

$$K_{cen} = \frac{E_{int.фр.Ш.1.сек}}{E_{int.фр.1.1.сек}}, \quad (11)$$

де $E_{int.фр.Ш.1.сек}$ та $E_{int.фр.1.1.сек}$ - відповідна кількість кінетичної енергії за одну секунду, що отримується від повітряного потоку Ш та І фракціями.

Реалізувавши наведену методику на ЕОМ, за допомогою методів наближених обчислень можливо оцінити енергетичні показники існуючих та запропонованих сепараторів.

Висновки.

1. Розроблена методика теоретичного дослідження енергетичних показників ефективності сепарування дозволяє, при реалізації на ЕОМ, за допомогою методів наближених обчислень, оцінити енергетичні показники існуючих та запропонованих сепараторів.

2. Вперше запропоновано оцінювати ефективність сепараторів у повітряних потоках, як коефіцієнт відношення отриманої від потоку кінетичної енергії найбільш питома-легких, по відношенню до найбільш питома-важких насінин, фракцій однакової кількості насінин.

3. Наведені енергетичні основи аналізу процесу підготовки насінин шляхом сепарування дозволяють закласти базу для проектування енергозберігаючих технологій підготовки насінин до сівби.

Література

1. Котов Б.І. Перспективи розвитку конструкцій зернонасінноочисної техніки // Конструювання , виробництво та експлуатація с.-г. машин / Кіровоград. 2001. Вип. 31. с. 110-111.
2. Бушуев Н.М. Семечестительные машины. Теория, конструкция и расчет.-М.-С: Машгиз. 1962.-238.
3. Патент України №34040-С2 Спосіб сепарування та пристрій для його реалізації (варіанти). Заявлено 18.05.1999. Опубліковано 15.08.2003. в №8.
4. Єрмак В.П. Обґрунтування способу сепарування насінин соняшника в повітряних потоках. Дис. на здоб. наук. ступеня канд. техн. наук. - Луганськ: ЛНАУ, 2003, -166с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

П.С. Коруняк к.т.н., П.С. Ванкевич к.т.н.
Львівський державний аграрний університет

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ПОДРІБНЮВАЛЬНИХ МАШИН УДАРНОЇ ДІЇ

На підставі роботи подрібнювальних машин, в яких використовується явище вібрації, розглядаються шляхи модернізації роторних і молоткових дробарок з метою підвищення їх ефективності. Запропоновані нові схеми дробарок, в робочому процесі яких присутня вібрація. За допомогою рівнянь Лагранжа II роду побудована математична модель, що дозволяє дослідити роботу дробарок наведених схем.

Постановка проблеми. Робочі процеси подрібнення використовуються не тільки у переробній промисловості і в сільському господарстві, але й у різних галузях виробництва. Залежно від якості та властивостей матеріалу, процеси обробки здійснюються подрібнювальними машинами різноманітних конструкцій. Серед них значного поширення набули дробарки ударної дії, які поділяються на роторні і молоткові.

Роторні машини найкраще зарекомендували себе під час подрібнення великих кусків матеріалу. Для подрібнення дрібнокускового матеріалу, з утворенням продуктово-повітряного шару, використовуються молоткові дробарки. Це пояснюється тим, що молотки хитаючись навколо осей підвісу змінюють свою відносну швидкість, напрямок та глибину занурення в продуктово-повітряному середовищі, що порушує його рівномірний рух.

Намагаючись поширити діапазон ефективного використання роторних дробарок, і на випадок подрібнення дрібнокускового матеріалу, недолік їх жорсткого кріплення бил згодом усунули пружним ротором [1]. Позитивного ефекту досягли за рахунок зменшення коефіцієнта внутрішнього тертя матеріалу відносно коефіцієнта тертя ковзання в кінематичній парі молоток-ротор молоткової машини [2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Постійно здійснюється вдосконалення існуючих та створення нових високоефективних конструктивних схем машин. Серед інших впроваджень робилися непоодинокі спроби об'єднати кілька фізичних явищ в одній машині. У щоконусних та конусних дробарках [3...6]

пропонувалося процеси розтискування, удару, зсуву, тертя матеріалу об'єднати з вібрацією корпусу самої дробарки, яка б сприяла переміщенню матеріалу в зоні подрібнення та прискорювала відвід його дрібних фракцій.

Однак вплив вібрації на подрібнення матеріалу ще не повністю вичерпано. Так, в роботі [4] пропонується верхню половину решітки молоткової дробарки кінематично з'єднувати з вібраторами, за рахунок чого віддаль між молотками та решіткою змінювалася під час її роботи.

Прикладом іншого способу об'єднання вібрації з ударом є конструктивне рішення [5], де барабан та ротор – профільні, повздовжня вісь ротора, навколо якої він обертається – вертикальна.

Ротор, за рахунок роботи вібратора, вібрає вздовж цієї осі. В цьому випадку використовують динамічні зусилля, що виникають під дією вібрації, безпосередньо для додаткового подрібнення матеріалу. Окрім того, вібрація ротора гарантує відвід дрібних фракцій із зони подрібнення.

Йдучи тим же шляхом об'єднання вібрації з основним технологічним процесом, який прийнятий для шоккових і конусних дробарок, можна сподіватись, що вібрація корпусу подрібнювальних машин ударного типу в цьому випадку могла б допомогти руйнувати продуктово-повітряний шар матеріалу. Крім того, і пружний ротор роторної дробарки і молотки молоткових дробарок за відповідного підбору пружності опор корпусу машини будуть мати більші амплітуди відносних коливань.

Мета досліджень - розробка нових схем засобів ударного подрібнення та математичне моделювання робочого процесу.

Результати дослідження. На підставі викладеного можна запропонувати нові схеми устаткування віброударного подрібнення дрібнокускового матеріалу, яким є зерно (рис.1, схеми в, г, д, е).

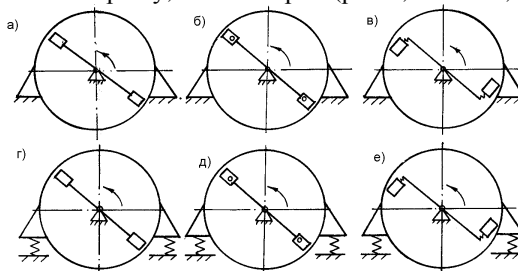


Рис.1. Принципові схеми подрібнювальних машин ударної дії: а, б – відомі; в, г, д, е - нові

Для створення передумов реалізації запропонованих схем в реальні конструкції, оптимізації параметрів існуючих конструкцій, вибору ефективних режимів їх роботи залежно від властивостей матеріалу, що подрібнюється та технологічних умов до кінцевого продукту, необхідно створити велику кількість експериментальних взірців, виконувати великі об'єми пошукових робіт. Альтернативою до цього може бути створення математичних моделей роботи цих машин з наступною розробкою пакетів прикладних програм для ЕОМ, що їх реалізують. Після цього, методом чисельного експерименту, можна досить просто вирішувати безліч задач, пов'язаних з підвищенням ефективності роботи подрібнювальних машин ударного типу різноманітних конструкцій.

Таким чином, відомі схеми роторної і молоткової дробарок доповнюються чотирма новими схемами, в яких удар об'єднаний з вібрацією. Для всіх запропонованих схем на роторі машини встановлюється інерційний вібробудник (дебаланс).

Для дослідження роботи кожної з вищезазначених схем використовувалась узагальнена розрахункова схема подрібнювальної машини з шарнірним підвісом молотків і жорстким та пружним кріпленням бил (рис.2).

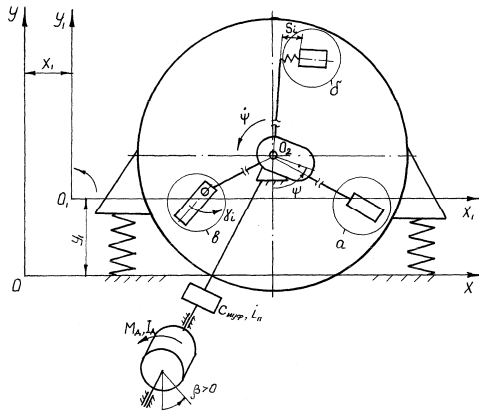


Рис. 2. Узагальнена розрахункова схема подрібнювальної машини ударної дії: а – жорстке кріплення била; б - пружне кріплення била; в - шарнірний підвіс молотків

Математична модель роботи подрібнювальної машини будувалася на підставі рівнянь Лагранжа II роду (1) і припущеннях, загальноприйнятих для дослідження механіки машин.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_s} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_s} = Q_s, \quad (1)$$

де T – кінетична енергія інерційних елементів машини; Q_s – узагальнені сили; $q_s \dot{q}_s$ - узагальнені координати та їх швидкості.

За узагальнені координати було взято:

- x_1, y_1, φ - координати рухомої системи (рис.2);
- ψ, β - відповідно кут повороту ротора машини з дебалансом і кут повороту ротора двигуна;
- $\gamma_1 \dots \gamma_n, s_1 \dots s_n$ - відповідно кути повороту молотків у шарнірному їх підвісі і переміщення пружно закріплених бил.

Оскільки структура систем диференційних рівнянь і самих рівнянь є однаковою, то була запропонована узагальнена математична модель, з якої можна легко одержати математичні моделі кожної із шести схем.

$$\left[\begin{array}{cccc|c|c|c} A_{11} & 0 & A_{13} & \dots & 0 & \ddot{x} & B_x \\ 0 & A_{22} & A_{23} & \dots & 0 & \ddot{y} & B_y \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & \dots & 0 & \ddot{\varphi} & B_\varphi \\ A_{41} & A_{42} & A_{43} & \dots & 0 & \ddot{\psi} & B_\psi \\ \hline \dots & \dots & \dots & [A_n] & [0]^T & [\ddot{\gamma}]([s]) & [B_\gamma]([B_s]) \\ \hline 0 & 0 & 0 & [0] & A_{n+5} & \ddot{\beta} & B_\beta \end{array} \right], \quad (2)$$

де

$$A_{ij} = A_{ij}(t, \dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{\varphi}, \dot{\psi}, \dot{\gamma}_1, \dots, \dot{\gamma}_n, \dot{\beta}, x_1, y_1, \varphi, \psi, \gamma_1, \dots, \gamma_n, \beta),$$

$$B_j = B_j(t, \dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{\varphi}, \dot{\psi}, \dot{\gamma}_1, \dots, \dot{\gamma}_n, \dot{\beta}, x_1, y_1, \varphi, \psi, \gamma_1, \dots, \gamma_n, \beta).$$

Коефіцієнти A_{ij} лівих частин системи рівнянь (2) є функціями інерційних і геометричних параметрів машини. Коефіцієнти B_j правих частин цих рівнянь є функціями сил в пружних опорах і в пружному кріпленні бил та моментів привідного двигуна, моменту опору ППШ і моментів тертя в шарнірах молотків.

Під час аналізу роботи роторної дробарки відомої схеми (рис.1, а) в узагальненій принциповій схемі (рис.3) зупиняються на кріпленні бил згідно з варіантом “а” і вважають великою жорсткість пружних опор корпусу, а в узагальненій моделі (2) отримують лише два рівняння з коефіцієнтами та змінними, що взяті в рамку без заштрихованої зони. Аналізуючи роботу відомої схеми молоткової дробарки (рис. 1, б), в узагальненій принциповій схемі (рис.2)

зупиняються на кріпленні молотків згідно з варіантом “б” і вважають великою жорсткість пружних опор корпуса, а в узагальненій моделі (2) отримують лише рівняння з коефіцієнтами та змінними, що взяті в рамку разом з заштрихованою зоною, в якій невідомими функціями є γ .

Загальна кількість рівнянь математичної моделі роботи молоткової дробарки в цьому випадку буде дорівнювати $2+n$, де n – кількість рядів молотків, які встановлені на робочому роторі машини.

Під час аналізу роботи роторної дробарки з пружним кріпленням бил (рис.1, схема в) в узагальненій принциповій схемі (рис.2) зупиняються на кріпленні бил за варіантом “с”, а в узагальненій моделі, як в попередньому випадку, отримують $2+n$ рівняння, в яких невідомі функції γ замінюють на s_i з відповідними коефіцієнтами.

Розглядаючи роботу роторної дробарки з пружним кріпленням корпуса (рис. 1, г), в узагальненій принциповій схемі приймають “а” варіант кріплення бил, а в математичній моделі отримують всі рівняння без заштрихованої зони.

Аналізуючи роботу роторних дробарок з пружним кріпленням бил (рис.1, д) і молоткових дробарок (рис.1, е) з пружно закріпленим корпусом, в узагальненій принциповій схемі приймають варіант “с” або “в”, а в математичній моделі отримують всі рівняння. Рівняння заштрихованої зони для першого випадку мають невідомі функції s_i , а для другого - γ .

Для прикладу розглянемо роторну дробарку з жорстким кріпленням бил, корпус якої розміщується на пружних опорах (рис.1, г, рис.3).

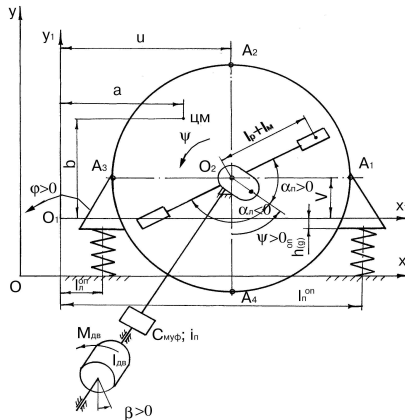


Рис.3. Розрахункова схема роторної подрібнювальної машини з пружним кріпленням корпуса

Математична модель її роботи має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{x}_1 \cdot M_m - \ddot{\phi} \cdot M_1 + \ddot{\psi} \cdot M_4 - \dot{\phi}^2 \cdot M_2 - \dot{\psi}^2 \cdot M_3 = Q_{x_1}; \\ \ddot{y}_1 \cdot M_m + \ddot{\phi} \cdot M_2 + \ddot{\psi} \cdot M_3 - \dot{\phi}^2 \cdot M_1 + \dot{\psi}^2 \cdot M_4 = Q_{y_1}; \\ -\ddot{x}_1 \cdot M_1 + \ddot{y}_1 \cdot M_2 + \ddot{\phi} \cdot \left[m_k (a^2 + b^2) + I_k + M_e (u^2 + v^2) \right] + \\ + \ddot{\psi} \cdot M_6 + \dot{\psi}^2 \cdot M_5 = Q_{\phi_1}; \\ \ddot{x}_1 \cdot M_4 + \ddot{y}_1 \cdot M_3 + \ddot{\phi} \cdot M_6 + \ddot{\psi} (m_\delta \cdot e^2 + \dot{I}_e + 2\dot{I}_m + \dot{I}_\delta) - \dot{\phi} \cdot M_5 = Q_\psi; \\ \dot{I}_{\delta e} \cdot \ddot{\beta} = Q_\beta. \end{array} \right. \quad (3)$$

Висновки. Оскільки в рівняння входить багато основних параметрів машини (маси та моменти інерції основних елементів машини, їх геометрія, сили пружності опор та моменти тертя в кінематичних парах, механічна характеристика привідного двигуна та інші), а також основні механічні властивості матеріалу, що подрібнюється, то використовуючи побудовану математичну модель, можна не тільки зробити висновки про те, яка з конструкцій краща, але й оптимізувати значення основних параметрів машини вибраної конструкції.

Література

1. А.С.319344 МПК В02С 13/28 Молотковая мельница / Ю.Т. Козлов (СССР) -№1330244/29-33; Заявлено 16.05.69.
2. Писаренко Г.С. Колебания упругих систем с учетом рассеяния энергии в материале. – Киев: Из-во Академии наук УРСР. – 1955. - 238 с.
3. А.С. 2999245 В02С 1/02 Щековая вибрационная дробилка /Ю.С.Хечанов (СССР). Оpubл. 26.03.71, Бюл. №12. – 3с.
4. А.С. 380345 В02С 1/02 Ударно-вибрационная дробилка. /В.Я. Туркин, А.М. Федорович, П.П. Шульц (СССР) Оpubл. 15.05.73, Бюл. №21. –3с.
5. А.С. 587995 МКл². В02С 19/16 Мельница тонкого помола / Р.А. Восканян (СССР) - № 2117820/29-33, Заявлено 28.02.75 ; Оpubл. 15.01.78, Бюл. №2. –2с.
6. А.С. 1284594 В02С 13/04 Молотковая дробилка / А.А. Сундеев, В.В. Нестеров (СССР) - № 3907187/29-33, Заявлено 06.03.85; Оpubл. 23.01.87, Бюл.№3 –2с.
7. Коруняк П.С. Вібродарна подрібнювальна машина молотного типу // Автоматизація виробничих процесів в машинобудуванні і приладобудуванні. Український. міжвід. наук.-

техніч. зб. Вип. 33. – Львів: ДУ «Львівська політехніка», 1998. - С. 176-177.

8. Семерак Ф., Коруняк П., Лозовий І., Боровець В. Математична модель роботи віброударної подрібнювальної машини молоткового типу // Вісник Львівського державного аграрного університету: Агроінженерні дослідження. - Львів: Львівський держагроуніверситет, 1998.

9. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. / Перевод Я.Г.Пановко с 3-го Американского издания переработанного совместно с Д.Х.Янгом. Изд. 2-е, – М., 1967. - 444с.

10. Субач А.П. Динамика процессов и машин объемной обработки. - Рига: Зинание, 1991. -392с.

Рецензент д.т.н., проф., І.І. Василенко

УДК 631.358

Ф.М. Крисак к.т.н., А.П. Козачук
Луцький державних технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСУ ВІДМИВУ КОРЕНЕБУЛЬБОПЛОДІВ У ПУЛЬСУЮЧІЙ ПОВІТРЯНО-ВОДЯНІЙ СУМІШІ В СУКУПНОСТІ З ВІБРАЦІЙНОЮ ДІЄЮ

У статті представлені результати досліджень з визначення часу відмиву коренебульбоплодів на віброуючому решеті у пульсуючих повітряно-водяних потоках.

Постановка проблеми. З метою проектування нової конструкції вібраційно-мийної машини для коренеплодів, необхідні дослідження з визначення впливу конструктивних елементів, параметрів вібрації, пульсуючих повітряно-водяних потоків на процес відмиву.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В раніше проведених дослідженнях [1, 2] не вивчались закономірності процесу мийки коренеплодів у пульсуючих повітряно-водяних потоках під дією вібрації.

Метою наших досліджень було застосувати метод математичного планування експерименту, оскільки досліджувана система є багатокомпонентною, провести дослідження і визначити

закономірність часу відмивання коренеплодів залежно від товщини шару коренеплодів, амплітуди і частоти коливань решета.

Результати досліджень. Досліди проводились на лабораторній установці, яка виконана із вібруючого решета, знизу якого впоперек закріплені пластини, кожна з яких розміщується між парою нерухомих пластин і між якими знаходиться вода. Внаслідок вібрації рухомих пластин між нерухомими утворюється пульсуючі повітряно-водяні потоки, таким чином процес миття картоплі відбувається в пульсуючому-повітряводяному потоці в сукупності з вібраційною дією.

Аналіз факторів, які впливають на час τ відмивання коренебульбоплодів, показує, що час τ залежить від товщини h шару плодів, амплітуди A і частоти κ коливань решета. Початкова забрудненість, згідно з результатами дослідів, незначною мірою впливає на тривалість відмивання картоплі до забрудненості 1%, встановленої відповідно до ветеринарних вимог, і не може вважатися фактором, який істотно впливає на тривалість відмивання. Зважаючи на це, ми проводили трифакторний експеримент. Відповідно до літературних даних [3, 4, 5], дослідження ми почали з побудови лінійної моделі. Тому, якщо час замість τ позначити y , то за вихідне рівняння регресії можна прийняти лінійне рівняння типу

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3, \quad (1)$$

де y - час відмивання коренебульбоплодів (вихідний параметр); x_1, x_2, x_3 - кодовані значення факторів (висоти шару, амплітуди і частоти коливань); b_0, b_1, b_2, b_3 - коефіцієнти за відповідних значень x .

Спочатку виконуємо кодування факторів для переведення натуральних факторів у безрозмірні величини, що дозволить побудувати план-матрицю експерименту. Зв'язок між кодованими x_i та натуральними X_i значеннями факторів будуть:

$$x_1 = \frac{X_1 - X_{10}}{\Delta X_1}; \quad x_2 = \frac{X_2 - X_{20}}{\Delta X_2}; \quad x_3 = \frac{X_3 - X_{30}}{\Delta X_3}, \quad (2)$$

де X_1, X_2, X_3 - натуральні значення висоти шару, амплітуди та частоти коливань; X_{10}, X_{20}, X_{30} - натуральне значення факторів X_1, X_2 та X_3 на нульовому рівні; $\Delta X_1, \Delta X_2, \Delta X_3$ - інтервал варіювання факторів X_1, X_2 та X_3 .

Нульовий рівень - це середнє значення інтервалу варіювання фактору. Оскільки висота шару коливається від $0,05$ м до $0,15$ м, то нульовим буде $X_{10}=0,10$ м; так само нульовою амплітудою буде $X_{20}=0,009$ м, а нульовою частотою буде $X_{30}=11,0$ Гц. Приймемо також

$\Delta X_1=0,05$ м, $\Delta X_2=0,004$ м, $\Delta X_3=6$ Гц. Результати кодування факторів подані в табл. 1.

Таблиця 1. Результати кодування факторів

Фактор та одиниця виміру	Натуральне позначення	Кодоване позначення	Інтервал вимірювання	Рівні варіювання натуральні			Рівні варіювання кодовані		
				верхній	нульовий	нижній	верхній	нульовий	нижній
Висота шару коренебульбоплодів, м	X_1	x_1	0,05	0,15	0,10	0,05	+1	0	-1
Амплітуда коливань, м	X_2	x_2	0,004	0,013	0,009	0,005	+1	0	-1
Частота коливань, Гц	X_3	x_3	6,0	17,0	11,0	5,0	+1	0	-1

Оскільки число дослідів повинно бути більшим від числа коефіцієнтів у рівнянні регресії, то складемо план-матрицю дробленого факторного експерименту, наведену в табл. 2.

Таблиця 2. План-матриця експерименту

Точка плану (номер досліді)	Значення кодованих факторів		
	X_1	X_2	X_3
1	-1	-1	+1
2	+1	-1	-1
3	-1	+1	-1
4	+1	+1	+1
5	0	0	0

Таким чином, ми проводимо п'ять дослідів, причому рандомізацією дослідів (визначення послідовності проведення дослідів добуванням номерів із урни) нами встановлені такі послідовності проведення дослідів. Для першої повторності: 2, 1, 3, 5, 4; для другої повторності: 2, 3, 1, 5, 4; для третьої повторності: 3, 4, 1, 2, 5.

При проведенні дослідів отримані дані, подані в табл. 3, причому час відмивання позначено у.

Таблиця 3. Результати дослідів

Номер досліджу	X_1	X_2	X_3	Вихідний параметр y, c			Середнє арифметичне значення вихідного параметра $y_{\text{в.с}}$
				перша повторність $y_{\text{в1}}$	друга повторність $y_{\text{в2}}$	третья повторність $y_{\text{в3}}$	
1	-1	-1	+1	60,0	58,0	61,0	59,7
2	+1	-1	-1	84,0	82,0	85,0	83,7
3	-1	+1	-1	52,0	57,0	54,0	54,3
4	+1	+1	+1	73,0	68,0	72,0	71,0
5	0	0	0	69,0	65,0	66,0	66,7

Перевіримо тепер відтворюваність дослідних даних за критерієм Кохрена G , що дорівнює:

$$G = \frac{S_u^2, \max}{\sum_{u=1}^n S_u^2}, ;$$

де S_u^2 - дисперсія u -то досліджу; S_u^2, \max - найбільша з цих дисперсій; u - номер досліджу; n - число дослідів ($n = 5$).

$$\text{Дисперсія } S_u^2 \text{ дорівнює } \frac{1}{m_0 - 1} \sum_{ik=1}^{m_0} (y_{uik} - \bar{y})^2 ,$$

де i_k - номер повторності; y_{uik} - вихідний параметр при i_k -й повторності; m_0 - число повторностей.

Для досліджу номер 1 дисперсія S_{u1}^2 дорівнює

$$\frac{1}{3-1} [(160,0 - 59,7)^2 + (58,0 - 59,7)^2 + (61,0 - 59,7)^2] = 2,84 \text{ c}^2.$$

Так само знаходимо дисперсію S_{u2}^2 другого досліджу, вона дорівнює $2,35 \text{ c}^2$; для третього досліджу $S_{u3}^2 = 6,35 \text{ c}^2$; для четвертого досліджу $S_{u4}^2 = 7,00 \text{ c}^2$; для п'ятого досліджу $S_{u5}^2 = 4,35 \text{ c}^2$. Дисперсія відтворюваності S_y^2 дорівнює

$$\frac{1}{5} (2,84 + 2,35 + 6,35 + 7,00 + 4,35) = 4,58 \text{ c}^2.$$

Критерій Кохрена G становить

$$\frac{7,00}{2,84 + 2,35 + 6,35 + 7,00 + 4,35} = 0,306 .$$

Табличне значення G при $n = 5$, $f_u = m_0 - 1 = 2$ становить $0,684$, що більше від $0,306$, отже дослідні дані відтворювані.

Обчислимо коефіцієнти рівняння регресії за формулами :

$$b_0 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n y_u ; b_0 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_{iu} y_u$$

де x_{iu} - значення i - го кодованого фактора у рядку матриці в u -му досліді.

Тоді

$$b_0 = \frac{1}{5} (59,7 + 83,7 + 54,3 + 71,0 + 66,7) = 67,1с;$$

$$b_1 = \frac{1}{5} [(-1) \cdot 59,7 + (+1) \cdot 83,7 + (-1) \cdot 54,3 + (+1) \cdot 71,0 + 0 \cdot 66,7] = 8,1с;$$

$$b_2 = \frac{1}{5} [(-1) \cdot 59,7 + (-1) \cdot 83,7 + (+1) \cdot 54,3 + (+1) \cdot 71,0 + 0 \cdot 66,7] = -3,6с;$$

$$b_3 = \frac{1}{5} [(+1) \cdot 59,7 + (-1) \cdot 83,7 + (-1) \cdot 54,3 + (+1) \cdot 71,0 + 0 \cdot 66,7] = -1,9с.$$

Рівняння регресії матиме вигляд:

$$y = 67,1 + 8,1 x_1 - 3,6 x_2 - 1,9 x_3. \quad (3)$$

Адекватність рівняння перевіряємо за критерієм Фішера F .

Адекватність має місце, коли $F = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2} < F(0,05; f_{ad}; f_y)$,

де S_{ad}^2 - дисперсія адекватності; $F(0,05; f_{ad}; f_y)$ - критерій Фішера при 5%-ному рівні значимості; f_{ad} - число ступенів свободи дисперсії адекватності.

$$f_{ad} = n - k - 1,$$

де n - число дослідів; k - число факторів; f_y - число ступенів свободи дисперсії відтворюваності, $f_y - n (m_o - 1)$.

У нашому випадку

$$f_{ad} = 5 - 3 - 1 = 1, f_y = 5(3 - 1) = 10.$$

Дисперсія адекватності S_{ad}^2 дорівнює $\frac{1}{n - k - 1} \sum_{u=1}^m (y - y_u)^2$.

Зраховуємо значення вихідного параметра (відгуку) за формулою (3).

Провівши розрахунки за формулою (3), отримаємо: для дослідів №1 $y^{(1)} = 67,1 + 8,1(-1) - 3,6(-1) - 1,9(+1) = 60,7$ с., для дослідів №2 $y^{(2)} = 80,7$ с., для дослідів №3 $y^{(3)} = 57,3$ с., для дослідів №4 $y^{(4)} = 69,7$ с., для дослідів №5 $y^{(5)} = 67,1$ с.

Тоді

$$S_{ad}^2 = \frac{1}{5 - 3 - 1} [(1,0)^2 + (-3,0)^2 + (3,0)^2 + (-1,3)^2 + (0,4)^2] = 20,85.$$

Відношення $\frac{S_{ad}^2}{S_y^2} = \frac{20,85}{4,58} = 4,54$. Це число менше від

табличного значення критерію Фішера за вказаних вище умов, що становить 4,965. Отже, рівняння є адекватним.

Після перевірки адекватності рівняння оцінимо значущість коефіцієнтів рівняння регресії за допомогою критерію Ст'юдента. Коефіцієнт вважається значущим, коли виконується нерівність

$$|b_0| \geq \Delta b_a = t(0,05; f_y) \frac{S_y}{\sqrt{n}},$$

де $|b_0|$ - коефіцієнти b_0 та b_i у рівнянні регресії (їх абсолютні величини); Δb_a - довірна межа; $t(0,05; f_y)$ - критерій Ст'юдента при 5%-му рівні значущості та числі ступенів свободи дисперсії відтворюваності f_y .

При 5%-му рівні значущості довірна вірогідність a буде 0,95. За таблицею коефіцієнтів Ст'юдента при $a=95\%$ та при $f_y=10$ критерій Ст'юдента буде 2,2. У цьому випадку при $S_y = \sqrt{4,58}$ та $n=5$

$$t(0,05; f_y) \frac{S_y}{\sqrt{n}} = 2,2 \frac{\sqrt{4,58}}{\sqrt{5}} = 2,12.$$

Таким чином $\Delta b_a = 2,12$ і оскільки у рівнянні (3) $b_0=67,1$ с, $b_1=8,1$ с, $b_2=-3,6$ с, $b_3=-1,9$ с, то це означає, що всі отримані у рівнянні коефіцієнти значущі, за винятком коефіцієнта $b_3=-1,9$ с, який менший за 2,12. Проте це зменшення зовсім невелике і можна вважати, що рівняння (3) добре описує явище, що вивчається.

Від рівняння (3), у якому x_1 , x_2 , x_3 являють собою фактори у кодованому вигляді, можна перейти до рівняння з факторами у натуральному вигляді. Виконується це за допомогою рівнянь (2) і враховуючи, що $X_{10}=0,10$ м, $\Delta X_1=0,05$ м, $X_{20}=0,009$ м, $\Delta X_2=0,004$ м, $X_{30}=11,0$ Гц, $\Delta X_3=6$ Гц. У цьому випадку

$$y = 67,1 + 8,1 \frac{X_1 - 0,10}{0,05} - 3,6 \frac{X_2 - 0,009}{0,004} - 1,9 \frac{X_3 - 11,0}{6,0} =$$

$$= 62,5 + 162,0 X_1 - 900,0 X_2 - 0,32 X_3$$

Таким чином

$$y \approx 62,5 + 162,0 X_1 - 900,0 X_2 - 0,32 X_3 \quad (4)$$

Такий остаточний вигляд має залежність часу у відмивання коренебульбоплодів в с від висоти шару плодів X_1 в м, амплітуди коливань X_2 в м частоти X_3 в Гц. З урахуванням одиниць вимірювань у даному рівнянні коефіцієнт 62,5 вимірюється в с, коефіцієнт 162,0

вимірюється в c/m , коефіцієнт $900,0$ вимірюється в c/m , а коефіцієнт $0,3$ вимірюється в $c/Гц$. З (4) видно, що найбільший вплив на час відмивання спричиняє амплітуда коливань, дещо менший вплив чинить висота шару і ще менше впливає частота коливань (в межах до 17 Гц).

Висновок. Таким чином, в результаті застосування методу Бокса-Уілсона при плануванні експерименту встановлено, що найбільший вплив на час відмивання спричинює амплітуда коливань, а висота шару і частота коливань є менш значимими.

Література

1. Леонтьев П.И., Полохин П.В. Мойка корнеклубнеплодов вибрационным способом // Труды Челябинского ИМЭСХ. Выпуск 81. – Челябинск. – 1974. – С. 36-40.
2. Совершенствование технологических процессов и средств механизации в кормопроизводстве и животноводстве: Сб. науч. тр.- Горки: БСХА, - 1989. – 98 с.
3. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. - М.: Наука, 1976. - 275с.
4. Евдокимов Ю.А., Колесников В.И., Тетерин А.И. Планирование и анализ экспериментов при решении задач трения и износа. - М.: Наука, 1980. - 228с.
5. Хайлис Г.А., Ковалёв М.М. Исследование сельскохозяйственной техники и обработка опытных данных. – М.: Колос, 1984. – 169 с.

Рецензент д.т.н., проф. Л.І. Байдакова

Е.С. Малкін, д.т.н., проф.

Інститут технічної теплофізики НАН України

О.В. Приймак, к.т.н., доц.

Луцький державний технічний університет

І.Е. Фуртат, к.т.н., доц.

Київський національний університет будівництва і архітектури

ЕФЕКТИВНЕ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННОЇ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ПАРИ В СИСТЕМАХ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ ПІДПРИЄМСТВ

Запропоновано системи гарячого водопостачання, що дозволяють ефективно використовувати у переробних виробництвах сільськогосподарської продукції і особливо в оздоблювальних виробництвах текстильної промисловості теплові потенціали відпрацьованої гарячої води та технологічної пари.

Постановка проблеми. Ефективне використання технологічної пари вторинного кипіння для отримання гарячої води є дуже актуальним для багатьох галузей промисловості, у тому числі переробних виробництв сільськогосподарської продукції. Особливе значення вирішення цієї проблеми має для текстильної промисловості, яка витрачає дуже багато води (в основному гарячої) під час проведення технологічних операцій. Так, тільки на промивку тканин після кольорування на обладнанні безперервної дії витрачається від трьох до тридцяти літрів води на один кілограм тканини. Тому зниження витрат води і пари для її нагріву має не тільки економічне, а й екологічне значення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Попередні дослідження [1, 2, 3] показали, що найбільш суттєве підвищення ефективності систем гарячого водопостачання може бути досягнуто за рахунок використання вторинних енергоресурсів, у тому числі і відпрацьованої гарячої води.

Мета дослідження. Нижче розглядаються деякі принципові схеми пропонувананих систем гарячого водопостачання підприємств текстильної промисловості з ефективним використанням вторинних енергоресурсів технологічної пари та гарячої води.

Результати дослідження. *Варіант 1* (рис. 1). Відпрацьована гаряча вода надходить у поверхневий протитечійний теплообмінник І ступеня попереднього нагріву водопровідної води, після якого охолоджена скидна вода надходить у каналізацію, а підігріта

водопровідна вода – у поверхневий протитечійний теплообмінник II ступеня для догріву до необхідної температури сумішшю конденсату та пари вторинного кипіння, що утворюється у конденсатороводі після конденсатовідвідників, які встановлюються після паровикористовуючого обладнання. У разі, коли теплового потенціалу конденсатно-парової суміші не вистачає для досягнення потрібної температури гарячої води, догрів до кінцевої температури здійснюють гострою парою в тепломасообміннику змішувального типу ТМЗД. Варіант 1 застосовується для гарячого водопостачання обладнання безперервної дії, що використовує воду однакової температури.

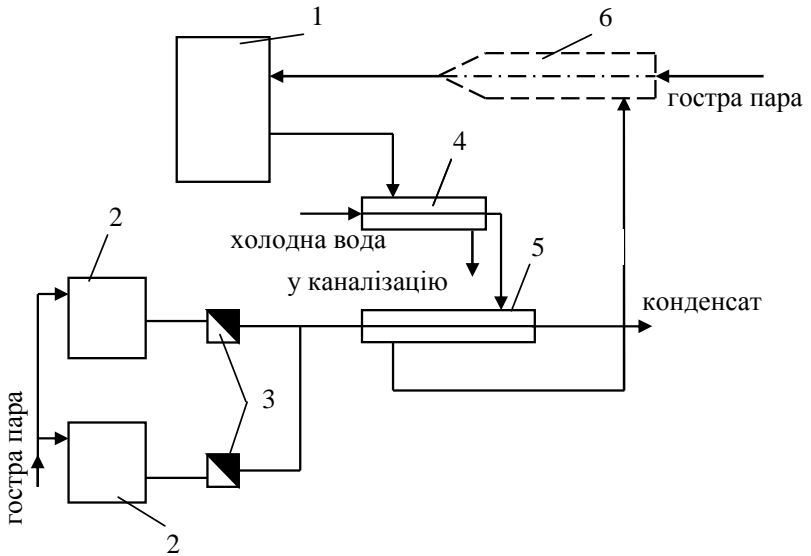


Рис. 1. Схема централізованого гарячого водопостачання з використанням ВЕР гарячої води та технологічної пари: 1-система гарячого водопостачання; 2-паровикористовуюче обладнання; 3-конденсатовідвідник; 4-поверхневий теплообмінник попереднього нагріву холодної води ВЕР гарячої води; 5-поверхневий теплообмінник догріву гарячої води пароконденсатною емульсією; 6-контактний тепломасообмінник заключного догріву води гострою парою (ТМЗД)

Варіант 2 (рис. 2). Цей варіант рекомендовано, коли об'єкти споживання гарячої води потребують води різної температури. Відпрацьована гаряча вода надходить у поверхневий протитечійний теплообмінник попереднього нагріву водопровідної води (I ступінь),

після якого охолоджена скидна вода надходить у каналізацію, а підігріта водопровідна вода – у поверхневий протитечійний теплообмінник II ступеня, де підігріта холодна вода нагрівається за допомогою суміші конденсату з паром вторинного кипіння, що надходить після конденсатовідвідників, встановлених за паровикористовуючим обладнанням. Температура гарячої води після підігрівача II ступеня встановлюється за умови встановлення температури конденсату після теплообмінника 80 °С. Догрів або охолодження води до необхідної температури здійснюється в індивідуальних контактних тепломасообмінниках ТМЗД; догрів шляхом змішування з гострою парою, а охолодження – з холодною водою.

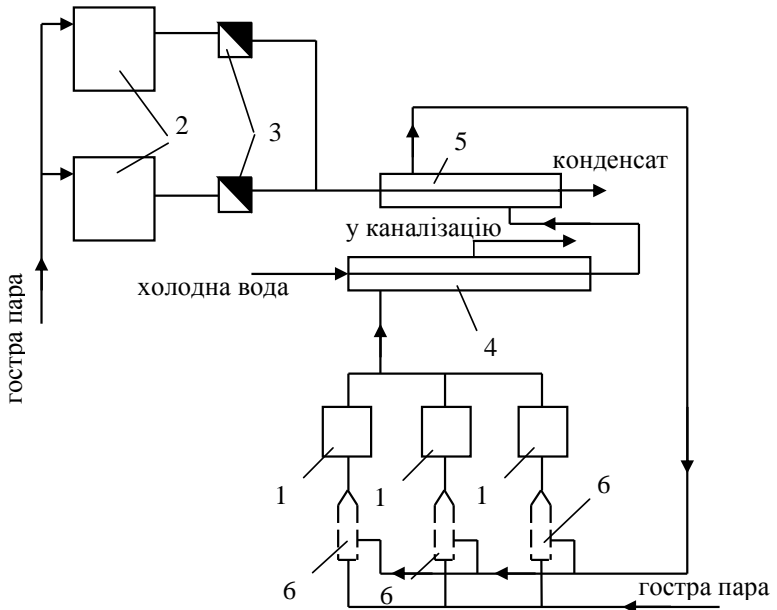


Рис. 2. Схема централізовано-децентралізованого гарячого водопостачання з використанням ВЕР гарячої води та технологічної пари: 1-обладнання безперервної дії, що використовує гарячу воду; 2-паровикористовуюче обладнання; 3-конденсатовідвідник. 4-поверхневий теплообмінник попереднього нагріву холодної води ВЕР гарячої води; 5-поверхневий теплообмінник догріву гарячої води пароконденсатною емульсією; 6-індивідуальний контактний тепломасообмінник заключного догріву води гострою парою (ТМЗД)

Варіанти 3 і 4 (рис. 3-4) рекомендовано для випадку, коли на виробництві застосовується обладнання, яке використовує пару високого тиску, і обладнання, що використовує пару зниженого тиску. Тоді конденсат після обладнання високого тиску надходить у генератор пари вторинного кипіння зниженого тиску, після якого пара вторинного кипіння надходить у технологічні паропроводи зниженого тиску. Частково пара вторинного кипіння витрачається на кінцевій стадії нагріву води.

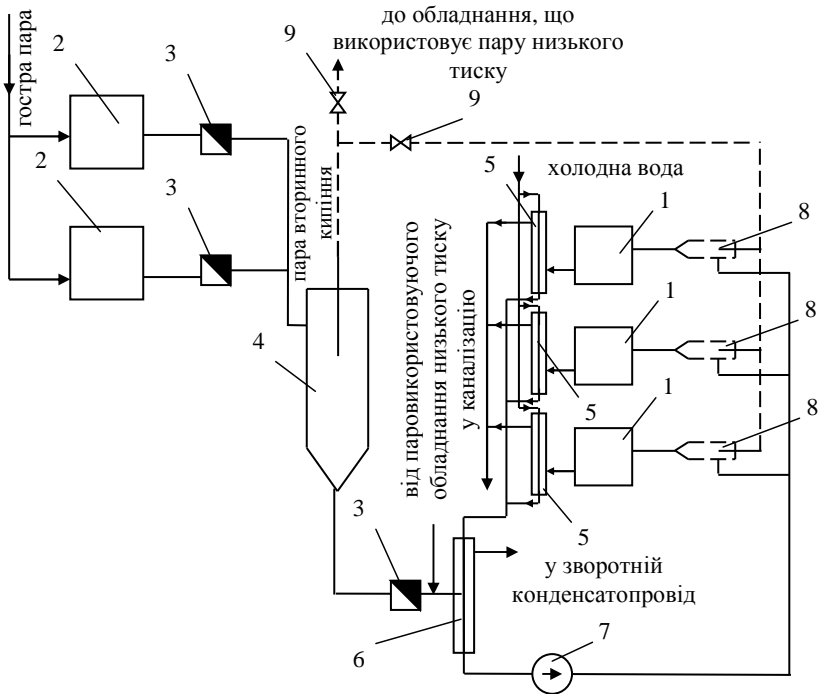


Рис. 3. Схема централізовано-децентралізованого гарячого водопостачання з використанням ВЕР гарячої води та технологічного паропостачання для обладнання безперервної дії: 1-обладнання безперервної дії, що використовує гарячу воду; 2-паровикористовуюче обладнання високого тиску; 3-конденсаторіввідник; 4-генератор пари вторинного кипіння; 5-індивідуальний поверхневий теплообмінник попереднього нагріву холодної води ВЕР гарячої води; 6-поверхневий

теплообмінник нагріву II ступеню; 7-насос. 8-індивідуальний контактний ТМЗД; 9-запірна арматура

Варіант 3 (рис. 3). Цей варіант рекомендовано у разі використання обладнання безперервної дії. Відпрацьована гаряча вода надходить в індивідуальні поверхневі протитечійні теплообмінники попереднього нагріву водопровідної води (I ступінь підігріву), після яких охолоджена скидна вода надходить у каналізацію, а підігріта водопровідна вода – у поверхневий протитечійний теплообмінник II ступеню, де нагрівається до необхідної температури конденсатом зниженого тиску, що надходить з парогенератора та після паровикористовуючого обладнання зниженого тиску. Тонка доводка температури гарячої води здійснюється в індивідуальних контактних тепломасообмінниках ТМЗД парю вторинного кипіння зниженого тиску.

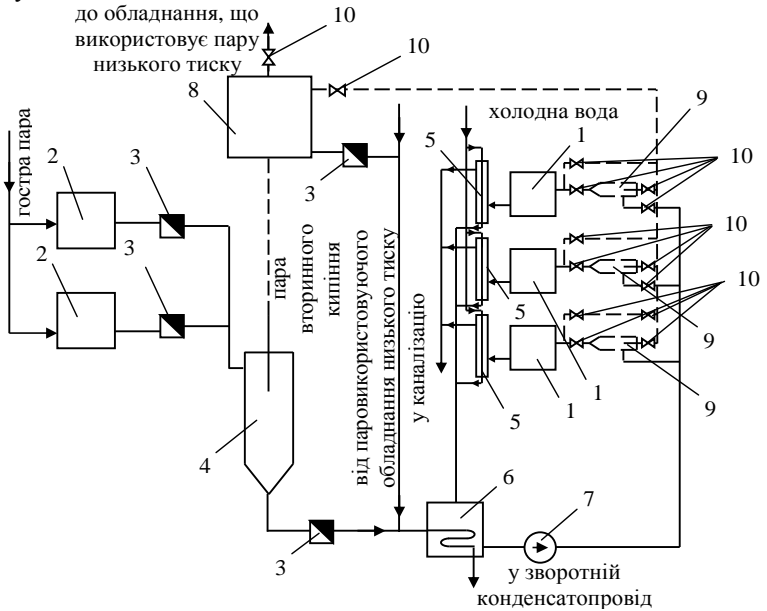


Рис. 4. Схема централізовано-децентралізованого гарячого водопоста-чання з використанням ВЕР гарячої води та технологічного паропостачання для обладнання періодичної дії: 1-обладнання періодичної дії, що використовує гарячу воду; 2-паровикористо-вуюче обладнання високого тиску; 3-конденсатовідвідник; 4-генератор пари вторинного кипіння; 5-індивідуальний поверхневий теплообмінник попереднього нагріву холодної води ВЕР гарячої води; 6-

теплообмінник-акумулятор нагрітої води; 7-насос; 8-бак-акумулятор пари вторинного кипіння; 9-індивідуальний контактний ТМЗД; 10-запірна арматура

Варіант 4 (рис. 4). Пропонується для відділень з обладнанням періодичної дії. Відпрацьована гаряча вода надходить в індивідуальний поверхневий протитечієні теплообмінники попереднього нагріву холодної води (I ступінь нагріву), після яких охолоджена відпрацьована вода надходить у каналізацію, а підігріта холодна вода – у емнісний теплообмінник-акумулятор II ступеню, де нагрівається до необхідної температури конденсатом зниженого тиску, що надходить після генератора пари вторинного кипіння, баку-акумулятора пари вторинного кипіння та паровикористовуючого обладнання зниженого тиску. Тонка доводка температури гарячої води здійснюється в індивідуальних контактних тепломасообмінниках парою вторинного кипіння, яка надходить з баку-акумулятора.

Висновки.

1. Запропоновані системи дозволяють ефективно використовувати у переробних виробництвах сільськогосподарської продукції і особливо у оздоблювальних виробництвах текстильної промисловості теплові потенціали відпрацьованої гарячої води та технологічної пари.
2. Використання запропонованих систем забезпечує зниження витрат енергії на нагрів у середньому на 25...30 %, у тому числі витрати первинної гострої пари знижуються на 90...100 %.

Література

1. Малкін Е.С., Приймак О.В., Фуртат І.Е. Термодинамічний аналіз ефективності систем гарячого водопостачання // Будівельні матеріали, виробни та санітарна техніка. – 2004. – № 19. – С. 57 – 63.
2. Малкин Э.С., Приймак А.В., Фуртат И.Э. Энергоэффективные системы горячего водоснабжения текстильных предприятий с использованием вторичных энергоресурсов // Текстильная химия. – 2005. – № 1. – С. 29 – 35.
3. Малкін Е.С., Приймак О.В., Фуртат І.Е. Ефективна система гарячого водопостачання // Вісник Херсонського національного технічного університету. – 2004. – № 3. – С. 65 – 70.

І.О. Павлова

Луцький державний технічний університет,

Р.Б.Гевко, д.т.н., А.О.Вітровий, к.т.н.

Тернопільський державний технічний університет ім. Івана Пулюя

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИ РОБОТІ КОНВЕЄРА З ШАРНІРНИМ ГВИНТОВИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ

У статті проведено динамічний розрахунок секційного шарнірно сполученого робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра; проаналізовано вплив основних конструктивних параметрів робочого органу та силових показників гвинтового транспортера на величину динамічних навантажень у пружних ланках; дано рекомендації щодо оптимізації цих параметрів за критерієм мінімальності динамічних навантажень.

Транспортування сипких вантажів по криволінійних трасах у замкнутих еластичних кожухах гнучкими гвинтовими спіралями забезпечує високу мобільність під час виконання завантажувально-розвантажувальних технологічних процесів, а також суттєве зниження енерговитрат порівняно з пневматичними транспортерами.

Однак, існуючі гнучкі гвинтові робочі органи не можуть повною мірою задовольнити експлуатаційні вимоги, які висувуються до таких типів конвеєрів. Так, застосування суцільних гвинтових спіралей призводить до їх швидких руйнувань внаслідок виникнення знакозмінних циклічних навантажень. Застосування відомих комбінованих та секційних гвинтових робочих органів характеризується низькою надійністю в експлуатації, високою матеріаломісткістю, що призводить до підвищених енерговитрат, пошкодження транспортованого матеріалу та внутрішньої поверхні гнучких кожухів.

Постановка проблеми. Актуальним є завдання розробки нових конструкцій гнучких гвинтових робочих органів, виконаних на основі гвинтових секцій, і обґрунтування їх раціональних конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів, які забезпечать підвищення ресурсних показників конвеєрів при зменшенні матеріаломісткості їх робочих органів і ступеня пошкодження транспортованого матеріалу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для вирішення поставленого завдання розроблений робочий орган гнучкого

гвинтового конвеєра, який виконаний на основі шарнірно з'єднаних гвинтових секцій [1].

Мета дослідження. Процес пуску завантаженого транспортера та його аварійної зупинки при раптовому заклинюванні робочого органа є максимально динамічно навантаженим. Тому знаходження найбільших динамічних навантажень в елементах шарнірного робочого органу гвинтового транспортера, аналіз їх залежності від величин параметрів останнього та розробка рекомендацій з метою оптимізації цих параметрів за критерієм мінімальності динамічних навантажень є досить актуальним завданням.

Результати дослідження. Розглянемо спрощену динамічну модель гвинтового конвеєра з кульковими шарнірними зачепленнями окремих секцій в режимі пуску з урахуванням наповненості сипким матеріалом гнучкого кожуха технологічної магістралі (рис.1).

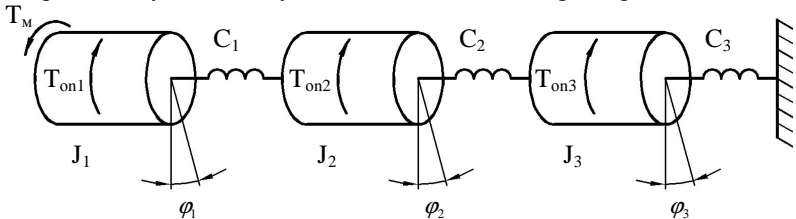


Рис.1. Динамічна модель гвинтового конвеєра

На рис.1 зроблено такі позначення: J_1 - зведений до осі обертання шнека момент інерції приводного механізму (двигун, редуктор, шарнірне з'єднання); J_2 і J_3 - зведені моменти інерції першої та другої ланок шнека із врахуванням приєднаної маси транспортованого матеріалу; c_1 , c_2 і c_3 - крутильні жорсткості елементів, з'єднуючих ланки шнека; φ_1 , φ_2 і φ_3 - кути повороту відповідних елементів шнека; T_M - момент двигуна; T_{on1} , T_{on2} і T_{on3} - моменти опору, що діють на кожну із ланок шнека.

У розрахунках припускаємо, що в момент пуску рухаються лише декілька ланок транспортера. Це припущення справедливе в момент першого зростання динамічного навантаження, тому що сили опору сипкого вантажу не дають можливості швидкого повертання наступних ланок транспортера, які віддалені від валу двигуна. Їх рух розпочнеться лише при відносно значному повертанні попередніх ланок. Тому вказана на рис.1 модель може бути прийнятна під час обчислення першого максимуму динамічних навантажень. Такий

максимум може спостерігатись на початку руху, коли двигун при виході на робочу частину характеристики створює значні пускові моменти. У подальшому, вийшовши на робочу точку, двигун працює з відносно стабільною швидкістю та крутним моментом. Гвинтовий робочий орган поступово розганяється до номінальної швидкості, і процес стабілізується.

Вказану вище схему можна використати і при розгляді динамічних навантажень, які виникають у випадку раптової зупинки шнека, проте початкові умови руху будуть дещо інші.

Отже, знайшовши розв'язок математичної моделі, яка описує зображену на рис.1 динамічну систему, можна визначити динамічні навантаження як при пуску, так і зупинці гвинтового транспортера у випадку виникнення перевантаження.

Рівняння руху динамічної системи можна описати у вигляді системи диференціальних рівнянь. Рух кожної ланки описується диференціальним рівнянням другого порядку, складеним на основі другого закону Ньютона.

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_M - T_{np1} - T_{on1}, \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = T_{np1} - T_{np2} - T_{on2}, \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = T_{np2} - T_{np3} - T_{on3}. \end{cases} \quad (1)$$

де T_{np1} , T_{np2} і T_{np3} - пружні моменти, які визначаються деформаціями відповідних пружних елементів.

У простому випадку пружний момент прямо пропорційний деформації пружини, проте внаслідок специфічності конструкції з'єднувальних елементів на пружній характеристиці є три окремих зони (рис.2). Перша зона характеризує роботу з'єднання в межах, коли кулька не виходить із зачеплення з лункою. Цей режим роботи є основний. Це означає, що попередній натяг пружини шарнірного з'єднання повинен забезпечувати нерухомість кульок у лунках торцевих елементів шарнірного з'єднання.

На другому етапі, коли кульки зміщуються у лунках, кутова деформація шарнірних елементів є достатньо значною, тобто жорсткість з'єднання різко падає.

Третій етап деформування характерний тим, що кулька впирається до певного упору, щоб не відбулось повне розчеплення кульок з лунками у з'єднанні (в цьому випадку пружини повністю деформуються і їх витки притискаються один до одного).

При цьому жорсткість знову різко зростає і стає за величиною близькою до жорсткості на першому етапі (прийнемо, що вони рівні).

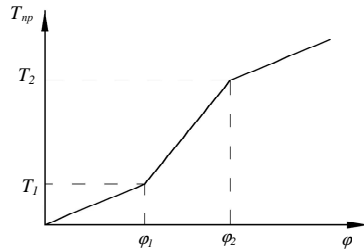


Рис.2. Залежність зміни пружного моменту T_{np} шарнірного зачеплення від кута φ закручування ланок секції

Визначимо пружний момент на кожному із етапів деформування з'єднувального кулькового шарнірного елемента.

У першій зоні має місце прямопропорційний закон

$$T_{np}^I = c\varphi. \quad (2)$$

У другій зоні необхідно розглянути зміну сили деформованої притискної пружини з урахуванням її попереднього натягу та додаткової деформації за рахунок виходу кульки із лунки і відповідної зміни крутного моменту (рис. 3).

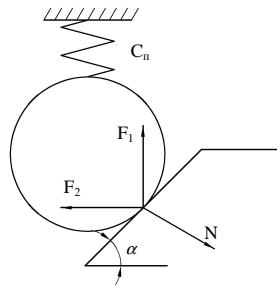


Рис 3. Схема кулькового шарнірного зачеплення

Кут підйому лунки рівний α , а радіус розміщення центрів кульок відносно осі робочого органу позначимо R_w . В результаті отримаємо, що кут повороту кінців пружного елемента

$$\theta = \frac{T_{np}^2}{c} + \frac{T_{np}^2 - P_0 \operatorname{tg} \alpha}{c_n R_w^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}, \quad (3)$$

де P_0 - сила попереднього натягу осьової пружини з'єднання, c_n - жорсткість цієї пружини.

Звідси крутний момент пружної ланки на другому етапі

$$T_{np}^2 = \frac{\theta + \frac{P_0}{c_n R_w \operatorname{tg} \alpha}}{\frac{1}{c} + \frac{1}{c_n R_w^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}}. \quad (4)$$

У третій зоні деформація притискної пружини досягла максимуму і момент визначається за формулою

$$T_{np}^3 = c(\theta - \varphi_{max}), \quad (5)$$

де $\varphi_{max} = \frac{\Delta X_{max}}{R_w \operatorname{tg} \alpha}$ - максимальний кут повороту у з'єднанні при виході кульки з лунки на висоту ΔX_{max} .

Записані у формулах (2) - (4) залежності стосуються кожного із пружних елементів c_1 , c_2 і c_3 . Значення кута θ в них відповідає куту закручування відповідної пружини. Тому можна записати для цих елементів пружний момент на кожному із трьох етапів деформування у вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{np1}^1 = c_1(\varphi_1 - \varphi_2), T_{np1}^2 = \frac{(\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{P_0}{c_n R_w \operatorname{tg} \alpha}}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_n R_w^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}}, T_{np1}^3 = c_1((\varphi_1 - \varphi_2) - \varphi_{max}); \\ T_{np2}^1 = c_2(\varphi_2 - \varphi_3), T_{np2}^2 = \frac{(\varphi_2 - \varphi_3) + \frac{P_0}{c_n R_w \operatorname{tg} \alpha}}{\frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_n R_w^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}}, T_{np2}^3 = c_2((\varphi_2 - \varphi_3) - \varphi_{max}); \\ T_{np3}^1 = c_3 \varphi_3, T_{np3}^2 = \frac{\varphi_3 + \frac{P_0}{c_n R_w \operatorname{tg} \alpha}}{\frac{1}{c_3} + \frac{1}{c_n R_w^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}}, T_{np3}^3 = c_3(\varphi_3 - \varphi_{max}). \end{array} \right. \quad (6)$$

Перехід від одного етапу до іншого визначається крутним моментом у пружному елементі кулькового шарніра, причому йому відповідає певний наперед визначений кут закручування θ .

Перший етап закінчиться, коли крутний момент і кут закручування досягнуть значення

$$\begin{cases} T_1 = P_0 R_w \operatorname{tg} \alpha; \\ \theta_1 = \frac{T_1}{c}, \end{cases} \quad (7)$$

при якому кулька починає вихід з лунки.

Другий етап закінчиться при значенні крутного моменту і кута закручування

$$\begin{cases} T_2 = (P_0 + c_n \Delta X_{\max}) R_w \operatorname{tg} \alpha; \\ \theta_2 = \frac{T_2}{c} + \varphi_{\max}, \end{cases} \quad (8)$$

при якому кулька досягає верхнього упору.

При числовому розв'язку системи диференціальних рівнянь (1) необхідно контролювати значення крутного моменту або відповідного кута закручування і визначати перехід із одного етапу до іншого.

При числовому розв'язку систем диференціальних рівнянь моменти переходу між окремими етапами руху чи станами системи зручно моделювати за допомогою одиничної функції Хевісайда $\sigma(x)$, яка приймає одиничне значення при додатній величині x та нульове значення, коли x від'ємне. Використовуючи вказану функцію для запису пружного моменту на кожному із етапів, можна отримати єдиний вираз

$$T_{np} = \left\{ \theta + \operatorname{sgn} \theta \left[-\varphi_{\max} \sigma(|\theta| - \theta_2) + \frac{P_0 \sigma(|\theta| - \theta_1)}{c_n R_w \operatorname{tg} \alpha} (1 - \sigma(|\theta| - \theta_2)) \right] \right\} \times \left[\frac{I}{\frac{I}{c} + \frac{\sigma(|\theta| - \theta_1) (1 - \sigma(|\theta| - \theta_2))}{c_n R_w^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}} \right]. \quad (9)$$

Момент опору рухові шнека складається із моментів сухого та в'язкого тертя і визначається як параметрами робочого органу, так і характеристиками матеріалу, що транспортується. На них значною мірою впливає вологість та геометричні розміри матеріалу, коефіцієнт завантаження технологічної магістралі тощо. Момент в'язкого тертя можна вважати пропорційним швидкості обертання відповідної ланки, а момент сухого тертя вважатимемо сталим, напрямком дії його

протилежний швидкості. Тому сумарний момент опору кожної ланки шнека запишемо у вигляді

$$\begin{cases} T_{on1} = \beta_1 \dot{\phi}_1 + T_{c1} \operatorname{sgn}(\dot{\phi}_1); \\ T_{on2} = \beta_2 \dot{\phi}_2 + T_{c2} \operatorname{sgn}(\dot{\phi}_2); \\ T_{on3} = \beta_3 \dot{\phi}_3 + T_{c3} \operatorname{sgn}(\dot{\phi}_3). \end{cases} \quad (10)$$

де β_1 , β_2 і β_3 - коефіцієнти демпфування кожної ланки; T_{c1} , T_{c2} і T_{c3} - моменти сухого тертя на кожній із ланок.

Момент, який розвивається двигуном, можна описати за допомогою його механічної характеристики, що пов'язує швидкість обертання та крутний момент. Різні типи двигунів мають різні характеристики, що залежать як від типу двигуна, так і від пускового пристрою. Найпростішим випадком приводного пристрою є застосування асинхронного електричного двигуна із короткозамкненим ротором без схеми регулювання пускового струму (пряме вмикання у мережу). Такий привод широко застосовується у сільськогосподарських транспортних засобах, у нестаціонарних умовах тощо. Тому у розрахунковій моделі доцільно застосувати його механічну характеристику, яка має вигляд

$$T_M = \frac{2T_{Mk}}{\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s}}. \quad (11)$$

У формулі (10) індексом k позначені параметри двигуна у критичній точці. Їх значення береться із відповідного довідника і повністю визначається типом електродвигуна.

Величина T_{Mk} - це критичний момент електродвигуна,

$$s = \frac{\omega_0 - \dot{\phi}_1}{\omega_0} - \text{ковзання електродвигуна, } s_k = \frac{\omega_0 - \omega_k}{\omega_0} - \text{критичне ковзання}$$

при критичній частоті обертання ротора ω_k , ω_0 - синхронна частота обертання ротора.

Вважатимемо, що вищенаведені параметри механічної характеристики зведені до осі обертання шнека.

Система диференціальних рівнянь (1) є нелінійною, внаслідок суттєвої нелінійності всіх доданків - моментів двигуна, пружного елемента та опору. Розв'язок такої системи аналітичними методами утруднений, тому застосуємо числовий метод розв'язку, який ґрунтується на використанні методу Рунге-Кутта. Для цього, за допомогою введення нових допоміжних змінних u , v і w , зведемо

систему трьох рівнянь другого порядку до системи шести рівнянь першого порядку і запишемо їх у канонічній формі:

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_1 = u; \\ \dot{\varphi}_2 = v; \\ \dot{\varphi}_3 = w; \\ \dot{u} = \frac{T_M - T_{np1} - T_{on1}}{J_1}; \\ \dot{v} = \frac{T_{np1} - T_{np2} - T_{on2}}{J_2}; \\ \dot{w} = \frac{T_{np2} - T_{np3} - T_{on3}}{J_3}. \end{cases} \quad (12)$$

Підставимо у (12) значення із (6) або (9), (10) і (11). Отриману систему рівнянь у розгорнутому вигляді не приводимо внаслідок значної громіздкості запису.

Розглянемо початкові умови для пуску та гальмування шнека.

При пуску всі початкові швидкості та кути повороту ланок є нульовими, тобто при $t=0$

$$\begin{cases} \varphi_1 = 0; \\ u = \dot{\varphi}_1 = 0; \\ \varphi_2 = 0; \\ v = \dot{\varphi}_2 = 0; \\ \varphi_3 = 0; \\ w = \dot{\varphi}_3 = 0. \end{cases} \quad (13)$$

У випадку гальмування початкові умови матимуть інший вигляд

$$\begin{cases} \varphi_1 = \varphi_2 + \frac{T_M - T_{on1}}{c_1}; \\ u = \dot{\varphi}_1 = \omega_H; \\ \varphi_2 = \varphi_3 + \frac{T_M - T_{on1} - T_{on2}}{c_2}; \\ v = \dot{\varphi}_2 = \omega_H; \\ \varphi_3 = \frac{T_M - T_{on1} - T_{on2} - T_{on3}}{c_3}; \\ w = \dot{\varphi}_3 = \omega_H. \end{cases} \quad (14)$$

де ω_H - номінальна швидкість обертання шнека.

Для числового розв'язку системи (12) за початкових умовах (13) або (14) розроблено програму на мові програмування Delphi, проведено числові експерименти з різними наборами даних, побудовано графічні залежності та проаналізовано вплив основних характеристик гвинтового транспортера на величину динамічних навантажень у пружних ланках.

На рис.4 наведені якісні залежності коефіцієнта динамічності від зміни основних параметрів гнучкого конвеєра. Абсолютні величини коефіцієнта динамічності можуть відрізнятися, проте якісна залежність достатньо повно відображається на наведеному графіку.

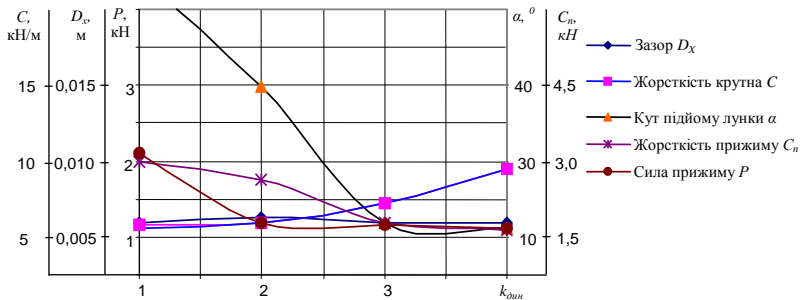


Рис.4. Залежність коефіцієнта динамічності від параметрів динамічної моделі

Експерименти показали такі результати:

- значне збільшення коефіцієнта динамічності спостерігається за малих кутів підйому лунки, що призводить до малого значення статичного моменту і відповідно великого кута повороту у кульковому з'єднанні. Система встигає розігнатися і кулька, досягнувши верхнього положення, ударяється в упор, чим значно збільшується жорсткість і настає явище ударного збільшення динамічних навантажень, які визначаються, в основному, швидкістю системи в момент удару;

- збільшення крутильної жорсткості системи c та маси другої ланки J_2 також значно збільшує динамічні навантаження внаслідок описаного вище явища удару, тобто чим жорсткіша і масивніша система, тим більші динамічні навантаження виникають при тій же швидкості удару;

- сила притискання і жорсткість притискної пружини впливають на динамічні навантаження шляхом підвищення максимального статичного моменту, який витримує кулькове з'єднання до початку виходу кульок із лунок. Поки з'єднання не

розкривається, динамічні навантаження суттєво менші, що спостерігається при значних зусиллях притискання та жорсткостях притискної пружини;

- збільшення моменту інерції привода зменшує динамічні навантаження внаслідок більш плавного пуску з меншими прискореннями.

З аналізу математичної моделі можна стверджувати: коефіцієнт динамічності суттєво зростає при наявності ударних навантажень, які настають при досягненні верхнього упору кулькою, що вийшла із лунки. Всі параметри, які не допускають цього явища, суттєво зменшують коефіцієнт динамічності (динамічні навантаження).

Висновки:

1. Вихід кульок із зачеплення з лунками сприяє зниженню динамічних навантажень за рахунок значного зменшення жорсткості зв'язку між окремими ланками і відповідного зменшення частоти коливань.

2. Параметри шарнірного зачеплення (сила натяжки, жорсткість притискної пружини та кут підйому лунки) повинні забезпечувати передачу статичного моменту без виходу кульок із зачеплення з лунками.

3. Найбільші динамічні навантаження виникають у момент, коли кульки, які вийшли із зачеплення з лунками, досягли максимального верхнього положення. У цей момент відбувається удар і коефіцієнт динамічності може досягти значення 2...4.

4. Збільшення моменту інерції привода та використання двигунів із пониженим пусковим моментом та малою величиною критичного ковзання сприяє зниженню динамічних навантажень за рахунок зменшення кутових прискорень під час розгону і відповідного підвищення часу розгону.

Література

1. Пат. 25586А Україна МКП7 В65G33/16. Робочий орган гвинтового конвеєра / Гевко Р.Б., Мельник С.М., Гупка Б.В., Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Вітровий А.О., Ткаченко І.Г. - №97105026; Заявл. 14.10.97; Опубл. 30.10.98.

2. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. - Львов: Выща школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. -176 с.

3. Вітровий А.О., Гевко Р.Б. Силовий аналіз робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 4. -Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ. - 1998. - С. 34-36.

УДК 631.356.4

Б.Ф. Пасаман, Ю.Л. Гунько, к.т.н., О.Б. Пасаман,

Луцький державний технічний університет

С.В. Смолінський, к.т.н.

Національний аграрний університет

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ БУЛЬБ КАРТОПЛІ ПО ПОВЕРХНІ РОТОРНОГО РОБОЧОГО ОРГАНА КАРТОПЛЕКОПАЧА

У статті подано результати теоретичних досліджень руху бульб картоплі по поверхні лопатей роторного робочого органа картоплекопача. Визначено умови відривання бульб від поверхні лопати ротора.

Постановка проблеми. У зв'язку з тим, вирощування такої важливої сільськогосподарської культури як картопля сьогодні проводиться переважно у невеликих колективних, фермерських та індивідуальних господарствах, що виникає необхідність у використанні малогабаритних, малоенергоємних та простих в експлуатації картоплезбиральних машин. До таких машин слід віднести і розроблений в ЛДТУ роторний картоплекопач. Машина обладнується роторним робочим органом, який виконує знімання викопаного вороху картоплі з кінцевої частини лемеша.

Для забезпечення ефективної роботи роторного робочого органу і визначення його раціональних параметрів необхідно дослідити процес руху бульб картоплі по поверхні лопатей.

Огляд останніх досліджень і публікацій. У попередніх теоретичних дослідженнях роботи роторного робочого органу [1, 2] не передбачались умови обертального руху бульб при пересуванні по поверхні лопаті ротора, а також не визначались умови сходження і відриву бульб. Тому в проведених дослідженнях ці питання були розглянуті.

Мета дослідження. Встановлення закономірностей руху бульб картоплі по поверхні лопаті під час роботи роторного робочого органу.

Результати досліджень. Під час роботи роторного картоплекопача викопаний ворох знімається лопатами, на яких проходить подальша сепарація вороху [1,2].

Для аналізу переміщення бульб по поверхні лопаті роторного робочого органу розглянемо відносний рух картоплини в процесі руху МТА.

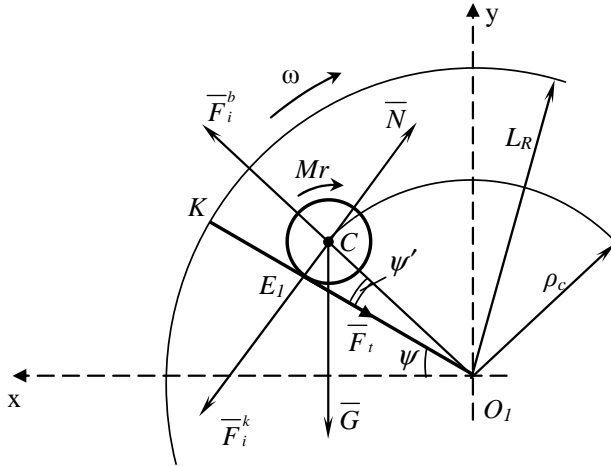


Рис. 1. Еквівалентна схема руху бульби картоплі по поверхні лопаті

Розглянемо відносний рух одиничного тіла по поверхні лопатей ротора. Для цього зобразимо лопать як відрізок O_1K , який обертається навколо нерухомої осі, що проходить через точку O_1 (рис.1). В певний момент часу положення ротора O_1K визначається кутовим параметром $\psi = \psi_0 + \omega t$, де ψ_0 —початкове положення ротора при $t=0$; ω – кутова швидкість обертального руху ротора, яка при сталому русі має постійне значення; t – інтервал часу.

Довжину лопаті, яка співпадає за величиною із зовнішнім радіусом лопаті, позначимо L_R . Допустимо, що на поверхні лопаті знаходиться бульба картоплі як тіло у вигляді кулі радіусом R_δ з центром в точці C . Центр бульби картоплі C відносно точки O_1 , через яку проходить вісь обертання ротора, задається радіусом ρ_c . На тіло C масою m , що знаходиться на поверхні лопаті ротора діятимуть сили: \bar{G} - сила тяжіння тіла C , яке в рухомій системі координат рухається разом з лопатями із кутовою швидкістю ω ; \bar{N} - нормальна реакція поверхні лопаті ротора, направлена по нормалі до траєкторії відносного руху тіла; \bar{F}_T – сила тертя ковзання бульби картоплі по поверхні лопатей і направлена проти напрямку відносного руху тіла, $F_T = fN$ (f - коефіцієнт тертя ковзання картоплі по матеріалу поверхні лопаті і для металевої лопаті коефіцієнт тертя ковзання $f=0,2 \dots 0,3$ [3]); \bar{F}_i^e - відцентрова сила інерції бульби C відносно осі обертання O_1 .

$$F_i^e = m\omega^2\rho_c. \quad (1)$$

На тіло C також діє сила інерції Кориоліса $\overline{F_i^K}$, яка направлена по нормалі до траєкторії відносного руху та проти напрямку Кориолісового прискорення

$$F_i^K = 2m\omega V \sin(\omega, V) = 2m\omega V,$$

та момент сили тертя кочення

$$Mr = NR_{\delta} \mu g v, \quad (2)$$

де v - кут тертя кочення.

Векторне рівняння руху бульби картоплі по поверхні лопатей матиме такий вигляд

$$m \overline{a} = \overline{G} + \overline{N} + \overline{F_T} + \overline{F_i^g} + \overline{F_i^K}, \quad (3)$$

де \overline{a} - прискорення руху тіла C при русі по поверхні лопаті.

Через центр обертання ротора точку O_I проводимо нерухому систему координат $O_I x y z$. Вісь $O_I z$ співпадає з віссю обертання ротора. Вісь $O_I x$ направимо горизонтально в бік відносного руху бульби картоплі, а $O_I y$ – перпендикулярно до $O_I x$ через точку O_I .

Рівняння руху бульби картоплі C по поверхні лопатей у проекціях на осі нерухомої системи координат запишеться

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= -N \sin \psi - F_T \cos \psi + F_i^K \sin \psi + F_i^g \cos(\overline{F_i^g}, \overline{x}); \\ m\ddot{y} &= -G + N \cos \psi - F_T \sin \psi - F_i^K \cos \psi + F_i^g \cos(\overline{F_i^g}, \overline{y}), \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

де $\cos(\overline{F_i^g}, \overline{x})$, $\cos(\overline{F_i^g}, \overline{y})$ – направляючі косинуси, які становлять

$$\cos(\overline{F_i^g}, \overline{x}) = \cos(\psi + \psi') = \cos \psi \cos \psi' - \sin \psi \sin \psi',$$

$$\cos(\overline{F_i^g}, \overline{y}) = \sin(\overline{F_i^g}, \overline{x}) = \sin(\psi + \psi') = \sin \psi \cos \psi' + \cos \psi \sin \psi',$$

тут ψ' – кут між лопатями і лінією центрів точок C і O .

$$\sin \psi' = \frac{R_{\delta}}{\rho_c}, \quad \cos \psi' = \frac{\sqrt{\rho_c^2 - R_{\delta}^2}}{\rho_c}. \quad (5)$$

Тоді

$$\cos(\overline{F_i^g}, \overline{x}) = \cos \psi \cdot \frac{\sqrt{\rho_c^2 - R_{\delta}^2}}{\rho_c} - \sin \psi \frac{R_{\delta}}{\rho_c} = \frac{1}{\rho_c} \cdot \left[\cos \psi \cdot \sqrt{\rho_c^2 - R_{\delta}^2} - \sin \psi \cdot R_{\delta} \right],$$

$$\cos(\overline{F_i^g}, \overline{y}) = \sin \psi \cdot \frac{\sqrt{\rho_c^2 - R_{\delta}^2}}{\rho_c} + \frac{R_{\delta}}{\rho_c} \cos \psi = \frac{1}{\rho_c} \left[\sin \psi \cdot \sqrt{\rho_c^2 - R_{\delta}^2} + R_{\delta} \cos \psi \right].$$

З Урахуванням попередніх виразів систему рівнянь руху бульби картоплі по поверхні лопатей запишемо

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= -N \sin \psi - fN \cos \psi + 2m\omega V \sin \psi + m\omega^2 (\cos \psi \sqrt{\rho_c^2 - R_\delta^2} - \sin \psi R_\delta), \\ m\ddot{y} &= -mg + N \cos \psi - fN \sin \psi - 2m\omega V \cos \psi + m\omega^2 (\sin \psi \sqrt{\rho_c^2 - R_\delta^2} + \cos \psi R_\delta). \end{aligned} \right\} (5)$$

Допустимо, що для усталеного руху проекції прискорення точки С будуть рівні нулю $\ddot{X} = 0, \ddot{Y} = 0$. Із врахуванням цього

$$\left. \begin{aligned} -N \sin \psi - fN \cos \psi + 2m\omega V \sin \psi + m\omega^2 (\cos \psi \sqrt{\rho_c^2 - R_\delta^2} - \sin \psi R_\delta) &= 0, \\ -mg + N \cos \psi - fN \sin \psi - 2m\omega V \cos \psi + m\omega^2 (\sin \psi \sqrt{\rho_c^2 - R_\delta^2} + \cos \psi R_\delta) &= 0. \end{aligned} \right\} (6)$$

Після певних перетворень системи рівнянь отримаємо значення нормальної реакції поверхні

$$N = \frac{mg}{\sin \psi (tg \psi + ctg \psi)} + 2m\omega V - m\omega^2 R_\delta, \quad (7)$$

за умови, що $tg \psi + ctg \psi \neq 0$.

Диференціальне рівняння обертового руху бульби картоплі навколо власної осі має вигляд

$$I_\delta \ddot{\xi} = Mr - F_T R_\delta, \quad (8)$$

де I_δ – момент інерції бульби відносно її центру. Для бульби картоплі кулеподібної форми $I_\delta = \frac{2}{3} mR_\delta^2$ [3]; $\ddot{\xi}$ – кутове прискорення обертового руху бульби картоплі навколо власної осі. Оскільки $Mr = NR_\delta tg v$, то рівняння набуде вигляду

$$\frac{2}{3} mR_\delta^2 \ddot{\xi} = NR_\delta tg v - fNR_\delta. \quad (9)$$

Після перетворень рівняння набуде такого вигляду

$$\ddot{\xi} = \frac{3}{2} (tg v - f) \cdot \left[\frac{g}{R_\delta \sin \psi (tg \psi + ctg \psi)} + \frac{2\omega V}{R_\delta} - \omega^2 \right] \quad (10)$$

або з врахуванням, що $\psi = \psi_0 + \omega t$

$$\ddot{\xi} = \frac{3}{2} (tg v - f) \cdot \left[\frac{g}{R_\delta \sin(\psi_0 + \omega t) (tg(\psi_0 + \omega t) + ctg(\psi_0 + \omega t))} + \frac{2\omega V}{R_\delta} - \omega^2 \right].$$

Якщо взяти до уваги, що

$$\sin(\psi_0 + \omega t) \cdot (tg(\psi_0 + \omega t) + ctg(\psi_0 + \omega t)) = \frac{1}{\cos(\psi_0 + \omega t)}$$

і $V = R_\delta \dot{\xi}$, то

$$\ddot{\zeta} = \frac{3}{2} (tgv - f) \cdot \left[\frac{g \cos(\psi_0 + \omega t)}{R_6} + 2\omega\dot{\zeta} - \omega^2 \right] \quad (11)$$

або

$$\ddot{\zeta} = 3\omega (tgv - f) \dot{\zeta} - \frac{3}{2} (tgv - f) \frac{g}{R_6} \cos(\psi_0 + \omega t) + \frac{3}{2} (tgv - f) \omega^2 = 0. \quad (12)$$

Для спрощення розв'язку проведемо такі заміни

$$3\omega(tgv - f) = A_1; \quad \frac{3}{2} (tgv - f) \frac{g}{R_5} = A_2; \quad \frac{3}{2} (tgv - f) \omega^2 = A_3,$$

тоді

$$\ddot{\zeta} - A_1 \dot{\zeta} - A_2 \cos(\psi_0 + \omega t) + A_3 = 0 \quad (13)$$

або

$$\frac{d^2 \zeta}{d\psi^2} - \frac{A_1}{\omega} \cdot \frac{d\zeta}{d\psi} = \frac{A_2}{\omega^2} \cos \psi - \frac{A_3}{\omega^2}. \quad (14)$$

Розв'язок такого диференціального рівняння проведемо числовими методами за допомогою прикладних програм для ПЕОМ (в середовищі MathCAD).

Перед розв'язком диференційного рівняння визначимо умови сходження і відриву картоплини з лопаті. Допустимо, що бульба картоплі в початковий момент часу $t=0$ знаходиться на відстані l_0 від вільного краю лопаті ротора.

Для уникнення сходження бульби картоплі з ротором необхідно, щоб

$$\dot{\zeta} R_6 \leq l_0 = L_R - \rho_c (t=0). \quad (15)$$

Для забезпечення напрямку польоту бульби картоплі визначимо умови її відриву від поверхні лопаті. Тому спроекуємо всі сили на нормаль до траєкторії руху

$$N - F_i^k - G \cos \psi + F_i^a \sin \psi' > 0. \quad (16)$$

При відриві $N=0$, тому $m\omega^2 R_6 - mg \cos(\psi_0 + \omega t) - 2 m\omega V > 0$, або $\omega^2 R_6 - \omega^2 R_6 - g \cos \psi - 2 m\omega V > 0$.

$$\text{Тоді кут відриву } \psi > \arccos\left(\frac{\omega^2 R_6 - 2\omega \dot{\zeta} R_6}{g}\right), \text{ де } \dot{\zeta} = \frac{d\zeta}{dt}.$$

Розв'язком диференціального рівняння є наступний вираз:

$$\zeta = \frac{\omega t}{2} + \frac{3g(tgv - f) \cdot \sin \frac{\omega t}{2} \left[\sin\left(\frac{\omega t}{2}\right) - 3(tgv - f) \cdot \cos\left(\frac{\omega t}{2}\right) \right]}{2\omega^2 R_6 \left[9 \cdot (tgv - f)^2 + 1 \right]}, \quad (17)$$

де tgv – тангенс кута тертя кочення; $f = tg\varphi$ – коефіцієнт тертя ковзання.

Графіки залежності $\zeta=f(t)$ матимуть вигляд, як на рис.2.

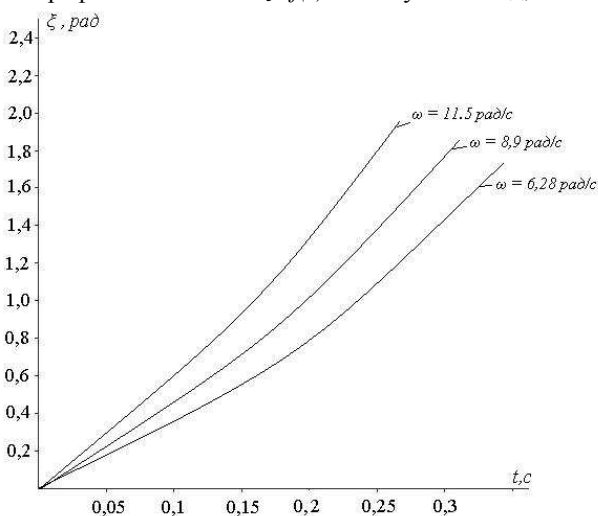


Рис.2. Графік залежності кута ζ від часу t перебування бульби на лопаті

Висновок. Результати теоретичних досліджень руху бульб по поверхні лопатей роторного робочого органу дозволяють узгоджувати конструктивні і кінематичні параметри робочого органу.

Література

1. Пасаман Б.Ф. Результати досліджень роботи картоплекопача в польових умовах // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 10- Луцьк: ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2002.-С. 121-124.
2. Шведик М.С., Гунько Ю.Л., Пасаман Б.Ф. Результати теоретичних досліджень процесу передачі порції пласта з лемеша на ротор картоплекопача // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямом „Інженерна механіка”). Випуск 8. –Луцьк, 2001. – С.264-269.
3. Петров Г.Д. Картоплеуборочные машини. –М.: Машиностроение, 1984.-320с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф Дідух

ОБҐРУНТУВАННЯ МНОЖИНИ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗЕРНОВИХ ЗБИРАЛЬНО-ТРАНСПОРТНИХ КОМПЛЕКСІВ

Окреслені головні проблеми використання зернозбиральних комбайнів у складі сільськогосподарських підприємств та підприємств технологічного сервісу. Для кожної проблеми означені головні задачі її вирішення. Обґрунтована потреба у дослідженні трьох базових моделей. Означено зміст етапів розв'язання проблем з обґрунтування кількості зернозбиральних комбайнів.

Постановка проблеми. Недостатня кількість зернозбиральних комбайнів унеможливило своєчасне збирання ранніх зернових культур та зумовлює значні втрати вирощеного врожаю. Для обґрунтування потреби в цій техніці слід дослідити роботу збирально-транспортних комплексів. Першочерговим завданням таких досліджень є обґрунтування множини їх моделей [1] як головної підстави об'єктивності. Для цього скористаємося концепцією системотехніки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Концепція системотехніки передбачає дослідження тієї чи іншої проблеми на основі виокремлення процедур – окреслення проблеми, опис, встановлення критеріїв, ідеалізація, декомпозиція, композиція, розв'язок [1]. Окреслення проблеми означає врахувати все те, що потрібно, та відкинути те, що не треба. Опис передбачає виразити на єдиній мові різномірні за фізичною природою явища та чинники. Встановлення критеріїв – процедура, яка передбачає обґрунтування показників для порівняння альтернатив [1]. Ідеалізація означає спрощення проблеми до допустимої межі. Декомпозиція виконується з метою поділу проблеми на частини (задачі), не втративши властивостей цілого. Спосіб такого поділу має бути обґрунтованим. Композиція означає визначення способу об'єднання частин (задач) в ціле, не втрачаючи властивостей частин. Розв'язок проблеми – завершальний етап концепції системотехніки [1]. Ці процедури розглядаються сумісно, у взаємозв'язку та діалектичній єдності. На відміну від ряду інших прикладних наук, в системотехніці – в певному сенсі - місце теорії займає модель. Вона розробляється на основі емпіричних або передбачуваних даних, котрі здебільшого не є законами або закономірностями. Модель дає змогу “зв'язати” у ціле

багаточисельні процеси та прослідкувати вплив різних умов на ефективність функціонування системи. У багатьох випадках модель дає змогу виявити нові закономірності, котрі не проглядаються під час аналізу відомих закономірностей та початкових даних через їх складність, неспівставність та різноплановість.

Модель перевіряється на адекватність на підставі порівняння контрольних результатів з експериментальними даними. Якщо вони не співпадають, то модель корегують. Спосіб побудови моделі може бути різним. Важливо, щоб вона була адекватна процесу, що моделюється [1].

Метою статті є обґрунтування множини моделей для дослідження зернових збирально-транспортних комплексів.

Результати дослідження. На етапі виділення проблеми ефективного використання комбайнів, в першу чергу, мусимо з'ясувати, в яких системах вони використовуються. Назагал відомо, що комбайни використовуються у складі сільськогосподарських підприємств (СПП) та підприємств технологічного сервісу (ПТС). Що стосується ПТС, то вони розділяються на машинно-технологічні станції (МТС), які фінансово є незалежними від СПП, та виробничі обслуговуючі кооперативи (ВОК), парк зернозбиральних комбайнів яких формується завдяки коштів декількох СПП. Парк зернозбиральних комбайнів МТС створюється здебільшого на приватній основі. Однак, не виключено, що він може формуватися і за рахунок держбюджету. Таким чином, використання парку зернозбиральних комбайнів слід досліджувати у трьох системах: 1) СПП; 2) ВОК; 3) МТС, створених як на приватній, так і бюджетній основі.

Для кожної зазначеної системи можемо виділити характерні організаційні форми використання комбайнів. Для СПП характерною організаційною формою є внутрігосподарське використання комбайнів у складі тимчасових спеціалізованих загонів. Для МТС головною організаційною формою є централізоване використання комбайнів у різних СПП, що здебільшого працюють на полях автономно від комбайнів СПП. Характерною організаційною формою використання комбайнів у ВОК є їх централізоване міжгосподарське використання.

Використання комбайнів відбувається під впливом комерційних інтересів підприємств. Ці інтереси є для різних підприємств специфічними. Для СПП вони формуються на основі аналізу зернового ринку, обґрунтування обсягів посіву різних зернових культур, узгодження обсягів збирання зернових культур з наявністю власних комбайнів, а також обґрунтування доцільності залучення до

збирального процесу комбайнів ПТС. Інтерес ВОК формується подвійно – інтересами СГП, які їх створюють, та власне інтересом ВОК – максимально заспокоїти комерційні інтереси СГП і, разом з ними, отримати свою частку від загального прибутку. Сьогодні комерційний інтерес МТС полягає в тому, щоб за сезон якомога більше заробити коштів від централізованого збирання зернових, що певним чином дискредитує їх діяльність. Очевидно, що в МТС цей інтерес має бути узгодженим із комерційним інтересом СГП – зібрати вирощений урожай з якомога меншими втратами. Домогтися узгодження цих інтересів потрібно на правовій основі – гарантійних зобов'язань МТС стосовно своєчасності збирання зернових культур на окремих полях СГП за умови завчасного (за декілька тижнів) інформування МТС про терміни досягання зернових на полях СГП.

Потреба заспокоєння комерційних інтересів зумовлює пошук ефективних умов виконання зернозбиральних процесів. Власне ці умови характеризуються, в першу чергу, функціональною структурою та інфраструктурою системи збирання, а також організаційними методами виконання збирального процесу. З огляду на об'єкт дослідження (зернозбиральний комплекс) проблемою є встановлення відповідності параметрів зернозбирального комплексу та його сезонної виробничої програми. Вона є характерною для всіх підприємств (табл.). Окрім того, проблемою для СГП та ВОК є визначення обсягу площі ранніх зернових для централізованого збирання комбайнами МТС. Для МТС слід виділити такі ще проблеми, як обґрунтування оптимальної віддалі територіального переміщення комбайнів по адміністративних районах, що відрізняються термінами досягання ранніх зернових культур, а також обґрунтування числа комбайнів, для яких доцільно створювати компенсвальну ланку інтенсивного збирання ранніх зернових культур на основі обчислення [2].

Для опису проблеми слід, у першу чергу, окреслити явища і факти, які об'єктивно існують у процесі збирання ранніх зернових. Відносно проблеми узгодження параметрів комбайнового парку та характеристик сезонної виробничої програми можна виокремити такі явища та факти: 1) швидкість руху комбайна у загінці залежить від його параметрів (пропускної здатності), характеристик хлібостою та ухилу поля; 2) можливість комбайнового збирання достиглих ранніх зернових культур на заданому полі в той чи інший момент календарного часу є кліматично зумовленою; 3) терміни досягання ранніх зернових на окремих полях того чи іншого СГП не співпадають; 4) площа, конфігурація та рельєф полів під ранніми зерновими культурами є неоднаковими; 5) тривалість безперервної

роботи комбайнерів та шоферів є обмеженою; 6) урожайність, соломистість, забур'яненість та полеглисть ранніх зернових на різних полях є неоднаковими; 7) віддаль між полями під ранніми зерновими та токами СГП є неоднаковою; 8) кліматичні умови збиральних сезонів тієї чи іншої природнокліматичної зони є мінливими; 9) тривалість відвезення зерна від комбайнів до току зумовлюється станом доріг, віддалю до току, а також дією випадкових чинників; 10) простої у робочий час комбайна на полі зумовлюються як випадковими, так і детермінованими чинниками тощо.

З метою розв'язання проблеми визначення в тому чи іншому СГП обсягу площі ранніх зернових для їх централізованого збирання комбайнами МТС слід враховувати явище нерівномірності досягання цих культур на його полях, а також факт нестабільності добової продуктивності комбайнів.

Таблиця. Рівні розв'язування та зміст головних проблем ефективного збирання ранніх зернових

Рівень розв'язання	Зміст головних проблем
СГП, ВОК	1. Узгодження параметрів комбайнового парку та характеристик сезонної виробничої програми збирання ранніх зернових. 2. Визначення обсягу площі ранніх зернових культур для централізованого збирання комбайнами МТС
МТС	1. Узгодження параметрів комбайнового парку для централізованого збирання ранніх зернових культур у заданому адміністративному районі (області) та характеристик сезонної виробничої програми. 2. Обґрунтування оптимальної віддалі територіального переміщення комбайнів МТС по адміністративних районах, що відрізняються термінами досягання ранніх зернових культур. 3. Обґрунтування числа комбайнів МТС, для яких доцільно створювати компенсвальну ланку інтенсивного збирання ранніх зернових культур обчисленням

Окрім зазначених явищ та фактів, під час дослідження проблеми територіального переміщення комбайнів МТС по адміністративних районах враховується той факт, що терміни

достигання ранніх зернових культур у різних природнокліматичних зонах України є неоднаковими.

З метою вирішення проблеми визначення числа комбайнів МТС, для яких доцільно створювати компенсувальну ланку, слід враховувати всі зазначені факти та явища, а також те, що збільшення інтенсивності збирання зернових на основі обчісуючих жнивварок створює проблему не лише у потребі подрібнення соломи, що залишається на полі після збирання, але й у додаткових транспортних засобах для відвезення зерна від комбайнів, обладнаних обчісуючими жнивварками. Іншими словами, збільшення інтенсивності збирання зернових культур вимагає додаткових капітальних вкладень.

Що стосується визначення критеріїв для оцінення збиральних процесів, то вони загалом відомі [3]. Зокрема, в першу чергу визначається такий фізичний показник збирання, як обсяг своєчасно та несвоєчасно зібраних площ [4]. Несвоєчасне збирання зернових культур зумовлює втрати вирощеного врожаю, які виражаються в натуральних та вартісних показниках. Зведені витрати коштів (зокрема, питомі зведені витрати) враховують втрати врожаю через несвоєчасність збирання, поточні витрати на паливо-мастильні матеріали, ремонт, технічне обслуговування та оплату праці виконавців, а також вартісне оцінення уречевленої в комбайнах праці, енергії та матеріалів. Зведені витрати коштів слід визнати характеристичним критерієм, на основі якого здійснюється порівняння альтернатив.

Для системного вирішення зазначених проблем не можна залишити поза увагою питання ідеалізації окремих явищ та обґрунтування критеріїв. У контексті цих процедур зазначимо, що в роботі ідеалізуються від факту залежності витрат часу на переїзд комбайнів між полями сезонної виробничої програми, а також можливих їх простоїв у робочий час з технічних причин. Окрім того, ідеалізуються простої комбайна через непогоду – в один і той же момент часу через непогоду зупиняються всі комбайни, що працюють на різних полях того чи іншого СГП. Тобто вважається, що кліматичні умови в певний момент часу для всіх полів з достиглим врожаєм даного СГП є однаковими.

Розглядаючи декомпозицію окремих проблем ефективного використання зернозбиральних комбайнів, можемо зауважити, що кожна з них органічно складається з декількох автономних задач. Зокрема, стосовно узгодження параметрів комбайнового парку того чи іншого СГП (ВОК) із сезонною виробничою програмою збирання слід розглядати щонайменше три автономні задачі: 1) визначення для

заданих кліматичних та природно-виробничих умов, а також сезонної виробничої програми збирання ранніх зернових культур оптимальної структури та потрібної кількості комбайнів; 2) визначення оптимальної структури та потрібної кількості автомобілів для відвезення зерна від комбайнів; 3) визначення для заданих параметрів парку зернозбиральних комбайнів СГП (ВОК) оптимальної програми.

Що стосується проблеми визначення для того чи іншого СГП (ВОК) доцільності та обсягу площі ранніх зернових культур для централізованого їх збирання МТС, то в ній можна виокремити такі задачі: 1) визначення для заданого комбайнового парку СГП (ВОК) оптимальної сезонної програми збирання ранніх зернових культур; 2) власне обґрунтування обсягу площі та окремих полів під зерновими культурами для централізованого збирання.

Аналізуючи проблеми МТС, можемо для першої з них виділити такі задачі: 1) визначення оптимальної сезонної програми централізованого збирання ранніх зернових культур для комбайна заданої пропускну здатності; 2) визначення потреби в автомобілях для відвезення зерна від комбайна; 3) визначення для заданого комбайнового парку МТС оптимальної сезонної виробничої програми централізованого збирання ранніх зернових культур в заданому регіоні. Для проблеми обґрунтування оптимальної віддалі територіального переміщення комбайнів МТС по адміністративних регіонах природнокліматичних зон, що відрізняються термінами досягання ранніх зернових культур, виділяють такі задачі: 1) визначення різниці в термінах досягання ранніх зернових культур у заданих природнокліматичних зонах держави; 2) визначення залежності ймовірності потреби одночасного збирання ранніх зернових культур у заданих двох природнокліматичних зонах держави від віддалі між ними; 3) оптимізація віддалі територіального переміщення комбайнів.

Для проблеми обґрунтування кількості комбайнів МТС, за якої доцільно створювати компенсуючу ланку, вирішуються такі задачі: 1) обґрунтовується залежність втрат вирощеного врожаю ранніх зернових культур у регіоні через несвоєчасність їх централізованого збирання за оптимальної сезонної виробничої програми комбайнового комплексу МТС від кількості комбайнів; 2) оптимізується кількість комбайнів МТС, за якої доцільно створювати компенсуючу ланку.

Композиція розв'язків зазначених складових задач головних проблем ефективного використання комбайнів як для умов внутрігосподарської, так і міжгосподарської та централізованої організаційних форм уможливило розв'язання зазначених проблем.

Для узгодження відповідності параметрів комбайнового парку того чи іншого підприємства (організації) та сезонної виробничої програми першочерговим завданням є встановлення годинної продуктивності (W_{ry}^z) г-ї марки (пропускної здатності) комбайна на γ -у полі. Нами доведено [5], що вона залежить від багатьох груп чинників, головними з яких є – технологічні (T_l), технічні (T_r), організаційні (O), природно-виробничі (B), кліматичні (K_l):

$$W_{ry}^z = f^I (T_l, T_r, B, K_l, O). \quad (1)$$

В основі розкриття цієї залежності лежить метод системотехніки, який базується на тому, що дослідження системи “комбайн-поле” досягається завдяки її моделюванню [6].

Аналіз різних методів моделювання переконує, що досліджувати систему “комбайн-поле” слід за допомогою статистичного імітаційного моделювання. Зумовлено це, в першу чергу, стохастичністю тривалості подій, з яких складається цей процес, зокрема, руху комбайна в загинці, його розвороту в кінці гону, заповнення та вивантаження бункера тощо.

Добова продуктивність комбайна (W_{ry}^o) зумовлюється його годинною продуктивністю та кліматично-допустимою тривалістю ($t_{p\delta}$) робочого часу доби, а також простоями (t_n) комбайна з різних причин:

$$W_{ry}^o = f^{II} \left(W_{ry}^z, t_{p\delta}, t_n \right). \quad (2)$$

Для з'ясування цієї продуктивності слід знайти $t_{p\delta}$ та t_n . Тривалість $t_{p\delta}$ є величиною випадковою і зумовлюється особливостями кліматичних умов тієї чи іншої доби. Ці умови впливають на вологість хлібної маси (хлібостою) і певним чином зумовлюють значення годинної продуктивності. З огляду на це, у моделі добової продуктивності W_{ry}^o розглядаються причинно-наслідкові зв'язки:

$$W_{ry}^z = f^{III} (t_{p\delta}), \quad (3)$$

$$W_{ry}^o = f^{IV} (t_{p\delta}). \quad (4)$$

Тривалість простоїв комбайна (t_n) через відсутність автомобілів залежить від їх кількості. Потрібна кількість автомобілів для обслуговування одного комбайна визначається на основі статистичного імітаційного моделювання системи “поле-комбайн-автомобілі”. У цьому разі з'ясовується вплив кількості автомобілів N_a^{ry} на продуктивність W_{ry}^o та оптимізується елементарний збирально-

транспортний комплекс “поле-комбайн-автомобілі”, а також визначається його добова продуктивність як імовірна величина.

Розглянута задача оптимізації елементарної системи “поле-комбайн-автомобілі” та дві статистичні імітаційні моделі для визначення годинної та добової продуктивності комбайна є основою для узгодження параметрів системи “сезонна програма – парк комбайнів – парк автомобілів” (ПКА) як для СГП та ВОК, так і для МТС. Однак, з огляду на особливості перебігу їх збирально-транспортних процесів, параметри цієї системи для згаданих підприємств обґрунтовуються по-різному. Розглянемо особливості функціонування системи ПКА для цих підприємств. Перш за все зазначимо, що вони зумовлюються компактністю полів із зерновими для СГП і ВОК, та навпаки, значним територіальним розосередженням їх для МТС. Територіальна близькість полів із досягними зерновими є підставою для ідеалізації дії кліматичного чинника на перебіг збирального процесу – якщо кліматичні умови тієї чи іншої доби унеможливають збирання ранніх зернових на заданому полі, то вони, аналогічно, не дають змоги збирати зернові і на інших полях сезонної програми комбайна СГП чи ВОК.

Територіальне розосередження полів із досягними зерновими культурами, що є характерним для виробничої програми МТС, не дає змоги взяти для моделі аналогічну ідеалізацію явища впливу кліматичних умов на перебіг збирального процесу. Окрім того, воно зумовлює збільшення розкиду на календарній вісі часу терміну досягання тієї чи іншої зернової культури на окремих полях. З огляду на цю особливість, потрібний комбайновий парк визначається на основі різних моделей – одних для СГП та ВОК, інших - для МТС.

Потрібний парк комбайнів для СГП та ВОК обґрунтовується за декілька етапів: 1) для заданої структури сезонної програми СГП (ВОК), визначається оптимальна сезонна площа (S_r^{opt}) збирання ранніх зернових комбайном r -ї марки; 2) виконується аналіз питомих сукупних витрат (B_r) на збирання зернових r -м комбайном за оптимальної площі та визначається марка комбайна, за якої $B_r \rightarrow \min$; 3) визначається потреба СГП в комбайнах, що забезпечують мінімальне значення питомих сукупних витрат B_r ; 4) моделюється збиральний процес СГП за умови використання цих комбайнів та визначаються сукупні витрати на збирання ($\sum B_r$); 5) аналізуються можливі варіанти покращення структури комбайнового парку та обґрунтовується скінченна множина вдосконалених його варіантів; 6) виконується моделювання процесу збирання зернових культур

комбайновим парком для різних його варіантів; 7) на основі оцінювання сукупних витрат коштів на збирання зернових ($\sum B_z$) для z -о варіанту структури парку та їх порівняння між собою визначають найкращий (оптимальний) варіант комбайнового парку СГП (ВОК).

Для оптимального варіанту комбайнового парку СГП (ВОК) існує ризик того, що певна площа ранніх зернових культур не буде зібрана ним своєчасно (якби його не існувало, комбайновий парк не можна було б оптимізувати). Цю площу, а також можливо й іншу СГП (ВОК) повинно планувати для централізованого комбайнового збирання МТС.

Для визначення потрібного комбайнового парку МТС, перш за все, оцінюють сезонну програму P_s для централізованого збирання ранніх зернових. Ця програма в тому чи іншому адміністративному районі (області) складається із сукупності полів під зерновими культурами окремих СГП (ВОК), які планують збирати централізовано. Вона характеризується: 1) загальною площею (S_c); 2) числом зернових культур (n_k); 3) часткою кожної з них у загальній площі (p_k). Окрім цього, важливими характеристиками сезонної програми є також площі полів під окремими зерновими культурами ($S_{\gamma k}$), а також терміни досягання зернових на окремих полях ($t_{\gamma k}^0$).

Знаючи характеристики сезонної програми централізованого збирання ранніх зернових в адміністративному районі (області), потребу в зернозбиральних комбайнах визначають в такій послідовності: 1) сезонну програму ділять на складові за критерієм довжини гону та ухилом полів, а також урожайності культур; 2) визначається оптимальна сезонна площа ($S_{\gamma k}^{opt}$) збирання ранніх зернових комбайном r -ї марки за умови використання його на γ -х полях з k -ю культурою; 3) за умови зміни γ -х полів та k -х культур для комбайна r -ї марки визначається множина оптимальних програм ($\{S_{\gamma k}^{opt}\}$) та відповідно множина питомих сукупних витрат ($\{B_{\gamma k}\}$) на збирання; 4) на основі порівняння цих витрат формують ранжовану їх множину ($\{B_{\gamma k}^p\}$); 5) аналогічні дослідження виконують для множини марок комбайнів - $\{r\}$; 6) для кожної марки комбайнів порівнюють ранжовані множини $\{B_{\gamma k}^p\}$ між собою та визначають умови (γk_r), за яких комбайн r -ї марки є кращим від інших; 7) формують ранжований ряд умов $\{\gamma k_r\}$, за яких комбайн r -ї марки має перевагу над іншими; 8) для кожної складової цього ряду визначають площу під зерновими - $\{S_{\gamma k}\}$; 9) потребу в комбайнах r -ї марки для централізованого збирання зернових визначають із співвідношення - $N_r = S_{\gamma k} / S_{\gamma k}^{opt}$.

Оптимальна сезонна площа для одного комбайна r -ї марки як для СГП та ВОК, так і для МТС визначається на основі відповідних

статистичних імітаційних моделей. Статистичну імітаційну модель використовують також і для моделювання роботи комбайнового парку СГП (ВОК). На основі цього визначаються оптимальні параметри парку та оптимальна площа СГП (ВОК) для централізованого збирання ранніх зернових культур.

Збільшити сезонне навантаження на комбайни і, таким чином, підвищити ефективність їх використання можна в умовах України завдяки збиранню упродовж одного сезону ранніх зернових у декількох природно-кліматичних зонах, що відрізняються термінами досягання цих культур, на основі територіального переміщення комбайнів МТС. А тому, у контексті формування комбайнового парку МТС, важливою задачею є визначення оптимальної віддалі територіального переміщення комбайнів з однієї природно-кліматичної зони в іншу. Зі збільшенням цієї віддалі зростає ймовірність своєчасного виконання зернозбирального процесу в кожній окремій зоні [7]. Однак, у цьому разі збільшуються транспортні витрати на передислокацію комбайнів МТС. Фізичні показники централізованого збирання ранніх зернових культур у двох (або й більше) природно-кліматичних зонах України, що розташовані на певній віддалі між собою, визначаються на основі статистичного імітаційного моделювання збирального процесу одним (або групою) комбайном у цих зонах. У цьому разі в моделі відображають не лише різницю в термінах досягання ранніх зернових, що є характерною для цих зон, але й враховують природно-виробничі та кліматичні їх особливості.

З метою зменшення ризику втрат від несвоєчасного збирання ранніх зернових культур КК МТС у його структурі передбачають компенсвальну ланку, яка унеможливає інтенсивне збирання ранніх зернових культур методом обчисування [2]. Ця ланка складається із обчисуючої жнивarki, додаткового автомобіля для відвезення зерна, а також машинно-тракторного агрегату для подрібнення соломи, що залишається на полі після обчисування колосків.

Така ланка формується не на весь збиральний сезон, а лише на певну його частину – коли МТС не встигає збирати зернові культури способом прямого комбайнування. Формується така ланка для певного числа комбайнів МТС. Обґрунтування числа комбайнів МТС, для яких доцільно створити компенсвальну ланку інтенсивного збирання ранніх зернових культур обчисуванням здійснюється на основі статистичного імітаційного моделювання централізованого збирання ранніх зернових культур групою комбайнів з визначеними (оптимальними) характеристиками сезонної програми для заданого адміністративного району (області). Компенсвальна ланка буде

ефективною за умови, якщо очікувана вартісна оцінка втрат урожаю через несвочасність збирання ранніх зернових культур на окремих полях комбайнами МТС не буде меншою за зведені витрати коштів на створення та функціонування цієї ланки.

Таким чином, використання концепції системотехніки дає змогу виділити для СГП та ВОК дві та для МТС три характерні проблеми ефективного використання комбайнів.

Висновки: 1. Використання концепції системотехніки як науково-методичної основи обґрунтування ефективних зернозбирально-транспортних комплексів дало змогу виділити для СГП та ВОК – дві та для МТС – три головні проблеми. 2. Розв'язання кожної з головних проблем можливе за умови вирішення низки часткових задач, зокрема, для двох проблем СГП та ВОК існує п'ять головних задач їх вирішення, а для трьох проблем МТС – вісім. 3. Розв'язання кожної із задач вимагає розроблення таких головних моделей: „комбайн – поле”; „поле – комбайн – автомобіль”; „сезонна програма – парк комбайнів – парк автомобілів”. 4. Потрібний комбайновий парк СГП та ВОК обґрунтовується за сім етапів. 5. Потребу регіону в зернозбиральних комбайнах для централізованого збирання ранніх зернових визначають за дев'ять етапів. 6. Подальші дослідження мають бути скеровані на моделювання збиральних процесів.

Література

1. Дружинин В.А., Конторов Д.С. Системотехника. – М.: Радио и связь, 1985. – 200 с.
2. Сенчук С.Р. Метод обґрунтування компенсуючої ланки комбайнового комплексу за централізованого збирання зернових культур // Праці ТДАТА: наукове фахове видання; Вип. 22. – Мелітополь, 2004. – С. 124-130.
3. Киртбая Ю.К. Основы теории использования машин в сельском хозяйстве. – К.; М.: Машгиз, 1957. – 278с.
4. Ціп Є.І. Сезонна програма комбайна і ризик у процесі централізованого збирання ранніх зернових: Автореф. дис...канд. техн. наук. – Львів: Львів. ДАУ. - 2002. – 18 с.

Рецензент д.т.н., проф., О.В. Сидорчук

О.В. Сидорчук, д.т.н., В.С. Спічак, А.В. Татомир, П.М. Луб
Львівський державний аграрний університет,
А.В. Бурилко
Міністерство аграрної політики

АНАЛІЗ ЧИННИХ НАУКОВО-МЕТОДИЧНИХ ЗАСАД ВИЗНАЧЕННЯ ПОТРЕБИ В ТЕХНІЦІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ПІДПРИЄМСТВ

Проаналізовані друковані праці стосовно обґрунтування потреби в техніці сільськогосподарських підприємств, методи вирішення задач у цій галузі та їх взаємозв'язок. Обґрунтовано потребу в подальшому розвитку науково-методичних засад визначення потреби в техніці.

Постановка проблеми. Одним із найважливіших завдань механізації сільського господарства є обґрунтування забезпечення аграрних підприємств технікою. Повне його розв'язання є дуже складним і методика отримання розв'язку значною мірою залежить від того, господарства якої природнокліматичної зони розглядаються.

У зв'язку із реформуванням агропромислового комплексу змінилися й форми господарювання, а відповідно – й критерії оцінки ефективності діяльності підприємств. Виходячи з цього, існує проблема обґрунтування потреби в техніці для сільськогосподарських підприємств.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналізуючи останні публікації та наукові праці, можна стверджувати, що питаннями вибору техніки сільськогосподарських підприємств займалась велика кількість відомих вчених у галузі механізації сільського господарства, зокрема Б.С. Свірщевський, Ю.К. Кіртбая, А.А. Зангієв, Р.Ш. Хабатов, Л.В. Погорілий, Е.І. Липкович, В.Г. Єнікєєв, В.Д. Саклаков, Е.А. Фінн та інші. У працях цих авторів викладено основні ідеї щодо розв'язку основних задач у цьому напрямку.

Мета дослідження. Метою статті є виокремлення задач стосовно обґрунтування потреби сільськогосподарських підприємств у техніці та визначення взаємозв'язків між ними.

Результати дослідження. Найпростіший аналітичний розв'язок задачі підбору тракторів і сільськогосподарських машин для визначених об'єктів виробництва різних культур базується на побудові графіків машиновикористання. Розрахунок необхідної кількості

агрегатів для виконання кожної операції проводяться за формулою [16]

$$n \geq \frac{S}{W \cdot t \cdot D},$$

де S – обсяг робіт (площа), га; W – годинна продуктивність агрегату, га/год; t – тривалість роботи в добу, год; D – допустима тривалість виконання операції, діб.

Тоді необхідна господарству кількість тракторів визначається шляхом побудови графіку машиновикористання, для вирівнювання якого пропонується [11] змінювати послідовність окремих робіт і кількості агрегатів, що виділяються на дану роботу в певні періоди часу.

Однак такі елементарні методи виходили з певних допущень, зокрема детермінованості системи, певної “допустимої” тривалості виконання окремих операцій. Більш досконалі методи в основному передбачають визначення характеристик ефективності машинно-тракторного парку та оптимізації складу техніки на підставі відшукання їх екстремуму.

Основні задачі щодо визначення потреби в техніці були сформульовані в праці [18]. Класифікація розглянутих робіт в галузі обґрунтування параметрів машинно-тракторного парку господарств наведена в таблиці.

Як видно з таблиці, всі задачі обґрунтування машинно-тракторного парку розв’язані з окремими недоліками; разом з тим у цих працях створено значну теоретичну базу для подальшого вдосконалення методів визначення потреби в техніці.

Загальна постановка задачі оптимізації агрегатів дана Ю.К. Кіртбая [10]. Йдеться про визначення оптимального складу агрегату для кожного виду операцій та умов їх виконання. В праці [19] запропоновано враховувати стохастичність основних чинників. Окремими авторами розглядається зміна швидкості агрегатів, спричинена рельєфом конкретного поля. Викладено підходи, що дозволяють розробити імітаційну модель виконання операцій.

Дані моделі можуть служити адекватним інструментом дослідження за допущення, що розглядувані системи є простими замкнутими системами. Використання детермінованих аналітичних методів є достатньо зручним, якщо необхідно отримати орієнтовні результати, котрі не потребують значної точності, а тому можуть служити для інженерних розрахунків. При побудові більш складних моделей, де оптимізація агрегатів є попередньою задачею для подальшого моделювання, точність запропонованих методів є недостатньою.

Оптимізація підбору машин для виконання послідовних операцій передбачає, що для кожної операції є визначене значення площі вирощування культури, оптимальне в тому сенсі, що за цієї площі досягається найбільш повне завантаження всіх машин комплексу. В кінцевому випадку ця задача зводиться до розрахунку парку машин за умови вирощування монокультури. Методи вирішення цієї задачі дозволяють вирішувати лише питання визначення локальної ефективності наборів машин для вирощування лише однієї культури, і не можуть бути використані для опису сільськогосподарського підприємства як цілісної системи.

Задачі оптимізації складу та використання груп взаємодіючих машин передбачають узгодження роботи основних і допоміжних агрегатів під час виконання технологічних операцій. Найбільш прийнятними для їх дослідження є імітаційні моделі. Запропоновані методи можуть адекватно відтворювати процеси за умови врахування стохастичності.

Визначення оптимального парку машин проводиться на підставі оцінки ефективності функціонування певних його варіантів. Основним підходом до вирішення задачі вибору оптимального машинно-тракторного парку в ряду авторів є лінійне програмування. Крім того, отримали розвиток моделі, де враховується залежність виходу продукції від своєчасності виконання робіт, а також коливання термінів виконання робіт, продуктивності та інших показників використання машин в залежності від погодних умов.

У праці [1] розглянуто окремі методичні питання оптимізації плану використання наявного парку, котрі дають основу для постановки та розробки алгоритмів вирішення задач оперативного управління використанням машинно-тракторного парку.

Розробка підходів до створення наборів машин до тракторів дозволяє значно підвищити продуктивність праці на основних роботах. Ця задача полягає в тому, що для певного типу тракторів у відповідних природно-кліматичних зонах потрібно визначити оптимальний набір машин з певними характеристиками, для досягнення максимальної ефективності виконання операцій.

Задача оптимізації системи машин для комплексної механізації рослинництва розглядалась як задача сумісної оптимізації типу та кількості машин для галузі в розрізі природнокліматичних зон, причому запропоновано її вирішення на основі розширеної задачі вибору оптимального машинно-тракторного парку окремого підприємства. Для побудови таких моделей, зокрема і за використання попередньо розроблених методів оптимізації парку машин,

використано детерміновані методи, а отже, отримані на їх основі результати можуть слугувати лише орієнтовними оцінками системи.

Таблиця. Класифікація праць стосовно методів розв'язку задач щодо визначення потреби в техніці

Перелік задач щодо визначення потреби в техніці	Використовувані методи								Головні недоліки		
	Математичний аналіз	Математичне програмування		Статистичні методи	Теорія масового обслуговування	Системний аналіз	Імітаційне моделювання			Евристичні методи	
		Лінійне	Нелінійне				Детерміноване	Статистичне			
1. Оптимізація агрегатів	[8]			[1; 19]		[10]	[15]			Не створено закінченої імітаційної моделі	
2. Оптимальний підбір машин для виконання послідовних операцій	[3]									Не розроблено методи вибору оптимального комплексу машин	
3. Оптимізація складу і використання груп взаємодіючих машин							[20]	[20]		Розглянуто тільки один спосіб виконання і організації робіт	
4. Визначення оптимального парку машин		[2; 5; 19]	[6]	[9]			[17]	[7]	[4]	[13]	Не враховується технологічний ризик
5. Оптимізація наборів машин до тракторів	[14]										Відсутність завершених методів аналізу систем
6. Оптимізація системи машин для комплексної механізації рослинництва					[12]						Не враховується технологічний ризик

Задачі 1-3 є попередніми стосовно визначення оптимального парку машин, і їх розв'язок є передумовою створення більш складних моделей. Задачі 5 та 6 розглядаються як наслідкові попередньої, але їх розв'язок може служити для вирішення задачі 4 в наступному наближенні. Схема взаємозв'язку між даними задачами наведена на рис.

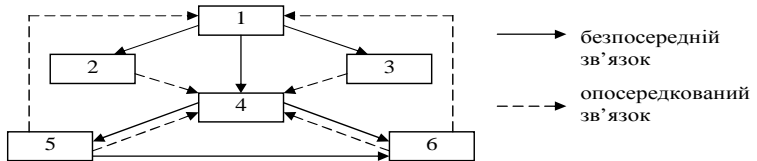


Рис. Схема взаємозв'язків між задачами визначення потреби в техніці

Як видно із рисунка, дані задачі тісно взаємопов'язані, точність розв'язку кожної з них залежить від розв'язку інших.

Найбільш загальний підхід був здійснений Е.А. Фінном у праці [18]. Зокрема, він розробив метод обґрунтування оптимального парку машин, розглянув задачі оптимального використання наявного парку машин, оптимізацію типажу машин на перспективу та задачі планування поставок техніки. Однак автор розглядає сільськогосподарські підприємства з точки зору планової економіки, не враховуючи фінансового стану окремих господарств. Як основний метод дослідження Е.А. Фінн використовує імітаційне моделювання. Крім того, для побудови часткових підмоделей використовується лінійне програмування.

Можна відмітити, що використаний автором системний підхід, будучи у суті своїй правильним, не може автоматично бути застосованим для обґрунтування потреби в техніці сучасних сільськогосподарських формувань, оскільки зміни умов, прийнятих автором при побудові моделей, суттєво позначились на зміні критеріїв ефективності.

Окрім перелічених задач, що широко описані в літературі, існує, на наш погляд, ще декілька, які прямо впливають із попередніх, а саме задачі обґрунтування раціонального використання техніки при централізованому обслуговуванні сільськогосподарських виробників та визначення оптимального парку машин за використання адаптивних технологій рослинництва. Їх можна виділити в окремий клас, оскільки розв'язування цих задач потребує іншого підходу, врахування певної специфіки.

Перша з них складається із трьох підзадач: визначення кількості техніки, що вирішувалися здебільшого детермінованими методами, визначення структури парку, що так і є невирішеною,

принаймні вітчизняними авторами; обґрунтування сезонної програми для машинних агрегатів за централізованого їх використання. У цьому напрямі зроблено певні спроби, зокрема у праці [21] для обґрунтування сезонної програми комбайнів для централізованого збирання ранніх зернових автор використав статистичне імітаційне моделювання.

Щодо визначення оптимального парку машин за використання адаптивних технологій вирощування культур, то задача ставиться таким чином: потрібно визначити ефективність різних варіантів набору машин для вирощування певних культур за умови використання різних технологій залежно від умов конкретного року. На сьогодні роботи з цього питання відсутні.

Висновки: На даний час, у зв'язку із глобальними змінами в аграрному секторі, питання визначення потреби в техніці знову набуло актуальності. Проблема вибору техніки для сільськогосподарських підприємств складається із ряду взаємопов'язаних задач, які потрібно розглядати в системній єдності. Назгаль дана система задач стосовно визначення потреби в техніці відноситься до задач, які потрібно розв'язувати постійно, оскільки з часом змінюються не лише кількісні, але і якісні характеристики початкових умов, а побудова достатньо гнучкої моделі, що могла б враховувати такі зміни на даний час не видається можливою.

Література

1. Арабов И.А. Рациональные методы распределения машинно-тракторных агрегатов на сельскохозяйственных работах. – Механ. и электриф. соц. с. х-ва. – 1957. – № 1.
2. Диденко Н.К. Основы комплектирования машинно-тракторного парка колхозов и совхозов Полесья УССР: Автореф. дис... докт. техн. нау. – Київ: Укр. с.-г. акад. – 1971. – 35 с.
3. Диденко Н.К., Гречкосей В.Д., Мельник И.И. Обоснование состава комплексов машин для растениеводства // Механиз. и электриф. с. х-ва. – 1980. – № 9. – С. 4-5.
4. Докин Б.Д. Обоснование системы машин с точки зрения системного подхода // Научн.-техн. бюл. СибИМЭ. – 1978. – №1. – С. 3-7.
5. Еникеев В.Г., Кисилева А.А. Оптимизация структуры МТП с учетом критериальных оценок // Зап. / ЛСХИ. –Л., 1973. – Т. 235. – С. 130-135.
6. Еникеев В.Г., Энштейн Д.Б., Иоффе И.В. и др. Экономико-математическая модель и математическое обеспечение системы расчетов средств технической оснащённости сельского хозяйства // Научн. тр. / ЛСХИ – 1978. – Т. 357. – С. 3-6.

7. Жак С.В., Шатуновский Г.М., Чистяков И.Д. Выбор оптимальной структуры парка сельскохозяйственных машин в условиях неопределенности // Экон. и мат. методы. – 1974. – № 11. – С. 3-5.
8. Зангиев А.А. К вопросу оптимизации параметров МТА // Сб. научн. тр. /МИИСП. – 1975, т. 12, вып. 2. – С. 112-118.
9. Кашин В.Г., Иващенко Н.П. Прогнозирование структуры МТП // Механиз. и электриф. с. х-ва. – 1983. – № 10. – С. 37-39.
10. Киртбая Ю.К. Элементы теории оптимальных параметров мобильных с.-х. агрегатов // Тракторы и сельхозмашины. – 1966. – № 12. – С. 19-22.
11. Киртбая Ю.К. Основы теории использования машин в сельском хозяйстве. – М., К: Машгиз. – 1959. – 276 с.
12. Липкович Э.И. Аналитические основы системы машин. – Ростов-на-Д.: Кн. изд-во, 1983. – 110 с.
13. Любимцев А.Г. Методы расчета потребности и планирование сельскохозяйственной техники с применением масштабных нормативов // Научн. тр. СибИМЭ. – Новосибирск, 1975. – Вып. 2, ч. 2. – С. 32-41.
14. Орлов Н.М., Папернов Ю.Д., Сверличенко О.М. Определение наборов с.-х. машин к трактору Т-150К на примере типичного хозяйства // Тр. ВИСХОМ. – Вып. 91. – 1978. – С. 37-48.
15. Саклаков В.Д. Методика выбора МТА в зависимости от объема работ // Методы оптимального проектирования и организации с.-х. произв. процессов и операций. – Ставрополь, 1973. – С. 172-181.
16. Свищевский Б.С. Эксплуатация МТП. – М.: Сельхозгиз, 1950. – 504 с.
17. Скирта Б.К. Методологические основы имитационного моделирования в управлении сельскохозяйственным производством: Автореф. дис...докт. экон. наук. - Л.: НИИЭС ОП НЗ РСФСР. - 1982. - 51 с.
18. Финн Э.А. Оптимизация эксплуатационных систем сельскохозяйственной техники: Дис...д-р. техн. наук. –Глеваха, 1989. - 425 с.
19. Хабатов Р.Ш. Прогнозирование оптимальных параметров агрегатов и состава МТП. – К.: УкрНИИНТИ, 1969. – 76 с.
20. Цвик Б.Д. и др. Обоснование состава уборочно-транспортных комплексов. // Механиз. и электриф. с. х-ва. – 1988. – № 8. – С. 17-20.
21. Ціп Є.І. Сезонна програма комбайна і ризик у процесі централізованого збирання ранніх зернових: Автореф. дис... канд. техн. наук. – Львів: Львів. ДАУ. – 2002. – 18 с.

М.М.Скалига, к.т.н., М.О.Гандзюк, к.т.н.
Луцький державний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ГЛИБИНИ ПОШКОДЖЕНЬ КОРЕНЕПЛОДІВ ПІД ЧАС ЇХ УДАРУ В ПРУТКОВІ ПОЛОТНА

У статті наведено методику і результати експериментальних досліджень з визначення глибини пошкоджень коренеплодів цукрових буряків залежно від параметрів їх ударної взаємодії з прутковими полотнами бурякозбиральних машин.

Постановка проблеми. Велика кількість робочих органів бурякозбиральних машин викликають пошкодження коренеплодів. Тому постає проблема визначення глибини пошкоджень коренеплодів цукрових буряків залежно від параметрів їх ударної взаємодії з робочими органами бурякозбиральних машин.

Мета дослідження. Розробка методики і проведення досліджень з визначення глибини пошкоджень коренеплодів цукрових буряків залежно від параметрів їх ударної взаємодії з прутковими полотнами бурякозбиральних машин.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню ступеня пошкоджень коренебульбоплодів залежно від параметрів їх ударної взаємодії з робочими органами збиральних машин присвячено ряд наукових праць [1; 2; 3; 4; 5; 6; 7]. Однак, в основному, вони стосуються агресивних робочих органів (шнекових, роторних, кулачкових), або визначають обмеження по швидкості ударної взаємодії коренеплодів із суцільними поверхнями (наприклад, при падінні цукрових буряків на дно причепів, їх взаємодії з нерухомими щитками машин). При цьому параметри ударної взаємодії коренебульбоплодів із прутковими полотнами вивчені не достатньо глибоко.

У конструкціях бурякозбиральних машин широко застосовуються скребокві транспортери, виконані на основі пруткових полотен, які послідовно розташовуються в технологічному ланцюгу машин. У цьому випадку перевантаження коренеплодів з одного робочого органу на інший супроводжується ударними взаємодіями (перепади по висоті між вивантажувальною та завантажувальною ланками пруткових транспортерів), які призводять до їх механічних пошкоджень.

Як відомо з праць Р.Б.Гевка і О.Б.Павелчак [4; 7] основними факторами, які впливають на глибину пошкоджень тіла коренеплодів, є маса тіл контакту, швидкість їх ударної взаємодії, мінімальні радіуси кривизни та жорсткість поверхонь робочих органів. Однак для пруткових очисних транспортерів очевидним є те, що суттєвий вплив на ступінь пошкодження коренеплодів матимуть жорсткість основи та зусилля натягу робочих ланок полотен і розміщення зони їх контакту з коренеплодами, оскільки по боках полотна дискретно розташовуються підтримуючі ролики або зірочки, а жорсткість полотен у напрямку розташування прутків є різною.

Результати дослідження. З метою проведення експериментальних досліджень для визначення впливу параметрів ударної взаємодії на глибину пошкоджень коренеплодів розроблений стенд, варіанти принципів схем якого зображено на рис.1. Він складається з рами 1, на бокових основах якої закріплені ролики 3 (рис.1а). На ролики опираються еластичні гумово-кордові зубчасті паси 4, до яких із заданим кроком закріплені прутки 5. З однієї сторони стенду крайній пруток полотна зафіксований в скобоподібному кронштейні 2, а з іншої сторони полотно охоплює барабани 6, вал яких встановлений в підшипникових опорах. Зі сторони розташування барабанів полотно натягується за допомогою тарувальних важелів 7.

Як варіант, визначати глибину пошкоджень коренеплодів при взаємодії з прутковими полотнами можна безпосередньо на горизонтально розташованих транспортерах коренезбиральних машин. В цьому випадку ведений барабан 2 фіксується за допомогою стопора 1, а ведучий барабан 4 від'єднується від вузлів приводу, що дозволяє за допомогою тарувальних важелів 5 натягувати пруткове полотно 3 (рис.1, б).

При проведенні експериментальних досліджень швидкість вдарення коренеплодів у пруткове полотно визначається з висоти їх вільного падіння за відомою залежністю

$$V = \sqrt{2gh},$$

де h - висота вільного падіння коренеплодів; g - прискорення вільного падіння.

Взаємодія коренеплодів з полотном повинна відбуватись безпосередньо з одним прутком зоною переходу напівсферичної поверхні в конусну, оскільки, як встановлено в роботі [7], така зона тіла цукрових буряків є найбільш травмонебезпечною. Контакт коренеплодів з одним прутком також характеризує максимальне пошкодження тіла буряків, а тому вибір раціональних параметрів пруткових полотен повинен проводитись за умови найбільш

несприятливих варіантів взаємодії коренеплодів з робочими органами, при яких пошкодження продукту обробки не перевищуватиме агровиимог, встановлених Держстандартом України.

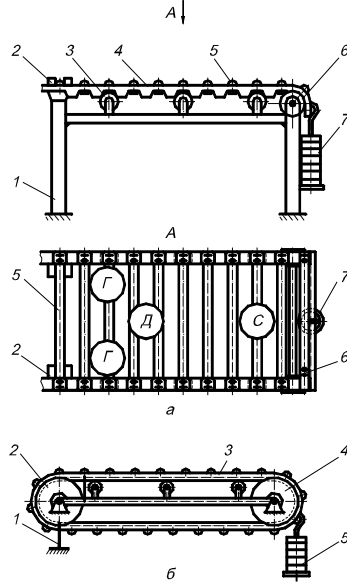


Рис.1. Схеми стендів для визначення глибини пошкоджень коренеплодів залежно від параметрів їх ударної взаємодії з прутковими полотнами

Під час проведення досліджень необхідно визначити вплив різних зон пруткового полотна на глибину пошкодження тіла коренеплодів цукрових буряків.

Зони Г (рис.1а) характеризуються положенням прутка в одній вертикальній площині з роликками, а його взаємодія з коренеплодом здійснюватиметься біля місць кріплення прутка до бокових пасів. Зона С відображає аналогічне положення прутка, однак його взаємодія з коренеплодом повинна відбуватись в середній частині полотна. Зона Д характеризує положення прутків між підтримуючими роликками.

Очевидним є те, що жорсткість прутків полотна у вищенаведених зонах буде різною, а тому її необхідно враховувати під час проведення експериментальних досліджень.

Глибина пошкоджень коренеплодів вимірюється штангенциркулем за методикою, яка викладена в роботах [4, 7].

Експериментальні дослідження здійснювались за планом повнофакторного експерименту, за відомою методикою [8], змінними факторами, які враховувались при визначенні глибини пошкодження тіла коренеплодів при їх взаємодії з прутком, розташованим в площині двох підтримуючих роликів, були: швидкість ударного зіткнення V_y , яка визначалась з висоти вільного падіння буряка $h: V_y = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$, маса коренеплодів m_k , а також жорсткість різних зон прутків.

Як стенд для експериментальних досліджень з визначення впливу параметрів ударної взаємодії коренеплодів з прутками полотна на глибину пошкодження тіла цукрових буряків був вибраний горизонтальний прутковий транспортер доочисного пристрою, ведений барабан якого стопорився, а ведучий від'єднувався від приводу. Пруткове полотно в зоні розташування ведучого барабана навантажувалось тарувальними важелями (рис.1, б). Для забезпечення кидання коренеплодів на пруткове полотно з повздовжнього завантажувального транспортера знімали напрямний щиток.

Попередні експериментальні дослідження показали, що при взаємодії коренеплодів з прутками, які розташовані в площині підтримуючих роликів, пошкодження тіла буряків були на 12...18 % вищі, ніж при положенні прутків між підтримуючими роликками.

Натяг полотна, при умові розташування прутка над підтримуючими роликками, практично ніякого впливу на глибину пошкоджень тіла коренеплодів не давав, оскільки пруток, в даному випадку, імітував балку на двох опорах.

Діаметр прутків d , а також його довжина між зонами кріплення до тягових елементів L не змінювались, оскільки дані параметри для коренезбиральних машин є стандартизованими: $d=10$ мм; $L=900$ мм.

Дослідження проводились лише для центральних ударів, оскільки, згідно з даними Павельчак О.Б. [7], такий вид удару є найбільш травмонебезпечним.

Експерименти ставились при одночасній зміні факторів за планом повнофакторного експерименту ПФЕ 2^2 , матриця якого включає $n = 4$ незалежних експериментів із повторюваністю дослідів в кожній точці по п'ять разів ($m_0=5$). Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів:

$$3,2 < V_y < 4,2 \text{ (м/с)}; 0,4 < m < 1,2 \text{ (кг)}.$$

За результатами лабораторних досліджень отримано рівняння лінійної регресії для визначення глибини пошкодження тіла коренеплодів від параметрів їх взаємодії з прутковим полотном:

$$Y = -10,67 + 3,18V_y + 6,08m.$$

Висновки. Отримані результати досліджень доцільно використовувати при проектуванні робочих органів бурякозбиральних машин.

Література

1. Брей В.В. Исследование и разработка механизированного процесса извлечения из почвы корней сахарной свеклы: Автореф. дис.канд. техн. наук: 05.20.04. - К., 1972.- 32с.

2. Булгаков В.М., Павелчак О.Б., Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г. Методика оцінки ступеня пошкодження коренеплодів коренезбиральною машиною // Збірник наукових праць Національного аграрного університету. “Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том 7. – Київ: НАУ.- 2000.- с. 14-19.

3. Верещагин Н.И. Динамические характеристики соударения клубней картофеля с другими телами // Рабочие органы и устройства для возделывания, уборки и послеуборочной обработки корнеклубнеплодов: Сб. науч. тр. / НПО ВИСХОМ. - М.: НПО ВИСХОМ, 1990.- с. 50-54.

4. Гевко Р.Б. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів робочих органів бурякозбиральних машин: Дис... д-ра техн. наук: 05.05.11. - Київ, 2000. – 362с.

5. Гевко Р.Б., Поліщук В.А. Вибір конструктивних параметрів робочих органів бурякозбиральних машин з умови непошкодження коренеплодів // Сільськогосподарські машини: Збірник наукових статей. Волинське відділення ІАУ. - Луцьк, 1997.- с.109-117.

6. Зуев Н.М. Исследование качества работы свеклоуборочных комбайнов в зависимости от агрофизических свойств сахарной свеклы при различных способах формирования насаждения растений: Автореф. дис., канд. техн. наук.- Харьков, 1971.- с.20.

7. Павелчак О.Б. Розробка конструкцій та обґрунтування параметрів очисників коренеплодів: Дис. канд. техн. наук: 05.05.11.- Луцьк: ЛДТУ.- 2000.- 166с.

8. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин.- К.: НМК ВО, 1992.- 320 с.

Рецензент д.т.н., проф. М.М. Хелемендик

І.М. Соловей, к.т.н., В. Г. Подобайло, к.т.н., Н.П. Семенова
Бережанський агротехнічний інститут

ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОКАТОДНОГО МЕТОДУ ДЛЯ ЗАХИСТУ КУЗОВІВ АВТОМОБІЛІВ ВІД КОРОЗІЇ

У статті наведено результати досліджень із застосуванням анодів збільшеної площі при захисті кузовів автомобілів від корозії електрокатодним методом. Встановлено залежність дії захисту від форми і розміру електродів.

Постановка проблеми. У процесі експлуатації автомобіля не можливо уникнути механічних пошкоджень частин кузова в результаті наїздів, зіткнень і т.д. Добре відомо, що метал у пошкоджених місцях швидко ржавіє, причому від цього явища не захищає лакофарбове покриття. Однією із основних причин корозії в даному випадку є поява внутрішніх місцевих механічних напруг, які руйнують його структуру.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Практично єдиним методом захисту від корозії металу з внутрішніми напругами є катодний захист, оскільки запобігає дії зовнішніх факторів на метал. Даний метод захисту корпусу автомобіля вже використовується як у вітчизняній так і зарубіжній практиці. Ті частини кузова, які піддаються найбільшому впливу вологи виготовляються із сталі з одно- або двостороннім цинковим покриттям товщиною близько 0,08 мм [1]. При швидкості корозії цинку в межах 0,02 мм/рік цього покриття, у місцях ушкодження покриття, вистарчає для захисту ще на декілька наступних років.

На жаль більшість заводів виробників випускають автомобілі з кузовами без захисного цинкового покриття хоча загальна вартість такого автомобіля з таким кузовом була б більшою на 600-800 грн.

Для захисту “нелуджених” кузовів застосовуються пристрої електрокатодного захисту, який можна встановити на кузов автомобіля [2]. Найпростіша схема такого типу пристрою зображена на рис. 1.

У даному пристрої використовуються аноди (1) розміром 2×2 см з підводом проводів до кожного з них.

Після дворічної експлуатації даного пристрою на автомобілі виявилися недоліки в його роботі:

- мала площа захисту, захист одним анодом здійснюється в межах 10-15см по радіусу;

- обрив та пошкодження з'єднувальних проводів від анодів розміщених на днищі кузова;
- складність установки анодів через їх велику кількість (30-40 анодів на один автомобіль).

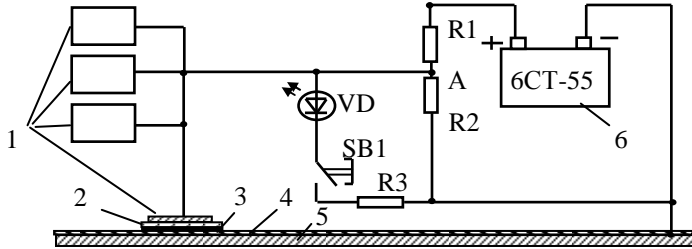


Рис.1. Електрична схема антикорозійного пристрою: 1-аноди; 2-ізолятор; 3-клей; 4-лакофарбове покриття; 5-корпус автомобіля; 6-аккумуляторна батарея

Мета дослідження. Покращення роботи захисту за схемою (рис.1) шляхом зміни форми анодів, а саме збільшення їх площі.

Результати дослідження. Для дослідження розміщення захисного потенціалу по поверхні лакофарбового покриття кузова пропонується скористаємося аналогією між полем в електропровідному середовищі та електростатичним, оскільки там і там використовується вектор напруженості E .

Напруженість електричного поля у точці в електропровідному середовищі за законом Ома виражається:

$$E = \delta \rho, \text{ В} \quad (1)$$

де δ – густина струму; ρ – питомий опір.

У електростатичному полі напруженість визначається:

$$E = \frac{Q}{4\pi \epsilon_a R^2}, \text{ В} \quad (2)$$

де Q – заряд тіла; ϵ_a – діелектрична проникність середовища; R – відстань від зарядженого тіла до точки.

Для цього захисний анод (електрод) розглянемо як заряджену вісь довжиною L (рис.2). Заряд на одиницю довжини осі дорівнює τ . Виділивши відрізок електроду довжиною dx то на ньому буде заряд τdx .

Врахувавши відрізок dx як точковий заряд, за теоремою Гауса створювана ним напруженість в точці K .

$$dE = \frac{\tau dx}{4\pi \epsilon_a R^2}, \text{ В/м} \quad (3)$$

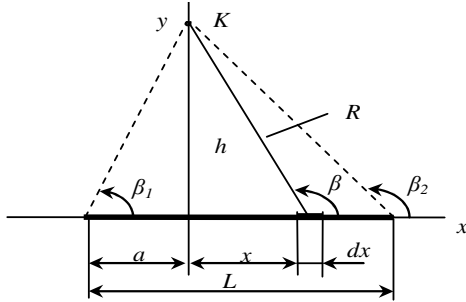


Рис.2. Схема до визначення потенціалу точки K створюваного зарядженою віссю L

Складова потенціалу $d\phi$ в точці K від точкового заряду τdx :

$$d\phi = \frac{\tau dx}{4\pi \epsilon_a R}, \text{ В.} \quad (4)$$

З цього виразу зрозуміло, що при збільшенні довжини зарядженої осі L зростає значення потенціалу у точці K .

Потенціал у точці K відносно всієї довжини зарядженої осі L можна визначити за виразом [4]:

$$\phi_K = U_K = \frac{\tau}{4\pi \epsilon_a} \left(\text{Arsh} \frac{L-a}{h} + \text{Arsh} \frac{L}{2h} \right), \text{ В.} \quad (5)$$

Прийнявши, що точка K знаходиться на середній лінії довжини зарядженої осі L на відстані h :

$$\begin{aligned} \phi_K = U_K &= \frac{\tau}{4\pi \epsilon_a} \left(\text{Arsh} \frac{L}{2h} + \text{Arsh} \frac{L}{2h} \right) = \frac{\tau}{4\pi \epsilon_a} \left(2 \text{Arsh} \frac{L}{2h} \right) = \\ &= \frac{2\tau}{4\pi \epsilon_a} \left(\text{Arsh} \frac{L}{2h} \right), \text{ В.} \end{aligned} \quad (6)$$

Замінивши значення постійної складової $\frac{2\tau}{4\pi \epsilon_a} = C$,

отримаємо

$$\phi_K = U_K = C \left(\text{Arsh} \frac{L}{2h} \right), \text{ В.} \quad (7)$$

Збільшивши довжину зарядженої осі у N разів, потенціал у точці K на відстані h визначимо за виразом:

$$\phi_K = U_K = C \left(\text{Arsh} \frac{L \cdot N}{2h} \right), \text{ В.} \quad (8)$$

Вирази (7) і (8) можна використати для порівняння захисного потенціалу у точці при різних формах захисних електродів (їх площі).

На рис.3 зображені розрахункові криві зміни захисного потенціалу по поверхні кузова при використанні двох різних за формою захисних електродів (анодів) розміром 2×2 см та 10×2 см. Відстань h , береться від середини довжини анода.

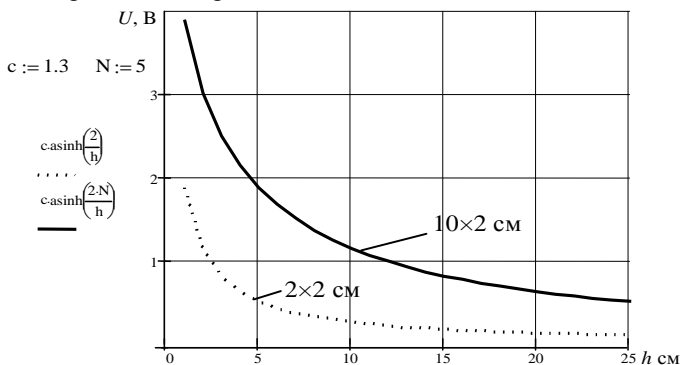


Рис.3. Порівняльна характеристика розміщення захисного потенціалу по поверхні від двох різних за розмірами анодів 2×2 та 10×2 см

Відповідно довжина першого анода (зарядженої осі) – 2см, другого анода – 10см.

Як видно із (рис.3) анод із більшою довжиною захищає більшу поверхню, а це дозволяє більш рівномірно розподілити захисний потенціал.

Висновок. Дослідження із встановленням анодів із зміненою формою показали більшу ефективність захисту кузова від корозії та надійність в роботі за рахунок збільшення радіусу дії захисту, зменшення загальної кількості анодів та відсутності зеднувальних проводів на днищі кузова.

Література

1. Люблинский Е.Я. Электрохимическая защита от коррозии. - М.: Госэнергоиздат, 1987.
2. Терешин В., Бондаренко А. Ток защищает от коррозии // За рулем. - 1993 - №12. – С. 23.
3. Красноярский В.В., Зобов Е.В. Электрохимическая защита сооружений и оборудования от коррозии. – 1981.
4. Бессогов Л.А. Теоретические основы электротехники. – М.: Высшая школа, 1986.- 262 с.

Рецензент д.т.н. проф. В.Ф. Дідух

М.М. Толстущко, Г.А. Хайліс, д.т.н., М.С. Драган, к.ф.-м.н.
Луцький державний технічний університет
О.В. Сидорчук, д.т.н., І.О. Ніщенко, к.ф.-м.н.
Львівський державний аграрний університет

АНАЛІЗ ВЗАЄМОДІЇ СТРІЧКИ ЛЬОНУ З РОБОЧОЮ ПОВЕРХНЕЮ РОЗСТИЛАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

У статті наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень процесу розстилання стеблової стрічки льонокомбайном. Виведено аналітичні залежності для обґрунтування параметрів розстилального пристрою льонокомбайна.

Постановка проблеми. Важливим завданням льонарської галузі сільського господарства є підвищення якості виконання технологічних операцій збирання льону на підставі розроблення нових та вдосконалення наявних робочих органів льонокомбайнів [1, 2, 3, 4]. Однією з основних операцій є розстилання стеблової стрічки на льоновищі, яку наявні розстилальні пристрої льонокомбайнів недостатньо якісно виконують. Внаслідок цього порушуються агротехнічні вимоги до розстеленої стеблової стрічки, що надалі сприяє значним втратам якості та кількості отриманої льонопродукції [2, 3, 4, 5]. виправити таку ситуацію можна на основі системного обґрунтування параметрів розстилальних пристроїв завдяки аналізу взаємодії стеблової стрічки з їх робочою поверхнею.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Сьогодні є досить багато теоретичних та експериментальних досліджень присвячених вивченню процесу розстилання стеблової стрічки льону, але їх результати свідчать про те, що окремі основні параметри розстилальних пристроїв та характеристики стрічки льону між собою неузгоджені [2, 3, 5].

Мета дослідження – проаналізувати взаємодію стеблової стрічки льону з робочою поверхнею розстилального пристрою льонокомбайна та обґрунтувати основні параметри цього пристрою.

Результати дослідження. Для обґрунтування параметрів розстилального пристрою необхідно проаналізувати рух стебел стрічки льону на його фрикційній, плоскій, похилій поверхні.

Під час розробки математичної моделі руху стебел стрічки на робочій поверхні розстилального пристрою льонокомбайна приймаємо такі допущення: 1) льонокомбайн, який обладнаний розробленим

пристроєм, під час роботи здійснює поступальний, прямолінійний і рівномірний рух; 2) опором середовища нехтуємо; 3) стрічку стебел льону будемо розглядати як дискретне середовище, що складається з окремих шарів стебел, кожен з яких представляє собою групу паралельно вкладених один на одному однакових стебел масою m і довжиною l ; 4) вважаємо, що шар стебел не перекидається під час руху і відносне зміщення стебел у шарі відсутнє; 5) нехтуємо контактом між сусідніми шарами стебел у стрічці; 6) стебла льону будемо розглядати як тверді тіла у формі тонких стрижнів з нерівномірно розподіленою щільністю по довжині; 7) аналізуємо рух нижнього стебла шару, яке безпосередньо взаємодіє з робочою поверхнею розстиляльного пристрою, причому до цього стебла прикладаємо силу ваги вищерозташованих стебел у даному шарі.

Зауважимо, що поняття “шару стебел” базується на понятті “групи стебел”, трактування якого дано в [1]. Схематично модель шару стебел у стрічці зображено на рис. 1. Тут, шар стебел розміщений між вертикальними прямими 1–1 і 2–2, а C, C_1, C_2, \dots, C_k – центри мас стебел у шарі, які розміщені вздовж однієї вертикалі 3–3.

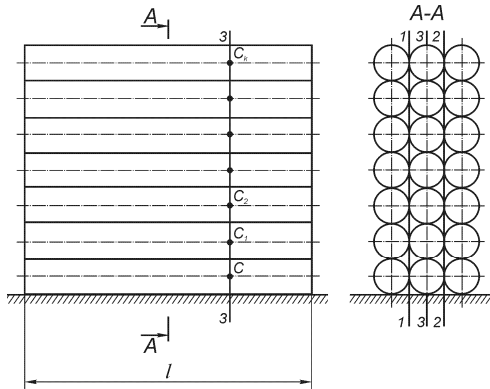


Рис. 1. Схематичне зображення моделі шару стебел у стрічці

Кількість стебел $k+l$ у шарі приблизно дорівнює:

$$k+l \approx n_1 \cdot b_1 \cdot i_0 \cdot d_{cep} = i_n \cdot d_{cep}, \quad (1)$$

де k – кількість стебел, що розташовані над нижнім стеблом шару; n_1 – кількість працюючих бральних секцій льонокомбайна; b_1 – ширина захвату однієї бральної секції льонокомбайна; i_0 –

кількість стебел на 1 м^2 поля; d_{cep} – середнє значення діаметра стебла у стрічці; $i_n = n_1 \cdot b_1 \cdot i_0$ – кількість стебел на 1 м довжини стрічки льону.

Маса $m_{\text{ш}}$ усього шару стебел стрічки дорівнює:

$$m_{\text{ш}} = m \cdot (k+1) = m_{\text{cep}} \cdot i_n \cdot d_{\text{cep}}, \quad (2)$$

де $m = m_{\text{cep}}$ – середнє значення маси стебла у стрічці.

Схема до аналізу руху нижнього стебла шару стрічки на поверхні розстиляльного пристрою зображена на рис. 2. Тут просторова система координат $O_2x_2y_2z_2$ жорстко пов'язана з рамою льонокомбайна. Тобто, згідно з прийнятими допущеннями, система координат $O_2x_2y_2z_2$ є інерціальною. Льонокомбайн рухається у протилежному напрямку до осі O_2x_2 зі швидкістю v_M .

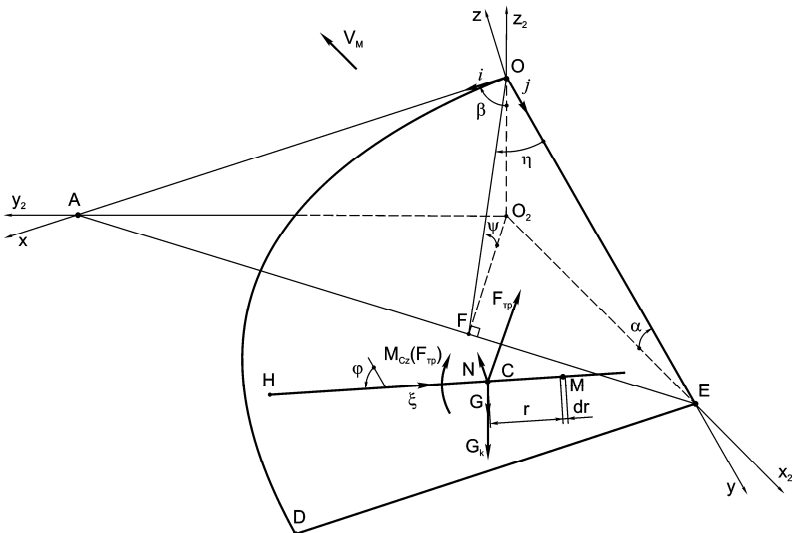


Рис. 2. Схема до аналізу руху нижнього стебла шару стрічки на поверхні розстиляльного пристрою

Плоска поверхня ODE розстиляльного пристрою, з якою пов'язана просторова система координат $Ox_2y_2z_2$, нахилена до горизонталі, у поздовжньо-вертикальній площині $x_2O_2z_2$, під кутом α ($\angle\alpha = \angle OEO_2$), а до вертикалі, у поперечно-вертикальній площині $y_2O_2z_2$, під кутом β ($\angle\beta = \angle AOO_2$). Площина xOy нахилена до горизонтальної площини $x_2O_2y_2$ під кутом ψ ($\angle\psi = \angle OFO_2$) і

перетинає останню по лінії AE ($OF \perp AE$ та $O_2F \perp AE$). У площині xOy знаходиться кут η ($\angle \eta = \angle EOF$).

Стебла шару стрічки на поверхні пристрою здійснюють плоский рух, який можна розглядати як сукупність двох простих рухів: поступального руху стебла з кінематичними параметрами його центра мас та обертового руху стебла навколо його центра мас.

З огляду відомих досліджень властивостей льону [1, 2] впливає, що щільність для обчислених стебел можна вважати розподіленою за лінійним законом по їх довжині. Отже, якщо початок відліку осі $H\xi$ (рис. 2), напрямленої вздовж довжини стебла, розмістити на кінці верхівки останнього, тоді:

$$\gamma(\xi) = \gamma_0 \cdot \xi, \quad (3)$$

де $\gamma(\xi)$ – маса одиниці довжини стебла; γ_0 – стала величина.

Маса стебла m з урахуванням (3) дорівнює:

$$m = \int_0^l \gamma(\xi) d\xi = \gamma_0 \int_0^l \xi d\xi = 0,5 \cdot \gamma_0 \cdot l^2. \quad (4)$$

З формули (4) слідує, що $\gamma_0 = 2m/l^2$. Отже,

$$\gamma(\xi) = 2m \cdot \xi / l^2. \quad (5)$$

Положення центра мас стебла льону:

$$\xi_c = \frac{\gamma_0}{m} \int_0^l \xi^2 d\xi = \frac{2}{3} l. \quad (6)$$

Використовуючи теорему Гюйгенса-Штейнера з теоретичної механіки, визначимо момент інерції стебла відносно осі Cz , яка перпендикулярна до площини xOy , тобто:

$$J_{Cz} = J_{Hz} - m \cdot \xi_c^2 = m \cdot l^2 / 18, \quad (7)$$

де $J_{Hz} = \gamma_0 \int_0^l \xi^3 d\xi = 0,5m \cdot l^2$ – момент інерції стебла відносно осі $H\xi$, яка паралельна осі Cz .

Для розв'язання поставленої вище задачі використаємо диференціальні рівняння плоского руху твердого тіла:

$$\left. \begin{aligned} m \cdot \ddot{x}_C &= \sum_{i=1}^n F_{ix}^e; \\ m \cdot \ddot{y}_C &= \sum_{i=1}^n F_{iy}^e; \\ J_{Cz} \cdot \ddot{\varphi} &= \sum_{i=1}^n M_{Cz} (F_i^e), \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

де \ddot{x}_C, \ddot{y}_C – проєкції вектора прискорення центра мас стебла відповідно на осі Ox та Oy інерціальної системи координат $Oxyz$; $\sum_{i=1}^n F_{ix}^e, \sum_{i=1}^n F_{iy}^e$ – суми проєкцій зовнішніх сил, які діють на стебло, відповідно на осі Ox та Oy ; $\ddot{\varphi}$ – алгебраїчне значення кутового прискорення стебла; $\sum_{i=1}^n M_{Cz} (F_i^e)$ – сума моментів зовнішніх сил відносно осі Cz .

На нижнє стебло, згідно з прийнятими допущеннями, діють (рис. 2): сила ваги G стебла і сила ваги G_k вищєрозташованих k стебел у шарі, нормальна реакція опорної поверхні N , а також сила F_{TP} та пара сил з відповідним моментом $M_{Cz} (F_{TP})$, отримані в результаті зведення елементарних сил тертя ковзання стебла до його центра мас C .

Для визначення сили F_{TP} виділимо нескінченно малий елемент стебла M довжиною dr на відстані r від його центра мас (рис. 2). На цей елемент стебла діє елементарна сила тертя ковзання dF_{TP} , вектор якої дорівнює:

$$d\vec{F}_{TP} = -dN \cdot f \cdot \frac{\vec{v}_M}{|\vec{v}_M|}, \quad (9)$$

де $dN = dm \cdot g \cdot (k+1) \cdot \cos \psi = \frac{2m}{l^2} \cdot g \cdot (k+1) \cdot \cos \psi \cdot \left(\frac{2}{3}l+r\right) dr$ – нормальна реакція опорної поверхні, яка діє на елемент стебла M ; тут $dm = \frac{2m}{l^2} \cdot \left(\frac{2}{3}l+r\right) dr$ – маса нескінченно малого елемента стебла; g – прискорення вільного падіння; ψ – кут нахилу площини руху стебла до горизонту; f – коефіцієнт тертя ковзання стебла на робочій

поверхні розстигального пристрою; \vec{v}_M і $|\vec{v}_M|$ – відповідно вектор і модуль вектора швидкості нескінченно малого елемента стебла M (точки M).

Вектор швидкості точки M стебла, згідно з кінематикою плоского руху твердого тіла, визначається за формулою:

$$\vec{v}_M = \vec{v}_C + \vec{v}_{MC}, \quad (10)$$

де $\vec{v}_C = \dot{x}_C \cdot \vec{i} + \dot{y}_C \cdot \vec{j}$ – вектор швидкості центра мас стебла; тут \dot{x}_C , \dot{y}_C – проекції вектора \vec{v}_C відповідно на осі Ox та Oy інерціальної системи координат $Oxyz$; \vec{i} та \vec{j} – орти відповідних осей координат (рис. 2); \vec{v}_{MC} – вектор швидкості точки M від обертального руху тіла навколо полюса C . Вектор \vec{v}_{MC} напрямлений перпендикулярно до відрізка стебла MC у бік кутової швидкості стебла $\dot{\varphi}$, а модуль $|\vec{v}_{MC}| = \dot{\varphi} \cdot r$.

Модуль вектора $|\vec{v}_M|$ дорівнює:

$$|\vec{v}_M| = \sqrt{v_{Mx}^2 + v_{My}^2} = \sqrt{(\dot{x}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi)^2 + (\dot{y}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi)^2}, \quad (11)$$

де $v_{Mx} = \dot{x}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi$, $v_{My} = \dot{y}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi$ – проекції вектора \vec{v}_M відповідно на осі Ox та Oy .

Отже, рівність (9) можна подати у вигляді:

$$d\vec{F}_r = -\frac{2m}{l^2} \cdot g \cdot (k+1) \cdot f \cdot \cos \psi \cdot \left(\frac{v_{Mx}}{|\vec{v}_M|} \cdot \vec{i} + \frac{v_{My}}{|\vec{v}_M|} \cdot \vec{j} \right) \cdot \left(\frac{2}{3}l + r \right) dr. \quad (12)$$

Інтегруючи залежність (12) по довжині стебла, отримаємо:

$$\vec{F}_r = -\frac{2m}{l^2} \cdot g \cdot (k+1) \cdot f \cdot \cos \psi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \left(\frac{v_{Mx}}{|\vec{v}_M|} \cdot \vec{i} + \frac{v_{My}}{|\vec{v}_M|} \cdot \vec{j} \right) \cdot \left(\frac{2}{3}l + r \right) dr. \quad (13)$$

З урахуванням (12) визначимо сумарний момент елементарних сил тертя ковзання стебла відносно осі Cz :

$$M_{Cz}(F_r) = \frac{2m}{l^2} \cdot g \cdot (k+1) \cdot f \cdot \cos \psi \cdot \left[\cos \varphi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \frac{v_{Mx}}{|\vec{v}_M|} \cdot r \cdot \left(\frac{2}{3}l + r \right) dr + \right. \\ \left. + \sin \varphi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \frac{v_{My}}{|\vec{v}_M|} \cdot r \cdot \left(\frac{2}{3}l + r \right) dr \right]. \quad (14)$$

Отже, згідно зі схемою на рис. 2 та формулами (8), (13) і (14), диференційні рівняння плоского руху нижнього стебла шару стрічки матимуть вигляд:

$$\left. \begin{aligned}
 m \cdot \ddot{x}_C &= (G + G_k) \cdot \sin \psi \cdot \sin \eta - \frac{2m}{l^2} \cdot g \cdot (k+1) \cdot f \times \\
 &\times \cos \psi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \frac{v_{Mx}}{|\vec{v}_M|} \cdot \left(\frac{2}{3}l + r \right) dr; \\
 m \cdot \ddot{y}_C &= (G + G_k) \cdot \sin \psi \cdot \cos \eta - \frac{2m}{l^2} \cdot g \cdot (k+1) \cdot f \times \\
 &\times \cos \psi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \frac{v_{My}}{|\vec{v}_M|} \cdot \left(\frac{2}{3}l + r \right) dr; \\
 J_{Cz} \cdot \ddot{\varphi} &= \frac{2m}{l^2} \cdot g \cdot (k+1) \cdot f \cdot \cos \psi \cdot \left(\cos \varphi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \frac{v_{Mx}}{|\vec{v}_M|} \cdot r \cdot \left(\frac{2}{3}l + r \right) dr + \right. \\
 &\left. + \sin \varphi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \frac{v_{My}}{|\vec{v}_M|} \cdot r \cdot \left(\frac{2}{3}l + r \right) dr \right),
 \end{aligned} \right\} (15)$$

де $G + G_k = m_{ш} \cdot g = m_{сеп} \cdot i_n \cdot d_{сеп} \cdot g$ – сила ваги усього шару стебел стрічки.

Для обґрунтування параметрів розстиляльного пристрою необхідно мати залежності: $\psi = \psi(\alpha, \beta)$ та $\eta = \eta(\alpha, \beta)$. Представимо їх, згідно з рис. 2, у вигляді:

$$\psi = \arcsin \sqrt{\frac{\operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{ctg}^2 \beta}{\operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{ctg}^2 \beta + 1}}; \quad (16)$$

$$\eta = \arcsin \frac{\cos \alpha \cdot \cos \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \sin^2 \beta + \cos^2 \beta}}. \quad (17)$$

Після підстановки у систему (15) усіх величин і спрощення, отримуємо:

$$\left. \begin{aligned}
& \ddot{x}_C = i_n \cdot d_{cep} \cdot g \cdot \left(\sin \psi \cdot \sin \eta - \frac{2}{l^2} \cdot f \times \right. \\
& \left. \times \cos \psi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \frac{(\dot{x}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi) \cdot \left(\frac{2}{3}l + r \right) dr}{\sqrt{(\dot{x}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi)^2 + (\dot{y}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi)^2}} \right); \\
& \ddot{y}_C = i_n \cdot d_{cep} \cdot g \cdot \left(\sin \psi \cdot \cos \eta - \frac{2}{l^2} \cdot f \times \right. \\
& \left. \times \cos \psi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \frac{(\dot{y}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi) \cdot \left(\frac{2}{3}l + r \right) dr}{\sqrt{(\dot{x}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi)^2 + (\dot{y}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi)^2}} \right); \\
& \ddot{\varphi} = \frac{36}{l^4} \cdot i_n \cdot d_{cep} \cdot g \cdot f \cdot \cos \psi \times \\
& \times \left(\cos \varphi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \frac{(\dot{x}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi) \cdot r \cdot \left(\frac{2}{3}l + r \right) dr}{\sqrt{(\dot{x}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi)^2 + (\dot{y}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi)^2}} + \right. \\
& \left. + \sin \varphi \int_{-\frac{2}{3}l}^{\frac{1}{3}l} \frac{(\dot{y}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi) \cdot r \cdot \left(\frac{2}{3}l + r \right) dr}{\sqrt{(\dot{x}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi)^2 + (\dot{y}_C - r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi)^2}} \right).
\end{aligned} \right\} (18)$$

Система нелінійних диференціальних рівнянь (18) розв'язувалась чисельним методом Рунге-Кутга-Фельберга 4-5 порядку на ПЕОМ у середовищі універсальної системи комп'ютерної математики Maple V Release 7.0.

Кут нахилу α поверхні розстиляльного пристрою у поздовжньо-вертикальній площині повинен забезпечити умову руху (ковзання) стебел стрічки вниз, тобто їх спуск на льоновище. Якщо ширина цієї поверхні в зоні подачі стрічки стебел від затискного транспортера L_1 ($L_1 = OE$) більша за значення u_C , при якому швидкість $v_C = 0$, тоді стебла будуть зупинятися та накопичуватися на розстиляльному пристрої. Це є недопустимим явищем, оскільки

розстелені на льоновищі стеблові стрічки повинні бути рівномірними за товщиною і без розривів [2, 3, 5].

Швидкість $v_c \neq 0$, якщо:

$$f \leq \operatorname{tg} \psi = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{ctg}^2 \beta}. \quad (19)$$

При виконанні умови (19) координати y_c центрів мас стебел будуть постійно зростати. Отже, накопичення стебел відсутнє, якщо його параметри α і β задовольняють останню умову.

З іншого боку, чим більший кут α , тим швидше стебла будуть рухатись на поверхні розстиляльного пристрою і вони тоді можуть не встигати повернутись на потрібний кут. Користуючись наведеними вище міркуваннями, виконання умови (19) при довільних значеннях параметра β можливе, якщо $\alpha \approx \operatorname{arctg} f$. Враховуючи наявний рельєф поля і значення коефіцієнта тертя ковзання стебел f [1, 2], необхідно проводити регулювання кута α .

Зауважимо, що величина f залежить від фрикційних властивостей стебел і, значною мірою, від стану робочої поверхні розстиляльного пристрою, яка відшліфовується внаслідок стираючої здатності стебел. За умов плоского шліфування або притирання робочої поверхні коефіцієнт тертя ковзання свіжовибраних стебел має порівняно низькі значення – $f \approx 0,35 \dots 0,60$. Тобто у даному випадку $\alpha = 20^\circ \dots 30^\circ$.

Кут нахилу β поверхні розстиляльного пристрою у поперечно-вертикальній площині повинен забезпечити умови для повертання стебел без значного їх переміщення вздовж осі Ox (рис. 2), при якому потрібно збільшувати розміри цієї поверхні та габарити комбайна, а це завжди небажано.

Рух стебел на поверхні розстиляльного пристрою в напрямку осі Ox можливий завдяки накопиченій в них кінетичній енергії під час подачі від затискного транспортера, а спуск стебел вниз на льоновище відбувається завдяки нахилу поверхні під кутом α .

Межі регулювання параметра β можна встановити на основі аналізу поступальної і обертальної частин плоского руху стебел. Зауважимо, що адекватне математичне описання обертальної частини руху стебла складає велику трудність, оскільки необхідно розглянути велику сукупність стебел, що містяться у різних шарах стрічки і

взаємодіють між собою. Тому обертальну частину руху стебла ми досліджували експериментально.

Згідно з наведеними вище міркуваннями, на виході з розстиляльного пристрою координати стебел стрічки повинні задовольняти умовам:

$$y_{Cк} = L_1; x_{Cк} \leq l_C + b; 80^\circ \leq \varphi_k \leq 100^\circ, \quad (20)$$

де $y_{Cк}$, $x_{Cк}$ – кінцеві значення координат центра мас нижнього стебла шару стрічки; l_C – найбільша відстань між кінцем кореневої частини і центром мас стебла середньої загальної довжини l_{cep} [1, 2]; b – частина ширини робочої поверхні розстиляльного пристрою в зоні спуску стебел на льоновище L_2 ($L_2 = DE$), яка необхідна для повертання стебел; φ_k – кінцеве значення кута φ стебла на робочій поверхні розстиляльного пристрою в зоні спуску на льоновище, яке встановлювалось експериментально.

За допомогою математичного методу планування експерименту отримано регресійну залежність кута нахилу φ_k стебел стрічки на виході з розстиляльного пристрою від його кута нахилу β (80° ; 90° і 100°), діаметра стебла d_{cep} (1,0; 1,7 і 2,4 мм) та кількості стебел на 1 м довжини стрічки i_n (800; 2300 і 3800 шт./м):

$$\varphi_k = 68,6864 + 0,3940 \cdot \beta - 29,4903 \cdot d_{cep} - 0,0080 \cdot i_n + 0,2619 \cdot \beta \cdot d_{cep} + (6,9 \cdot 10^{-5}) \cdot \beta \cdot i_n. \quad (21)$$

На основі наведених вище даних розроблена програма на ПЕОМ у середовищі універсальної системи комп'ютерної математики Maple V Release 7.0 і проаналізовано вплив низки параметрів (β , d_{cep} , i_n) на закон руху центра мас нижнього стебла шару. У процесі аналізу приймали: $x_{C0} = 0,2$ м; $y_{C0} = 0,6$ м; $\dot{x}_{C0} = 1,5$ м/с ($\dot{x}_{C0} \approx v_{TP} = 1,54$ м/с); $\dot{y}_{C0} = 0$ м/с; $\varphi_0 = 0^\circ$; $\dot{\varphi}_0 = 1$ с⁻¹; $L_1 = 1,2$ м; $l = 1$ м; $l_C = 0,4$ м; $b = 0,08$ м; $\alpha = 30^\circ$; $f = 0,58$; $b_1 = 0,38$ м. При цьому параметри β , d_{cep} , i_n змінювались у таких межах: $\beta = 70^\circ \dots 100^\circ$; $d_{cep} = 1,0 \dots 2,4$ мм; $i_n = 800 \dots 3800$ шт./м.

Для прикладу, на рис. 3 побудовані траєкторії руху центра мас нижнього стебла шару стрічки $y_C = y_C(x_C)$ для трьох значень β .

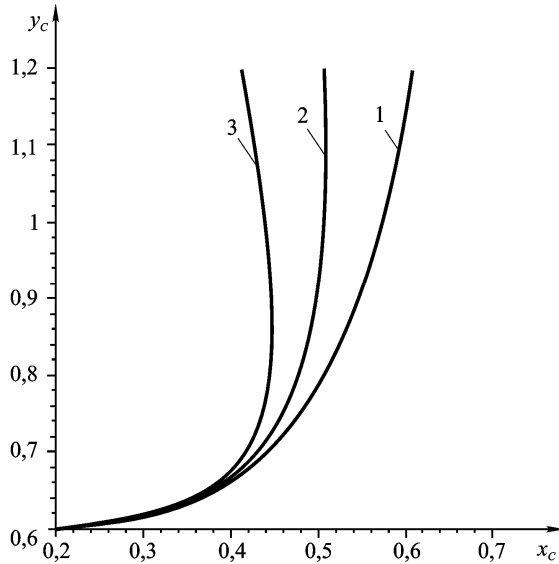


Рис. 3. Траєкторії руху центра мас нижнього стебла шару $y_c = y_c(x_c)$ для $d_{сер} = 1,0$ мм, $i_n = 1000$ шт./м: 1 – $\beta = 85^\circ$; 2 – $\beta = 90^\circ$; 3 – $\beta = 95^\circ$

Висновки. З аналізу отриманих результатів випливає, що для виконання другої умови (20) меншим значенням добутку $d_{сер} \cdot i_n$ повинні відповідати більші значення кута β . Як випливає з отриманих результатів, за будь-яких можливих значень параметрів стрічки $d_{сер}$ та i_n вищезгадана умова виконується, якщо найменший кут β приблизно дорівнює 90° . Для цього значення кута β , як випливає з експерименту (21), третя умова (20) також виконується. Отже, з урахуванням результатів експериментального дослідження повертання стебел стрічки на поверхні розстиляльного пристрою, кут β повинен перебувати приблизно у межах від 90° до 95° .

Література

1. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов. – К.: УААН, 2002. – 374 с.

2. Черников В.Г. Машины для уборки льна (конструкция, теория и расчет). – М.: ИНФРА-М, 1999. – 210 с.

3. Залужний В.І., Сидорчук О.В., Проценко Ю.О. Перспективні напрямки технологій та розробки машин для приготування і піднімання лляної трести // Техніка АПК. – 2004. – №10 – 11. – С. 16 – 18.

4. Саченко В.І., Проценко Ю.О., Залужний В.І., Хайліс Г.А. Льонарям – вітчизняну техніку // Техніка АПК. – 2004. – №12. – С. 19 – 21.

5. Толстушко М.М., Дідух В.Ф., Демидюк М.А. Обґрунтування параметрів розстиляльного пристрою льонокомбайна // Зб. наук. праць НАУ “Механізація сільськогосподарського виробництва”. Т. 12. – К.: НАУ, 2002. – С. 223 – 229.

УДК 631.363.2:633.521

Н.О. Толстушко, Г.А. Хайліс, д.т.н., С.С. Голячук, к.с.-г.н.
Луцький державний технічний університет

АНАЛІЗ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ПАКУВАННЯ СТРІЧКИ ЛЬОНУ

У статті наведено результати аналізу конструкцій та роботи пристроїв рулонних прес-підбирачів для пакування стеблової стрічки льону. Проаналізовано процес формування рулону зі стеблової стрічки в пресувальній камері прес-підбирача.

Постановка проблеми. Льон-довгунець – стратегічно важлива технічна культура України, яка є основним джерелом натуральної сировини для виробництва високоякісних тканин. Будучи важливою галуззю агропромислового комплексу, виробництво льоносировини, на жаль, ще не стабілізоване як стосовно валового збору, так і рентабельності. З-поміж цілої низки причин такого стану особливо вирізняється проблема збирання, яка полягає у значних втратах якості та кількості волокнистої частини врожаю через технічну недосконалість рулонних прес-підбирачів [1, 2, 3].

У рулонних прес-підбирачах для збирання льону робочий процес містить операцію пакування стеблової стрічки у великий тюк циліндричної форми (рулон), яка недостатньо якісно виконується. Під час її виконання відбуваються значні переплутування, скручування та пошкодження стебел у стрічці, порушується паралельність між стеблами. Сформовані рулони зі стеблової стрічки мають значну

нерівномірність розподілу щільності у поперечному перерізі, а маса стрічки в рулоні нижча за необхідну – 2,5...3,0 кг/м, що зменшує якість та продуктивність переробки льоносировини в рулонах. Тому актуальним є завдання поліпшення якості виконання операції пакування стеблової стрічки льону на підставі вдосконалення конструкції рулонного прес-підбирача й обґрунтування параметрів і режимів роботи його пакувального пристрою [1, 2, 3, 4, 5, 6].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомо багато досліджень та публікацій присвячених аналізу конструкцій та роботи рулонних прес-підбирачів, але й до теперішнього часу недостатньо вивчено вплив конструктивних особливостей пакувальних пристроїв цих машин на процес формування рулону зі стеблової стрічки льону [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8]. Немає чіткої відповіді на запитання щодо можливості застосування для льону надійних конструкцій пакувальних пристроїв, призначених для сіна та соломи.

Мета дослідження – проаналізувати наявні конструкції пакувальних пристроїв рулонних прес-підбирачів та їх роботу з огляду на виконання вимог до рулонів льоносировини.

Результати дослідження. Аналіз літературних джерел, патентної інформації, проспектів провідних фірм-виробників прес-підбирачів показує, що у сучасній світовій практиці найбільш поширена рулонна технологія збирання льону-довгунцю. Формування великих тюків циліндричної форми за допомогою рулонних прес-підбирачів має наступні переваги:

а) краща, порівнянно з прямокутними тюками, стійкість проти проникнення атмосферної вологи і, як наслідок, можливість зберігання деякий час обмотаних шпагатом рулонів на полі без погіршення їх якості;

б) простота конструкції обмотувальних апаратів рулонних пресів і можливість використання дешевих видів шпагату;

в) відносно низька питома металомісткість (до 1 т/(га·год)) і енергомісткість (до 15 кВт/(га·год)) рулонних пресів при достатньо великій їх продуктивності (до 2 га/год) та відносно низькій вартості;

г) циліндрична форма тюка дає можливість повністю механізувати всі наступні технологічні операції після збирання льону;

г) рулонна технологія збирання льоносировини найбільш повно забезпечує збереження якості продукції.

Рулонні прес-підбирачі для збирання льону повинні забезпечити виконання таких агротехнічних вимог: чистота підбирання стебел із стрічок – не нижче 99%; пошкодження стебел – не більше 5%; збільшення відносної розтягнутості стебел у стрічці – не

більше 5%; рулони повинні бути циліндричної форми діаметром – не менше 1,1 м, а шириною – не більше 1,2 м; збільшення засміченості стеблової стрічки бур'янами та сторонніми домішками – не більше 3%; щільність рулонів лляної соломи – не більше 110 кг/м³, а лляної трести – не більше 200 кг/м³; маса рулону – не більше 300 кг.

Рулони льоносировини повинні задовольняти ще й такі вимоги, крім вищезгаданих:

а) щоб рулон легко розмотати на льонозаводі без пошкоджень стебел, що знижують вихід довгого волокна, стебла в рулоні повинні бути паралельними і не переплутуватись між собою;

б) рулон повинен зберігати правильну форму при вантажно-розвантажувальних роботах;

в) розміри і розподіл щільності по об'єму рулону повинні забезпечувати оптимальні умови його зберігання та здійснення наступних технологічних операцій (лляну тресту, з умови міцності, можна пресувати до щільності 200 кг/м³, а лляну солому, з умов нормального мочіння, пресують до щільності 110 кг/м³).

г) між шарами стеблової стрічки в рулоні, посередині його ширини, повинен прокладатися шпагат для якісного виконання технологічної операції розмотування рулону на льонозаводі.

Успішне впровадження рулонної технології збирання льону можливе за таких умов: ширина стеблової стрічки льону – не менше як 60 см; вологість льоносировини – до 20%; відсутність на стрічках сторонніх предметів, вороху й продуктів очистки льонокомбайнів від намоток; положення кореневої частини стеблової стрічки з одного боку відносно напрямку руху агрегату; виведення голки для прокладання шпагату між шарами стеблової стрічки в робочий стан відразу після утворення зародка рулону і встановлення її так, щоб шпагат прокладався точно посередині пресувальної камери прес-підбирача; обмотування сформованого рулону в двох місцях не менш як шістьма-сімома витками шпагату; стеблову стрічку під час вилежування на льоновищі потрібно обов'язково обернути на десятий-дванадцятий день після браання льону, а перед пакуванням стеблової стрічки в рулон зробити це вдруге.

Робочі органи пакувального пристрою утворюють пресувальну камеру, в якій формування рулону супроводжується явищем пресування його шарів стеблової стрічки. Основною класифікаційною ознакою рулонних прес-підбирачів, що серійно випускаються кількома десятками фірм світу, є тип пресувальної камери – сталого чи змінного об'єму. Проаналізуємо детально деякі типові конструкції пресувальних камер цих машин, а також

зупинимось на особливостях протікання в них головної технологічної операції – пакування льоносировини в рулон. Зауважимо, що якість роботи преса, значною мірою, залежить від якості виконання саме цієї операції.

На рис. 1 представлена класифікація рулонних пресів за типом та конструкцією пресувальної камери, яка може утворюватись за допомогою різних систем транспортерів, роликів, барабанів, притискачів та поверхні льоновища.

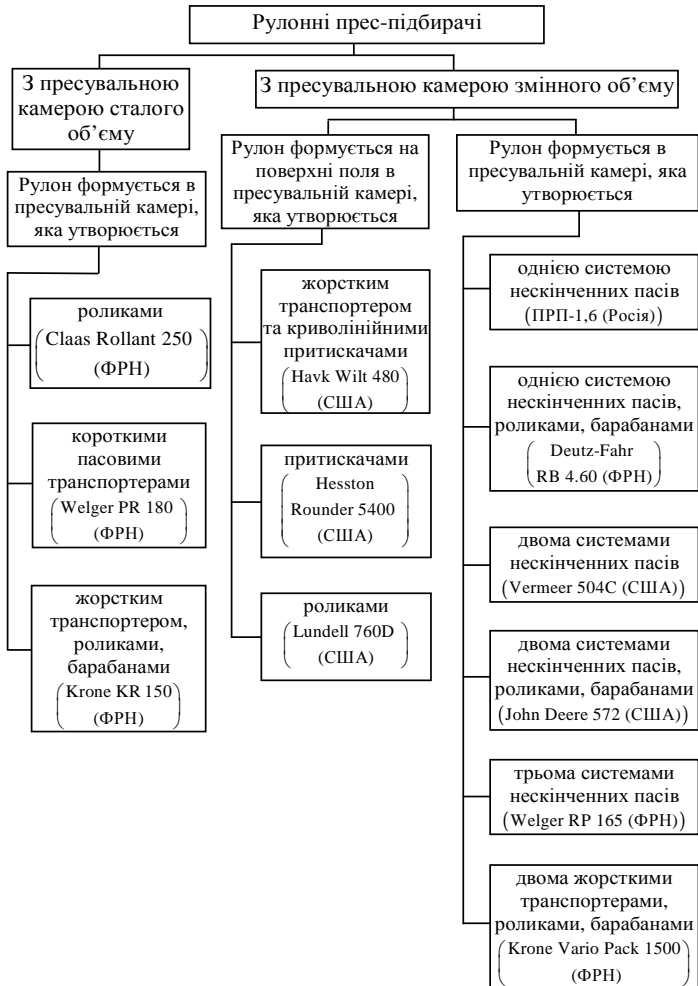


Рис. 1. Класифікація рулонних прес-підбирачів

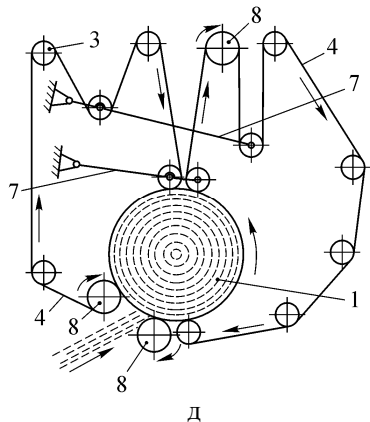
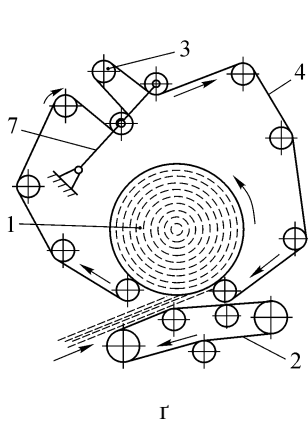
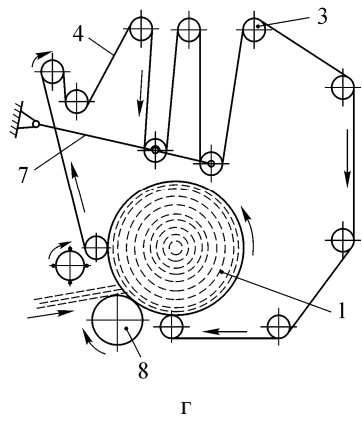
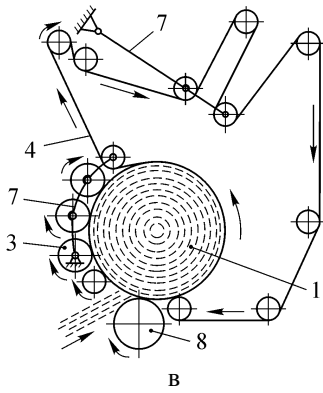
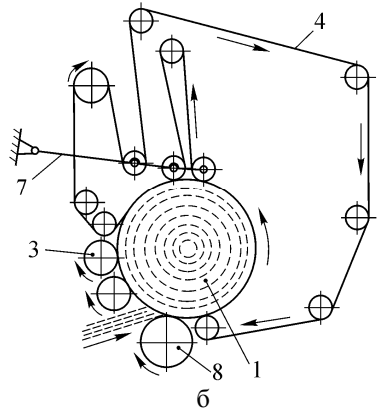
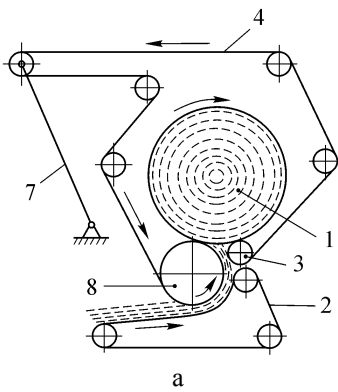
У пресах із змінним об'ємом камери найчастіше її формоутворюючими елементами є системи нескінченних пасів (пасові транспортери), які надають рулону обертального руху і намотують на нього стеблову стрічку, яка подається від підбирача машини. Із збільшенням в камері кількості стеблової маси зростає натяг нескінченних пасів і зменшується кутова швидкість обертання рулону. У деякий момент від початку процесу формування рулону починається переміщення важеля натяжного пристрою з роликами, яких огинають нескінченні паси. Як наслідок, об'єм пресувальної камери поступово збільшується. Основні типові схеми пресувальних камер змінного об'єму рулонних пресів дано на рис. 2, а, б, в, г, д, е, є.

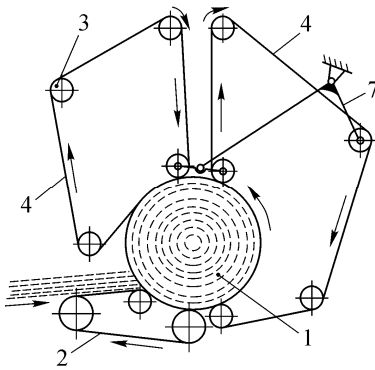
За цілим рядом обставин, вітчизняні льонарі найчастіше застосовують прес ПРП-1,6, який є прототипом багатьох подібних машин (ПРУ-200, ПМ-1200 та інших). В першу чергу, він створений для сіно-соломистих матеріалів, але з пристосуванням ПРЛ-1 його використовують і для волокнистої маси льону [3]. Тут, пресувальна камера (рис. 2, а) утворюється однією системою нескінченних пасів 4, що огинають систему роликів 3 та приводяться в рух барабаном 8. На початку формування зародка рулону ці пасові транспортери 4, між роликом 3 та барабаном 8, створюють петлю діаметром 150...300 мм, що і є початковою формою пресувальної камери.

Як і у більшості рулонних пресів, робочий процес ПРП-1,6 складається з таких операцій: підбирання матеріалу з поля; транспортуванням матеріалу з одночасним його попереднім ущільненням в пресувальну камеру; пакування матеріалу в рулон з обмотуванням готового рулону шпагатом; вивантаження рулону на поле. Після виконання останньої операції всі механізми преса повертаються у вихідне положення і розпочинається формування наступного рулону.

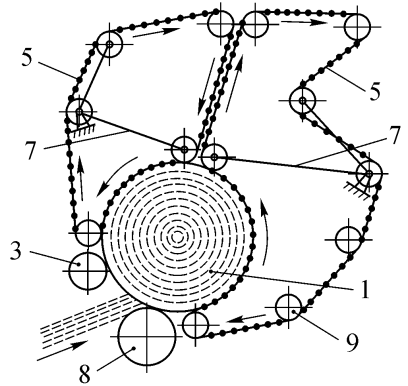
Привод робочих органів ПРП-1,6, як і в інших пресів, здійснюється від валу відбору потужності трактора, з яким агрегатується прес. Для регулювання щільності пресування в межах $100...200 \text{ кг/м}^3$ в конструкції використаний натяжний пристрій пасів 4, що представляє собою пневмогідросистему (на рис. 2 не показано), яка діє на важіль 7 з натяжним роликом. Деякі основні технічні характеристики відомих рулонних прес-підбирачів і, зокрема, для ПРП-1,6 з пристосуванням ПРЛ-1 дано в таблиці.

Операція пакування льоносировини в рулон складається із двох фаз: перша – заповнення й пресування початкової петлі пресувальної камери без зміни її діаметра (формування зародка рулону); друга – заповнення й пресування петлеподібної пресувальної камери із

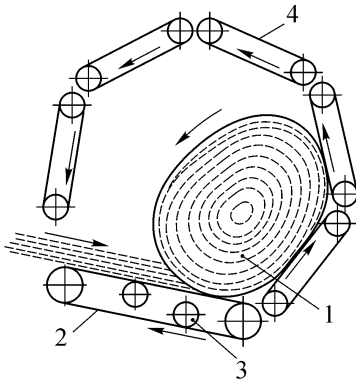




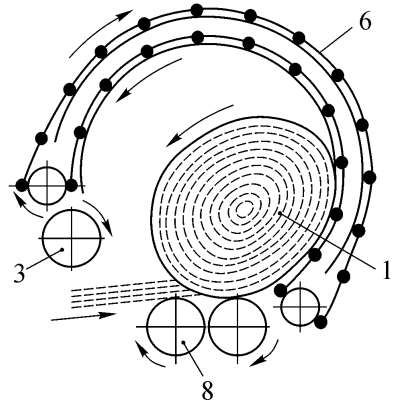
е



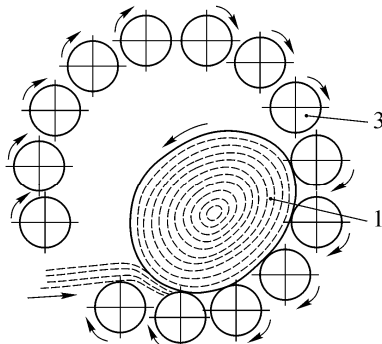
е



ж



з



и

Рис. 2. Схеми пресувальних камер змінного (а, б, в, г, д, е, е) та сталого (ж, з, и) об'ємів рулонних прес-підбирачів: 1 – рулон або стеблова маса льону; 2 – живильний пасовий транспортер; 3 – ролик; 4 – пасовий транспортер; 5 – ланцюгово-планчатий транспортер; 6 – ланцюгово-трубчатий транспортер; 7 – важіль; 8 – барабан; 9 – зірочка

Таблиця Технічна характеристика рулонних прес-підбирачів

Фірма (країна)	Марка, модель	Тип	Максимальні параметри рулона		Показники машини		
			Діа- метр, м	Маса, кг	Маса, кг	Потуж- ність, кВт	Продуктив- ність
ВАТ "Ірпінмаш" (Україна)	ПР-1,2	2	1,3	300	1800	20	1,1 га/год
Завод с.-х. машин ім. Фрунзе (Киргизія)	ПРП-1,6	2	1,6	350	2340	20	0,9 га/год
ОАО "Русхим- маш" (Росія)	ПРМ- 1200	2	1,8	630	1800	30	12 рулонів/год
ОАО "Бежецк- сельмаш" (Росія)	РПЛ-1500	2	1,4	220	2300	25	0,9 га/год
Hesston (США)	5530	2	1,4	250	1165	22	7 т/год
Hesston (США)	5540	2	1,8	550	1725	29	10 т/год
Hesston (США)	5800	2	1,8	680	1775	40	8...10 т/год
John Deere (США)	330	2	1,2	300	1385	33	14 т/год
John Deere (США)	530	2	1,8	850	1975	52	18 т/год
Case-ІН (США)	3450	2	1,2	400	1250	44	15 т/год
Case-ІН (США)	3650	2	1,8	800	1860	52	18 т/год
Gehl (ФРН)	RB 1460	2	1,5	450	1720	36	6...10 т/год
Gehl (ФРН)	RB 1860	2	1,8	900	2000	44	8...12 т/год
Massey Ferguson (США)	656	2	1,9	1000	2300	52	22 т/год
New Holland (США)	853	2	2,0	550	1950	44	8...13 т/год
New Holland (США)	856	2	2,3	1000	3390	88	18 т/год
Vermeer (США)	605J	2	1,9	1000	2300	44	20 т/год
Rivierre Casalis (Франція)	RC 121	2	1,4	270	1895	37	10 т/год
Dehondt (Франція)	480A	2	1,5	300	2000	45	0,75 га/год
Claas (ФРН)	R034	1	1,2	230	1350	29	10 т/год
Claas (ФРН)	R062	1	1,2	600	1800	29	12 т/год
Claas (ФРН)	R085	1	1,5	850	2100	51	14 т/год
Krone (ФРН)	KR 100	1	1,2	180	1000	25	4...8 т/год
Krone (ФРН)	KR 181	1	1,8	800	1700	33	8...18 т/год

Примітка. Тип пресувальної камери рулонного прес-підбирача:
1 – сталого об'єму; 2 – змінного об'єму.

збільшенням її діаметра. Перша фаза, порівняно з другою, короткочасна. Після закінчення формування зародка (першої фази) на стелову стрічку, яка подається в пресувальну камеру, накладається шпагат для відокремлення шарів матеріалу в рулоні. Це необхідно для механізації розмотування рулонів на льонозаводі.

Раніше проведені дослідження процесів пакування рослинних матеріалів в рулон [1, 2, 4, 5] показали, що пресування шарів в рулоні відбувається в основному в зонах їх контакту з опорними та натяжними роликками або барабанами аналогічно процесу прокатки, а гнучкі в'язі у вигляді нескінченних пасів виконують функції формоутворюючого елемента, що обертає рулон в камері. Стосовно ПРП-1,6, рулон 1 (рис. 2, а) в камері опирається на ролик 3 та барабан 8, причому паси 4 притискають його до останніх. Внаслідок обертання рулону пасами всі ділянки його шарів, безпосередньо або через сусідні шари, пресуються в зонах контакту з роликком та барабаном. Внутрішні шари (серцевина) рулону, оскільки на початку процесу його діаметр малий, а кутова швидкість найбільша, матимуть найвищу щільність, а зовнішні – найменшу.

Камери змінного об'єму, утворені однією системою нескінченних пасів та роликками і барабанами, найбільш поширені в прес-підбирачах відомих фірм США та Західної Європи. Як приклад таких конструкцій, на рис. 2, б, в, г зображено схеми камер пресування відповідно машин: Deutz-Fahr RB 4.60, New Holland 5850 та ПР-1,2. Зауважимо, що прес ПР-1,2 виготовлений на Україні ВАТ "Ірпінмаш" для льону-довгунцю.

У пресах типу Deutz-Fahr RB 4.60 та New Holland 5850 рослинна маса спочатку поступає у вільний простір між пасами 4 та роликками 3 і барабаном 8 (формується зародок). В міру збільшення діаметра рулону паси 4 прогинаються, важіль 7 з натяжними роликками піднімається вгору. Кут обхвату рулону пасами збільшується, причому в камері першого преса (рис. 2, б) збільшується й кількість роликків, що взаємодіють з рулоном. Камера на рис. 2, в містить чотири ролики, які закріплені на криволінійному важелі, і верхній з яких огинають паси. У камері на рис. 2, г формування рулону відбувається аналогічно як у попередніх двох камерах.

Пресувальна камера рулонного преса Vermeer 504С утворена двома системами нескінченних пасів (рис. 2, г): верхньою віткою живильного транспортера 2 і нижніми вітками пасових транспортерів 4. Формування рулонів в цій камері відбувається наступним чином: матеріал з льоновища підбирачем подається в клиновидну камеру, яка утворюється вищеназваними вітками пасів, що рухаються в

протилежні сторони з однаковою швидкістю. Після утворення зародка рулону, за рахунок зустрічного руху віток пасів 2, 4, формування рулону відбувається в петлеподібній камері. Рулон в камері опирається на два опорні ролики.

Аналогічно до попереднього відбувається процес формування рулону в камері преса Deutz-Fahr RB 3.56 (рис. 2, д), яка утворена двома системами нескінченних пасів 4 і барабаном 8. Особливістю конструкції є наявність двох важелів 7 з двома натяжними роликами на кожному. Важелі через ролики взаємодіють з кожною із систем пасів.

Одна з трьох систем нескінченних пасів, які утворюють камеру в пресі Welger RP 165 (рис. 2, е), паралельно виконує функції живильного транспортера. Натяжний пристрій пасів 4 містить один важільний механізм з трьома роликами, два з яких взаємодіють з рулоном і зверху тиснуть на нього. Початкова форма пресувальної камери – клиноподібна, рулон опирається на три ролики, швидкість усіх пасів однакова.

Безпасовий варіант пресувальної камери змінного об'єму дано на схемі рис. 2, є. Це камера прес-підбирача Krone Vario Pack 1500, у якого замість нескінченних пасів використано ланцюгово-планчаті транспортери 5. Тут, кожен транспортер має власний важільний механізм натяжного пристрою. Процес формування рулону в цьому пресі подібний тому, який описаний вище для схеми на рис. 2, д.

Як приклади пресувальних камер сталого об'єму розглянемо останні три схеми на рис. 2. Так, схема на рис. 2, ж представляє камеру преса Welger PR 180, яка утворена декількома короткими пасовими транспортерами. У цій камері операція пакування матеріалу в рулон розбивається на дві фази: в першій – матеріал, який подається живильним транспортером 2, накопичується в камері до тих пір, поки не заповнить весь її об'єм і не розпочне обертатись під дією пасів; в другій – новий матеріал, що подається, намотується на рулон до заданої щільності пресування.

На двох останніх схемах (рис. 2, з та и) дано безпасові варіанти пресувальної камери сталого об'єму. Камера, схему якої дано на рис. 2, з, утворена одним ланцюгово-трубчатим транспортером 6 та роликом 3 і двома барабанами 8. Труби транспортера 6 мають на кінцях ролики, які рухаються в криволінійних напрямках. Таке виконання пресувальної камери зустрічається в пресах ВАТ “Ірпіньмаш”, ОАО “Бобруйськагропаш”, Krone та інших.

Деякі рулонні преси, наприклад фірм Claas, Welger, мають схему камери, виконану у вигляді більше десятка, або й двадцяти роликів, що обертаються в одну сторону. Приклад такої схеми дано на

рис. 2, и для преса Claas Rollant 250. В останній модифікації цього преса верхні три ролики шарнірно закріплені на рухомому сегменті, який опускається з ними донизу на початку процесу [6]. Це забезпечує меншу нерівномірність розподілу щільності в поперечному січенні рулона і дозволяє отримати високу щільність пресування як зовнішніх, так і внутрішніх його шарів.

Висновки. Необхідно відмітити, що рулонні прес-підбирачі з камерою сталого об'єму, особливо безпасові (рис. 2, з та и), мають досить просту конструкцію, а також високу довговічність робочих органів. Поряд з цим, основними недоліками таких пресів є: значні пошкодження стебел льону в зовнішніх шарах рулону внаслідок перетирання стебел під час взаємодії з роликами; висока енергомісткість процесу пресування; в камері складно забезпечити паралельність стебел та відсутність переплутування їх між собою, що є найважливішими умовами пакування останніх в рулон; між шарами матеріалу не прокладається шпагат, що надзвичайно погіршує умови розмотування рулонів на льонозаводах [3].

Сучасна практика [6, 7, 8] і результати проведеного вище аналізу показують, що найбільш поширеною та перспективною, особливо в умовах порівняно невеликих господарств, є схема пакування льоносорівини в камері змінного об'єму. Крім того, для льону найчастіше застосовуються пасові варіанти цієї камери, ніж безпасові (наприклад, рис. 2, є).

Типовими, з огляду на операцію пакування в камері змінного об'єму, є наступні недоліки рулонних прес-підбирачів: внаслідок проковзування пасів на приводних барабанах або роликах стебла перетираються, переплутуються та скручуються і, перекошуючись відносно поздовжньої осі рулону, утворюють на його поверхні так звану "сітку"; значні витрати шпагату при відокремленні шарів стебел в рулоні (на 1 га необхідно біля 3 км шпагату); значні пошкодження та ущільнення внутрішніх шарів (серцевини) рулону (переущільнення серцевини погіршує процес сушіння та вимочування рулонів).

Крім того, щоб усунути зазначені недоліки, необхідно забезпечити високу продуктивність та надійність технологічного процесу пресів за змінних умов роботи, зокрема при різних параметрах стеблової стрічки льону. Прес повинен відтворювати високі функціональні показники, пов'язані з якістю виконання технологічного процесу, на збиранні сіно-соломистих та волокнистих матеріалів.

Література

1. Льноуборочные машины / Хайлис Г.А., Быков Н.Н., Бухаркин В.Н., Васильев Г.К., Можаров Б.П. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
2. Черников В.Г. Машины для уборки льна (конструкция, теория и расчет). – М.: ИНФРА-М, 1999. – 210 с.
3. Быков Н.Н., Луценко В.М., Смирнов В.И. Уборка льна. Борьба с потерями продукции. – М.: Агропромиздат, 1990. – 80 с.
4. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
5. Особов В.И., Васильев Г.К. Сеноуборочные машины и комплексы. – М.: Машиностроение, 1983. – 304 с.
6. Клубук Н.О., Толстушко М.М. Аналіз та напрямки вдосконалення технічних засобів для пресування стебел льону // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник за напрямом “Інженерна механіка”. Вип. 11. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2002. – С. 187 – 198.
7. Залужний В.І., Сидорчук О.В., Проценко Ю.О. Перспективні напрямки технологій та розробки машин для приготування і піднімання лляної трести // Техніка АПК. – 2004. – №10 – 11. – С. 16 – 18.
8. Саченко В.І., Проценко Ю.О., Залужний В.І., Хайліс Г.А. Льонарям – вітчизняну техніку // Техніка АПК. – 2004. – №12. – С. 19 – 21.

УДК 631.35:633.521

Г.А. Хайліс, д.т.н.

Луцький державний технічний університет

А.Ю. Горбовий, к.т.н.

Національний аграрний університет

АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ПЛЮЩЕННЯ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ ЦИЛІНДРИЧНИМИ ВАЛЬЦЯМИ

Наведено результати дослідження та проаналізовано процес плющення стебел льону циліндричними вальцями.

Постановка проблеми. Збирання льону з плющенням стебел є перспективним напрямком у механізації збиральних робіт цієї

культури. Результати досліджень, виконаних по площенню стебел з утворенням по всій довжині поздовжніх тріщин перед вилежуванням, показують, що завдяки площенню вилежування льону прискорюється на 8-12 днів у порівнянні з вилежуванням не площених стебел, а якість трести, що досягається внаслідок площення, є доброю.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Площення стебел у машинах виконується за допомогою вальців. Процес площення стебел досліджувався рядом авторів [1, 2], однак досліджений він без урахування властивостей льону опиратись стиску, закладених у діаграмі поперечного стиску стебла льону [4].

Мета дослідження. Метою статті є аналіз процесу площення стебел льону на основі закономірностей поперечного стиску стебел трубчатої будови, встановлених професором Г.А. Хайлісом [3, 4, 5].

Результати дослідження. На рис. 1 представлені схеми поперечного стиску стебла й залежність деформації від тиску площення.

Як видно зі схем 1, а і 1, б, поперечний стиск здійснюється під дією плоских деформаторів (пластин), котрі рухаються на зустріч одна одній під дією сил P . При такому дослідженні визначається залежність відносного стиску ε від тиску площення q за формулами:

$$q = \frac{P}{Bd}; \quad (1)$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta d}{d}, \quad (2)$$

де P - стискаюча сила; B - ширина площадки стиску (довжина ділянки стебла, на котрий діє сила P); d - діаметр стебла; Δd - абсолютна деформація стебла.

За результатами розрахунків по формулі (1) були побудовані діаграми стиску стебла. Найбільш характерна з них представлена на рис. 1, в.

На початку діаграма має прямий відрізок OA , на котрому відносний стиск пропорційний діючому тиску. При подальшому збільшенню навантаження деформація зростає ще більше (відрізок ABG), при цьому починається розплющення стебла. Якщо на цьому відрізку у якій-небудь точці B розвантажити стебло, то крива розвантаження буде мати вигляд BCD , а повторне навантаження піде по кривій DEG . Відрізок GH , на котрому деформація різко зростає, а навантаження несуттєво зменшиться, може супроводжуватись утворенням тріщини. Для свіжовибраних стебел льону відрізок GH

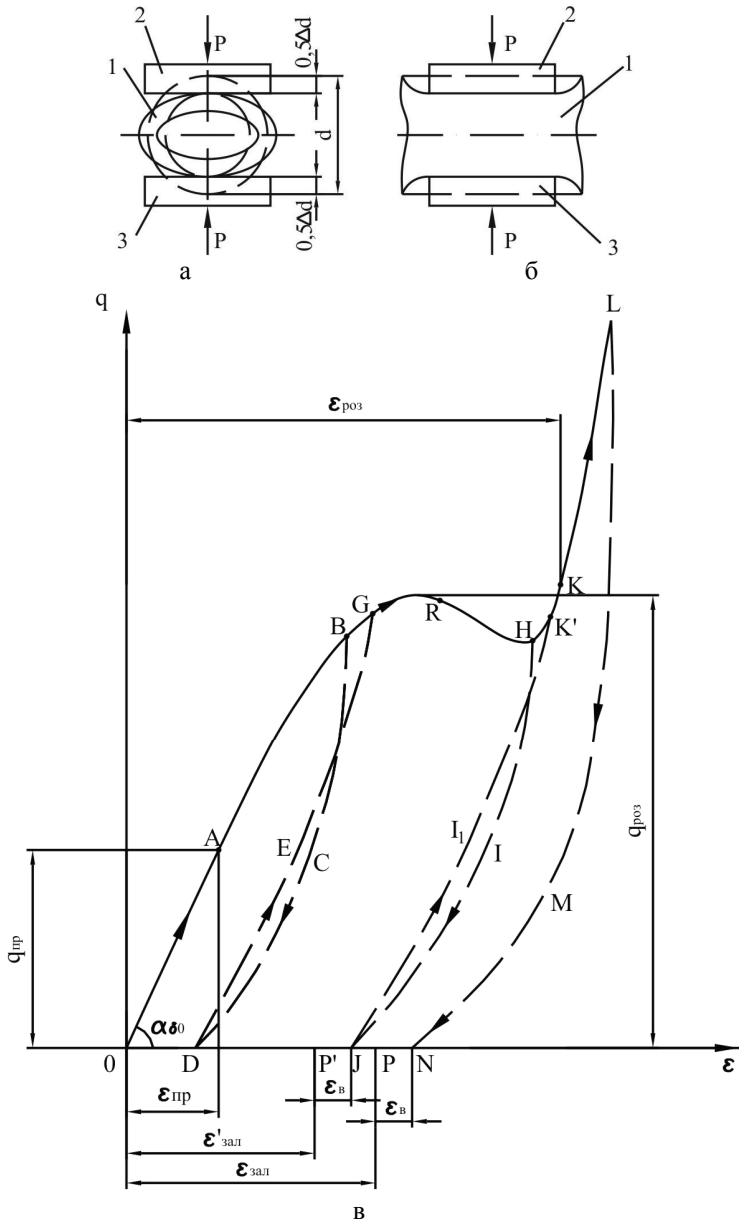


Рис. 1. Схема поперечного стиску частини стебла (а і б) і діаграма стиску (в): 1 – стебло; 2 і 3 – деформатори

нахилений донизу або вгору. Розвантажуючи стебло в точці H , отримаємо криву HJ , повторне навантаження піде по кривій JK' . На відрізку $HK'K$ стінки трубки, котрі утворюють стебло, закриваються повністю тому при подальшому стиску деформується вже безпосередньо матеріал стебла (відрізок KL). Під час розвантаження в точці L отримаємо криву LMN . Відновлення діаметра стебла на початку протікає повільно, а потім іде все швидше. Після зняття навантаження деформація стебла частково відновлюється на величину NP , якщо навантаження зняте у точці N , або на величині JP' , якщо навантаження було зняте у точці H . Це явище називається пружною післядією. На діаграмі показані три розвантажувальні криві і дві криві повторного стиску, але число цих кривих може бути значно більше, так як розвантаження можна розпочати з будь якої точки кривої $OABGHK'KL$.

Представлена на діаграмі величина q_n представляє собою границю пропорційності, ε_{np} - відносний стиск, котрий їй відповідає; величина $q_{роз}$ - це тиск, при котрому трубка стебла повністю розплющується (часто з утворенням тріщини), ε_g - пружна деформація, на котру стебло відновлюється після зняття навантаження, $\varepsilon_{роз}$ - деформація, котра відповідає повному розплющенню стебла, $\varepsilon'_{кін}$ і $\varepsilon_{кін}$ - кінцеві деформації (в точках P' і P).

Скористаємось наведеними даними для розробки методу визначення наступних параметрів процесу плющення стебел вальцями: тиску плющення, сили плющення, відносної деформації при плющенні, кількість рядів вальців, зазор між вальцями у місці плющення, відстань між рядами вальців.

На рис. 2 наводиться схема плющильного пристрою, котрий складається з двох рядів попарно розміщених циліндричних плющильних вальців. Лінії $O_1O'_1$ і $O_2O'_2$ вальців, розташованих вертикально, самі осі O_1, O'_1, O_2, O'_2 вальців розташовані горизонтально. Напрямки обертання вальців показані на схемі.

Працює пристрій таким чином. Стебла, котрі попадають на плющення подаються в горизонтальному положенні зліва на право в простір між першою парою вальців. Стебла можна подавати по одному, але можна й шаром, розташовані паралельно до осей O_1 і O'_1 вальців. Проходячи простір між вальцями шириною a_1 , стебла

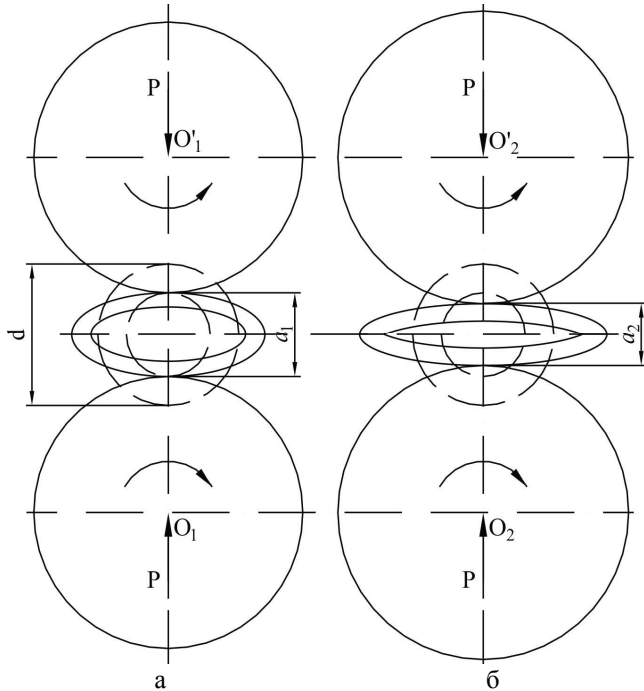


Рис. 2. Схема плющення стебла між вальцями площинного пристрою: а – перша пара вальців; б – друга пара вальців

стискаються по такій кривій, як OAB на рис. 1, в (це початок плющення), а після виходу з указанного простору стебла за рахунок своєї пружності трохи відновлюють свої розміри по кривій BCD на рис. 1, в. Залежно від тиску, котрий створюється між вальцями, початок розвантаження може бути не в точці B , а у другій точці, наприклад, у точці R , тоді розвантаження відбудеться з точки R по кривій, еквідистантній до кривої BCD . Після виходу з зони першої пари вальців стебла поступають у простір шириною a_2 другої пари вальців і другий раз стискаються (плющуються), початок цього плющення може проходити по кривій DEG , якщо крива плющення стебла в зоні першої пари вальців закінчується у точці D (рис. 1, в), або по другій кривій повторного стиску, котра починається на діаграмі у точці, де закінчилось плющення стебла першої пари вальців. Стиск стебла у другій парі вальців буде ще продовжуватись по такій кривій стиску, як $GRHK'$, а під час виходу із зони другої пари вальців стебло

за рахунок своєї пружності частково відновлює свої розміри, тоді ця крива розвантаження може піти по кривій HIJ або по іншій кривій еквідистантній до кривої (лінії) HIJ .

За другою парою вальців могли би бути встановлені ще вальці, тоді стебла, які виходять із другої пари вальців, проходять через простір третьої та інших пар вальців; ці процеси проходили б за такими ж законами, за якими б вони плющились у перших двох парах вальців. Але установка на машині багатьох пар вальців ускладнює її конструкцію, тому аналізувати більшу кількість пар вальців є недоцільно і ми зупинимось на системі з двох пар вальців.

Теоретично можна вважати, що достатньо мати одну пару вальців. Ця пара справиться з покладеними на неї функціями, якщо стебла, котрі поступають паралельно до осей вальців, розташовані рівним шаром, перекося в їх розташуванні відсутні, а тиск одного вальця на другий достатній для плющення стебел. В іншому випадку доцільно мати дві пари вальців на випадок, якщо в першу пару вальців поступають перекошені стебла, то під час їх виходу з цієї пари можна розраховувати на зміну положення стебел і зменшення їх перекося. Тоді в зону другої пари вальців поступають стебла краще зорієнтовані і відповідно покращиться якість плющення.

Слід також мати на увазі, що нам потрібно забезпечити тільки розплющування стебел з утворенням поздовжніх тріщин, а стискати матеріал трубок стебел нам не потрібно, тому з діаграми на рис. 1, в для подальшого аналізу нам потрібна тільки частина $OABGRHK'K$ кривої діаграми. Така діаграма побудована на рис. 3.

Для побудови діаграми плющення необхідно знати закономірності опору матеріалів, зокрема, опору стебел стиску, тобто потрібно мати діаграму стиску стебел, котрі підлягають плющенню.

Властивістю таких діаграм є те, що площа під їх кривою характеризує в певному масштабі роботу, котра затрачена на плющення стебел. На рис. 3, це буде площа $OABGRHK'KN'O$.

Якщо плющення стебла забезпечують дві пари вальців, то доцільно, щоб на кожен пару вальців припадало приблизно 50 % роботи, що затрачається для його плющення. Це значить, що у зоні першої пари вальців стискання повинно бути здійснено по кривій $OABG$ до деякої точки R , яка ділить частини кривої стиску $BGRHK'K$ приблизно на дві рівні частини. Стискання стебла по другій частині $RHK'K$ кривої повинна забезпечити друга пара вальців. Це нами враховано при зображенні діаграми необхідного стиску стебла

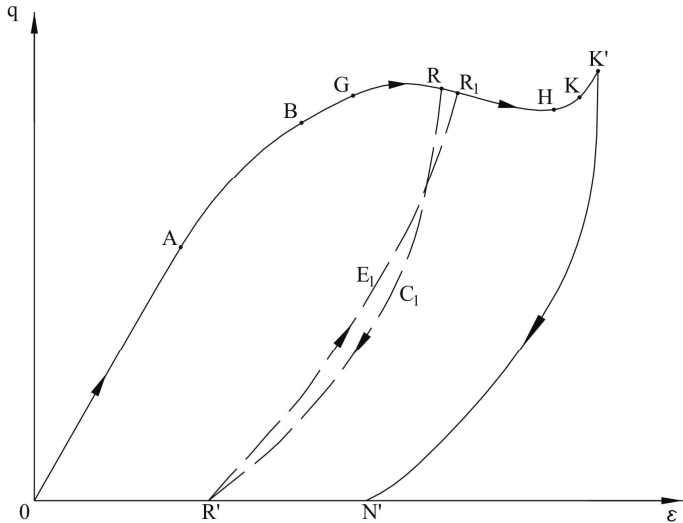
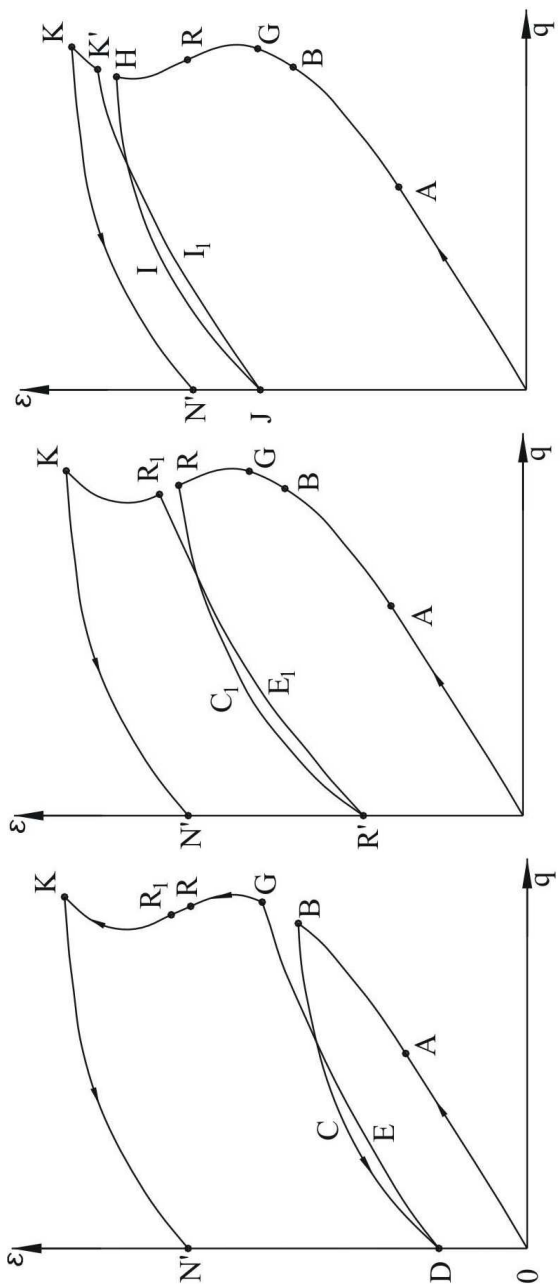


Рис. 3. Діаграма необхідного площення стебла льону двома парами вальців

двома парами вальців. На рис. 3 штриховими лініями показані криві розвантаження RC_1R' стебла, після проходження зони першої пари вальців і навантаження $R'E_1R_1$ стебла при його стисканні у зоні другої пари вальців, показана також суцільною лінією розвантажувальна крива KN' (після стискання стебла у другій парі вальців).

Діаграми на рис. 1 і 3 побудовані як функції q від ε , але таку діаграму можна будувати і як функцію ε від q . Таку діаграму будувати було б більш правомірно (правильніше), оскільки ε міняється залежно від q . На рис. 4, а, б і в показані такі діаграми, котрі з врахуванням приведених роздумів для тих випадків, коли велика частина навантаження на площення припадає на другу пару вальців (а), навантаження порівняно однакове у обидвох пар вальців (б) і навантаження більше у першій парі вальців (в).

Відносний стиск стебла після проходження першої пари вальців відповідає положенням точок D, R' і J на діаграмах стиску, позначимо його ε_1 . Аналогічно отримаємо, що відносний стиск стебел після проходження другої пари вальців відповідає положенню точки N' на діаграмах. Позначимо його ε_2 .



а б в

Рис. 4. Діаграма площення стебла в пристрої з двома парами вальців у координатах "відносний стиск - тиск":
 а - менше навантаження у першій парі вальців; б - навантаження порівняно однакове в обох пар вальців; в - менше навантаження у другій парі вальців

Згідно з рівністю (2), $\varepsilon = \Delta d_1 / d$ де, Δd_1 - деформація січення стебла при проходженні зони першої пари вальців.

$$\text{При } \Delta d_1 = d - a_1, \varepsilon = \frac{d - a_1}{d} \text{ або} \\ \varepsilon = 1 - \frac{a_1}{d}. \quad (3)$$

Відносному стиску ε_1 на графіку відповідає тиск, близький до тиску в точці G і при якому закінчується плющення у зоні першої пари вальців, позначимо його q_G ; такий тиск на стебло з боку вальців у момент, коли стебло виходить з першої пари вальців. Якщо у відповідності з (2) q_G перемножити на B і d , а замість B ввести довжину ℓ стебла, по котрій на нього діють вальці, тоді отримаємо силу P_G тиску вальців на стебло у момент, коли закінчується плющення у зоні першої пари вальців:

$$P_G = q_G \times B \times d = q_G \times d \times \ell. \quad (4)$$

Для процесу плющення у зоні другої пари вальців згідно з рівністю (2) ε_2 буде рівне $\frac{\square d_2}{d}$, де $\square d_2$ - деформація січення стебла при його проходженні зон першої і другої пар вальців.

Параметр $\square d_2$ рівний $d - a_2$, тоді

$$\varepsilon_2 = \frac{d - a_2}{d} = 1 - \frac{a_2}{d}. \quad (5)$$

Так як при закінченні плющення стебла стінки його трубки стикаються одна з другою, тоді $\varepsilon_2 = \frac{d - 2\delta}{d}$, де δ - товщина стінки трубки стебла. Тоді ε_2 рівне

$$\varepsilon_2 = 1 - \frac{2\delta}{d}. \quad (6)$$

При порівнянні рівностей (5) і (6) видно, що a_2 повинно бути рівним:

$$a_2 = 2\delta. \quad (7)$$

Відносному стиску ε_2 на діаграмі (рис. 1, в) відповідає тиск у точці K , при котрому, закінчується плющення стебла у зоні другої пари вальців. Позначимо його q_K , це тиск на стебло, при котрому він покидає зону другої пари вальців. Якщо згідно з рівністю (4)

перемножити q_k на $B \times d$, де B довжина ℓ стебла, по котрій на стебло, діють вальці, тоді отримаємо силу P_k тиску вальців на стебло у момент, коли закінчується плющення у зоні другої пари вальців:

$$P_k = q_k \times B \times d = q_k \times d \times \ell. \quad (8)$$

Для того, щоб у зоні другої пари вальців також відбувалось плющення, необхідно, щоб

$$a_1 > a_2.$$

Причому, чим більша різниця $a_1 - a_2$, тим більше навантаження на другу пару вальців.

Вищеотримані залежності (6) і (7) для визначення відносного стиску ε_2 і відстані a_2 . Для визначення параметра a_1 врахуємо, що з аналізу діаграми на рис.4 і приведених даних про значення ε_1 на цих діаграмах ми отримуємо іншу умову завантаження обох пар вальців: $\varepsilon_1 \approx 0,5\varepsilon_2$. Якщо у цю рівність підставити значення ε_1 і ε_2 по (3) і (6) із врахуванням (7) і тоді розв'язати отримане рівняння відносно a_1 , тоді отримаємо:

$$a_1 \approx 0,5 \times (d + a_2) \approx 0,5 \times d + \delta. \quad (9)$$

Такою повинна бути відстань a_1 .

Сила P , яка тисне на валець, може виникнути в опорах вальця як сила реакції цих опор, коли на валець тисне сила опору затисненого стебла розплющенню, або як сила стиску пружин, які діють на вал вальця. Перший випадок схематично зображений на рис.2. Другий випадок буде описаний далі.

У першому випадку зазори a_1 і a_2 постійні, а це означає, що є постійними і відстані O_1O_1' і O_2O_2' , сила P у цьому випадку залежить від довжини стебла і опору розплющуванню та визначається вона за формулами (4) і (8).

Якщо тиск на кінці осей вальців виявляється за рахунок сил пружного стиску пружин, тоді через зміни сили опору стебла плющенню буде мінятися і сила тиску пружин; при роботі такого вальцевого пристрою положення осі одного вальця у кожній парі вальців буде мінятися відносно осі другого вальця, мінятися при цьому будуть і фактичні значення й відстаней a_1 і a_2 . У цих пристроях мінімальні значення відстаней a_1 і a_2 повинні бути такими, які ми отримуємо від розрахунків за формулами (7) і (9), сили тиску пружин повинні бути такими, якими отримуються розрахунком за формулами

(4) і (8). За таких умов коливання осей вальців будуть зведені до мінімуму.

Розроблена вище теорія справедлива для випадку плющення стебел циліндричної форми. Якщо ж стебла мають конусність, тоді через те, що ця конусність доволі незначна, основні положення цієї теорії залишаються у силі; різниця тільки у тому, що ті частини вальців, котрі впливають на більш потовщені частини стебел, будуть відчувати великі навантаження. Розрахунки в цьому випадку повинні вестися для середніх частин стебел.

Висновки. Встановлені необхідні закономірності плющення стебел льону в пристроях з однією і двома парами вальців та основні параметри пристроїв.

Література

1. Особов В.И., Васильев Г.К., Голяновский А.В. Машины и оборудование для уплотнения сено-соломистых материалов. -М.: Машиностроение, 1974. -231 с.

2. Особов В.И., Васильев Г.К. Сеноуборочные машины и комплексы. - М.: Машиностроение, 1983. -304 с.

3. Хайлис Г.А., Быков Н.Н., Бухаркин В.Н. и др. Льноуборочные машины. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.

4. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов. – К.: УААН, 2002. - 374 с.

5. Хайліс Г.А, Горбовий А.Ю., Гошко З.О., Ковальов М.М. та ін. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів. - Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1998. – 268 с.

Г.А. Хайліс, д.т.н., Л.М. Дацюк, С.Ф. Юхимчук, к.т.н.
Луцький державний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМОГО КУТА ПЕРЕКОСУ БРАЛЬНОГО ШКІВА

У статті наведено результати експериментальних досліджень для визначення допустимого кута перекосу брального шківів у криволінійному рівчаку брального апарата на лабораторній установці, яка відтворює потрібну частину рівчака. У дослідженні враховано обмеження на тиск та побудовано графічні залежності тиску від кута перекосу встановлення шківів за різних початкових натягів паса.

Постановка проблеми. При бранні льону бральним апаратом, стебла, що потрапляють у бральні рівчаки, перебувають під певним тиском з боку шківів і пасів. Тиск на стебла буде зростати, коли консольна вісь шківів буде мати певний кут перекосу. Знаючи обмеження тиску в бральних рівчаках, потрібно знайти допустимі кути перекосу бральних шківів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З літературного огляду не встановлено, які кути перекосу бральних шківів у криволінійних рівчаках можуть бути. Відомо [1], що тиск у бральних рівчаках не повинен перевищувати 200–250 кПа, в іншому випадку буде пошкодження стебел льону. Встановлено [1], що за потовщення стрічки льону стебла менш пошкоджуються.

Мета дослідження. Визначити допустимі кути перекосу бральних шківів у криволінійних рівчаках брального апарата за умови найменшого пошкодження стебел льону при різних початкових натягах паса.

Результати дослідження. Вплив перекосу встановлення брального шківів на тиск у криволінійному рівчаку досліджувався за допомогою лабораторної установки (рис. 1).

Ця установка складається з обгумованого шківів 1 Ø240 мм та пасової передачі, пас якої огинає шків 1. Пас довжиною 2200 мм для лабораторної установки взятий із брального апарата серійного льонокомбайна ЛК – 4А. Ведучий 3 і ведений 4 шківів пасової передачі кріпляться на рамі 14 установки. Для цього вал ведучого шківів 3 обертається у підшипникових опорах рами 14, а до кінця вала жорстко приєднана корба 8. Ведений шків 4 обертається на нерухомій осі, яка з'єднана з натяжною вилкою 5. Стержень вилки 5 міститься в отворі

рами 14, на нього надіта пружина 6, яка стискається регулювальними гайками 7. Для цього, ведений шків 4 натягує пас з певним зусиллям. Щоб виключити повертання осі веденого шківу 4 початок стержня має квадратний переріз, який входить у квадратний отвір пластини рами 14.

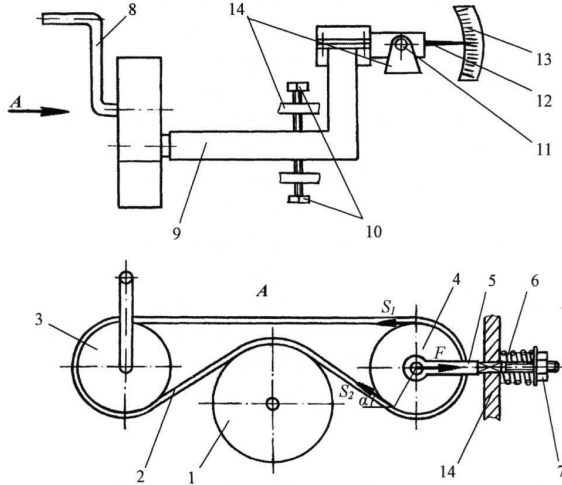


Рис. 1. Схема лабораторної установки для дослідження впливу перекосу встановлення шківів на тиск у криволінійному ривчаку: 1 – обгумований шків; 2 – пас; 3 – ведучий шків; 4 – ведений-натяжний шків; 5 – вилка із стержнем з різьбою; 6 – пружина; 7 – регулювальні гайки; 8 – корба; 9 – кронштейн; 10 – регулювальні гвинти; 11 – шарнір; 12 – стрілка; 13 – транспортер; 14 – рама

Досліди проводились таким чином. За допомогою регулювальної гайки 7 стискали пружину 6 натяжного механізму веденого шківу 4. Знаючи деформацію пружини та її жорсткість, визначали необхідну силу початкового натягу паса.

Кут перекосу встановлення шківів 1 відносно паса 2 виставляли наступним чином. Відкручуючи верхній утримуючий гвинт і підкручуючи нижній 10 добивалися, щоб стрілка 12 показувала на циферблаті 13 необхідне значення кута перекосу.

Після зазначених регулювань установки, зображеної на рис. 1, до зазору між пасом і паралельно до осі шківів підносилися давач вимкненого приладу [2]. Для повертання корбою веденого шківів давач приладу для визначення тиску зацімлювався між пасом та шківом. Корбу повертали до моменту, коли давач приладу займе положення

посередині зони охоплення пасом шківів. Після цього вмикали прилад для визначення тиску [2] і записували його показ у журнал.

Досліди проходили з триразовою повторюваністю, після чого отримані значення оброблялись статистично.

Кут перекошу ψ в дослідях змінювався від 0 до $2,5^\circ$ з інтервалом $0,5^\circ$. Початковий натяг F_o пасової передачі задавали 900, 1000 і 1100 Н, що відповідає розрахунковим натягам брального пасу у першому, другому та третьому бральному рівчаку [3], під час дослідів статистична похибка була в межах 2,7 – 4,8.

За отриманими середніми значеннями тиску будувались графіки залежності тиску q від кута перекошу ψ встановлення шківів за різних початкових натягів F_o пасу (рис. 2).

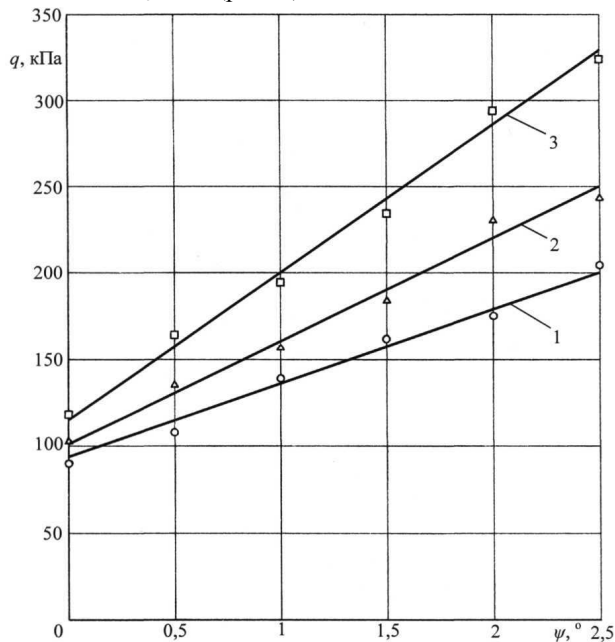


Рис. 2. Залежності тиску q від кута перекошу ψ встановлення шківів за різних початкових натягів F_o пасу: 1 – $F_o = 900$ Н, 2 – $F_o = 1000$ Н, 3 – $F_o = 1100$ Н

Висновки. Аналізуючи отримані графіки, бачимо, що тиск у бральних рівчаках збільшується зі збільшенням кута перекошу шківів відносно пасу. Залежність тиску q від кута ψ за ψ значень до $2,5^\circ$ має прямолінійний характер. Зростання тиску q під час збільшення ψ ,

більше за початкового натягу $F_0 = 1100$ Н. Це видно з того, що лінія 2 крутіша за лінію 1, а 3 – за 2.

Знаючи, що тиск у бральних рівчаках не повинен перевищувати 200–250 кПа, що за потовщення стрічки льону стебла менш пошкоджуються, тому приймаємо обмеження на тиск у першому бральному рівчаку до 200 кПа, в другому до 225 кПа, а в третьому до 250 кПа. Користуючись графіками рис. 2, записуємо допустимі перекоси встановлення бральних шківів у першому рівчаку допускаються до $2,5^\circ$, в другому – до $2^\circ 10'$, в третьому – до $1^\circ 52'$.

Література

1. Льюноборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985.– 232 с., ил.

2. Дацюк Л.М. Обґрунтування параметрів змінних брального і підбирально-повертального апаратів льонозбиральної машини: Дис ...канд. техн. наук: 05.05.11. – Луцьк: ЛДТУ, 2005. – 157 с.

3. Дацюк Л.М. Визначення натягу паса і тиску в криволінійному рівчакові льонобрального апарату // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 6. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2000. – С. 54–59.

УДК 621.851

Г.А. Хайліс, д.т.н., М.І. Морозов, к.т.н., Н.С. Ткаченко
Луцький державний технічний університет

ПРО ЗМІНУ СИЛИ НАТЯГУ ЖОРСТКОГО ПАСУ, ЩО ОХОПЛЮЄ ШКІВ

У статті розглядається деформація жорсткого пасу і визначається сила натягу цього пасу і його тиск на поверхню шківів.

Питання визначення сили натягу гнучкого тіла (пасу), що охоплює шків, і його тиску на шків являють значний інтерес. Раніше ці питання розглянуті без врахування жорсткості гнучкого тіла [1, 2, 3, 4] або з врахуванням його жорсткості, але без повного врахування всіх впливаючих факторів [5]. Нижче розв'язується ця задача.

На рис.1 представлено гнучке тіло, що охоплює нерухомий шків і рухається відносно нього рівномірно зі швидкістю v . Виділимо на частині пасу елемент гнучкого тіла (на рис. заштрихований). На цей елемент, якому відповідає кут $d\alpha$, діють такі сили (за умови статичного розрахунку): сила натягу S , напрямлена обернено рухові,

сила натягу $S + dS$, що діє за рухом, сила реакції поверхні шківів dN , сила тертя dF , напрямлена проти руху, поперечні сили Q і $Q + dQ$, пари сил з моментами M і $M + dM$ (тут dS , dQ і dM - прирости сили натягу, поперечної сили і моменту по довжині елементу гнучкого тіла).

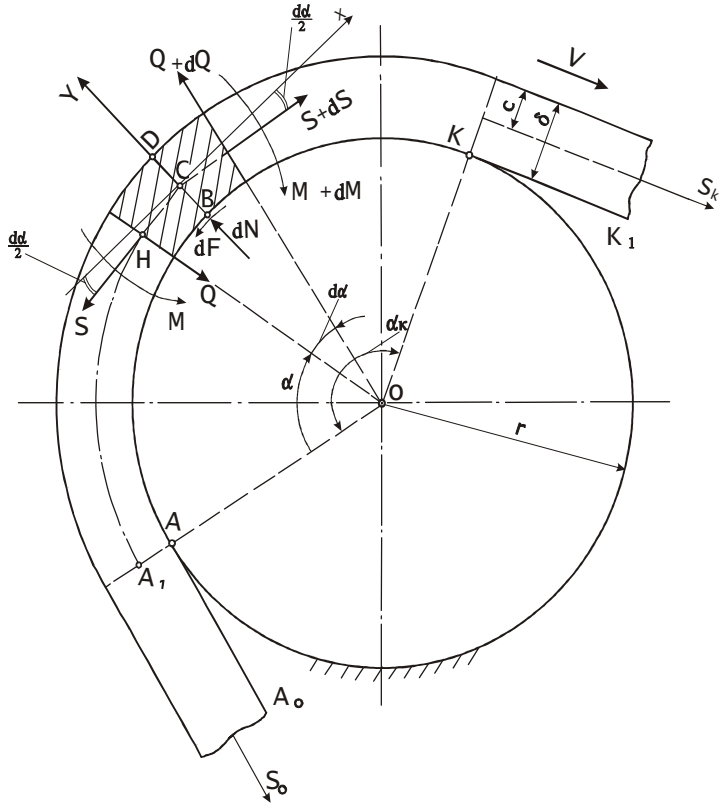


Рис. 1. Схема до визначення сили натягу пасу з врахуванням його жорсткості

Через малі швидкості руху сили інерції не враховуються. Маса гнучкого тіла через мале значення також не враховується. Вважаємо, що гнучке тіло не розтягується і згинається за законами, викладеними в курсі опору матеріалів (згин балок), причому опір згину незначний і тіло повністю прилягає до поверхні шківів.

Проведемо осі координат x і y так, як показано на схемі (через точку C по середині нейтрального шару елемента). Довжину

елемента по лінії тіла, що співпадає з його нейтральним шаром, позначимо $d\ell$, товщину тіла позначимо δ , а відстань від лінії дії сили натягу S , що проходить через точку C , до верхнього краю тіла позначимо c (тобто $c=CD$). Складемо суму проєкцій сил на осі x і y з врахуванням того, що $\cos \frac{d\alpha}{2} \approx 1$, $\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$, $dQ \frac{d\ell}{2} \rightarrow 0$, $dQ \frac{d\alpha}{2} \rightarrow 0$, $dS \frac{d\alpha}{2} \rightarrow 0$, і суму моментів відносно точок B , C і D :

$$\sum X_i = -dF + S + dS - S + Q \frac{d\alpha}{2} + (Q + dQ) \frac{d\alpha}{2} = 0;$$

$$\sum Y_i = dN + (Q + dQ) - Q - (S + dS) \frac{d\alpha}{2} - S \frac{d\alpha}{2} = 0;$$

$$\begin{aligned} \sum M_B = M - M - dM + S(\delta - c) - \\ - (S + dS) \cdot (\delta - c) + Q \frac{d\ell}{2} + (Q + dQ) \frac{d\ell}{2} = 0; \end{aligned}$$

$$\sum M_C = M - M - dM - dF(\delta - c) + Q \frac{d\ell}{2} + (Q + dQ) \frac{d\ell}{2} = 0;$$

$$\begin{aligned} \sum M_D = M - M - dM - S \cdot c + (S + dS) \cdot c - dF \cdot \delta + \\ + Q \frac{d\ell}{2} + (Q + dQ) \frac{d\ell}{2} = 0. \end{aligned}$$

Провівши скорочення, отримаємо:

$$\sum X_i = -dF + dS + Q \cdot d\alpha = 0; \quad (1)$$

$$\sum Y_i = dN + dQ - S \cdot d\alpha = 0; \quad (2)$$

$$\sum M_B = -dM + Q \cdot d\ell - dS \cdot (\delta - c) = 0; \quad (3)$$

$$\sum M_C = -dM + Q \cdot d\ell - dF \cdot (\delta - c) = 0; \quad (4)$$

$$\sum M_D = -dM + Q \cdot d\ell + dS \cdot c - dF \cdot \delta = 0. \quad (5)$$

З рівнянь (3) і (4) випливає, що $-dM + Q \cdot d\ell = dS \cdot (\delta - c) = dF \cdot (\delta - c)$, звідки робимо висновок, що

$$dS = dF. \quad (6)$$

Підставляючи в рівняння (1) замість dS його значення за (6), отримаємо, що $Q = 0$. З огляду на це, рівняння (2), (3), (4) і (5) набудуть наступного вигляду:

$$dN - S \cdot d\alpha = 0; \quad (7)$$

$$\left. \begin{aligned} -dM - (\delta - c) \cdot dS &= 0; \\ -dM - (\delta - c) \cdot dF &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$$-dM - \delta \cdot dF + c \cdot dS = 0. \quad (9)$$

Позначимо відношення $\frac{\delta}{c}$ через ξ . Тоді рівняння (8) з урахуванням (6) набудуть вигляду:

$$-dM = \delta \left(1 - \frac{1}{\xi}\right) dS = \delta \left(1 - \frac{1}{\xi}\right) dF, \quad (10)$$

де

$$\xi = \frac{\delta}{c}. \quad (11)$$

З урахуванням (11) рівняння (9) можна представити у вигляді:

$$-dM - \delta \cdot dF + \frac{\delta}{\xi} \cdot dS = 0. \quad (12)$$

Оскільки $dF = f \cdot dN$, де f – коефіцієнт тертя ковзання, то з врахуванням (7) знаходимо:

$$dF = f \cdot S d\alpha. \quad (13)$$

Момент згину M відповідно з положеннями курсу опору матеріалів [6] рівний $\frac{EI_z}{\rho}$, де EI_z – жорсткість тіла при згині, а ρ – радіус кривизни нейтрального шару гнучкого тіла. У виразі EI_z E – модуль пружності I роду тіла, а I_z – момент інерції перерізу тіла відносно його нейтральної осі. З одного боку $\rho = r + \delta - c$, де r – радіус шківів. З іншого боку ρ рівний довжині ℓ нейтральної лінії тіла A_1H , поділеної на кут α , який відповідає цій дузі A_1H , тобто $\rho = \frac{\ell}{\alpha}$.

З огляду на сказане M рівне:

$$M = \frac{EI_z}{\ell} \alpha. \quad (14)$$

Ця рівність тим точніша, чим менший кут α .

Диференціал моменту M при $\ell = \text{const}$ рівний:

$$dM = \frac{EI_z}{\ell} d\alpha. \quad (15)$$

Якщо dM за (15) і dF за (13) підставити у рівність (12), то отримаємо:

$$-\frac{EI_z}{\ell} d\alpha - f \cdot \delta \cdot S \cdot d\alpha + \frac{\delta}{\xi} \cdot dS = 0. \quad (16)$$

Це диференціальне рівняння I порядку з розділними змінними.

$$\frac{\xi}{\delta} \cdot d\alpha = \frac{dS}{\frac{EI_z}{\ell} + f \cdot \delta \cdot S}. \quad (17)$$

Для розв'язку рівняння позначимо суму $\frac{EI_z}{\ell} + f \cdot \delta \cdot S$ через z_1 .

Тоді $dz_1 = f \cdot \delta \cdot dS$, звідки $dS = \frac{dz_1}{f \cdot \delta}$. Підставляючи ці дані в (17),

$$\text{знаходимо: } \frac{\xi}{\delta} d\alpha = \frac{1}{f \cdot \delta} \frac{dz_1}{z_1} \text{ або } f \cdot \xi d\alpha = \frac{dz_1}{z_1}.$$

Інтегруючи ліву і праву частини, отримаємо: $f \xi \alpha = \ln z_1 + C$, де C – постійна інтегрування.

Підставимо в отриману рівність замість z_1 його вираз, тоді отримаємо: $f \xi \alpha = \ln \left(\frac{EI_z}{\ell} + f \delta S \right) + C$. Початкові умови тут такі: при $\alpha = 0$, $S = S_0$. Підставимо це в отриману рівність, отримаємо рівняння: $0 = \ln \left(\frac{EI_z}{\ell} + f \delta S_0 \right) + C$, звідки

$$C = -\ln \left(\frac{EI_z}{\ell} + f \delta S_0 \right).$$

Далі отримуємо: $\ln \left(\frac{EI_z}{\ell} + f \delta S \right) - \ln \left(\frac{EI_z}{\ell} + f \delta S_0 \right) = f \xi \alpha$ і

$$\ln \frac{\frac{EI_z}{\ell} + f \delta S}{\frac{EI_z}{\ell} + f \delta S_0} = f \xi \alpha.$$

З останньої рівності випливає:

$$\frac{EI_z}{\ell} + f \delta S = \left(\frac{EI_z}{\ell} + f \delta S_0 \right) e^{f \xi \alpha}, \quad (18)$$

звідки знаходимо:

$$S = S_0 \cdot e^{f\xi\alpha} + \frac{EI_z}{f\ell\delta} \cdot (e^{f\xi\alpha} - 1). \quad (19)$$

З отриманої залежності бачимо, що сила натягу S збільшується з ростом параметрів S_0 , EI_z , f , ξ і α і зменшенням параметрів ℓ і δ . Збільшення сили S із зменшенням довжини ℓ при одному і тому ж куті α пояснюється тим, що чим менша ℓ , тим менше ρ , значить тим більший момент M потрібний для згину тіла.

Тиск пасу на шків q рівний відношенню елементарної сили dN на довжину елемента дуги поверхні шківів, рівну $r \cdot d\alpha$; таким чином $q = \frac{dN}{r \cdot d\alpha}$. З урахуванням рівності (7) q буде рівний

$$q = \frac{S \cdot d\alpha}{r \cdot d\alpha} = \frac{S}{r}, \quad (20)$$

а з урахуванням (19)

$$q = \frac{S_0}{r} \cdot e^{f\xi\alpha} + \frac{EI_z}{f\ell r\delta} \cdot (e^{f\xi\alpha} - 1). \quad (21)$$

З (21) бачимо, що чим більші S_0 , f , EI_z і менше r , тим більший тиск q .

Література

1. Колчин Н.И. Механика машин. т.2. Кинестатика и динамика машин. Трение в машинах. – Л.: Машиностроение, 1972. – 455 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1976. – 399 с.
3. Андреев А.В. Передача трением. – М.: Машиностроение, 1978.
4. Светлицкий А. Передачи с гибкой связью. – М.: Машиностроение, 1967. – с.7-13.
5. Глухарев Е.Г. Учет конечной толщины гибкой связи при элементарных предположениях. Сборник трудов Ленинградского высшего военно-морского инженерного училища. - № 24. - 1958.
6. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов: Учебник для втузов – 9-е изд., перераб. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 512 с.

АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ПІДБИВАННЯ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ ЗА ДОПОМОГОЮ ПІДБІЙКИ

У статті наведено аналіз процесу підбивання стебел льону та обґрунтування параметрів підбійки при підбиранні їх льонопідбирачем. Здійснено спробу з кількох варіантів робочих органів вибрати найбільш раціональний.

Постановка проблеми. Для покращення ефективності роботи льонозбиральних машин та зменшення втрат льоносировини необхідно в процесі збирання льону підрівнювати стеблову стрічку. На сьогодні питання підрівнювання вирішені недостатньо.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідницькі та дослідно-конструкторські роботи з питань підрівнювання стеблової стрічки проводились [1,2,3,4], але недостатньо обґрунтовані параметри робочого органу – підбійки.

Мета дослідження – розробка пристрою для підбору стеблової стрічки з поверхні ґрунту, її підкидання та одночасного підрівнювання підбійкою.

Результати дослідження. На рис. 1 представлена схема механізму підбійки при такому положенні її ланок, коли її підбивна дошка починає діяти на стебла, причому ці стебла можуть бути на стрічках транспортера або здійснювати політ в просторі над транспортером. Підбійка знаходиться збоку похилого транспортера і займає нахилене вздовж нього положення, тому ліва частина підбійки знаходиться нижче правої її частини. Одночасно з зображеною підбійкою на протилежні кінці стебел починає діяти друга підбійка, яка на схемі не показана.

Швидкість будь-якої точки ланки ABC підбійки направлена перпендикулярно до кривошипа O_1C у бік його обертання з кутовою швидкістю ω_k ; ця швидкість рівна $l_{O_1C} \cdot \omega_k$, де l_{O_1C} – довжина кривошипа. З такою ж швидкістю і в тому ж напрямку рухаються всі точки підбивної дошки, у тому числі і точки M_1 , M_2 і M_3 нижньої, середньої та верхньої частин дошки при взаємодії зі стеблами. На схемі показані ці швидкості v_{M_1} , v_{M_2} і v_{M_3} .

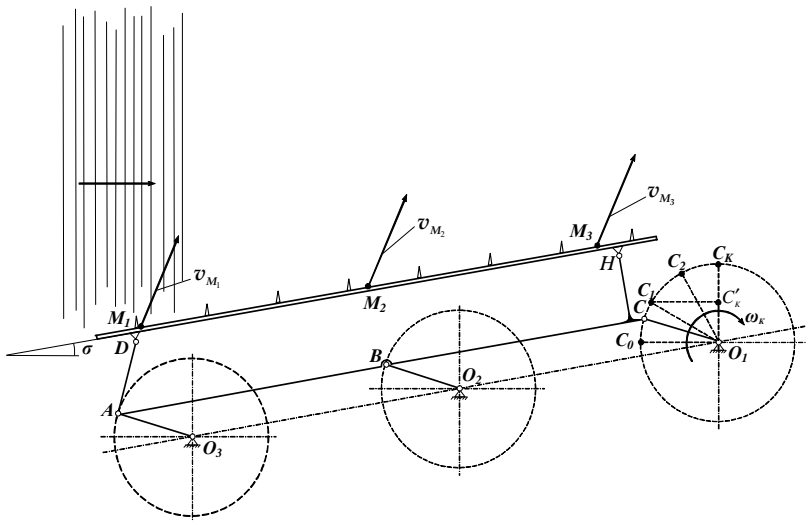


Рис. 1. Схема підбійки і можливе розміщення на транспортері стебел, які поступають в зону дії підбивної дошки

Характер взаємодії підбивної дошки з кінцями стебел залежить від того, якою своєю частиною дошка почала на них діяти, безпосередньо площиною дошки або своїми виступами. На цю взаємодію впливає також кут σ нахилу дошки підбійки до поздовжньої вертикальної площини та напрямок швидкостей точок дошки, про які сказано вище. Варіанти таких взаємодій наведено на рис. 2 і 3.

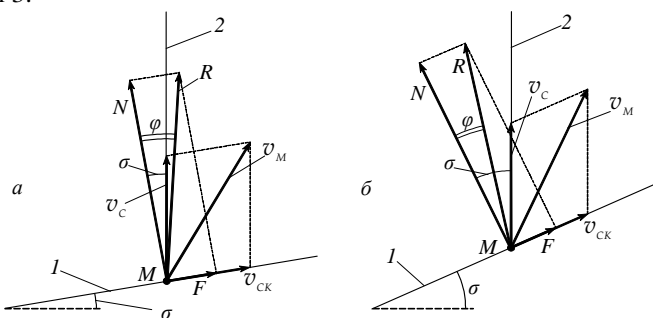


Рис. 2. Напрямки сил та швидкостей при дії на стебло підбивної дошки під малим кутом σ (а) та великим кутом σ (б): 1 – підбивна дошка; 2 – стебло

Два варіанти нахилу дошки підбійки показані на рис. 2, а і б. Нехай при малому куті σ , меншому від кута тертя φ точка M дошки 1 рухається зі швидкістю v_M , а до цієї точки M доторкається кінець стебла 2, який займає горизонтальне положення перпендикулярно до напрямку підйому стебел транспортером. Розкладемо цю швидкість v_M на дві складові v_C (направлена вздовж стебла) і v_{CK} (направлена вздовж дошки), з них v_C є швидкістю стебла при його підбиванні, а v_{CK} є швидкістю ковзання дошки відносно стебла. Завдяки ковзанню з'являється сила тертя F ковзання дошки відносно стебла, перпендикулярно ж до дошки в точці M діє нормальна реакція N . Геометричним додаванням сил N і F отримуємо рівнодійну R , відхилену від сили N на кут φ тертя дошки об кінець стебла. Сила R направлена праворуч від стебла і своїм впливом примусить стебло підрівнятися і рухатися вгору по транспортеру в підрівняному стані.

Розглянемо інший випадок, якщо на кінець стебла діє точка M дошки, відхиленої від поздовжньої вертикальної площини на кут σ , який є більшим від кута тертя φ (рис. 2, б). У цьому випадку швидкість v_M розкладається на складові v_C і v_{CK} так, як і в попередньому випадку, також діє нормальна сила реакції N і сила тертя F , але їх рівнодійна R , відхилена від сили N на кут тертя φ , діє ліворуч від стебла під кутом $\sigma - \varphi$ і тим самим протидіє підйому стебла вгору; сприяє вона також згину кінця стебла.

Отже, при роботі підбійки необхідно, щоб кут σ був меншим або рівним куту тертя φ , тобто необхідно, щоб виконувалась умова:

$$\sigma \leq \varphi. \quad (1)$$

Вибравши кут σ , зясуємо, який вплив чинять ребра дошки підбійки на характер взаємодії дошки зі стеблами при їх підрівнюванні.

На рис. 3 показані схеми взаємодії ребра з кінцем стебла, що опинилося в зоні його дії, з них на рис. 3, а показано вплив місця з'єднання ребра та дошки на кінець стебла, на рис. 3, б показано взаємодію тильної сторони широкого ребра з кінцем стебла, а на рис. 3, в показано вплив тильної сторони вузького ребра на стебло.

При дії місця з'єднання ребра з дошкою на стебло частина його є оточеною і ззаду, і знизу елементами дошки та ребра (рис. 3, а); отже, швидкість вершини стебла буде така ж, як v_M , а за напрямком цієї швидкості буде діяти сила Q , з якою дошка і ребро тиснуть на

кінець стебла. І швидкість v_M , і сила Q розкладаються на складові вздовж транспортування v_{TP} і Q_{TP} і складові вздовж стебла v_C і Q_C . Під дією складової Q_C стебло підрівнюється, а під дією складової Q_{TP} стебло транспортується. Цей варіант дії на стебло є найбільш сприятливим.

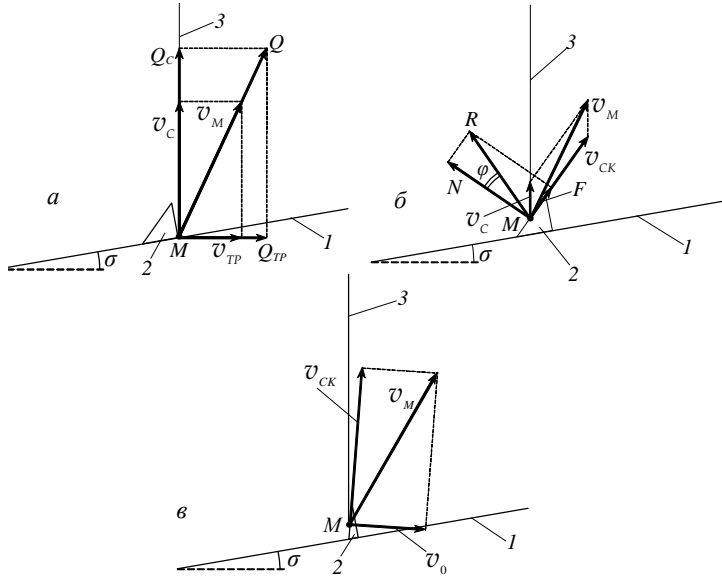


Рис. 3. Напрямки сил та швидкостей при дії на стебло ребра дошки підбійки спереду (а), тильною стороною широкого ребра (б) і тильною стороною вузького ребра (в): 1 – дошка підбійки; 2 – ребро; 3 – стебло

Якщо кінець стебла опинився в зоні тильної сторони широкого ребра (рис. 3, б), то швидкість v_M розкладається на складові v_C вздовж стебла і v_{CK} вздовж тильної сторони ребра. Нормальна сила реакції N діє перпендикулярно до площини тильної сторони, а сила тертя F діє в напрямку швидкості v_{CK} . Рівнодійна цих сил R направлена назад, підрівнювати стебло вона не буде; навпаки, вона буде відгинати (відштовхувати) стебло, яке залишиться позаду без особливої зміни свого положення, тоді як ребро буде рухатися в напрямку швидкості v_M .

Отже, ми бачимо, що широке ребро своєю тильною стороною негативно впливає на характер підрівнювання стебел при підбиванні; тому ширину ребра необхідно зменшити.

Таке ребро показано на рис. 3, б. Нехай кінець стебла опинився на його тильній стороні в точці M , що рухається зі швидкістю v_M . Ця швидкість розкладається на складові $v_{СК}$ вздовж тильної сторони і v_0 перпендикулярно до цієї сторони. Складова $v_{СК}$ представляє собою швидкість ковзання поверхні ребра відносно стебла, а складова v_0 є швидкістю, з якою ребро рухається в бік від стебла. Завдяки цьому руху і підйому дошки в напрямку швидкості v_M кінець стебла опускається до зіткнення з площиною дошки і буде нормально підрівнюватися за схемою на рис. 2, а.

Висновки. Аналіз взаємодії дошки підбійки, яка коливається із стеблами показав, що підбійка працюватиме ефективно при виконанні нерівності (1). Необхідно також, щоб ребро підбійки було вузьким у нижній частині (ширина повинна бути не більш 3мм). У такому випадку очікується одержання позитивного результату.

Література

1. Налобіна О.О., Пуць В.С. Кінематичний аналіз механізму підбійки стебел льону // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип.6. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2000. – С. 103-111.
2. Пуць В.С. Про підрівнювання стеблової стрічки льону при механізованому збиранні // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип.6. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2001. – С. 213-218.
3. Хайліс Г.А., Драган М.С., Пуць В.С. Об отгибе ремней транспортера льноподборщика под действием вращающихся кулачков. // Науковий вісник національного аграрного університету. - К., 2002. – С.344-353.
4. Хайліс Г.А., Пуць В.С. Про політ стебел при їх підкиданні віткою пасу транспортера. // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип.12. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2004. – С. 181-186.

Г.А. Хайліс, д.т.н.
Луцький державний технічний університет
В.О. Шейченко,
УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого

ПРО НАПРЯМ ПОТОКІВ СТЕБЕЛ У ЛЬОНОЗБИРАЛЬНИХ МАШИНАХ

Проаналізовано технічні засоби, які застосовуються при збиранні льону, залежно від напрямків руху стеблової маси.

Постановка проблеми. Аналіз існуючих технологій та технічних засобів, що широко застосовуються у виробництві льону, засвідчив актуальність пошуку оптимальних варіантів розміщення робочих органів, компоновальних схем машин, що великою мірою визначає її експлуатаційні, економічні та екологічні показники. Вирішення цих завдань можливе в разі врахування великої кількості факторів, визначальним серед яких є напрямок руху стеблової маси льону.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для даного питання опубліковано мало робіт. Наявна публікація [1] недостатньо його висвітлює.

Мета досліджень. Класифікація мобільної льонозбиральної техніки залежно від місця розташування робочих органів та напрямків руху стеблової маси.

Результати дослідження. Найбільш важливим і трудомістким етапом вирощування льону є його збирання. Саме на цьому етапі через недостатню технічну забезпеченість втрачається до 50 % вирощеного врожаю.

Відомі три основних способи збирання льону – сноповий, роздільний і комбайновий.

Сноповий спосіб включає такі операції: брання льону і в'язання його у снопи, встановлення снопів у бабки, обмолот снопів, розстилання льоносоломки для приготування трести, піднімання трести та в'язання її в снопи. Для снопового способу характерна значна доля ручної праці на вантажно-розвантажувальних операціях, оправленні снопів і встановленні їх у бабки. Комплекс машин, який застосовується при цьому способі, включає льонобралку з розстиляльним пристроєм або льонобралку з в'язальним апаратом, пересувну молотарку, льонорозстиляльну машину, підбирач трести.

Роздільний спосіб збирання льону полягає у наступному: вибраний льон розстиляють на льонищі тонкою стрічкою для просушування і досягання насіння, після цього стрічку льону піднімають та обмолочують (підбирачем-молотаркою) і в'яжуть у снопи або знову розстиляють на льонищі для одержання трести. Роздільний спосіб збирання порівняно зі сноповим потребує значно менших затрат праці і є більш ефективним. Суттєвим недоліком такого способу є значна залежність від погодних умов. До переваг роздільної технології відносять:

- можливість раннього брання льону;
- можливість отримання насіння з більш високими посівними властивостями;
- скорочення витрат на сушку та переробку вороху, зниження собівартості продукції.

Роздільне збирання льону при хороших погодних умовах і виконанні всіх технологічних операцій є енергозаощаджуючою технологією.

У господарствах України широко застосовується роздільний спосіб збирання, при якому підбирач-молотарка здійснює обмолот коробочок. У випадку сприятливої сухої погоди одержують сухе насіння.

Основним, найпоширенішим і найпродуктивнішим способом збирання льону залишається комбайновий, який включає наступні операції: брання льону з одночасним обчисуванням насінневих коробочок і розстилянням соломки у стрічку на льонищі, або в'язанням соломки у снопи, сушіння і переробку льоновороху, піднімання і пакування трести. Для цього способу застосовується льонокомбайн, тракторний причіп, обертач, підбирач, підбирач-порцієутворювач, рулонний прес-підбирач, навантажувач рулонів, підбирач-навантажувач снопів, сушильний пункт з комплектом обладнання для переробки льоновороху.

Комбайнова технологія, як найбільш перспективна на найближчий період потребує значного оновлення та розробки нової техніки, в тому числі і льонозбирального комбайна, який забезпечив би мінімальний вміст у лляному воросі домішок обривків стебел льону та бур'янів, рівномірне вкладання стрічки з найменшим пошкодженням стебел, зменшення втрат насіння.

Конструкції льонозбиральних машин за способом взаємодії з енергоспособом діляться на навісні, напівнавісні та причіпні, а по характеру робочого процесу в них із подовжнім, поперечним, подовжньо-поперечним та поперечно-подовжнім потоком стебел

льону. За розташуванням основних робочих органів (бральний апарат, підбирач, транспортери) наявний парк машин ділиться на фронтальні, з боковим та розміщенням позаду відносно енергетичного засобу. Як відомо, машини із фронтальним розташуванням основних робочих органів та подовжнім потоком стебел називаються прямоточними, а за кількістю потоків стебел машини діляться на одно- та двухпоточні.

На рис. 1 представлено схеми мобільних льонозбиральних машин, більшість з яких розроблено, виготовлено та експлуатується в господарствах. Схема машини (рис. 1, а) представляє собою причіпний агрегат із поперечним рухом стеблової маси і розташуванням робочих органів позаду енергетичного засобу. Така схема реалізована у відомій льонобралці ЛТ-4 та причіпних льонокомбайнах ЛК-4Т та ЛК-4А. Схема машини на рис. 1, б реалізується в експериментальних напівнавісних льонобралках з поперечно-подовжньо-поперечним потоком стебел та боковим розташуванням основних робочих органів. Навісні машини з поперечним потоком стебел та фронтальним розташуванням основних робочих органів (рис. 1, в) на практиці відомі як льонобралки ТЛН-1,5. Навісна фронтальна прямоточна льонобралка ТЛН-1,9 представлена схемою (рис. 1, г). На схемі (рис. 1, д) представлена експериментальна напівнавісна льонобралка з поперечним потоком стеблової маси та боковим розташуванням основних робочих органів. Схематично показана на рис. 1, е машина представляє собою самохідний льонозбиральний комбайн «Depoortere» (Бельгія) з двома поперечно-подовжніми потоками маси (машина двох поточна та фронтальним розташуванням основних робочих органів). На схемі (рис. 1, ж) представлено причіпний льонопідбирач ПТП-1 з подовжньо-поперечним потоком маси та розташуванням основних робочих органів збоку та позаду. Навісний льонопідбирач ПТН-1 з подовжньо та фронтальним розміщенням основних робочих органів представлена на рис. 1, ж, а напівнавісний льонопідбирач-молотарка ЛМН-1 – на рис. 1, і. Машина, схематично зображена на рис. 1, к, відома як напівнавісний підбирач-навантажувач снопів ППС-3, а на рис. 1, л – експериментальний напівнавісний підбирач-навантажувач снопів з подовжнім потоком стебел та боковим розташуванням робочих органів.

Згинання в напрямках руху маси стебел у машинах виконані з метою уникнення укладки стебел під колеса трактора (рис. 1, б) та на невибраній льон (рис. 1, г). Такі ж згинання на рис. 1, ж і к виконані з

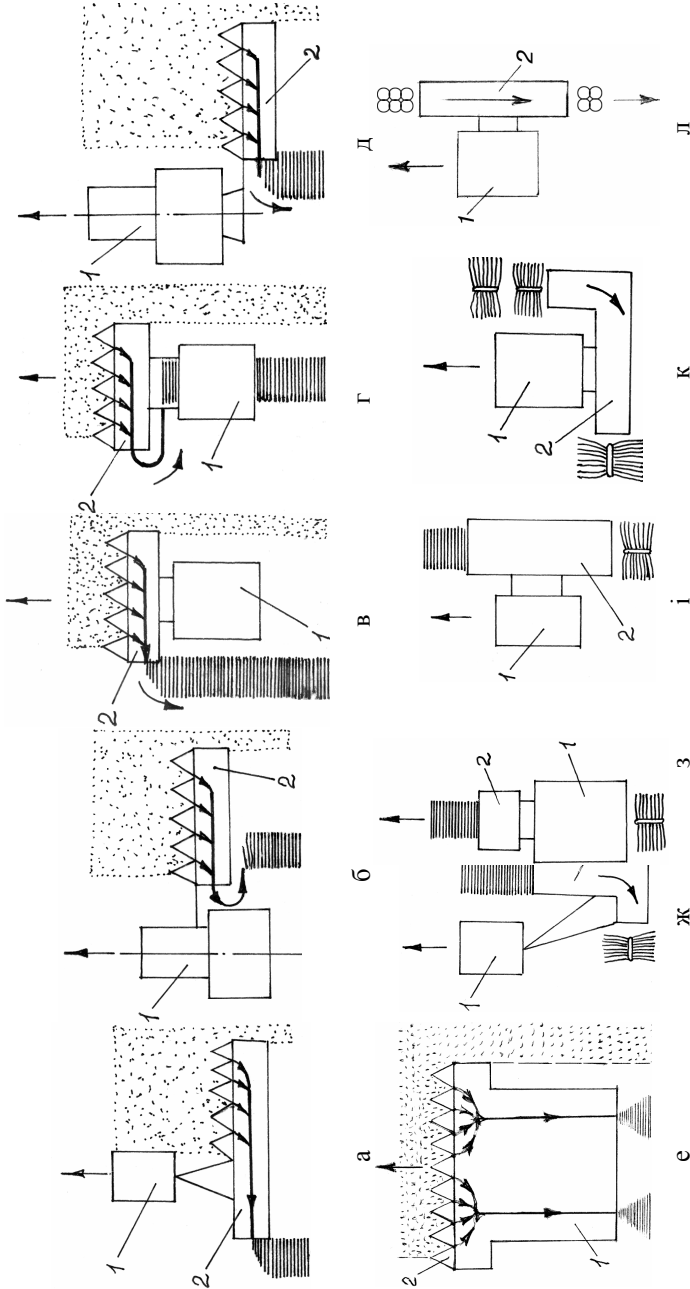


Рис. 1. Схеми, які ілюструють склад льонозбиральних агрегатів, розташування машин в них, напрям руху агрегатів і напрямок потоків стебел: а – машина причіпна; б – машина напівнавісна; в – машина навісна; г – машина навісна; д – машина напівнавісна; е – машина напівнавісна; ж – машина причіпна; з – машина навісна; і – машина пів навісна; к – машина напівнавісна; л – машина напівнавісна; 1 – трактор або енергетичний засіб; 2 – машина

метою виводу снопів, що транспортуються, вліво для забезпечення наступного проходу агрегату.

Відомо, що льон є волокнистою культурою і велика кількість зміни напрямків руху в конструкціях машин іноді провокує намотування та забивання робочих органів. Машини, представлені на рис. 1 ж, і, к, л, через бокове розташування робочих органів мають нерівномірне розподілення тиску на колеса та ґрунт, перевантаження ходової частини трактора і, як наслідок, погіршення маневреності та оглядовості. За маневреністю, оглядовістю, зручністю обслуговування та продуктивністю найбільш перспективними виглядають самохідні льонокомбайни. Але суттєвим недоліком та стримуючим фактором широкого застосування є їх вартість.

Причіпні льонокомбайни дешевші, мають більш просту конструкцію та агрегуються із тракторами різних моделей, але в них недостатня маневреність, менша продуктивність, їх використання потребує попередньої підготовки проходів та смуг для розвертання.

Висновок. Найбільші перспективи мають прямоочні машини, а також конструкції, в яких мінімізовано кількість зміни напрямків руху стеблової маси та передбачено відповідне розташування робочих органів з протинамотувальними пристроями, які б виключили можливість утворення намоток і забивання.

Література

1. Льноуборочные машины / Г.А. Хайліс, Н.Н. Биков, П.Н. Бухарки и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.

УДК 631.3:66.028.2

І.Є. Цизь, к.т.н., Т.П. Цизь
Луцький державний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ОБ'ЄМНОЇ МАСИ ВИХІДНОГО ПОТОКУ МАТЕРІАЛУ ІЗ БУНКЕРА ДОЗУЮЧОГО ПРИСТРОЮ

Отримано залежності для визначення об'ємної маси вихідного потоку матеріалу із бункера дозуючого пристрою на основі диференціального рівняння руху сипкого зв'язного матеріалу.

Постановка проблеми. Одним із факторів, що впливає на якість роботи об'ємного дозуючого пристрою, є зміна об'ємної маси вихідного потоку матеріалу із бункера даного пристрою. Встановлення

закономірності зміни об'ємної маси вихідного потоку дозволить підібрати конструктивні параметри бункера, які мінімізують вплив цього фактора на точність дозування.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Теоретичні дослідження процесу формування вихідного потоку матеріалу стрічковим живильником широко розглянуті [1, 2, 3, 4]. Але при цьому відсутні відомості про вплив зазначеного процесу на зміну вагових характеристик вихідного потоку, тобто на зміну об'ємної маси матеріалу $\gamma(t)$ з часом. Математична модель руху сипкого зв'язного матеріалу (СЗМ) у бункері дозуючого пристрою, яка дозволяє отримати його вагові характеристики отримана у праці [6].

Мета дослідження. Встановлення залежності зміни об'ємної маси вихідного потоку матеріалу із бункера дозуючого пристрою від конструктивних параметрів бункера та фізико-механічних властивостей матеріалу.

Результати дослідження. Як зазначалось раніше [6], для розв'язку диференційного рівняння руху СЗМ у бункері необхідно задати вид функції бічної поверхні $x = F(y)$. Якщо твірна задана рівнянням $x = A$, можливі такі випадки:

- бункер має форму прямого циліндра, причому $A = R_0$, де R_0 - радіус випускного отвору;
- бункер має форму прямого паралелепіпеда з квадратом в основі, причому $A = a_0 / 2$, де a_0 - довжина сторони квадратного вивантажувального отвору.

Похідна від функції твірної бічної поверхні, у розглядуваному випадку, буде рівна нулю. Тому диференційне рівняння руху СЗМ набере вигляду:

$$\frac{d\sigma_s}{dy} + \sigma_s \left[\gamma_0 \lambda g - \frac{2\xi tg \varphi_0}{A} \right] = \frac{2(\tau_0 - C_s tg \varphi_0)}{A} - \gamma_0 \psi g, \quad (1)$$

де σ_s - вертикальне напруження; γ_0 - насипна щільність матеріалу; ψ і λ - коефіцієнти, що залежать від виду матеріалу; ξ - коефіцієнт бокового тиску; φ_0 - кут внутрішнього тертя; τ_0 - початкове зусилля зсуву.

Оскільки отримане рівняння (1) є лінійним неоднорідним першого порядку, то спочатку знайдемо розв'язок лінійного однорідного рівняння:

$$\frac{d\sigma_s}{dy} + \sigma_s \left[\gamma_0 \lambda g - \frac{2\xi tg \varphi_0}{A} \right] = 0. \quad (2)$$

Із (2) маємо:

$$\sigma_{\sigma_{\text{од.}}} = Ce^{-\int\left(\gamma_0\lambda g - \frac{2\xi tg\varphi_0}{A}\right)dy} = Ce^{y\left(\frac{2\xi tg\varphi_0}{A} - \gamma_0\lambda g\right)} \quad (3)$$

Замінюючи постійну С на невідому функцію U, отримаємо:

$$\begin{aligned} \sigma_{\sigma} &= Ue^{y\left(\frac{2\xi tg\varphi_0}{A} - \gamma_0\lambda g\right)} \\ \sigma'_{\sigma} &= \frac{dU}{dy}e^{y\left(\frac{2\xi tg\varphi_0}{A} - \gamma_0\lambda g\right)} + U\left(\frac{2\xi tg\varphi_0}{A} - \gamma_0\lambda g\right)e^{y\left(\frac{2\xi tg\varphi_0}{A} - \gamma_0\lambda g\right)} \end{aligned} \quad (4)$$

Підставивши значення σ_{σ} та σ'_{σ} у (1), запишемо:

$$\frac{dU}{dy}e^{y\left(\frac{2\xi tg\varphi_0}{A} - \gamma_0\lambda g\right)} = \frac{2(\tau_0 - C_{\Sigma}tg\varphi_0)}{A} - \gamma_0\Psi g. \quad (5)$$

Звідки визначаємо U:

$$\begin{aligned} U &= \left[\frac{2(\tau_0 - C_{\Sigma}tg\varphi_0)}{A} - \gamma_0\Psi g \right] \int e^{-y\left(\frac{2\xi tg\varphi_0}{A} - \gamma_0\lambda g\right)} dy = \\ &= \frac{2(\tau_0 - C_{\Sigma}tg\varphi_0) - \gamma_0A\Psi g}{\gamma_0A\lambda g - 2\xi tg\varphi_0} e^{-y\left(\frac{2\xi tg\varphi_0}{A} - \gamma_0\lambda g\right)} + C \end{aligned} \quad (6)$$

Отже,

$$\begin{aligned} \sigma_{\sigma} &= \left[\frac{2(\tau_0 - C_{\Sigma}tg\varphi_0) - \gamma_0A\Psi g}{\gamma_0A\lambda g - 2\xi tg\varphi_0} e^{-y\left(\frac{2\xi tg\varphi_0}{A} - \gamma_0\lambda g\right)} + C \right] e^{y\left(\frac{2\xi tg\varphi_0}{A} - \gamma_0\lambda g\right)} = \\ &= \frac{2(\tau_0 - C_{\Sigma}tg\varphi_0) - \gamma_0A\Psi g}{\gamma_0A\lambda g - 2\xi tg\varphi_0} + Ce^{y\left(\frac{2\xi tg\varphi_0}{A} - \gamma_0\lambda g\right)} \end{aligned} \quad (7)$$

Оскільки при $y = h$ $\sigma_{\text{в}} = 0$, де h – висота матеріалу в бункері, то постійна інтегрування С становитиме:

$$C = -\frac{2(\tau_0 - C_{\Sigma}tg\varphi_0) - \gamma_0A\Psi g}{\gamma_0A\lambda g - 2\xi tg\varphi_0} e^{-h\left(\frac{2\xi tg\varphi_0}{A} - \gamma_0\lambda g\right)}. \quad (8)$$

Тому отримаємо

$$\sigma_{\sigma} = \frac{2(\tau_0 - C_{\Sigma}tg\varphi_0) - \gamma_0A\Psi g}{\gamma_0A\lambda g - 2\xi tg\varphi_0} \left(1 - e^{(y-h)\left(\frac{2\xi tg\varphi_0}{A} - \gamma_0\lambda g\right)} \right). \quad (9)$$

Для визначення вертикальних напружень у зоні формування вихідного потоку матеріалу надамо нульового значення координаті у:

$$\sigma_s^0(h(t)) = \frac{2(\tau_0 - C_{\Sigma}tg\varphi_0) - \gamma_0 A \psi g}{\gamma_0 A \lambda g - 2\xi tg\varphi_0} \left(1 - e^{-h\left(\frac{2\xi tg\varphi_0 - \gamma_0 \lambda g}{A}\right)} \right). \quad (10)$$

Для визначення об'ємної маси скористаємось такою залежністю [7]

$$\gamma(t) = \gamma_0(\psi + \lambda \sigma_s^0(t)). \quad (11)$$

Підставивши значення σ_s^0 у вираз (11), отримаємо

$$\gamma(h(t)) = \gamma_0 \left[\psi + \frac{2(\tau_0 - C_{\Sigma}tg\varphi_0) - A\gamma_0\psi g}{A\gamma_0 g - \frac{2\xi tg\varphi_0}{\lambda}} \left(1 - e^{-h\left(\frac{2\xi tg\varphi_0 - \gamma_0 \lambda g}{A}\right)} \right) \right]. \quad (12)$$

На основі отриманої залежності (12) можна визначити параметри бункера, при яких відхилення об'ємної ваги вихідного потоку матеріалу з бункера дозуючого пристрою буде перебувати у заданих межах. Проте використання бункерів із вертикальними стінками обмежене через їх малий корисний об'єм за прийнятних розмірів вивантажувального отвору. Бункери із вертикальними стінками знайшли широке використання лише як складова частина більш складніших конструкцій. Тому, корисним є визначення закономірності зміни вертикального напруження у зоні переходу із даного пристрою до іншого на основі залежності (10).

Найбільшого поширення у дозуючих пристроях набули бункери з постійним кутом нахилу твірної бічної стінки. Це явище обумовлене простотою виготовлення таких пристроїв та значно більшою місткістю у порівнянні із бункерами з вертикальними стінками.

Для розглядуваного бункера твірна бічна поверхні задається рівнянням виду:

$$x = A + ky, \quad (13)$$

де $k = tg\beta$, тут β - кут нахилу твірної бічної стінки.

При визначенні вільного члена у рівнянні (13) необхідно розглядати два випадки:

- бункер є прямим зрізаним конусом, тому $A = R_0$, де R_0 - радіус випускного отвору;
- бункер має форму прямої зрізаної призми, тому $A = a_0 / 2$, де a_0 - довжина сторони квадратного вивантажувального отвору.

Похідна від функції твірної бічної поверхні у розглядуваному випадку буде рівна k , тобто тангенсу кута β нахилу твірної бічної стінки. Тому функції $P(y)$ та $R(y)$ рівняння руху СЗМ наберуть

такого вигляду:

$$P(y) = -\frac{2 \cos \beta (tg \varphi_0 + tg \beta) (\xi - tg^2 \beta)}{(A + ytg \beta) (1 - 2tg \varphi_0 tg \beta - tg^2 \beta)} + \gamma_0 \lambda \left(g - \frac{2Q^2_v tg \beta}{\mu^2 (A + ytg \beta)^5} \right), \quad (14)$$

$$R(y) = \frac{(4\tau_0 tg \beta - 2C_x) (\cos \beta tg \varphi_0 + \sin \beta)}{(A + ytg \beta) (1 - 2tg \varphi_0 tg \beta - tg^2 \beta)} - \gamma_0 \psi \left(g - \frac{2Q^2_v tg \beta}{\mu^2 (A + ytg \beta)^5} \right) + \frac{2\tau_0 \cos \beta}{(A + ytg \beta)}. \quad (15)$$

З урахуванням отриманих виразів (14) та (15) можна інтегрувати диференціальне рівняння руху СЗМ. Проте, у процесі розв'язання необхідно шукати інтеграл від функції, для якої відсутня первісна серед елементарних функцій [5]. Тому, доцільним є розв'язання отриманого диференціального рівняння числовим методом. У такому випадку більш зручним є запис диференціального рівняння руху СЗМ у такій формі:

$$\frac{d\sigma_s}{dy} = \frac{2(\cos \beta tg \varphi_0 + \sin \beta)}{(A + ytg \beta)} \left[\frac{\sigma_s (\xi - tg^2 \beta) + 2\tau_0 tg \beta - C_x}{1 - 2tg \varphi_0 tg \beta - tg^2 \beta} \right] - (\gamma_0 \psi + \gamma_0 \lambda \sigma_s) \left(g - \frac{2Q^2_v tg \beta}{\mu^2 (A + ytg \beta)^5} \right) + \frac{2\tau_0 \cos \beta}{(A + ytg \beta)} \quad (16)$$

Розв'язок рівняння (16) шукали, використовуючи числовий метод Рунге-Кутта четвертого порядку, який реалізовано у середовищі Mathcad. На основі отриманого розв'язку побудовані графічні залежності зміни об'ємної маси y вихідного потоку сапропелю.

Одним із бункерів зі змінним кутом нахилу твірної є параболічний бункер. Проте виготовлення параболічних бункерів є складним, тому вибір їх раціональних параметрів важко здійснювати експериментальним шляхом. Встановити ж вплив конструктивних параметрів бункера на характеристики вихідного потоку дозволяє модель витікання СЗМ у вигляді диференціального рівняння [6]. Для розглядуваного випадку твірна бічної поверхні бункера задається рівнянням:

$$x = \sqrt{by + A}, \quad (17)$$

де $b = 2 \cdot p$ - подвоєний параметр параболи.

Під час визначення вільного члена у рівнянні (17) необхідно розглядати два випадки:

- бункер є зрізаним параболоїдом обертання, тому $A = R_0^2$, де R_0 - радіус випускного отвору;
- бункер утворений чотирма взаємно перпендикулярними параболічними поверхнями, тому $A = (a_0 / 2)^2$, де a_0 - довжина сторони квадратного вивантажувального отвору.

Похідна від функції твірної бічної поверхні у такому випадку становить:

$$x' = \operatorname{tg} \beta = \frac{b}{2 \cdot \sqrt{by + A}}, \quad (18)$$

де β - кут між дотичною до твірної бічної стінки і вертикаллю.

Тому, функції $P(y)$ та $R(y)$ рівнянні руху СЗМ наберуть такого вигляду:

$$P(y) = - \frac{2 \left(\operatorname{tg} \varphi_0 + \frac{b}{2\sqrt{A+by}} \right) \cdot \left(\xi(y) - \frac{b^2}{4(A+by)} \right)}{\left(1 - \frac{btg\varphi_0}{\sqrt{A+by}} - \frac{b^2}{4(A+by)} \right) \cdot \sqrt{A + \frac{b^2}{4} + by}} + \gamma_0 \lambda \left(g - \frac{Q_v^2 b}{\mu^2 (A+by)^3} \right), \quad (19)$$

$$R(y) = \frac{\left(\frac{2\tau_0 b}{\sqrt{A+by}} - 2C_x \right) \left(\operatorname{tg} \varphi_0 + \frac{b}{2\sqrt{A+by}} \right)}{\left(1 - \frac{btg\varphi_0}{\sqrt{A+by}} - \frac{b^2}{4(A+by)} \right) \cdot \sqrt{A + \frac{b^2}{4} + by}} - \gamma_0 \psi \left(g - \frac{Q_v^2 b}{\mu^2 (A+by)^3} \right) + \frac{2\tau_0}{\sqrt{A + \frac{b^2}{4} + by}}. \quad (20)$$

Використавши отримані вирази (19) та (20), можна інтегрувати диференційне рівняння руху СЗМ, проте із причин, аналогічних до викладених у попередньому випадку, доцільним є розв'язання отриманого диференційного рівняння числовим методом. У такому випадку більш зручною формою запису диференційного рівняння є:

$$\frac{d\sigma_6}{dy} = \frac{2tg\varphi_0 + \frac{b}{\sqrt{A+by}}}{\sqrt{A+b^2/4+by}} \left[\frac{\sigma_6 \left(\xi(y) - \frac{b^2}{4(A+by)} \right) + \frac{\tau_0 b}{\sqrt{A+by}} - C_\Sigma(y)}{1 - \frac{btg\varphi_0}{\sqrt{A+by}} - \frac{b^2}{4(A+by)}} \right] -$$

$$-(\gamma_0\psi + \gamma_0\lambda\sigma_6) \left(g - \frac{Q_v^2 b}{\mu^2 (A+by)^3} \right) + \frac{2\tau_0}{\sqrt{A+b^2/4+by}}. \quad (21)$$

У рівняння (21) коефіцієнт бокового тиску ξ та величина C_Σ входять як функція від y , оскільки ці показники залежать від кута нахилу бічних стінок, а у розглядуваному випадку останній залежить від координати y . Тому на основі [8] отримаємо:

$$\xi(y) = \frac{\left(\frac{4\xi_{min}tg\varphi_0\sqrt{by+A-b(1-\xi_{min})}}{2b\xi_{min}tg\varphi_0+2(1-\xi_{min})\sqrt{by+A}} \right)^2 + \xi_{min}}{\xi_{min} \left(\frac{4\xi_{min}tg\varphi_0\sqrt{by+A-b(1-\xi_{min})}}{2b\xi_{min}tg\varphi_0+2(1-\xi_{min})\sqrt{by+A}} \right)^2 + 1}, \quad (22)$$

$$C_\Sigma(y) = \frac{2c \times \cos \varphi_0 \times \left(1 - \left(\frac{4\xi_{min}tg\varphi_0\sqrt{by+A-b(1-\xi_{min})}}{2b\xi_{min}tg\varphi_0+2(1-\xi_{min})\sqrt{by+A}} \right)^2 \right)}{(1 + \sin \varphi_0) \left(\xi_{min} \times \left(\frac{4\xi_{min}tg\varphi_0\sqrt{by+A-b(1-\xi_{min})}}{2b\xi_{min}tg\varphi_0+2(1-\xi_{min})\sqrt{by+A}} \right)^2 + 1 \right)}. \quad (23)$$

Розв'язок рівняння (21) шукаємо, використовуючи числовий метод Рунге-Кутта четвертого порядку, який реалізовано у середовищі Mathcad. На основі отриманого розв'язку побудовані графічні залежності, які відображають вплив фізико-механічних властивостей компонентів ОМД та параметрів дозуючого пристрою на зміну об'ємної маси γ вихідного потоку матеріалу із бункера.

Висновки. Аналіз отриманих графічних залежностей об'ємної маси γ вихідного потоку матеріалу із бункера з постійним кутом нахилу стінок виявив значний вплив на зміну даного параметра висоти шару матеріалу H в бункері. Проте, при збільшенні висоти шару H більше від 0,3...0,4м відбувається стабілізація об'ємної маси γ вихідного потоку. Найбільш чутливим до зміни товщини шару матеріалу H у бункері є сапрпель вологістю $W=55\%$ (рис.1) та жовнові фосфорити (рис.2). Із графіків також видно, що при збільшенні радіусу R_0 (площі) вивантажувального отвору об'ємна маса

γ вихідного потоку прагне до постійного значення при більшій висоті H шару матеріалу у

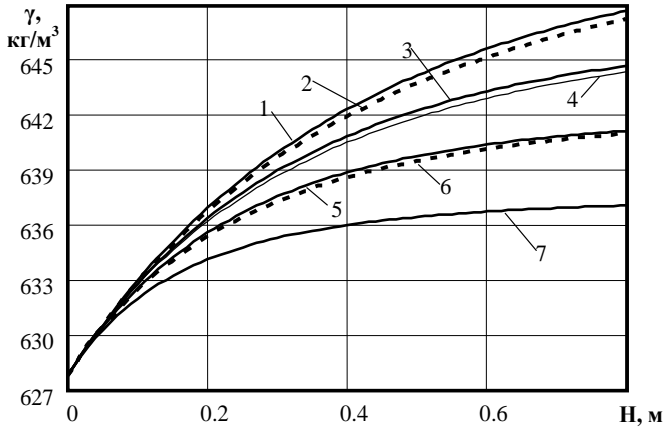


Рис.1. Графічні залежності об'ємної маси γ вихідного потоку сапропелю вологістю $W=55\%$ із кінцевого бункера дозуючого пристрою від його висоти в бункері H при $h=0.05\text{м}$, $v=0.1\text{м/с}$: 1- $R_0=0.25\text{м}$, $\beta=5^\circ$; 2- $R_0=0.25\text{м}$, $\beta=10^\circ$; 3- $R_0=0.2\text{м}$, $\beta=5^\circ$; 4- $R_0=0.20\text{м}$, $\beta=10^\circ$; 5- $R_0=0.15\text{м}$, $\beta=5^\circ$; 6- $R_0=0.15\text{м}$, $\beta=10^\circ$; 7- $R_0=0.1\text{м}$, $\beta=10^\circ$

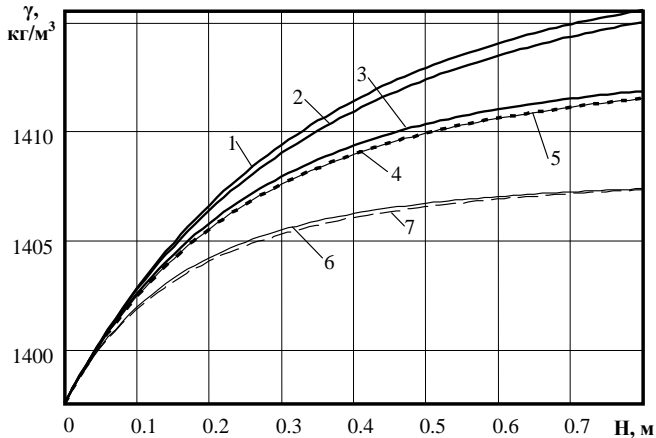


Рис.2. Графічні залежності об'ємної маси γ вихідного потоку фосфоритів із кінцевого бункера дозуючого пристрою від його висоти в бункері H при $h=0.05\text{ м}$, $v=0.1\text{м/с}$: 1- $R_0=0.2\text{м}$, $\beta=5^\circ$; 2- $R_0=0.2\text{м}$, $\beta=10^\circ$; 3- $R_0=0.15\text{м}$, $\beta=5^\circ$; 4- $R_0=0.15\text{м}$, $\beta=10^\circ$;

5- $a_0/2=0.15\text{м}$, $\beta=10^\circ$, $h=0.02$, $v=0.01\text{м/с}$ (пірамідальний бункер);
 6- $R_0=0.1\text{м}$, $\beta=10^\circ$; 7- $R_0=0.1\text{м}$, $\beta=15^\circ$

бункері. Зміна таких параметрів, як лінійної швидкості руху полотна стрічкового транспортера у межах $v=0,08\dots0,1\text{м/с}$, висоти сформованого шару матеріалу на поверхні даного полотна у межах $h=0,02\dots0,05\text{м}$ та форми перерізу бункера практично не впливають на зміну об'ємної маси γ вихідного потоку. Зростання кута нахилу бічних стінок бункера у межах $\beta=5\dots15^\circ$ призводить до незначного зменшення об'ємної маси γ вихідного потоку (напр. рис.1 криві 1 і 2, 3 і 4, 5 і 6). Зміна вологості сапропелю при постійних конструктивних параметрах живильника може призводити до зміни об'ємної маси γ вихідного потоку від 644кг/м^3 до 712кг/м^3 .

Графічні залежності об'ємної маси γ вихідного потоку матеріалу із параболічного бункера дозуючого пристрою вказують на те, що значний вплив на зміну досліджуваного показника, як і у бункері з постійним кутом нахилу твірної, має висота шару матеріалу H в бункері. При збільшенні висоти шару H стабілізація об'ємної маси γ вихідного потоку відбувається також при $H>0,3\dots0,4\text{ м}$. Особливо чутливими до зміни товщини шару матеріалу H у бункері є сапропель вологістю $W=55\%$ (рис.3) та жовтові фосфорити (рис.4).

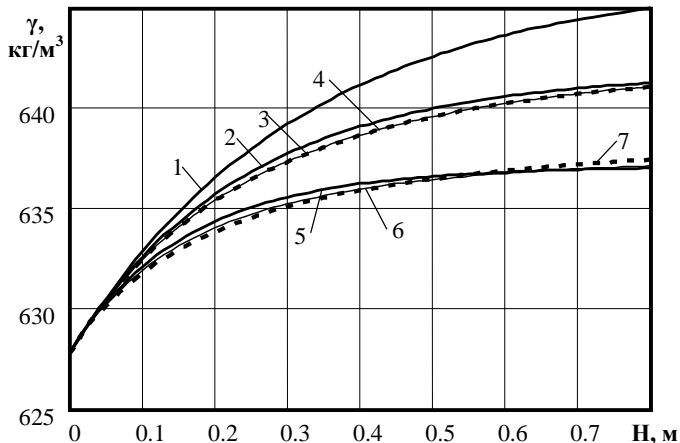


Рис.3. Графічні залежності об'ємної маси γ вихідного потоку сапропелю вологістю $W=55\%$ із параболічного бункера дозуючого пристрою від його висоти в бункері H при $h=0.05\text{м}$, $v=0.1\text{м/с}$: 1- $R_0=0.2\text{м}$, $b=0.01$, 2- $R_0=0.15\text{м}$, $b=0.01$; 3- $R_0=0.15\text{м}$, $b=0.05$; 4- $a_0/2=0.15\text{м}$, $b=0.05$, $h=0.06\text{м}$, $v=0.3\text{м/с}$ (для

квадратного випускного отвору); 5- $R_0=0.1\text{м}$, $b=0.01$; 6- $R_0=0.1\text{м}$, $b=0.05$; 7- $R_0=0.1\text{м}$, $b=0.1$

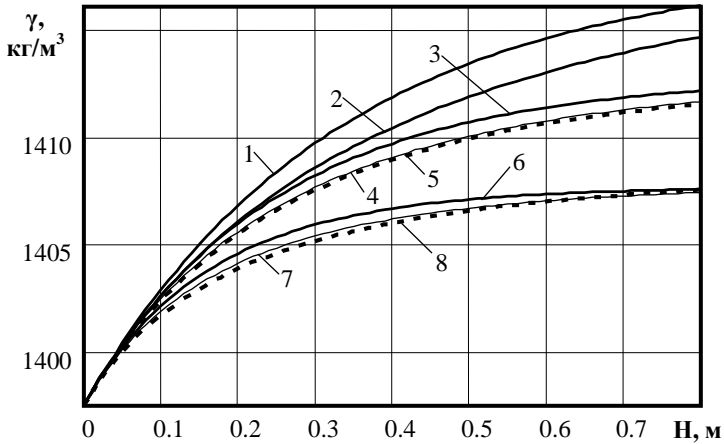


Рис.4. Графічні залежності об'ємної маси γ вихідного потоку фосфоритів із параболічного бункера дозуючого пристрою від його висоти в бункері H при $h=0.05\text{м}$, $v=0.1\text{м/с}$: 1- $R_0=0.2\text{м}$, $b=0.01$; 2- $R_0=0.2\text{м}$, $b=0.15$; 3- $R_0=0.15\text{м}$, $b=0.01$; 4- $R_0=0.15\text{м}$, $b=0.05$; 5- $a_0/2=0.15\text{м}$, $b=0.05$, $h=0.08\text{м}$, $v=0.8\text{м/с}$ (для квадратного випускного отвору); 6- $R_0=0.1\text{м}$, $b=0.01$; 7- $R_0=0.1\text{м}$, $b=0.05$; 8- $R_0=0.1\text{м}$, $b=0.1$

Збільшення подвоєного параметра параболи b зменшує швидкість приросту об'ємної маси вихідного потоку матеріалу γ при збільшенні висоти матеріалу H . Зміна таких параметрів, як лінійна швидкість v руху полотна стрічкового транспортера, висота h сформованого шару матеріалу на поверхні даного полотна та форма перерізу бункера, практично не впливають на зміну об'ємної маси γ вихідного потоку. Зміна вологості сапропелю при постійних конструктивних параметрах живильника може призводити до зміни об'ємної маси γ вихідного потоку від 645 кг/м^3 до 711 кг/м^3 .

Порівняння графічних залежностей зміни об'ємної маси γ вихідного потоку матеріалу для кінцевого (пірамідального) та параболічного бункерів вказують на те, що параболічні бункери не забезпечують покращення стабілізації згадуваного показника. А зважаючи на складність їх виготовлення, необхідно надати перевагу у використанні в дозуючих системах для компонентів ОМД кінцям (пірамідальним) бункерам.

Література

1. Вайнсон А.А. Подёмно-транспортные машины. - М.: Машиностроение, 1989. -536 с.
2. Гуцаленко О. В. Методи дослідження закономірностей процесу витікання мінеральних добрив у середині бункера та характер їх пошарового розподілу // Збірник наукових праць НАУ “Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том V, “Сучасні проблеми механізації сільськогосподарського господарства.” - Київ: НАУ, 1999. - С. 215-225.
3. Гуцаленко О. В. Методика розрахунку конструктивних параметрів та технологічних параметрів бункерів розкидачів мінеральних добрив // Збірник наукових праць НАУ “Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том VI, “Сучасні проблеми механізації сільськогосподарського господарства.” - Київ: НАУ, 2000. - С. 260-266.
4. Панченко А. Н. Повышение работоспособности бункеров послынного распределения сыпучих и связных материалов сельскохозяйственных и мелиоративных и мелиоративных машин. – Днепропетровск: Днепропетровский государственный аграрный университет, 1995. -52 с.
5. Градштейн И.С., Рыжик И.М. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений. М.: Наука, 1971. – 1108 с.
6. Цизь І.Є., Дідух В.Ф. Дослідження закономірності витікання сипкого зв'язного матеріалу (СЗМ) у бункері дозуючого пристрою // Сборник научных трудов Керченского морского технологического института “Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий”. Выпуск 2. – Керчь: КМТИ, 2001. - С. 55-62.
7. Цизь І.Є. Дослідження закономірності зміни об'ємної ваги матеріалу при формуванні розкладеного шару у бункері // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 6. –Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2000. - С.194-197.
8. Цизь І.Є. Визначення тиску обмежуючої поверхні на сипкий матеріал у бункері дозуючого пристрою // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст., вип. 9. –Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2001. - С.163-167.

Рецензент д.т.н, проф., В.Ф. Дідух

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ ВИСІВНИХ АПАРАТІВ ТОЧНОГО ВИСІВУ НАСІННЯ

Наведено конструкцію та принципи роботи широко універсального апарату точного висіву насіння. Викладені особливості проектування таких апаратів для різних сільськогосподарських культур.

Постановка проблеми. В системі машин для вирощування сільськогосподарських культур важливе місце займають посівні машини, оскільки від якості посіву і залежить величина урожаю. Їх основний недолік - низька універсалізація сівалок, при цьому практично для висіву окремого виду насіння використовують окремий висівний апарат. Створення універсального висівного апарату точного висіву для різних сільськогосподарських культур є важливою загальнодержавною проблемою.

Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки “Новітні технології та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі” Кабінету Міністрів України на 2002-2006 роки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням розробки конструкцій широкоуніверсальних сівалок точного висіву насіння присвячені роботи [1, 2, 3], однак вони потребують подальшого удосконалення і напрацювань. Тому **метою роботи** є розробка і дослідження широкоуніверсальної сівалки точного висіву насіння різних сільськогосподарських культур

Результати дослідження. Висівний апарат (рис. 1) виконано у вигляді рами 1, на якій на підшипниках ковзання 2 встановлено вал 3 механізму забору і подачі насіння, на якому жорстко закріплені: диск 4 механізму забору і подачі насіння, ексцентрик 5, привідний шків 6. На диску, в підшипниках ковзання 7, рівномірно по колу встановлено, наприклад, вісім осей 8, на яких жорстко встановлені привідні лівий 9 і правий 10 важелі таким чином, що вони містяться в одній площині, яка проходить через вісь 8 і перпендикулярні до осі. На кінцях осей 8, перпендикулярно до них, жорстко встановлені важелі 11, таким чином, що вони знаходяться в площинах, які проходять через осі повернуті відносно площин, в яких лежать привідні важелі 9 і 10. На кінцях важелів 11, на різьбі встановленні змінні, залежно від розмірів насіння,

черпаки 12, у виїмки яких вільно поміщають одну насінину конкретної рослини. На визначеній віддалі від осей 8 диска 4 встановлені пружні опори 13.

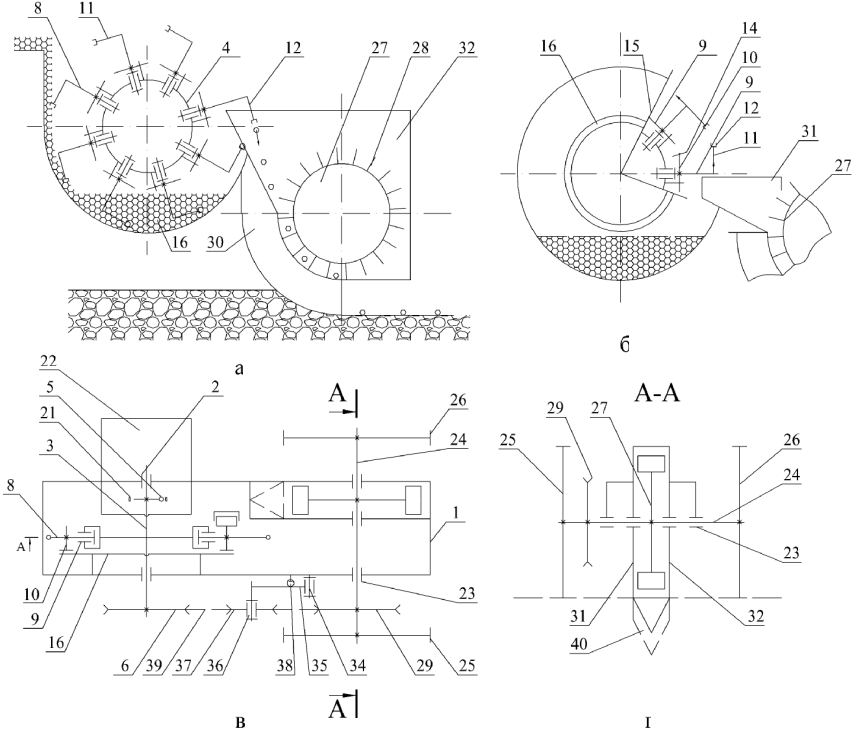


Рис. 1. Висівний апарат точного висіву насіння: а, б - технологічні схеми роботи висівного апарату; в, г - кінематична схема

З правого боку від диска на рамі жорстко закріплений упор 14, який перетинає траєкторію, по якій переміщається правий важіль 10 і виставлений таким чином, що під час обертання диска він повертає важіль кругом осі на кут достатній для викидання насіння з черпака. З лівої сторони від диска на рамі жорстко закріплений упор 15, який перетинає траєкторію, по якій переміщається лівий важіль 9 таким чином, що він зміщений по колу в напрямку обертання диска на кут φ від упора 14. З лівого боку від диска на рамі жорстко закріплена кругова доріжка 16 ковзання кінця лівого важеля.

На рамі знизу під механізмом забору і подачі насіння жорстко встановлено піддон 17 живильника таким чином, що важелі з черпаками вільно переміщуються в ньому. В піддоні встановлено

перегородку 18, а на осі коливання 19, коромисло 20, таким чином, що його вилка 21 заходить на ексцентрик 5 вала 3, а нижній кінець знаходиться в проміжку, через який проходить насіння у піддон. Крім того до бокової стінки піддона прикріпленій насіневий бачок 22.

На рамі, в підшипниках ковзання 23 встановлено вал 24, на кінцях якого жорстко закріплені ведучо-опорні колеса 25 і 26 з можливістю кругового обертання, диск 27 гасника горизонтальної швидкості насіння з еластичними лопатками 28, ведучий шків 29 приводу механізму забору і подачі насіння. Крім цього, на рамі жорстко закріпленій кіль сошника 30 з боковинами 31, 32 і приймальною камерою 33 таким чином, що внутрішня циліндрична поверхня кіля сошника контактує з кінцями лопаток 28.

На рамі, на осі 34 шарнірно встановлений важіль 35, на якому на осі приводу 36 встановлено натяжний шків 37 та натяжна пружина 38, яка через важіль притискає натяжний шків до паса 39 через який здійснюється передача крутного моменту. Глибина заробки насіння встановлюється змінними кільовими насадками 40.

Робота висівного апарату точного висіву насіння у ґрунт здійснюється таким чином. При перекочуванні привідних коліс 25 і 26 по поверхні ґрунту на валу 24 виникає крутний момент, який через шків 29, пас 39 і шків 6 передається на вал 3, на якому встановлений диск 4 механізму забору і подачі насіння. При обертанні диска черпаки 12, які знаходяться в зоні кута повертання площини диска, що забезпечує одночасно контакт лівого важеля 9 з доріжкою ковзання 16 і пружним упором 13, по чергову занурюючись в насіння, яке є у піддоні.

У зоні кута β лівий важіль 9 виходить з контакту з доріжкою ковзання 16 і під дією пружного упора 13 повертається на деякий кут і тим самим забезпечує зачеплення кінця правого важеля 10 з упором 14. При проходженні правого важеля 10 через упор 14 останній повертається на кут γ і на такий же кут від вертикальної площини повертається важіль 17, на якому закріпленій черпак 12. Під час повертання черпака насіння випадає з нього в приймальну камеру 33.

При попаданні насінини в приймальну камеру, вона захоплюється еластичними лопатками 28 і переміщається по циліндричній поверхні кіля 30 до його закінчення і вільно випадає в канавку глибиною h зроблену кілем у ґрунті.

При переміщенні насінини по циліндричній поверхні кіля сошника 30, лопаткою 28 вона набирає горизонтальної швидкості V_H , яка рівна по величині швидкості руху висівного апарату V_C і протилежна по напрямку руху машини. В точці випадання насінини з

висівного апарату її горизонтальна швидкість відносно землі рівна нулю, що дає можливість насінні залишатися на тому місці де вона доторкнулася до ґрунту.

При зменшенні кількості насіння в піддоні 17 нижче від нижньої кромки перегородки 18, насіння з бачка 22 через щілину висипається в піддон, таким чином перегородка підтримує стабільний рівень насіння у піддоні. Для усунення зависання насіння і запобігання утворення сводів в проміжку щілини на осі 19 здійснює коливні рухи коромисло 20, яке приводиться в коливний рух ексцентриком 5 через вилку 21.

Таблиця. Характеристики посіву рядкового однозернового точного

№	Культура	Кількість обертів диска n , об/хв	Ширина міжряддя, см	Кількість насінин на 1 погонний метр	Кількість насінин на 1га, млн. [1]	Швидкість сівалки, м/с
1	Пшениця, ячмінь	445,5	5	27	5,5	2,2
2	Горох	231	10	14	1,4	2,2
3	Кукурудза	47	70	2,86	0,041	2,2
4	Кормові буряки	154,6	45	9,37	0,625	2,2
5	Ріпак	247,5	7,5	15	2	2,2
6	Цукрові буряки (недражовані)	363	45	22	0,489	2,2
7	Цукрові буряки (дражовані)	148,5	45	9	0,2	2,2
8	Гречка	346,5	5	21	4,2	2,2

Глибина заробки насіння H_1 встановлюється змінними кільковими насадками 40. Загортачі й ущільнюючий блок сівалки не показані на кресленні.

До переваг запропонованого висівного апарату відноситься точність висівання насіння різних розмірів за рахунок зміни черпаків. Останнє розширює технологічні можливості і дає змогу одним апаратом висівати насіння різних розмірів.

Залежність кількості обертів висівного диска насіння n об/хв від швидкості руху сівалки V і кількості черпаків:

$$n = \frac{60V}{kl},$$

де V – швидкість руху сівалки, м/с; k – кількість черпаків на диску; l – відстань між сусідніми висівними зернинами.

На рис. 2 зображена удосконалена схема сівалки точного висіву насіння.

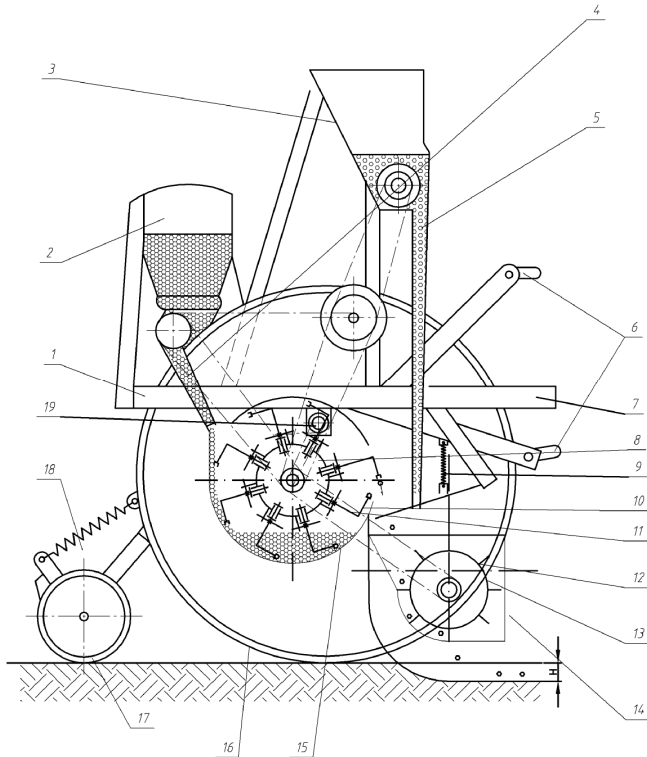


Рис. 2. Удосконалена конструкція сівалки для точного висіву насіння: 1-рама, 2-бачок з насінням, 3-бачок з добривами, 4-насієкпровід, 5-тукопровід, тяги механізму підвіски, 7-підніжка, 8-механізм подачі насіння, 9-підвіска висівного апарату, 10-черпак, 11-важіль, 12-висівний апарат, 13-лопаті висівного апарату, 14-сошники, 15-корпус, 16-опорні колеса, 17-каток, 18-підвіска, 19-вал приводу сівалки

Дослідженнями встановлено, що запропонований висівний апарат доцільно використовувати для посіву сільськогосподарських культур, причому кутова швидкість висівного диска повинна бути в межах $350 \dots 450 \text{ хв}^{-1}$.

На основі вищевказаного можна зробити такі **висновки**:

1. Запропонований широкоуніверсальний висівний апарат точного висіву насіння різних сільськогосподарських культур, з обґрунтуванням конструктивних і технологічних параметрів.

2. Розроблена конструктивно-компонувальна схема апарату з відповідним кінематичним забезпеченням.

Література

1. Кияк Г.С., Рослинництво. - К.: Вища школа, 1976. - 186 с.
2. Кардашевский С.В. Высевные устройства посевных машин. - М.: Машиностроение, 1973. - 356 с.
3. Пронин А.Ф. Посевные машины.- Гос. изд. Молдавии, 1957. - 187 с.

Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко

УДК 631.3.658

А.О. Шарибура
ННЦ „ІМЕСГ”

КОНЦЕПТУАЛЬНА МОДЕЛЬ ЛЬОНОЗБИРАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ

Обґрунтовано потребу розробки концептуальної моделі льонозбирального комплексу. Сформульовано властивості, якими повинна володіти система. Виокремлено складові елементи системи, вплив зовнішнього середовища на неї. Виділено процеси для роздільної і комбайнної технології збирання льону.

Постановка проблеми. Головною передумовою ефективності виробництва будь-якої продукції є максимальна механізація окремих операцій її виробничого процесу. Льонарство, яке для сільськогосподарських підприємств (СПП) України було нещодавно прибутковою галуззю, з початку 90-х років почало занепадати. Це зумовлювалося: диспаритетом цін на ринку льонопродукції та техніки; швидкими темпами інфляції; втратою зв'язків виробників льону із заводами виготовлювачами техніки; відсутністю державного замовлення на льонопродукції тощо [6].

Сьогодні ситуація поступово покращується. Льон починає з'являтися в структурі посівних площ окремих СПП, переробні

підприємства починають збільшувати обсяги переробки продукції, ряд промислових підприємств розробив та починає виготовити спеціалізовану техніку. Водночас, виникає питання, яка техніка потрібна, яким агротехнічним вимогам вона повинна відповідати, яку кількість техніки повинні мати СГП тощо. Зокрема це стосується техніки для збирання льону. Відповідь на ці запитання можна отримати лише на основі досліджень, які як відомо [5], не можливо виконати без моделювання. Першим кроком на цьому шляху є обґрунтування концептуальної моделі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблему обґрунтування парку машин СГП розглядали ряд вчених [3,4]. Ними розроблено загальні принципи концепції і стратегії розвитку як системи машин в АПК загалом, так і машин для льонарства зокрема [4]. Однак, питання структури льонозбирального комплексу залишається не вирішеним. Відомі методи та моделі визначення комплексів машин мають певні недоліки [5], а тому використання їх для обґрунтування льонозбирального комплексу може привести до помилок.

Мета дослідження. Метою статті є – розробка концептуальної моделі льонозбирального комплексу.

Причини, що ускладнюють процес збирання льону-довгунцю, є такі: неодноразовість досягання насіння та волокна, а також залежність виходу льонопродукції від погодних умов.

З метою забезпечення якості та максимального виходу льонопродукції використовують адаптивні до кліматичних умов технології збирання – роздільну, комбайнову [7] та комбіновану[2]. Головні вимоги, що висувуються до комплексу льонозбиральних машин, це: максимальна механізація процесу збирання льону-довгунця за умови використання будь-якої технології, а також ресурсо- та енергоощадність збирального процесу.

Результати дослідження. Створення концептуальної моделі льонозбирального комплексу машин відбувається за певними етапами, розкриття змісту яких дає змогу об'єктивно дослідити властивості системи. До цих етапів відносяться: визначення і орієнтація; стратифікація; деталізація; локалізація; структурізація і управління; виділення процесів та відображення станів [1].

На етапі визначення і орієнтації обґрунтовуються показники, що характеризують властивості системи. Оскільки якісні та кількісні показники зібраного врожаю залежать від способу його збирання, кліматичних умов, рівня механізації процесу та ряду інших чинників, то на цій підставі сформульовані властивості, якими повинна володіти

система. Насамперед, це – максимальна механізація процесу, оскільки ручна праця є дорогою та непродуктивною.

Другою властивістю є гнучкість (універсальність) – тобто здатність комплексу машин залежно від погодних умов та стану предмета праці забезпечувати виконання різних технологій збирання.

Третьою властивістю є надійність – оскільки вхід з ладу будь-якої машини може призвести до втрат (через перестоювання, проростання) та зниження якості (через перемерзування, підгнивання та перестоювання) врожаю.

Таблиця. Складові елементи системи

№ п/п	Рівні деталізації	Елементи
1	Поле під льоном (Пл)	Конфігурація поля, стан ґрунту, рельєф, ухил поля, стан льону, врожайність
2	Техніка для вибирання льону (Т _{в.л})	Льобобралки, льонокомбайни, трактори
3	Техніка для обчісування стебел (Т _{о.с})	Льонокомбайни, підбирачі-обчісувачі, трактори
4	Техніка для транспортування вороху (Т _в)	Трактори, причеи
5	Техніка для приготування трести (Т _{п.т})	Обертаючі, ворущилки
6	Техніка для підбирання трести (Т _{під})	Прес-підбирачі
7	Техніка для навантаження трести на ТЗ (Т _{н.т})	Фронтальні навантажувачі
8	Техніка для транспортування трести (в рулонах) (Т _{т.т})	Трактори, звичайні та спеціальні причеи

На етапі стратифікації виділено головні складові системи, а саме – поле під льоном, машини для вибирання льону, його обчісування, транспортування вороху, приготування трести, піднімання трести, її навантаження та транспортування.

На етапі деталізації виокремлено елементи системи (льонозбирального комплексу).

На етапі локалізації виділяється вплив зовнішнього середовища (кліматичних умов) на досліджувану систему. Цей вплив проявляється в часових термінах початку та природно допустимої тривалості проведення збиральних робіт.

На етапі структуризації та управління означено матеріальні зв'язки для комбайнового (Пл-($T_{в.л.}$ - $T_{о.с.}$) - $T_{в.}$ - $T_{п.т.}$; $T_{п.т.}$ - $T_{під.}$; $T_{під.}$ - $T_{н.т.}$; $T_{н.т.}$ - $T_{т.т.}$) та роздільного (Пл- $T_{в.л.}$; $T_{в.л.}$ - $T_{о.л.}$; $T_{о.л.}$ - $T_{в.}$; $T_{в.}$ - $T_{п.т.}$; $T_{п.т.}$ - $T_{під.}$; $T_{під.}$ - $T_{н.т.}$; $T_{н.т.}$ - $T_{т.т.}$) способів збирання. Визначено інформаційні та речовинні зв'язки.

До інформаційних зв'язків відноситься інформація про стан ґрунту, стеблостою, прогноз кліматичних умов, а також дані про планові та реалізовані обсяги виконання окремих технологічних операцій.

До речовинних зв'язків відноситься переміщення машин по полю під час виконання технологічних операцій, процес перетворення соломки в тресту та переміщення її вороху з поля на склад.

На етапі виділення процесів виокремлюємо кожен із них для роздільної (1) та комбайнової (2) технології (рис.).

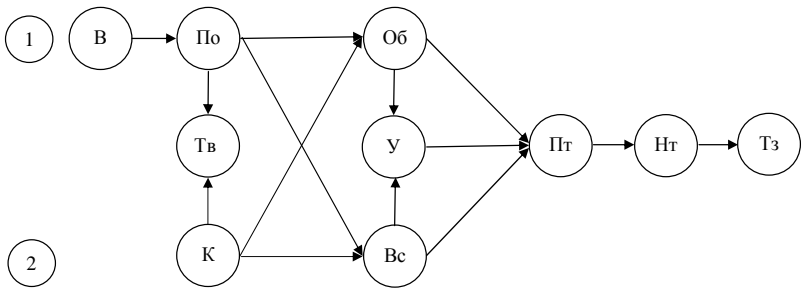


Рис. Схематичне зображення роздільної (1) та комбайнової (2) технологій збирання льону-довгунця: В – вибирання льону; По – підбирання та обчісування стрічки льону; К – пряме комбайнування льону; Тв – транспортування вороху; Об – обертання стрічки; Вс – ворухіння стрічки; У – утворення порцій (грабельним порцієутворювачем); Пт – підбирання трести; Нт – навантаження трести на транспортні засоби; Тз – транспортування трести на переробку

Етап відображення станів передбачає вибір параметра (параметрів) s для кожного елемента системи, значення якого змінюється на протязі виконання процесу та відображає його стан в даний момент часу (t). До таких елементів відноситься: поле, льон, погода, машини, середовище (погода).

Щодо поля, то воно може бути в такому стані, „під льоном”, „встелене лляною стрічкою”.

Стосовно льону, що є на тому, чи іншому полі, то можна виділити такі стани: ранньо жовта фаза, жовта фаза та повна фаза,

„вибраний у стрічці”, „обчесана стрічка”, обернена стрічка, зворушена стрічка, стрічка в рулоні, виділений насінневий ворох тощо.

Погода може бути в двох станах: 1) придатна для збирання; 2) непридатна для збирання

Висновки: 1. Труднощі, що виникають під час збирання льону-довгунця зумовлені його біологічною особливістю, яка полягає в тому, що його стебло дозріває дещо швидше ніж насіння, а також природно-кліматичними умовами збирального сезону.

2. Технологія у процесі збирання льону-довгунця змінюється в залежності від стану льону та кліматичних умов, тому якість та кількість зібраного врожаю залежить від гнучкості збирального комплексу, рівня механізації та своєчасності виконання операції технологічного процесу.

3. Машини, що використовують для комбайнової та роздільної технології збирання можна умовно поділити на три групи – 1) спеціалізовані - це ті машини, які виконують технологічні операції тільки в одній конкретній технології; 2) машини спільного використання-це машини, застосування яких можливе в декількох технологіях збирання; 3) універсальні - це машини, які використовуються і виробничих процесах вирощування окремих сільськогосподарських культур.

4. Розроблення концептуальної моделі комплексу машин для збирання льону-довгунця є важливим етапом у дослідженні його ефективності.

Література

1. Дружинин В.В., Контров Д.С. Системотехніка. – М.: Радио и связь, 1985.–200с. ил.

2. Ковалев М.М., Поздняков Б.А. Ресурсосберегающая технология комбинированной уборки льна-долгунца // Материалы Международной научно-практической конференции. Часть 1. –М.: Издательство ВИМ, 2004. –200с.

3. Рижук С.М., Гуков Я.С., Погорілий Л.В. Система машин в АПК – концепція і стратегія розвитку // Механізація та електрифікація сільського господарства. –2002. – Вип. 86.- С.5-12.

4. Саченко В.І., Гуков Я.С., Коваль С.М. і ін. Концептуальна модель вітчизняної системи машин для льонарства // Техніка АПК. –2003. - №12.– С.6-7.

5. Сидорчук О.В. Розвиток теорії функціональних структур матеріального виробництва //Вісник Львів. держ. аграрн. ун-ту. –2003. –№7.– С. 3-8.

6. Скорченко А.Ф. Стратегія держави – відродження льонарства // Пропозиція. - 2001. - №6. - С. 54-55.

7. Хайліс Г., Проценко Ю., Залужний В.І. Технологічні аспекти вдосконалення вирощування і збирання льону-довгунцю. // Техніка АПК. – 2003. - №3. – С. 4-6.

Рецензент д.т.н., проф. О.В. Сидорчук

УДК 681.51

В.М. Швайко, к.т.н., В.О. Соломка, к.т.н., О.В. Соломка
Національний аграрний університет

ОСОБЛИВОСТІ ПОБУДОВИ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ПРОЦЕСІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

У статті розглянуто особливості побудови математичних моделей сільськогосподарських процесів та шляхи їх оптимізації на прикладі фермерського господарства

Постановка проблеми. Планування та реалізація будь-яких виробничих процесів у народному господарстві підпорядковані головній меті – пошуку і застосуванню найбільш ефективних способів досягнення заданих результатів. Для цього необхідно дослідити процес та фактори, що на нього впливають. Не завжди доцільно експериментувати з реальним процесом, а іноді це і неможливо, особливо в сільськогосподарському виробництві, де існує значна кількість некерованих факторів, які дуже складно спрогнозувати. Тому, останнім часом широко застосовується метод моделювання виробничих процесів, найбільш перспективним з яких є математичне моделювання, що набуло популярності завдяки відносно низькій собівартості, високій точності, можливості оперативного розгляду значної кількості варіантів, високій швидкості проведення розрахунків, особливо при застосуванні ЕОМ.

Мета дослідження – проаналізувати особливості застосування математичного моделювання сільськогосподарських процесів та визначити реальні шляхи їх оптимізації.

Результати дослідження. В загальному вигляді виробничу систему схематично можна зобразити у вигляді прямокутника (рис. 1).

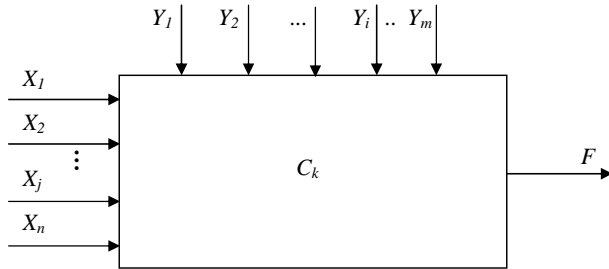


Рис. 1. Схематичне зображення виробничої системи та факторів, що на неї впливають

На систему діють зовнішні змінні фактори двох типів:

- керовані фактори X_j ($j = 1, 2, 3, \dots, n$), значення яких можна змінювати в деякому визначеному інтервалі з метою пошуку оптимального рішення;

- некеровані фактори Y_i ($i = 1, 2, 3, \dots, m$), значення яких не залежать від бажання людини і визначаються зовнішнім середовищем.

До керованих факторів у сільськогосподарському виробництві можна віднести норми висіву культури, норми внесення добрив, площа посіву, терміни посіву й інші, а до некерованих – погодні умови, кількість опадів і т.д. Іноді складно однозначно визначити, до якого типу відносяться фактори: до керованих чи до некерованих. Наприклад, кількість задіяної посівної техніки в звичайних обставинах – керований фактор, а при аварійному виході з ладу певної кількості машин він переходить до некерованих факторів.

Крім зовнішніх факторів, на результат реалізації виробничого процесу впливають і властивості самої системи, її внутрішня складова C_k ($k = 1, 2, 3, \dots, l$), яка, як правило, є її кількісною характеристикою і може бути виражена в чисельному вигляді. Властивості системи можуть бути постійними (сталими), або змінними (детермінованими або стохастичними, дискретними або неперервними, залежними або незалежними). У сільськогосподарському виробництві не існує чіткої межі в класифікації властивостей системи: залежно від умов одні і ті ж властивості можна віднести як до постійних, так і до змінних, як до випадкових, так і до детермінованих, що суттєво ускладнює побудову і оптимізацію її математичної моделі. Наприклад, вартість паливно-мастильних матеріалів, з урахуванням якої формується собівартість продукції, в певному проміжку часу може бути постійною величиною, але під впливом зовнішніх, не завжди прогнозованих чинників іноді змінюється в значних межах і, як правило, в напрямку збільшення, що, в свою чергу, впливає на собівартість продукції, що виробляється. Інші

властивості сільськогосподарської системи, такі як ціна на сільськогосподарську продукцію, урожайність різноманітних культур, забур'яненість посівів, їх густина та ряд інших, є залежними від інших властивостей і зовнішніх факторів, тому важко прогнозується, що суттєво ускладнює пошук оптимального рішення виконання процесу.

Оптимізація виробничого процесу в математичному вираженні зводиться до пошуку екстремального значення функції F (максимуму або мінімуму) в чисельному вигляді, що вимагає певної його формалізації і в більшості випадків не відтворює з повною адекватністю його суть, але є єдиним реальним шляхом знаходження ефективних рішень з мінімальними затратами ресурсів. Функцію F називають функцією мети, або цільовою функцією і в загальному вигляді її можна записати:

$$F = f(X_j, Y_i, C_k) \rightarrow \max(\min). \quad (1)$$

Задачі математичного програмування поділяються на два великі класи: лінійні та нелінійні. Якщо цільова функція та її обмеження містять змінні у першому або нульовому степені, то ми маємо справу з задачами лінійного програмування. В усіх інших випадках задача буде нелінійною. Важливою перевагою задач лінійного програмування є те, що для їх розв'язування розроблено ряд методів, які дозволяють з певною достовірністю їх вирішити. Теоретично кожна задачу лінійного програмування можна розв'язати.

Більшість виробничих процесів в сільському господарстві, як правило, є нелійними, стохастичними, що розвиваються в умовах невизначеності. Розв'язувати нелінійні задачі набагато складніше, ніж лінійні, оскільки немає універсального методу розв'язування таких задач. Для окремих типів нелінійних задач розроблено спеціальні методи їх розв'язування. Як правило, застосування цих методів пов'язане зі значними затратами, тому на практиці застосовують, здебільшого, лінійні економіко-математичні моделі. Часто нелінійні залежності апроксимують (наближають) лійними. Такий підхід є досить ефективним.

Розглянемо процес створення та реалізації математичної моделі сільськогосподарської виробничої системи на прикладі рішення задачі лінійного програмування як найбільш типової.

Як уже відзначалося, з метою пошуку оптимального рішення виразу (1) реально ми можемо впливати лише на зовнішні змінні фактори X_j , тому в загальному вигляді математичну модель лінійного програмування можна представити таким чином:

$$F = c_1x_1 + c_2x_2 + \dots + c_nx_n = \sum_{j=1}^n c_jx_j \rightarrow \max(\min). \quad (2)$$

Будь-який набір змінних x_1, x_2, \dots, x_n , що задовольняє умови обмежень, які на них накладаються, називають допустимим планом, або планом. Кожному допустимому плану відповідає значення цільової функції, яке обчислюється за формулою (2). План, за якого цільова функція набуває екстремального значення, називається оптимальним.

Зауважимо, що в задачі математичного програмування передбачається одна цільова функція, яка кількісно визначена. У реальних виробничих системах на роль критерію оптимізації претендують кілька десятків показників. Наприклад, максимум чистого доходу від виробленої продукції у вартісному виразі чи максимум рентабельності, мінімум собівартості виробленої продукції або мінімум витрат дефіцитних ресурсів. Хоча задача математичного програмування передбачає одну цільову функцію, але існують математичні методи побудови компромісних планів, тобто методи багатокритеріальної оптимізації.

Існує ряд способів ефективного рішення задач лінійного програмування, які можна застосувати для пошуку оптимального значення функції мети в процесах сільськогосподарського виробництва. Найбільш наглядний спосіб – геометрична інтерпретація задачі лінійного програмування [1]. Розглянемо його на конкретному прикладі.

Припустимо, що в фермерському господарстві вирішили виділити площу, розміром 20 га під посіви гречки та кукурудзи на зерно, причому площа під посівами гречки повинна становити не менше 5 га. Враховуючи наявні ресурси та технічне забезпечення фермерського господарства, на вирощування вищевказаних культур планується затратити відповідно 5 та 25 людино-днів ручної праці та 2 і 8 людино-днів механізованої. Агротехнічні умови вирощування кукурудзи на зерно та гречки дозволяють використати 270 людино-днів ручної праці та 80 людино-днів механізованої. Від реалізації вирощеної продукції гречки планується отримати прибуток 0,7 тисячі гривень, а від кукурудзи – 1,0 тисячі гривень.

Зрозуміло, що ефективність діяльності фермерського господарства по вирощуванню вищевказаних культур буде визначатися по максимальному отриманому прибутку.

Для побудови математичної моделі структури вирощування гречки та кукурудзи на зерно введемо такі позначення:

x_1 – площа посіву гречки, га;

x_2 – площа посіву кукурудзи, га.

Поставивши за мету отримання максимального прибутку (критерій оптимізації $Z \rightarrow \max$), математичну модель процесу запишемо в такому вигляді:

$$Z = 0,7x_1 + 1,0x_2 \rightarrow \max . \quad (3)$$

Математична модель (3) має такі обмеження:

$$x_1 + x_2 \leq 20 \quad (4)$$

$$5x_1 + 25x_2 \leq 270 \quad (5)$$

$$2x_1 + 8x_2 \leq 80 \quad (6)$$

$$x_2 \geq 5 \quad (7)$$

$$x_1 \geq 0; x_2 \geq 0 \quad (8)$$

Кожну з цих нерівностей у графічній інтерпретації можна представити площею, що обмежується відповідною граничною прямою (рис. 2).

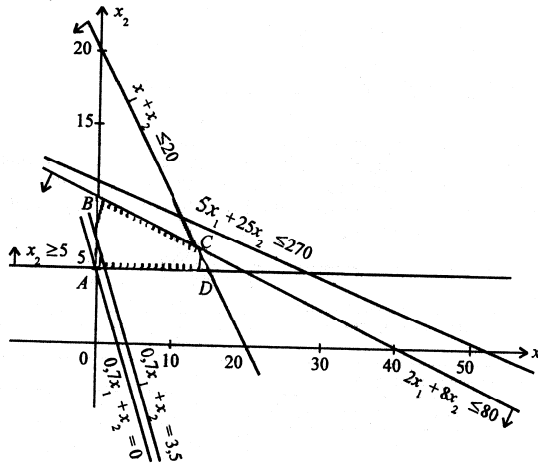


Рис. 2. Графічна інтерпретація розв'язку задачі оптимізації площі посіву

У результаті перетину цих прямих утворюється область допустимих розв'язків задачі (на рис.2 – многокутник $ABCD$). Цільова функція $Z = 0,7x_1 + 1,0x_2$ описує сім'ю паралельних прямих, кожна з яких відповідає певному значенню Z . Зокрема, якщо $Z=0$, маємо $0,7x_1 + x_2 = 0$. Ця пряма проходить через початок системи координат. Коли $Z=3,5$, дістаємо пряму $0,7x_1 + x_2 = 3,5$.

Якщо задача лінійного програмування має оптимальний план, то екстремального значення цільова функція набуває в одній із вершин многокутника розв'язків. А якщо цільова функція досягає екстремального значення більше як в одній вершині многокутника, то вона досягає його і в будь-якій точці, що є лінійною комбінацією цих вершин.

Отже, розв'язати задачу лінійного програмування графічно означає знайти таку вершину багатокутника розв'язків, у результаті підставлення координат якої в математичну модель процесу лінійна цільова функція набуває найбільшого (найменшого) значення.

У наведеному прикладі (рис. 2) цільова функція (3) набуває максимального значення у вершині C чотирикутника $ABCD$. Координати цієї вершини визначаються сумісним рішенням рівнянь (4) і (6). Знайшовши ці координати та підставивши їх в рівняння функції мети (3), отримаємо: $Z_{max} = 0,7 \cdot 13,33 + 6,67 = 16,00$ (тис. грн.).

Отже, фермерське господарство може отримати максимальну суму прибутку в розмірі 16 тисяч гривень у випадку, коли під посіви гречки буде відведено 13,33 га, а під посіви кукурудзи на зерно – 6,67га з наявних 20 га посівних площ. Якщо прийняти рішення по розподілу посівних площ згідно з координатами вершини D чотирикутника $ABCD$ (відповідно 15 га і 5 га), то фермерське господарство недоотримає 0,5 тис. грн. прибутку за однакових інших умов.

Наведений приклад наочно демонструє, що складні процеси сільськогосподарського виробництва можна оптимізувати шляхом їх формалізації і застосування методу математичного моделювання та лінійного програмування. Але графічний метод для визначення оптимального плану лінійного програмування доцільно застосовувати лише для задач із двома змінними. За більшої кількості змінних вдаються до загального методу розв'язування задач лінійного програмування – так званого симплекс-методу. Процес розв'язування задачі симплекс-методом має ітераційний характер: обчислювальні процедури (ітерації) одного й того самого типу повторюються у певній послідовності доти, доки не буде отримано оптимальний план задачі, або не буде з'ясовано, що його не існує.

Висновок. Отже, суть симплекс-методу полягає в поетапній обчислювальній процедурі, в основу якої покладено принцип послідовного поліпшення значень цільової функції переходом від одного опорного плану задачі лінійного програмування до іншого [2].

На жаль, обмежений об'єм статті не дозволяє навести приклад рішення задачі оптимізації сільськогосподарських процесів цим методом.

Література

1. Вітлінський В.В., Наконечний С.І., Терещенко Т.О. Математичне програмування: Навч.-метод. посібник. - К.: КНЕУ, 2001. - 248 с.
2. Зелінський А.М. Основи математичного моделювання: навч. посібник. - К.: НМК ВО, 1992.- 220 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.358

С.Ф. Юхимчук, к.т.н.

Луцький державний технічний університет

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЛАНЦЮГОВОГО ЛЬОНОБРАЛЬНОГО АПАРАТУ

У статті подано обґрунтування основних параметрів бральної секції ланцюгового льонобрального апарату.

Постановка проблеми. До основних недоліків пасових апаратів відносяться розтягнутість стебел у стрічці, що формується, і обрив насінневих коробочок при розділенні стеблостою льону при підведенні стебел до бральних рівчаків. У статті подане вирішення цих проблем на основі запропонування нової конструкції брального апарату з обґрунтуванням його параметрів, необхідних для його проектування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В існуючих пасових льонобральних апаратах стеблостій льону спрямовується до бральних рівчаків подільниками, які розділяють стеблостій і формують так звані пучки стебел. У результаті бокові стебла пучка нахиляються боковими прутками подільників, а центральні – ні. Виникає таке небажане явище, як розтягнутість стебел у стрічці, що формується, - тобто стебла у стрічці зміщені одні відносно інших. А це в свою чергу збільшує ширину стрічки. Крім того при розділенні стеблостою на пучки відбувається обрив насінневих коробочок, так як стебла льону сплетені між собою. Щоб зменшити вказані недоліки, пропонуємо принципово нову конструкцію брального апарату – ланцюгового типу (рис.1) [1].

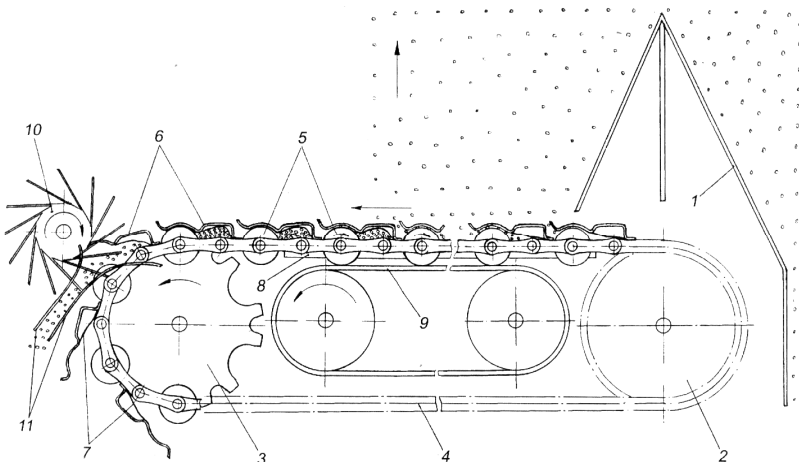


Рис.1. Ланцюговий льнобральний апарат

Ланцюговий льнобральний апарат складається із рами (на рисунку не показана), на якій встановлені польовий подільник 1, бральний пристрій, що містить ланцюгову передачу, яка складається із веденої 2 та ведучої 3 зірочок, ланцюга 4. На ланцюзі 4 закріплені бральні ролики 5, бральні пластини 6 і гумові підтримувачі 7. Знизу під робочою віткою ланцюгової передачі встановлений опорний транспортер 8, виконаний у вигляді бігової доріжки. За роликами розміщений привідний пас 9, а над ведучою зірочкою 3 ланцюгової передачі – вивідний пристрій у вигляді відкидної крильчатки 10 і направляючих прутків 11.

Ланцюговий льнобральний апарат працює таким чином.

Обертальний момент від приводу машини чи трактора (залежно від типу машини, на якій встановлений льнобральний апарат) через механізм приводу передається до ланцюгової передачі, привідного паса 9 та відкидної крильчатки 10. При русі машини по полю польовий подільник 1 відділяє стеблостій льону і при переміщенні ланцюга 4 стебла льону потрапляють у бральні ривчак, утворені загнутими частинами бральних пластин 6 та бральними роликами 5, де і затискаються. Бральні ролики 5, контактуючи із віткою привідного паса 9, обертаються і переміщують стебла, що підтримуються бральними пластинами 6. При цьому затиснені стебла витягуються з ґрунту і, при подальшому обертанні бральних роликів 5, потрапляють у простір за бральними роликами 5, де утримуються гумовими підтримувачами 7 і так транспортуються. На виході з

брального апарату за рахунок перегину ланцюга 4 на ведучій зірочці 3 бральні планки 6 відходять від бральних роликів 5, підштовхуються гумовими підтримувачами 7 та відкидною крильчаткою 10, викидаються з брального апарату і, ковзаючи по направляючих прутках 11, розстеляються по полю. Щоб робоча вітка ланцюгової передачі не провисала при бранні льону, вона спирається на опорний транспортер 8, виконаний у вигляді бігової доріжки. Тиск у бральних ривчакх регулюється одночасно по всій ширині захвату агрегату за допомогою збільшення натягу ланцюга 4 переміщенням веденої зірочки 2. Внаслідок відсутності подільників, які в інших бральних апаратах розділяють і підводять стеблостій льону до кожного брального ривчака, зменшується розтягнутість стебел у стрічці та обрив насінневих корбочок. При роботі відбувається рівномірне забирання стебел, при цьому стебла, що затиснулись, і сусідні стебла, що тільки мають потрапити у бральний ривчак, знаходяться на віддалі на якій розрив зчеплених насінневих корбочок стебел не відбувається.

Використаний принцип брання стебел льону, який полягає у затисненні стебел між роликом, що обертається, чи пасом, що рухається, і нерухомою притискною пластиною чи прутками, використовується і в інших конструкціях бральних апаратів [2], [3] та обґрунтований у праці [4].

Мета досліджень. Метою даної статті є технічне обґрунтування основних параметрів ланцюгового льонобрального апарату, точніше бральної секції, яке б підтвердило можливість подальшого проектування цієї конструкції.

Для цього потрібно вирішити такі задачі: 1) підібрати швидкість руху ланцюга; 2) обґрунтувати крок розміщення бральних секцій на ланцюзі; 3) підібрати радіус ролика і кутову швидкість його обертання; 4) величину зони обхвату ролика притискною пластиною – зони затискання стебел у бральній секції при бранні.

Результати дослідження. Для обґрунтування цих параметрів за вихідні умови приймаємо що ширина захвату брального апарату, по аналогії з існуючими, рівна $B=1,5$ м; швидкість руху машини – 8 км/год, тобто $v_m=2,2$ м/с; густина стеблостою льону (приймаємо найбільш типове значення) $i_c=1800$ шт./м²; середній діаметр стебла $d_c=2$ мм.

Швидкість руху ланцюга вибираємо з таких міркувань, щоб стебла, які підходять до бральних секцій, зразу ж забирались. Це необхідно, щоб не виникало накопичення стебел перед бральним

апаратом. І при забиранні, тобто затисканні, бранні і транспортуванні, відстань між сусідніми стеблами не збільшувалась – щоб не було обриву насінневих коробочок у переплетених між собою стеблах. Це можна досягнути, коли швидкість їх забирання і швидкість підведення стебел однакові, тобто коли швидкість переміщення бральних секцій (швидкість ланцюга) буде рівна швидкості машини $v_n = v_m = 2,2$ м/с.

За таких умов, якщо крок між бральними секціями t , то одна бральна секція забирає льон з площі рівній $S = B \cdot t$. А знаючи густоту стеблостою, можна знайти скільки стебел буде утримуватись у бральній секції на виході з апарату: $i_{\sigma.c} = i_c \cdot S = i_c \cdot B \cdot t$. Простір, який будуть займати ці стебла, за умови пошарового їх розміщення буде: $i_{\sigma.c} \cdot d_c^2$.

З конструктивних міркувань приймаємо, що відстань між роликками рівна діаметру ролика, тоді крок $t = 4 \cdot R$, де R - радіус ролика. Розмір утримуючої комірки, прив'язуючись до радіуса ролика, вибираємо $2R \cdot R = 2R^2$. В цій комірці повинні поміститися усі стебла, вибрані однією бральною секцією, тобто $2R^2 = i_{\sigma.c} \cdot d_c^2 = i_c \cdot B \cdot t \cdot d_c^2$.

Розв'яжемо систему рівнянь:

$$\begin{cases} t = 4 \cdot R, \\ 2R^2 = i_c \cdot B \cdot t \cdot d_c^2, \end{cases} \quad (1)$$

при $i_c = 1800$ шт/м², $B = 1,5$ м, $d_c = 0,002$ м отримаємо, що $R = 21,5$ мм, $t = 86$ мм.

Для визначення колової швидкості ролика вдамося до наступних міркувань. Час, за який певна точка ланцюга, що рухається з швидкістю v_n , пройде відстань рівну ширині захвату B , становить $\tau = B / v_n$. За цей час стебла, що попадають у бральну секцію, за умови, що в зоні затискання між роликом і пластиною вони знаходяться одне біля одного, повинні пройти зону затискання і зібратися в утримуючій комірці: $\tau \geq \frac{i_{\sigma.c} \cdot d_c}{v_k}$. Тобто колова швидкість

ролика вибирається з умови:

$$v_p = \frac{i_{\sigma.c} \cdot d_c \cdot v_n}{B} = i_c \cdot t \cdot d_c \cdot v_n = 1800 \cdot 0,086 \cdot 0,002 \cdot 2,2 = 0,68 \text{ м/с.} \quad (2)$$

Приймаємо $v_p = 0,7$ м/с.

Визначимо необхідну величину зони затискання стебел у бральній секції при їх бранні. Для цього розглянемо схему на рис. 2.

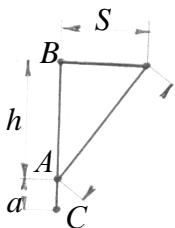


Рис. 2. Схема до визначення величини зони затискання стебел у бральній секції: h - висота брання стебел – відстань від поверхні ґрунту до бральної секції; a - довжина, на яку потрібно витягнути стебло з ґрунту для повного обриву кореня, $a = 0,05$ м

Для того, щоб стебло витягнути з ґрунту, потрібно, щоб точка його затискання в бральній секції перемістилась в просторі на відстань S - на схемі рис. 2 з точки В в точку Д ($S = BD$) таким чином, щоб $AD = BA + AC = h + a$. За теоремою Піфагора знаходимо:

$$S = BD = \sqrt{AD^2 - BA^2} = \sqrt{(BA + AC)^2 - BA^2} = \sqrt{2 \cdot BA \cdot AC + AC^2} = \sqrt{2h \cdot a + a^2} \quad (3)$$

З цієї формули видно, що чим більша висота брання h тим більшу відстань повинна пройти точка затиску стебла в просторі. Тому беремо висоту h не більшу 0,2 м - $h = 0,2$ м. Звідси $S = \sqrt{2 \cdot 0,2 \cdot 0,05 + 0,05^2} = 0,15$ м.

Абсолютна швидкість переміщення точки затискання стебла, що витягується з ґрунту буде:

$$v \approx \sqrt{v_m^2 + (v_a - v_p)^2} = \sqrt{2,2^2 + (2,2 - 0,7)^2} = 2,66 \text{ м/с.} \quad (4)$$

Час за який стебло витягується з ґрунту складе:

$$\tau = \frac{S}{v} = \frac{0,15}{2,66} = 0,056 \text{ с.}$$

За цей час затиснуте між роликком і пластиною стебло пройде відстань $S_p = v_p \cdot \tau = 0,7 \cdot 0,056 = 0,039$ м. Тобто зона затискання стебел у бральному рівчаку повинна бути не менша 39 мм. Кут обхвату ролика притискною пластиною при цьому складе:

$$\phi_p = \frac{180^\circ \cdot S}{\pi \cdot R} = \frac{180^\circ \cdot 39}{3,14 \cdot 21,5} = 104^\circ.$$

Висновок. За встановлених параметрів компоувальна схема бральної секції набуде вигляду, як показано на рис. 3.

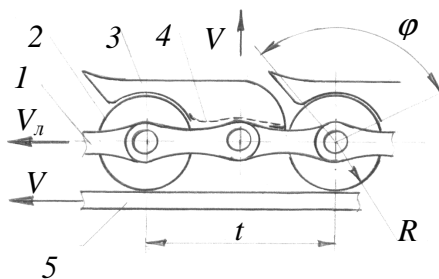


Рис. 3. Компонувальна схема бральної секції: 1 – ланцюг; 2 – бральний ролик; 3 – притискна пластина; 4 – підтримувач; 5 – опорний транспортер

З урахуванням цього, можна виготовити макет ланцюгового брального апарату і досліджуючи його пересвідчитися в його роботоздатності.

Література

1. Юхимчук С.Ф. Ланцюговий льонобральний апарат // Тези 19-ої науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу. - Луцьк: Навчально-науковий відділ ЛДТУ, 2004. – С. 117-118.

2. Пат. 25414А Україна, МКл А01D45/06. Льонобральний апарат / С.Ф. Юхимчук, Г.А. Хайліс (Україна) - № 9505232; Заявл. 12.05.95; Опубл. 30.10.98, Бюл. № 4.

3. Пат. 22515А Україна, МКл А01D45/06. Машина для збирання льону / Хайліс Г.А., Божидарник В.В., Горбовий А.Ю., Юхимчук С.Ф., Довгополок В.Ф., Дацюк Л.М., Клекоць Л.І., Ужегова О.А., Цикалюк Ю.О., Рудий С.М.(Україна) - № 97031357; Заявл. 25.03.97; Опубл. 17.03.98, Бюл. № 1.

4. Юхимчук С.Ф. Визначення умов транспортування стрічки льону по притискних прутках брального апарату // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Вип. 3. -Луцьк, 1997.- С.307-311.

5. Льноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др.- М.: Машиностроение, 1985.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСУ РОЗСТЕЛЯННЯ НА ЗЕМЛЮ СТЕБЕЛ ІЗ ЛЬОНОБРАЛЬНОЇ МАШИНИ З ПОПЕРЕЧНИМИ РІВЧАКАМИ

У статті наведені результати експериментального дослідження часу розстеляння стебел льонобральною машиною з поперечними рівчачками в лабораторних умовах.

Постановка проблеми. Після того, як стебла вибрані, сформована бральним апаратом стрічка льону розстеляється на землю. Аналіз процесу руху стебел під час виходу з льонобральної машини показав, що до зіткнення своїми коренями з поверхнею землі стебла рухаються за інерцією під кутом до напрямку руху агрегату, повертаються і вкладаються на поле. Дослідження процесу розстеляння стебел є важливим для забезпечення якісного виконання технологічного процесу брання льону.

Аналіз досліджень і публікацій. Теоретично виведені залежності для визначення закономірностей опускання стебел і їх повороту відносно точок дотику коренів із землею [1, 2]. В польових умовах встановлений час польоту стебла до моменту зіткнення з поверхнею ґрунту [3]. Проте експериментально не досліджувався час розстеляння стебел. Висвітленню цього питання присвячена пропонується стаття.

Мета дослідження. Визначити час розстеляння стебел при виході їх з льонобральної машини експериментально в лабораторних умовах. Встановити відповідність між отриманими теоретичними та дослідними даними.

Результати дослідження. Досліди проводили у лабораторних умовах на спеціально розробленому устаткуванні, яке показано на рис. 1. Вертикальні стійки 8 жорстко закріплені, до них за допомогою рухомих пластин 2 кріпиться еластична стрічка 4. Висота викидання стебла 5 встановлюється переміщенням стрічки 4 по стояках 8. Для контролю віддалі відтягування стрічки 4 до стояків 1 під прямим кутом нерухомо прикріплена лінійка 3. Висоту вильоту стебла 5 контролювали лінійкою 6 за допомогою електронного лічильника-секундоміра 1 з контактами 7, 9

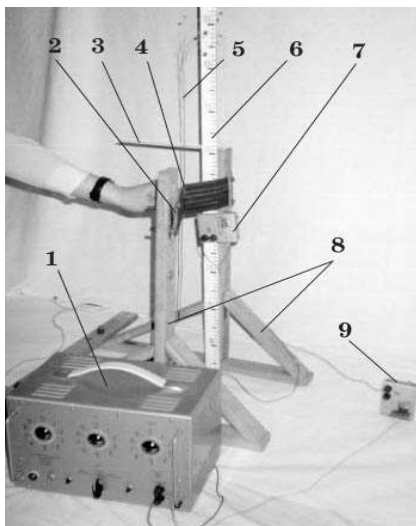


Рис. 1. Дослідження часу розстеляння стебел у лабораторних умовах: 1 - електронний лічильник-секундомір; 2 - пластили; 3 - горизонтальна лінійка; 4 - еластична стрічка; 5 - досліджуване стебло; 6 - вертикальна лінійка; 7 - пристрій з нормально розімкнутим контактом; 8 - стійки; 9 - пристрій з нормально замкненим контактом

У льонобральному агрегаті стебла виходять на розстеляння з певною початковою швидкістю, позначимо її v_a . Вона залежить від конструктивних особливостей брального апарата, швидкості пасів та швидкості руху агрегату. В лабораторних умовах стеблам штучно надавали потрібної швидкості. Для цього за допомогою динамометра відтягнули стрічку так, щоб сила, яку показує динамометр, становила 1 Н. Тоді по лінійці фіксували віддаль, на яку була відтягнута еластична стрічка, і за формулою $c = F / \Delta x$ визначали жорсткість c еластичної стрічки. Виходячи з закону збереження кінетичної енергії, модуль швидкості вильоту стебла, яке викидається еластичною стрічкою,

відтягнутою на певну віддаль, можна знайти з формули $|v_a| = \Delta x \sqrt{\frac{c}{m_c}}$.

Встановили, що жорсткість еластичної стрічки становить 21,19 Н/м. З проведеного попередньо теоретичного аналізу та експериментальних спостережень визначили, що необхідно дослідити час польоту стебла з початковою швидкістю вильоту 2,8 м/с та 3,4 м/с. Розрахували, що для надання стеблу такої початкової швидкості необхідно відтягнути стрічку відповідно на 3 см та 3,5 см.

Досліди проводили так (рис. 1). Рухаючи по лінійці пристосування з нормально розімкнутим контактом, встановлювали початкову висоту вильоту 8 см. Спочатку проводили дослідження часу польоту стебла при вильоті з початковою швидкістю 2,8 м/с. Робили

пробний викид стебла, встановлюючи місце розташування пристосування з нормально зімкненим контактом. Вмикали живлення електронного секундоміра. На початку руху стебло, вдарившись в контакт НР, замикає контакт і вмикає секундомір, а в кінці польоту та повороту, вдаривши в контакт НЗ, розмикає контакт і виключає секундомір. Фіксували час польоту при падінні з висоти 8 см. Потім, змінюючи положення пристосування НР контакту, викидали стебло з висоти 15 см і 22 см. Аналогічно проводили досліди для стебел з початковою швидкістю вильоту 3,4 м/с. Досліди проводили з п'ятиразовою повторюваністю.

Для дослідів використали льон сорту Чарівний, середня довжина стебел 80 см. Досліджували вибрані вручну стебла вологістю 45-50 % і масою 0,0014-0,0018 кг.

Результати експериментальних досліджень показані у вигляді графічних залежностей на рис. 2. Показані значення часу, який потрібен для розстелення стебла (польоту і повороту) при різних значеннях початкової швидкості вильоту (2,8 м/с, 3,4 м/с). На тій самій координатній площині нанесені дані теоретичних розрахунків. Крива 1 показує значення часу розстелення одного стебла визначене теоретично при початковій швидкості вильоту 2,8 м/с, а крива 2 – при початковій швидкості 3,4 м/с.

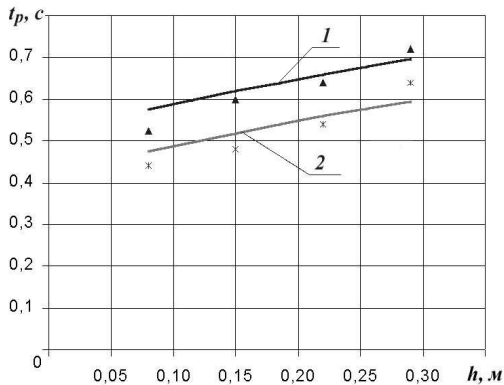


Рис. 2. Залежність часу розстелення стебла t_p від висоти вильоту h : 1 – крива, побудована за даними теоретичних розрахунків при початковій швидкості вильоту 2,8 м/с; 2 – крива, побудована за даними теоретичних розрахунків при початковій швидкості вильоту 3,4 м/с (▲, Ж – значення, отримані дослідним шляхом при швидкості вильоту відповідно 2,8 м/с та 3,4 м/с)

З аналізу графічних даних (рис. 2) видно, що одне стебло падає дещо повільніше, ніж це було встановлено теоретично. Загальна ж тенденція зростання часу польоту при збільшенні висоти викиду така сама, як і при теоретичних розрахунках. Експериментальні дослідження в лабораторних умовах підтвердили теоретичні результати У випадку вивчення всього процесу розстеляння з поданих результатів бачимо, що різниця між теоретичними та експериментальними даними не перевищує 2-3%.

Висновок. За проведеними теоретичними [1, 2] та експериментальними дослідженнями процесу розстеляння стебел льону можна зробити висновок, що на дальність польоту стебел суттєвий вплив має швидкість руху агрегату та пасів, на час розстеляння впливають параметри стеблостою, висота та швидкість вильоту, яка також залежить від положення брального апарата. Час розстеляння тим менший, чим менші довжина стебла, його маса, початкова висота вильоту та чим більша швидкість вильоту.

Користуючись наведеними вище даними, можна розробити рекомендації для встановлення раціональних режимів роботи брального апарата, його найкращого положення й, відповідно, забезпечити якісне виконання технологічного процесу брання льону.

Література

1. Ягелюк С.В. Дослідження польоту стебел при виході з брального апарата на розстеляння // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. статей, вип.7. – Луцьк: Ред-вид. ЛДТУ, 2000. – с. 171-177.
2. Хайліс Г.А., Ягелюк С.В. Про вплив опору повітря на поворот стебел при розстелянні // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. статей, вип.8. – Луцьк: Ред-вид. ЛДТУ, 2001. – с. 341-351.
3. Ягелюк С.В. До визначення часу польоту стебел при розстелянні // Сільськогосподарські машини, вип.9. – Луцьк: Ред-вид. відділ ЛДТУ. – 2001. – С.183-186.

Рецензент д.т.н., проф. Л.І. Байдакова

ОПІР ПОПЕРЕЧНОМУ СТИСКУ ГРУПИ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ

У статті наведені результати експериментального дослідження у лабораторних умовах фізико-механічних властивостей льоносировини. Побудовані діаграми опору групи стебел льону поперечному стиску на різних ділянках за різної вологості.

Постановка проблеми. Лляне волокно має унікальні споживчі властивості, його практичну цінність не можуть замінити інші волокнисті матеріали. У процесі вирощування льону найвідповідальнішим етапом є збирання і переробка у тресту. Багаторічний досвід показав, що пошкодження стебел та їх плющення під час збирання значною мірою впливають на вихід і якість довгого волокна. Тому дослідження фізичних та механічних властивостей стебел льону має велике практичне значення.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Багато вчених досліджували механічні властивості льоносировини. Крагельський І.В. [1] вивчав стійкість стебел залежно від їх стиглості та діаметра. Дослідження властивостей льону проводили Хайліс Г.А., Морозов Ю.Г., Авер'янова Г.А., Ковальов Н.Г., Ковальов М.М. Вони встановили закономірності поперечного стиску одиночного стебла льону, побудовано діаграму залежності умовного напруження від відносної деформації стебла, вивчено вплив пошкоджень стебел на якість льоноволокна [2, 3, 4]. Дослідженнями ефективності плющення гузирів займалися Биков М.Н., Моторина Р.І. та Баранов І.В. [5, 6]. Однак не проведено комплексних досліджень поперечного стиску групи стебел на окремих ділянках, а саме: на кореневій, середній, верхній. Вони є необхідними і мають неабияке практичне значення, бо брання льону проводиться на різній висоті, відповідно плющення стебел відбувається з різною інтенсивністю на різних ділянках. Це в свою чергу впливає на якість отримуваної льоносировини і на вихід довгого волокна. Тому **метою дослідження** є визначення опору поперечному стиску групи стебел на окремих ділянках.

Результати дослідження. Опір поперечному стиску групи стебел на їх різних ділянках вивчали за допомогою екстензогра (рис. 1). Він застосовується для визначення відносної деформації частин стебел при розтязі, розриві, стиску в статичних умовах, за

наявності на ньому відповідних пристроїв. Це прилад, на нижній панелі корпусу 9 якого встановлено лічильник 6. У верхній частині корпусу 9 розташований індикатор 4, який показує деформацію стеблового матеріалу. До рухомого і нерухомого штоків 3 і 7 затискачами приєднуються необхідні пристрої. Для визначення опору поперечному стиску групи стебел льону на екстензометрі встановлювали притискні рамки 1, 2, їх ширина відповідала стандартній ширині паса льонобральної машини – 100 мм.

Для проведення експериментальних досліджень використовували стебла льону сорту Білінка, вибрані вручну. Досліджували щойно вибрані й сухі стебла з такими характеристиками: загальна довжина стебла 75...94 см, головчатість 3...9 насінневих коробочок.

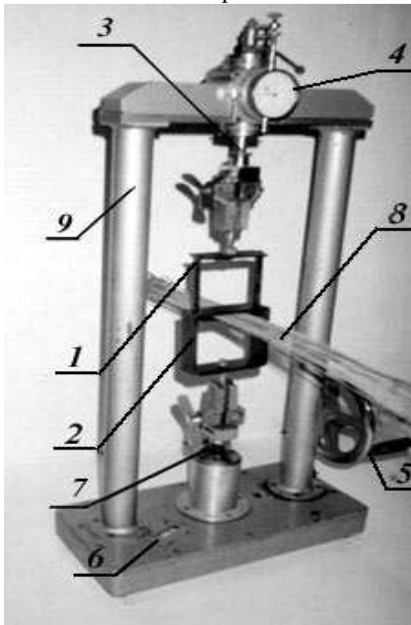


Рис. 1. Загальний вигляд екстерн-зометра зі стеблами: 1, 2 – притискні рамки; 3 – нерухомий шток зі затискачем; 4 – індикатор; 5 – ручний привід; 6 – лічильник; 7 – рухомий шток зі затискачем; 8 – група стебел; 9 – корпус

Досліди на різних ділянках стебел проводили так. Групу стебел 8 розташовували між притискними рамками 1, 2 (рис. 1) на віддалі 400 мм від кореня. Однорідні стебла складали тісно в ряд. Притискні рамки навантажували, обертаючи ручку 5 до повного розплющування стебел. Величина зусилля визначалась за показниками лічильника 6, а відносна деформація – за показниками індикатора 4. Отримані дані записували в журнал. На наступному етапі ту саму групу стебел

розташовували між притискними пластинами на віддалі 200 мм від кореня, аналогічно до попереднього етапу проводили навантаження стебел до повного їх розплющення. Так само проводили дослідження для корневих ділянок тієї ж групи стебел. Дослідження проводили для свіжовибраних і сухих стебел.

За допомогою тарувальної таблиці визначали силу стиску P і відповідну їй абсолютну деформацію Δd . За цими даними визначали умовний тиск, який діє на групу стебел, за формулою:

$$q = \frac{P}{B \cdot n \cdot d},$$

де B – ширина притискної пластини, m ; n – кількість досліджуваних стебел у групі; d – діаметр досліджуваних стебел, m .

Відносну деформацію – за формулою:

$$\varepsilon = \frac{\Delta d}{d}.$$

За результатами проведених досліджень встановлено залежність умовного стиску q від відносної деформації ε . Ці залежності показані графічно на рис. 2. (а, б).

З аналізу дослідних кривих випливає, що зі зростанням тиску зростає і відносна деформація. На ділянках OA_1 , OA_2 , OA_3 (рис. 2, а, б) відносна деформація стебел зростає прямопропорційно умовному тиску. При подальшому навантаженні вона збільшується значно швидше, при цьому починається розплющування стебла. На ділянках $A_1B_1C_1$; $A_2B_2C_2$; $A_3B_3C_3$ деформація помітно збільшується, а навантаження майже не змінюється. На ділянках B_1C_1 ; B_2C_2 ; B_3C_3 є помітна різниця між зміною деформації сухих і вологих стебел. Для сухих стебел ці ділянки спускаються вниз, а для свіжовибраних вони є горизонтальними. На ділянках C_1D_1 ; C_2D_2 ; C_3D_3 стебла остаточно сплющуються і надалі на ділянках $D_1D'_1$; $D_2D'_2$; $D_3D'_3$; проходить деформація безпосередньо самих тканин стебла, тому зростання деформації на цих ділянках незначні.

За отриманими результатами встановили, що опір стебел при їх поперечному стиску характеризують такі показники: q_{zp} – граничне значення умовного тиску, при якому навантаження прямопропорційне відносній деформації ε_{zp} ; q_p – це тиск, при якому стебло повністю розплющується; ε_p – відносна деформація, яка відповідає повному розплющуванню стебла.

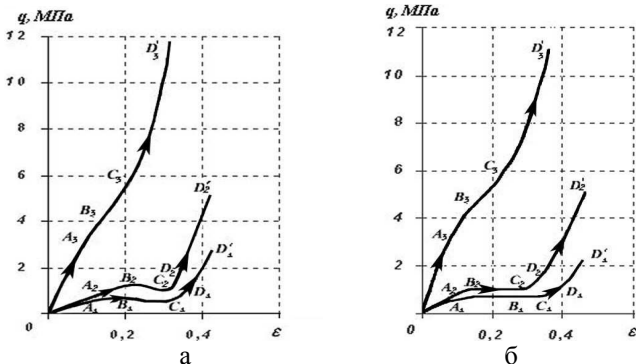


Рис. 2. Діаграми стиску групи стебел: а – вологість 20%, б – вологість 55%.

Висновки. З графічних залежностей та табличних даних видно, що є суттєва різниця між зусиллями, які необхідно прикласти для розплющування групи стебел на різних ділянках. Так, середнє значення умовного тиску для групи свіжовибраних стебел, що викликає розплющування q_p на ділянці 400 мм від кореня, становить 0,54 МПа, на ділянці 200 мм від кореня – 0,9 МПа, а на кореневій ділянці – 7,5 МПа. Для сухих стебел ці показники вищі. Дані досліджень можна використовувати для розробки машин та обладнання текстильної промисловості.

Література

1. Крагельський І. В. Фізико-механічні властивості стебел льна і конопли. // Сборник «Свойства сельскохозяйственных растений» - М.: ВИСХОМ, 1959.
2. Ковалёв Н.Г., Хайлис Г.А., Ковалёв М.М. Сельскохозяйственные материалы (виды, состав, свойства). – М.: ИК «Родник», журнал «Аграрная наука», 1998. – 208 с.
3. Хайлис Г. А., Морозов Ю.Г., Аверьянова Г.А. Определение сопротивления стеблей льна поперечному сжатию // Труды ЛСХА, вып. XXX. – Елгава, 1973.
4. Хайлис Г.А. Механика растительных материалов. – К.: УААН, 1994. – 354 с.
5. Баранов И.В. О влиянии плетения стеблей на качество льнопродукции // Труды ВНИИЛ, вып. XIV. – Торжок, 1976. – С.51-54.
6. Быков Н.Н., Моторина Р. И.. Эффективность плетения комлей// Технические культуры. – 1991. - №4. - С.38-39.

Рецензент д.т.н., проф. Л.І. Байдакова

Т.С. Ярошевич, В.Н. Волох, Н.П. Ярошевич, д.т.н.
Луцкий государственный технический университет

САМОСИНХРОНИЗАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ВОЗБУДИТЕЛЕЙ ДВУХМАССНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН

Рассматривается самосинхронизация трех дебалансных вибровозбудителей двухмассной вибрационной машины. Получены достаточные условия существования устойчивости синхронных движений.

Постановка проблемы. Вибрационная техника и технология позволяют существенно совершенствовать ряд важнейших производств. Для создания высокоэффективных и надежных вибрационных машин и устройств важное значение имеет явление самосинхронизации механических вибровозбудителей. Довольно широкое распространение в промышленности в настоящее время получили вибрационные машины с двумя самосинхронизирующимися вибровозбудителями. По такой схеме созданы как одноконтейнерные, так и двухконтейнерные вибромашины. Для обеспечения устойчивости синфазного вращения вибровозбудителей таких машин необходимо выполнение условия $Mr^2 / I > 2$, где M - масса машины; r - расстояние от центра тяжести несущего тела до осей вращения основных вибровозбудителей; I - момент инерции несущего тела с фиксированными роторами вибровозбудителей [1, 2]. Опыт проектирования вибрационных машин с параллельным расположением двух вибровозбудителей вдоль боковых стенок рабочего органа показывает сложность реализации данного условия. Для его выполнения необходим такой рабочий орган, у которого при заданной массе момент инерции был бы минимальным.

Анализ последних исследований и публикаций. Известно, что введение в конструкцию вибрационных установок дополнительно колеблющихся масс придает им новые свойства как технологического, так и динамического характера. Обеспечить устойчивость требуемого режима синхронного вращения вибровозбудителей возможно, например: присоединением к исходному несущему твердому телу посредством упругих элементов некоторой дополнительной массы или изменением числа вибровозбудителей.

В связи с этим была разработана и изготовлена вибрационная машина, в которой обеспечение требуемого режима синхронного

вращения вибровозбудителей достигается сочетанием двух этих способов одновременно [3]. Данные системы представляют определенный интерес в связи с теорией вибрационных мельниц, грохотов и конвейеров [1, 2].

Цель исследования. Получить достаточные условия существования устойчивости синхронных движений трех дебалансных вибровозбудителей двухмассной вибрационной машины.

Результаты исследования. Рабочий орган вибрационной установки считается абсолютно жестким несущим телом, установленным на неподвижном основании при помощи весьма мягких упругих элементов (рис. 1). На несущем теле симметрично посредством упругих элементов установлено некоторое дополнительное тело. Вибрационная установка приводится в движение с помощью трех дебалансных вибровозбудителей: двух основных симметрично расположенных по краям несущего тела, и одного, установленного в центре масс дополнительного тела. Каждый возбудитель снабжен индивидуальным приводом. Предполагается, что все вибровозбудители обладают одинаковыми и положительными парциальными угловыми скоростями; основные возбудители имеют равные статические моменты дебалансных грузов, а дополнительный, вообще говоря, – иной статический момент. Оси вращения вибровозбудителей лежат в горизонтальной плоскости, проходящей через центр масс колебательной системы.

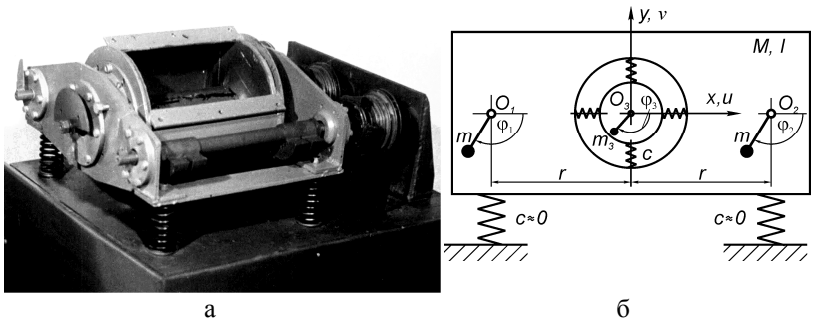


Рис. 1. Вибрационная машина с самосинхронизирующимися вибровозбудителями: а – общий вид; б – расчетная схема

За обобщенные координаты системы приняты: y_1 ; x_1 ; φ – координаты, соответствующие вертикальному, горизонтальному и угловому перемещениям несущего тела; y_2 , x_2 – координаты,

соответствующие вертикальному и горизонтальному перемещениям дополнительного тела; а также углы поворота роторов вибровозбудителей φ_s .

Рассмотрим возможность обеспечения устойчивости синхронно-синфазного вращения основных вибровозбудителей в такой колебательной системе.

Дифференциальные уравнения движения вибрирующего органа (несущих тел) установки, при равномерном вращении вибровозбудителей по закону $\varphi_s = \omega t + \alpha_s$, можно представить в форме:

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{y}_1 + c(y_1 - y_2) &= -F \left[\sin(\omega t + \alpha_1) + \sin(\omega t + \alpha_2) \right], \\ M_2 \ddot{y}_2 - c(y_1 - y_2) &= -F_3 \sin(\omega t + \alpha_3), \\ M_1 \ddot{x}_1 + c(x_1 - x_2) &= F \left[\cos(\omega t + \alpha_1) + \cos(\omega t + \alpha_2) \right], \\ M_2 \ddot{x}_2 - c(x_1 - x_2) &= F_3 \cos(\omega t + \alpha_3), \\ I \ddot{\varphi} &= Fr \left[\sin(\omega t + \alpha_1) - \sin(\omega t + \alpha_2) \right], \end{aligned}$$

где M_1 и M_2 – соответственно, массы несущего и дополнительного тел; c – коэффициент жесткости упругих элементов, связывающих несущее и дополнительное тела; $F = F_1 = F_2 = m \varepsilon \omega^2$ – амплитуда вынуждающей силы, развиваемая основными возбудителями; $F_3 = m_3 \varepsilon_3 \omega^2$ – амплитуда вынуждающей силы, развиваемая дополнительным вибровозбудителем.

Наиболее простая инженерная методика исследования синхронизации механических возбудителей основывается на использовании гармонических коэффициентов влияния второго рода. Воспользуемся этой методикой в форме предложенной К.Ш. Ходжаевым [4].

В этом случае выражение для вибрационных моментов может быть представлено в форме [4, 5]

$$\begin{aligned} V_s = \frac{m_s \varepsilon_s \omega^4}{2} \sum_{j=1}^3 m_j \varepsilon_j \left[\left(K_{uu}^{js} - \sigma_j G_{vu}^{js} + \sigma_s G_{uv}^{js} + \sigma_j \sigma_s K_{vv}^{js} \right) \sin(\alpha_s - \alpha_j) + \right. \\ \left. + \left(G_{uu}^{js} + \sigma_j K_{vu}^{js} - \sigma_j K_{uv}^{js} + \sigma_j \sigma_s G_{vv}^{js} \right) \cos(\alpha_s - \alpha_j) \right]. \end{aligned}$$

Здесь величины K_{uu}^{js} , G_{uu}^{js} представляют собой коэффициенты, соответственно, при $\cos \omega t$ и $\sin \omega t$ в выражении для проекции смещения точки O_s (оси s -го вибровозбудителя) на ось $O_s u_s$ при установившихся вынужденных колебаниях системы вследствие

действия на точку O_j гармонического возмущения единичной амплитуды, направленного вдоль оси $O_j u_j$.

Нетрудно видеть, что при составлении выражений для вибрационных моментов понадобятся лишь коэффициенты влияния $K_{uu}^{12} = K_{uu}^{21}$, $K_{uu}^{13} = K_{uu}^{23}$, $K_{uu}^{31} = K_{uu}^{32}$, $K_{vv}^{12} = K_{vv}^{21}$, $K_{vv}^{13} = K_{vv}^{23}$, $K_{vv}^{31} = K_{vv}^{32}$. С целью их определения рассмотрим следующую систему уравнений

$$\begin{cases} M_1 \ddot{y}_1 + c(y_1 - y_2) = 0; \\ M_2 \ddot{y}_2 - c(y_1 - y_2) = 0; \\ M_1 \ddot{x}_1 + c(x_1 - x_2) = \cos \omega t; \\ M_2 \ddot{x}_2 - c(x_1 - x_2) = 0; \\ I \ddot{\phi} = 0. \end{cases}$$

описывающую колебания несущего тела при действии на ось первого вибровозбудителя гармонической возмущающей силы единичной амплитуды в направлении оси $O_1 u$. Колебания осей второго и третьего вибровозбудителей в направлении тех же осей в режиме установившихся вынужденных колебаний, соответственно, будут

$$x_1 = -\frac{c - M_2 \omega^2}{M_1 M_2 \omega^2 (p^2 - \omega^2)}, x_2 = -\frac{c}{M_1 M_2 \omega^2 (p^2 - \omega^2)}.$$

Отсюда, согласно определению гармонических коэффициентов влияния K_{uu}^{12} , K_{uu}^{13} , имеем $K_{uu}^{12} = K_{uu}^{21} = x_1 = -A$, $K_{uu}^{13} = K_{uu}^{23} = x_2 = -B$.

Рассматривая таким же образом аналогичные системы уравнений, описывающие колебания несущего тела при действии на ось i -го возбудителя гармонической возмущающей силы единичной амплитуды в направлении оси $O_i u$ ($O_i v$), находим остальные коэффициенты $K_{uu}^{31} = K_{uu}^{32} = -B$, $K_{vv}^{12} = K_{vv}^{21} = -A + Nr$, $K_{vv}^{31} = K_{vv}^{23} = -B$, $K_{vv}^{31} = K_{vv}^{32} = -B$.

Подставляя найденные значения гармонических коэффициентов влияния в формулу для вибрационных моментов, получим выражения для вибрационных моментов:

$$V_1 = \frac{m \varepsilon \omega^4}{2} [m \varepsilon (2A - Nr) \sin(\alpha_1 - \alpha_2) + 2m_3 \varepsilon_3 B \sin(\alpha_1 - \alpha_3)],$$

$$V_2 = -\frac{m \varepsilon \omega^4}{2} [m \varepsilon (2A - Nr) \sin(\alpha_1 - \alpha_2) - 2m_3 \varepsilon_3 B \sin(\alpha_2 - \alpha_3)],$$

$$V_3 = -\frac{m_3 \varepsilon_3 \omega^4}{2} [2m\varepsilon B \sin(\alpha_1 - \alpha_3) + 2m\varepsilon B \sin(\alpha_2 - \alpha_3)],$$

где $N = \frac{r}{I\omega^2}$.

Приравнявая нулю вибрационные моменты, приходим к следующему основному уравнению для определения фаз в возможных синхронных движениях (при этом, одна из фаз, например α_3 , может быть взята равной нулю): $\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2 = 0$.

Как нетрудно видеть, это уравнение допускает три существенно различные группы решений: 1) $\alpha_1^* = \pi$; $\alpha_2^* = \pi$; $\alpha_3^* = 0$; 2) $\alpha_1^* = 0$; $\alpha_2^* = 0$; $\alpha_3^* = 0$; 3) $\alpha_1^* = 0$; $\alpha_2^* = \pi$; $\alpha_3^* = 0$.

Основной интерес с точки зрения приложений представляет выяснение условий устойчивости синфазного движения основных вибровозбудителей, то есть первых двух групп указанных решений.

Устойчивые синхронные движения вибровозбудителей соответствуют тем значениям постоянных α_s , для которых все корни χ уравнения

$$\begin{vmatrix} \frac{\partial(W_1 - W_3)}{\partial \alpha_1} - \chi & \frac{\partial(W_1 - W_3)}{\partial \alpha_2} \\ \frac{\partial(W_2 - W_3)}{\partial \alpha_1} & \frac{\partial(W_2 - W_3)}{\partial \alpha_2} - \chi \end{vmatrix} = 0$$

имеют отрицательные вещественные части; при наличии хотя бы одного корня с положительной вещественной частью соответствующее движение неустойчиво [1, 2].

Нетрудно показать, что условием устойчивости первой группы решений будет выполнение неравенства

$$\frac{Mr^2}{I} > 2 - f, \tag{1}$$

где $f = \frac{m_3 \varepsilon_3}{m\varepsilon} + \frac{2M_2}{(\lambda^2 - 1)M_1} + \frac{1}{\lambda^2 - 1} \frac{m_3 \varepsilon_3}{m\varepsilon}$, $\lambda = \frac{p}{\omega}$, $M = M_1 + M_2$.

Величина f в соотношении (1) характеризует эффект, полученный в результате упругого присоединения к системе массы M_2 с дополнительным вибровозбудителем. Как и в случае упруго-вязкого присоединения лишь массы M_2 (без установки возбудителя)

[1], эффект является положительным только в дорезонансной области, то есть при $\lambda > 1$; он тем больше, чем больше отношения статических моментов дебалансных грузов $m_3 \varepsilon_3 / m \varepsilon$ и масс несущего и дополнительного тел M_2 / M_1 . На рис. 2, а представлен график функции $f(\lambda)$, построенный для значений $M_2 / M_1 = 0,1$; $m_3 \varepsilon_3 / m \varepsilon = 0,1$. Из графика следует, что максимальный положительный эффект достигается при $1,1 < \lambda < 1,3$. При больших значениях параметров $m_3 \varepsilon_3 / m \varepsilon$, M_2 / M_1 положительный эффект только усиливается. Так, например, при $\lambda = 1,1$; $M_2 / M_1 = 0,1$; $m_3 \varepsilon_3 / m \varepsilon = 0,2$ имеем $f = 2,1$ и условие (1) выполняется при любых значениях массы M и момента инерции I .

Выводы. Таким образом, согласно неравенству (1), при $p > \omega$ достигается существенное «смягчение» известного условия устойчивости синфазного вращения двух одинаковых симметрично расположенных дебалансных вибровозбудителей. При этом дополнительный вибровозбудитель вращается в противофазе по отношению к ним.

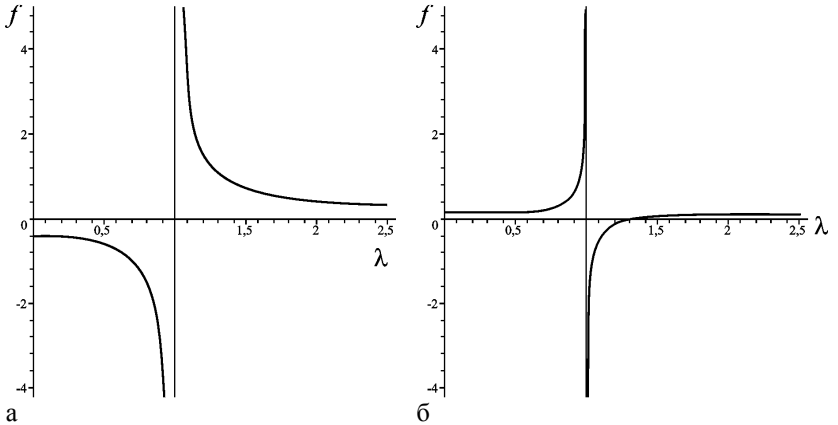


Рис. 2. Графики функции $f(\lambda)$, характеризующей эффект упругого присоединения массы M_2 и дополнительного возбудителя: а - случай $\alpha_1 = \alpha_2 = 0, \alpha_3 = \pi$; б - $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = 0$

Заметим, что условие устойчивости синфазного вращения всех трех возбудителей является относительно трудновыполнимым, что

небольшой положительный эффект в результате упругого присоединения к системе массы M_2 возможен в этом случае в резонансной области колебаний дополнительного тела (рис. 2, б).

Таким образом, установка дополнительного вибровозбудителя на упруго подвешенном теле может успешно использоваться для стабилизации синхронно-синфазного вращения двух основных возбудителей в резонансном режиме работы вибромашины.

Литература

1. Блехман И.И. Синхронизация в природе и технике. - М.: Наука, 1981. –352с.
2. Блехман И.И. Вибрационная механика. – М.: Физматлит, 1994. -400 с.
3. Оpirский Б.Я., Денисов П.Д. Новые вибрационные станки: конструкция и расчет.- Львов: Свит, 1991. –160с.
4. Ходжаев К.Ш. Синхронизация механических вибраторов, связанных с линейной колебательной системой // Инженерный журнал. Механика твердого тела. - 1967. - № 4. – С. 14-24.
5. Ярошевич Н.П. К теории кратной синхронизации механических вибровозбудителей, связанных с линейной колебательной системой // Проблемы машиностроения и надежности машин. РАН. – 2003. - №4. – С. 3-10.

ЗМІСТ

1. В.Ф. Дідух. Кафедрі сільськогосподарського машинобудування ЛДТУ – 20 років.....	3
2. В.М. Барановський, Д.Г. Войток, А.Ю. Виговський, Г.А. Герасимчук. Дослідження пропускнув здатності комбінованого доочисника вороху коренеплодів.....	8
3. В.М. Барановський. Конструктивно-технологічні принципи адаптизації транспортно-очисного комбінованого робочого органу коренезбиральних машин.....	18
4. В.М. Барановський, М.Р. Паньків, В.О. Соломка, О.В. Барановський. Теоретичне дослідження кута відбивання коренеплодів.....	25
5. В.І. Бодак. Розробка конічної забірної частини шнекового механізму.....	31
6. В.В. Войтович. Аналіз траєкторії руху точки захвату садильного диска.....	37
7. М.В. Вржещ, А.М. Кушпель, М.М. Хелемендик, Л.С. Угрин. Обмеження коливань кутової швидкості барабанного очисника головок коренеплодів цукрових буряків.....	45
8. Б.М. Гевко, С.Г. Білик. Обґрунтування параметрів автомата водіння коренезбиральної машини.....	49
9. І.Б. Гевко, І.І. Брошак. Технологічні особливості проектування і виготовлення гвинтових подільників машин.....	54
10. І.Б. Гевко, І.Я. Новосад, В.О. Дзюра. Обґрунтування параметрів нових типів гвинтових конвеєрів.....	60
11. І.Б. Гевко, І.Я. Новосад. Обґрунтування параметрів гвинтового секційного соковитискача.....	65
12. І.П. Головачук. Вплив кута відхилення пальців ланцюгів поперечного транспортера на пошкодженість стебел.....	74
13. З.О. Гошко, М.О. Гошко. Модель тросового вібраційного струшувала.....	79
14. М.О. Гошко, З.О. Гошко. Розмірні показники насаджень абрикосу і сливи та їх придатність для механізованого збирання плодів.....	83
15. М.Г. Грушецька. Сутність методу групової взаємозамінності у розрахунку розмірних ланцюгів.....	87
16. В.Ф. Дідух, Ю.В. Булік, В.В. Грабовець. Дослідження фізико-механічних властивостей сапропелів.....	90
17. І.М. Дударев. Дослідження сушіння рослинних матеріалів у рулонах.....	99
18. В.П. Єрмак. Шляхи економії енергії під час сепарування насінневого матеріалу у повітряних потоках.....	111

19. П.С. Коруняк, П.С. Ванкевич. Підвищення ефективності роботи подрібнювальних машин ударної дії.....	118
20. Ф.М. Крисак, А.П. Козачук. Визначення часу відмиву коренебульбоплодів у пульсуючій повітряно-водяній суміші в сукупності з вібраційною дією.....	124
21. Е.С. Малкін, О.В. Приймак, І.Е. Фуртат. Ефективне використання вторинної технологічної пари в системах гарячого водопостачання підприємств.....	131
22. І.О. Павлова, Р.Б.Гевко, А.О.Вітровий. Розрахунок динамічних навантажень при роботі конвеєра з шарнірним гвинтовим робочим органом.....	137
23. Б.Ф. Пасаман, Ю.Л. Гунько, О.Б. Пасаман. С.В. Смолінський. Теоретичне дослідження руху бульб картоплі по поверхні роторного робочого органа картоплекопача.....	147
24. С.Р. Сенчук. Обґрунтування множини моделей для дослідження зернових збирально-транспортних комплексів.....	153
25. О.В. Сидорчук, В.С. Спідчак, А.В. Татомир, П.М. Луб, А.В. Бурилко. Аналіз чинних науково-методичних засад визначення потреби в техніці сільськогосподарських підприємств.....	164
26. М.М.Скалига, М.О.Гандзюк. Дослідження глибини пошкоджень коренеплодів під час їх удару в прутковій полотна.....	171
27. І.М. Соловей, В. Г. Подобайло, Н.П. Семенова. Застосування електрокатодного методу для захисту кузовів автомобілів від корозії.....	176
28. М.М. Толстушко, Г.А. Хайліс, М.С. Драган, О.В. Сидорчук, І.О. Ніщенко. Аналіз взаємодії стрічки льону з робочою поверхнею розстиляльного пристрою.....	180
29. Н.О. Толстушко, Г.А. Хайліс, С.Є. Голячук. Аналіз пристроїв для пакування стрічки льону.....	191
30. Г.А. Хайліс, А.Ю. Горбовий. Аналіз процесу плющення стебел льону циліндричними вальцями.....	202
31. Г.А. Хайліс, Л.М. Дацюк, С.Ф. Юхимчук. Визначення допустимого кута перекосу брального шківів.....	213
32. Г.А. Хайліс, М.І. Морозов, Н.С. Ткаченко. Про зміну сили натягу жорсткого пасу, що охоплює шківів.....	216
33. Г.А. Хайліс, В.С.Пуць. Аналіз процесу підбивання стебел льону за допомогою підбійки.....	222
34. Г.А. Хайліс, В.О. Шейченко. Про напрям потоків стебел у льонозбиральних машинах.....	227
35. І.Є. Цизь, Т.П. Цизь. Визначення об'ємної маси вихідного потоку матеріалу із бункера дозуючого пристрою.....	231

36. І.І. Чвартацький. Особливості проектування висівних апаратів точного висіву насіння.....	242
37. А.О. Шарибура. Концептуальна модель льонозбирального комплексу.....	247
38. В.М. Швайко, В.О. Соломка, О.В. Соломка. Особливості побудови математичних моделей процесів сільськогосподарського виробництва.....	252
39. С.Ф. Юхимчук. Обґрунтування параметрів ланцюгового льонобрального апарату.....	258
40. С.В. Ягелюк. Визначення часу розстеляння на землю стебел із льонобральної машини з поперечними рівчачками.....	264
41. Ягелюк С.В. Опір поперечному стиску групи стебел льону.....	268
42. Т.С. Ярошевич, В.Н. Волох, Н.П. Ярошевич. Самосинхронизация механических возбудителей двухмассных вибрационных машин.....	272

ВИМОГИ ДО МАТЕРІАЛІВ, ЩО ПРОПОНУЮТЬСЯ ДО ДРУКУ У ЗБІРНИКУ „СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ” ЛУЦЬКОГО ДЕРЖАВНОГО 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 дискеті розміром 3,5'', 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; переплету – 1 см; від краю до колонтитулу верхнього – 1,25см, до нижнього – 1,25см.
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 через один інтервал від останнього рядка. Літературні джерела розміщуються у порядку посилання на них у тексті статті. Обсяг літератури не повинен перевищувати 0,2 об'єму статті.
7. Структурні частини статті *обов'язково* виділяються **підзаголовками** відповідно до вказаного вище плану статті.
8. Нумерація сторінок – лише на роздрукованій копії олівцем.
9. 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. Значення кожного символу і числового коефіцієнта записують з нового рядка. 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 нумерувати не рекомендується. Номери позначають арабськими цифрами в круглих дужках біля правого берега 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 передус формулі.

ГРАФІЧНИЙ МАТЕРІАЛ

1. Рисунки, графіки, діаграми, фотографії та ін. розташовуються у тексті статті (після першого згадування), а також подаються на дискеті 3,5'' в окремих файлах з розширенням **JPG**, **TIFF**. Їх розмір та контрастність повинні забезпечувати чітке читання.
2. Позиції на рисунках проставляються над виносками без поличок.
3. Підрисунковий підпис починається скороченим словом „Рис.», далі йдуть: пробіл, номер рисунка, який позначається арабськими цифрами, крапка, пробіл та назва рисунка. Якщо на рисунку вказані позиції його елементів, то вони *обов'язково* розшифровуються у підрисунковому підписі після назви рисунка і двокрапки. 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.

ДОДАТКОВІ ДОКУМЕНТИ

1. Анкетні дані автора (-ів): Прізвище І.Б., науковий ступінь, вчене звання, місце роботи, посада, домашня адреса, номери дом., сл. телефонів.
2. Акт експертизи про можливість відкритої публікації.
3. Рецензія на статтю, підписана доктором технічних наук.

Подані матеріали будуть редагуватись.

Адреса редакції: 43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75, каб. 359.
Тел. (03322) 6-05-41.
E-mail: lab-amb@ukr.net

Наукове видання

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Збірник наукових статей
Випуск 13, 2005 р.

Збірник входить до „Переліку № 1 Наукових фахових видань України...” серія „Технічні науки” (Додаток до постанови президії ВАК України від 09.06.1999 р. № 1-05/7)

Відповідальний за випуск: І.Є. Цизь
Редактор: Л.Ю. Тиха
Комп'ютерний набір, верстка: І.Є. Цизь

Підписано до друку 2.07.2005 р., Формат 60×84/16.
Ум. друк. арк. 18. Наклад 300. Безкоштовно. Зам. 1649

Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ
43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75

Реєстраційне свідоцтво
Держкомінформу України ДК № 351