with a coultter for motor-block. The forces acting on the coultter of stabilizing device, which is landed in the soil, are defined.*

Fedorus Y., Polishchuk M. Support the optimal way of obtaining pectin with beet-pulp. *In the article modern ways of obtaining pectin from beet pulp considered and analyzed traditional,, highlighted their main drawbacks. The author optimized conditions for obtaining pectin and a number of studies on treatment outcomes. Based on the results of the selected optimal parameters for extracting pectin from sugar beet pulp.*

Haylis G. Harchuk A., Tolstushko N., Tolstushko N. Analysis devices for distance flax machines. *The results of the analysis of structures of devices for distance flax machines. A general classification of devices for distance and identified their major drawbacks.*

Khomich S., Tsiž' I. Study of some properties of sapropel. *The methodology and results of researches of determination of the moisture content, ash content and bulk density of sapropel are presented in the article.*

Усенко М.В. Владут В. Определение сил, действующих на стабилизирующее устройство с предплужником к мотоблоку. *В статье представлены основные преимущества устройства с предплужником к мотоблоку. Определены силы, действующие на заглубленный в почву предплужник стабилизирующего устройства.*

Федорусь Ю.В., Полищук М.С. Обоснование оптимального способа получения пектин из свекловичного жома. *Рассмотрены и проанализированы традиционные и современные способы получения пектина из свекловичного жома, выделены их основные недостатки. Оптимизированы условия получения пектина и проведен ряд исследований с обработкой их результатов. На основе полученных результатов избраны оптимальные параметры для извлечения пектина из свекловичного жома.*

Хайлис Г.А., Харчук А.С., Толстушко Н.Н., Толстушко Н.А. Анализ растительных устройств льноуборочных машин. *В статье приведены результаты анализа конструкций растительных устройств льноуборочных машин. Дана общая классификация растительных устройств и выявлены их основные недостатки.*

Хомич С.М., Цизь И.Е. Исследования отдельных свойств сапропеля. *В статье приведены методики и результаты исследований по определению влажности, зольности и объемной массы сапропеля.*



Tsiz' I., Kulikovska O., Holij V. **Research of maximum opening of origin of vault sapropel.** *In the article the method of determination of the maximum opening of origin of vault to the sapropel is resulted and a fluidizer is described leadthrough of experiments. The results of research of this description are presented.*

Chvartatskuy R. **Technological equipment for fodder grinding and mixing.** *New constructions of devices for fodder grinding and mixing were presented. Analytical dependences for determining the cutting feed length and grinding unit penetrating ability were selected.*

Shevchuk V. **Analysis of woobling of needles of needle-shaped harrow on soil and operating on them forces.** *Forces, operating on the needles of needle-shaped harrow at woobling on soil, and feature of motion of these needles, are considered in the article.*

Sheichenko V., Aneliak M., Tolstushko N., Kuzmich A., Kustov S. **Justification of combined type separating surface of combine chaffer.** *The construction of combine chaffers with combined type separating surfaces is developed. The results of laboratory and field research of combine chaffer on grass seed harvesting are given.*

Цызь И.Е., Куликовска Е.А., Голий О.В. **Исследование предельного отверстия сводообразования сапропеля.** *В статье приведена методика определения предельного отверстия сводообразования сапропеля и описана установка для проведения экспериментов. Представлены результаты исследования данной характеристики.*

Чвартацькый Р.И. **Технологическое оснащение для дробления и смешивания кормов.** *Приведены новые конструкции агрегатов для дробления и смешивания кормовых смесей. Выведены аналитические зависимости для определения длины резки кормов и проникающей способности дробительного агрегата.*

Шевчук В.В. **Аналіз кочення голок голчатої борони по ґрунту і сил, що діють на них.** *У статті розглянуті сили, що діють на голки голчатої борони при коченні по ґрунту, і особливості руху цих голок.*

Шейченко В.А., Анеляк М.М., Толстушко Н.Н., Кузьмич А.Я., Кустов С.А. **Обоснование сепарирующей поверхности решет зерноуборочных комбайнов.** *В статье приведено обоснование конструкции сепарирующей поверхности комбинированного типа решет зерноуборочных комбайнов. Приведены результаты лабораторных и лабораторно-полевых исследований разработанного решета на уборке трав на семена.*

ЗМІСТ

1. Гевко Б.М., Дячун А.Є., Грудовий Р.С., Гевко І.Б. Дослідження кінематики зернового вантажу у конвеєрі із шнеком з поступово зростаючим кроком витків у напрямку руху вантажу.....	3
2. Гевко Б.М., Дячун А.Є., Кучвара І.М., Клендій В.М. Технологічність конструкцій механізмів з гвинтовими робочими органами.....	13
3. Гевко Б.М. Дячун А.Є., Крук В.В., Босюк П.В. Технологічні передумови проектування приводів сільськогосподарських машин двохсторонньої дії.....	20
4. Гевко Б.М., Лотоцький Р.І., Пришляк В.М. Математичне моделювання руху зерна по рухомим поверхням висівних апаратів.....	27
5. Гевко І.Б., Білик С.Г., Фльонц І.В., Солтисюк В.І., Диня В.І., Семенів І.І. Стендове оснащення для дослідження очисних систем коренезбиральних машин.....	36
6. Гевко І.Б., Дячун А.Є., Клендій В.М. Результати проведення експериментальних досліджень гвинтових транспортерів-змішувачів.....	42
7. Герасимчук О.П., Пуць В.С., Ткачук О.Л. Аналіз конструкцій подільників льонобральних машин.....	50
8. Гупка А.Б. Зміцнення викопуючих дисків коренезбиральних машин.....	58
9. Клендій М.Б. Рух матеріальної частинки по похилій площині, всі точки якої в коливальному русі описують кола в цій же площині.....	64
10. Кузьменко В.Ф., Толстушко М.М., Толстушко Н.О. Удосконалення конструкції ротаційної косарки.....	76
11. Кустов С.О. Моделювання руху лопаті удосконаленого мотовила для збирання соняшнику.....	81
12. Панасюк С.Г., Будкіна О.Л. Дослідження переміщення плодів коливною поверхнею мийної машини.....	86
13. Приймак Т.М. Дослідження впливу умов розстилу соломи льону-довгунця на ефективність вилежування трести.....	91
14. Тимошук В.М. Дослідження стійкості розв'язків диференціальних рівнянь синхронних рухів роторів вібробудників вібраційних маши.....	95
15. Толстушко Н.О., Юхимчук С.Ф. Визначення щільності шарів стрічки стебел льону в рулоні.....	101

16. Усенко М.В., Владуг В. Визначення сил, що діють на стабілізуючий пристрій з передплужником до мотоблоку.....	106
17. Федорусь Ю.В., Поліщук М.С. Обґрунтування оптимального способу отримання пектину з бурякового жому.....	113
18. Хайліс Г.А., Харчук О.С., Толстушко М.М., Толстушко Н.О. Аналіз розстиляльних пристроїв льонозбиральних машин.....	120
19. Хомич С.М., Цизь І.Є., Дослідження фізичних властивостей сапропелю.....	124
20. Цизь І.Є., Куліковська О.О., Голій О.В. Дослідження граничного отвору утворення склепіння сапропелю.....	135
21. Чвартацький Р.І. Технологічне оснащення для подрібнення і змішування кормів.....	139
22. Шевчук В.В. Аналіз качения игл игольчатой бороны по почве и действующих на них сил.....	144
23. Шейченко В.О., Анеляк М.М., Толстушко М.М., Кузьмич А.Я., Кустов С.О. Обґрунтування сепаруючої поверхні решіт зернозбиральних комбайнів.....	151
Анотації.....	157

**ВИМОГИ ДО МАТЕРІАЛІВ, ЩО ПРОПОНУЮТЬСЯ ДО ДРУКУ У
ЗБІРНИКУ „СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ” ЛУЦЬКОГО
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

Публікуватись будуть статті, які містять теоретичні або експериментальні дослідження. У статтях повинно бути зрозуміло і повністю викладено зміст питання, що розглядається.

ПЛАН СТАТТІ

1. **Постановка проблеми** у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.
2. **Аналіз останніх досліджень і публікацій**, в яких запропоновано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення раніше невирішених частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття.
3. **Формулювання цілей статті (мета дослідження)**.
4. **Виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих результатів (результати дослідження)**.
5. **Висновки** з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.
6. Використана **література**.

ТЕКСТ

1. Стаття подається на CD або DVD носіях, а також повинна бути роздрукована (на лазерному принтері) на білих аркушах формату А5 (з одного боку). Параметри сторінки: ліве поле – 1 см; праве – 2 см; верхнє – 2,0 см; нижнє – 2,0 см; брошування – 1 см; від краю до колонтитулу верхнього – 1,25 см, до нижнього – 1,25 см.
2. Шапка статті містить: шифр УДК, ініціали та прізвище автора (–ів), науковий ступінь. Шифр УДК, прізвище, назва, текст статті розділені 1 інтервалом.

Назва статті повинна бути достатньо короткою (не більше 8 слів). Упродовж всієї статті необхідно строго дотримуватися однакових термінів, позначень, умовних скорочень та символів. Маловідомі скорочення розшифровуються при першому згадуванні. Наукові позначення, терміни та одиниці виміру застосовують згідно з діючими стандартами. Текст статті повинен містити необхідні формули без простих математичних перетворень. Якщо за результатами досліджень отримано таблицю і побудовано графік, то в статті наводять щось одне – або графік, або таблицю. Посилання в тексті на джерела слід зазначати порядковим номером за переліком

посилань, виділеним двома квадратними дужками. Забезпечити нерозривність виразів типу „258 мм”, „І.П. Прізвище” та ін.

3. Шрифт заголовка статті **ARIAL із напівжирним виділенням**.
4. На початку статті наводять *анотацію*, яка містить короткий виклад змісту (2–3 речення курсивом).
5. Набір тексту здійснюється у редакторі не нижче **MS WORD 6.0/7.0**. Для основного тексту необхідно використовувати шрифт **Times New Roman**. Розмір шрифту – 10 пунктів з одинарним інтервалом міжрядь. Абзацний відступ 1,27 см. У параметрах абзацу встановлюють „перед” і „після” на величину 0.
6. Літературу наводять у кінці статті згідно з вимогами державного стандарту (**ДСТУ ГОСТ 7.1:2006**) через один інтервал від останнього рядка. Літературні джерела розміщуються у порядку посилення на них у тексті статті. Обсяг літератури не повинен перевищувати 0,2 обсягу статті.
7. **Після літератури наводиться назва статті, автори та анотація російською та англійською мовами. Анотація англійською мовою подається у розширеному форматі та повинна містити не менше 200 слів, об’єднаних у 6-7 речень.**
8. Структурні частини статті *обов’язково* виділяються **підзаголовками** відповідно до вказаного вище плану статті.
9. Нумерація сторінок – лише на роздрукованій копії олівцем.
10. Роздрукований оригінал закінчується підписом автора.

ФОРМУЛИ

1. Формули будують у редакторах: **MS Equation, Math Type**. Для набирання формул застосовувати шрифти: **Times New Roman, Symbol** (*курсив*). Основний розмір шрифту формул – 10 пунктів. Формули вирівнюють по центру. Надто довгі формули розбивають на дрібні елементи. Формула не повинна займати більше 5/6 ширини рядка.
2. Після формули наводять пояснення усіх значень символів і числових коефіцієнтів у тій послідовності, у якій вони подані у формулі. Перший рядок пояснення починають без абзацного відступу зі слова „де”, без двокрапки. Нумерувати слід лише ті формули, на які є посилання у наступному тексті. Інші номерувати не рекомендується. Нумери позначають арабськими цифрами в круглих дужках біля правого краю сторінки.
3. Формули входять до речення як його рівноправний елемент, тому в кінці формул і в тексті перед ними розділові знаки ставлять відповідно до правил пунктуації. Двокрапка перед формулою ставиться лише у випадках, передбачених правилами пунктуації:

а) у тексті перед формулою є узагальнююче слово; б) цього вимагає побудова речення, що передує формулі.

ГРАФІЧНИЙ МАТЕРІАЛ

1. Рисунки, графіки, діаграми, фотографії та ін. розташовуються у тексті статті (після першого згадування). Їх розмір та контрастність повинні забезпечувати чітке читання.
2. Позиції на рисунках проставляються над виносками.
3. Підрисунковий підпис починається скороченим словом „Рис.”, далі йдуть: пробіл, номер рисунка, який позначається арабськими цифрами, тире, пробіл та назва рисунка. Якщо на рисунку вказані позиції його елементів, то вони *обов'язково* розшифровуються у підрисунковому підписі після назви рисунка і двокрапки або за текстом статті. Крапка в кінці підрисункового підпису не ставиться. Якщо в статті тільки один рисунок, то він не нумерується.

ТАБЛИЦІ

1. Таблиці розташовують у тексті статті (після першого згадування), над таблицею з вирівнюванням по лівому краю необхідно поставити її порядковий номер – Таблиця 1 – і т.д. та назву. Якщо в статті тільки одна таблиця, то вона не нумерується. Таблиця не виходить за поля тексту.
2. Числа та позначення не замінювати „лапками”. Усі позначення вказувати повністю, без скорочень.

З метою формування англomовної веб-сторінки видання відповідно до вимог МОНмолодьспорту України (Наказ №1111 17.10.2012 р.) подані авторами статті повинні бути продубльовані англійською мовою.

ДОДАТКОВІ ДОКУМЕНТИ

1. Анкетні дані автора (-ів): Прізвище І.Б., науковий ступінь, вчене звання, місце роботи, посада, домашня адреса, номери дом., сл. телефонів.
2. Рецензія на статтю, підписана доктором технічних наук.

Подані матеріали будуть редагуватись.

Офіційний сайт видання: agrmash.info

Адреса редакції: 43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75, каб. 359.

Тел. (0332) 74–61–32.

E–mail: lab–amb@ukr.net

Наукове видання

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Збірник наукових статей
Випуск 26. 2013

**Збірник входить до „Переліку наукових фахових видань
України...”. Галузь наук – технічні
(Постанова президії ВАК України від 10.02.2010 р. № 1–05/1)**

Відповідальний за випуск: І.Є. Цизь.
Редактори: О.С. Гордіюк, В.Є.Костюхіна, М.І. Богуш.
Комп'ютерна верстка: І.Є. Цизь.

Підписано до друку 27.12.2013 р., Формат 60×84/16.
Ум. друк. арк. 10,5. Наклад 100. Безкоштовно. Зам. 36

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ
43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75

Реєстраційне свідоцтво
Міністерства юстиції України КВ №15902–4374 ПР