

МОДЕЛЮВАННЯ ГУМУСНОГО СТАНУ ҐРУНТОВОГО СЕРЕДОВИЩА АГРОЕКОСИСТЕМ

Г.А. Голуб, доктор технічних наук
С.М. Кухарець, докторант*

Проведено моделювання гумусного стану ґрунту на основі потоків та запасів вуглецю гумусу в ґрунті та органічного вуглецю негумусної природи – органічних решток та органічних добрив.

Гумус, вуглець, агроєкосистема, автономність, продуктивність.

Постановка проблеми. Теоретичною основою підвищення ефективності використання енергії агроєкосистемою є закон максимізації енергії, згідно з яким в суперництві з іншими системами виживає та з них, яка найкраще сприяє надходженню енергії і використовує її максимальну кількість найбільш ефективним способом. З цією метою система:

- створює накопичувачі високоякісної енергії;
- витрачає частину накопиченої енергії на забезпечення надходження нової енергії (за допомогою механізмів зворотного зв'язку);
- забезпечує кругообіг речовин;
- створює механізми регулювання, що підтримують стійкість системи і її здатність пристосування до умов, що змінюються;
- налагоджує з іншими системами обмін, необхідний для забезпечення потреб в енергії спеціальних видів [1, 2, 3].

Аналіз останніх досліджень. Агроєкосистема повинна регулюватися людиною. Будь-яке підвищення продуктивності агроєкосистеми вимагає підвищення витрат енергії, в т.ч. антропогенної. Вони ідуть на підтримання енергопотенціалу агроєкосистеми або на зміну умов його реалізації.

Величина потоку антропогенної енергії залежить від мети, яку ставить виробник сільськогосподарської продукції, в основному отримання максимального доходу шляхом зниження енергоемності продукції. Досягається це або зниженням енерговитрат при фіксованому рівні продуктивності, або випереджаючим приростом продуктивності до приросту енерговитрат. Перше завдання

*Науковий консультант – доктор технічних наук Г.А. Голуб

© Г.А. Голуб, С.М. Кухарець, 2014

вирішується шляхом раціональної організації праці і виробництва, заміною енергоємних операцій менш енергоємними, друге – збільшенням рівня продуктивності системи [5].

Останнє визначається біокліматичним потенціалом, родючістю ґрунту, соціально-економічними умовами.

Зручним і оперативним показником збільшення рівня продуктивності системи є вміст гумусу в ґрунті [6]. Якщо при функціонуванні агроєкосистеми вміст гумусу підвищується, то можна говорити про збільшення рівня продуктивності системи.

Якщо вміст гумусу в процесі функціонування агроєкосистеми не змінюється, система не змінює свій рівень продуктивності, а якщо вміст гумусу знижується, система працює із зниженням рівня продуктивності. Враховуючи визначенні коефіцієнти гуміфікації гною та рослинних решток при різному загортанні їх у ґрунт, зроблений висновок, що гуміфікація анаеробний процес [7, 8].

Виходячи із цих міркувань витратним статтями гумусу є:

- використання простих речовин гідролізу гумусу (амінокислот, амінів, амідів) рослинами, для свого росту і розвитку [9];
- мінералізація гумусу мікроорганізмами;
- втрати гумусу в результаті ерозії.

Необхідно відмітити, що значний вплив на втрат гумусу за двома останніми статтями має обробіток ґрунтового середовища, з точки зору збереження агрономічно цінної структури ґрунту [10].

Статтями надходження гумусу є [9, 11]:

- внесення гною і компостів, як джерела поживних речовин;
- залишення в полі поживних решток: частини соломи, стебел сільськогосподарських культур, гички та інших подібних органічних решток;
- внесення мінеральних азотних добрив, для підвищення коефіцієнтів гуміфікації рослинних решток (8...10 кг/т поживних решток);
- коренева система, що залишилась в ґрунті після збирання основного урожаю;
- посіви сидеральних культур (зелене добриво);
- кореневі виділення органічних речовин (ескудат);
- мікроорганізми або мікрофауна ґрунту (до 14 т/га);
- мезофауна ґрунту.

Мета досліджень. Моделювання гумусного стану ґрунтового середовища в період функціонування агроєкосистеми, виходячи із необхідності забезпечення її енергетичної автономності та бездефіцитного балансу гумусу.

Результати досліджень. Згідно із дослідженнями [7, 8, 9, 11] моделювання гумусного стану можна провести на основі потоків та запасів вуглецю гумусу в ґрунті та органічного вуглецю негумусної природи (органічних решток та органічних добрив) (рис. 1).

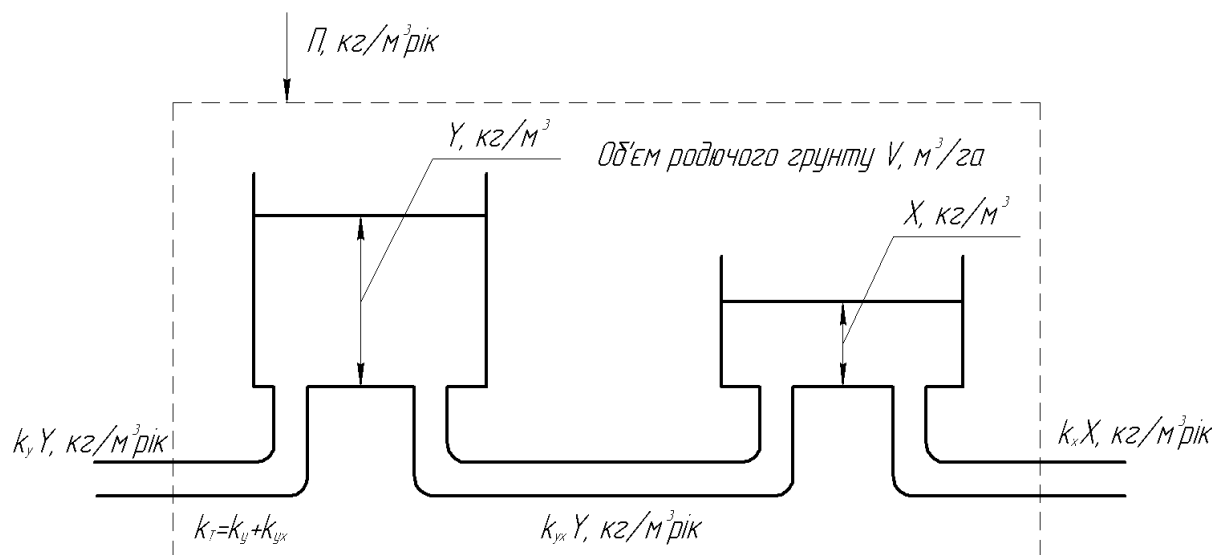


Рис. 1. Розрахунок зміни вмісту вуглецю в ґрунті: Π – щорічне надходження вуглецю негумусової природи в ґрунт, кг/м^3 в рік; Y – вміст вуглецю негумусової природи в ґрунті, кг/м^3 ; X – вміст вуглецю гумусу в ґрунті, кг/м^3 ; V – об’єм родючого шару ґрунту, $\text{м}^3/\text{га}$; k_y – коефіцієнт щорічної мінералізації вуглецю негумусової природи в ґрунті, відн. од./рік; k_{yx} – коефіцієнт щорічної гуміфікації вуглецю негумусової природи в ґрунті, відн. од./рік; k_x – коефіцієнт щорічної мінералізації вуглецю гумусу в ґрунті, відн. од./рік; k_T – коефіцієнт щорічної трансформації вуглецю негумусової природи в ґрунті, відн. од./рік.

Зміна вмісту вуглецю гумусу в ґрунті може бути визначена згідно системи рівнянь:

$$\begin{cases} V \frac{dY}{dt} = \Pi V - k_y YV - k_{yx} YV = \Pi V - YV(k_y + k_{yx}) = \Pi V - k_T YV; \\ V \frac{dX}{dt} = k_{yx} YV - k_x XV; \end{cases} \quad (1)$$

або

$$\begin{cases} \frac{dY}{dt} = \Pi - k_y Y - k_{yx} Y = \Pi - Y(k_y + k_{yx}) = \Pi - k_T Y; \\ \frac{dX}{dt} = k_{yx} Y - k_x X; \end{cases} \quad (2)$$

де Y – вміст вуглецю 23е гумусової природи в ґрунті, кг/м³; X – вміст вуглецю гумусу в ґрунті, кг/м³; V – об'єм родючого шару ґрунту, м³/га; Π – щорічне надходження вуглецю 23е гумусової природи в ґрунт, кг/м³ в рік; $k_y YV$ – щорічна мінералізація вуглецю 23е гумусової природи в ґрунті, кг/га рік; $k_{yx} YV$ – щорічна гуміфікація вуглецю 23е гумусової природи в ґрунті, кг/га рік; $k_x XV$ – щорічна мінералізація вуглецю гумусу в ґрунті, кг/га рік; k_y – коефіцієнт щорічної мінералізації вуглецю 23е гумусової природи в ґрунті, відн. од./рік; k_{yx} – коефіцієнт щорічної гуміфікації вуглецю 23е гумусової природи в ґрунті, відн. од./рік; k_x – коефіцієнт щорічної мінералізації вуглецю гумусу в ґрунті, відн. од./рік; $k_T = k_y + k_{yx}$ – коефіцієнт щорічної трансформації вуглецю 23е гумусової природи в ґрунті, відн. од./рік.

Із другого рівняння системи:

$$Y = \frac{1}{k_{yx}} \frac{dX}{dt} + \frac{k_x}{k_{yx}} X; \quad \frac{dY}{dt} = \frac{1}{k_{yx}} \frac{d^2 X}{dt^2} + \frac{k_x}{k_{yx}} \frac{dX}{dt}. \quad (3)$$

Підставивши вираз (3) в рівняння (1) одержимо:

$$\frac{1}{k_{yx}} \frac{d^2 X}{dt^2} + \frac{k_x}{k_{yx}} \frac{dX}{dt} = \Pi - \frac{k_T}{k_{yx}} \frac{dX}{dt} - \frac{k_T k_x}{k_{yx}} X; \quad (4)$$

$$\frac{d^2 X}{dt^2} + (k_x + k_T) \frac{dX}{dt} + k_T k_x X = \Pi k_{yx}. \quad (5)$$

Однорідне рівняння буде мати вигляд:

$$\frac{d^2 X}{dt^2} + (k_x + k_T) \frac{dX}{dt} + k_T k_x X = 0. \quad (6)$$

Характеристичне рівняння і його розв'язок матимуть вигляд:

$$\lambda^2 + (k_x + k_T) \lambda + k_T k_x = 0; \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \lambda_{1,2} &= -\frac{(k_x + k_T)}{2} \pm \sqrt{\frac{k_x^2 + 2k_x k_T + k_T^2}{4} - k_x k_T} = \\ &= -\frac{(k_x + k_T)}{2} \pm \sqrt{\frac{k_x^2 + 2k_x k_T + k_T^2 - 4k_x k_T}{4}} = \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} &= -\frac{(k_x + k_T)}{2} \pm \sqrt{\frac{(k_x - k_T)^2}{4}} = -\frac{(k_x + k_T)}{2} \pm \frac{(k_x - k_T)}{2}; \\ &\begin{cases} \lambda_1 = -\frac{(k_x + k_T)}{2} + \frac{(k_x - k_T)}{2} = -k_T; \\ \lambda_2 = -\frac{(k_x + k_T)}{2} - \frac{(k_x - k_T)}{2} = -k_x. \end{cases} \end{aligned} \quad (9)$$

Розв'язок однорідного рівняння (6) матиме вигляд:

$$X_{од} = C_1 \exp(-k_T t) + C_2 \exp(-k_x t). \quad (10)$$

Один із розв'язків (частковий розв'язок) матиме вигляд:

$$X_{up} = \frac{k_{yx}}{k_x k_T} \Pi. \quad (11)$$

Загальний розв'язок диференційного рівняння (5) матиме вигляд:

$$X = C_1 \exp(-k_T t) + C_2 \exp(-k_x t) + \frac{k_{yx}}{k_x k_T} \Pi. \quad (12)$$

При початкових умовах:

$$t = 0 \Rightarrow X = X_0; t = 0 \Rightarrow \frac{dX}{dt} = \left(\frac{dX}{dt} \right)_0;$$

де X_0 – вміст вуглецю в ґрунті в момент часу $t = 0$, кг/м^3 ; $\left(\frac{dX}{dt} \right)_0$ – швидкість зміни вмісту гумусу в ґрунті у момент часу $t = 0$, кг/м^3 рік, визначимо постійні диференціювання:

$$\frac{dX}{dt} = -k_T C_1 \exp(-k_T t) - k_x C_2 \exp(-k_x t);$$

$$\begin{cases} X_0 = C_1 + C_2 + \frac{k_{yx}}{k_x k_T} \Pi; \\ \left(\frac{dX}{dt} \right)_0 = -k_T C_1 - k_x C_2 \exp(-k_x t); \end{cases}$$

$$\begin{cases} C_1 + C_2 = X_0 - \frac{k_{yx}}{k_x k_T} \Pi; \\ -k_T C_1 - k_x C_2 \exp(-k_x t) = \left(\frac{dX}{dt} \right)_0; \end{cases}$$

$$\Delta = \begin{vmatrix} 1 & 1 \\ -k_T & -k_x \end{vmatrix} = k_T - k_x;$$

$$\Delta C_1 = \begin{vmatrix} X_0 - \frac{k_{yx}}{k_x k_T} \Pi & 1 \\ \left(\frac{dX}{dt} \right)_0 & -k_T \end{vmatrix} = -X_0 k_x + \frac{k_{yx}}{k_x k_T} \Pi - \left(\frac{dX}{dt} \right)_0;$$

$$\Delta C_2 = \begin{vmatrix} 1 & X_0 - \frac{k_{yx}}{k_x k_T} \Pi \\ -k_T & \left(\frac{dX}{dt} \right)_0 \end{vmatrix} = \left(\frac{dX}{dt} \right)_0 + X_0 k_x - \frac{k_{yx}}{k_x k_T} \Pi;$$

$$C_1 = \frac{\Delta C_1}{\Delta} = \frac{-X_0 k_x + \frac{k_{yx}}{k_x k_T} \Pi - \left(\frac{dX}{dt} \right)_0}{k_T - k_x};$$

$$C_2 = \frac{\Delta C_2}{\Delta} = \frac{\left(\frac{dX}{dt} \right)_0 + X_0 k_x - \frac{k_{yx}}{k_x k_T} \Pi}{k_T - k_x}.$$

Загальний розв'язок диференційного рівняння (5) матиме вигляд:

$$X = \frac{1}{k_T - k_x} \left(-X_0 k_x + \frac{k_{yx}}{k_x k_T} \Pi - \left(\frac{dX}{dt} \right)_0 \right) \exp(-k_T t) + \frac{1}{k_T - k_x} \left(\left(\frac{dX}{dt} \right)_0 + X_0 k_x - \frac{k_{yx}}{k_x k_T} \Pi \right) \exp(-k_x t) + \frac{k_{yx}}{k_x k_T} \Pi. \quad (13)$$

При $t=0$ вміст вуглецю гумусу становить $X_t = X_0$, а при $t = \infty$ вміст гумусу становить:

$$X_t = \frac{k_{yx}}{k_x k_T} \Pi. \quad (14)$$

Щоб не допустити дегуміфікації цілиного ґрунту і утримати початковий вміст гумусу, необхідно щорічно вносити в ґрунт вуглець негумусової природи в кількості:

$$\Pi = \frac{k_x k_T}{k_{yx}} X_0. \quad (15)$$

При вище вказаних значеннях коефіцієнтів та товщині родючого шару ґрунту 1 м, необхідно вносити 63,4 т вуглецю на один гектар в рік.

На основі вищевикладеного є підстави вважати, що диференційне рівняння, що описує зміну гумусу можна записати наступним чином:

$$\frac{dX}{dt} = k_{zym} \Pi - k_x X; \quad (16)$$

де X – вміст гумусу в ґрунті, т/га; Π – щорічне надходження органічної речовини в ґрунт, т/га рік; k_{zym} – коефіцієнт гуміфікації органічної речовини, що надходить в ґрунт, відн. од.; k_x – коефіцієнт щорічної мінералізації гумусу в ґрунті, відн. од./рік.

Загальний розв'язок диференційного рівняння (16) матиме вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{dX}{k_{zym} \Pi - k_x X} &= dt; -\frac{1}{k_x} \ln \frac{k_{zym} \Pi - k_x X}{k_{zym} \Pi - k_x X_0} = t; \frac{k_{zym} \Pi - k_x X}{k_{zym} \Pi - k_x X_0} = \exp(-k_x t); \\ k_{zym} \Pi - k_x X &= (k_{zym} \Pi - k_x X_0) \exp(-k_x t); \\ X &= \frac{k_{zym}}{k_x} \Pi + \left(-\frac{k_{zym}}{k_x} \Pi + X_0 \right) \exp(-k_x t); \\ X &= \frac{k_{zym}}{k_x} \Pi [1 - \exp(-k_x t)] + X_0 \exp(-k_x t). \end{aligned}$$

При $t=0$ вміст вуглецю гумусу становить $X_t = X_0$, а при $t = \infty$ вміст гумусу становить:

$$X_t = \frac{k_{zym}}{k_x} \Pi. \quad (17)$$

Завдання біологічного землеробства забезпечити відтворення родючості ґрунту, що математично виражається виразом:

$$k_x X_t \leq k_{\text{зм}} П. \quad (18)$$

Виконання цієї умови може бути забезпечено за рахунок раціонального землевикористання та використання соломи.

Висновок. Раціональне використання соломи передбачає такі заходи:

- солома залишається на полі і піддається гуміфікації з використанням компенсаційних доз азотних та фосфорних добрив;
- солома використовується для підстилки в корівниках і в подальшому соломистий гній вноситься на поля як органічне добриво;
- солома використовується для підстилки в свинарниках і пташниках і в подальшому піддається компостуванню в штучних умовах для забезпечення знезараження та інактивації насіння бур'янів. Отриманий компост вноситься на поля як органічне добриво або використовується в технології вермикомпостування.

Список літератури

1. Одум Ю. Основы экологии / Ю. Одум // Пер. с англ. – М.: Мир, 1975. – 740 с.
2. Одум Г. Энергетический базис человека и природы / Г. Одум, Э. Одум / Пер. с англ. ; Под ред. А.П. Огурцова. – М.: Прогресс, 1978. – 380 с.
3. *Енергетична оцінка агроєкосистеми: [навчальний посібник]* / О.Ф. Смаглій, А.С. Малиновський, А.Т. Кардашов. – Житомир: ДВНЗ ЖНАЕУ, 2002. – 111 с.
4. Щербаков А.П. Новые подходы к развитию фундаментальных исследований в земледелии / А.П. Щербаков, В.М. Володин // Земледелие. – 1989. – № 9. – С. 2–4 ; № 11– 2. – С. 2–5.
5. Булаткин Г.А. Энергетическая эффективность земледелия и агроэкосистем: взаимосвязи и противоречия / Г.А. Булаткин, В.В. Ларионов // Агрохимия. – 1997. – № 3. – С. 63–66.
6. Шидула М.К. Вирощування екологічно безпечної продукції рослинництва в ґрунтозахисному землеробстві // Відтворення родючості ґрунтів в ґрунтозахисному землеробстві / М.К. Шидула. – К.: Оранта, 1998. – С. 453–459.
7. *Ґрунтозахисна біологічна система землеробства в Україні : монографія* / [М.К. Шидула, С.С. Антонець, А.Д. Балаєв та ін. ; за ред. М.К. Шидули]. – К.: Оранта, 2000. – 389 с.
8. *Відтворення родючості ґрунтів у ґрунтозахисному землеробстві : монографія* / [М.К. Шидула, С.С. Антонець, В.О. Андрієнко та ін. ; за ред. М.К. Шидули]. – К.: Оранта, 1998. – 680 с.
9. Шидула М.К. Біохімічний механізм відтворення гумусу і саморегуляції ґрунтової родючості / М.К. Шидула, Д.О. Мельничук, Н.М. Рідей, С.П. Rogovський // Відтворення родючості ґрунтів в ґрунтозахисному землеробстві / За ред. проф. М.К. Шидули. – К.: Оранта, 1998. – С. 453–459.
10. Кухарець С.М. Результати комп'ютерного аналізу параметрів роботи ротаційних робочих органів / С.М. Кухарець // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 2006. – Вип. 95, ч. II. – С. 222–230.

11. Голуб Г.А. Техніко-технологічне забезпечення енергетичної автономності агроєкосистем / Г.А. Голуб // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 4. – С. 303–312.

Проведено моделювання гумусного стану ґрунту на основі потоків і запасів вуглероду гумусу в ґрунті і органічного вуглероду негумусної природи – органічних решток і органічних добрив.

Гумус, вуглерод, агроєкосистема, автономність, продуктивність.

The modeling humus soil based flows and stocks of carbon in soil humus and organic carbon don't humus source – organic residues and organic fertilizers.

Humus, carbon, agroecosystem, autonomy, productiveness.

УДК 681.3

МЕТОД СИНТЕЗУ FUZZY-РЕГУЛЯТОРІВ

В.С. Ловейкін, доктор технічних наук

Ю.О. Ромасевич, кандидат технічних наук

Наведено опис системи fuzzy-регулювання. Складено базу правил для fuzzy-ПІ-регулятора. Запропоновано метод налаштування fuzzy-регулятора, який дозволяє зменшити вимоги до його апаратної та програмної частин та підвищити швидкодію.

Fuzzy-регулятор, база правил, апроксимація, алгоритм Мамдані, терм, функція приналежності.

Постановка проблеми. Одним із найпоширеніших регуляторів, який використовується у сучасних мехатронних системах, є нечіткий або fuzzy-регулятор [1]. Використання fuzzy-регулятора виправдане у тих випадках, коли відсутня математична модель об'єкта регулювання або коли наявний емпіричний матеріал (база експертних знань) про регулювання системи. У будь-якому випадку, одну і ту ж задачу регулювання мехатронної системи можна

© В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, 2014

11. Голуб Г.А. Техніко-технологічне забезпечення енергетичної автономності агроєкосистем / Г.А. Голуб // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 4. – С. 303–312.

Проведено моделювання гумусного стану ґрунту на основі потоків і запасів вуглецю гумусу в ґрунті і органічного вуглецю негумусної природи – органічних решток і органічних добрив.

Гумус, вуглець, агроєкосистема, автономність, продуктивність.

The modeling humus soil based flows and stocks of carbon in soil humus and organic carbon don't humus source – organic residues and organic fertilizers.

Humus, carbon, agroecosystem, autonomy, productiveness.

УДК 681.3

МЕТОД СИНТЕЗУ FUZZY-РЕГУЛЯТОРІВ

В.С. Ловейкін, доктор технічних наук

Ю.О. Ромасевич, кандидат технічних наук

Наведено опис системи fuzzy-регулювання. Складено базу правил для fuzzy-ПІ-регулятора. Запропоновано метод налаштування fuzzy-регулятора, який дозволяє зменшити вимоги до його апаратної та програмної частин та підвищити швидкодію.

Fuzzy-регулятор, база правил, апроксимація, алгоритм Мамдані, терм, функція приналежності.

Постановка проблеми. Одним із найпоширеніших регуляторів, який використовується у сучасних мехатронних системах, є нечіткий або fuzzy-регулятор [1]. Використання fuzzy-регулятора виправдане у тих випадках, коли відсутня математична модель об'єкта регулювання або коли наявний емпіричний матеріал (база експертних знань) про регулювання системи. У будь-якому випадку, одну і ту ж задачу регулювання мехатронної системи можна

© В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, 2014

вирішити за допомогою як класичних так і некласичних регуляторів (fuzzy-регуляторів або регуляторів побудованих на базі штучних нейронних мереж) [2].

Однією з проблем, яка стоїть перед розробником fuzzy-регулятора, є вибір апаратного та програмного забезпечення, на базі якого буде функціонувати регулятор. При цьому необхідно враховувати вимоги щодо швидкодії цифрового обладнання (мікроконтролера) та об'єму його пам'яті. Це впливає з того, що при виконанні розрахунку вихідного сигналу fuzzy-регулятора, мікроконтролер повинен виконувати значну кількість логічних та арифметичних операцій. Зниження кількості розрахунків, які виконує мікроконтролер під час процесу регулювання, послаблює вимоги до апаратного та програмного забезпечення fuzzy-регулятора. Це дозволяє зменшити капітальні витрати на розробку регулятора.

Аналіз останніх досліджень. У сучасній науково-технічній літературі [3-6] досить детально висвітлені питання синтезу fuzzy-регуляторів. Всі fuzzy-регулятори працюють за класичною схемою „фазифікація – логічний висновок – дефазифікація”. Основним алгоритмом, який використовується у даній схемі, є алгоритм запропонований Мамдані [7].

Для задач моделювання та розробки нечітких регуляторів використовуються комп'ютерні програми Matlab/Simulink [8], Mathematica/FuzzyLogic [9], FuzzyTech [10] та інші. Широке використання пакетів розширення математичних програмних продуктів, в яких виконуються нечіткі обчислення, вказує на те, що вони необхідні інженерам-проектантам нечітких систем регулювання.

Мета досліджень. Метою є розробка методу налаштування fuzzy-регулятора, який забезпечує підвищення ефективності його роботи. Для досягнення мети необхідно вирішити такі завдання:

1. описати методику синтезу fuzzy-регулятора за допомогою відомих методів;
2. побудувати fuzzy-ПІ-регулятор на основі складеної бази знань;
3. дати опис методу визначення апроксимаційної функції вихідної змінної (вихідного сигналу) fuzzy-регулятора.

Результати досліджень. Реалізація алгоритму fuzzy-регулювання в мехатронних системах покладається на fuzzy-регулятор. Процедура побудови алгоритму fuzzy-регулювання представлена у вигляді структурної схеми на рис. 1.

Як і в будь-якій традиційній системі у складі системи з fuzzy-регулятором можна виділити систему регулювання і об'єкт регулювання. Сама система fuzzy-регулювання складається із

чотирьох блоків, що виконують послідовно (в три етапи) процедуру формування алгоритму регулювання як функції вихідної змінної u від вхідних змінних $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ (рис. 2). Блок фаззифікації (**Ff**) перетворює вхідні фізичні змінні ($x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$) у терми A_i лінгвістичних змінних і виділяє для кожного моменту часу (для кожного часового такту) значення функції приналежності $\mu_i(x_i)$ для активізованих правил.

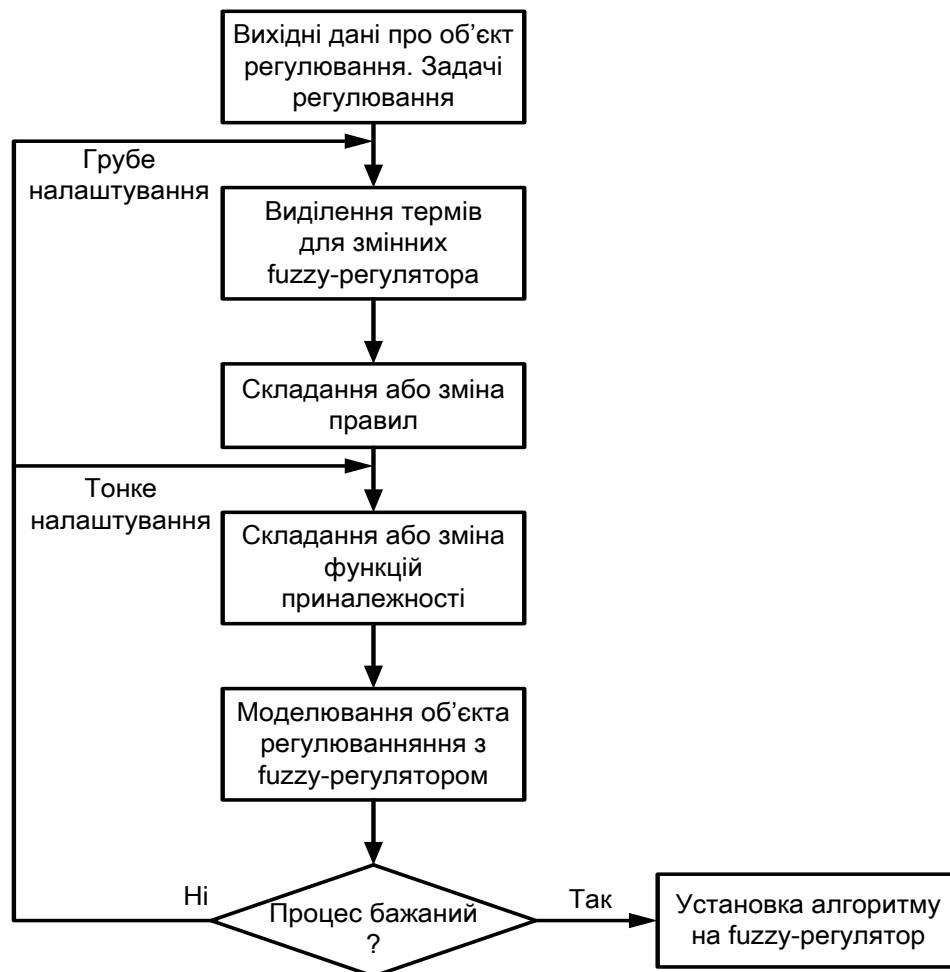


Рис. 1. Структурна схема побудови алгоритму fuzzy-регулятора.

Як і в будь-якій традиційній системі у складі системи з fuzzy-регулятором можна виділити систему регулювання і об'єкт регулювання. Сама система fuzzy-регулювання складається із чотирьох блоків, що виконують послідовно (в три етапи) процедуру формування алгоритму регулювання як функції вихідної змінної u від вхідних змінних $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ (рис. 2). Блок фаззифікації (**Ff**) перетворює вхідні фізичні змінні ($x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$) у терми A_i лінгвістичних змінних і виділяє для кожного моменту часу (для кожного часового такту) значення функції приналежності $\mu_i(x_i)$ для активізованих правил.

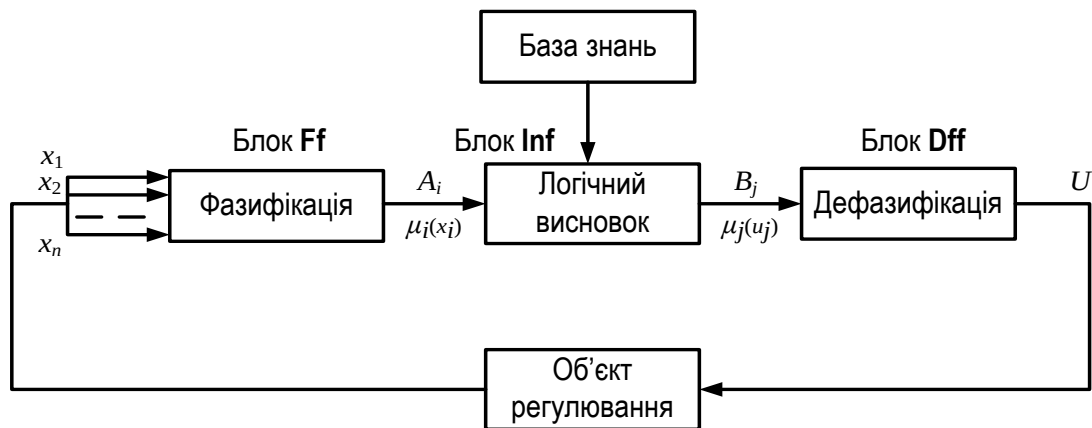


Рис. 2. Блочна структура системи fuzzy-регулювання.

Блок логічного висновку (**Inf**) відповідно до правил, закладених попередньо експертом в блок бази знань, визначає терми B_j вихідних лінгвістичних змінних й привласнює їм, згідно із принципами fuzzy-логіки, значення функцій приналежності $\mu_j(u_j)$.

Основу алгоритму fuzzy-регулювання становить масив правил, який знаходиться в блоці бази знань. Правила складаються експертом на підставі його розуміння завдання регулювання. Якщо мова йде про регульовану динамічну систему зі складним або неповним математичним описом, то за основу алгоритму регулювання може бути, наприклад, прийнята умова виконання системою заданого руху з мінімальним відхиленням від заданої швидкості. Правила перевіряються (експериментально або за допомогою розрахунку) і при необхідності корегуються. Додатково до масиву правил у склад алгоритму входять функції приналежності, що визначають кількісний взаємозв'язок фізичних змінних з лінгвістичними, тобто з термами. До форми функцій приналежності пред'являються мінімальні вимоги в силу наближеного принципу регулювання на основі fuzzy-логіки. Число функцій приналежності, що припадають на кожну фізичну змінну, вибирають із міркувань якості регулювання. Зі збільшенням числа функцій приналежності якість регулювання підвищується, однак при цьому ускладнюється алгоритм і підвищуються вимоги до його швидкодії. Наявний досвід побудови систем з fuzzy-регулюванням показав, що трьох-п'яти функцій приналежності для кожної вхідної змінної і п'яти-семи функцій приналежності для вихідної змінної виявляється досить для прийнятної якості регулювання. Розглянемо приклад ПІ-регулятора, який реалізований на базі fuzzy-логіки. Для цього розглянемо вхідні змінні: похибку параметра регулювання e , та її інтеграл $\int e dt$ (у

подальшому викладі матеріалу використано позначення $\int e dt = \gamma$).

При синтезі класичного ПІ-регулятора вихідний сигнал (вихідна змінна) визначається за наступним виразом:

$$u = k_p e + k_I \gamma, \quad (1)$$

де k_p та k_I – пропорційний та інтегральний вагові коефіцієнти відповідно, які показують важливість відповідної складової.

Проведемо фазифікацію вхідних та вихідної змінних. Для цього приймемо, що вхідні змінні fuzzy-регулятора мають по п'ять термів, а вихідна змінна – сім термів. Позначимо їх так: $NB_e, NS_e, Z_e, PS_e, PB_e$ – терми для змінної e ; $NB_\gamma, NS_\gamma, Z_\gamma, PS_\gamma, PB_\gamma$ – терми для змінної γ ; $NB_u, NM_u, NS_u, Z_u, PS_u, PM_u, PB_u$ – терми для вихідної змінної u . Не будемо наводити опис цих функцій приналежності, а лише побудуємо їх графіки (рис. 3).

При побудові графіків на рис. 3 прийнято, що Л-подібні функції приналежності до термів вхідних та вихідної змінної змінюються у межах від -1 до 1. Z- та S-подібні функції приналежностей змінних за межами діапазону [-1; 1] є постійними.

Наступний етап у процесі синтезу fuzzy-ПІ-регулятора – складання бази правил. Будемо використовувати правила, які подібні до тих, за якими працює класичний ПІ-регулятор. Всі правила представимо у вигляді табл. 1.

1. База лінгвістичних правил роботи fuzzy-ПІ-регулятора.

$\begin{matrix} e \\ \gamma \end{matrix}$	NB_e	NS_e	Z_e	PS_e	PB_e
NB_γ	PB_u	PB_u	PM_u	PS_u	Z_u
NS_γ	PB_u	PM_u	PS_u	Z_u	NS_u
Z_γ	PM_u	PS_u	Z_u	NS_u	NM_u
PS_γ	PS_u	Z_u	NS_u	NM_u	NB_u
PB_γ	Z_u	NS_u	NM_u	NB_u	NB_u

Для розрахунку вихідної змінної використаємо алгоритм Мамдані [7]. У результаті отримаємо, що вихідна змінна u є складною функцією вхідних змінних e та γ , а також функцій приналежності до термів вхідних та вихідної змінної.

При обчисленні вихідної змінної згідно алгоритму Мамдані необхідно: 1) встановити правила, які активізуються при поточних значеннях вхідних змінних; 2) визначити значення функцій приналежності до термів вхідних змінних для поточних значень e та γ ; 3) виконати операцію логічної диз'юнкції функцій приналежності для кожного активізованого правила; 4) виконати операцію кон'юнкції функцій приналежності для активізованих правил; 5) виконати дефазифікацію тобто знайти чисельне значення вихідної змінної за допомогою методу центра ваги. Отже, при виконанні розрахунку вихідної змінної програмна частина fuzzy-регулятора повинна

виконувати логічні та арифметичні операції. Зазначимо, що при збільшенні кількості термів та вхідних змінних вимоги щодо продуктивності цифрової системи регулятора значно підвищуються.

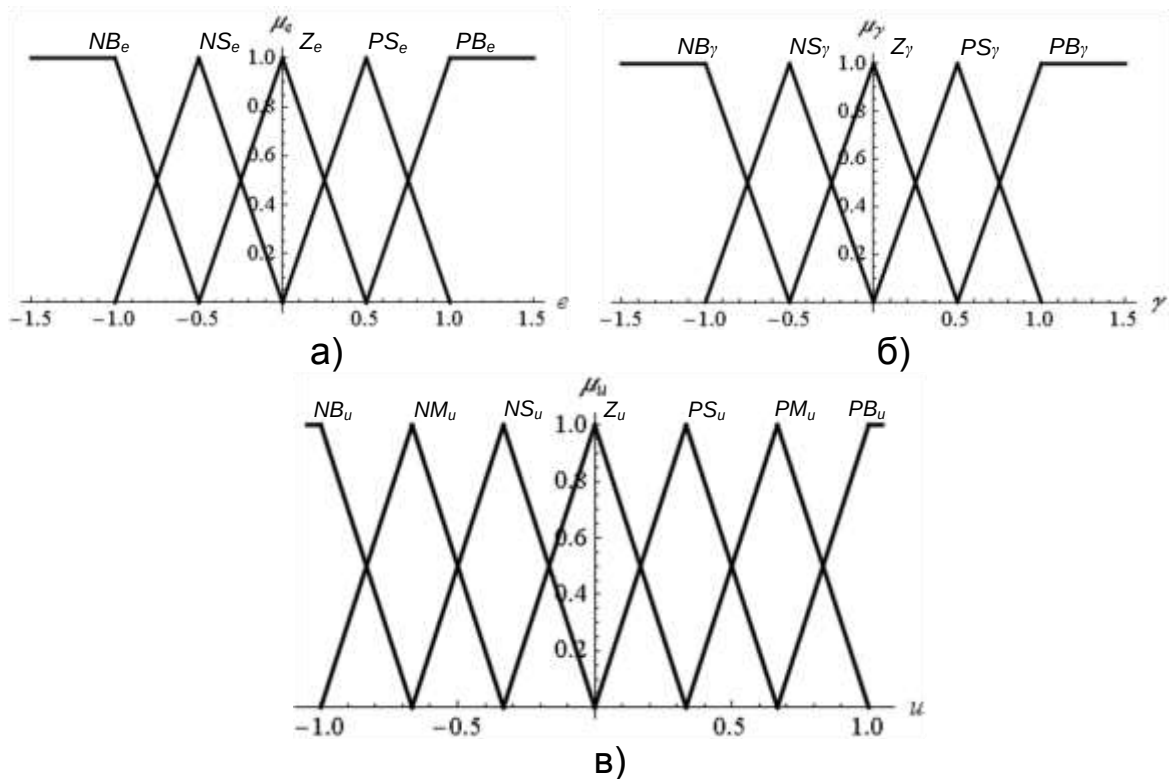


Рис. 3. Графіки функцій приналежності до: а) вхідної змінної e ; б) вхідної змінної γ ; в) вихідної змінної u .

Однак, цього можна уникнути, якщо при налаштуванні fuzzy-регулятора визначити функцію вихідної змінної. Ця функція визначається лише після того, як буде встановлено, що прийняті налаштування fuzzy-регулятора забезпечують бажану якість процесу регулювання. Під налаштуваннями fuzzy-регулятора розуміється: кількість термів вхідних та вихідної змінних; функції приналежності до термів; база правил; метод визначення вихідної змінної [7].

Для визначення функції вихідної змінної необхідно виконати дискретизацію задачі регулювання, тобто використати у розрахунках лише дискретні значення вхідних змінних, які розташовані на відстані своїх кроків Δe та $\Delta \gamma$: для змінних e та γ відповідно. Чим менші кроки Δe та $\Delta \gamma$ прийняті у розрахунках, тим точніше буде знайдена функція вихідної змінної. Однак, при досить великій кількості вхідних змінних необхідно обирати невеликі кроки Δe та $\Delta \gamma$, оскільки при цьому значно зростає кількість розрахунків. Дійсно, для n вхідних змінних кількість N розрахованих дискретних значень вихідної змінної визначається за виразом:

$$N = \prod_{i=2}^n \frac{X_i}{\Delta x_i}, \quad (2)$$

де X_i – область зміни i -тої вхідної змінної; Δx_i – крок зміни i -тої вхідної змінної.

Надалі для дискретних значень вхідних змінних виконується розрахунок вихідної змінної за алгоритмом Мамдані. Таким чином, формується багатомірний масив даних, в якому дискретним значенням вхідних змінних відповідає дискретне значення вихідної змінної. На рис. 4 показано поверхню, яка включає точки з розрахованими координатами. Графік на рис. 4 побудований при $\Delta e=20$ та $\Delta y=20$.

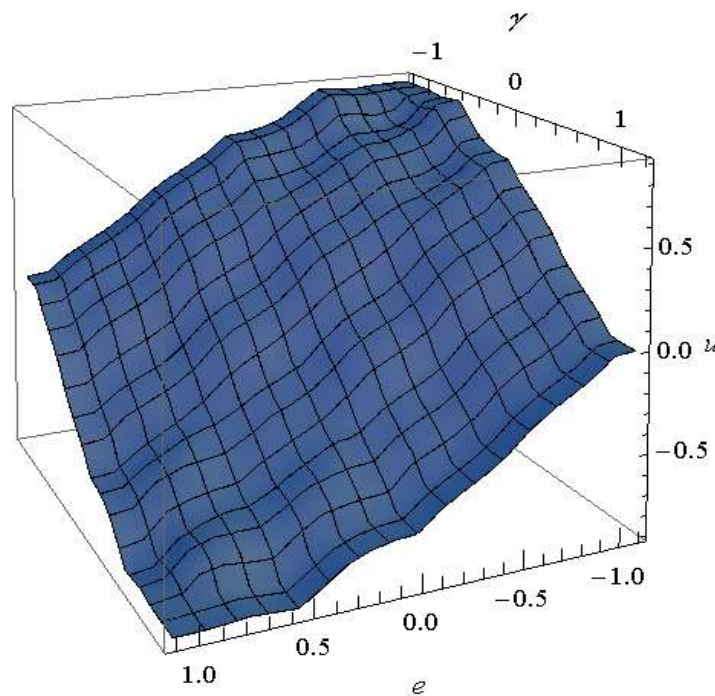


Рис. 4. Графік функції вихідної змінної u .

Всі описані вище розрахунки повинні виконуватися у програмному забезпеченні, а потім отриманий масив даних записується у пам'ять мікроконтролерного пристрою, на базі якого побудований fuzzy-регулятор. Звичайно під час виконання процесу регулювання вхідні змінні приймають значення, які не точно відповідають дискретним значенням вихідних змінних у багатомірному масиві. У цьому випадку розрахунок дискретного значення вихідної змінної виконується методом інтерполяції.

Для зменшення об'єму пам'яті мікроконтролерного пристрою або для зменшення кількості розрахунків, які він виконує у процесі регулювання, при налаштуванні fuzzy-регулятора може бути виконана апроксимація багатомірного масиву поліномом з n

аргументами. Дійсно, отриманий багатомірний масив даних представляє собою деяку табульовану функцію. „Відновлення” або „оцінка” цієї функції може бути виконана, наприклад, методом найменших квадратів.

Як тільки апроксимаційна функція знайдена, вона може бути занесена у пам'ять мікроконтролера. У процесі регулювання за відомою апроксимаційною функцією, виконується розрахунок вихідної змінної u . Зазначимо, при розрахунку апроксимаційної функції вихідної змінної деякі члени поліному можуть бути статистично не значимими, тому їх можна відкинути – це дасть змогу спростити апроксимаційну функцію. Можна провести певну аналогію між апроксимаційною функцією та виразом для класичного ПІ-регулятора (1). Функція вихідної змінної u класичного ПІ-регулятора лінійно залежить від вхідної змінної та її інтеграла. На відміну від цього функція вихідної змінної fuzzy-регулятора нелінійно залежить від вхідних змінних, що видно з рис. 4.

Висновок. Таким чином, основна ідея запропонованого методу синтезу fuzzy-регулятора полягає у тому, що кількість розрахунків у процесі регулювання зменшується, за рахунок використання апроксимаційної функції вихідної змінної або багатомірного масиву. Ціною збільшення передексплуатаційних налаштувань fuzzy-регулятора вирішується задача підвищення його швидкодії та зменшення вимог до апаратної та програмної частин.

Список літератури

1. Деменков Н.П. Нечеткое управление в технических системах / Н.П. Деменков. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – 200 с.
2. Васильев В.И. Интеллектуальные системы управления. Теория и практика / В.И. Васильев, Б.Г. Ильясев. – М.: Радиотехника, 2009. – 392 с.
3. Ульянов С.В. Интеллектуальное робастное управление: технологии мягких вычислений / С.В. Ульянов, Л.В. Литвинцева, В.Н. Добрынин, А.А. Мишин. – М.: ВНИИгеосистем, 2011. – 406 с.
4. Гостев В.И. Нечеткие регуляторы в системах автоматического управления / В.И. Гостев. – К.: Радиоіаматор, 2008. – 972 с.
5. Усков А.А. Интеллектуальные системы управления на основе методов нечеткой логики / А.А. Усков, В.В. Круглов. – Смоленск: Смоленская городская типография, 2003. – 177 с.
6. Зак Ю.А. Принятие решений в условиях нечетких и размытых данных: Fuzzy-технологии / Ю.А. Зак. – М.: Книжный дом «ЛИБРОКОМ», 2013. – 352 с.
7. Леоненков А.В. Нечеткое моделирование в среде Matlab и fuzzytech / А.В. Леоненков. – СПб.: БХВ. Петербург, 2005. – 736 с.
8. Дьяконов В. Simulink 4. Специальный справочник / В. Дьяконов. – СПб.: Питер, 2002. – 528 с.
9. <http://www.wolfram.com/products/applications/fuzzylogic/> [Електронний ресурс] – Назва з екрану.
10. <http://www.fuzzytech.com> [Електронний ресурс] – Назва з екрану.

Приведено описання системи fuzzy-регулювання. Складена база правил для fuzzy-ПИ-регулятора. Предложено метод налаштування fuzzy-регулятора, який дозволяє зменшити вимоги до його апаратної та програмної частини та підвищити швидкість.

Fuzzy-регулятор, база правил, апроксимація, алгоритм Мамдани, терм, функція приналежності.

The description of fuzzy-system regulation has stated. The base rules for fuzzy-PI-regulator has designed. The method for fuzzy-controller setting has proposed. It allows to decrease the objectives for its hardware and software and to increase the speed of fuzzy-controller.

Fuzzy-controller, base of rules, approximation, Mamdani's algorithm, term, membership function.

УДК 664.8.022.1

ЕФЕКТИВНІСТЬ ПЕРЕРОБКИ МОЛОКА В УМОВАХ ПІДПРИЄМСТВА ВИРОБНИКА МОЛОЧНОЇ СИРОВИНИ

***Ю.Б. Гербер, Г.А. Голуб, доктори технічних наук
О.В. Гаврилов, кандидат технічних наук***

У статті запропоновані технологічні схеми виробництва молочної продукції, які впроваджені у навчально-виробничому підрозділі ПФ НУБіП України "Кримський агротехнологічний університет" шляхом створення навчально-науково-виробничого тваринницького комплексу, а також навчально-технологічної лабораторії переробки молока.

Молочна сировина, молочна продукція, поголів'я тварин, собівартість, прибуток.

Постановка проблеми. Основні фінансові проблеми сільськогосподарського виробництва пов'язані із тим, що воно є сировинним придатком переробної харчової промисловості. Завдяки цьому прибутки від реалізації продуктів харчування поглинаються переробною харчовою промисловістю, а розрахунки із сільськогосподарськими виробниками здійснюються за кінцевим принципом. Крім того, для здешевлення продуктів харчування та забезпечення продовження їх термінів зберігання, харчова

© Ю.Б. Гербер, Г.А. Голуб, О.В. Гаврилов, 2014

Приведено описання системи fuzzy-регулювання. Складена база правил для fuzzy-ПИ-регулятора. Предложено метод налаштування fuzzy-регулятора, який дозволяє зменшити вимоги до його апаратної та програмної частини та підвищити швидкість.

Fuzzy-регулятор, база правил, апроксимація, алгоритм Мамдани, терм, функція приналежності.

The description of fuzzy-system regulation has stated. The base rules for fuzzy-PI-regulator has designed. The method for fuzzy-controller setting has proposed. It allows to decrease the objectives for its hardware and software and to increase the speed of fuzzy-controller.

Fuzzy-controller, base of rules, approximation, Mamdani's algorithm, term, membership function.

УДК 664.8.022.1

ЕФЕКТИВНІСТЬ ПЕРЕРОБКИ МОЛОКА В УМОВАХ ПІДПРИЄМСТВА ВИРОБНИКА МОЛОЧНОЇ СИРОВИНИ

***Ю.Б. Гербер, Г.А. Голуб, доктори технічних наук
О.В. Гаврилов, кандидат технічних наук***

У статті запропоновані технологічні схеми виробництва молочної продукції, які впроваджені у навчально-виробничому підрозділі ПФ НУБіП України "Кримський агротехнологічний університет" шляхом створення навчально-науково-виробничого тваринницького комплексу, а також навчально-технологічної лабораторії переробки молока.

Молочна сировина, молочна продукція, поголів'я тварин, собівартість, прибуток.

Постановка проблеми. Основні фінансові проблеми сільськогосподарського виробництва пов'язані із тим, що воно є сировинним придатком переробної харчової промисловості. Завдяки цьому прибутки від реалізації продуктів харчування поглинаються переробною харчовою промисловістю, а розрахунки із сільськогосподарськими виробниками здійснюються за кінцевим принципом. Крім того, для здешевлення продуктів харчування та забезпечення продовження їх термінів зберігання, харчова

© Ю.Б. Гербер, Г.А. Голуб, О.В. Гаврилов, 2014

промисловість часто переходить на випуск різних сурогатних продуктів, що неприйнятно для збереження здоров'я населення. У зв'язку з цим, проблема співвідношення виробництва і переробки продукції в умовах сільськогосподарського виробництва є такою, що заслуговує на постійну увагу, особливо при зміні економічних умов ведення господарської діяльності.

Аналіз останніх досліджень. Проведені нами дослідження показали, що в технологічних лініях переробки молока найбільш вагому частину енергетичних витрат складають теплові процеси [1].

Дослідженнями [2] встановлено залежність економічної ефективності переробки молока від особливостей та умов конкретного підприємства, та асортименту молочної продукції, яка виробляється.

В даних, наведених в роботі [3] вказано на залежність якості готової молочної продукції від належного виконання вимог стандарту до технологічного процесу, в тому числі до параметрів теплових процесів.

У роботі [4] наведено фактори, які визначають ефективність виробництва молока та молочних продуктів, а також вплив енерговитрат на показники виробництва.

Стан ринку молока та молокопродуктів України, а також основні чинники, які впливають на економічний стан молочного виробництва країни проаналізовано в роботі [5].

Запропонована нами технологічна схема виробництва молочної продукції впроваджена у навчально-виробничому підрозділі ПФ НУБіП "Кримський агротехнологічний університет" шляхом створення навчально-науково виробничого тваринницького комплексу, до складу якого входить тваринницька ферма ВРХ на 1000 голів дійного стада, а також навчально-технологічна лабораторія (НТЛ) переробки молока і виробництва молочних продуктів.

НТЛ з переробки молока – це структурна ланка навчально-експериментального науково-виробничого тваринницького комплексу, що працює за програмою «Тваринницька продукція: від ферми – до столу споживача».

Мета досліджень – порівняти економічні результати роботи аграрного підприємства, яке утримує молочнотоварну ферму і реалізує молочну сировину або готові молочні продукти.

Результати досліджень. Аграрні підприємства, як правило, здійснюють реалізацію молочної сировини переробним підприємствам. У випадку переробки молочної сировини та реалізації готових молочних продуктів найбільш поширені наступні варіантами діяльності:

– переробка молочної сировини з одержанням масла вершкового і молока нормалізованого пастеризованого (рис. 1);

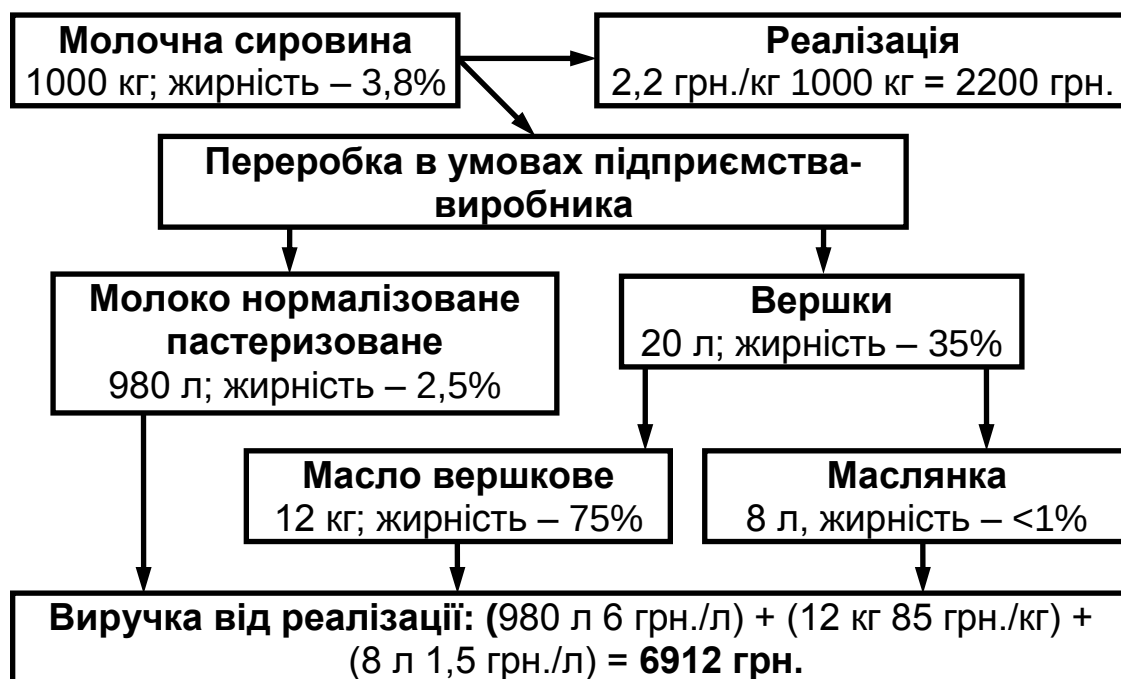


Рис. 1. Схема переробки молочної сировини з одержанням масла вершкового та молока пастеризованого (побічний продукт: маслянка).

– переробка молочної сировини з одержанням сиру і масла вершкового (рис. 2);

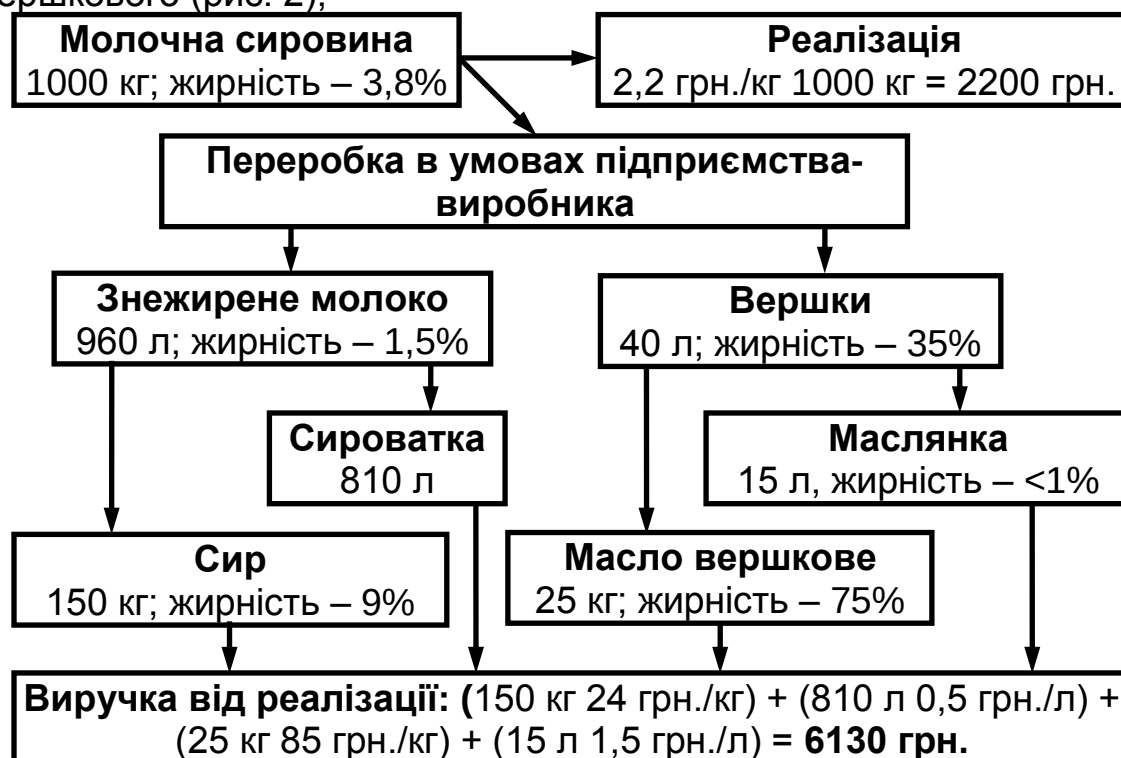


Рис. 2. Схема переробки молочної сировини з одержанням сиру і масла вершкового (побічні продукти: сироватка, маслянка).

– переробка молочної сировини з одержанням кефіру і масла вершкового (рис. 3);

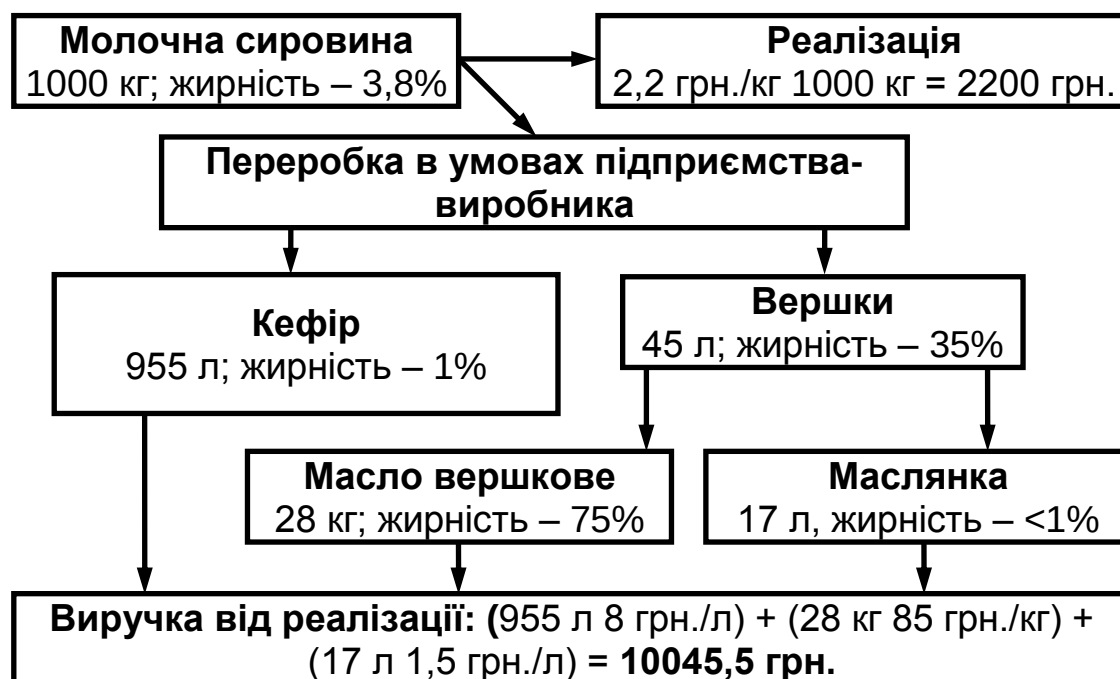


Рис. 3. Схема переробки молочної сировини з одержанням кефіру і масла вершкового (побічний продукт: маслянка).

– переробка молочної сировини з одержанням масла вершкового (рис. 4).

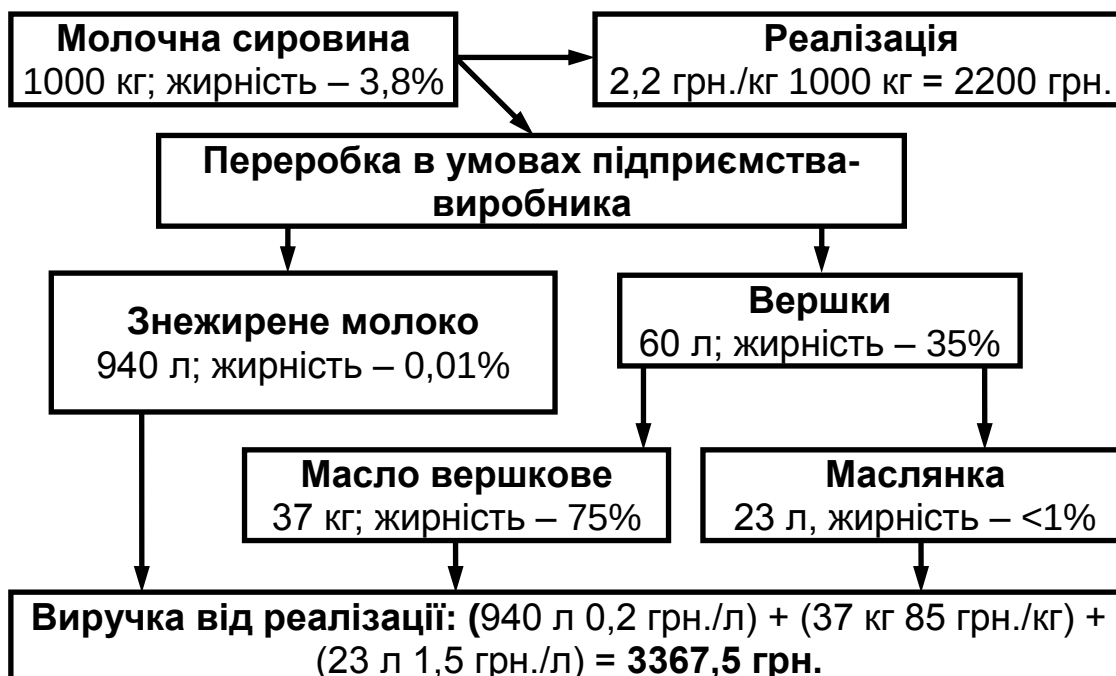


Рис. 4. Схема переробки молочної сировини з одержанням масла вершкового (побічні продукти: знежирене молоко і маслянка).

Оцінку ефективності зазначених варіантів виконано із розрахунку на одну тонну молока, враховуючи середню закупівельну ціну на молочну сировину в Україні – 2,2 грн./кг. Виручку від реалізації продукції визначали за загальновідомим виразом як суму добутків кількості реалізованої продукції та її оптової реалізаційної ціни. Прибуток визначали як різницю між виручкою від реалізації продукції та її собівартістю. Величина собівартості молочної сировини залежить від розмірів агропідприємства, поголів'я тварин, наявності земель під кормові культури, обсягу виробництва основних видів кормів.

За даними звітів сільськогосподарських підприємств величина собівартості молочної сировини на даний час знаходиться в межах від 1,45 грн./кг до 1,85 грн./кг. Для розрахунку прийнято середнє значення 1,65 грн./кг. При цьому прибуток від виробництва молочної сировини становитиме 550 грн. на одну тону молока.

Під час розрахунку були взяті до уваги оптові ціни без торгової націнки станом на 01.04.2014 р., які становили:

- молоко нормалізоване пастеризоване фасоване (упаковка "поліпак" ємністю 1 і 0,5 л), 2,5% жиру – 6 грн./л;
- кефір (упаковка "поліпак" ємністю 0,5 л), 1% жиру – 8 грн./л;
- сир, 9% жиру – 24 грн./кг;
- масло вершкове, 75% жиру – 85 грн./кг;
- побічні продукти: сироватка – 0,5 грн./л, маслянка – 1,5 грн./л.

Собівартість переробки молочної сировини в розрахунку на один кілограм для переробного цеху, обладнання якого працює на електричній енергії включає в себе ціну витратних матеріалів – 0,18 грн./кг; вартість електроенергії – 0,47 грн./кг; заробітну плату працівників – 0,008 грн./кг; амортизацію устаткування в процесі переробки молока – 0,0002 грн./кг; інші витрати, у т.ч. на транспортування – 0,12 грн./кг. Таким чином, собівартість переробки молочної сировини в розрахунку на один кілограм для переробного цеху становить – 0,7782 грн./кг або 778,2 грн./т. Подальші розрахунки виконаємо при допущенні, що ця собівартість є однаковою для роботи цеху при виробництві зазначеного вище асортименту молочних продуктів за приведеними схемами переробки молочної сировини.

У цьому випадку прибуток від реалізації молочних продуктів за схемою 1 становитиме 4483,8 грн./т., за схемою 2 – 3701,8 грн./т, за схемою 3 – 7617,3 грн./т, за схемою 4 – 939,3 грн./т.

Наведені розрахунки підтверджують, що найбільш рентабельним є виробництво кефіру та масла вершкового. Меншою є рентабельність виробництва молока нормалізованого

пастеризованого та масла вершкового. Далі йде виробництво сиру та масла вершкового, а найнижчий рівень рентабельності має виробник у разі переробки молочної сировини на масло вершкове. Оскільки для нормальної роботи молокопереробного підприємства наведений вище асортимент продукції є необхідними для забезпечення стійкої роботи, підприємство повинно працювати, враховуючи всі наведені вище варіанти виробництва. При цьому середня величина прибутку складе 4185,55 грн./т.

Для визначення критерію ефективності застосування зазначеної технології переробки молока в умовах підприємства виробника молочної сировини, скористаємося методикою визначення економічного ефекту пропонованого техніко-технологічного рішення. Для цього необхідно визначити необхідні капітальні вкладення в запропонований проект. Витрати на проектування і створення міні-лінії з переробки молока в умовах підприємства виробника молочної сировини складаються з витрат на проектування, будівництво та придбання обладнання. Як показала практика створення навчально-науково-виробничої лабораторії переробки молока ПФ НУБіП України "Кримський агротехнологічний університет", вказані капітальні витрати становлять близько 7,2 млн. грн.

Враховуючи середню величину прибутку у розрахунку на одну тонну молочної сировини, річний прибуток при роботі переробного цеху, у розрахунку на поголів'я 170 голів дійних корів із річним обсягом виробництва молока 912 тонн складе 3,8 млн. грн. При цьому термін окупності капіталовкладень у створення цеху переробки молочної сировини складе 1,89 років.

Висновок. Переробка сировини (молока) в умовах підприємства виробника молочної сировини підвищує рівень економічної ефективності молочного виробництва в 5-6 разів, що дозволяє виробнику ефективно розвивати власне виробництво без залучення кредитних ресурсів.

Список літератури

1. Гербер Ю.Б. Методика сравнительного анализа экономической эффективности тепловых технологических процессов / Ю.Б. Гербер, А.А. Завалий, О.В. Носковский // Сб. науч. работ Крымского государственного аграрного университета. – Симферополь 2000. – 235 с.
2. Касторнов Н.В. Эффективность и конкурентоспособность молочного скотоводства / Н.В. Касторнов // Молочное и мясное скотоводство. – 2004. – № 7. – С. 25–31.
3. Краснова А.Ю. Повышение эффективности линии доения и обработки молока / А.Ю. Краснова, Е.И. Капустина // Сб. науч. тр. АЧГАА «Совершенствование процессов и технических средств в АПК». – Зерноград, 2006. – С. 10–11.

4. Привалов О.Е. Эффективность производства молока и факторы, ее определяющие / О.Е. Привалов, Ю.А. Беляев // Естествознание и гуманизм: Сб. науч. тр. – Томск, 2005. – С. 46–48.

5. Ткаченко Т.В. Особливості ринку молока та молокопродуктів України. // Т.В. Ткаченко, О.В. Арнаута // Збірник наукових праць II міжнародної науково-практичної конференції Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2012. – Ч. I. – С. 90–91.

В статье предложены технологические схемы производства молочной продукции, которые внедрены в учебно-производственном подразделении ЮФ НУБиП Украины "Крымский агротехнологический университет" путем создания учебно-научно-производственного животноводческого комплекса, а также учебно-технологической лаборатории переработки молока.

Молочное сырье, молочная продукция, поголовье животных, себестоимость, прибыль.

The paper consisted technological production scheme of dairy products, which are embedded in training and production unit SB NULES of Ukraine «Crimean AgroTechnological University» by creating educational, scientific and industrial livestock complex, as well as educational and technological laboratory processing of milk.

Livestock raw, livestock products, number of animals, average cost, profit.

УДК 621.87

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЇ СТРІЛОВОЇ СИСТЕМИ БАШТОВОГО КРАНУ ЗА ДИНАМІЧНИМ КРИТЕРІЄМ

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
О.Г. Шевчук, магістр***

В статті розв'язана варіаційна задача по оптимізації режиму руху шарнірно-зчленованої стрілової системи баштового крану за динамічним критерієм при якому усуваються коливання вантажу. Результати розв'язку показані графічними залежностями.

Коливання, вантаж, закон руху, баштовий кран.

© В.С. Ловейкін, О.Г. Шевчук, 2014

МАШИНИ І ЗАСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ

УДК 631.56.1

ВПЛИВ МЕХАНІЧНИХ ВТРАТ ЗЕРНА ЗА МОЛОТИЛЬНО-СЕПАРУЮЧИМ ПРИСТРОЄМ КОМБАЙНІВ НА ЇХ ПРОДУКТИВНІСТЬ

В.О. Дубровін, доктор технічних наук

*О.А. Демко, аспірант**

А.А. Демко, О.В. Надточій, кандидати технічних наук

Р.Я. Якимів, кандидат фізико-математичних наук

Запропонована теоретична залежність продуктивності зернозбиральних комбайнів від механічних втрат, що виникають за молотильно-сепаруючим пристроєм. Визначено характеристичну залежність пропускної здатності ЗК від терміну жнив через коефіцієнт осипання зерна, та граничного значення втрат за МПС.

Продуктивність, пропускна здатність, осипання зерна, молотильно-сепаруючий пристрій.

Постановка проблеми. Відомо, що продуктивність зернозбиральних комбайнів (ЗК) залежить від впливу об'єктивних і суб'єктивних факторів і чинників. Узагальнюючою конструктивно–технологічною характеристикою потенційної продуктивності ЗК слугує завантаження (МПС) через показник пропускної здатності (кг/с). В останні роки виробники ЗК в технічній документації перестали надавати конструктивно, технічно, технологічно обґрунтовані показники пропускної здатності і показують числові значення намотів чистого зерна.

В розрахункових формулах числових значень робочих швидкостей і продуктивності ЗК входить показник пропускної здатності. За відсутності показника пропускної здатності нових зразків комбайнів використати формули для розрахунку прогнозованої продуктивності придбаного комбайна не представляється можливим. Крім наведеного конструктивно-інформаційного недоліку є скритий недолік сучасних зернозбиральних комбайнів, які обладнані електронними і комп'ютерними системами для поточного контролю і реєстрації відносних значень механічних втрат зерна за МПС.

***Науковий керівник – доктор технічних наук В.О. Дубровін**

© В.О. Дубровін, О.А. Демко, А.А. Демко, О.В. Надточій, Р.Я. Якимів, 2014

Аналіз останніх досліджень. Прикладними дослідженнями [2, 3] було виявлено, якщо користуватися бортовими приладами поточного контролю механічних втрат за МСП, які змонтовані в кабіні у вигляді піктограм чи графічних залежностей на панелі приладів для наладки на необхідну продуктивність, то відносне тах значення завантаження двигуна сягає 67% від номінального значення. Сама процедура наладки комбайна на нову ділянку збираної культури передбачає наступну послідовність: необхідно оцінити ймовірну урожайність культури, яку передбачається збирати, пройти в загінці 80-100 метрів і налагодити реєстратор втрат на необхідну чутливість. Коли використовують відносні значення механічних втрат для наладки чутливості на ймовірну (суб'єктивну, візуально оцінену оператором, урожайність) то помилки неминучі.

Крім суб'єктивних ймовірних помилок операторів (комбайнерів) часто агротехнологи, спеціалісти сільгосппідприємств, які контролюють роботу комбайнів в полі, не знаючи фактичного завантаження двигуна, використовують суб'єктивні методи контролю механічних втрат обліком зерна на землі і в соломі, і часто обмежують робочу швидкість, явно переоцінюючи значимість і вагомість механічних втрат за МСП та недооцінюючи майбутні збитки від осипання через затягування строків жнив. Жнив без втрат не буває.

Втрати необхідно розраховувати і прогнозувати перед жнивками, через об'єктивні розрахунки темпів комбайнування в агростроки, чим підраховувати збитки від втрат, осипання, зниження якості зерна.

Пропускна здатність молотарки визначається кількістю хлібної маси, що проходить через молотарку за одиницю часу (кг/с), при співвідношенні зерна до соломи за масою 1:1,5 за нормальних умов комбайнування, коли втрати зерна за МСП не перевищують 1,5 % від валового збору зерна із збираної площі поля. Пропускна здатність молотарки визначається за емпіричною залежністю [1]:

$$q = \frac{BV_p U}{360}. \quad (1)$$

Для комбайнів Дон-1500А, Дон-1500Б, КЗС-9.1 при робочій швидкості в загінці $V_p = 3$ км/год, ширині захвату жатки $B = 6$ м, урожайності $U = 108$ ц/га, пропускна здатність складе 5,4, хоча виробниками заявлена $q = 9$ кг/с.

Вперше вплив подачі хлібної маси в МСП комбайнів на відносні значення механічних втрат за молотаркою показала фірма «Клаас» для комбайна «Dominator 108 SL Maxi» вище приведеною графічною залежністю [5]. Молотарка в заданих умовах спроможна обробити

хлібну масу при подачі, більшій 12 кг/с, але при цьому втрати зерна перевищують 2,5 %. Ось чому оптимальною пропускну спроможністю даного комбайна вважається $q=11,4$ кг/с, при якій механічні втрати не перевищують 1,5% нормативних значень від валового збору урожаю збираної культури.

Із графічної залежності (рис. 1) витікає, що до завантаження двигуна хлібною масою 9,4 кг/с механічні втрати не перевищують 0,5 %, а при збільшенні навантаження від 9, до 11,4 кг/с втрати різко підвищуються, до 1,5%.

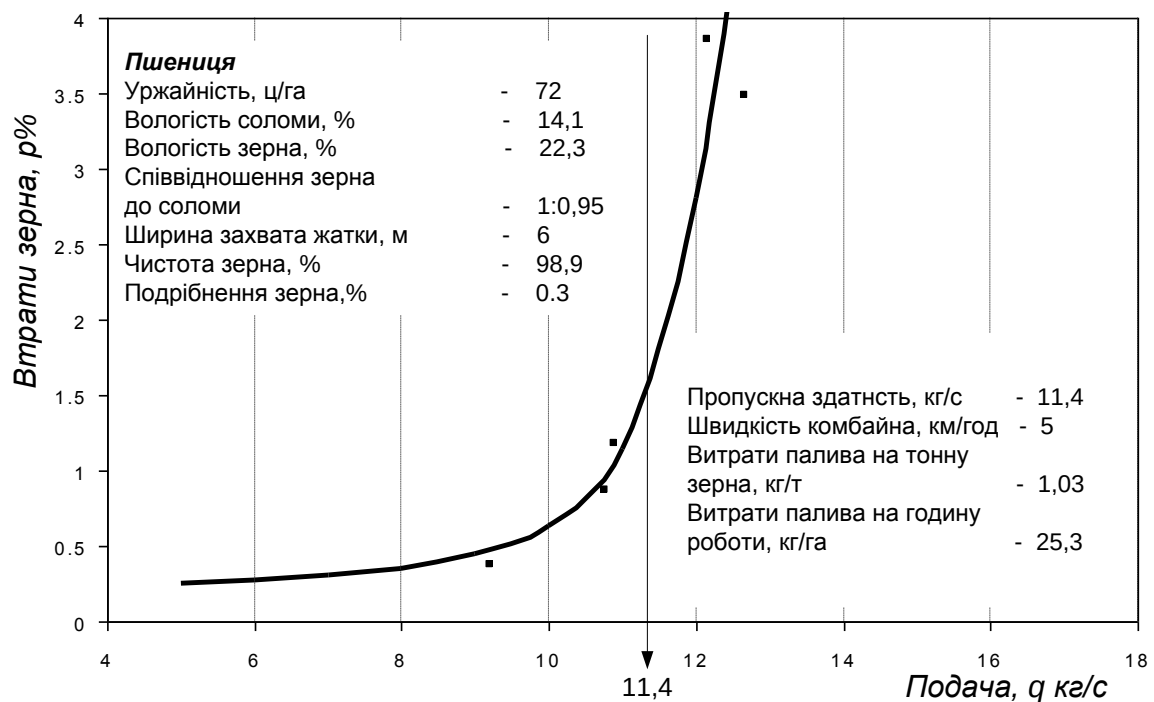


Рис. 1. Залежність втрат зерна за молотаркою комбайна «Dominator 108 SL Maxi» від подачі.

Подібна графічна залежність продуктивності від механічних втрат не знайшла теоретичного обґрунтування. Автори приведеної графічної залежності не приводять паралельно графічну залежність збільшення втрат потужності двигуна на обмолот хлібостою об'ємом 1 кг/с і на її подрібнення, затраченої потужності на рух комбайна.

Результати досліджень. Із приведених на рис. 1 характеристик невідомо за рахунок якого чинника збільшується пропускну здатність, якщо характеристики і особливо співвідношення зерна до соломи $1:0,95=const$, ширина захвату жатки $= const$, швидкість комбайна $V_p = 5$ км/год $= const$, витрата палива $= const$. Корпорація АГКО в інформаційних проспектах до фірмових комбайнів наводять графічну залежність продуктивності залежно від відносних значень втрат за молотаркою (рис. 2). В коментарях до

рис. 2 наводиться наступний текст. «Що означають втрати зерна? Чи можна вести збирання з більшою швидкістю?» Допустима величина втрат залежить від поточної ситуації і умов, в яких ведеться збирання. Наприклад може очікуватися зміна погоди, після якої по прогнозу однієї-двох неділей буде йти дощ. В цьому випадку збирання прийдеться проводити з більшою швидкістю, щоб зібрати більше зерна не дивлячись на те, що його втрати збільшаться».

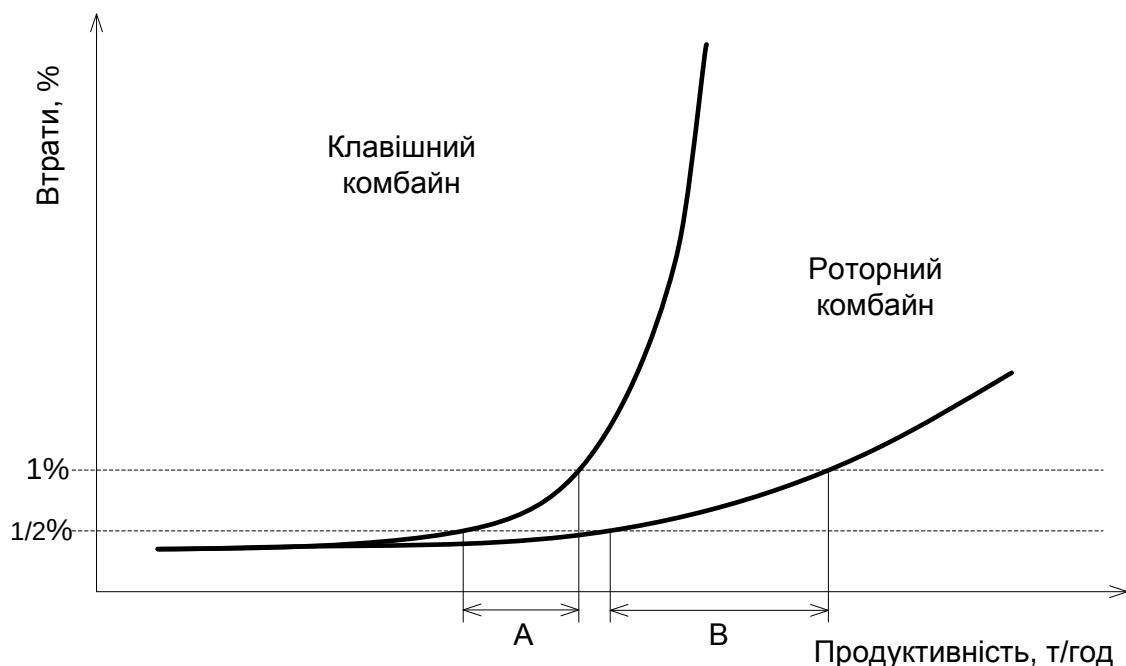


Рис. 2. Залежність продуктивності ЗК корпорації АГКО від механічних втрат за МПС комбайнів.

При збиранні комбайнами традиційної конструктивної схеми по мірі наближення до межі пропускної здатності сепаруючого пристрою механічні втрати різко підвищуються. В результаті підвищення втрат від 0,5 % до 1,0 % відповідає дуже не значний приріст продуктивності. Оскільки в роторних комбайнах сепарація виконується більш ефективно, приріст продуктивності буде вищий.

За постулатом В.М. Горячкина [1] природні і фізичні явища і процеси мають три стадії розвитку:

- початкова із позитивним прискоренням (по вигнутій кривій);
- середня по інерції (по прямій або близько до неї);
- кінцева із від'ємним прискоренням (по випуклій).

В цілому графік такого процесу В.М. Горячкін представив S-подібною інтегральною кривою (рис. 3).

Цей фундаментальний постулат має велике значення для оцінки стану динаміки любого процесу, так як дає координати його розвитку. Для аналізу процесу В.М. Горячкін розглядає такий вираз:

$$\frac{dx}{dt} = a - x, \quad (2)$$

де dx – змінна параметру процесу; dt – змінна часу; a – границя (межа) параметра x .

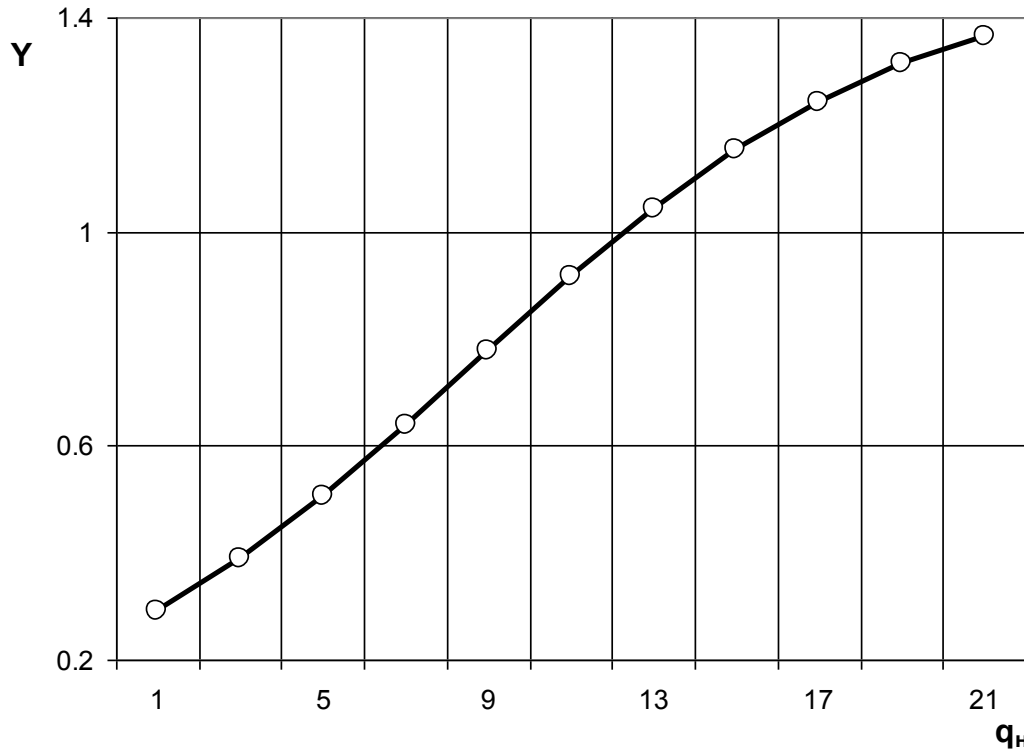


Рис. 3. Залежність пропускної здатності ЗК від механічних втрат.

Професор Жалнін Є.М. показав [2, 3], що для робочої характеристики ЗК можна використати постулат Гарячкина В.М. для диференціального рівняння з відокремленими коефіцієнтами:

$$\frac{dy}{dg} = ky(y_{gp} - y), \quad (3)$$

де y – поточні механічні відносні витрати зерна за МСП ЗК; k – коефіцієнт інтенсивності процесу наростання втрат зерна; y_{gp} – граничні витрати зерна; g – подача хлібної маси в молотарку кг/с.

Для рішення рівняння виконаємо алгебраїчна перетворення:

$$\frac{dy}{ky(y_{gp} - y)} = dg. \quad (4)$$

Проінтегруємо обидві частини рівняння:

$$\int dg = \int \frac{dy}{ky(y_{gp} - y)}. \quad (5)$$

Розглянемо окремо частину рівняння:

$$\int \frac{dy}{ky(y_{zp} - y)} = \frac{1}{k} \int \frac{dy}{y(y_{zp} - y)}. \quad (6)$$

Розкладемо підінтегральний вираз на елементарні дробі:

$$\frac{1}{y(y_{zp} - y)} = \frac{A}{y} + \frac{B}{y(y_{zp} - y)} = \frac{A(y_{zp} - y) + By}{y(y_{zp} - y)}. \quad (7)$$

Тоді прирівнявши чисельник дробів, знайдемо А і В методом невизначених коефіцієнтів:

$$1 = Ay_{zp} - Ay + By. \quad (8)$$

Прирівнюючи коефіцієнти при однакових степенях маємо:

$$\int \frac{dy}{ky(y_{zp} - y)} = \frac{1}{k} \left(\frac{1}{y_{zp}} + \frac{1}{y_{zp} - y} \right) dy = \frac{1}{ky_{zp}} \int \left(\frac{1}{y} + \frac{1}{y_{zp} - y} \right) dy = \quad (9)$$

$$\frac{1}{ky_{zp}} \left(\frac{1}{ky_{zp}} y - \ln(y_{zp} - y) \right) + C$$

Або в загальному матимемо наступне рівняння:

$$g_u = \frac{1}{ky_{zp}} \left(\ln \frac{y}{y_{zp} - y} + \ln \frac{1}{C} \right), \text{ де } C - \text{довільна const} \quad (10)$$

$$ky_{zp} g_u = \ln \frac{y}{C(y_{zp} - y)}, \text{ тоді} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \frac{y}{(y_{zp} - y)} &= C \exp(ky_{zp} g_u), \\ y(1 + C \exp(ky_{zp} g_u)) &= y_{zp} C \exp(ky_{zp} g_u), \\ y &= \frac{y_{zp} C \exp(ky_{zp} g_u)}{1 + C \exp(ky_{zp} g_u)} = \frac{y_{zp}}{1 + C^{-1}(-ky_{zp} g_u)}, \\ y &= \frac{y_{zp} C \exp(ky_{zp} g_u)}{C + \exp(ky_{zp} g_u)}. \end{aligned} \quad (12)$$

Для початкових умов $y(0)=0,1\%$, константа С становитиме $C=5$. Після деяких перетворень 12 отримаємо рівняння:

$$y = \frac{y_{zp} \exp(ky_{zp} g)}{\exp(ky_{zp} g) + C}. \quad (13)$$

Враховуючи початкову умову $y(0)=0,1\%$ і прийнявши $y_{zp}=1,5$; $k=0,125$, для загального рівняння маємо:

$$0.1 = \frac{y_{\text{зр.}}}{1+C} \Rightarrow C = 10y_{\text{зр.}} - 1, \text{ (визначення константи).} \quad (14)$$

Отже рівняння в загальному матиме вигляд:

$$y = \frac{y_{\text{зр.}} \exp(ky_{\text{зр.}} g)}{\exp(ky_{\text{зр.}} g) + 10y_{\text{зр.}} - 1}. \quad (15)$$

Розрахунок рівняння 15 проведемо для значень k (0,125; 0,25; 0,5; 0,75; 1,0), та значення втрат $y_{\text{зр.}}$ (1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 3,5).

Отримані графічні залежності продуктивності через пропускні здатності, та значення втрат зерна показані на рис. 4.

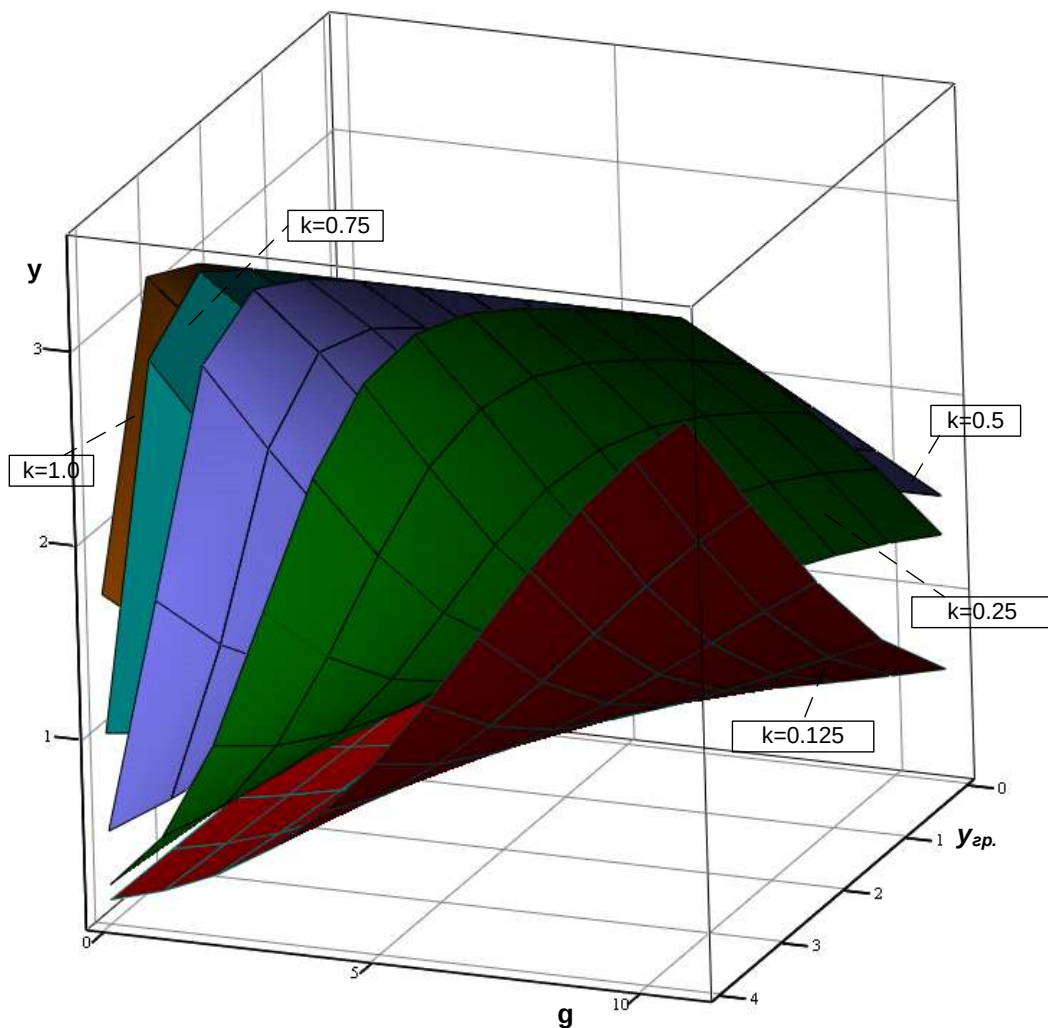


Рис. 4. Поверхні закономірностей зміни механічних втрат від ступеню завантаженості молотарки через пропускні здатність МПС.

У всіх варіантах дослідження закономірностей зміни механічних втрат від ступеня завантаженості молотарки через

пропускну здатність МСП, граничним показником слугує значення втрат зерна за МСП від валового збору урожаю.

При досягненні граничного значення механічних втрат в кабіні на дисплеї для оператора висвічується червоний сигнал і звуковий зумер, який слугує візуальним і звуковим обмежувальним фактором для зменшення робочої швидкості і відповідно завантаження молотарки через зменшення пропускної здатності (кг/с).

Графічні залежності показані на рис. 4 не підтверджують закономірність змiну механічних втрат залежно від підвищення завантаження молотарки (кг/с), приведені на рис. 1, рис. 2.

Графічні залежності (рис. 4) зростання механічних втрат зерна із збільшенням завантаженості молотарки в більшій мірі нагадують S-подібну криву, яку передбачив Гарячкін (рис. 3).

Знайдемо точку перегину для функції, яка вкаже нам навантаження, при якому починає сповільнюватися швидкість змiни y . Перепишемо функцію у вигляді: $y = y_{\text{сп.}} (1 + C \exp(-ky_{\text{сп.}} g_n))^{-1}$, тоді

$$y' = y_{\text{сп.}} \frac{C \exp(-ky_{\text{сп.}} g_n) \cdot (-ky_{\text{сп.}})}{(1 + C \exp(-ky_{\text{сп.}} g_n))^2} = -Cky_{\text{сп.}}^2 \frac{\exp(-ky_{\text{сп.}} g_n)}{(1 + C \exp(-ky_{\text{сп.}} g_n))^2};$$

$$y'' = -Cky_{\text{сп.}}^2 \frac{\exp(-ky_{\text{сп.}} g_n) \cdot (-ky_{\text{сп.}}) \cdot (1 + C \exp(-ky_{\text{сп.}} g_n))^2 - 2(1 + C \exp(-ky_{\text{сп.}} g_n)) \cdot C \exp(-ky_{\text{сп.}} g_n) \cdot (-ky_{\text{сп.}}) \cdot \exp(-ky_{\text{сп.}} g_n)}{(1 + C \exp(-ky_{\text{сп.}} g_n))^4} =$$

$$= Ck^2 y_{\text{сп.}}^3 \exp(-ky_{\text{сп.}} g_n) \frac{(1 + C \exp(-ky_{\text{сп.}} g_n)) - 2C \exp(-ky_{\text{сп.}} g_n)}{(1 + C \exp(-ky_{\text{сп.}} g_n))^3} =$$

$$= Ck^2 y_{\text{сп.}}^3 \exp(-ky_{\text{сп.}} g_n) \frac{1 - C \exp(-ky_{\text{сп.}} g_n)}{(1 + C \exp(-ky_{\text{сп.}} g_n))^3}$$

$$y'' = 0, \text{ отже маємо:}$$

$$1 - C \exp(-ky_{\text{сп.}} g_n) = 0 \text{ або } \exp(ky_{\text{сп.}} g_n) = C, \quad (18)$$

$$ky_{\text{сп.}} g_n = \ln(C), \text{ а звідси } g_n = \frac{\ln(C)}{ky_{\text{сп.}}} - \text{точка перегину.} \quad (19)$$

$$\text{Якщо } y(0) = 0,1\%, \text{ тоді } g_n = \frac{\ln(10y_{\text{сп.}} - 1)}{ky_{\text{сп.}}}. \quad (20)$$

Врахувавши ті ж самі значення коефіцієнта осипання зерна та граничного значення втрат за МСП була побудована поверхня та графіки розподілу пропускної здатності (рис. 5, рис. 6).

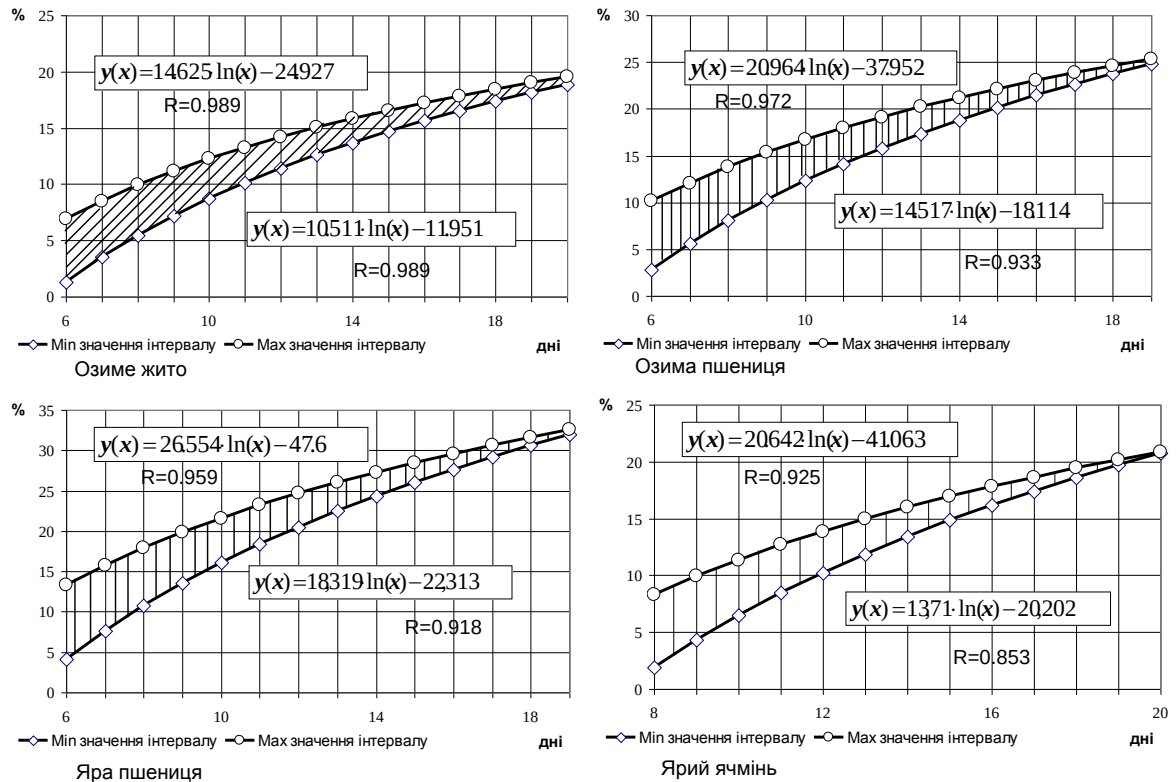


Рис. 5. Закономірність зміни біологічних втрат вирощеного урожаю залежно від терміну збирання.

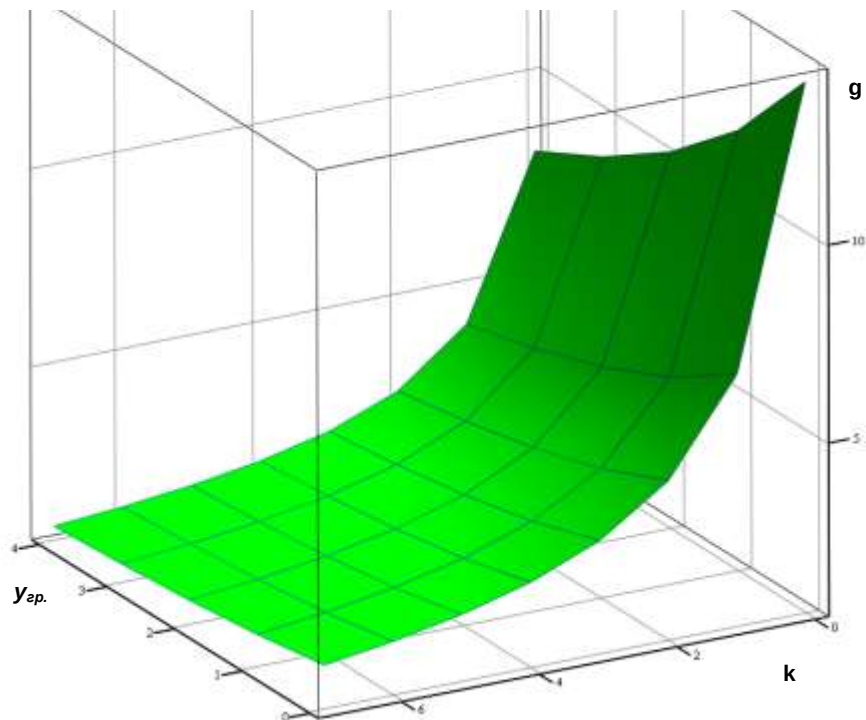


Рис. 6. Характеристична залежність пропускної здатності від коефіцієнта осипання зерна (k) та граничного значення втрат за МСП.

Статистична обробка числових значень відносних втрат урожаю від осипання $y(x)$ від тривалості комбайнування дозволило отримати емпіричні залежності для $\max$ і $\min$ значень інтервалу:

1. Озиме жито: $\max y(x) = 14.625 \ln(x) - 24.927$, $R = 0.989$; (21)

$\min y(x) = 10.511 \ln(x) - 11.951$, $R = 0.989$. (22)

2. Озима пшениця: $\max y(x) = 20.964 \ln(x) - 37.952$, $R = 0.972$; (23)

$\min y(x) = 14.517 \ln(x) - 18.114$, $R = 0.933$. (24)

3. Яра пшениця: $\max y(x) = 26.554 \ln(x) - 47.6$, $R = 0.959$; (25)

$\min y(x) = 18.3191 \ln(x) - 22.313$, $R = 0.918$. (26)

4. Ярий ячмінь: $\max y(x) = 20.642 \ln(x) - 41.063$, $R = 0.925$; (27)

$\min y(x) = 13.71 \ln(x) - 20.202$, $R = 0.853$. (28)

Висновки

Теоретичні дослідження зміни продуктивності від механічних втрат дозволяють зробити наступні висновки:

1. Графічна залежність показана на рис. 1, рис. 2 може мати місце коли зернові культури дозріли і знаходяться в стані «спокою» в межах 5–6 діб агростроків жнив, коли натуральне осипання знаходиться в межах 0.01...0.05% від валового збору по прогнозованій площі для збирання при умові, що культура дозріває одночасно. Закони агробіології стверджують. Що 4-5 мільйонів стебел озимої пшениці, що знаходяться на 1 га площі не можуть одночасно дозріти, тобто початковий коефіцієнт натурального осипання більше 0,1% від валового збору, тому графічна залежність продуктивності від механічних втрат подібна до показаної на рис. 1, рис. 2.

2. За аналітичними виразами 15 досліджено залежність продуктивності від допустимих механічних втрат за МПС комбайнів (рис. 4).

3. Аналітично досліджено точку перегину кривих продуктивності через пропускну здатність, залежно від прийнятих числових значень коефіцієнта наростання втрат і відносних значень граничних втрат.

4. При порівнянні відносних значень біологічних втрат від осипання із відносними і числовими значеннями допустимих втрат за МПС ЗК на 20-й день жнив виявилось, що біологічні втрати в об'ємі 18..19% перевищують допустимі механічні втрати в об'ємі 1.5% в 12 разів для озимого жита, в 16 разів для озимої пшениці, в 21 раз для ярої пшениці та в 14 разів для ярого ячменю. Порівняння фактичних втрат. Зафіксованих під час жнив за комбайном ДОН-1500, які за середніми значеннями не перевищують 0.6% показують, що біологічні втрати 20 днів жнив перевищують механічні втрати в межах 20...40 разів.

5. Маса механічних втрат за МПС комбайнів за середніми значеннями складає 0,6% від валового збору, тобто 6 кг із кожної зібраної тони зернових. Ринкова вартість 6 кг становить приблизно 11 грн. Вартість 1 тони продовольчого зерна на 20\$ дорожче ніж фуражної продукції, яка формується через затягування строків жнив. Збитки які несуть сільгоспвиробники від зниження якості зерно на кожній тоні, без врахування біологічних втрат від осипання, складає орієнтовно 200 грн., що у 18-20 разів більше від механічних втрат 11 грн.

Список літератури

1. Горячкин В.П. Собрание сочинений. Том первый. Изд-во второе / В.П. Горячкин. – М.: Колос, 1968. – 720 с.
2. Жалнин Э.В. Развитие учения В.П. Горячкина в области зерноуборочной техники / Э.В. Жалнин // Техника в сельском хозяйстве. – 2004. – № 6. – С. 23–30.
3. Жалнин Э.В. О переводе физических зерноуборочных комбайнов эталонные / Э.В. Жалнин, М.Ш. Жикинбаев, В.С. Пьянов // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – № 6. – С. 37–40.
4. Маслов Г.Г. Методика комплексной оценки эффективности сравниваемых машин / Г.Г. Маслов // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – №10. – С. 31–33.
5. Демко А.А. Динамическая модель расчета пропускной способности молотильно-сепарирующего устройства зерноуборочного комбайна / А.А. Демко, О.В.Надточій, О.А. Демко // Сб. ст. международной научно-практической конференции "Техника будущего: перспективы развития сельскохозяйственной техники". ВПО "Кубанский ГАУ". – Краснодар, 2013. – С. 30–34.

Предложена теоретическая зависимость производительности зерноуборочных комбайнов от механических потерь, возникающих за молотильно-сепарирующим устройством. Определена характеристическая зависимость пропускной способности ЗК от длительности уборки через коэффициент осыпания зерна и предельного значения потерь за МСУ.

Производительность, пропускная способность, осыпание зерна, молотильно-сепарирующее приспособление.

The theoretical dependence of production grainharvesters combine from mechanical losses arising for threshing and separating device. The characteristic dependence of capacity of duration of grainharvesters combine factor shedding through harvesting grain and limit losses in threshing and separating device.

Production, capacity, shedding grain, threshing-separating device.

4. Привалов О.Е. Эффективность производства молока и факторы, ее определяющие / О.Е. Привалов, Ю.А. Беляев // Естествознание и гуманизм: Сб. науч. тр. – Томск, 2005. – С. 46–48.

5. Ткаченко Т.В. Особливості ринку молока та молокопродуктів України. // Т.В. Ткаченко, О.В. Арнаута // Збірник наукових праць II міжнародної науково-практичної конференції Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2012. – Ч. I. – С. 90–91.

В статье предложены технологические схемы производства молочной продукции, которые внедрены в учебно-производственном подразделении ЮФ НУБиП Украины "Крымский агротехнологический университет" путем создания учебно-научно-производственного животноводческого комплекса, а также учебно-технологической лаборатории переработки молока.

Молочное сырье, молочная продукция, поголовье животных, себестоимость, прибыль.

The paper consisted technological production scheme of dairy products, which are embedded in training and production unit SB NULES of Ukraine «Crimean AgroTechnological University» by creating educational, scientific and industrial livestock complex, as well as educational and technological laboratory processing of milk.

Livestock raw, livestock products, number of animals, average cost, profit.

УДК 621.87

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЇ СТРІЛОВОЇ СИСТЕМИ БАШТОВОГО КРАНУ ЗА ДИНАМІЧНИМ КРИТЕРІЄМ

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
О.Г. Шевчук, магістр***

В статті розв'язана варіаційна задача по оптимізації режиму руху шарнірно-зчленованої стрілової системи баштового крану за динамічним критерієм при якому усуваються коливання вантажу. Результати розв'язку показані графічними залежностями.

Коливання, вантаж, закон руху, баштовий кран.

© В.С. Ловейкін, О.Г. Шевчук, 2014

Постановка проблеми. Баштові крани з шарнірно-зчленованою стріловою системою використовуються для висотного будівництва [1]. Стрілова система таких кранів складається з основної та допоміжної секцій, що з'єднуються між собою шарнірно (рис. 1). Допоміжна секція знаходиться в горизонтальному положенні (за рахунок приєднаного чотириланкового механізму), по якій рухається вантажний візок.

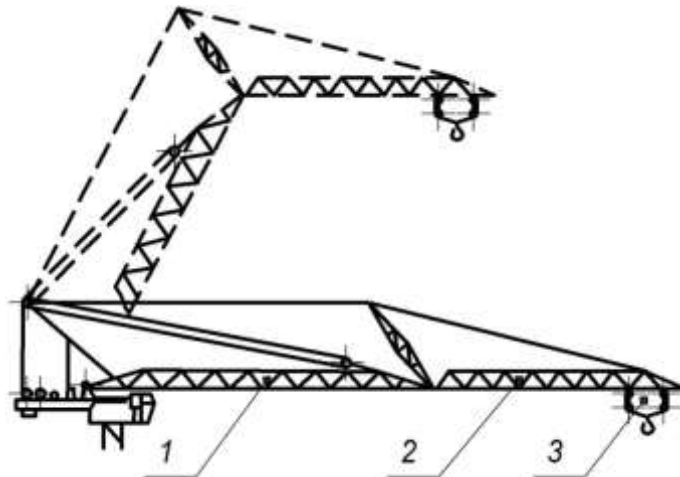


Рис. 1. Шарнірно-зчленована стрілова система: 1 – основна секція; 2 – допоміжна секція; 3 – вантажний візок.

Зміна вильоту в таких кранах здійснюється як при русі візка, так і за рахунок підйому (опускання) стрілової системи. При зміні вильоту за рахунок переміщення стрілової системи виникають коливання вантажу, які тривають протягом усього періоду руху та впливають на нерівномірність роботи механізму підйому стрілової системи, а також на динамічні навантаження в металоконструкції та ланках механізмів [2]. Для усунення таких недоліків необхідно провести оптимізацію режиму руху шарнірно-зчленованої стрілової системи.

Аналіз останніх досліджень. Оптимізації режимів руху механізмів вантажопідйомних машин присвячено багато робіт [3-7]. Так, наприклад, у статті [4] визначені оптимальні режими руху механізму зміни вильоту, які мінімізують відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі. В роботі [5] наведено спосіб зменшення коливань вантажу на гнучкому підвісі при роботі механізму повороту стрілового крана під час перехідних процесів шляхом оптимізації режиму пуску і гальмування за динамічним критерієм. У статті [6] вирішена варіаційна задача визначення оптимального режиму руху механізму вантажопідйомної машини з електроприводом постійного струму. В роботі [7] виконано моделювання руху мостового крана де оптимальне приводне зусилля крана реалізовано способом

частотного регулювання електродвигуна. Проведена оцінка ефективності оптимального управління за енергетичними, електричними, динамічними і кінетичними показниками. Встановлені раціональні налаштування приводу для якісної реалізації оптимального управління.

Спираючись на раніше проведені дослідження, запропоновано провести оптимізацію режиму зміни вильоту баштового крана з шарнірно зчленованою стріловою системою при русі стріли за динамічним критерієм.

Мета досліджень – визначити оптимальний режим зміни вильоту баштового крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою при роботі механізму підйому стрілової системи, мінімізацією динамічних навантажень та усуненням коливань вантажу.

Результати досліджень. Для проведення оптимізації руху шарнірно-зчленованої стрілової системи з гнучким підвісом вантажу виберемо тримасову динамічну модель (рис. 2). Вона складається зі основної та допоміжної секцій стрілової системи з масами m_0 та m_1 відповідно, з візка масою m_2 і вантажу масою m_3 , підвішеному на гнучкому канаті довжиною l . На основну секцію діє рушійний момент M_p . Вважаємо, що канати нерозтяжні, невагомі і абсолютно гнучкі, маса вантажу зосереджена в одній точці, коливання вантажу малі й відбуваються лише в площині руху візка. Пружністю елементів привідного механізму нехтуємо, оскільки частоти їхніх коливань приблизно на порядок більші за частоту коливань вантажу і на коливання останнього не впливають[8]. За узагальнені координати цієї моделі прийняті кутові координати переміщення шарнірно-зчленованої системи α , а також відхилення підвісу вантажу від вертикалі ν .

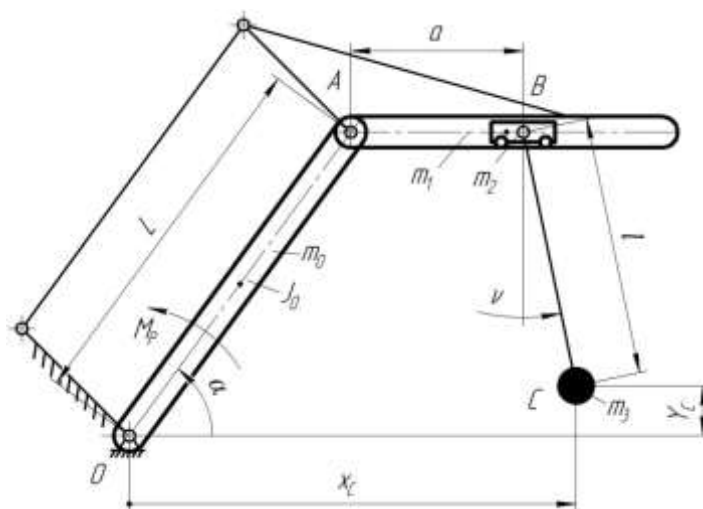


Рис. 2. Динамічна модель руху шарнірно-зчленованої стрілової системи баштового крану.

Визначимо швидкості основних елементів системи. Враховуючи, що вантажний візок не переміщується відносно основної секції шарнірно-зчленованої стрілової системи запишемо:

$$v_B = v_A. \quad (1)$$

Швидкості точок A і C визначаються такими виразами:

$$v_A = \dot{\alpha}L; \quad (2)$$

$$\begin{cases} x_C = a + L \cos \alpha + l \sin \nu; \\ y_C = L \sin \alpha - l \cos \nu; \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} \dot{x}_C = -\dot{\alpha}L \sin \alpha + \dot{\nu}l; \\ \dot{y}_C = \dot{\alpha}L \cos \alpha; \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} v_C &= \sqrt{\dot{x}_C^2 + \dot{y}_C^2} = \sqrt{(-\dot{\alpha}L \sin \alpha + \dot{\nu}l)^2 + \dot{\alpha}^2 L^2 \cos^2 \alpha} = \\ &= \sqrt{\dot{\alpha}^2 L^2 + \dot{\nu}^2 l^2 - 2\dot{\alpha}\dot{\nu}Ll \sin \alpha}, \end{aligned} \quad (5)$$

де L – довжина основної секції стрілової системи.

Запишемо вирази для кінетичної та потенціальної енергій шарнірно-зчленованої стрілової системи з візком і вантажем:

$$T = \frac{1}{2} J_0 \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} (m_1 + m_2) \dot{\alpha}^2 L^2 + \frac{1}{2} m_3 (\dot{\alpha}^2 L^2 + \dot{\nu}^2 l^2 - 2\dot{\alpha}\dot{\nu}Ll \sin \alpha), \quad (6)$$

де J_0 – момент інерції основної секції стрілової системи відносно осі обертання.

$$\Pi = \frac{1}{2} m_0 g L \sin \alpha + (m_1 + m_2) g L \sin \alpha + m_3 g (L \sin \alpha - l \cos \nu). \quad (7)$$

Спростивши вираз (7) отримаємо:

$$\Pi = \left\{ \left[\frac{1}{2} m_0 + (m_1 + m_2) + m_3 \right] L \sin \alpha - m_3 l \cos \nu \right\} g. \quad (8)$$

На основі рівнянь Лагранжа другого роду складемо рівняння руху цієї системи.

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} - \frac{\partial T}{\partial \alpha} = M_p - \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\nu}} - \frac{\partial T}{\partial \nu} = - \frac{\partial \Pi}{\partial \nu}. \end{cases} \quad (9)$$

Визначимо усі елементи системи рівнянь (9):

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \alpha} &= \frac{1}{2} m_3 (2L^2 \alpha - 2lL \cos \alpha \dot{\nu}); \quad \frac{\partial T}{\partial \nu} = 0; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} &= J_0 \dot{\alpha} + L^2 (m_1 + m_2) \dot{\alpha} - m_3 \dot{\nu} L \sin \alpha; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\nu}} = \frac{1}{2} m_3 (l^2 - 2lL \sin \alpha \dot{\alpha}); \\ \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha} &= gL \cos \alpha \left(\frac{m_0}{2} + m_1 + m_2 + m_3 \right); \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \nu} = m_3 g L \sin \nu. \end{aligned} \quad (10)$$

Підставимо вирази (10) у систему рівнянь (9) та виконаємо математичні спрощення після чого отримаємо:

$$\begin{cases} (J_0 + L^2(m_1 + m_2 + m_3))\ddot{\alpha} - m_3 l L \sin \alpha \ddot{v} = \\ = M_p - gL \cos \alpha \left(\frac{m_0}{2} + m_1 + m_2 + m_3 \right); \\ L(\cos \alpha \dot{\alpha}^2 + \sin \alpha \ddot{\alpha}) - l \ddot{v} = g \sin \nu. \end{cases} \quad (11)$$

Припустимо, що кутова координата переміщення стрілової системи α при зміні вильоту стрілової системи змінюється на кут $\Delta\alpha$, тобто:

$$\alpha = \alpha_0 + \Delta\alpha. \quad (12)$$

де α_0 - значення кута переміщення основної секції стрілової системи на початку періоду руху.

Звідси випливає, що:

$$\dot{\alpha} = \Delta\dot{\alpha}; \ddot{\alpha} = \Delta\ddot{\alpha}; \quad (13)$$

$$\sin \alpha = \sin(\alpha_0 + \Delta\alpha) = \sin \alpha_0 \cos \Delta\alpha + \cos \alpha_0 \sin \Delta\alpha; \quad (14)$$

$$\cos \alpha = \cos(\alpha_0 + \Delta\alpha) = \cos \alpha_0 \cos \Delta\alpha - \sin \alpha_0 \sin \Delta\alpha. \quad (15)$$

Оскільки кути відхилення підвісу вантажу від вертикалі та переміщення шарнірно-зчленованої стрілової системи змінюються в незначних межах тому припустимо, що

$$\sin \nu = \nu; \quad (16)$$

$$\cos \Delta\alpha = 1; \quad (17)$$

$$\sin \Delta\alpha = \Delta\alpha. \quad (18)$$

Перепишемо рівняння руху (11) з врахуванням виразів (12)-(18):

$$\begin{cases} (J_0 + L^2(m_1 + m_2 + m_3))\Delta\ddot{\alpha} - m_3 l L \times \\ \times (\sin \alpha_0 \cos \Delta\alpha + \cos \alpha_0 \sin \Delta\alpha) \ddot{v} = \\ = M_p - gL(\cos \alpha_0 \cos \Delta\alpha - \sin \alpha_0 \sin \Delta\alpha) \times \left(\frac{m_0}{2} + m_1 + m_2 + m_3 \right); \\ (\cos \alpha_0 \cos \Delta\alpha - \sin \alpha_0 \sin \Delta\alpha) L \Delta \dot{\alpha}^2 + \\ + (\sin \alpha_0 \cos \Delta\alpha + \cos \alpha_0 \sin \Delta\alpha) L \Delta \ddot{\alpha} - l \ddot{v} = g \nu. \end{cases} \quad (19)$$

За критерій оптимізації приймемо мінімізацію середньоквадратичного значення рушійного моменту протягом періоду руху:

$$I = \left[\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} M_p^2 dt \right]^{1/2} \rightarrow \min, \quad (20)$$

де t_1 – період руху.

Для усунення коливань вантажу в кінці періоду руху необхідно і достатньо забезпечити такі умови:

$$\nu(t_1) = 0; \quad (21)$$

$$\dot{\nu}(t_1) = 0. \quad (22)$$

Оптимізацію виконаємо за допомогою прямого варіаційного методу[9]. Для цього приймемо базисну функцію зміни кутової координати переміщення основної секції стрілової системи.

У відповідності до поставленої задачі

$$\begin{cases} t = 0 : \Delta\alpha_B = \alpha_0; \Delta\dot{\alpha}_B = 0; \Delta\ddot{\alpha}_B = 0; \\ t = t_1 : \Delta\alpha_B = \alpha_{t_1}; \Delta\dot{\alpha}_B = 0; \Delta\ddot{\alpha}_B = 0. \end{cases} \quad (23)$$

де α_{t_1} – значення кута переміщення основної секції стрілової системи в кінці періоду руху.

Окрім умов (23) закон руху має виконувати три умови (20)-(22), тому в базисній функції має бути три параметри, які відповідають цим умовам. Приймемо базисну функцію у вигляді:

$$\Delta\alpha_B = \Delta\alpha + a_1\Delta\dot{\alpha} + a_2\Delta\ddot{\alpha} + a_3\Delta\ddot{\alpha}, \quad (24)$$

де a_1, a_2, a_3 , – параметри базисної функції.

Перший доданок виразу (24) забезпечує ненульові крайові умови, решта – нульові. Запишемо першу і другу похідну базисної функції:

$$\Delta\dot{\alpha}_B = \Delta\dot{\alpha} + a_1\Delta\ddot{\alpha} + a_2\Delta\ddot{\alpha} + a_3\Delta\alpha^{IV}; \quad (25)$$

$$\Delta\ddot{\alpha}_B = \Delta\ddot{\alpha} + a_1\Delta\ddot{\alpha} + a_2\Delta\alpha^{IV} + a_3\Delta\alpha^V. \quad (26)$$

З умов (23)-(26) випливає, що для визначення базисної функції $\Delta\alpha_B$ змінна $\Delta\alpha$ має забезпечувати такі умови руху:

$$\begin{cases} t = 0 : \Delta\alpha = \alpha_0; \Delta\dot{\alpha} = 0; \Delta\ddot{\alpha} = 0; \Delta\ddot{\alpha} = 0; \Delta\alpha^{IV} = 0; \Delta\alpha^V = 0; \\ t = T : \Delta\alpha = \alpha_{t_1} - \alpha_0; \Delta\dot{\alpha} = 0; \Delta\ddot{\alpha} = 0; \Delta\ddot{\alpha} = 0; \Delta\alpha^{IV} = 0; \Delta\alpha^V = 0. \end{cases} \quad (27)$$

Оскільки умов дванадцять тому розв'яжемо диференціальне рівняння дванадцятого порядку:

$$\Delta\alpha^{XII} = 0. \quad (28)$$

В результаті розв'язку рівняння (28) отримаємо:

$$\Delta\alpha = \frac{(252t^5 - 1386t^4t_1 + 3080t^3t_1^2 - 3465t^2t_1^3 + 1980tt_1^4 - 462t_1^5)}{t_1^{11}} \times (\alpha_0 - \alpha_T)t^6. \quad (29)$$

Підставивши вираз (29) у залежність (24), отримаємо (30). Підставимо вираз (30) у друге рівняння системи (19) і визначимо кутову координату відхилення вантажу від вертикалі для наступних параметрів системи: $T = 25с$; $m_0 = 5500кг$; $m_1 = 2500кг$; $m_2 = 500кг$; $m_3 = 6000кг$; $L = 26м$; $l = 15м$; $g = 9.81м/с^2$; $\alpha_0 = 1,1рад$; $\alpha_T = \pi/2 рад$ і таких початкових умов руху: $\nu(0) = 0$; $\dot{\nu}(0) = 0$.

$$\Delta\alpha_B = \left(\frac{(252t^5 - 1386t^4t_1 + 3080t^3t_1^2 - 3465t^2t_1^3 + 1980tt_1^4 - 462t_1^5)(\alpha_0 - \alpha_T)t^6}{t_1^{11}} + \right. \\ \left. + a_1 \left(\frac{2772t^5(t-t_1)^5(\alpha_0 - \alpha_{t_1})}{t_1^{11}} \right) + a_2 \left(\frac{13860t^4(t-t_1)^4(2t-t_1)(\alpha_0 - \alpha_{t_1})}{t_1^{11}} \right) + \right. \\ \left. a_3 \left(\frac{27720t^3(t-t_1)^3(9t^2 - 9tt_1 + 2t_1^2)(\alpha_0 - \alpha_{t_1})}{t_1^{11}} \right) \right). \quad (30)$$

В результаті розв'язку отримаємо поліном 31-порядку, який занадто громісткий тому у статті його наводити не будемо. Запишемо умовно:

$$v_B = f(a_1, a_2, a_3, t) \quad (31)$$

З першого рівняння системи (19) визначимо рушійний момент та підставимо в нього вирази (30), (31), в результаті чого будемо мати:

$$Mp = -(J_0 + L^2(m_1 + m_2 + m_3))\Delta\ddot{\alpha}_B + lLm_3(\sin\alpha_0 + \cos\alpha_0\Delta\alpha_B)\ddot{v}_B + \\ + gL\left(\frac{m_0}{2} + m_1 + m_2 + m_3\right)(\cos\alpha_0 - \sin\alpha_0\Delta\alpha_B). \quad (32)$$

Після чого визначимо значення підінтегрального виразу критерію (20).

Далі задача зводиться до визначення трьох коефіцієнтів, що входять до базисних функцій (a_1, a_2, a_3) , які б забезпечили такі умови:

$$\begin{cases} v_B(t_1) = 0; \\ \dot{v}_B(t_1) = 0; \\ \frac{\partial I}{\partial a_3} = 0. \end{cases} \quad (33)$$

Перша і друга умови системи рівнянь (33) усувають коливання вантажу в кінці періоду руху шарнірно-зчленованої стрілової системи, а третя забезпечує оптимізацію за критерієм (20).

Розв'язавши систему трансентдентних рівнянь (29), отримаємо такі результати:

$$\begin{aligned} a_1 &= 0.303; \\ a_2 &= 1.367; \\ a_3 &= 1.530. \end{aligned} \quad (34)$$

Побудуємо графіки (рис. 3) швидкості і прискорення основної секції шарнірно-зчленованої стрілової системи, а також графік зміни кутової координати відхилення підвісу вантажу від вертикалі і фазовий динамічний портрет оптимального руху вантажу (рис. 4) та графік (рис. 5) зміни рушійного моменту.

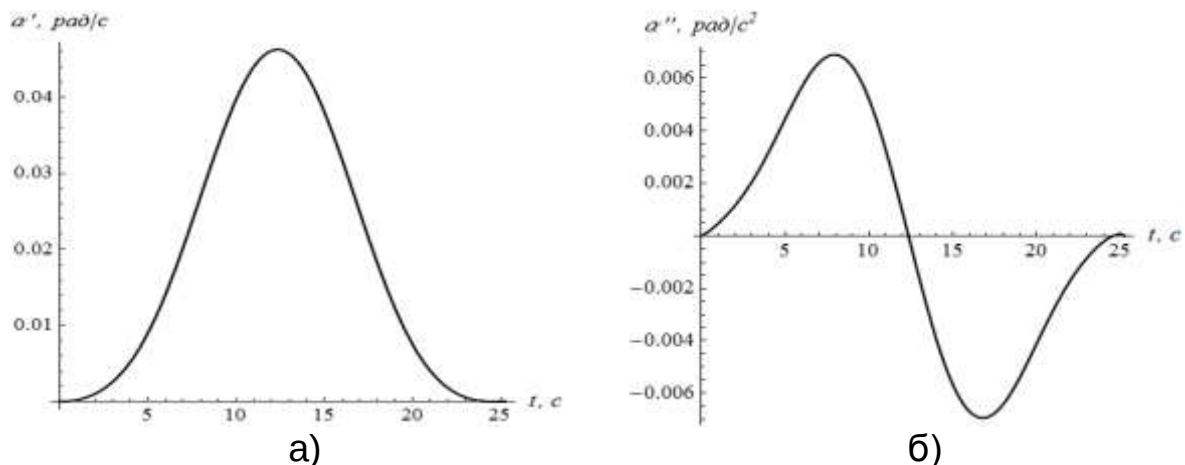


Рис. 3. Графіки зміни швидкості (б) та прискорення (в) основної секції шарнірно-зчленованої стрілової системи.

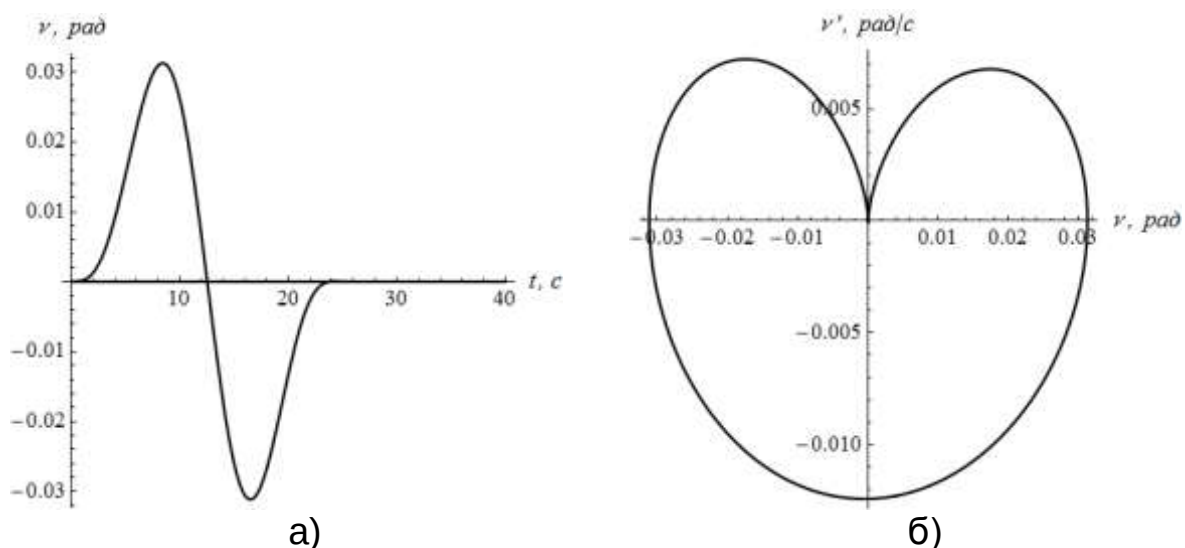


Рис. 4. Графік зміни кутової координати відхилення підвісу вантажу від вертикалі (а) та фазовий динамічний портрет оптимального руху вантажу (б).

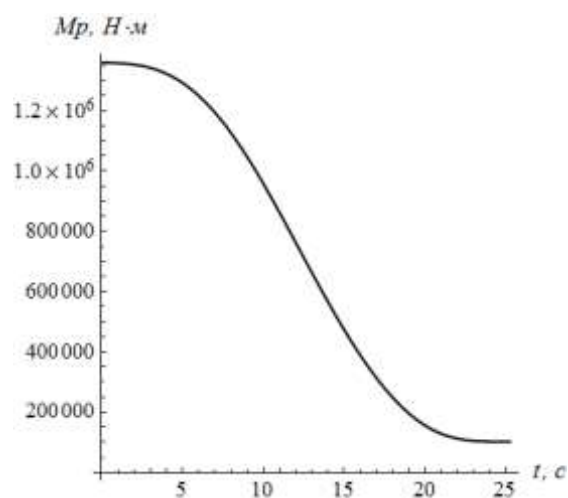


Рис. 5. Графік зміни рушійного моменту.

Як видно з графіків, зображених на рис. 3 рух шарнірно-зчленованої системи на ділянках перехідних процесів відбувається досить плавно, початкові і кінцеві швидкості та прискорення дорівнюють нулю, а також відсутня ділянка усталеного руху.

Під час розгону стрілової системи вантаж дещо відхиляється від точки підвісу (т.В) у протилежну від напрямку руху стрілової системи сторону (рис. 4,а), а під час гальмування відхиляється від точки підвісу за напрямком руху, проте коливання вантажу в кінці руху відсутні (рис. 4,б).

На рис. 5 початкове ненульове значення рушійного моменту зумовлено початковим значенням моменту опору від сил ваги стрілової системи, вантажного візка та вантажу проте при підйомі стрілової системи момент сил опору зменшується, що призводить і до зменшення рушійного моменту.

Висновки

В результаті проведених досліджень вирішена оптимізаційна задача зменшення динамічних навантажень в процесі зміни вильоту баштового крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою, яка дозволяє знизити динамічні навантаження, а також усунути коливання вантажу в кінці періоду руху.

Отримані результати можуть бути використані при розробці системи керування приводами баштового крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою.

Список літератури

1. Невзоров Л.А. Башенные краны / Л.А. Невзоров. – К.: Высшая школа, 1980. – 326 с.
2. Ловеikin В.С. Аналіз зміни вильоту баштового крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою / В.С. Ловеikin, О.Г. Шевчук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2013. – № 82. – С. 20–27.
3. Смехов А.А. Оптимальное управление подъемно-транспортных машин / А.А. Смехов. – М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.
4. Ромасевич Ю.О. Оптимізація режиму зміни вильоту вантажу баштового крана за одиничними кінематичними критеріями / Ю.О. Ромасевич, Г.В. Шумілов // Motrol. – 2011. – Vol. 13B. – P. 167–173.
5. Ловеikin В.С. Оптимизация динамического режима поворота стрелового крана / В.С. Ловеikin, В.А. Мельниченко // Motrol. – 2013. – Vol. 15. – №3. – P. 70–75.
6. Ловеikin В.С. Оптимизация уравнения движения механизмов грузоподъемных машин с электроприводом постоянного тока / В.С. Ловеikin, Ю.А. Ромасевич // Motrol. – 2013. – Vol. 15. – №3. – P. 65–69.
7. Ловеikin В.С. Оптимизация режима разгона одномассовой динамической системой с интегральными ограничениями / В.С. Ловеikin, Ю.А. Ромасевич // Motrol. – 2012. – Vol. 14. – №3. – P. 158–163.
8. Ловеikin В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / В.С. Ловеikin. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.

9. Ловейкин В.С. Оптимізація розгону одномасових механічних систем прямим варіаційним методом / В.С. Ловейкин, Ю.О. Ромасевич // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2011. – Вип. 45. – С. 96–102.

В статье решена вариационная задача по оптимизации режима движения шарнирно-сочлененной стреловой системы башенного крана по динамическому критерию, при котором устраняются колебания груза. Результаты решения показаны графическими зависимостями.

Колебания, груз, закон движения, башенный кран.

The paper solved the variation problem to determine mode of motion of articulated jib of tower crane in which removed payload oscillations. The results are demonstrated into graphical view.

Oscillations, load, mode of motion, tower crane.

УДК 662.767.3

СОБІВАРТІСТЬ НАСІННЯ ОЛІЙНИХ КУЛЬТУР ДЛЯ ПЕРЕРОБКИ В БІОДИЗЕЛЬ

В.М. Поліщук, кандидат технічних наук

Наведена методика визначення собівартості вирощування насіння олійних культур для виробництва біопалива. Встановлені функціональні залежності собівартості вирощування насіння олійних культур від їх урожайності.

Олійні культури, озимий ріпак, соя, соняшник, біодизель, біопаливо, собівартість, урожайність.

Постановка проблеми. Сировиною для виробництва біодизеля можуть бути олія, отримана із насіння олійних культур (соняшнику, сої, ріцини, льону, сімейства свиріп'яних рослин, до яких належать ріпак, гірчиця, ріжій, олійна редька, свиріпа), жири, отримані із мікроскопічних водоростей, відпрацьована рослинна олія харчових виробництв [1], технічні тваринні жири [2].

© В.М. Поліщук, 2014

9. Ловейкин В.С. Оптимізація розгону одномасових механічних систем прямим варіаційним методом / В.С. Ловейкин, Ю.О. Ромасевич // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2011. – Вип. 45. – С. 96–102.

В статье решена вариационная задача по оптимизации режима движения шарнирно-сочлененной стреловой системы башенного крана по динамическому критерию, при котором устраняются колебания груза. Результаты решения показаны графическими зависимостями.

Колебания, груз, закон движения, башенный кран.

The paper solved the variation problem to determine mode of motion of articulated jib of tower crane in which removed payload oscillations. The results are demonstrated into graphical view.

Oscillations, load, mode of motion, tower crane.

УДК 662.767.3

СОБІВАРТІСТЬ НАСІННЯ ОЛІЙНИХ КУЛЬТУР ДЛЯ ПЕРЕРОБКИ В БІОДИЗЕЛЬ

В.М. Поліщук, кандидат технічних наук

Наведена методика визначення собівартості вирощування насіння олійних культур для виробництва біопалива. Встановлені функціональні залежності собівартості вирощування насіння олійних культур від їх урожайності.

Олійні культури, озимий ріпак, соя, соняшник, біодизель, біопаливо, собівартість, урожайність.

Постановка проблеми. Сировиною для виробництва біодизеля можуть бути олія, отримана із насіння олійних культур (соняшнику, сої, ріцини, льону, сімейства свиріп'яних рослин, до яких належать ріпак, гірчиця, ріжій, олійна редька, свиріпа), жири, отримані із мікроскопічних водоростей, відпрацьована рослинна олія харчових виробництв [1], технічні тваринні жири [2].

© В.М. Поліщук, 2014

Основною проблемою переробки відпрацьованих рослинних олій і технічних тваринних жирів є те, що в них міститься багато вільних жирних кислот, які не можуть бути трансформовані в біодизельне паливо з використанням традиційного лужного каталізатора на основі гідроксиду калію [2]. Тому технологія переробки відпрацьованих і некондиційних рослинних і тваринних жирів в біодизель є набагато складнішою, порівняно із переробкою технічних олій, а вихід біодизеля нижчий. В зв'язку із цим, в Україні біодизеля із відпрацьованих і некондиційних рослинних і тваринних жирів виробляється порівняно небагато.

Виробництво біодизеля із водоростей в світі лише переходить із фази лабораторних досліджень до введення в експлуатацію експериментальних виробництв. В Україні існує лише декілька експериментальних виробництв біодизеля із водоростей невеликої потужності, тому на даному етапі водорості не відіграють суттєве значення як сировина для виробництва біодизеля в нашій державі.

Отже, основною сировиною для виробництва біодизеля в Україні залишається рослинна олія.

Аналіз останніх досліджень. В ряді літературних джерел наведені результати досліджень собівартості вирощування олійних культур по Україні. Згідно із [3], собівартість вирощування насіння озимого ріпаку в 2010 р. при середній врожайності 18,5 ц/га становила 232 грн/ц, в 2011 р. при середній врожайності 17,7 ц/га – 315 грн/ц, соняшнику в 2010 р. при середній врожайності 15,0 ц/га – 184 грн/ц, в 2011 р. при середній врожайності 18,4 ц/га – 205 грн/ц, сої в 2010 р. при середній врожайності 16,1 ц/га – 224 грн/ц, в 2011 р. при середній врожайності 20,4 ц/га – 235 грн/ц. В роботі [4] наведена собівартість вирощування насіння олійних культур протягом декількох років в Луганській області, яка становить: для озимого ріпаку в 2006 р. – 93 грн/ц, в 2007 р. – 191 грн/ц, в 2008 р. – 188 грн/ц; для соняшнику в 2006 р. – 82 грн/ц, в 2007 р. – 92 грн/ц, в 2008 р. – 127 грн/ц; для сої в 2006 р. – 107 грн/ц, в 2007 р. – 178 грн/ц, в 2008 р. – 263 грн/ц. Разом із тим ні урожайність культур, ні інші фактори, які б могли впливати на собівартість вирощування даних культур, в роботі не наведено. В роботах [5, 6] проведені розрахунки собівартості вирощування озимого ріпаку. В роботі [5] при врожайності 30 ц/га вона становить 160 грн/ц, тоді як в роботі [6] при врожайності 25 ц/га собівартість чомусь нижча і становить 102 ц/га. Собівартість вирощування сої досліджувалась в роботі [7] і при врожайності 30 ц/га становить 224 грн/ц. Собівартість вирощування насіння соняшнику в Україні в 2006-2011 рр. досліджувалась в роботі [8] і становить: в 2006 р. при врожайності 38 ц/га – 94 грн/ц, в 2007 р. при врожайності 43 ц/га –

106 грн/ц, в 2008 р. при врожайності 47 ц/га – 114 грн/ц, в 2009 р. при врожайності 30 ц/га – 168 грн/ц, в 2010 р. при врожайності 41 ц/га – 174 грн/ц, в 2011 р. при врожайності 48 ц/га – 196 грн/ц.

Разом із тим, із даних досліджень важко встановити залежність собівартості вирощування олійних культур від факторів, що впливають на неї (затрат на закупівлю насіння, добрив, засобів захисту рослин, паливно-мастильних матеріалів, заробітну плату, амортизацію та ремонт техніки). Більшість затрат в межах певних технологій вирощування (інтенсивна, раціональна), зон (Полісся, Лісостеп, Степ) суттєво не відрізняється. Разом із тим, інтенсифікація використання добрив, особливо мінеральних, яка є складовою інтенсивної технології вирощування, веде до збільшення врожайності олійних культур. Даний показник є визначальним, задля його зростання вводиться більшість затрат на вирощування. Тому врожайність олійних культур є тим фактором, який об'єднує в собі всі складові собівартості. Тому **метою наших досліджень** є встановлення функціональної залежності собівартості вирощування олійних культур від їх урожайності.

Результати досліджень. В основу досліджень покладені технологічні карти на вирощування соняшнику, озимого ріпаку і сої [9], вдосконалені із врахуванням особливостей вирощування соняшнику і сої, викладених в [10], озимого ріпаку – в [11, 12]. Технологічна схема вирощування олійних культур наведена на рис. 1.

Враховуючи, що для формування 1 ц врожаю насіння соняшнику необхідно виносити з ґрунту 6,5 кг азоту, 2,7 фосфору і 15,5 кг калію, 1 ц врожаю насіння сої – 8,8 кг азоту, 2,8 кг фосфору і 3,6 кг калію [10], 1 ц врожаю насіння озимого ріпаку – 8,5 кг азоту, 3,2 фосфору, 8 кг калію, за методикою, наведеною в [13], визначена потреба в добривах для формування заданої врожайності.

Собівартість вирощування олійних культур визначалась згідно методики [14]. Норми витрат палива на одиницю обсягу роботи та кількість нормозмін механізаторів і робітників ручної праці за видами робіт визначались із збірників нормативів витрат палива на окремі види робіт [15-22], а норми продуктивності і норми витрати палива автомобілем при перевезенні вантажу – із [23-24]. Погодинна тарифна ставка механізаторів і робітників ручної праці на нарахування та їх зарплату визначається згідно із [25]. Ціна на паливно-мастильні матеріали, трактори, автомобілі, сільськогосподарську техніку, добрива, засоби захисту рослин тощо приймалися із прас-листів. Амортизаційні відрахування визначались за методикою [26] з врахуванням того, що машини і обладнання належать до 4 групи, для якої мінімально допустимі строки корисного використання становлять 5 років, а будівлі – до 3 групи з мінімально допустимим строком корисного використання 20

років. Відрахування на капітальний ремонт та технічне обслуговування більшості сільськогосподарської техніки вказані в [27].

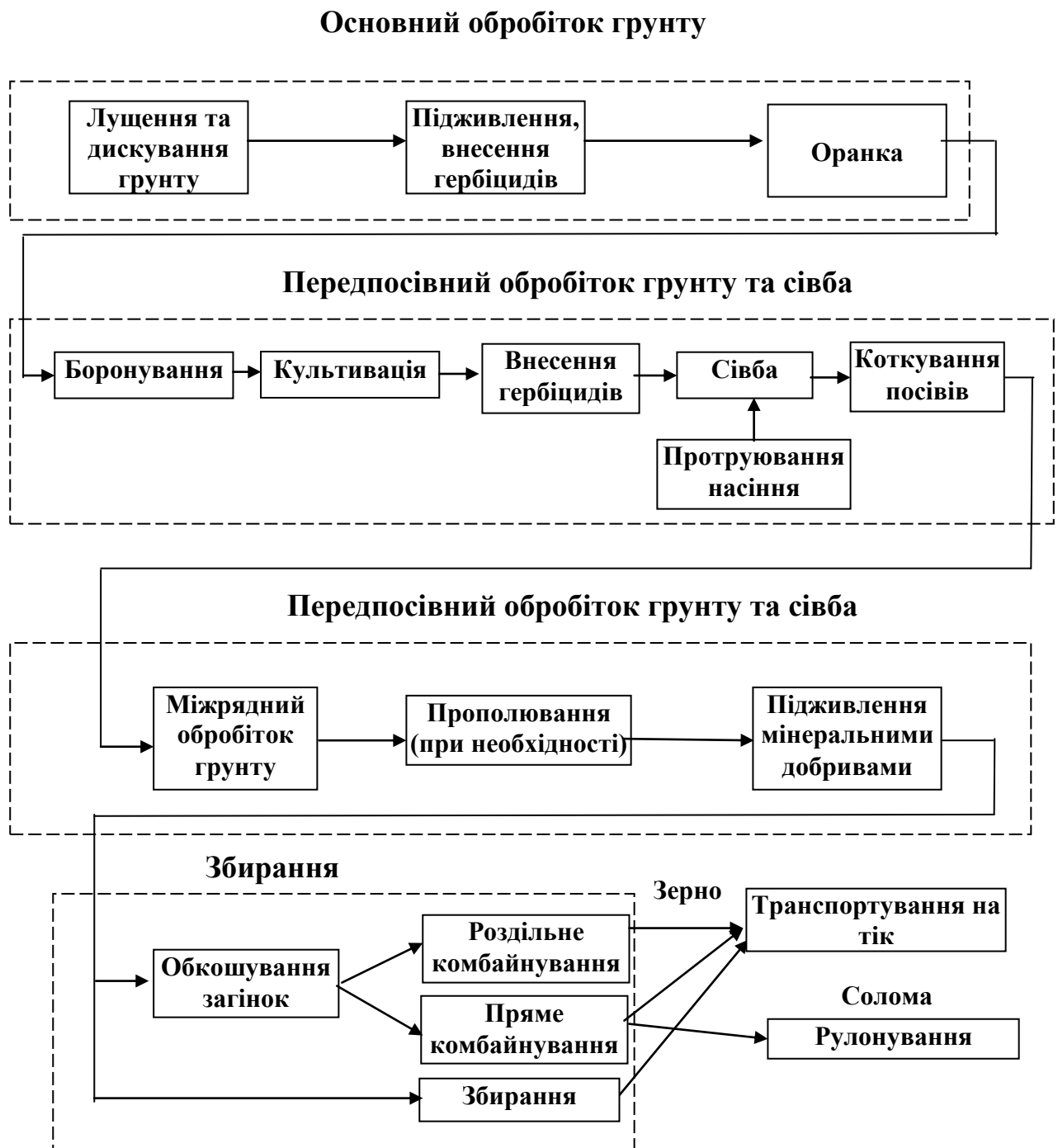


Рис. 1. Технологічна схема вирощування олійних культур.

За результатами рахунків побудовані графічні залежності собівартості вирощування олійних культур від їх урожайності, які представлені на рис. 2. Як видно із графіків, собівартість вирощування олійних культур знижується при збільшенні їх

урожайності. Затрати на вирощування озимого ріпаку і сої близькі і на 12-20% вищі від затрат на вирощування соняшнику.

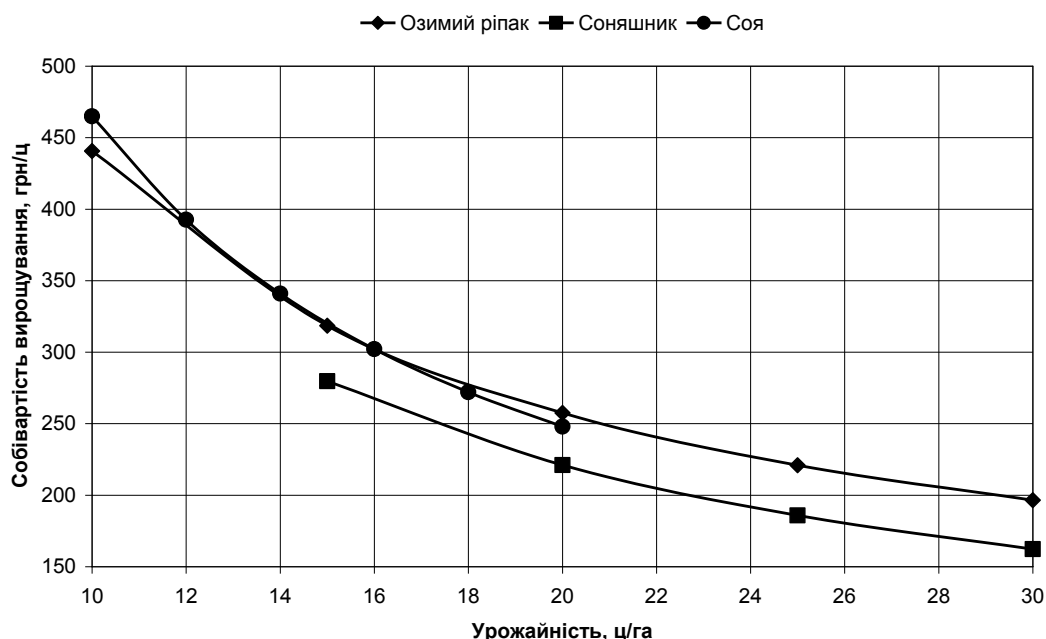


Рис. 2. Собівартість вирощування олійних культур.

Графіки залежності собівартості вирощування олійних культур від їх урожайності апроксимуються наступними степеневими функціями.

Собівартість вирощування насіння олійних культур:

– озимого ріпаку:

$$C_{\text{вир.сир}} = 2370,5 \cdot Y^{-0,7366} \text{ при } R^2=0,9982; \quad (1)$$

– соняшнику:

$$C_{\text{вир.сир}} = 3747 \cdot Y^{-0,9074} \text{ при } R^2=0,9999; \quad (2)$$

– сої:

$$C_{\text{вир.сир}} = 2342,2 \cdot Y^{-0,7862} \text{ при } R^2=0,9995, \quad (3)$$

де $C_{\text{вир. сир.}}$ – собівартість вирощування насіння олійних культур, грн./ц; Y – урожайність, ц/га.

Висновок. Собівартість вирощування олійних культур функціонально залежить від їх урожайності за степеневим законом. Затрати на вирощування озимого ріпаку і сої близькі і на 12-20% вищі від затрат на вирощування соняшнику.

Список літератури

1. Поліщук В.М. Тваринні та рослинні жири як сировина для виробництва біодизеля (Узагальнення досвіду) / В.М. Поліщук // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування: Зб. наук. праць.

- К., 2010. – Вип. 144. – Ч. 3 – С. 198–218.
2. *Горохов Д.Г.* Биодизельное топливо из животных жиров [Текст] / *Д.Г. Горохов, М.И. Бабурина, А.Н. Иванкин* // Мясная индустрия. – 2008. – № 11. – С. 60–63.
3. *Аранчій В.І.* Сучасний стан і перспективи розвитку виробництва та переробки олійних культур в Україні / *В.І. Аранчій, І.В. Перетятко* // Економічний вісник Донбасу. – 2013. – № 2 (32). – С. 145–151.
4. *Старченко А.Ю.* Стан та тенденції виробництва і реалізації олійних культур у Луганській області / *А.Ю. Старченко* // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: економіка, аграрний менеджмент та бізнес. – К., 2010. – Вип. 154, ч. 1. – С. 315–320.
5. *Фтома О.В.* Оцінка ефективності виробництва енергетичних культур та біопалив / *О.В. Фтома* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Економічні науки. Вип. 127. – Х.: ХНТУСГ. – 2010. – С. 246–256.
6. *Войтов В.А.* Собівартість виробництва біодизеля на базі етилових ефірів жирних кислот рослинних олій / *В.А. Войтов, М.С. Даценко, М.В. Карнаух, П.М. Клімов* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Х.: ХНТУСГ, 2010. – Вип. 94 «Проблеми технічної експлуатації машин. Системотехніка і технології лісового комплексу». – С. 270–277.
7. *Дерев'янський В.П.* Економічне та енергетичне оцінювання технологій вирощування сої / *В.П. Дерев'янський* // Хімія. Агрономія. Сервіс. – 2012. – № 2. – С. 14–17.
8. *Рунчева А.С.* Економічна ефективність виробництва соняшнику в Україні / *А.С. Рунчева* // Наукові праці Полтавської державної аграрної академії: Економічні науки. – Полтава: ПДАА. – 2012. – Вип. 2 (5). – Т. 3. – С. 262–268.
9. *Технологічні карти та витрати на вирощування сільськогосподарських культур* / За ред. *П.Т. Саблука, Д.І. Мазоренка, Г.Є. Мазнева*. – К: ННЦ "Інститут аграрної економіки", 2004. – 244 с.
10. *Зінченко О.І.* Рослинництво : [підруч. для студентів вищ. навч. закл.] / *О.І. Зінченко, В.Н. Салатенко, М.А. Білоножко*. – К.: Аграрна освіта, 2001. – 591 с.
11. *Плетьєв С.* Підвищення зимо- та морозостійкості озимого ріпаку [Текст] / *С. Плетьєв, В. Рожкован, О. Поляков* // Пропозиція. – 2010. – № 9. – С. 42–44.
12. *Поляков О.* Догляд за озимим ріпаком [Текст] / *О. Поляков, С. Плетьєв, С. Томашов* // Пропозиція. – 2010. – № 2. – С. 56.
13. *Методика нормування ресурсів для виробництва продукції рослинництва* / *В.В. Вітвіцький, М.Ф. Кисляченко, І.В. Лобастов, А.А. Нечипорук*. – К.: НДІ "Украгпромпромпродуктивність", 2006. – 106 с.
14. *Поліщук В.М.* Моделювання собівартості вирощування зернових культур / *В.М. Поліщук, І.В. Лобастов, А.І. Мороз* // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування. – К., 2009. – Вип. 134. – Ч. 2 – С. 59–69.
15. *Вантажно-розвантажувальні роботи. Методика розрахунку та норми виробітку, часу і витрат палива на вантажно-розвантажувальні роботи* / [За ред. *В.В. Вітвіцького*]. – К.: Комплекс Віта, 1999. – Кн. 5, ч. 2. – 352 с.
16. *Методика нормування ресурсів для виробництва продукції рослинництва* / *В.В. Вітвіцький, М.Ф. Кисляченко, І.В. Лобастов, А.А. Нечипорук*. – К.: НДІ "Украгпромпромпродуктивність", 2006. – 106 с. – (Бібліотека спеціаліста АПК. Економічні нормативи).

17. *Методика розробки та норми виробітку і витрати палива на внесення добрив, хімічний захист сільськогосподарських культур (нова техніка)* / [Ю.Я. Лузан, О.П. Савицька, В.В. Вітвицький та ін.]. – К.: Центр "Агропромпраця", 2001. – 176 с. – (Бібліотека спеціаліста АПК. Економічні нормативи).
18. *Типові норми продуктивності і витрат палива на сівбі, садінні та догляді за посівми* / [В.В. Вітвицький, І.М. Демчак, В.С. Пивовар та ін.]. – К.: НДІ "Укراгропромпродуктивність", 2005. – 544 с. – (Бібліотека спеціаліста АПК. Економічні нормативи).
19. *Типові норми продуктивності машин і витрати палива на збиранні сільськогосподарських культур* / [В.В. Вітвицький, І.М. Демчак, В.С. Пивовар та ін.]. – К.: НДІ "Украгропромпродуктивність", 2005. – 544 с. – (Бібліотека спеціаліста АПК. Економічні нормативи).
20. *Типові норми продуктивності машин і витрат палива на передпосівному обробітку ґрунту* / [В.В. Вітвицький, І.В. Лобастов, М.Ф. Кисляченко та ін.]. – К.: НДІ "Украгропромпродуктивність", 2005. – 672 с. – (Бібліотека спеціаліста АПК. Економічні нормативи).
21. *Типові норми продуктивності на кінно-ручних роботах у рослинництві* / [В.В. Вітвицький, І.В. Лобастов, М.Ф. Кисляченко та ін.]. – К.: НДІ "Украгропромпродуктивність", 2005. – 736 с. – (Бібліотека спеціаліста АПК. Економічні нормативи).
22. *Тракторно-транспортні роботи. Методика розрахунку та норми виробітку і витрати палива* / [За ред. В.В. Вітвицького]. – К.: Комплекс Віта, 1995. – Кн. 5. – 488 с. – (Бібліотека спеціаліста АПК. Економічні нормативи).
23. *Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті*. Затверджено наказом Міністерства транспорту України від 10 лютого 1998 р. № 43 зі змінами і доповненнями, внесеними наказами Міністерства транспорту України від 17 грудня 2002 року № 893, від 16 лютого 2004 року № 99, від 5 серпня 2008 року № 973 – 96 с.
24. *Нормы времени работы и простоя грузовых автомобилей*. Утверждено постановлением Министерства труда и социального развития Российской Федерации № 76 от 17.10.2000.
25. *Галузева угода між Міністерством аграрної політики України, галузевими об'єднаннями підприємств та Профспілкою працівників агропромислового комплексу України на 2011-2013 роки*. – [Зареєстровано Міністерством праці та соціальної політики України від 8 лютого 2011 року № 10]. – К. 2011. – 34 с.
26. *Амортизація основних засобів. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт для студентів за напрямками 6.070101 – "Транспортні технології (за видами транспорту)" та 6.100102 – "Процеси, машини та обладнання агропромислового комплексу"* / В.І. Мельник, Ю.І. Ревенко, С.С. Карабиньш. – К.: ТОВ "Тонар", 2012. – 26 с.
27. *Нормативна база для обчислення витрат коштів на утримання техніки* / [В.Д. Гречкосій, Я.В. Гуменюк, М.П. Кононенко та ін.] // Економічний довідник аграрника / [Дробот В.І., Зуб Г.І., Кононенко М.П. та ін.] : під ред. Ю.Я. Лузана, П.Т. Саблука. – К.: Преса України, 2003. – С. 457–496.

Приведена методика определения себестоимости выращивания масличных культур для производства биотоплива.

Установленны функциональные зависимости себестоимости выращивания семян масличных культур от их урожайности

Масличные культуры, озимый рапс, соя, подсолнечник, биодизель, биотопливо, себестоимость, урожайность

Design procedure for determining cost cultivation oil seed plants for production biofuels. Set functional suspension cost cultivation oil seed plants its productivity.

Oil seed, winter rape, soybean, sunflower, biodiesel engine, biofuel, cost, yield.

УДК 631.361.022

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

В.С. Ловейкін, доктор технічних наук

А.П. Сачик, аспірант*

Представлені дослідження динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна. Дослідження проводилися для двох випадків зміни приводного моменту: постійний момент приводного механізму; параболічна зміна моменту. Встановлено залежність амплітуди коливань швидкості молотильного барабана від жорсткості приводу.

Молотильний барабан, привод, жорсткість, швидкість, динаміка.

Постановка проблеми. Привод молотильного барабана зернозбирального комбайна є складною системою. Комбайнер під час комбайнування обирає оптимальну швидкість обмолоту залежно від виду культури, вологості зерна, рельєфу поля, біологічних особливостей культури. Під час пуску, а також при переході на іншу швидкість обмолоту виникають значні вібрації молотильного барабана та його приводу. Ці вібрації також передаються на підшипники та всю конструкцію молотильно-сепаруючого пристрою, сам комбайн і комбайнера. Все це є небажаним, оскільки приводить до зниження надійності роботи молотильного барабана, а також збільшенню енергетичних витрат.

***Науковий керівник – доктор технічних наук В.С. Ловейкін**

© В.С. Ловейкін, А.П. Сачик, 2014

Установленны функциональные зависимости себестоимости выращивания семян масличных культур от их урожайности

Масличные культуры, озимый рапс, соя, подсолнечник, биодизель, биотопливо, себестоимость, урожайность

Design procedure for determining cost cultivation oil seed plants for production biofuels. Set functional suspension cost cultivation oil seed plants its productivity.

Oil seed, winter rape, soybean, sunflower, biodiesel engine, biofuel, cost, yield.

УДК 631.361.022

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ МОЛОТИЛЬНОГО БАРАБАНА ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

В.С. Ловейкін, доктор технічних наук

А.П. Сачик, аспірант*

Представлені дослідження динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна. Дослідження проводилися для двох випадків зміни приводного моменту: постійний момент приводного механізму; параболічна зміна моменту. Встановлено залежність амплітуди коливань швидкості молотильного барабана від жорсткості приводу.

Молотильний барабан, привод, жорсткість, швидкість, динаміка.

Постановка проблеми. Привод молотильного барабана зернозбирального комбайна є складною системою. Комбайнер під час комбайнування обирає оптимальну швидкість обмолоту залежно від виду культури, вологості зерна, рельєфу поля, біологічних особливостей культури. Під час пуску, а також при переході на іншу швидкість обмолоту виникають значні вібрації молотильного барабана та його приводу. Ці вібрації також передаються на підшипники та всю конструкцію молотильно-сепаруючого пристрою, сам комбайн і комбайнера. Все це є небажаним, оскільки приводить до зниження надійності роботи молотильного барабана, а також збільшенню енергетичних витрат.

***Науковий керівник – доктор технічних наук В.С. Ловейкін**

© В.С. Ловейкін, А.П. Сачик, 2014

Тому в даній роботі в основу теоретичних досліджень покладено вирішення задач пов'язаних з дослідженням впливу коливань на роботу молотильного барабана.

Аналіз останніх досліджень. У роботі [1] В.В. Радін, С.В. Куручук та М.С. Гнутов отримали рівняння неголономного зв'язку другого порядку, яке проявляє свої властивості при вмиканні леніксної передачі в приводі молотарки зернозбирального комбайна. Авторами було виділено три фази роботи леніксної передачі при вмиканні, і для кожної фази отримані рівняння зв'язку. Загальне рівняння зв'язків об'єднує всі ці фази. У даній роботі автори вивели рівняння, проте не дослідили вплив параметрів привода на динаміку руху молотильного барабана.

У роботі [2] дослідили випадки розгону, вибігу, забивання і нормальної роботи молотильного барабана та рівняння руху молотильного барабана. Тут наведені графіки, з яких можна визначити оптимальний момент інерції молотильного барабана, задаючи при цьому середню частоту максимального зовнішнього навантаження і допустиму з технологічних вимог величину падіння кутової швидкості.

В роботі [3] розглянуті методи динамічного розрахунку машин. Основна увага приділена дослідженню математичних моделей динамічних систем. Приведені методи спрощення динамічних моделей і прості лінійні і нелінійні модулі, які дають змогу скласти математичну модель машини по структурній схемі.

Проте динаміка руху молотильного барабана не досліджена.

Метою досліджень є дослідження динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна.

Результати досліджень. Для дослідження динаміки руху молотильного барабана зернозбирального комбайна розроблена динамічна модель (рис. 1), яка представляє собою двомасову динамічну модель. В цій моделі за узагальнені координати прийняті кутові координати першої і другої мас.

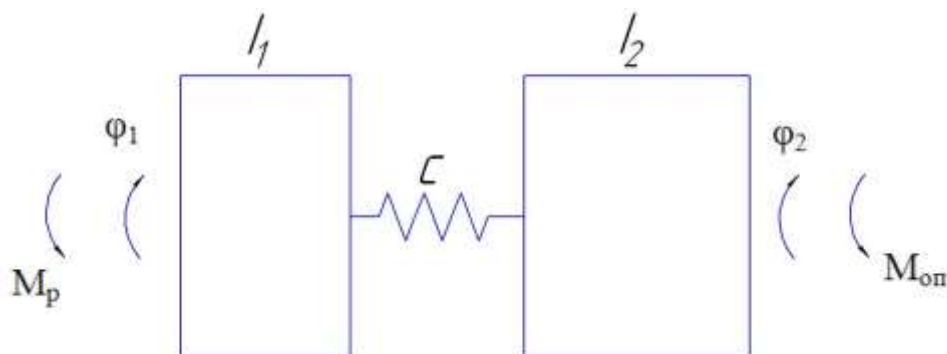


Рис. 1. Динамічна модель приводного механізму молотильного барабана.

В даній моделі φ_1 – кутова координата двигуна, зведена до вісі повороту барабана; φ_2 – кутова координата молотильного барабана; J_1 і J_2 – моменти інерції, відповідно двигуна і барабана, зведені до вісі повороту барабана; c – жорсткість приводного механізму, зведена до вісі повороту барабана; M_p – рушійний момент, зведений до вісі повороту барабана; M_{on} – момент опору на барабані.

На основі цієї динамічної моделі складені рівняння руху, які представлені нижче:

$$\begin{cases} J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_p - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2); \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - M_{on}. \end{cases} \quad (1)$$

Для розв'язання рівнянь руху (1) розглянемо два випадки зміни приводного моменту:

1. Постійний момент приводного механізму. $M_p = const$.

2. Параболічна зміна моменту приводного механізму $M_p = A_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + A_2 \cdot \dot{\varphi}_1 + A_3$, де A_1 , A_2 , A_3 – постійні коефіцієнти, які визначаються з крайових значень рушійного моменту механічної характеристики приводного механізму та кутової швидкості.

Для цих двох випадків розв'яжемо попередньо систему рівнянь та побудуємо графіки кутових швидкостей молотильного.

Розв'язок математичної моделі та побудова графіків для постійного моменту приводного механізму.

В першому випадку, в процесі пуску рушійний момент M_p більший за момент опору M_{on} , а після часу t_p (час розгону) рушійний момент стає рівним моменту опору (це демонструє графік зміни моментів (рис.2)).

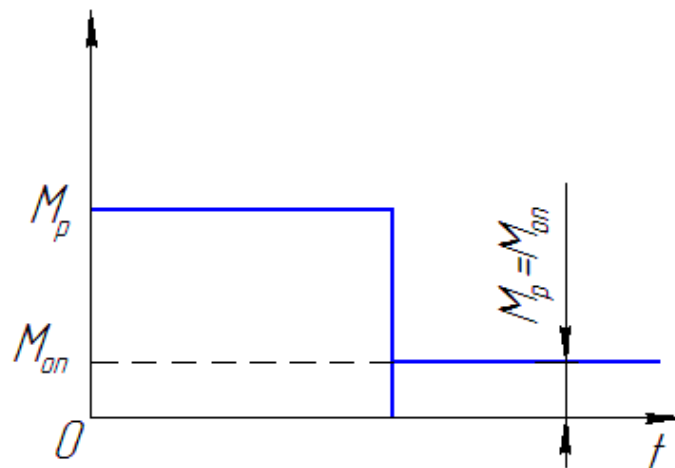


Рис. 2. Графік зміни моменту опору і рушійного моменту від часу.

В даному випадку процес руху молотильного барабана здійснюється в два етапи. На першому етапі руху рушійний момент

перевищує момент опору. Після періоду часу t_p , коли рушійний момент стає рівний моменту опору, настає другий етап, на якому рушійний момент дорівнює моменту опору.

Розв'яжемо рівняння руху (1) для першого і другого етапів.

Перший етап. На цьому етапі загальні розв'язки кутової координати двигуна та її похідні мають вигляд:

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= \frac{a_2}{2} \cdot t^2 + \left(\frac{J_2}{c} \cdot a_2 - a_1 + \frac{M_{on}}{c} \right) + a_1 \cdot \cos kt \cdot \left[1 - \frac{J_2}{c} \cdot k^2 \right]; \\ \dot{\varphi}_1 &= a_2 \cdot t - a_1 \cdot k \cdot \sin kt \cdot \left[1 - \frac{J_2}{c} \cdot k^2 \right]; \\ \ddot{\varphi}_1 &= a_2 - a_1 \cdot k^2 \cdot \cos kt \cdot \left[1 - \frac{J_2}{c} \cdot k^2 \right].\end{aligned}\quad (2)$$

Координата молотильного барабана та її похідні:

$$\begin{aligned}\varphi_2 &= a_1 \cdot (\cos kt - 1) + \frac{a_2}{2} \cdot t^2; \\ \dot{\varphi}_2 &= -a_1 \cdot k \cdot \sin kt + a_2 \cdot t; \\ \ddot{\varphi}_2 &= -a_1 \cdot k^2 \cdot \cos kt + a_2; \\ \ddot{\ddot{\varphi}}_2 &= a_1 \cdot k^3 \cdot \sin kt.\end{aligned}\quad (3)$$

Під час розв'язку рівнянь руху було проведені такі заміни:

$$\begin{aligned}k &= \sqrt{\frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2}}; \\ a_1 &= \frac{M_{on}}{J_2 \cdot k^2} + \frac{a_2}{k^2}; \\ a_2 &= \frac{M_p - M_{on}}{k^2 J_1 \cdot J_2} \cdot c.\end{aligned}$$

Коли молотильний барабан набере потрібної швидкості, рівняння його руху зміняться. Після часу t_p (часу розгону) рушійний момент буде дорівнювати моменту опору (рис. 2).

Кінематичні характеристики руху молотильного барабана матимуть вигляд:

$$\begin{aligned}\varphi_2 &= a_3 \cdot (\cos kt - 1); \quad \dot{\varphi}_2 = -a_3 \cdot k \cdot \sin kt; \\ \ddot{\varphi}_2 &= -a_3 \cdot k^2 \cdot \cos kt; \quad \ddot{\ddot{\varphi}}_2 = a_3 \cdot k^2 \cdot \sin kt,\end{aligned}\quad (4)$$

а залежності характеристик руху двигуна після часу t_p :

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= a_3 \cdot \cos kt \cdot \left(1 - \frac{J_2}{c} \cdot k^2 \right) + \frac{M_{on}}{c} - a_3; \\ \dot{\varphi}_1 &= -a_3 \cdot k \cdot \sin kt \cdot \left(1 - \frac{J_2}{c} \cdot k^2 \right); \\ \ddot{\varphi}_1 &= -a_3 \cdot k^2 \cdot \cos kt \cdot \left(1 - \frac{J_2}{c} \cdot k^2 \right).\end{aligned}\quad (5)$$

Для знаходження цих залежностей була проведена заміна:

$$a_3 = \frac{M_{on}}{J_2 \cdot k^2}.$$

Рівняння (2)-(5) можна вирішити за допомогою пакету Mathematica. Для комбайна з параметрами: $J_1=31,5 \text{ кгм}^2$; $J_2=5,22 \text{ кгм}^2$; $M_p=550 \text{ Нм}$; $M_{on}=350 \text{ Нм}$. Для першого випадку були побудовані графіки залежності швидкостей молотильного барабана від часу (рис. 3). Залежно від зміни жорсткості приводного механізму, амплітуда коливання швидкості молотильного барабана змінюватиметься не значно (рис. 3).

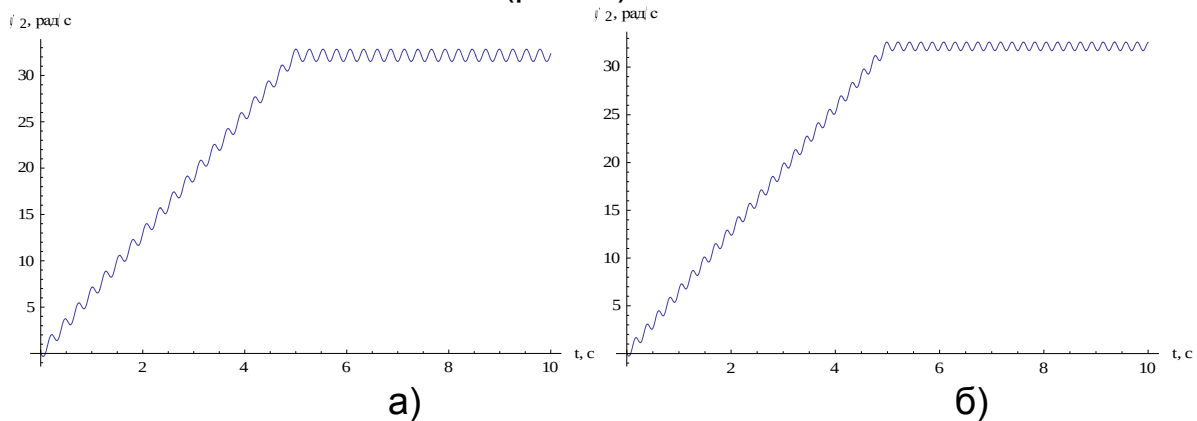


Рис. 3. Графіки залежності кутової швидкості молотильного барабана від часу для постійного моменту приводного механізму в залежності від жорсткості для колової швидкості поверхні бил 30 м/с (а – жорсткість 2500 Нм/рад, б – 3700 Нм/рад).

Розв'язок математичної моделі для параболічної зміни приводного моменту механізму. В даному випадку приводний момент змінюється за параболічною залежністю (рис. 4):

$$M_p = A_1 \cdot \dot{\phi}_1^2 + A_2 \cdot \dot{\phi}_1 + A_3. \quad (6)$$

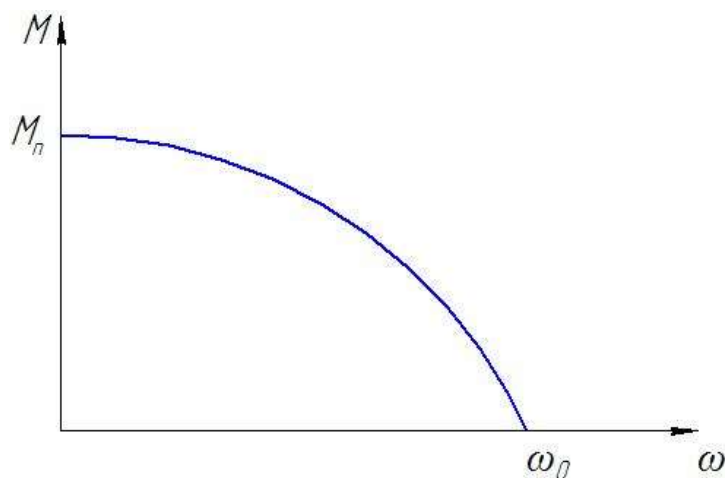


Рис. 4. Параболічна зміна приводного моменту механізму.

Виходячи з крайових умов: при $t=0$, $M=M_p$, $\omega=0$; при $t=t_p$, $\omega=\omega_0$ матимемо систему рівнянь:

$$\begin{cases} A_3 = M_p; \\ A_1\omega_0^2 + A_2\omega_0 + A_3 = 0; \\ 2A_1\omega_0 + A_2 = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Розв'язавши дану систему, отримуємо:

$$A_1 = \frac{M_p}{\omega_0^2}; \quad A_2 = -\frac{2M_p}{\omega_0}; \quad A_3 = M_p. \quad (8)$$

Розв'язуємо рівняння (1) з урахуванням залежностей (6) і (8) за допомогою пакету Mathematica і будуємо графіки залежності кутової швидкості молотильного барабана від часу для швидкості обмолоту 30 м/с (рис. 5).

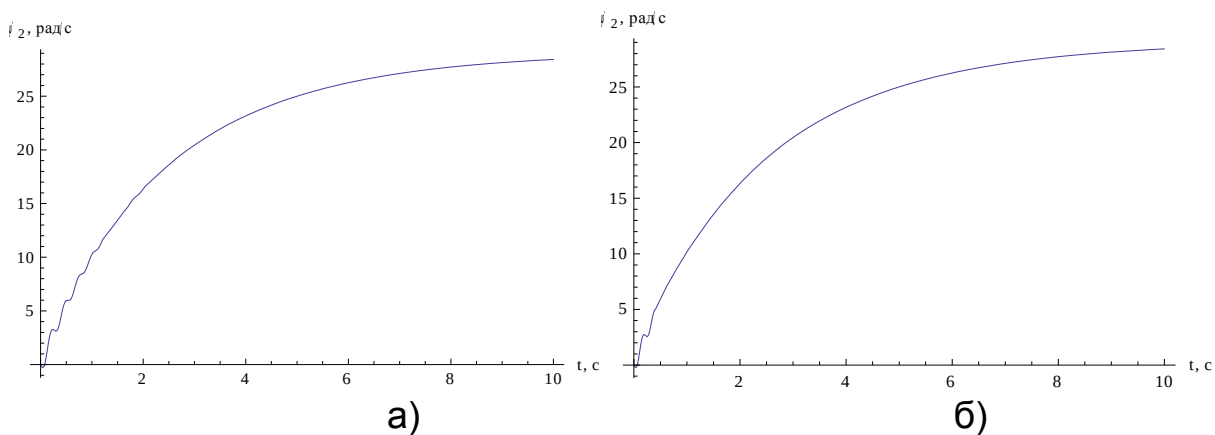


Рис. 5. Графіки залежності кутової швидкості молотильного барабана від часу для параболічної зміни приводного моменту механізму в залежності від жорсткості для колової швидкості поверхні бил 30 м/с (а – жорсткість 2500 Нм/рад, б – 3700 Нм/рад).

Висновок. Проаналізувавши ці графіки можна помітити, що мають місце коливання кутової швидкості молотильного барабана. Всі ці коливання є небажаними, адже вони призводять до виникнення вібрацій молотильного барабана, що передаються на привод, всю конструкцію молотильного пристрою, підшипники і самого комбайнера. Встановлено, що зміна жорсткості приводного механізму не має суттєвого впливу на коливання кутової швидкості молотильного барабана. Також встановлено, що рух молотильного барабана буде стійкішими при параболічній зміні приводного моменту механізму.

Список літератури

1. Радин В.В. К вопросу о неголономной связи в приводе молотильного барабана зерноуборочного комбайна в режиме разгона / В.В. Радин, С.В. Курчук, М.С. Гнутов // Вестник ДГТУ. – 2008. – Т. 8. – С. 317.

2. Алфеев С.А. Исследование динамики привода зерноуборочного комбайна / С.А. Алфеев // Земледельческая механика. – М., 1966. – Т. IX. – С.4.
3. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С.Н. Кожевников. – К.: Наукова думка, 1986. – 288 с.
4. Збігнєв К. Визначення масового моменту барабана зернозбирального комбайна / К. Збігнєв, З. Томаш // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2011. – Вип. 114. – С. 208–215.
5. Бойко А.І. Динаміка зміни рівня надійності підсистем зернозбиральних комбайнів в нестабільних умовах експлуатації і обслуговування / А.І. Бойко, К.М. Думенко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2010. – Вип. 109. – С. 128–136.

Представлены исследования динамики движения молотильного барабана зерноуборочного комбайна. Исследования проводились для двух случаев изменения приводного момента: постоянный момент приводного механизма; параболического изменение момента. Установлена зависимость амплитуды колебаний скорости молотильного барабана и двигателя от жесткости привода.

Молотильный барабан, привод, жесткость, скорость, динамика.

The research of dynamic motion in threshing drum of combine harvester is conducted. The research was conducted for two cases of change drive point: constant moment of drive mechanism; parabolic changing moment. The dependence of vibration amplitude of speed in threshing drum and engine from drive stiffness is established.

Threshing drum, drive, stiffness, speed, dynamic.

УДК 536:620.178.16

ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ ТЕРТЯ ТА ЗНОШУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

М.І. Денисенко, кандидат технічних наук

При терті утворюються нові упорядковані структури з регулюючим рівнем ентропії. Цей ефект може бути використаний для регулювання триботехнічних характеристик контакту. Використовуючи принципи термодинаміки незрівноважених процесів у відкритих системах доказано, що пара тертя відповідає принципам самоорганізації.

© М.І. Денисенко, 2014

2. Алфёров С.А. Исследование динамики привода зерноуборочного комбайна / С.А. Алфёров // Земледельческая механика. – М., 1966. – Т. IX. – С.4.
3. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С.Н. Кожевников. – К.: Наукова думка, 1986. – 288 с.
4. Збігнєв К. Визначення масового моменту барабана зернозбирального комбайна / К. Збігнєв, З. Томаш // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2011. – Вип. 114. – С. 208–215.
5. Бойко А.І. Динаміка зміни рівня надійності підсистем зернозбиральних комбайнів в нестабільних умовах експлуатації і обслуговування / А.І. Бойко, К.М. Думенко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2010. – Вип. 109. – С. 128–136.

Представлены исследования динамики движения молотильного барабана зерноуборочного комбайна. Исследования проводились для двух случаев изменения приводного момента: постоянный момент приводного механизма; параболического изменение момента. Установлена зависимость амплитуды колебаний скорости молотильного барабана и двигателя от жесткости привода.

Молотильный барабан, привод, жесткость, скорость, динамика.

The research of dynamic motion in threshing drum of combine harvester is conducted. The research was conducted for two cases of change drive point: constant moment of drive mechanism; parabolic changing moment. The dependence of vibration amplitude of speed in threshing drum and engine from drive stiffness is established.

Threshing drum, drive, stiffness, speed, dynamic.

УДК 536:620.178.16

ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ ТЕРТЯ ТА ЗНОШУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

М.І. Денисенко, кандидат технічних наук

При терті утворюються нові упорядковані структури з регулюючим рівнем ентропії. Цей ефект може бути використаний для регулювання триботехнічних характеристик контакту. Використовуючи принципи термодинаміки незрівноважених процесів у відкритих системах доказано, що пара тертя відповідає принципам самоорганізації.

© М.І. Денисенко, 2014

Енергетична теорія тертя, вторинні структури, абразивне зношування, ентропія.

Постановка проблеми. Зношування деталей та вузлів робочих органів є неминучим та закономірним процесом, що супроводжують роботу більшості машин, механізмів і обладнання. Багатьма дослідниками встановлено, що у 80-90% випадках працездатність машин і обладнання втрачається внаслідок зношування їх рухомих з'єднань. Основи сучасних уявлень про тертя були закладені такими видатними вченими, як І.В. Крагельський, Ф. Боуден і Д. Тейбор [1-3], котрі значно розширили знання про тертя, сформулювавши молекулярно-механічну і адгезійно-деформаційну теорію. Відповідно молекулярно-механічній теорії для забезпечення зовнішнього тертя процеси деформування і пошкодження контактуючих поверхонь повинні бути можливо ближче до поверхні твердого тіла, для чого на неї повинен формуватися тонкий, менш міцний, ніж основний матеріал, поверхневий шар (нанесений зовні або генерований самими поверхнями тертя), тобто повинно виконуватися правило градієнта.

Б.І. Костецьким і Л.І. Бершадським [4-6] висунута теорія структурно-енергетичного пристосування при терті. Ця теорія полягає в тому, що система тертя сама адаптується до умов експлуатації шляхом формування вторинних структур з властивостями, які забезпечують мінімум енергетичних витрат в заданих умовах.

Аналіз останніх досліджень. Необхідність структурно-енергетичного підходу до питання тертя і зношування відмічалася в роботах П.А. Ребіндера Н.Н. Давиденкова [7,8]. Але реальний розвиток структурно-енергетичний підхід отримав в роботах Б.І. Костецького і Ю.І. Лінника в результаті енергетичного балансу при терті прецизійного калориметрування [9], і в працях А.Д. Дубініна. Л.І. Бершадським [6] трибо система розглядається, як відкрита термодинамічна система, яка обмінюється енергією та речовиною з зовнішнім середовищем. При русі у трибо системі за певного критичного значення потоку-ентропії зовнішнього впливу (навантаження і середовища) – утворюються стійкі дисипативні структури. У трибо технічних системах утворюються різні термодинамічні процеси, характер і інтенсивність котрих визначаються функціональними характеристиками ТС. Кожне рухоме спряження деталей і вузлів сільськогосподарської техніки можливо представити, як сукупність окремих елементів, котрі являються складом трибо технічної системи з певними співвідношеннями між ними, які утворюють її структуру (рис. 1).

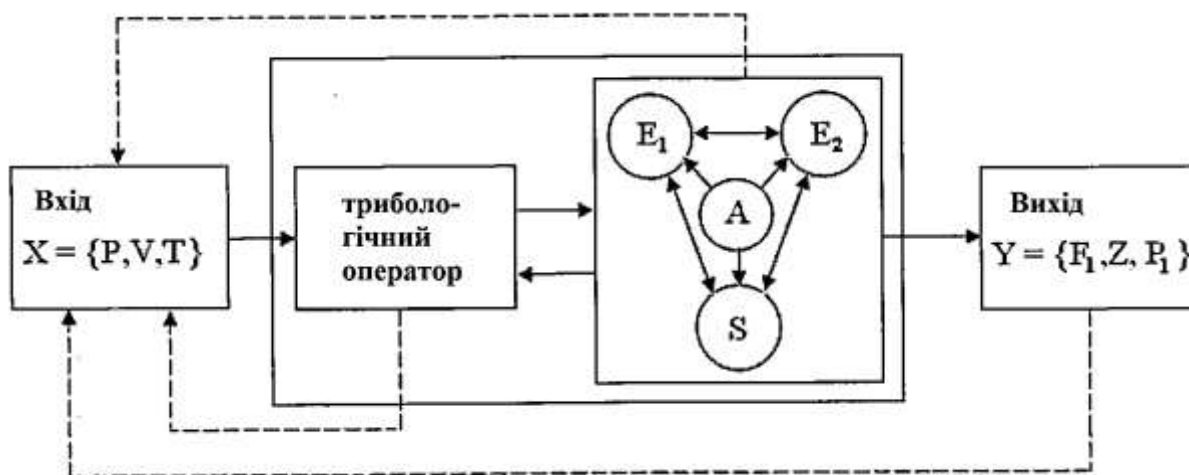


Рис. 1. Структура функціональної дії ТС: E_1 , E_2 – тверді тіла, S – мастильний матеріал, A – зовнішнє середовище.

Зовнішні впливи (кінетичні, динамічні, теплові) відіграють основну роль в трибо логічних процесах та мають енергетичний характер. Вхід у трибо систему це вплив зовнішнього середовища на систему, включаючи сукупність дій механічних і електричних сил, хімічних реакцій. Вихід в ТС можливо розглядати, як реакцію системи на зовнішні впливи, і як результат трибо логічних процесів: опір (сила) тертя F_1 , знос Z , супутні процеси P_1 , наприклад підвищення температури поверхні тертя, старіння конструкційних матеріалів, термомеханічні процеси. Трибо технічна система може змінювати свої функціональні характеристики у процесі роботи, при цьому змінюється її стан.

Дійсно, з точки зору термодинаміки вузли тертя у загальному випадку є не зрівноваженими системами, і для таких систем властиве явище саморегулювання і самоорганізації. Вузли тертя при певних умовах можуть знаходитися у стані метастабільної рівноваги.

Метою досліджень є вивчення процесів тертя та зношування конструкційних матеріалів на основі структурно-термодинамічного підходу, і сучасних уявлень про трибо систему і процеси, які описуються термодинамікою не зрівноважених систем.

Результати досліджень. Сутність використання законів класичної термодинаміки полягає уявлення про локальну рівновагу всередині малих елементів ділянок трибо системи. У термодинамічному підході поверхневий шар розглядають, як відкриту термодинамічну систему, яка здібна обмінюватися енергією і речовиною з зовнішнім середовищем. Наявність адсорбційних процесів на поверхні матеріалів робить їх схожими з мембранами, але у відмінності від звичайних мембранних систем, поверхневий шар володіє ще й об'ємними характеристиками і, отже комплексом

власних характеристик. Вживання уявлень термодинаміки дозволило використати параметри стану для опису будь-яких макроскопічних систем, крізь змінення термодинамічних потенціалів, враховувати адсорбційні та інші ефекти.

При опису зношування були зроблені спроби отримати рівняння стану поверхневого шару у вигляді загальних рівнянь балансу енергії або балансу ентропії. Це призвело до створення енергетичних моделей, що представляли функціональну залежність інтенсивності зношування:

$$J = f(U, S, t, \dots), \quad (1)$$

де U – внутрішня енергія; S – ентропія; t – час.

В основу термодинамічного підходу запропоновано наступні гіпотези:

- у поверхневому шарі третього матеріалу можливо відокремити об'єм, що знаходиться в стані локальної рівноваги;
- процеси тертя та зношування конструкційних матеріалів можуть бути описані рівняннями енергетичного балансу;
- швидкість зношування контролюється швидкістю утворення ентропії.

Дослідженню і розробці енергетичних моделей присвячено роботи Б.В. Протасова, Б.І. Костецького, А.Д. Дубініна, Ю.І. Лінника, Л.І. Бершадського, В.В. Федорова, А.А. Полякова, С.В. Паніна, Г. Польцера, Г. Порше, Г. Фляйшера та інших. Процеси зношування при термодинамічному підході також відносять до явища масо переносу. Безпосередньою причиною масо переносу є локальна зміна хімічного потенціалу речовини і середовища, а розвиток масо переносу опирається на загальні термодинамічні закони, зокрема, на принципі Ле – Шательє, відповідно якому, різноманітні зовнішні впливи, які виводять трибо систему з рівноваги, ініціюють у неї процеси, що повертають систему у вихідний стан. Загальною ознакою перетворень в трибо системах є їх незворотній характер, яка виражається у виробництві ентропії. Ентропія є функцією стану речовини, оскільки її значення не залежать від шляху інтегрування, а лише від початкових і кінцевих параметрів стану. Вона разом із температурою і внутрішньою енергією є важливою термодинамічною величиною, що однозначно характеризує систему.

Ентропію можна визначити так. Виберемо довільно деякий рівноважний стан системи 0 і назвемо його стандартним. Нехай A – деякий інший рівноважний стан системи. Розглянемо інтеграл взятий по оборотному процесу.

$$S(A) = \int_0^A \frac{\delta Q}{T}. \quad (2)$$

Величина цього інтеграла залежить лише від станів системи А і не залежить від θ до А. Оскільки положення зафіксовано, то можна стверджувати, що рівняння (2) залежить лише від стану системи А. Цю функцію називають ентропією стану А.

Так, рівняння Гіббса, яке показує залежність внутрішньої енергії U від ентропії S , об'єма V і хімічних потенціалів μ_K компонентів системи, що складається з різних компонентів, можна записати для малої області в формі:

$$dU = TdS - pdV + \sum \mu_K dC_K, \quad (3)$$

де U , S , V – відносяться до малої ділянки (локальні значення); C_K концентрації компонентів.

Проте виникають труднощі при розрахунках локальних значень внутрішньої енергії, ентропії і т. п., так як і значення змінюються в залежності від координат ділянки і часу. Ці труднощі виявилось можливим здолати, застосовуючи принцип розрахунку з використанням рівняння балансу ентропії для локальної ділянки [10]:

$$\rho \frac{dS}{dt} + \text{div } S = \sigma [S]. \quad (4)$$

Тут права частина рівняння $\sigma [S]$ представляє швидкість виникнення (виробництва) ентропії усередині ділянки. Перший член лівої частини рівняння $\rho \frac{dS}{dt}$ є швидкість приросту ентропії в даній ділянці, а другий член лівої частини $\text{div } S$ швидкість відтоку ентропії з даної ділянки. З розглянутого рівняння балансу ентропії слідує принципово важливий висновок про те, що ентропія, на відміну від загальної маси і енергії, може утворюватися в даній ділянці. Причиною її утворення можуть бути як фізичні (тертя, релаксація), так і хімічні процеси. За визначенням Гленсдорфа і Пригожина, класична термодинаміка є, по суті, теорія руйнування структур, утворення ентропії треба розглядати, як міру швидкості цього руйнування.

Аналізуючи процес самоорганізації трибо систем, Л.І. Бершадський [5, 6] стверджує, що при русі у трибо системі утворюється дисипативна неоднорідність певних параметрів, наприклад градієнти температури, щільності дислокації, електрохімічного потенціалу, концентрації продуктів зношування. В процесі припрацювання при певному критичному значенні потоку енергії-ентропії зовнішнього впливу (навантаження і середовища) утворюються нові, дисипативні структури, котрі є не рівноважними, а сталими. Для відкритих систем, котрими є пари тертя, другий закон термодинаміки може бути записаний, відповідно Пригожину, як:

$$dS = d_i S + d_e S, \quad (5)$$

де $d_i S \geq 0$ – змінення ентропії усередині системи, $d_e S \geq 0$ – змінення ентропії за рахунок обміну з зовнішнім середовищем.

Пари тертя треба розглядати, як пасивні дисипативні структуроутворюючі системи, взаємозв'язані з навколишнім середовищем, і працюючі в умовах зростання ентропії. Тому руйнування трибо системи можливо визначити, як дисипативний фазовий перехід, при якому відбувається обернений перехід від дисипативних структур до зрівноважених, і супроводжуються зростанням їх зростанням їх акумульованої ентропії. Відповідно, з точки зору термодинаміки не зворотних процесів руйнування конструкційного матеріалу при зношуванні визначається не оберненою дисипацією енергії, і поєднано з накопиченням ентропії в мікрооб'ємах. Б.В. Протасовим [11] було зроблено висновок про те, що при постійному потоці енергії $J = const$ в системі і постійній температурі $T_0 = const$ «швидкість утворення ентропії» $dS/d\tau$ визначається тільки властивостями системи, які характеризують її тепловий опір:

$$\frac{dS}{d\tau} = \frac{1}{r_{tc} + T_0/J}, \quad (6)$$

де r_{tc} – тепловий опір системи.

Розвиток термодинамічних уявлень про процеси тертя і зношування було запропоновано А.А. Рижкіним [12], де на основі схеми енергетичного балансу відокремлений тепловий потік дисипації енергії тертя, як суттєво важливий для зношування тепло навантажених пар тертя. Показано, що тертя треба розглядати, як сукупність мікроскопічних (флуктуаційних) і макроскопічних (об'ємних) процесів дисипації енергії, що з'єднані одне з одним. Для оцінки інтенсивності зношування використано поняття ентропійного критерію руйнування, отримане з теорії міцності такий вираз:

$$J_h = \frac{(\int_0^{\delta} P[S] - \Phi[S]) dx^2}{P[\delta S] \cdot (S_* - S_0) \nu}, \quad (7)$$

де $P[S]$ – утворення ентропії в мікрооб'ємах контакту; $P[\delta S]$ – утворення надлишкової ентропії; S_0 – початкова щільність ентропії; S_* – критичне значення щільності ентропії; ν – швидкість тертя; $\Phi[S]$ – потік ентропії, розсіюваним середовищем.

Наведений вираз вказує шляхи зниження інтенсивності зношування: зменшення щільності накопиченої матеріалом ентропії, локалізацію енергетичних процесів в тонкому поверхневому шарі зношує мого матеріалу, використання матеріалів з максимальним значенням S_0 або підвищення цієї величини різними методами (поверхневим зміцненням, легування елементами з високими енергіями активації). У відповідності з термодинамікою не зрівноважених процесів нові упорядковані структури можуть виникати у природі при виконанні чотирьох необхідних умов, вперше сформульованих І.Р. Пригожиным [13]:

- 1) система є термодинамічно відкрита, тобто може обмінюватися з середовищем речовиною і енергією;
- 2) динамічні рівняння системи нелінійні;
- 3) відхилення від рівноваги перевищують критичні значення;
- 4) мікроскопічні процеси відбуваються кооперовано (узгоджено).

Вузли тертя в багатьох випадках також відповідають вимогам самоорганізації, і представляють відкриту термодинамічну систему. Вузли тертя і робочі органи машин обмінюються речовиною з зовнішнім середовищем (активні компоненти середовища і мастильного матеріалу, утворення продуктів зношування). Це створює умови для самоорганізації при не зрівноважених процесах масообміну з зовнішнім середовищем.

Висновки

1. Надійність і довговічність трибо систем в значному ступені залежать від властивостей конструкційних матеріалів та правильного їх вибору для заданих умов роботи вузла тертя.

2. Наведений аналіз робіт призводить до висновку про те, що найбільш перспективним є дослідження та опис процесів тертя і зношування з використанням методів і законів не зрівноваженої термодинаміки. Процес тертя завжди супроводжується дисипацією енергії, при цьому сукупність фізико-хімічних процесів, ентропії трибо системи можуть описані за допомогою термодинамічних критеріїв руйнування структур.

Список літератури

1. Крагельский И.В. Основы расчетов на трение и износ / Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. – М.: Машиностроение, 1977. – 367 с.
2. Боуден Ф.П. Трение и смазка твердых тел / Ф. Боуден, Д. Тейбор. – М.: Машиностроение, 1968. – 420 с.
3. Bowden F.P. The Friction and Lubrication of Solids / F.P. Bowden, D. Tabor // Oxford at the Clarendon Press. – 1964. – 544 p.
4. Костецкий Б. Нормальное трение и явления повреждаемости в машинах / Б. Костецкий, Л. Бершадский. – М.: Машиностроение, 1970. – №1. – 206 с.
5. Костецкий Б. Экспериментальное исследование физической модели нормального изнашивания металлов / Б. Костецкий, Л. Бершадский. – К.: Техніка, 1972. – Проблемы трения и изнашивания. – Вып. 2. – С. 187.
6. Костецкий Б.И. Сопротивление изнашиванию деталей машин / Б.И. Костецкий. – М.: Машгиз, 1959. – 476 с.
7. Ребиндер П.А. Влияние активных смазочных сред на деформирование сопряженных поверхностях трения / П.А. Ребиндер. – Минск: Наука и техника, 1971. – 264 с.
8. Давиденков Н.Н. Динамические испытания металла / Н.Н. Давиденков. – М.: Госиздат, 1929. – 289 с.
9. Костецкий Б. Исследование энергетического баланса при внешнем трении металлов / Б. Костецкий, Ю. Линник. – М.: Машиноведение, 1968. – №5. – С. 9.

10. Поляков А.А. Теоретический анализ основных механизмов эволюции трибосистем при избирательном переносе / А.А. Поляков // Долговечность трущихся деталей машин. – М.: Машиноведение, 1983. – №3. – С. 81.
11. Протасов Б. Анализ энергетических соотношений в трибосопряжении с использованием энтропийных оценок // Б. Протасов. – М.: Наука, 1987. – 309 с.
12. Рыжкин А. Термодинамические представления о процессах трения и изнашивания / А. Рыжкин. – М.: Наука, 1992. – 258 с.
13. Пригожин И. Термодинамическая теория структуры, устойчивости и флуктуаций / И.Г. Пригожин. – М.: Мир, 1973. – 264 с.

При трении образуются новые упорядоченные структуры с регулируемым уровнем энтропии. Этот эффект может быть использован для регулирования фрикционных характеристик контакта. Используя принципы термодинамики неравновесных процессов в открытых системах доказано, что пара трения удовлетворяет принципам самоорганизации.

Энергетическая теория трения, вторичные структуры, абразивное изнашивание, энтропия.

At friction new ordered structures with adjustable level of entropy are formed. This effect can be used for regulation of frictional characteristics of contact. Using principles of thermodynamics of nonequilibrium processes in open systems it is proved, that friction pair satisfies to self-organising principles.

Energetics theory friction, secondary structure, abrasive wear, entropy.

УДК 631.371

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГІДРОРЕАКТИВНОЇ ЛОПАТЕВОЇ МІШАЛКИ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА

**Г.А. Голуб, доктор технічних наук
М.Ю. Павленко, інженер**

Удосконалено математичну модель для визначення параметрів гідрореактивної лопатевої мішалки при виробництві дизельного біопалива.

Дизельне біопаливо, гідрореактивна лопатева мішалка, в'язке середовище, кут нахилу лопаток, діаметр форсунок.

© Г.А. Голуб, М.Ю. Павленко, 2014

10. Поляков А.А. Теоретический анализ основных механизмов эволюции трибосистем при избирательном переносе / А.А. Поляков // Долговечность трущихся деталей машин. – М.: Машиноведение, 1983. – №3. – С. 81.
11. Протасов Б. Анализ энергетических соотношений в трибосопряжении с использованием энтропийных оценок // Б. Протасов. – М.: Наука, 1987. – 309 с.
12. Рыжкин А. Термодинамические представления о процессах трения и изнашивания / А. Рыжкин. – М.: Наука, 1992. – 258 с.
13. Пригожин И. Термодинамическая теория структуры, устойчивости и флуктуаций / И.Г. Пригожин. – М.: Мир, 1973. – 264 с.

При трении образуются новые упорядоченные структуры с регулируемым уровнем энтропии. Этот эффект может быть использован для регулирования фрикционных характеристик контакта. Используя принципы термодинамики неравновесных процессов в открытых системах доказано, что пара трения удовлетворяет принципам самоорганизации.

Энергетическая теория трения, вторичные структуры, абразивное изнашивание, энтропия.

At friction new ordered structures with adjustable level of entropy are formed. This effect can be used for regulation of frictional characteristics of contact. Using principles of thermodynamics of nonequilibrium processes in open systems it is proved, that friction pair satisfies to self-organising principles.

Energetics theory friction, secondary structure, abrasive wear, entropy.

УДК 631.371

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГІДРОРЕАКТИВНОЇ ЛОПАТЕВОЇ МІШАЛКИ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА

**Г.А. Голуб, доктор технічних наук
М.Ю. Павленко, інженер**

Удосконалено математичну модель для визначення параметрів гідрореактивної лопатевої мішалки при виробництві дизельного біопалива.

Дизельне біопаливо, гідрореактивна лопатева мішалка, в'язке середовище, кут нахилу лопаток, діаметр форсунок.

© Г.А. Голуб, М.Ю. Павленко, 2014

Постановка проблеми. При виробництві дизельного біопалива одним із ключових етапів є процес перемішування рослинної олії та метилату калію під час естерифікації, який безпосередньо впливає на кількісні та якісні показники виходу дизельного біопалива. Перемішування компонентів необхідних для отримання дизельного біопалива може здійснюватись за допомогою гідродинамічної кавітації, механічної та гідрореактивної мішалки. Для забезпечення повноти проходження процесу естерифікації доцільно використовувати гідрореактивну лопатеву мішалку, яка перемішує емульсію за рахунок гідрореактивного струменю із форсунок, розміщених на кінцях лопаток встановлених під певним кутом. Вирішення питання визначення параметрів гідрореактивної лопатевої мішалки при виконанні технологічних операцій дозволить отримати дані для оптимізації роботи обладнання при естерифікації дизельного біопалива.

Аналіз останніх досліджень. Одним із вагомих внесків у теоретичні дослідження виробництва дизельного біопалива зробив Драгнєв С.В. [1], який розробив математичну модель технологічного процесу естерифікації для виробництва дизельного біопалива на основі теорії нечітких множин та нечіткої логіки.

Експериментально виробництво дизельного біопалива з впливом конструктивних та технологічних параметрів на якісний та кількісний вихід дизельного біопалива досліджували Вірьовка М.І. [2], Муштрук М.М. [3], Драгнєв С.В. [4] та інші.

Таким чином, необхідність проведення теоретичного дослідження конструктивних параметрів обладнання для виробництва дизельного біопалива є досить актуальною.

Метою досліджень є удосконалення математичної моделі для визначення параметрів гідрореактивної лопатевої мішалки при виробництві дизельного біопалива.

Результати досліджень. При виробництві дизельного біопалива з використанням гідрореактивної лопатевої мішалки неможливо забезпечити досягнення якісних показників дизельного біопалива та мінімальних питомих витрат енергії без обґрунтування її параметрів.

Основними параметрами гідрореактивної лопатевої мішалки є швидкість її обертання, діаметр форсунок та кут нахилу лопаток. При взаємодії лопаток із в'язким середовищем може виникнути ситуація, коли тормозний момент лопаток перевищує реактивну силу. Для попередження цього, подачу в'язкої рідини, діаметр форсунок та кут нахилу лопаток слід вибирати такими, щоб забезпечити перемішування. Для розгляду взаємодії лопаток гідрореактивної лопатевої мішалки із в'язким середовищем

(компонентами для отримання дизельного біопалива) скористаємося схемою, яка зображена на рис. 1.

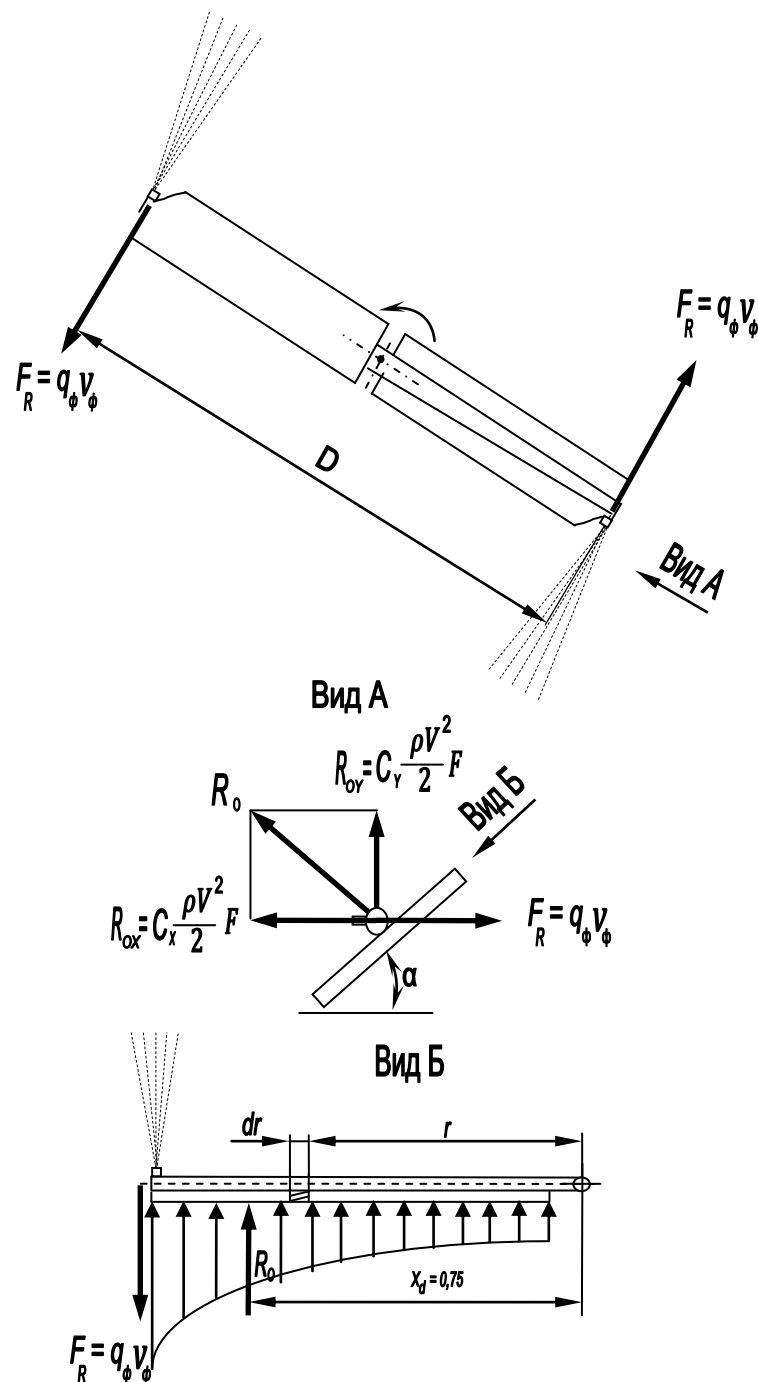


Рис. 1. Схема взаємодії лопаток гідрореактивної лопатевої мішалки із в'язким середовищем.

Лопатка гідрореактивної лопатевої мішалки, у загальному випадку встановлюється під кутом α до напрямку руху лопатки. Рух лопатки здійснюється під дією реактивної сили струменя, що викидається із форсунок, встановлених на кінцях трубопроводів і в які подається суміш олії з метилатом калію. В'язке середовище

(компоненти для отримання дизельного біопалива) протидіє переміщенню лопатки, що рухається під дією реактивної сили струменя. Як відомо, на лопатку діють складові нормальної реакції опору в'язкого середовища. При цьому горизонтальна складова нормальної реакції опору в'язкого середовища протидіє руху лопатки, а вертикальна створює підйомну силу діючу на лопатку.

Реактивну силу струменя, що створює обертальний момент гідрореактивної лопатевої мішалки визначимо із другого закону Ісака Ньютона, який він сформулював у наступному вигляді (імпульс тіла дорівнює імпульсу сили) [5] при постійній швидкості вильоту струменя:

$$dm_{\phi} v_{\phi} = F_R dt \text{ або } F_R = \frac{dm_{\phi}}{dt} v_{\phi}.$$

де dm_{ϕ} – маса рідини, що проходить через форсунку, кг; v_{ϕ} – швидкість вильоту струменя через форсунку, м/с; F_R – реактивна сила струменя, Н; dt – час за який через форсунку проходить задана маса рідини, с; q_{ϕ} – масовий розхід рідини через форсунку, кг/с.

При подачі в'язкого середовища насосом об'ємної дії масовий розхід залишається незмінним, а реактивна сила струменя становитиме:

$$F_R = q_{\phi} v_{\phi}, \quad (1)$$

Зазвичай у конструкціях гідрореактивних мішалок задіяні декілька форсунок. У такому випадку масовий розхід рідини через форсунки може бути визначений наступним чином:

$$q_{\phi} = \frac{Q_H n_H \rho}{60} 10^{-6}, \quad (2)$$

де Q_H – подача насоса (для шестерінчастих насосів приймається згідно технічної характеристики) [6], $\text{см}^3/\text{об.}$; $10^{-6} \text{ м}^3/\text{см}^3$ – кількість кубічних метрів в одному кубічному сантиметрі; n_H – частота обертання насоса, $\text{об.}/\text{хв.}$; $60 \text{ с}/\text{хв.}$ – кількість секунд в одній хвилині; ρ – густина рідини, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Швидкість вильоту струменя через форсунку можна визначити наступним чином [7]:

$$v_{\phi} = \frac{Q_H}{\mu S_{\phi} n_{\phi}} = \frac{q_H n_H}{60 \mu S_{\phi} n_{\phi}} 10^{-6}, \quad (3)$$

де Q_H – розхід рідини через форсунки, $\text{м}^3/\text{с}$; μ – коефіцієнт зменшення площі перерізу струменя при витіканні рідини із

форсунки, відн. од. [8]; S_ϕ – фактична площа перерізу форсунки, м²; n_ϕ – кількість форсунок, шт.

Таким чином, сумарна реактивна сила всіх струменів при подачі в'язкого середовища насосом об'ємної дії становитиме:

$$F_R = \left(\frac{q_H n_H}{60} 10^{-6} \right)^2 \frac{\rho}{\mu S_\phi n_\phi}. \quad (4)$$

Ньютон у праці "Математичні начала натуральної філософії", теоретично розрахував силу перпендикулярну до площини пластинки, що діє на неї в потоці рідини:

$$R = \rho v^2 A \sin^2 \alpha, \quad (5)$$

де R – повна аеродинамічна сила, Н; A – площа пластинки, м²; v – швидкість руху рідини відносно пластинки або навпаки, м/с; α – кут нахилу пластинки по відношенню до швидкості руху рідини, град.

Рівнодіюча сил опору (повна аеродинамічна сила) може бути розкладена на дві складові R_{ox} та R_{oy} , які в аеродинаміці називаються відповідно лобовим опором (сила напору) і підйомною силою [9]:

$$R_{ox} = R \cos \alpha = \rho v^2 A \sin^2 \alpha \cos \alpha; \quad (6)$$

$$R_{oy} = R \sin \alpha = \rho v^2 A \sin^3 \alpha, \quad (7)$$

У аеродинаміці ці сили записуються через коефіцієнти у наступному вигляді [10]:

$$R_{ox} = C_x \frac{\rho v^2}{2} A; \quad (8)$$

$$R_{oy} = C_y \frac{\rho v^2}{2} A, \quad (9)$$

де C_x, C_y – коефіцієнти відповідно лобового опору та підйомної сили лопатки, відн. од.

В'язке середовище (компоненти для отримання дизельного біопалива) протидіє переміщенню лопаток, що рухаються під дією реактивних сил струменів. При русі лопатки в реальній рідині, крім сили тиску на лопатку, яка перпендикулярна поверхні лопатки і прикладена в центрі тиску, будуть діяти сила тертя та сила опору обумовлені кінцевими розмірами лопатки, які направлені вздовж лопатки. Для врахування дії цих сил, а також інших недосліджених факторів, уведемо безрозмірні коефіцієнти зміни підйомної сили лопатки k_y та лобового опору k_x . Тоді складові повної аеродинамічної сили можна записати наступним чином:

$$R_{OX} = C_X k_X \frac{\rho v^2}{2} A; \quad (10)$$

$$R_{OY} = C_Y k_Y \frac{\rho v^2}{2} A, \quad (11)$$

Перепишемо ці рівняння, врахувавши обертальний рух лопаток:

$$R_{OX} = C_X k_X \frac{\rho \omega^2 r^2}{2} A; \quad (12)$$

$$R_{OY} = C_Y k_Y \frac{\rho \omega^2 r^2}{2} A, \quad (13)$$

де ω – кутова швидкість обертання лопаток, рад/с; r – відстань від центру обертання до точки прикладення сил, м.

Таким чином, при обертанні лопаток наявний факт зміни лобового опору і підйомної сили в залежності від радіуса обертання лопатки. Визначимо елементарний лобовий опір і підйомну силу, які діють на елементарну площу лопатки довжиною dr , яка знаходиться на відстані r від осі обертання, врахувавши розміри лопатки згідно рис. 2 та при постійній частоті обертання:

$$dR_{OX} = C_X k_X \frac{\rho \omega^2 r^2}{2} h dr; \quad (14)$$

$$dR_{OY} = C_Y k_Y \frac{\rho \omega^2 r^2}{2} h dr, \quad (15)$$

де h – ширина лопаток, м, а також елементарний момент опору dM_R , який створює елементарна сила лобового опору діючи на елементарну площу лопатки довжиною dr , яка знаходиться на відстані r від осі обертання:

$$dM_R = dR_{OX} r = C_X k_X \frac{\rho \omega^2 r^3}{2} h dr. \quad (16)$$

Інтегруючи вирази для елементарної сили лобового опору та елементарного моменту опору, завдяки дії елементарної сили лобового опору, отримаємо значення сили лобового опору та моменту опору в залежності радіуса обертання лопатки:

$$R_{OX} = C_X k_X \frac{\rho \omega^2}{2} h \int r^2 dr; \quad (17)$$

$$M_R = C_X k_X \frac{\rho \omega^2}{2} h \int r^3 dr, \quad (18)$$

або

$$R_{OX} = C_X k_X \frac{\rho \omega^2}{6} h r_{\max}^3 ; \quad (19)$$

$$M_R = C_X k_X \frac{\rho \omega^2}{8} h r_{\max}^4 , \quad (20)$$

де $r_{\max}$ – максимальний радіус лопатки, м.

Конструкція гідрореактивної лопатевої мішалки повинна бути виконана таким чином, щоб лопатки створювали підйомну силу направлену вгору, компенсуючи при цьому вагу мішалки та забезпечуючи зменшення або усунення навантаження на опорні підшипники. Скористаємося отриманими рівняннями для побудови динамічної моделі гідрореактивної лопатевої мішалки, яке буде мати наступний вигляд:

$$J \frac{d\omega}{dt} = \left(\frac{q_H n_H}{60} 10^{-6} \right)^2 \frac{\rho}{\mu S_\phi n_\phi} \sum_{i=1}^n r_{\phi i} - C_X k_X \frac{\rho \omega^2}{8} h \sum_{i=1}^n r_{\max i}^4 , \quad (21)$$

де $r_{\phi i}$ – радіус установки i -ої форсунки, м; n – кількість форсунок, шт.;
 $r_{\max i}$ – максимальний радіус i -ої лопатки, м,
або

$$J \frac{d\omega}{dt} = \beta - \gamma \omega^2 , \quad (22)$$

де J – момент інерції гідрореактивної лопатевої мішалки, кг м²; dt – зміна часу перемішування після початку роботи насоса, с;

$\beta = \left(\frac{q_H n_H}{60} 10^{-6} \right)^2 \frac{\rho}{\mu S_\phi n_\phi} \sum_{i=1}^n r_{\phi i}$ – крутний момент за рахунок реактивної

сили струї при подачі в'язкого середовища насосом об'ємної дії, який залежить від подачі та частоти обертання насоса, густини рідини, кількості форсунок, а також площі перерізу форсунки та умов

витікання із неї рідини, Н м; $\gamma = C_X k_X \frac{\rho}{8} h \sum_{i=1}^n r_{\max i}^4$ – момент опору при роботі гідрореактивної лопатевої мішалки, кг м².

Перепишемо диференціальне рівняння наступним чином:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\beta}{J} - \frac{\gamma}{J} \omega^2 ,$$

або

$$\frac{d\omega}{\frac{\beta}{J} - \frac{\gamma}{J} \omega^2} = dt . \quad (23)$$

Позначивши $\frac{\beta}{J} = a$ та $\frac{\gamma}{J} = b$, отримаємо

$$\frac{d\omega}{a - b\omega^2} = dt.$$

Загальне рішення диференційного рівняння знайдемо у наступному вигляді [11]:

$$\frac{1}{2\sqrt{ab}} \ln \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega} = t. \quad (24)$$

Часткове рішення знайдемо виходячи із початкових умов: при $t = 0$ кутова швидкість обертання гідрореактивної лопатевої мішалки дорівнює початковій кутовій швидкості, тобто $\omega = \omega_{\Pi}$:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2\sqrt{ab}} \left(\ln \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega} - \ln \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{\Pi}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{\Pi}} \right) &= t; \quad (25) \\ \ln \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega} - \ln \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{\Pi}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{\Pi}} &= 2t\sqrt{ab}; \\ \ln \frac{(\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega)(\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{\Pi})}{(\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega)(\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{\Pi})} &= 2t\sqrt{ab}; \\ \frac{(\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega)(\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{\Pi})}{(\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega)(\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{\Pi})} &= \exp(2t\sqrt{ab}); \\ \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega} &= \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{\Pi}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{\Pi}} \exp(2t\sqrt{ab}); \\ \sqrt{a} + \sqrt{b}\omega &= \sqrt{a} \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{\Pi}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{\Pi}} \exp(2t\sqrt{ab}) - \\ &\quad - \sqrt{b}\omega \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{\Pi}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{\Pi}} \exp(2t\sqrt{ab}) \\ \sqrt{b}\omega + \sqrt{b}\omega \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{\Pi}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{\Pi}} \exp(2t\sqrt{ab}) &= \\ &= \sqrt{a} \frac{\sqrt{a} + \sqrt{b}\omega_{\Pi}}{\sqrt{a} - \sqrt{b}\omega_{\Pi}} \exp(2t\sqrt{ab}) - \sqrt{a} \end{aligned}$$

$$\omega\sqrt{b}\left[1+\frac{\sqrt{a}+\sqrt{b}\omega_{\Pi}}{\sqrt{a}-\sqrt{b}\omega_{\Pi}}\exp(2t\sqrt{ab})\right]=$$

$$=\sqrt{a}\left[\frac{\sqrt{a}+\sqrt{b}\omega_{\Pi}}{\sqrt{a}-\sqrt{b}\omega_{\Pi}}\exp(2t\sqrt{ab})-1\right]$$

Таким чином, остаточно отримаємо вираз для визначення динаміки зміни кутової швидкості обертання гідрореактивної лопатевої мішалки, який має наступний вигляд:

$$\omega = \sqrt{\frac{a}{b}} \frac{\left[\frac{\sqrt{a}+\sqrt{b}\omega_{\Pi}}{\sqrt{a}-\sqrt{b}\omega_{\Pi}}\exp(2t\sqrt{ab})-1\right]}{\left[1+\frac{\sqrt{a}+\sqrt{b}\omega_{\Pi}}{\sqrt{a}-\sqrt{b}\omega_{\Pi}}\exp(2t\sqrt{ab})\right]}. \quad (26)$$

В усталеному режимі обертання гідрореактивної лопатевої мішалки, її кутова швидкість обертання становить:

$$\omega_y = \sqrt{\frac{a}{b}}. \quad (27)$$

На рис. 2 представлено криві розгону гідрореактивної лопатевої мішалки в залежності від частоти обертання насоса при куті установки лопаток 60° .

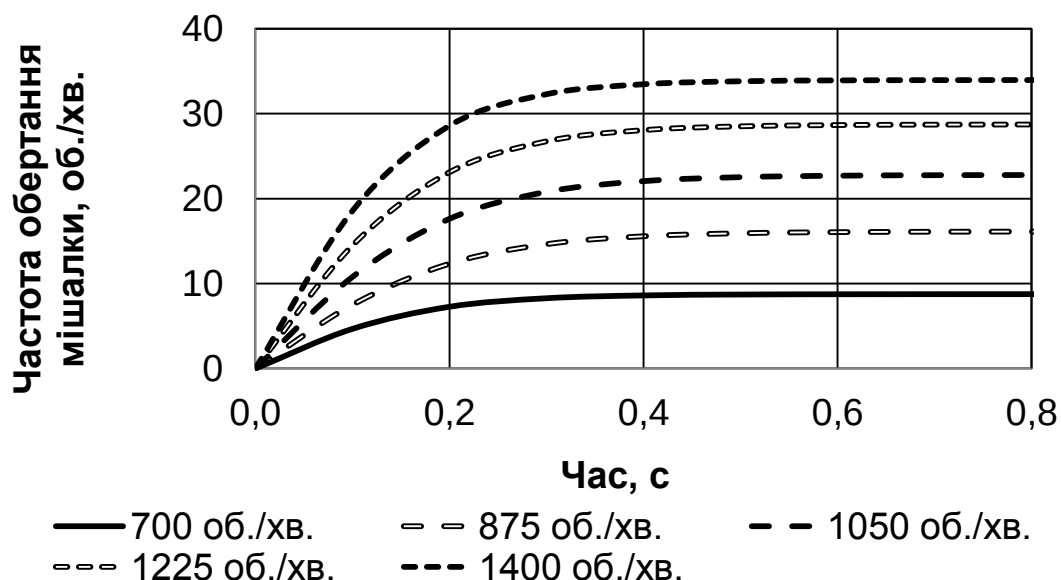


Рис. 2. Криві розгону гідрореактивної лопатевої мішалки в залежності від частоти обертання насоса при куті установки лопаток 60° .

Із графіка видно, що збільшення частоти обертання насоса практично не впливає на швидкість розгону та досягнення усталеної частоти обертання гідрореактивної лопатевої мішалки. Так, наприклад, при частоті обертання насоса 700 об./хв., усталена частота обертання гідрореактивної лопатевої мішалки становить 8,76 об./хв., а при частоті обертання насоса 1400 об./хв. – 34 об./хв.

На рис. 3 представлено залежність усталеної частоти обертання гідрореактивної лопатевої мішалки в залежності від частоти обертання насоса при куті установки лопаток 60° . Із графіка видно, що збільшення частоти обертання насоса призводить до збільшення усталеної частоти обертання гідрореактивної лопатевої мішалки. Так, наприклад, при частоті обертання насоса 700 об./хв., значення усталеної частоти обертання гідрореактивної лопатевої мішалки становить 8,76 об./хв., а при частоті обертання насоса 1400 об./хв., – 34 об./хв.

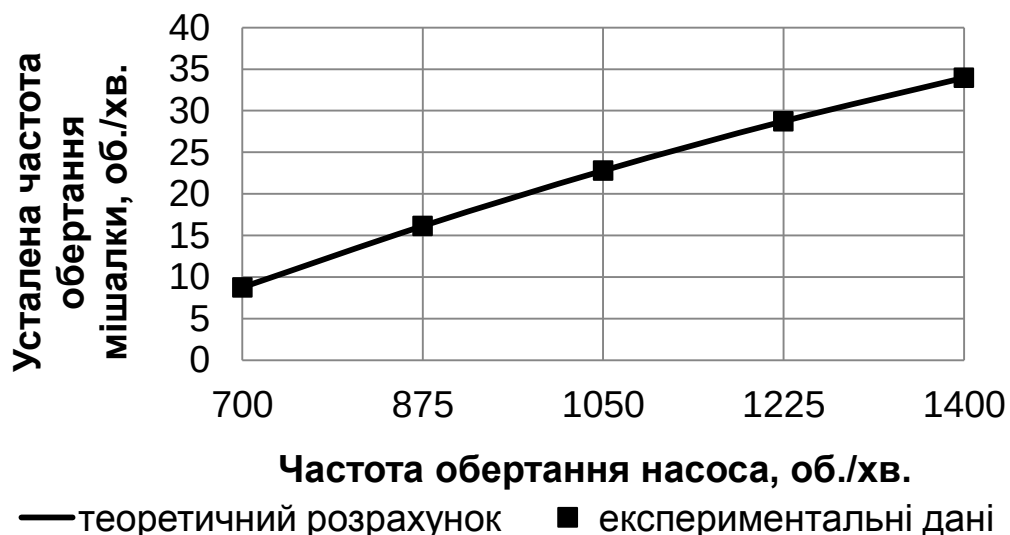


Рис. 3. Залежність усталеної частоти обертання гідрореактивної лопатевої мішалки в залежності від частоти обертання насоса при куті установки лопаток 60° .

На рис. 4 представлено залежність усталеної частоти обертання гідрореактивної лопатевої мішалки в залежності від кута установки лопаток при частоті обертання насоса 1050 об./хв.

Із графіка видно, що збільшення кута установки лопаток призводить до зменшення усталеної частоти обертання гідрореактивної лопатевої мішалки. Так, наприклад, при куті установки лопаток 30° , теоретичне значення усталеної частоти обертання гідрореактивної лопатевої мішалки становить 26,76 об./хв., експериментальне – 27,63 об./хв., а при куті установки лопаток 90° – 21,02 об./хв. та 21,58 об./хв., відповідно. Середнє

значення відхилення теоретичних значень від експериментальних не перевищує 2 %.

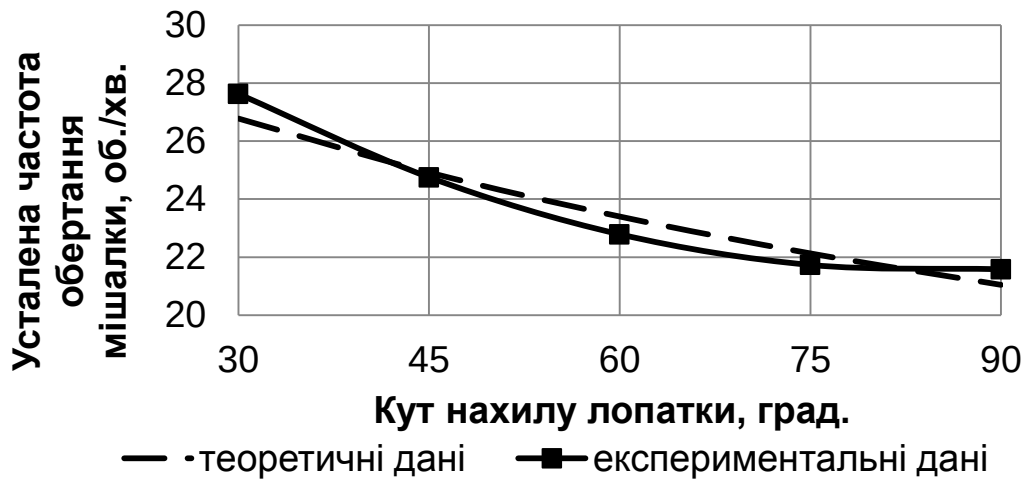


Рис. 4. Залежність усталеної частоти обертання гідрореактивної лопатевої мішалки в залежності від кута установки лопаток при частоті обертання насоса 1050 об./хв.

Потужність, яка необхідна для подачі рідини в гідрореактивну лопатеву мішалку, що забезпечить її роботу, визначається за загальновідомим виразом:

$$N_M = \frac{q_H n_H}{60 \eta_H} 10^{-6} H_H, \quad (28)$$

де N_M – потужність насоса, Вт; η_H – коефіцієнт корисної дії насоса, відн. од.; H_H – тиск створюваний насосом, Па.

Потужність, яка споживається привідним електродвигуном насоса із електричної мережі становитиме:

$$N_{EL} = \frac{N_M}{\eta_{ED} \cos \varphi} k_{зед} = \frac{q_H n_H 10^{-6}}{60 \eta_H \eta_{ED} \cos \varphi} H_H k_{зед}, \quad (29)$$

де N_{EL} – потужність, яка споживається привідним електродвигуном із електричної мережі, Вт; η_{ED} – коефіцієнт корисної дії електродвигуна, відн. од.; $\cos \varphi$ – частка активної потужності у повній потужності електродвигуна, відн. од.; $k_{зед}$ – коефіцієнт запасу потужності електродвигуна, відн. од.

Питомі витрати енергії на виробництво дизельного біопалива становитимуть:

$$E = \frac{N_{EL}}{Q} = \frac{q_H n_H 10^{-9}}{60 Q \eta_H \eta_{ED} \cos \varphi} H_H k_{зед}, \quad (30)$$

де E – питомі витрати енергії на виробництво дизельного біопалива, кВт год./м³; Q – продуктивність процесу перемішування, м³/год.

Висновок. Удосконалена математична модель для визначення параметрів гідрореактивної лопатевої мішалки при виробництві дизельного біопалива дозволяє розрахувати динаміку її розгону та визначити усталену частоту обертання в залежності від обертів насоса та кута нахилу лопаток.

Список літератури

1. http://www.vzta.com.ua/ru/produkcija/nasosy_shesterennye/nsh10b-3_nsh10g-3_nsh10d-3/
2. Голуб Г.А. Параметри кільцевого трубчатого етерифікатора для виробництва біодизельного палива / Г.А. Голуб, М.І. Вірьовка // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2009. – Вип. 134, ч. 2. – С. 124–131.
3. Двайт Г.Б. Таблицы интегралов и другие математические формулы / Б.Г. Двайт : [пер. с англ. Н.В. Леви под ред. К.А. Семендяева], 2-е изд. – М.: Наука, 1966. – 228 с.
4. Драгнєв С.В. Експериментальні дослідження технологічних показників процесу естерифікації рослинних олій / С.В. Драгнєв // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 3. – С. 163–172.
5. Драгнєв С.В. Нечітке моделювання технологічного процесу виробництва дизельного біопалива / С.В. Драгнєв // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 2007. – Вип. 117. – С. 350–357.
6. Драгнєв С.В. Обґрунтування конструктивних параметрів періодичного реактора естерифікації рослинних олій / С.В. Драгнєв, С.М. Кухарець // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 4. – С. 334–342.
7. Драгнєв С.В. Обґрунтування критеріїв подібності перемішування у процесі естерифікації рослинних олій / С.В. Драгнєв, В.М. Поліщук // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 2007. – Вип. 125. – С. 392–399.
8. Киттель Ч. Механика. Берклеевский курс физики / Ч. Киттель, У. Найт, М. Рудерман // Учебник для вузов. 3-е изд. – Санкт-Петербург Москва Краснодар: Лань, 2005. – 480 с.
9. Кухлинг Х. Справочник по физике / Х. Кухлинг : [пер. с нем. 2-е изд.]. – М.: Мир, 1985. – 520 с.
10. Муштрук М. Виробництво дизельного біопалива з технічних тваринних жирів / Муштрук М., Сухенко Ю., Сухенко В. // Техніка та технології АПК. – 2013. – № 4 (43). – С. 17–20.
11. Яковлев А.И. Основы гидродинамического расчета траловых распорных досок / А.И. Яковлев. – М.: ВНИРО, 1955. – 16 с.

Усовершенствовано математическую модель для определения параметров гидрореактивной лопастной мешалки при производстве дизельного биотоплива.

Дизельное биотопливо, гидрореактивная лопастная мешалка, вязкая среда, угол наклона лопаток, диаметр форсунок.

Mathematical model for determining the parameters of hydro jet paddle mixer in production of biodiesel is improved.

Biodiesel, hydro jet impeller, viscous medium, blade angle, diameter nozzles.

УДК 631.5

АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТЕХНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИРОЩУВАННЯ ОЗИМОЇ ПШЕНИЦІ

**В.М. Зубко, кандидат технічних наук
Сумський національний аграрний університет**

Стаття присвячена питанню підвищення біологічної та «залікової» врожайності озимої пшениці, шляхом забезпечення оптимальних умов для росту і розвитку рослини.

Озима пшениця, дослідження, вимоги рослини, сільськогосподарська машина, забезпечення якості, врожай.

Постановка проблеми. За роки незалежності України врожайність озимої пшениці зросла з 26-28 ц/га до 60-75 ц/га. І це ще не повністю використаний потенціал культури. На підвищення врожайності істотно вплинули: якість посівного матеріалу, засоби захисту рослин, які використовували для обробки посівного матеріалу та у процесі росту і розвитку рослини, стимулятори росту рослин, мінеральні добрива, впровадження іноземних машин, які підвищують якість виконання механізованої технологічної операції та зменшують тривалість її виконання.

При цьому, повністю реалізувати потенціал рослини заважає неповне, а інколи те, що взагалі не враховуються потреби рослини на кожній окремій фазі розвитку, що стримує її ріст, який не можна компенсувати на інших фазах.

Аналіз останніх досліджень. Виробництво зерна в останні роки постійно зростає, хоча і менше, ніж населення. В зв'язку з урбанізацією у країнах, підвищенням добробуту в ряді країн, що розвиваються, структура харчування людей змінюється. Вже сьогодні спостерігається зростання частки м'яса в їжі і ця тенденція

© В.М. Зубко, 2014

Дизельное биотопливо, гидрореактивная лопастная мешалка, вязкая среда, угол наклона лопаток, диаметр форсунок.

Mathematical model for determining the parameters of hydro jet paddle mixer in production of biodiesel is improved.

Biodiesel, hydro jet impeller, viscous medium, blade angle, diameter nozzles.

УДК 631.5

АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТЕХНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИРОЩУВАННЯ ОЗИМОЇ ПШЕНИЦІ

**В.М. Зубко, кандидат технічних наук
Сумський національний аграрний університет**

Стаття присвячена питанню підвищення біологічної та «залікової» врожайності озимої пшениці, шляхом забезпечення оптимальних умов для росту і розвитку рослини.

Озима пшениця, дослідження, вимоги рослини, сільськогосподарська машина, забезпечення якості, врожай.

Постановка проблеми. За роки незалежності України врожайність озимої пшениці зросла з 26-28 ц/га до 60-75 ц/га. І це ще не повністю використаний потенціал культури. На підвищення врожайності істотно вплинули: якість посівного матеріалу, засоби захисту рослин, які використовували для обробки посівного матеріалу та у процесі росту і розвитку рослини, стимулятори росту рослин, мінеральні добрива, впровадження іноземних машин, які підвищують якість виконання механізованої технологічної операції та зменшують тривалість її виконання.

При цьому, повністю реалізувати потенціал рослини заважає неповне, а інколи те, що взагалі не враховуються потреби рослини на кожній окремій фазі розвитку, що стримує її ріст, який не можна компенсувати на інших фазах.

Аналіз останніх досліджень. Виробництво зерна в останні роки постійно зростає, хоча і менше, ніж населення. В зв'язку з урбанізацією у країнах, підвищенням добробуту в ряді країн, що розвиваються, структура харчування людей змінюється. Вже сьогодні спостерігається зростання частки м'яса в їжі і ця тенденція

© В.М. Зубко, 2014

буде продукувати і в майбутньому. Попит на зерно в майбутньому ще більше зросте. Причому зростання попиту на м'ясо і на зерно і зростання чисельності населення по регіонах світу будуть різними [1]. Вирощування пшениці поширене по всьому світу. Зерно має велике значення в забезпеченні харчуванням зростаючої чисельності населення світу, тому зростання обсягів його виробництва особливо важливе [1].

Пшениця – головний продукт харчування приблизно для 35% населення світу і забезпечує приблизно 20% потреб населення в енергії. Переробка зерна не для харчової промисловості або кормових цілей (non food) поки незначна. У світі процес збирання пшениці проходить на протязі всього року [1].

З вищевикладеного можна зробити висновок про високу зацікавленість у зернових на ринку сільгосппродукції. При цьому, без знань коли і чого саме вимагає рослина при розвитку та збиранні, за рахунок неякісного і несвоєчасного, а подекуди і зовсім незабезпечення потреб рослини, спостерігається високий недобір врожаю, що веде до зростання собівартості кінцевої продукції, збільшення засміченості поля і, як результат, до зростання витрат на його післязбиральний обробіток [4]. Так, аналізом літературних джерел, за результатами багаторічних досліджень науковців Інституту сільського господарства Північного Сходу НААН України, науковців Сумського національного аграрного університету, за результатами власної співпраці з ТОВ «Лотуре-Агро» було встановлено, що лише за умови забезпечення оптимальних умов для росту та розвитку рослини можна отримати гарний врожай.

Так деякі з елементів формування врожаю описуються нижче.

Для різних ґрунтово-кліматичних зон та за різних макроекономічних умов оптимальні технології для кожного регіону будуть також відрізнятись. Чим нижче потенційно можлива врожайність і закупівельні ціни, тим менше окупаються специфічні витрати [1]. Тому важливим фактором при формуванні врожаю є вибір високопродуктивних і, що дуже важливо, районованих, сортів. Важливим фактором формування врожаю є загальна сума температур в конкретній місцевості та використання ФАР. Як показує практика потенційна врожайність зернових культур обмежується недостатнім використанням інсоляції в другій половині вегетаційного періоду (рис. 1) [1].

Для стрімкого розвитку рослини мало обрати гарний посівний матеріал. Для інтенсивного росту рослини необхідно забезпечити стартові умови, а саме провести якісний основний та передпосівний обробіток ґрунту машинами, робочі органи яких, в подальшому саме для обраної культури, забезпечили покращений доступу

поживними речовинами і вологою до стебла, та провести якісний посів сівалкою, яка оптимально «покладе насінину» у посівне ложе. Це забезпечить прискорення росту коренів в глибину і тим самим дозволить рослині бути більш конкурентоспроможною по відношенню до бур'янів і закласти гарний потенціал для формування врожаю [2]. Так, після якісної підготовки ґрунту до посіву і проведення самого посіву, під час росту і розвитку рослини дуже важливо у фазі редукції забезпечити виділення продуктивних пагонів. Редукція виникає за рахунок конкуренції між культурними рослинами, а також конкуренції з бур'янами і внутрішньорослинної конкуренції, ураження хворобами та шкідниками.

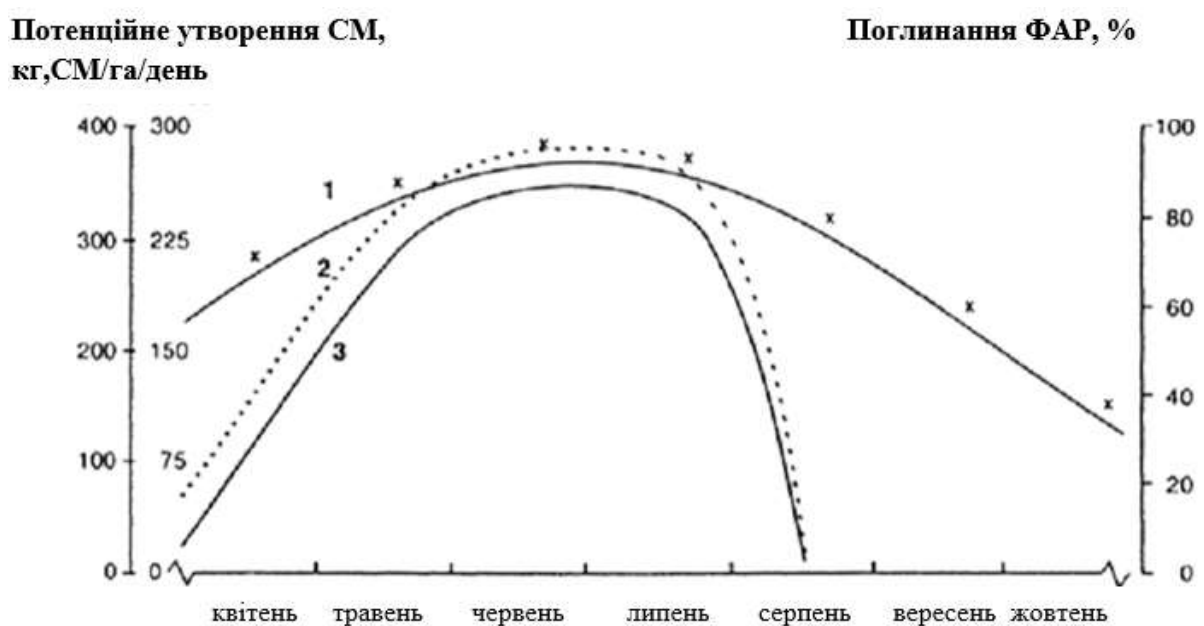


Рис. 1. Потенційно можливе виробництво при повному поглинанні ФАР (1), використання ФАР (2) і реально можливий денний приріст сухої маси озимої пшениці (3) в Середній Європі.

Під час цвітіння посіви мають своє остаточне число продуктивних стебел. У пшениці воно коливається від 350 до 700 шт./м². Шляхом проведення агротехнічних заходів, використовуючи машини таким чином, щоб вони і в часі і за якісними показниками відповідали вимогам рослини, треба прагнути до того, щоб отримати в процесі редукції то число продуктивних стебел, яке забезпечує для даного сорту оптимальні умови росту, і як результат, найвищий урожай зерна [1].

При вирощуванні зернових сьогодні реалізується більш-менш невелика частина від вихідної потенційної врожайності. Це є результатом того, що на окремі компоненти врожайності протягом вегетації впливають різні негативні фактори [1]. Ряд науковців вважають, що при середній врожайності озимої пшениці 60...70 ц/га

реалізується в середньому всього 25...33% від потенційно закладеної вихідної врожайності [5].

Сьогодні в окремих регіонах вже отримують до 100 ц/га пшениці. Це говорить про те, що врожайність зернових, у порівнянні з іншими культурами, досить висока. Причому на цьому генетичний потенціал ще не вичерпаний [1].

Завдання науковців на сьогодні полягає в тому, щоб забезпечити підвищення врожайності за рахунок факторів і машин у відповідних фазах розвитку посівів так, щоб їх дія в цілому вела до оптимальної для даної місцевості врожайності [3].

Період від посіву до збору врожаю у різних видів зернових різний, як і тривалість окремих фаз. Залежно від зовнішніх умов і від генотипу воно може змінюватися.

При вирощуванні зернових необхідно чітко розуміти для яких цілей вирощується зерно. Як показує практика, із зростаючою специфічною інтенсивністю виробництва (використання азотного добрива, фунгіцидів, регуляторів росту), зростає частка протеїну, а при більш низькій інтенсивності вирощування і при достатньому постачанні вологи – крохмалю [1]. Для ефективного економічно та екологічно стійкого виробництва сільськогосподарських продуктів необхідне [1]:

- забезпечення доступу господарств до науково-технічного прогресу, сучасних машин і устаткування, мінеральних добрив різних форм та засобів захисту рослин;

- науково-технічне обслуговування господарств і сільськогосподарських підприємств мережею приватних і державних науково-виробничих установ.

При цьому сучасними машини повинні називатись так не тому, що вироблені нещодавно, а саме тому, що можуть якісно забезпечувати рослині ті умови, які вона потребує.

Для істотного зниження витрат на одиницю продукції відповідною стратегією може бути: зниження витрат робочого часу шляхом подальшої раціоналізації технологій виробництва зерна в результаті впровадження біологічного та технічного наукового прогресу [1].

Метою досліджень є вивчити як розвивається рослина для того, щоб в подальшому підібрати машини, які будуть якісно виконувати механізовані технологічні операції для забезпечення всіх потреб рослини.

Результати досліджень. Вирощування будь-якої сільськогосподарської культури складний і відповідальний процес. За умови, якщо господар хоче отримати гарний врожай у кількісному та якісному відношенні, необхідно досконало вивчити всі необхідні

умови забезпечення життєдіяльності рослини. Лише знаючи, що саме і коли вимагає рослина, можна визначити, яким робочим органом забезпечувати потреби рослини. Відповідно до цього визначити для кожної стадії розвитку сільськогосподарську машину або, якщо машини з необхідними робочими органами, які забезпечують вимоги рослини, не існує, запропонувати сільськогосподарським машинобудівникам розробити таку машину, яка б відповідала потребам рослини. Використання машин повинно контролюватись забезпеченням якісних показників. Мова йде про оптимальні показники для кожної технологічної операції та допустимі відхилення від оптимуму.

Для встановлення, на скільки впливає забезпечення якісних вимог росту і розвитку рослини на її врожайність, проаналізували три варіанти вирощування озимої пшениці на основі результатів багаторічних досліджень науковців Інституту сільськогосподарства Північного Сходу НААН України, науковців Сумського національного аграрного університету, за результатами власної співпраці з ТОВ «Лотуре-Агро» (рис. 2) [4]:

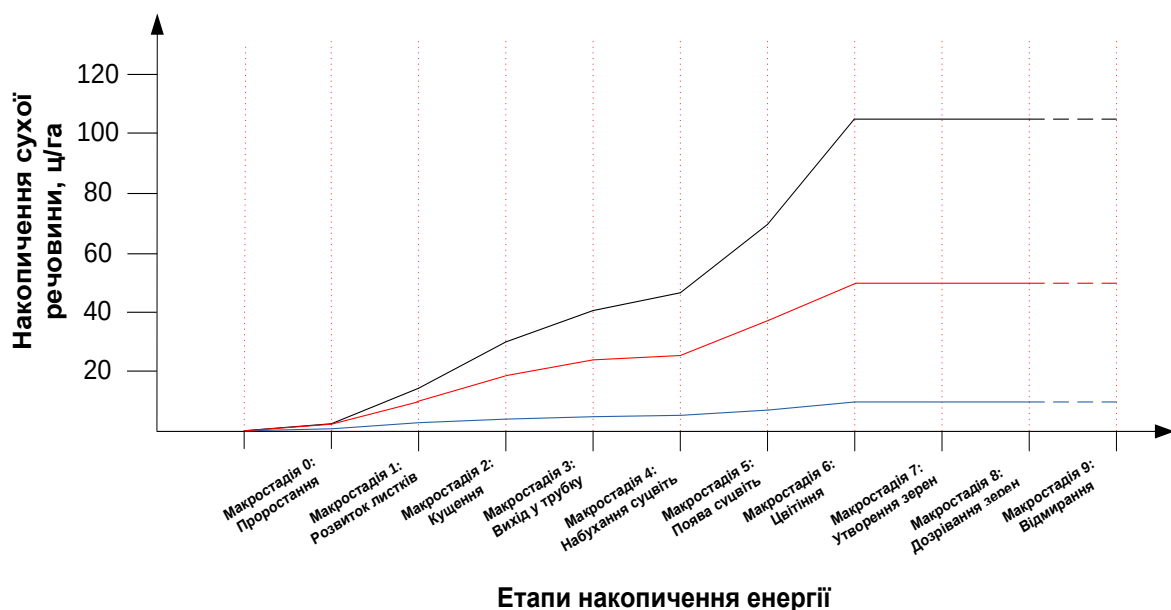


Рис. 2. Етапи росту і розвитку озимої пшениці.

- перший варіант: вирощування озимої пшениці відбувалось з урахуванням всіх вимог рослини на кожній макростадії її розвитку, кількість механізованих операцій була максимальна, в порівнянні з технологіями, які досліджувались, операції виконувались у скорочені терміни, відхилення від вимог до технологічної операції були мінімальні;
- другий варіант: вирощування озимої пшениці відбувалось з урахуванням основних вимог рослини на кожній макростадії її

розвитку, кількість механізованих операцій була середня, в порівнянні з технологіями, які досліджувались, операції виконувались у встановлені агростроки, відхилення від вимог до технологічної операції були у межах допуску;

- третій варіант: для забезпечення даного варіанту виконувався посів, обробка посівів гербіцидами, фунгіцидом та інсектицидом (за потреби), кількість механізованих операцій була мінімальна, в порівнянні з технологіями, які досліджувались, операції виконувались у межах агростроків, відхилення від вимог до технологічної операції були у межах допуску.

На рис. 2 є лінії, які вказують на наступне:

- (——) – накопичення максимальної кількості енергії при забезпеченні всіх умов для рослини;
- (—) – накопичення енергії за умови виконання всіх агрономічних прийомів у встановлені агростроки та якісні показники;
- (—) – накопичення енергії за умови виконання мінімальних агрономічних прийомів у встановлені агростроки та якісні показники.

Для аналізу інтенсивності розвитку рослини на кожній фазі аналізувались темпи утворення сухої речовини рослини. На кожному етапі фіксувалось накопичення сухої речовини. При цьому, аналізувались всі три варіанти. В результаті отримали наступні данні:

- максимальне накопичення сухої речовини спостерігалось у досліді, де максимально дотримувались вимог, які необхідні озимій пшениці для її росту і розвитку. В цьому досліді накопичена суха речовина складала 105 ц/га;
- середню врожайність отримали у досліді де виконували всі технологічні операції в агростроки та за умови дотримання якісних показників у встановлених межах. Накопичена суха речовина у цьому досліді склала 51 ц/га;
- найнижча врожайність припала на той дослід, де нами був проведений посів, обробка сходів гербіцидами, інсектицидом та фунгіцидом. В цьому досліді біологічна врожайність становила 11 ц/га.

Висновки

1. На основі проведених досліджень, щодо потреб народонаселення світу, встановлено, що потреби у продукції рослинництва, зокрема зернових, стрімко зростає. Це пов'язано зі стрімким зростанням чисельності населення та за зміною структури харчування (вживання більшої кількості продукції тваринництва). Також продукцію зернових культур використовують не тільки для харчування, а й для отримання альтернативної енергії, виробництва

крохмалю для харчової і хімічної промисловості. Доцільним є вирощування зернових і для покращення екологічної складової життєдіяльності людини. Всі ці фактори з кожним роком підвищують важливість і розширюють площі під зернові.

2. Аналізом літературних джерел та на основі власних досліджень доведено, що на сьогодні ефективність вирощування зернових знаходиться на дуже низькому рівні. Великі втрати зерна супроводжують низьку рентабельність і додаткове засмічення полів рослинністю. Сьогоднішня врожайність на рівні 60-80 ц/га це близько 30% від біологічної врожайності рослин. Дослідження фаз розвитку озимої пшениці дає можливість встановити ті контрольні точки, в яких ми отримуємо втрати, тому їх подальше дослідження забезпечить не лише зберігання врожаю на сьогоднішній день, а й дасть можливість підвищити його за рахунок агроприйомів та більш ефективного використання техніки.

3. Аналіз показує, щоб отримати гарний врожай озимої пшениці необхідно їй «допомагати» розвиватись на кожній мікростадії, технологічні операції повинні виконуватись якомога якісніше, максимально відповідати потребам рослини, та у найстисліше терміни.

4. Наше завдання полягає в тому, щоб забезпечити підвищення врожайності за рахунок ефективного вибору машин, які у відповідних фазах розвитку посівів забезпечували ті умови для росту і розвитку рослини, які вона потребує [3].

Список літератури

1. *Дутер Шпаар и др.* (Выращивание, уборка, доработка и использование) / Под общей ред. *Д. Шпаара*. – М.: ИД ООО «DLV АГРОДЕЛО», 2008 – 656 с.
2. *Schilling, G.* Pflanzenernährung und Düngung / *G. Schilling* // Verlag Eugen Ulmer. – Stuttgart, 2000. – 464 S.
3. *Reiner, L.* Weizen aktuell / *L. Reiner* // DLG-Verlag Frankfurt. – Main, 1992. – 280 S.
4. *Зубко В.М.* Аналіз етапів росту і розвитку рослини як основа для проектування комплексів машин та їх робочих органів / *В.М. Зубко* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Х., 2013. – Вип. 148. – С. 204–208.
5. *Зубко В.М.* Особливості формування біологічної врожайності озимої пшениці / *В.М. Зубко* // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2013. – Вип. 185, ч. 3. – С. 328–334.

Статья посвящена вопросу повышения биологической и «зачетной» урожайности озимой пшеницы, путем обеспечения оптимальных условий для роста и развития растения.

Озимая пшеница, исследования, требование растения,

сельскохозяйственная машина, обеспечение качества, урожай.

This paper is devoted to issue of increasing biological and "record" yield of winter wheat by providing optimal conditions for growth and development of plants.

Winter wheat, test, claims plant, agricultural machinery, assurance quality, yield.

УДК 621.86.063.2

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ ЩЕЛЕП ГІДРОЗАХВАТА ЗА ДИНАМІЧНИМ КРИТЕРІЄМ

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
П.В. Лимар, інженер***

У статті представлена методика оптимізації режиму руху щелеп грейферного гідрозахвата. Критерієм оцінювання обрана енергія прискорень системи. Отриманий оптимальний динамічний режим руху щелеп, який забезпечує мінімум динамічних навантажень на механізм захвата.

Гідрозахват, оптимізація, динамічні навантаження, сила захоплення, щелепи.

Постановка проблеми. Грейфер для колод – це механізм для обробки деревини, який може бути прикріплений до кранової системи, маніпуляторного навантажувача, трелювальних тракторів, форвардерів та інших машин для навантаження, розвантаження, сортування, операцій укладки на лісних складах або на лісосіках. Грейфери трелювальних тракторів широко використовуються в лісовій промисловості протягом багатьох років. Статистика показує що валочно-пакувальні роботи мають коефіцієнт використання до 75 відсотків [1]. Однак, лише кілька посилань можна знайти про конструкцію або механіку захоплення грейфером деревини. Оскільки сила захоплення є ключовим фактором, який використовується для визначення структури та параметрів грейфера в процесі проектування, необхідно розробити більш досконалі моделі, щоб зрозуміти як діють сили захоплення.

© В.С. Ловейкін, П.В. Лимар, 2014

сельскохозяйственная машина, обеспечение качества, урожай.

This paper is devoted to issue of increasing biological and "record" yield of winter wheat by providing optimal conditions for growth and development of plants.

Winter wheat, test, claims plant, agricultural machinery, assurance quality, yield.

УДК 621.86.063.2

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ ЩЕЛЕП ГІДРОЗАХВАТА ЗА ДИНАМІЧНИМ КРИТЕРІЄМ

**В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
П.В. Лимар, інженер**

У статті представлена методика оптимізації режиму руху щелеп грейферного гідрозахвата. Критерієм оцінювання обрана енергія прискорень системи. Отриманий оптимальний динамічний режим руху щелеп, який забезпечує мінімум динамічних навантажень на механізм захвата.

Гідрозахват, оптимізація, динамічні навантаження, сила захоплення, щелепи.

Постановка проблеми. Грейфер для колод – це механізм для обробки деревини, який може бути прикріплений до кранової системи, маніпуляторного навантажувача, трелювальних тракторів, форвардерів та інших машин для навантаження, розвантаження, сортування, операцій укладки на лісних складах або на лісосіках. Грейфери трелювальних тракторів широко використовуються в лісовій промисловості протягом багатьох років. Статистика показує що валочно-пакувальні роботи мають коефіцієнт використання до 75 відсотків [1]. Однак, лише кілька посилань можна знайти про конструкцію або механіку захоплення грейфером деревини. Оскільки сила захоплення є ключовим фактором, який використовується для визначення структури та параметрів грейфера в процесі проектування, необхідно розробити більш досконалі моделі, щоб зрозуміти як діють сили захоплення.

© В.С. Ловейкін, П.В. Лимар, 2014

Аналіз останніх досліджень. Теоретичні аспекти грейферів, які повинні бути розглянуті в процесі проектування – це сили, які діють на захват, структурні властивості, параметри і кінематика руху [2]. З 1950 року кілька методів були застосовані для аналізу і розрахунку сили опору захоплення або сили захвату колод грейфером. Розробка концепції визначення сили та опору захоплення грейферів для деревини вперше була введена і описана Таубером [3]. Опір захоплення також розраховується на основі сили тертя між колодами. Цей підхід розглядається тільки для руху колод незалежно від конструкції грейфера. При цьому напрямок і дія сил опору захвату не можуть бути визначені таким підходом. Моделі руху колод також значно різняться в залежності від умов роботи грейферних навантажувачів.

Мета досліджень. Розробити методiku оптимізації руху грейферного гідрозахвата, яка забезпечує мінімум динамічних навантажень на механізм.

Результати досліджень. Сила захоплення – це сила, що діє на щелепи грейфера і забезпечує їхнє закриття. Силою опору є реакція сили захоплення. Для того, щоб змодельовати силу захоплення, в першу чергу повинен бути визначений опір захоплення. Використовуються такі припущення при визначенні сил опору захвату, що діють на щелепи грейфера під час захоплення:

1) грейфер утримує загальну вагу захоплених колод, коли щелепи закриті;

2) під час захоплення колод діє сила тертя між колодами із зовнішньої сторони щелеп;

3) під час захоплення колод сила опору, що діє на щелепи, приймається з фіксованою схемою розподілу. Залежність для моделювання сили захоплення колод із штабелю має вигляд $p(x) = kx^2$, де $p(x)$ – картина розподілу сили опору захоплення щелеп; u – вертикальна відстань від вершини до кінцівки щелепи; k – коефіцієнт, пов'язаний із структурою і вагою грейфера.

Коли грейфер починає захоплювати колоди, кінці щелеп спочатку занурюються в щілину між колодами, після чого щелепи поступово закриваються. Оскільки захват симетричної структури, то сили що діють на захват грейфера, можуть бути описані як показано на рис. 1,а. Опір розподілений на зовнішній стороні щелепи приймається дискретним і, як правило, не відповідає моделі та варіюється залежно від способу захоплення. Таким чином, результуюча сила використовується для представлення опору в цій моделі. Якщо припустити, що R результуюча сила суми усіх сил $\sum R$, то момент усіх сил відносно точки O для грейфера на її рівноважний стан може бути виражена як:

$$M_O(\varphi) = Pa(\varphi) = Rfd(\varphi) + mgl_1(\varphi), \quad (1)$$

де P – сила захоплення (H);

R – складова сили опору захоплення;

a, d, l – позиції сил, пов'язані зі структурою грейфера;

f – коефіцієнт тертя між колодами і щелепами грейфера ($f=0,4$);

m – маса колод;

g – прискорення вільного падіння;

φ – кутова координата повороту щелепи.

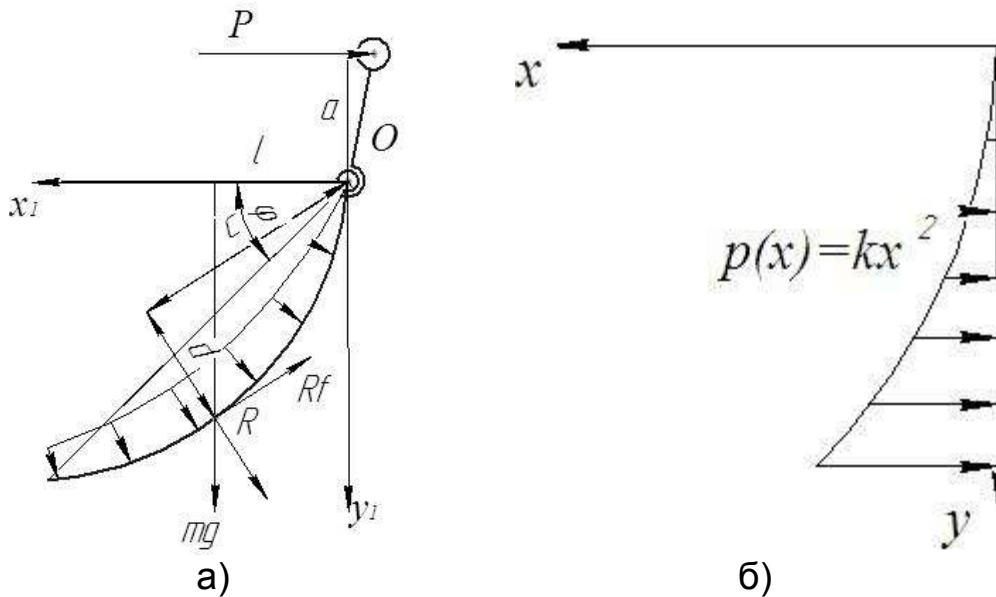


Рис. 1. Схема сил що діють на щелепи грейфера.

Таким чином сила захвату P , що діє на щелепи, виражається наступною залежністю:

$$P = \frac{1}{a(\varphi)} \sum Rfd(\varphi) - mgl(\varphi) \quad (2)$$

На рис. 2, відображені системи координат: x_1oy_1 – нерухома і xoy – рухома системи координат, що визначають положення щелеп. Точку дії результуючої сили R на щелепу можна визначити на основі розподілу сил опору захоплення. Фіксована форма розподілу була використана для моделювання опору захоплення із штабелю колод (рис. 1,б), для $p(x) = kx^2$.

Для визначення рівняння кривої, що описує кривину щелепи розв'яжемо диференціальне рівняння третього порядку $\ddot{y}(h) = 0$ з наступними крайовими умовами:

$$y(0) = 0; \quad y\left(\frac{4}{7}h\right) = 0,14; \quad y(h) = 0, \quad (3)$$

і отримаємо:

$$y = f(x) = 0,82x - 1,17x^2, \quad (4)$$

де $h=0,7\text{м}$ – відстань від точки кріплення до кінця щелепи.

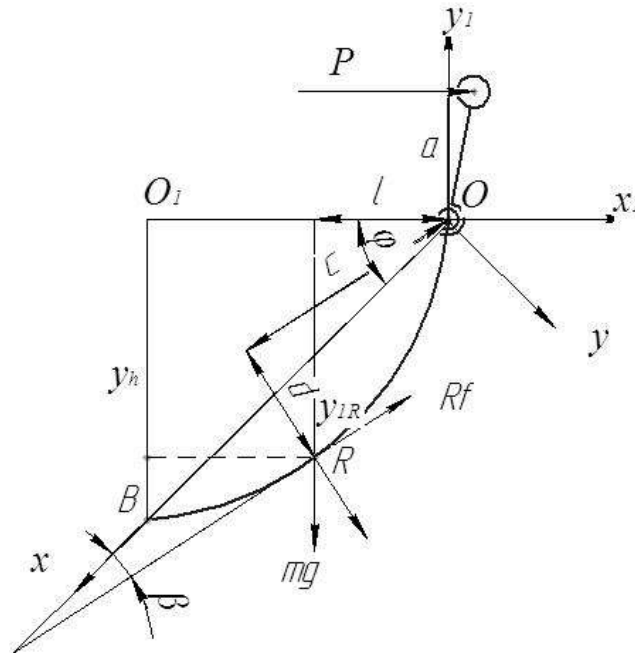


Рис. 2. Схема дії сил опору захоплення.

Щоб визначити кут повороту щелепи, використаємо нерухому систему координат x_1Oy_1 , скориставшись формулами для перетворення координат, коли початок координат не змінився, а осі рухомої системи координат повернуто на кут φ відносно нерухомої системи координат [4]:

$$x_1 = x \cdot \cos(\pi - \varphi) + y \cdot \sin(\pi - \varphi); \quad (5)$$

$$y_1 = -x \cdot \sin(\pi - \varphi) + y \cdot \cos(\pi - \varphi). \quad (6)$$

Припустимо, що y_{1R} – вертикальна відстань від точки дії результуючої сили R до рами гідрозахвата і y_{1h} – вертикальна відстань між кінцем щелепи і рамою (рис 2), тоді можемо знайти y_{1R} (для $p(x) = kx^2$, захват штабелю колод):

$$y_{1R} = \frac{\int_0^{y_h} x k x^2 dx}{k x^2 dx} = -\frac{3}{4} y_{1h} = -\frac{3h}{4} \sin(\varphi), \quad (7)$$

графік якої наведений на рис. 3.

Знайдемо x_R у рухомій системі координат. Для цього розв'яжемо рівняння (5) відносно x_1 підставивши $y=ax+bx^2$.

$$[b \cos(\pi - \varphi)] x_R^2 + [a \cos(\pi - \varphi) - \sin(\pi - \varphi)] x_R - y_{1R} = 0. \quad (8)$$

Зробимо деякі заміни для спрощення розрахунків:

$$A = b \cos(\pi - \varphi); \quad B = a \cos(\pi - \varphi) - \sin(\pi - \varphi); \quad C = y_{1R},$$

і отримаємо $Ax_R^2 + Bx_R - C = 0$. Звідки знайдемо два розв'язки рівняння і побудуємо їх графіки:

$$x_{R1} = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad x_{R2} = \frac{-B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}.$$

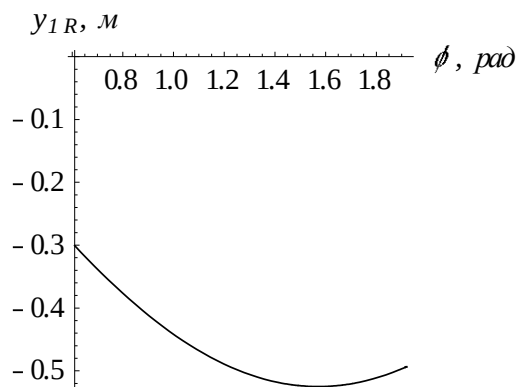
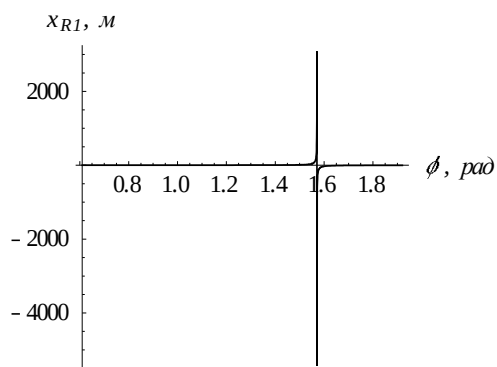


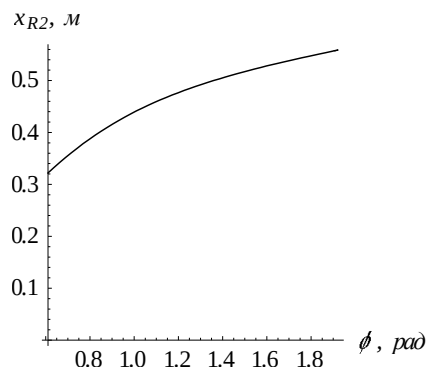
Рис. 3. Графік залежності відстані y_{1R} від кута ϕ повороту щелепи.

З отриманих графіків (рис. 4) видно, що одним можливим розв'язком є:

$$x_{R2} = \frac{-B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}. \quad (9)$$



а)



б)

Рис. 4. Графіки залежності положення точки прикладання рівнодійної сили R по вісі x від кута ϕ .

Щоб знайти довжину плеча l відкладену по вісі x_1 , підставимо в рівняння (5) x_{R2} замість x . На основі виконаних розрахунків побудуємо графік залежності довжини плеча прикладеної сили mg в точці R від кута повороту щелепи (рис. 5).

Кут β (рис. 2) показує кут між віссю x і дотичною лінією діючої точки прикладання рівнодійної сили R . Оскільки функція $y=f(x)$ відома, то залежність β можна отримати наступним чином (рис. 6):

$$\beta = \arctg(-f'(x)). \quad (10)$$

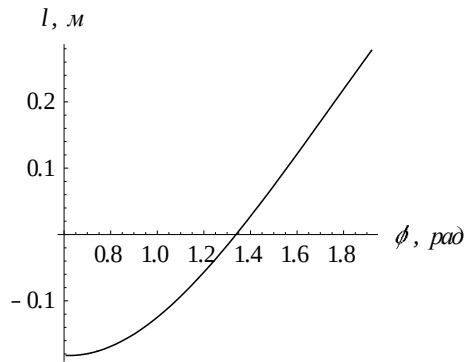


Рис. 5. Графік залежності довжини плеча l від кута повороту щелепи ϕ .

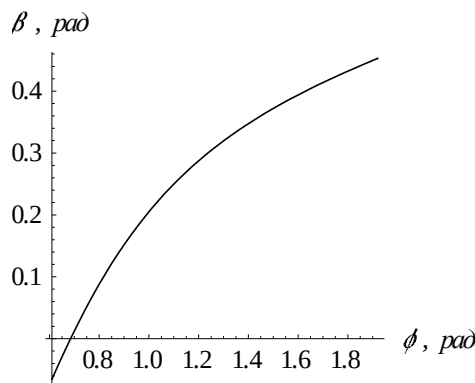


Рис. 6. Залежність кутової координати β від ϕ .

Виконавши деякі розрахунки, можна вирахувати довжину плеч прикладання сил в точці дії рівнодійної сили опору R : c – плече сили R і d – плече прикладання сили тертя на зовнішній стороні щелепи Rf :

$$c = l \cos(\beta - \phi) - \sin(\beta - \phi)y_{1R}, \quad (11)$$

$$d = l \sin(\beta - \phi) - \cos(\beta - \phi)\sin \phi y_{1R}. \quad (12)$$

Силу опору захоплення R можна вирахувати наступним чином:

$$R = \frac{mg \cos(\phi - \beta)}{2} \quad (13)$$

Для параметрів захвата $m=270$ кг, $g=9,8$ м/с побудовано графік зміни сили R від кута повороту щелепи (рис. 7).

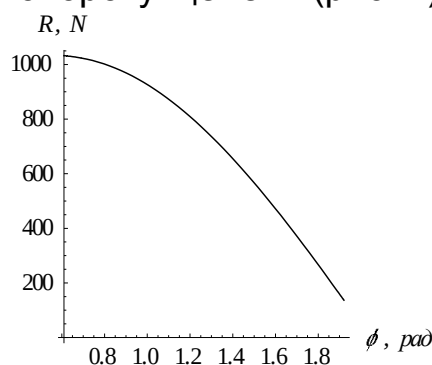


Рис. 7. Графік залежності сили R від кута повороту щелепи.

Підставивши значення R , l і d в рівняння (2) визначимо момент сил, що виникає навколо точки O :

$$M_o(\varphi) = \frac{mg \cos(\varphi - \beta)}{2} \cdot l \sin(\beta - \varphi) - \cos(\beta - \varphi) \sin \varphi_{1R} f + \frac{mgl}{2}. \quad (14)$$

Отриманий вираз є нелінійним відносно φ , тому для проведення подальших розрахунків виконаємо заміну цього виразу на інший, тобто проведемо апроксимацію. Для проведення апроксимації будемо вимагати, щоб апроксимаційний поліном задовольняв п'ятьом умовам:

$$\begin{cases} M_{anp}(0) = 0; \\ M_{anp}(0.71) = -298,2; \\ \dot{M}_{anp}(0.71) = 0; \\ M_{anp}(1.92) = 349.5 \\ M_{anp}(1.45) = 0. \end{cases} \quad (15)$$

Ці умови забезпечують рівність апроксимаційної функції та функції (14) у чотирьох точках: початковій, кінцевій, мінімальному значенні та нульовому значенні моменту. В результаті чого отримуємо апроксимаційний поліном:

$$M_{anp} = \varphi(-778.749 + \varphi(378.895 + (245.406 - 94.8538 \varphi) \varphi)) \quad (16)$$

і побудуємо графіки за залежностями (14) і (16) (рис. 8), з яких видно що отримані залежності є рівнозначними.

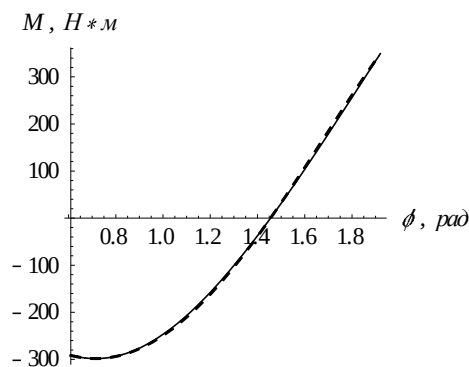


Рис. 8. Графік залежності моменту сили відносно точки O : —, графік апроксимованого значення моменту: - - - - .

Оптимальний динамічний режим руху щелеп грейферного захвата може бути отриманий в результаті мінімізації інтегрального функціонала

$$I_V = \int_0^{t_1} V dt \rightarrow \min, \quad (17)$$

де в якості підінтегральної функції використана енергія прискорень [5]:

$$V = \frac{1}{2} J_0 \left(\ddot{\varphi} - \frac{M}{J_0} \right)^2, \quad (18)$$

в якій $J_0 = 8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції щелепи відносно осі обертання; $\ddot{\varphi}$ – кутове прискорення щелепи.

Для цього визначимо необхідну умову мінімуму критерію (17) – рівняння Ейлера-Пуассона:

$$\frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial V}{\partial \ddot{\varphi}} - \frac{d}{dt} \frac{\partial V}{\partial \dot{\varphi}} + \frac{\partial V}{\partial \varphi} = 0, \quad (19)$$

яке для розглянутого механізму має вигляд:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{J_0} (834251.4\varphi^4 - 34965\varphi^5 - 162943.7\varphi^6 + 35989\varphi^7 + \varphi(606450.7 - 1472.4\dot{\varphi}^2 - J_0 1515.6\ddot{\varphi})) + \\ & + \varphi^2 (-885191.8 + J_0 1138.2\ddot{\varphi}^2 - J_0 1472.4\ddot{\varphi}) + \\ & + \varphi^3 (-477316 + J_0 758.8\ddot{\varphi}) + J_0 (-757.8\dot{\varphi}^2 + 1557.5\ddot{\varphi} + J_0 \varphi^4) = 0. \end{aligned} \quad (20)$$

Отримане рівняння є нелінійним однорідним диференціальним рівнянням другого порядку. Розв'язання рівняння (20) є досить складною задачею. Тому використаємо прямий варіаційний метод. Надалі задамо диференціальне рівняння:

$$\varphi^{VII} = 0, \quad (21)$$

яке необхідно розв'язати при вказаних крайових умовах:

$$\varphi(0) = \varphi_0; \quad \dot{\varphi}(0) = 0; \quad \ddot{\varphi}(0) = 0; \quad \varphi\left(\frac{T}{2}\right) = q; \quad \varphi(T) = \varphi_T; \quad \ddot{\varphi}(T) = 0; \quad \dot{\varphi}(T) = 0. \quad (22)$$

Згідно методу, знаходимо опорну функцію, яка є розв'язком крайової задачі:

$$\varphi = \frac{-64qt^3(t-T)^3 - (2t-T)((t-T)^3(16t^2 + 5tT + T^2)\varphi_0 + t^3(16t^2 - 37tT + 22T^2)\varphi(T))}{T^6}. \quad (23)$$

Підставимо отриманий закон руху щелепи у підінтегральний вираз (18) функціоналу (17) та знайдемо інтеграл. Обсяг виразу, який описує інтеграл є досить значним і тому ми його тут не приводимо. Для того, щоб мінімізувати значення інтегралу необхідно чисельно розв'язати рівняння при таких параметрах ($\varphi_0 = 0,61$; $\varphi_T = 1,92$; $T = 6\text{с}$), для цього використаємо умову

$$\frac{\partial I}{\partial q} = 0. \quad (24)$$

Розв'язавши це рівняння, отримаємо наближений розв'язок варіаційної задачі. Представимо графіки знайдених кінематичних функцій щелепи (рис. 8).

З даних графіків видно, що оптимальний динамічний режим руху щелепи забезпечує її плавний рух на всьому проміжку часу. Це свідчить про те, що в механізмі не виникатиме значних динамічних навантажень.

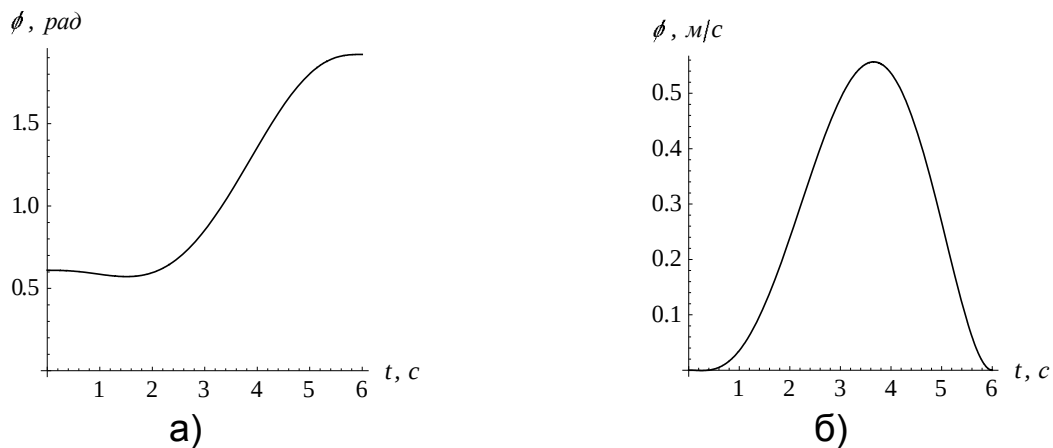


Рис. 8. Графіки функції зміни кута повороту щелепи (а), та її швидкості (б).

Висновок. Синтезовано наближений до оптимального динамічного режиму руху щелепи грейферного механізму, який доставляє мінімум обраному критерію. Закон руху (24) представляє собою оптимальний динамічний режим руху, що забезпечує мінімум динамічних навантажень і дає можливість підвищити довговічність приводу та грейферного механізму в цілому.

Список літератури

1. Thompson J. D. 2001. Calculating utilization rates for rubber-tired grapple skidders in the Southern United States. Proceedings of the 24th Annual COFE Meeting. Snowshoe, West Virginia. July 18-19, 2001: pp. 29-31.
2. Wang J. 1990. Study on the theories of log grapples. Ph.D. Dissertation. Northeast Forestry University, Harbin, China. 311 pp.
3. Таубер Б.А. Кинематика механизма захвата / Б.А. Таубер // Московский лесотехнический институт. – 1957. – № 7. – С. 121.
4. Бронштейн И. Справочник по математике для инженеров и учащихся ВТУЗов / И. Бронштейн, К. Семендяев. – М. : Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981. – 720 с.
5. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / В.С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.

В статье представлена методика оптимизации режима движения челюстей грейферного гидрозахвата. Критерием оценивания выбрана энергия ускорений системы. Получен оптимальный динамический режим движения челюстей, который обеспечивает минимум динамических нагрузок.

Гидрозахват, оптимизация, динамические нагрузки, сила захвата, челюсти.

The paper presents methodology for optimizing the driving mode jaws grab hydraulic grips. Criteria for assessing the selected acceleration

energy system. An optimal dynamic mode the motion of jaws, which provides a minimum of dynamic loads.

Hydraulic grips, optimization, dynamic forces, gripping force, jaw.

УДК 630.56.7

ВДОСКОНАЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ РОЗРОБКИ КОМПЛЕКСНО-ЛЕГОВАНИХ СТАЛЕЙ ІЗ ЗАДАНИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ

О.Є. Семеновський, кандидат технічних наук

Викладені основні принципи розробки хімічних складів сталей з заданими властивостями.

Модель, властивість, сталь, легування.

Постановка проблеми. До цього часу не розроблена єдина теорія, яка б математично узагальнила всю різноманітність процесів, що відбуваються в сплаві при введенні легуючих добавок. Експерименти в металургії пов'язані зі значними енергетичними та матеріальними витратами, тому роботи вітчизняних та зарубіжних вчених в галузі комплексного легування розвивались в напрямку створення надійних розрахункових систем визначення хімічного складу сталей в залежності від умов технологій виготовлення, зміцнення та експлуатації деталей. При цьому, проміжною ланкою між концентрацією легуючих елементів та властивостями сплаву є структура.

Аналіз останніх досліджень. Проведені в останні роки дослідження дозволили встановити природу впливу композицій легуючих елементів на внутрішню будову і, як наслідок, на весь комплекс властивостей сталей для шестерень. Встановлено, що одночасне досягнення високих властивостей міцності та пластичності можливе за рахунок комплексного легування сталі. Комплексне легування більш доцільне також з економічної точки зору, оскільки раціональне введення декількох легуючих елементів призводить до підсилення їх взаємного впливу на структуру та властивості сплаву [1], а це дозволяє значно зменшити витрати легуючих елементів.

© О.Є. Семеновський, 2014

energy system. An optimal dynamic mode the motion of jaws, which provides a minimum of dynamic loads.

Hydraulic grips, optimization, dynamic forces, gripping force, jaw.

УДК 630.56.7

ВДОСКОНАЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ РОЗРОБКИ КОМПЛЕКСНО-ЛЕГОВАНИХ СТАЛЕЙ ІЗ ЗАДАНИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ

О.Є. Семеновський, кандидат технічних наук

Викладені основні принципи розробки хімічних складів сталей з заданими властивостями.

Модель, властивість, сталь, легування.

Постановка проблеми. До цього часу не розроблена єдина теорія, яка б математично узагальнила всю різноманітність процесів, що відбуваються в сплаві при введенні легуючих добавок. Експерименти в металургії пов'язані зі значними енергетичними та матеріальними витратами, тому роботи вітчизняних та зарубіжних вчених в галузі комплексного легування розвивались в напрямку створення надійних розрахункових систем визначення хімічного складу сталей в залежності від умов технологій виготовлення, зміцнення та експлуатації деталей. При цьому, проміжною ланкою між концентрацією легуючих елементів та властивостями сплаву є структура.

Аналіз останніх досліджень. Проведені в останні роки дослідження дозволили встановити природу впливу композицій легуючих елементів на внутрішню будову і, як наслідок, на весь комплекс властивостей сталей для шестерень. Встановлено, що одночасне досягнення високих властивостей міцності та пластичності можливе за рахунок комплексного легування сталі. Комплексне легування більш доцільне також з економічної точки зору, оскільки раціональне введення декількох легуючих елементів призводить до підсилення їх взаємного впливу на структуру та властивості сплаву [1], а це дозволяє значно зменшити витрати легуючих елементів.

© О.Є. Семеновський, 2014

Для розробки раціональних способів легування і модифікування авторами роботи [2] фазові складові сплаву розділено на п'ять рівнів – макро, мікро, суб, мезо та атомний. Введення легуючих елементів дає можливість впливати на кожний з цих рівнів. При цьому, відмічено, один із основних принципів вибору способу легування, а саме – збільшення частки ковалентного зв'язку підвищує міцність сплаву, в той час, як металевий зв'язок підвищує його пластичність.

Вплив легуючих елементів розподіляють за видами структурних складових, на які вони впливають [3]:

- розмір зерна α -фази;
- розмір та форма карбідної та карбонітридної фаз;
- вміст залишкового аустеніту;
- неметалеві включення.

Крім того необхідно врахувати, що α -фаза, яка в цементувальних сталях має у вихідному стані ферито-перлітну структуру, зазнає в процесі хіміко-термічної обробки зміни хімічного складу (вміст вуглецю в сталі підвищується з 0,10...0,25% до 0,8...1,0%), $\alpha \rightarrow \gamma$ перетворень, а також мартенситного перетворення при термічній обробці.

Карбідну фазу також слід розділяти на нерозчинну в процесі впливу високих температур цементації та на ту, що утворюється в процесі відпуску.

Стосовно неметалевих включень, то їх можна розглядати, як пустоти. Виходячи з цього слід сприяти їх максимальному видаленню при металургійних процесах за допомогою легування, або до їх диспергування та глобуляризації за рахунок модифікування. При цьому для створення узагальнюючої розрахункової моделі необхідна конкретизація механізмів впливу комплексного легування на структурні складові, і, як наслідок, на властивості сталі.

Мета досліджень. Основним завданням нашої роботи було отримання сталі, яка б після хіміко-термічної обробки мала достатній рівень контактної втомної міцності і при цьому забезпечувала мінімальну схильність до короблення в процесі зміцнюючої термообробки.

Результати досліджень. Виходячи з аналізу відомих в цій галузі розробок для отримання цементувальної сталі з заданим комплексом властивостей необхідне максимальне подрібнення її мікроструктури. При цьому складно математично достовірно оцінити залежність внутрішньої будови сталі від легування, тому що в літературі наведені, як правило, якісні характеристики впливу концентрації легуючих елементів на розміри та форму фазових

складових сплаву. Виходячи з цього, на наш погляд, наведену проблему раціонально розділити на питання впливу комплексного легування на структуру сталі в рівноважному стані та структуру після термічної, або хіміко-термічної обробки. Маючи на увазі той факт, що комплексне легування по різному впливає на характеристики загартовуванності та прогартовуванності сталей. Тобто комплексно-леговані сталі, маючи однакові властивості до термообробки, можуть отримувати різний ступінь зміцнення в процесі гартування, при забезпеченні достатнього запасу питомої роботи руйнування.

Оскільки цементувальні сталі підлягають хіміко-термічній обробці, яка пов'язана з впливом високих температур на протязі тривалого часу, то при їх розробці слід обмежувати схильність до росту аустенітного зерна під час нагрівання та витримки. Виходячи з того, що природне аустенітне зерно, з яким ми маємо справу при цементації, безпосередньо впливає на розміри та властивості мартенситу, що утворюється після термічної обробки, то саме ця структурна характеристика може бути проміжною ланкою на етапі встановлення взаємозв'язків між концентрацією легуючих елементів та структурою сплаву.

Стосовно питання встановлення математичних розрахункових моделей, що пов'язують кількість характеристик структурних складових з властивостями сплаву, є декілька теорій, що базуються на загальноновизнаній залежності Холла-Петча [4], що пов'язує розмір зерна з межею плинності сталі:

$$\sigma_s = \sigma_i + \kappa_y d^{-1/2}. \quad (1)$$

При цьому, це рівняння враховує властивості сплаву, в якомусь вихідному стані, який описує член рівняння (1) - σ_i .

Друга частина рівняння ($\kappa_y d^{-1/2}$) описує ступінь зміцнення за рахунок легування і термічної обробки, з чого видно, що визначальний вплив на властивості сплаву має розмір зерна (d).

Модель, розроблена Зенером та Хіллертом [4], враховує співвідношення Єшбі-Орована, яке пов'язує критичне напруження (τ) з відстанню між недеформованими частинками (L) та їх розмірами (r) і дає можливість кількісно оцінити ступінь зміцнення сплаву за рахунок впливу так званої другої фази (недеформованих частинок карбідів та карбонітридів) на ефективне закріплення зерен певного розміру. Ця математична модель включає в себе вектор Бюргерса (b), що додатково ускладнює розрахунки.

$$\tau = \frac{kb}{L} \ln(r/b). \quad (2)$$

Для низьковуглецевих сталей, технологія зміцнення яких включає операції – цементації, гартування та низького відпуску,

основною структурною складовою є відпущений мартенсит, а також карбідна та карбонітридна фази, які нерозчинні при температурі цементації. Узагальнивши перераховані механізми зміцнення сталі при легуванні, враховуючи вплив дислокацій, Пікерінг [4] прийшов до висновку, що при розрахунку міцності відпущеного мартенситу визначальний вплив мають величина мартенситних зерен, а також відстань між частками карбідної фази та їх розміри, при цьому математична залежність має наступний вигляд:

$$\sigma_{0,2} = 550 + 1,23 \cdot 10^{-1} d^{-1} + 4,1 \cdot 10^{-2} L^{-1}. \quad (3)$$

Аналізуючи цю модель, можна зробити висновок про розділення в наведеному рівнянні механізмів зміцнення сталі на три складові. Перша з них це константа, яка відповідає міцності базової композиції, а другі два члени рівняння описують відповідно ступінь зміцнення сплаву за рахунок подрібнення зерна та за рахунок зменшення відстані між частинками карбідної фази. Тобто знову ми маємо розподілення факторів впливу при легуванні відповідно до їх природи та визначення коефіцієнтів при складових рівняння (3), які по суті і визначають ступінь зміцнення сталі в конкретному наведеному випадку. При цьому суттєвий вплив на міцність (більше 10%, від загального рівня властивостей сталі) карбідна фаза буде мати, якщо відстань між її частинками не буде перевищувати 100 мкм. З метою вдосконалення розрахункових моделей в роботах вітчизняних вчених Винокура Б.Б. та інших [5], вплив легуючих елементів розділено на розрахунок зміцнення α -фази за рахунок викривлення кристалічної ґратки та зміцнення сталі недеформованими частинками карбідної та карбонітридної фаз. Вибравши відповідну композицію легуючих елементів, яка дає можливість подрібнення зерна α -фази для досягнення необхідного рівня механічних та технологічних властивостей сплаву, приріст межі плинності сталі (τ) за рахунок зміцнення карбідною фазою можна обчислити, виходячи з рівняння:

$$\tau = \frac{2aGb}{L}. \quad (4)$$

Визначальною величиною в цьому рівнянні є відстань між частинками (L). Аналізуючи та узагальнюючи розглянуті математичні моделі, які описують вплив структури на властивості сплаву, можна зробити висновок, що для отримання оптимальних результатів, вирішення задачі в загальному вигляді зводиться до розподілення математичного виразу на члени, кожен з яких відповідає ступеню зміцнення певною фазовою складовою сплаву та встановлення співвідношення між частинами рівняння. Звернувши увагу на те, що до всіх рівнянь, як основні, входять такі параметри, як величина

зерна α -фази, концентрація, розмір і відстань між частинками карбідної фази, в якості одного із критеріїв рекомендовано застосовувати розмір природного аустенітного зерна. Тому що саме аустенітна структура визначає властивості мартенситу і може бути проміжною ланкою між хімічним складом сталі та властивостями. Крім того, методика визначення природного аустенітного зерна є достатньо відпрацьованою. Стосовно визначення другого критерію, який залежить від характеристик карбідної фази, то нами пропонується математична залежність, яка пов'язує відстань між частинками недеформованої твердої фази з її концентрацією та розміром. Вона описується наступним рівнянням:

$$L_{k,d} = d \times \sqrt[3]{\frac{\pi \cdot 100}{6k}} - d, \quad (5)$$

де $L_{k,d}$ – відстань між частинками; d – розмір частинок; k – концентрація частинок.

Цей вираз дає можливість пов'язати між собою концентрацію легуючих елементів (в нашому конкретному випадку титану та ніобію) з її впливом на величину зміцнення сталі. Для цього необхідно знати розподілення цих елементів між структурними складовими сплаву. Для наочного відображення залежності зміцнення сплаву від вказаних характеристик наведені графічні залежності відстані між частинками карбідної фази в залежності від зміни їх розміру та концентрації в сталі.

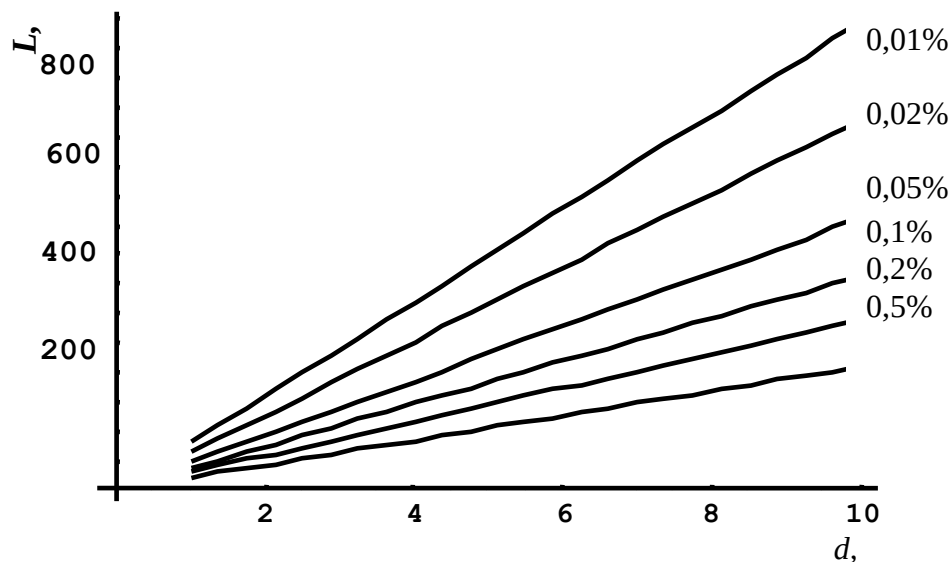


Рис. 1. Залежність відстані між частинками карбідної фази від їх розміру при різних концентраціях.

На графіку (рис. 1) бачимо лінійний характер зміни відстані між частинками, в залежності від величини цих частинок. З цієї

залежності видно, що подрібнення карбідної фази сприяє зменшенню відстані між частинками, і, як наслідок, збільшує ступінь зміцненого сплаву. При цьому подрібнення включень до 1...3 мкм суттєвого зменшує відстань між частинками при концентрації карбідної фази в межах 0,1...0,2% від загального об'єму сплаву. Це дає можливість на декілька десятків відсотків підвищити міцність сталі. Наведена графічна залежність, яка описується рівнянням (5), дає можливість спростити модель запропоновану в роботі Пікерінга (3), замінивши в рівнянні член, який враховує відстань між частинками карбідної фази, виразом до складу якого буде входити певний коефіцієнт ($L_{k,d}$), що пов'язує розмір частинок цієї фази з її концентрацією в сталі. Для визначення цього коефіцієнта слід застосовувати виведену нами формулу (5). Це дасть можливість значно спростити та підвищити достовірність розрахунків, не тільки за рахунок зменшення кількості аргументів в рівнянні (3), а також і тому, що методика визначення відстані між частинками карбідної фази, особливо при її низькій концентрації та малих розмірах, досить складна та має недостатній ступінь вірогідності отриманих результатів. Більш складний характер має залежність відстані між частинками від концентрації легуючих елементів. На рис. 2 наведені функціональні залежності $L = f(k)$ для карбідної фази з розміром частинок 1, 3, 5, 10 мкм.

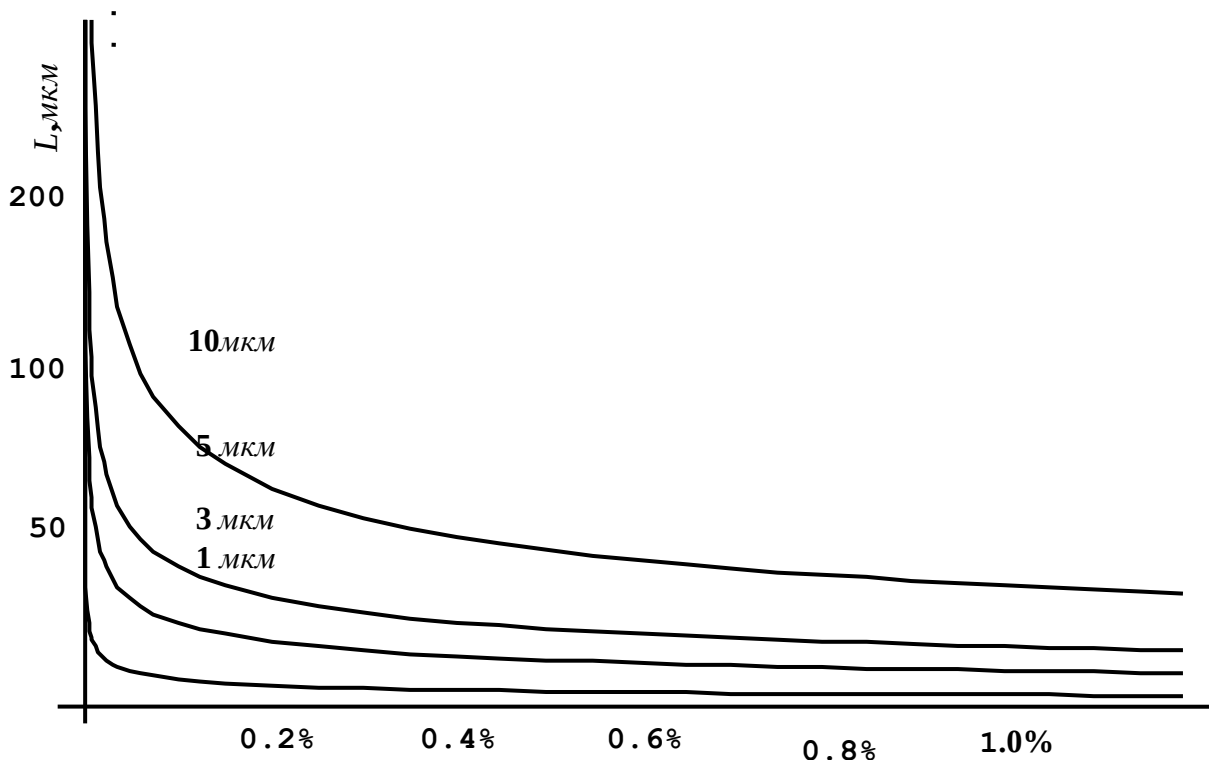


Рис. 2. Залежність відстані між карбідними включеннями від їх концентрації (для розмірів карбідної фази відповідно 1, 3, 5, 10 мкм).

На графіку ці криві розміщені знизу вверх, відповідно наведеній послідовності. Видно, що при розмірах карбідної фази 5 і 10 мкм, відстань між цими частинками буде залишатись в межах 30...100 мкм навіть при концентрації цієї фази до 0,5%, що недоцільно. Відчутне зміцнення сплаву при оптимальній концентрації карбідної фази в межах 0,1...0,2% спостерігається при розмірі частинок до 2...3 мкм.

Слід відзначити і той факт, що характер кривої, яка описується залежністю: $L=f(k)$ (рис. 2), вказує на підвищення інтенсивності збільшення відстані між частинками при зниженні концентрації менше 0,05...0,15 відсотків для розміру частинок відповідно 5...1 мкм. Інтенсивне збільшення відстані між частинками, як вказувалось раніше приводить до нівелювання ефекту від легування елементами, що в нашому конкретному випадку утворюють карбідну фазу (ніобій та титан).

Співставлення результатів аналізу графічних залежностей відстані між частинками карбідної фази від їх розміру та концентрації дало можливість відповісти на питання, чому при перевищенні певної межі вмісту легуючих елементів спостерігається зниження механічних властивостей сталі. Це пояснюється тим, що при незначних концентраціях (в межах до 0,1%) розмір частинок карбідної фази лишається мінімальним (1...3 мкм). В цьому випадку саме концентрація легуючих елементів зменшує відстань між частинками, що і обумовлює зміцнення сплаву.

Підвищення вмісту легуючих елементів, що утворюють карбідну фазу стійку до високих температур, викликає інтенсивне збільшення її розмірів, а це, в свою чергу збільшує відстань між частинками та приводить до розміцнення сплаву.

Таким чином виведене рівняння (5) дає можливість зв'язати концентрацію легуючого елемента через структуру сталі з її властивостями. Тобто знаючи про розподіл хімічного елемента між фазами, можемо встановити вплив на механічні властивості недеформованої фази.

Для встановлення кінцевих розрахунків на основі рівняння запропонованого Пікерінгом (3) необхідна ще кількісна оцінка впливу легуючих елементів на зміцнення зерна α -фази. Але, як вже відмічено раніше, цей компонент в значній мірі може змінюватись в залежності від режимів термічної обробки. Тому більш доцільно перейти до критерію оцінки зміцнення зерна α -фази після стандартизованого режиму термічної обробки, пов'язавши його з розміром природного аустенітного зерна.

Поки що єдиною розрахунковою моделлю, що встановлює кількісний зв'язок між хімічним складом сталі та її властивостями є

робота [6]. Виходячи з порівняльного аналізу розрахункових даних по моделі Кондратюка та ін. [6], з даними отриманими в результаті дослідження комплексно-легованих сталей встановлено високий ступінь кореляції між ними.

Механічні властивості сталей визначались по десяти зразкам на точку, тому експериментальні дані мають достатню достовірність. За допомогою дилатометричних кривих була прийнята оптимальна температура нагріву під гартування. Це дало можливість уникнути неточностей, які вносяться в розрахунки тією частиною рівнянь, яка визначає вплив ступеня перегріву в процесі термообробки.

Особливо точно, практично стовідсотково, розрахункові дані співпали з експериментальними, при визначенні межі міцності базової композиції сталі 15ХГН. При більш складному комплексі легуючих елементів, який включає композицію Ti+Nb, розбіжність з розрахунковими даними експериментальних не перевищила декількох процентів, при легуванні титаном та трохи більше 10-ти відсотків при спільному легуванні титаном і ніобієм.

Що стосується характеристик в'язкості сталей, то, як відмічено авторами розрахункових моделей, кореляція тут дещо нижча, вона знаходиться в межах 80-90 %. Це стосується, як базової сталі так і комплексно-легованих сталей розроблених нами композицій.

Наведені фактори пояснюють природу зниження механічних властивостей сталей при перевищенні певної межі легування елементами, які здатні утворювати нерозчинну карбідну та карбонітридну фази.

Отримані на основі експериментальних досліджень математичні залежності дали можливість уточнити наведені розрахункові моделі [6], в досліджених інтервалах концентрацій легуючих елементів. В рівнянні для визначення міцності сталі(6) уточнена частина, що стосується впливу титану та ніобію, а також доповнено ще одним членом, який визначає вплив церію:

$$\begin{aligned} \sigma_B = & 443 + 3058 \times C - 229 \times Mn + 267 \times Si + 412 \times Gr + 184 \times Mo + 22,7 \times Ni - \\ & - 235 \times Gr \times Si - 35,2 \times Mn \times Ni + 323 \times Gr \times V + 170 \times Mn^2 - 68,3 \times Gr^2 - 1113 \times V^2 - \\ & - 28423 \times Ti^2 + 545,5 \times Ti - 7442 \times Nb^2 + 1985 \times Nb + 15050500 \times Ce^3 - \\ & - 955628 \times Ce^2 + 14913 \times Ce. \end{aligned} \quad (6)$$

Уточнено рівняння для визначення ударної в'язкості має вигляд:

$$\begin{aligned} KCU = & 85 + 69,4 \times Mn + 1,51 \times Gr - 167 \times Mo - 9,61 \times V - 195 \times C \times Mn + \\ & + 12,7 \times Mn \times Ni - 358 \times C^2 - 10,2 \times Mn^2 + 9,6 \times Si^2 + 551 \times Mo^2 + 368056 \times Ti^3 - \\ & - 90387 \times Ti^2 + 5239 \times Ti + 39805 \times Nb^3 - 20701 \times Nb^2 + 3289 \times Nb + \\ & + 19474700 \times Ce^3 - 1631000 \times Ce^2 + 31984 \times Ce. \end{aligned} \quad (7)$$

Висновки

В результаті аналізу математичних моделей розрахунку хімічного складу сталей з заданими властивостями встановлено, що основною, зв'язуючою ланкою між ними є такі структурні фактори: а) розмір зерна α -фази; б) морфологія карбідної фази танеметалевих включень.

Для проведення розрахунків базовими характеристиками структури слід вважати розмір природного аустенітного зерна сталі та відстань між частинками так званої недеформуємої фази.

З метою вдосконалення існуючих математичних моделей встановлена залежність між розмірами, концентрацією та відстанню між включеннями карбідної та карбонітридної фаз.

Для визначених оптимальних концентрацій титану, ніобію та церію уточнена математична модель [6], яка поки що єдина безпосередньо пов'язує властивості і хімічний склад сталей.

Список літератури

1. Браун М.П. Комплексно-легированные конструкционные стали / М.П. Браун. – К.: Наукова думка, 1965. – 292 с.
2. Ершов Г.С. Структурообразование и формирование свойств сталей и сплавов / Г.С. Ершов, Л.А. Позняк. – К.: Наукова думка, 1993. – 391 с.
3. Ершов В.М. Физико-механические основы рационального легирования сталей и сплавов / В.М. Ершов. – М.: Металлургия, 1982. – С. 5–127.
4. Пиккеринг Ф.Б. Физическое металловедение и разработка сталей / Ф.Б. Пиккеринг. – М.: Металлургия, 1982. – 184 с.
5. Винокур Б.Б. Легирование машиностроительной стали / Б.Б. Винокур, Б.Н. Бейнисович, А.Л. Геллер, М.Э. Натансон. – М.: Металлургия, 1977. – 211 с.
6. Винокур Б.Б. Расчетные модели для определения механических свойств конструкционных сталей / Винокур Б.Б., Касаткин О.Г., Кондратюк С.Е. // Металловедение и термическая обработка металлов. – 1989. – №7. – С. 2–6.

Изложены основные принципы разработки химических составов сталей с заданными свойствами.

Модель, свойство, сталь, легирование.

The basic principles for development of chemical compositions of steels with specified properties.

Model, property, steel, alloying.

ОСОБЛИВОСТІ ОЧИЩЕННЯ БІОДИЗЕЛЯ

*О.В. Поліщук, здобувач**

Встановлені фактори, що впливають на якість біодизеля та визначені особливості його очищення. Наведені показники якості біодизеля згідно ДСТУ 6081:2009.

Біодизель, метиловий ефір, гліцерин, каталізатор, волога, сушіння, переетерифікація.

Постановка проблеми. Поновлювані види палива на даний час стали відігравати важливу роль у задоволенні світових енергетичних потреб. У зв'язку з економічними та екологічними проблемами, пов'язаними з використанням викопного палива, росте цікавість до рідкого біопалива як доповнення до нафтових палив, або як до самостійного виду палива. Для двигунів з примусовим запалюванням застосовують етанолвмісні бензини. Ведуться дослідження по отриманню дешевого бутанолу. Для дизельних двигунів найкращим замінником нафтового дизпалива вважається біодизель, який являє собою метилові ефіри жирних кислот, отримується з рослинних олій чи тваринних жирів і метанолу в присутності каталізатора (KOH). Разом із тим, при виробництві біодизеля щоб на залишалися непрореаговані жири, які негативно впливають на роботу двигуна, метанолу дається з надлишком, в каталізатор взагалі не вступає в реакцію, а тільки прискорює її. Тому для отримання якісного біодизеля відповідно до вітчизняного ДСТУ 6081:2009 "Паливо моторне. Ефіри метилові жирних кислот олій і жирів для дизельних двигунів. Технічні вимоги" його необхідно очищати.

Аналіз останніх досліджень. Для отримання якісного біодизеля необхідно витримати ряд вимог. Після проходження реакції переетерифікації утворюється суміш метилового ефіру і гліцерину. Згідно з ДСТУ 6081:2009, масова частина загального гліцерину в біодизелі не повинна перевищувати 0,25% [1]. Гліцерин з біодизелю видаляється шляхом відстоювання. Гліцерин, як важча фракція ($\rho = 1261 \text{ кг/м}^3$), опускається вниз, а метиловий ефір, як більш легкий ($\rho = 860\text{-}900 \text{ кг/м}^3$), розміщується над ним. Метиловий ефір та гліцерин зливаються в різні місткості [2].

Для швидкої і повної реакції переетерифікації метанол береться з надлишком, тому отриманий метиловий ефір містить до 1,5%

*Науковий керівник – доктор технічних наук В.О. Дубровін

© О.В. Поліщук, 2014

метанолу, від якого біодизель необхідно очистити, оскільки він викликає корозію кольорових металів двигуна, роз'їдає гумові прокладки, фарбу тощо. Метанол з біодизелю видаляють шляхом дистиляції [3, 4].

При виробництві біодизеля каталізатор не вступає в саму реакцію, а тільки її прискорює. Тому у виготовленому біодизелі він залишається повністю, викликаючи корозію двигуна. Згідно ДСТУ 6081:2009, масова частка лужних металів в біодизелі не повинна перевищувати 5 мг/кг [1].

Метою досліджень є встановлення особливостей очищення біодизеля і доведення його до стандартних показників якості.

Результати досліджень. Каталізатор з біодизеля видаляють, змішуючи останній із підкисленою водою (у випадку лужного каталізатора), в результаті чого проходить нейтралізація каталізатора з утворенням мила і він переходить в соапсток [5].

Найбільш поширений спосіб очищення біодизеля від каталізатора є використання підкисленої води. Кислота нейтралізує лужний каталізатор, що міститься в продукті переетерифікації, в результаті чого утворюється сіль. Ефективним засобом очищення є розпилення водного розчину кислоти над біодизелем, в результаті чого утворюються краплини, що потрапивши в ефірне середовище, осідають. Дисперсність краплин дозволяє ефективно збільшити поверхню контакту ефіру з водою, що, в порівнянні з, наприклад, простим перемішуванням, дає суттєві переваги швидкості очищення і витрати розчину підкисленої води. Вода після промивання збирається на дні, і після відстоювання може бути видалена. Звичайно таким способом видаляється не вся вода, і певна її кількість в ефірі залишається.

Завершальний етап очищення – сушіння біодизеля, оскільки наявність води негативно впливає на роботу дизельного двигуна, призводить до розвитку мікроорганізмів в біодизелі і сприяє утворенню вільних жирних кислот, що викликають корозію металевих деталей [2]. Згідно ДСТУ 6081:2009, масова частка води в біодизелі не повинна перевищувати 500 мг/кг, або не більше 0,05% [1]. Видалення води з біодизеля проводиться, головним чином, шляхом адсорбції. Адсорбентами, як правило, є міцні пористі гранули речовин, здатних утворювати електричні (вандерваальсові) зв'язки між своїми поверхневими молекулами і молекулами адсорбтива. При підвищенні температури чи зниженні тиску ці зв'язки розриваються із-за температурних флуктуацій (коливань молекул) і відбувається процес десорбції адсорбтива. Основними адсорбентами є активоване вугілля, силікагелі, алюмогелі, цеоліти і деякі сорти глини. Активоване вугілля отримують з органічної

сировини: кам'яного вугілля, тирси, дерева, відходів шкіряного, паперового та м'ясного виробництва тощо. В процесі їх виробництва використовують суху перегонку сировини і подальшу активацію паром або хімічними реагентами для отримання тонкої структури матеріалу. Питома площа поверхні активованого вугілля становить 600-1700 м²/г, об'єм мікропор – 0,3-0,6 см³/г, насипна вага – 380-600 кг/м³. Використовують активоване вугілля у вигляді гранул розміром 1-7 мм або порошоків з частинками розміром до 0,15 мм. Структура активованого вугілля рівномірна, його регенерують і використовують багато разів. До недоліків активованого вугілля відноситься горючість при температурі понад 300°C і висока вартість. Силікагелі отримують термічною і хімічною обробкою діоксиду кремнію. Їх питома площа поверхні становить 300-750 м²/г, питомий сумарний об'єм пор – 0,28-0,9 см³/г, насипна вага – 500-800 кг/м³, температура регенерації – 100-200°C. Алюмогелі – адсорбенти, що отримуються з гідроксиду алюмінію. Їх питома площа поверхні поглинання становить 180-200 м²/г, інші параметри – як у силікагелей. Глини (бентоніти, діатоміти, трепели, опоки) мають найгірші адсорбційні властивості (питома площа поверхні становить 35-150 м²/г, насипна вага – 400-450 кг/м³), але значно дешевші інших адсорбентів [6]. Цеоліти – алюмосилікатні глини, які в своєму складі мають оксиди лужних і лужноземельних металів, відрізняються чіткою регулярною структурою пор, які в природних температурних умовах заповнені молекулами води. Цеоліти вбирають речовини в свої адсорбційні пори, але не всі речовини можуть проникнути і залишитися там. Це пояснюється тим, що адсорбційні пори зв'язані між собою порами певного розміру. Проникнути через пори можуть лише ті молекули, критичний діаметр яких менший діаметра пори. За принципом розділення цеоліти відрізняються від інших адсорбентів – у них молекули адсорбтива "просіваються" крізь ажурну структуру цеоліту. У зв'язку з цим цеоліти характеризуються не питомою площею поверхні пор, а об'ємним заповненням пор адсорбату, що становить 0,2-0,25 см³/г. Насипна вага цеолітів становить 600-800 кг/м³. У природі цеоліти зустрічаються в родовищах туфогенно-осадового типу, які утворилися в результаті змін вулканічних туфів в морських і континентальних басейнах. Залежно від умов утворення, цеоліти можна розділити на дві групи: ендегенні та екзогенні.

Використання цеолітів в технологічних процесах зумовило розробку специфічних вимог до споживчих властивостей цих адсорбентів, яким не завжди відповідали природні цеоліти. Для задоволення цих вимог з 1948 р. розпочались роботи над синтезом цеолітів. За ці роки синтезовано понад 65 різних цеолітів, більшість яких не мають аналогів у природі.

Характеристика цеолітів, які випускаються на даний момент, представлена в табл. 1.

1. Характеристика цеолітів [7].

Класифікація СНГ	KA	NaA	CaA	CaX	NaX
Класифікація США	3A	4A	5A	10X	13X
Діаметр вхідного вікна, нм	0,3	0,4	0,5	0,8	0,9

Структура цеолітів марок "NaA" і "CaA" складається з великих та малих (содалітових) абсорбційних пор. До складу елементарного вічка належить одна велика і одна мала пори. Абсорбційні пори цеолітів марок "NaA" і "CaA" настільки малі, що в них практично можуть проникати лише молекули води.

Цеоліти марок "CaX" і "NaX" мають пори великого розміру, чим пояснюються їх більші абсорбційні можливості в порівнянні з цеолітами марок "NaA" і "CaA".

Цеоліти марки "KA" при звичайних температурах в значній кількості поглинають лише воду. Ця властивість визначила їх широке використання для зневоднення нестійких речовин, схильних до реакції полімеризації. Цеоліти використовуються у вигляді молекулярних сит і мембран. Молекулярні сита являють собою кульки цеолітів, якими заповнюється апарат, через який пропускається газ для очищення [7].

Цеолітові мембрани використовуються у вигляді тонкого шару, нанесеного на керамічну основу, що дозволяє вести процес з великими потоками. У промислових масштабах переважно використовується нанесення цеолітового шару на внутрішні поверхні керамічних елементів (трубок), з метою уникнення механічних пошкоджень і організації оптимального потоку. Цеоліти марки «NaA» у вигляді мембран можуть наноситися на трубчасті основи, представлені одно- або багатоканальними трубками [4].

Висновок. Для виробництва біодизеля належної якості, яка відповідає вітчизняним та світовим стандартам, метиловий ефір, отриманий після переетерифікації, необхідно очищати. Основними речовинами, що негативно впливають на якість біодизеля, є каталізатор, залишки метанолу та вода. Рівень чистоти біодизеля має суттєвий вплив на властивості палива і термін служби двигуна.

Список літератури

1. *Ефіри метилові жирних кислот олій і жирів для дизельних двигунів.* Технічні вимоги: ДСТУ 6081:2009. – [Дійсний від 2009-01-20]. – К.: Держспоживстандарт України, 2009 – 12 с. – (Національний стандарт України).
2. *Мироненко В.Г.* Технології та технічні засоби виробництва біодизеля / *В.Г. Мироненко, В.М. Поліщук, С.Є. Тарасенко, О.В. Поліщук* / [Електронний

ресурс] / Энергетика і автоматика. – 2010. – № 2 (4) // Режим доступу до журн.: http://www.nbuv.gov.ua/e-journals/eia/2010_2/index.htm.

3. *Поліщук В.М.* Способи застосування біопалив в народному господарстві (узагальнення досвіду) / *В.М. Поліщук* // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 2008. – Вип. 125. – С. 257–267.

4. *Поліщук В.М.* Застосування біопалив для дизельних двигунів / *В.М. Поліщук, С.В. Драгнєв, І.І. Убоженко, М.Ю. Павленко, О.В. Поліщук* // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 2008. – Вип. 125. – С. 315–319.

5. *Поліщук В.М.* Технології виробництва біодизеля (огляд) / *В.М. Поліщук, С.Є. Тарасенко, І.Д. Гуменюк, М.М. Яструб, О.В. Поліщук* // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 3 – С. 354–359.

6. *Плаксин Ю.М.* Процессы и аппараты пищевых производств : [учебн. для студ. высш. учебн. заведений] / *Ю.М. Плаксин, Н.Н. Малахов, В.А. Ларин*. – М.: Колос, 2009. – 760 с.

7. *Шуцкий И.В.* Этанол – новое направление компании / *И.В. Шуцкий, О.Г. Галузинский* // Цукор України. – К., 2008. – № 1. – С. 8–15.

Установлены факторы, влияющие на качество биодизеля и определены особенности его очистки. Приведены показатели качества биодизеля согласно ДСТУ 6081:2009.

Биодизель, метиловый эфир, глицерин, катализатор, влага, сушка, переэтерификация.

Installed factors affecting quality of biodiesel and defined specific features of its treatment. Provides indicators of quality of biodiesel according to DSTU 6081:2009.

Biodiesel, methyl ether, glycerol, catalyst, moisture, drying.

УДК 631.171:519.87

МОДЕЛЬ РЕАЛІЗАЦІЇ ПРОГНОСТИЧНО-КОМПЕНСАЦІЙНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ЗМІННИХ НОРМ ВНЕСЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО МАТЕРІАЛУ

О.О. Броварець, кандидат технічних наук

У статті наведена модель реалізації прогностично-компенсаційної технології змінних норм внесення технологічного матеріалу з використанням інформаційно-технічних систем моніторингу стану сільськогосподарських угідь, яка дозволяє на

© О.О. Броварець, 2014

ресурс] / Энергетика і автоматика. – 2010. – № 2 (4) // Режим доступу до журн.: http://www.nbuv.gov.ua/e-journals/eia/2010_2/index.htm.

3. Поліщук В.М. Способи застосування біопалив в народному господарстві (узагальнення досвіду) / В.М. Поліщук // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 2008. – Вип. 125. – С. 257–267.

4. Поліщук В.М. Застосування біопалив для дизельних двигунів / В.М. Поліщук, С.В. Драгнєв, І.І. Убоженко, М.Ю. Павленко, О.В. Поліщук // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 2008. – Вип. 125. – С. 315–319.

5. Поліщук В.М. Технології виробництва біодизеля (огляд) / В.М. Поліщук, С.Є. Тарасенко, І.Д. Гуменюк, М.М. Яструб, О.В. Поліщук // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 3 – С. 354–359.

6. Плаксин Ю.М. Процессы и аппараты пищевых производств : [учебн. для студ. высш. учебн. заведений] / Ю.М. Плаксин, Н.Н. Малахов, В.А. Ларин. – М.: Колос, 2009. – 760 с.

7. Шуцкий И.В. Этанол – новое направление компании / И.В. Шуцкий, О.Г. Галузинский // Цукор України. – К., 2008. – № 1. – С. 8–15.

Установлены факторы, влияющие на качество биодизеля и определены особенности его очистки. Приведены показатели качества биодизеля согласно ДСТУ 6081:2009.

Биодизель, метиловый эфир, глицерин, катализатор, влага, сушка, переэтерификация.

Installed factors affecting quality of biodiesel and defined specific features of its treatment. Provides indicators of quality of biodiesel according to DSTU 6081:2009.

Biodiesel, methyl ether, glycerol, catalyst, moisture, drying.

УДК 631.171:519.87

МОДЕЛЬ РЕАЛІЗАЦІЇ ПРОГНОСТИЧНО-КОМПЕНСАЦІЙНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ЗМІННИХ НОРМ ВНЕСЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО МАТЕРІАЛУ

О.О. Броварець, кандидат технічних наук

У статті наведена модель реалізації прогностично-компенсаційної технології змінних норм внесення технологічного матеріалу з використанням інформаційно-технічних систем моніторингу стану сільськогосподарських угідь, яка дозволяє на

© О.О. Броварець, 2014

основі уточнених даних ґрунту, отриманих від системи моніторингу, оцінити стан сільськогосподарських угідь та прийняти стратегію управління агробіологічним потенціалом поля.

Моніторинг, модель, змінні норми внесення, прогностично-компенсаційна технологія.

Постановка проблеми. В даний час особливої актуальності набуває питання розвитку сучасних технологій виробництва продукції рослинництва, які дозволяють підвищити конкурентоспроможність агропромислового виробництва, що забезпечить продовольчу безпеку країни, інтеграцію її в світове сільськогосподарське виробництво, створення науково-технічного заділу для широкого спектру інновацій в різні сектори сільського господарства.

Аналіз останніх досліджень. Інтегровані системи автоматичного управління виконанням технологічних процесів [1-10] є найбільш перспективними і мають забезпечити створення технологій з якісно новими економічними, соціальними та екологічними показниками. Важливе значення займає рівень інтеграції з інформаційно-технічними системами, які використовуються у сільськогосподарському виробництві, що дає можливість значно підвищити якість вирішення питання керування технологічними процесами агропромислового виробництва, де очікується інтенсивний розвиток новітніх технологій у цьому напрямі.

Для вирішення проблеми забезпечення належної якості виконання технологічних операцій у рослинництві покликана прогностично-компенсаційна технологія змінних норм внесення технологічного матеріалу, яка базується на даних моніторингу стану сільськогосподарських угідь.

Мета досліджень – забезпечення належної якості виконання технологічних операцій у рослинництві, шляхом розробки моделі реалізації прогностично-компенсаційної технології змінних норм внесення технологічного матеріалу з використанням інформаційно-технічних систем моніторингу стану сільськогосподарських угідь.

Результати досліджень. Наукова концепція прогностично - компенсаційної технології змінних норм внесення технологічного матеріалу полягає в отриманні інформації про стан сільськогосподарських угідь (стан ґрунту та рослинності) на основі якої з використання спеціально розроблених математичних алгоритмів виконується обробка для прийняття рішення щодо реалізації технології природокористування при виробництві сільськогосподарської продукції. Прогностично-компенсаційна технологія змінних норм внесення технологічного матеріалу включає

наступні основні напрями діяльності: спостереження за чинниками, що впливають на стан ґрунтового середовища; оцінку фактичного та прогноз майбутнього стану ґрунтового середовища.

Таким чином, необхідна ефективність виробництва продукції рослинництва основних технологічних процесів у рослинництві (рис. 1) забезпечується за рахунок інтегрованого інформаційно-технічного забезпечення системи та моніторинг стану сільськогосподарських угідь, що дає можливість забезпечити належну якість виконання технологічних операцій у рослинництві шляхом оперативного керування технологічними процесами у рослинництві. Для реалізації даної технології розроблено модель реалізації прогностично-компенсаційної технології змінних норм внесення технологічного матеріалу (рис. 2). Дана технологія з урахуванням специфіки стану ґрунтового середовища дає можливість вибрати стратегію управління агробіологічним станом сільськогосподарських угідь, спрямовану на: виробництво органічної продукції рослинництва, зменшення питомих енергетичних витрат, отримання максимального прибутку, отримання максимальної урожайності тощо (рис. 2). Очевидно, що для правильної організації управління якістю виконання технологічних операцій необхідною умовою є організація системи моніторингу. Для оцінки стану навколишнього середовища важлива об'єктивна оперативна інформація про критичні чинники антропогенної дії, про фактичний стан біосфери і прогнози її майбутнього стану.

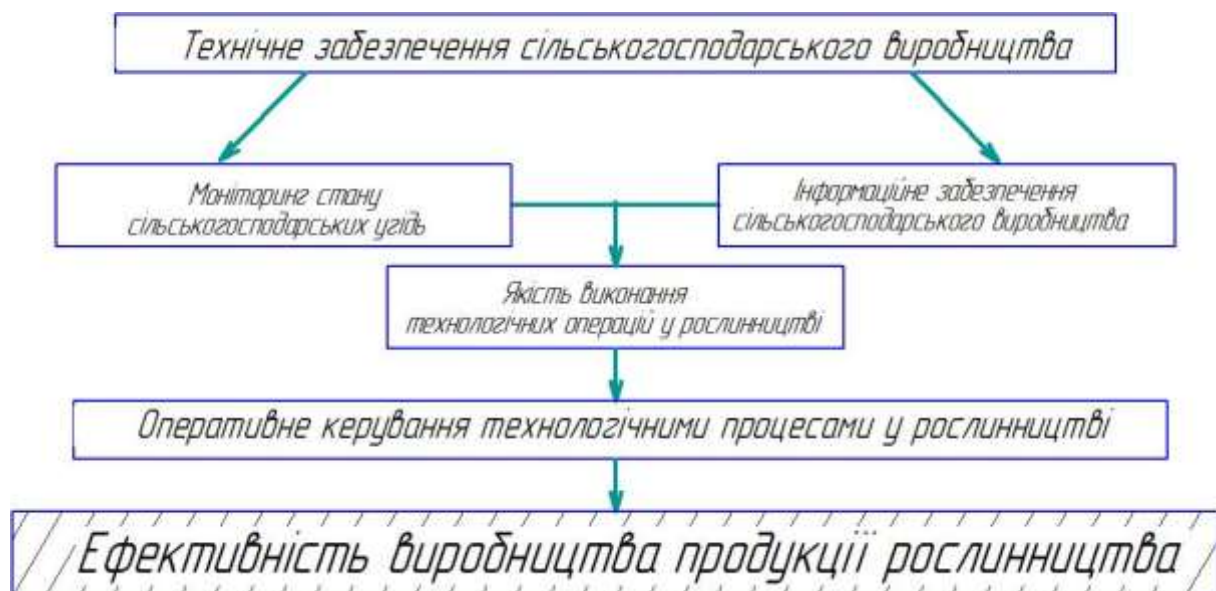


Рис. 1. Вплив на ефективність виробництва продукції рослинництва шляхом забезпечення належної якості виконання технологічної операції.

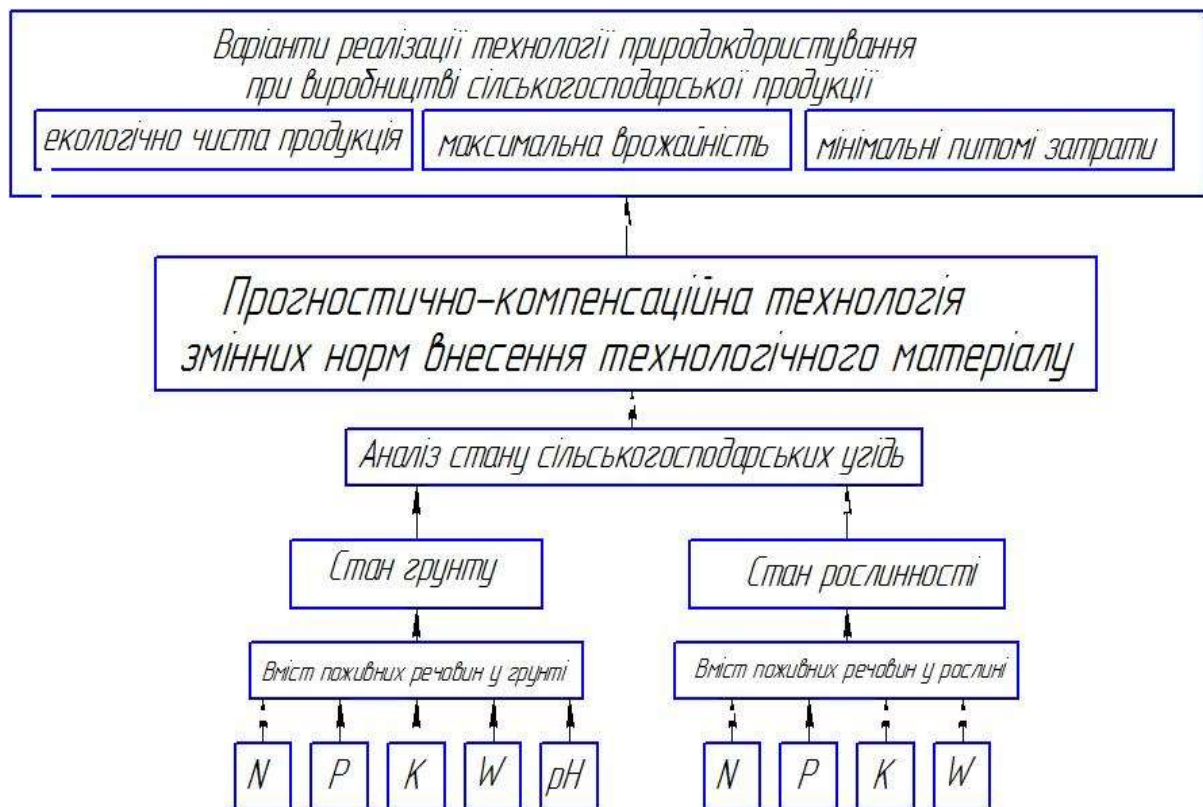


Рис. 2. Модель реалізації прогностично - компенсаційної технології змінних норм внесення технологічного матеріалу з використанням інформаційно-технічного забезпечення моніторингу стану сільськогосподарських угідь.

Для ефективного регулювання стану ґрунтового середовища, значну роль набувають, у першу чергу, ефективні методи екологічного моніторингу – системи спостережень, оцінки і прогнозу стану природного середовища. Існує проблема організації спеціальних систем спостережень, контролю і оцінки стану природного середовища (моніторингу) як в місцях інтенсивної антропогенної дії, так і в глобальному масштабі.

Все це вказує на те, наскільки важливо, з одного боку, мати інструментарій ефективного визначення рівня агробіологічного стану ґрунту і, з другого боку, наскільки складно знайти ефективні узагальнені показники і маловартісні методики оцінки і реєстрації стану ґрунту. Без інформації про потреби рослин в елементах живлення, а також їх наявності в ґрунті неможливо одержувати стабільно високі урожаї. Коли застосовують малі дози добрив (найчастіше при сівбі та на операціях підживлення), цілком можна скористатися існуючими агрохімічними паспортами полів 5-7-річної давності. Але якщо в господарстві працюють за інтенсивними технологіями (більше 120 кг д.р./га), розрахунки норм внесення добрив проводять балансовими і нормативним методами, для яких

вже необхідні достовірні відомості про поточний агрохімічний склад ґрунтів. На основі проведеного огляду літературних джерел [1-10], які відображають сучасні дослідження і точку зору на досліджувану проблему, визначено існуючі методи і технічні засоби, які визначають якість виконання технологічних процесів у сучасних технологіях рослинництва, обґрунтовано доцільність застосування комплексів технічних засобів оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь для ціленаправленої дії на ґрунтове середовище робочих органів сучасних сільськогосподарських машин при забезпеченні належної якості виконання технологічних операцій у рослинництві та для реалізації прогностично-компенсаційної технології змінних норм внесення технологічного матеріалу з використанням інформаційно-технічних систем моніторингу стану сільськогосподарських угідь.

Традиційно моніторинг угідь зводиться до аналізу проб ґрунту на хімічний склад та визначення властивостей ґрунту в лабораторних умовах [10]. Відбір проб для отримання інформації про рівень родючості ґрунту на кожній елементарній ділянці поля є першим, найскладнішим і трудомістким елементом. Виділення елементарних ділянок і порядок узяття ґрунтових проб здійснюють по розроблених методиках. План об'їзду і фіксації точок відбору проб готується за допомогою GPS/ГЛОНАСС-приймача і програмного забезпечення. Зібрані проби нумеруються і здаються в хімлабораторію для аналізу. Результати аналізу заносяться в програмне забезпечення, яке обробляє їх і видає карту розподілу речовин по полю. Дана карта використовується для створення технологічної карти диференційованого внесення і ухвалення управлінських рішень. До кінця не вирішено питання про вибір розміру і форми елементарної ділянки для кожного конкретного поля, що залежить від багатьох чинників. Зменшення площі елементарної ділянки підвищує кількість проб, точність і якість диференційованого внесення добрив і засобів захисту рослин, але збільшує витрати на агрохімічне обстеження поля. Для автоматизованого і прискореного взяття ґрунтових проб і зразків на елементарних ділянках поля створені ґрунтопробовідбирачі, які монтуються на різних енергетичних засобах.

Хімічне вимірювання в закритому режимі призводить до істотної затримки між взяттям проби та результатом аналізу. Обмежене число зразків, які можуть аналізуватися в будь-якому специфічному обладнанні, може призвести до некомплектності хімічного профілю і дає тільки часткове розуміння контрольованого процесу [8]. Проте на кінцеву врожайність сільськогосподарських культур значною мірою впливає їх розвиток протягом вегетаційного

періоду, що не враховують традиційні системи моніторингу основою яких є аналіз стану ґрунту [10].

Грунтопробовідбирачі дозволяють автоматизувати і у багато разів прискорити процес відбору проб для їх подальшого аналізу і створення електронної карти родючості ґрунту. Переваги використання автоматичних грунтопробовідбирачів показані в табл. 1.

1. Порівняльна таблиця операцій взяття ґрунтових проб і внесення добрив в традиційній і сучасній технології землеробства.

№	Операція	Традиційне землеробство	Сучасне землеробство
1.	З'єднана ґрунтова проба на аналіз	Відбирається з 5-20 га	Відбирається з 1-5 га
2.	Відбір проб	Ручним буром	Автоматичним грунтопробовідбирачем
3.	Картографічна основа	Ґрунтова карта і план землекористування	Електронна ґрунтова карта, план землекористування, космічні знімки з географічною прив'язкою
4.	Місце відбору проб	Визначається вішками, теодолітом, місце відбору точно не фіксується	Визначається системою глобального позиціонування. Місце відбору фіксується з точністю 30 см
5.	Складання картограми	Вручну	За допомогою програмного забезпечення
6.	Розрахунок дози добрив	По середньозваженому значенню для всіх полів, вручну	Диференційований для кожної ділянки поля, автоматично за програмою
7.	Внесення добрив	На полі створюються ділянки з надмірним і недостатнім змістом живильних речовин	Кожна ділянка поля удобрена по потребі, згідно картограмі

На сьогодні необхідно мати велику кількість датчиків для вимірювання чисельних характеристик про стан основного засобу виробництва продукції рослинництва - ґрунт. Інтерпретація оперативної інформації про змінний характер стану поля дає можливість ефективного застосування стратегій змінних норм внесення технологічних матеріалів. Водночас інформація про рівень варіабельності агробіологічних параметрів по площі поля є ключовим моментом для прийняття рішення про доцільність або недоцільність застосування технологій точного землеробства

взагалі. Саме тому, для володіння такою інформацією вишукують маловартісні але ефективні методи та способи реєстрації місцевизначених польових даних.

У зв'язку з цим виникає нагальна необхідність у розробці та дослідженні технічних систем моніторингу стану сільськогосподарських угідь у сучасних технологіях рослинництва, використання даних, які дають можливість забезпечити задану якість при виконанні технологічної операції. Одним з перспективних напрямків використання опосередкованої інформації про стан ґрунту з надійним алгоритмом перерахунку такої інформації в об'єктивно необхідні дані є показники електричної провідності ґрунту та магнітні властивості. Сучасна альтернатива традиційному агрохімічному обстеженню - контактні та безконтактні методи на основі електромагнітних явищ. Найчастіше це вимірювання, реєстрація, обробка, аналіз і інтерпретація електропровідних та електромагнітних властивостей ґрунту, що дає можливість визначити гранулометричний (механічний) склад ґрунту, вміст органічної речовини, солей, вологість, виділити ґрунтові контури і оцінити неоднорідність ґрунтових властивостей в цілому.

Для ефективного регулювання стану ґрунтового середовища, збереження високої якості біосфери і здатності природи до відтворення, значущу роль набувають, у першу чергу, ефективні методи екологічного моніторингу – системи спостережень, оцінки і прогнозу стану природного середовища. Таким чином, прогностично-компенсаційна технологія змінних норм внесення технологічного матеріалу включає наступні основні напрями діяльності: спостереження за чинниками, що впливають на навколишнє природне середовище, і за станом середовища; оцінку фактичного стану ґрунтового середовища; прогноз майбутнього стану ґрунтового середовища і оцінку цього стану.

Для реалізації прогностично-компенсаційної технології змінних норм внесення технологічного матеріалу можна використати локально-стрічкову або диференційовану технологію внесення технологічного матеріалу (гранульованих мінеральних добрив, насіння) із застосування спеціальних пристроїв для індивідуального приводу робочих елементів машини та пристроїв для моніторингу варіабельності параметрів сільськогосподарського поля, на основі даних отриманих вимірюванням вмісту поживних речовин у ґрунті (реєстрація електропровідних властивостей ґрунту сенсор-електродами) та вимірювання вмісту поживних речовин у рослині (реєстрація оптичної спектрометрії рослинності – спектрів відбиття рослинності в натуральних умовах при варіюючих рівнях освітленості з різноколірною температурою), що дозволить

проводити тестування великих площ сільськогосподарського поля за короткий час під час виконання технологічної операції – внесення мінеральних добрив, сівки тощо.

Суттєве покращення ефективності рослинництва може бути досягнуто при переході від суцільного до локально-дозованого обробітку або диференційованого ґрунту і рослин. При цьому кожна технологічна операція виконується згідно оперативної отриманої інформації, або відповідної картограми, яка розробляється попередньо на основі різнопланової інформації. У відповідності до запропонованого набору сучасних систем моніторингу виникає необхідність їх використання на певних технологічних операціях для забезпечення належної якості виконання технологічних операцій (табл. 2). Під час збирання урожаю або виконання технологічної операції мікропроцесорними бортовими засобами комбайна, який рухається за заданою маршрутною картою, знімається інформація про урожайність поля із зазначенням відповідних координат.

2. Сучасні технології моніторингу у сучасних технологіях рослинництва.

Технологічний процес	Новітня технологія	Системи моніторингу
Внесення добрив	Локально-дозоване внесення добрив	Технічні системи моніторингу електропровідних властивостей ґрунту, спектрометричний моніторинг
ґрунтообробіток	Технологія Strip-till	Моніторинг глибини обробітку, режими роботи робочих органів сільськогосподарської техніки, датчик вологості ґрунту, датчик щільності ґрунту
Посів	Диференційована сівка сільськогосподарських культур	Технічні системи моніторингу електропровідних властивостей ґрунту, спектрометричний моніторинг
Внесення хімічних препаратів	Локально-дозоване внесення хімічних препаратів	Системи технічного зору
Збір урожаю	Моніторинг урожайності	Об'ємні датчики зерна, датчик вологості

Ця інформація переноситься в комп'ютер, де за спеціальною програмою будується картограма з виділенням характерних певних

ділянок поля, розробляють рекомендації з подальшого обробітку ґрунту і рослин на цьому полі у вигляді відповідних тематичних картограм. Дозований обробіток визначених ділянок поля проводиться комплексом машин з керованою якістю виконання технологічних операцій за заданим маршрутом руху і відповідною програмою змінних параметрів обробітку.

За результатами проведеного аналізу визначені основні задачі, які необхідно вирішити для забезпечення якісного виконання технологічних операцій:

- інформаційне забезпечення оператора (реалізовано для посіву та збору урожаю);
- оперативне керування положенням робочого органу машини (реалізовано для основного внесення твердих мінеральних добрив та хімічного обробітку);
- технічне забезпечення точності водіння (реалізовано для основного внесення твердих мінеральних добрив та оранки).

Проведені дослідження дають змогу створити цілий ряд дослідних зразків техніки нового рівня з керованою якістю виконання технологічних операцій.

Необхідно відзначити складність реалізації прогностично - компенсаційної технології змінних норм внесення технологічного матеріалу з використанням інформаційно-технічних систем моніторингу стану сільськогосподарських угідь, яка пов'язана з відсутністю коефіцієнтів використання елементів живлення з різних ґрунтів, органічних та мінеральних добрив. Тому на практиці широко застосовують дані про забезпеченість ґрунтів елементами живлення (табл. 3). З використанням математичного апарату прогностично - компенсаційної технології змінних норм внесення технологічного матеріалу розроблена система комп'ютерного прогнозування виробництва сільськогосподарської продукції для забезпечення органічного виробництва продукції рослинництва.

Дози мінеральних добрив слід вносити на фоні рекомендованих норм органічних добрив, зволоження, при середньому рівні забезпеченості ґрунту рухомими формами елементів живлення.

Визначення норм мінеральних добрив можна зробити, скориставшись даними агрохімічного аналізу ґрунту конкретного поля, показниками забезпеченості ґрунту елементами живлення, нормативної потреби за формулою:

$$D = V_n \cdot H_n \cdot K \quad (1)$$

де D – річна норма діючої речовини азоту, фосфору, калію із розрахунку на планову врожайність, кг/га діючої речовини, $\frac{\text{кг}}{\text{га}}$;

Y_n – прогнозована врожайність насінників, $\frac{\text{ц}}{\text{га}}$;

H_n – нормативна потреба у повних елементах на 1 ц насінників на фоні 30 т/га гною, $\frac{\text{кг/га діючої речовини}}{\text{ц}}$;

K – поправочний коефіцієнт на внесення поживних елементів з додатковою нормою (понад 30 т/га) гною, кг/га діючої речовини.

3. Забезпеченість ґрунтів елементами живлення.

№ п/п	Елементи живлення за різними методами їх визначення	Забезпеченість елементами живлення, мг/кг ґрунту		
		низька	середня	підвищена
1	Гумус, %	1,2–2,5	2,6–4,8	4,9–7,9
2	Азот легкогідролізований за Тюріним-Коновою	менше 40	41-50	більше 50
3	Азот лужногідролізований за методом Конфільда	менше 150	151-200	більше 200
4	Азот нітратний	менше 10	11-20	більше 20
5	Нітрифікаційна здатність ґрунту	менше 8	9-15	більше 20
6	Фосфор за методом Кірсанова	30-80	81-150	151–200
7	Фосфор за методом Чирікова	20-50	51-100	101-150
8	Фосфор за методом Мачигіна	10-15	16-30	31–45
9	Калій за методом Кірсанова (карбонатні ґрунти)	20-50	51-90	91–120
10	Калій за методом Мачигіна (карбонатні ґрунти)	30-60	61-100	101-130

Повну річну норму внесення азотних, фосфорних і калійних добрив можна також розраховувати балансовим методом за такою формулою:

$$D = \frac{(100 \cdot B \cdot Y_n) - (30 \cdot P_r \cdot K_k)}{K_{MD}} - \frac{H_{OD} \cdot P_{OD} \cdot K_{OD}}{10}, \quad (2)$$

де D – річна розрахункова доза азоту, фосфору, або калію на запланований врожай насінників, кг/га діючої речовини; B – винос елемента живлення на 1 тонну врожаю, кг; Y_n – планова врожайність, т/га; P_r – вміст рухомих форм елемента живлення, мг на 100 г ґрунту; P_{OD} – вміст рухомих форм елемента живлення в органічних добривах, %; 30 – постійний перерахунковий коефіцієнт; H_{OD} – доза запланованого внесення органічних добрив, т/га; K_k , K_{OD}

, K_{MD} , – коефіцієнти використання елементів живлення відповідно з ґрунту, органічних та мінеральних добрив.

При реалізації прогностично-компенсаційної технології змінних норм внесення технологічного матеріалу на основі уточнених даних ґрунту використано наступні принципи (табл. 4).

4. Принципи реалізації прогностично-компенсаційної технології змінних норм внесення технологічного матеріалу.

Рекомендації для внесення технологічного матеріалу			
Родючість ґрунту	Відношення ціни на добриво і зерно кукурудзи	Попередня культура	Вміст азоту в ґрунті
- висока; - середня; - низька.	$\frac{\$/\text{діючої речовини} \cdot N}{\$/\text{кг зерна}}$	визначається коефіцієнтом, що змінюється від 0 до 1 залежно від вносу поживних речовин попередником	визначається вміст поживної речовини у ґрунті

5. Рекомендації по внесенню азоту на поверхні ґрунту.

Відношення ціни на діючу речовину N (\$/кг) і зерна (\$/кг)	Кукуруза-кукуруза		Кукуруза-соя	
	Доза, яка дає максимальний прибуток	Рекомендований діапазон	Доза, яка дає максимальний прибуток	Рекомендований діапазон
	N кг/га			
2,8	174	146-202	134	112-157
5,6	157	134-185	123	101-140
8,4	146	123-168	112	90-129
11,2	134	112-157	95	78-112

На підставі проведених розрахунків розробляються рекомендації по внесенню технологічного матеріалу з використанням прогностично-компенсаційної технології змінних норм внесення технологічного матеріалу, наприклад рекомендації по внесенню азоту на поверхні ґрунту (табл. 5).

Висновок. Таким чином, розроблена модель прогностично - компенсаційної технології змінних норм внесення технологічного матеріалу у рослинництві дозволяє проаналізувати комплексні зміни ґрунтових умов в межах одного поля та визначити стратегію управління агробіологічним потенціалом поля. Розрахунковий ефект від комплексного впровадження прогностично-компенсаційної технології змінних норм внесення технологічного матеріалу з використанням інформаційно-технічного забезпечення моніторингу стану сільськогосподарських угідь, що дає можливість керувати

якістю виконання технологічних процесів при вирощуванні зернових культур, може становити понад 20% [8].

Список літератури

1. Масло І.П. Автоматизована система моніторингу родючості ґрунту та локально-дозоване використання хімпрепаратів / І.П. Масло, В.Г. Мироненко // Вісник сільськогосподарської науки. – 1998. – № 5. – С. 56–58.
2. Пастушенко С.И. Оптимизация сельскохозяйственных технических систем / С.И. Пастушенко // Техніка АПК. – 1999. – №8. – С. 12–15.
3. Адамчук В.В. Техніка для землеробства майбутнього / В.В. Адамчук, В.К. Мойсеєнко, В.І. Кравчук, Д.Г. Войтюк // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха: ННЦ „ІМЕСГ”. – 2002. – Вип. 86. – С. 20–32.
4. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки / За ред. В.І. Кравчука, М.І. Грицишина, С.М. Ковалю. – К.: Аграрна наука, 2004. – 398 с.
5. Myronenko V. Rizeni pracovnich procesu ekologicke techniky / V. Myronenko, V. Dubrovin // Sbornik prednasek VUZT “Zemedelska technika a biomasa 2004”. – Praha, 2004. – Т. 5. – С. 71–75.
6. Мироненко В.Г. Технічні засоби забезпечення якості виконання технологічних процесів у рослинництві : монографія / В.Г. Мироненко. – К.: НАУ, 2005. – 271 с.
7. Гром-Мазничевский Л.И. Разработаны средства и системы автоматического контроля и управления мобильными сельскохозяйственными машинами с использованием микропроцессорной техники / Л.И. Гром-Мазничевский, В.А. Коваль, В.Г. Мироненко // Научный отчет УНИИМЭСХ, 1990. – № ГР 81096003. – 124 с.
8. Броварець О.О. Інформаційні технології та технічні засоби нового покоління для моніторингу й забезпечення якості виконання технологічних процесів при вирощуванні сільськогосподарських культур / О.О. Броварець // Хранение и переработка зерна. – 2013. – № 6 (171). – С. 37–42.
9. Броварець О.О. Теоретичні основи визначення електропровідних властивостей ґрунтового середовища / О.О. Броварець // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2014. – Вип. 196, ч. 1. – С. 287–296.
10. Броварець О.О. Прогностично-компенсаційна технологія змінних норм внесення технологічного матеріалу на основі уточнених даних ґрунту / О.О. Броварець // Сільськогосподарські машини. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ, 2014. – Вип. 27. – С. 3–15.

В статье приведенная модель реализации прогностически-компенсационной технологии переменных норм внесения технологического материала с использованием информационно-технических систем мониторинга состояния сельскохозяйственных угодий, которая позволяет на основе уточненных данных почвы, полученных от системы мониторинга, оценить состояние сельскохозяйственных угодий и принять стратегию управления агробиологическим потенциалом поля.

Мониторинг, модель, переменные нормы внесения, прогностически-компенсационная технология.

The paper present an implementation model prognostically-compensation technology variable application rates of technological material using information technology systems to monitor the status of agricultural land, which allows for on basis of revised estimates of soil obtained from the monitoring system to assess the state of agricultural land and to take control strategy agrobiological potential field.

Monitoring, model, variable rate application, predictive-compensation technology.

УДК 631.589

ОПТИМІЗАЦІЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ УЗАГАЛЬНЕНОЇ ФУНКЦІЇ БАЖАНОСТІ ХАРРІНГТОНА

В.О. Мірошник, А.О. Дудник, кандидати технічних наук

Проведено обґрунтування алгоритму вибору оптимального керуючого рішення на основі застосування узагальненої функції бажаності Харрінгтона з метою підвищення енергетичної ефективності при керуванні біотехнічними системами.

Оптимізація, біотехнічна система, енергетична ефективність.

Постановка проблеми. Функціонування біотехнічних систем, котрі містять в собі поєднання біологічної та технічної складової, пов'язане з використанням значної кількості енергетичних ресурсів [1, 2, 7]. Відомими прикладами таких систем є промислові пташники, споруди закритого ґрунту, тваринницькі приміщення тощо. Проте, не зважаючи на високий рівень ефективності систем керування, що здатні підтримувати параметри із заданою точністю та використовують потужні обчислювальні можливості сучасних засобів автоматизації, досі не вдається досягти зменшення витрат енергоресурсів при максимальних показниках продуктивності.

Аналіз останніх досліджень. Алгоритми стабілізації технологічних параметрів на заданому рівні не передбачають в собі використання критерію оптимізації, що врешті відображається у

© В.О. Мірошник, А.О. Дудник, 2014

Мониторинг, модель, переменные нормы внесения, прогностически-компенсационная технология.

The paper present an implementation model prognostically-compensation technology variable application rates of technological material using information technology systems to monitor the status of agricultural land, which allows for on basis of revised estimates of soil obtained from the monitoring system to assess the state of agricultural land and to take control strategy agrobiological potential field.

Monitoring, model, variable rate application, predictive-compensation technology.

УДК 631.589

ОПТИМІЗАЦІЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ УЗАГАЛЬНЕНОЇ ФУНКЦІЇ БАЖАНОСТІ ХАРРІНГТОНА

В.О. Мірошник, А.О. Дудник, кандидати технічних наук

Проведено обґрунтування алгоритму вибору оптимального керуючого рішення на основі застосування узагальненої функції бажаності Харрінгтона з метою підвищення енергетичної ефективності при керуванні біотехнічними системами.

Оптимізація, біотехнічна система, енергетична ефективність.

Постановка проблеми. Функціонування біотехнічних систем, котрі містять в собі поєднання біологічної та технічної складової, пов'язане з використанням значної кількості енергетичних ресурсів [1, 2, 7]. Відомими прикладами таких систем є промислові пташники, споруди закритого ґрунту, тваринницькі приміщення тощо. Проте, не зважаючи на високий рівень ефективності систем керування, що здатні підтримувати параметри із заданою точністю та використовують потужні обчислювальні можливості сучасних засобів автоматизації, досі не вдається досягти зменшення витрат енергоресурсів при максимальних показниках продуктивності.

Аналіз останніх досліджень. Алгоритми стабілізації технологічних параметрів на заданому рівні не передбачають в собі використання критерію оптимізації, що врешті відображається у

© В.О. Мірошник, А.О. Дудник, 2014

нераціональному використанні енергоресурсів. Побудова систем керування, які містять алгоритм пошуку оптимального керуючого рішення, але при цьому враховують і особливості біологічної складової біотехнічної системи є актуальним завданням досліджень, адже це дозволить не лише зменшити енергетичні витрати, але й забезпечити високі якісні й кількісні показники продуктивності біооб'єкта [5].

Метою досліджень є обґрунтування критерію оптимізації параметрів системи керування у вигляді безрозмірної функції бажаності Харрінгтона, котра містить локальні критерії мінімізації енергоресурсів та максимізації продуктивності біологічного об'єкта.

Результати досліджень. Як відомо, критерієм оптимізації керування є значення (максимальне або гарантоване) цільової функції керуючого рішення серед множини керуючих дій. Так, для досліджуваної системи пропонується використати приведення багатьох локальних критеріїв до однієї цільової функції за допомогою методу з використанням узагальненої функції бажаності, запропонованої Е. Харрінгтоном, яка може описуватись рівнянням узгоджених добутків:

$$F(x) = \prod_{k=1}^s f_k(x)^{\lambda_k} \rightarrow \max, \quad (1)$$

де локальними критеріями f_k є приріст маси рослин за допомогою фотосинтезу, витрати енергії на нагрів повітря в теплиці і вентиляцію, витрати CO_2 на підживлення рослин, а λ_k – ваговий

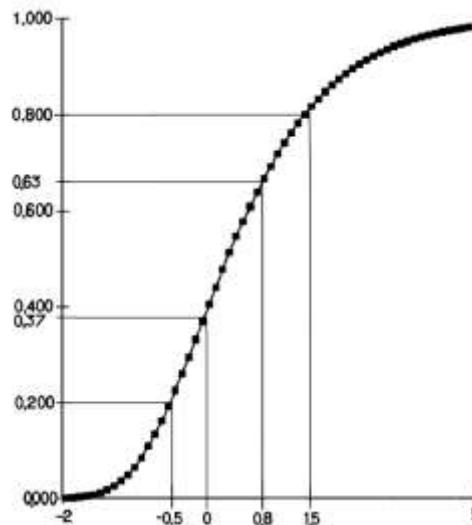
коефіцієнт, який $\lambda_k \geq 0$, $\sum_{k=1}^s \lambda_k = 1$. Параметрами оптимізації є: x_1 – витрати природного газу на опалення теплиці, м^3 , приріст сухих речовин в результаті росту і розвитку томатів, %, а також температура повітря, яка повинна бути оптимальною для конкретного сорту, $^{\circ}\text{C}$.

Результати досліджень. З метою синтезу математичної залежності продуктивності біологічного об'єкта (томатів) проведено активний багатофакторний експеримент [3, 4]. Для проведення експерименту використовувалась камера штучного клімату, яка містить ящик з вегетаційними посудинами для вирощування томатів, резервуар з живильним розчином, насос, зволожувач повітря, ємність для подачі CO_2 , лампи освітлення камери, вентилятор камери, нагрівач повітря камери, датчик температури, датчик освітленості, газоаналізатор CO_2 , силовий блок, мікропроцесор.

В результаті проведення активного багатофакторного експерименту отримано залежність інтенсивності фотосинтезу від параметрів мікроклімату у вигляді поліноміального рівняння:

$$y = 1,51847 + 0,14802x_1 + 0,499x_2 + 0,281x_3 + 0,032x_1x_2 - 0,023x_1x_3 - 0,397x_2x_3 - 0,0013x_1^2 - 0,164x_2^2 + 0,179x_3^2, \quad (1)$$

де x_1 – температура, °C; x_2 – інтенсивність сонячної радіації, Вт/м²; x_3 – вміст CO₂, %.



Синтез математичної моделі системи керування, що функціонує у досліджуваному біотехнічному об'єкті (ПАТ «Комбінат «Тепличний») здійснено з використанням статистичних даних про залежність витрат природного газу на опалення теплиці від таких параметрів: зовнішньої та внутрішньої температури повітря та інтенсивності сонячної радіації, тобто статичної характеристики об'єкта (рис. 1). Розроблено математичну модель у вигляді поліноміального рівняння другого порядку, де коефіцієнти рівняння визначались за методом найменших квадратів. Визначено залежність витрат природного газу від температури повітря у теплиці (T_1 , °C), зовнішньої температури повітря (T , °C) та інтенсивності сонячної радіації (R , Вт/м²).

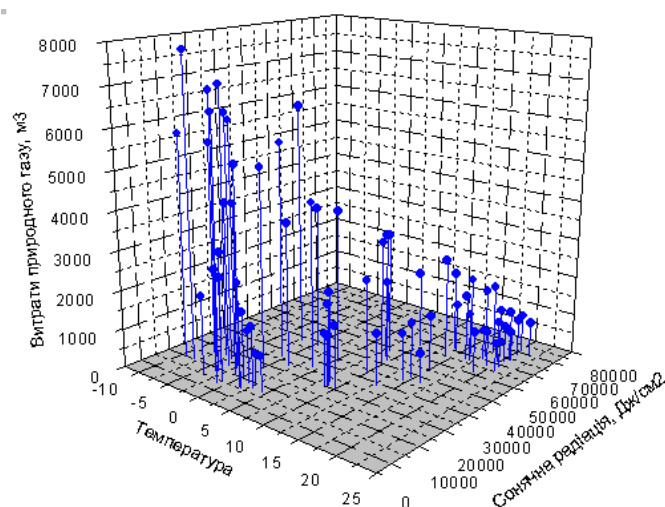


Рис. 1. Статична характеристика біотехнічної системи.

$$P(T, T_1, R) = -6,213 \cdot 10^{-3} + 1,86 \cdot T + 5,92 \cdot T_1 + 0,038 \cdot R + 0,314 \cdot T \cdot T_1 - 3,257 \cdot 10^{-3} \cdot T \cdot R + 7,41 \cdot 10^{-4} \cdot T_1 \cdot R - 0,056 \cdot T^2 - 0,023 \cdot T_1^2 + 1,39 \cdot 10^{-5} \cdot R^2 \quad (2)$$

Середньоквадратична похибка визначалась за виразом:

$$SP := \sqrt{\frac{\sum_i (P_i - PP(T_i, T_i, R_i))^2}{N}} \quad (3)$$

На рис. 2 наведено експериментальну та розраховану залежності витрат природного газу від температури повітря та від інтенсивності сонячної радіації.

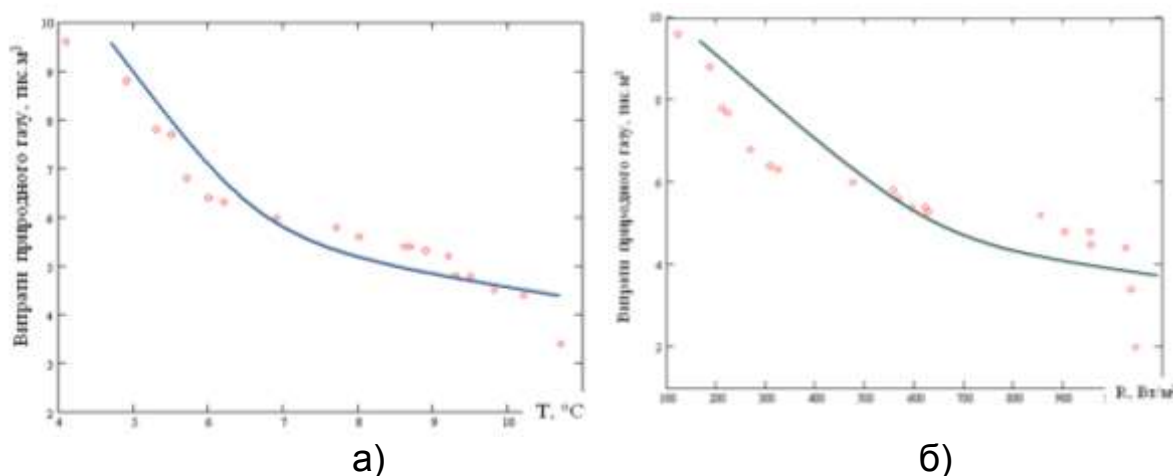


Рис. 2. Залежність (експериментальна та розрахована) витрат природного газу від зовнішньої температури повітря (а) та від інтенсивності сонячної радіації (б).

Цільовою функцією є узагальнений критерій оптимізації $F(X)$, який мінімізує енергетичні затрати f_1 та враховує максимальний приріст томатів f_2 . Беручи до уваги більшу важливість двох перших факторів, вагові коефіцієнти вибрані у наступному співвідношенні:

$$F(X) = f_1^{0,4} f_2^{0,4} f_3^{0,2} \rightarrow \max ,$$

Рівні значущості, при переведенні факторів в безрозмірну форму методикою Харрінгтона, вибираються згідно технологічних вимог. Обмеження на параметри оптимізації такі:

$$0 \leq x_1 \leq 80000, \text{ м}^3; 15 \leq x_2 \leq 35, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

На рис. 3 приведено блок-схему алгоритму, за яким відбувається перетворення локальних критеріїв у безрозмірну форму.

1) Введення значень інтервалів бажаностей d_i і інтервалів значень локального критерію оптимізації в натуральній формі, які відповідають бажаностям f_i .

2) Введення перетворюваного натурального значення локального критерію оптимізації f_H .

3-4) Розрахунок масиву проміжних значень параметра y_i .

5-8) Блок схема враховує, що із зменшенням натурального значення локального критерію оптимізації функція бажаності буде зростати. Тому, коли значення критерію перевищує максимальне, то бажаність буде “дуже погано” і значення критерію в безрозмірній формі f_6 буде дорівнювати 0,01 і коли буде менше мінімального, то бажаність буде “дуже добра” і f_6 дорівнюватиме 0,99.

9-12) Вибір інтервалу для інтерполяції критерію.

13) Перетворення натуральної форми критерію в проміжне значення параметра y за допомогою методу лінійної інтерполяції.

14) Перетворення критерію з проміжного значення в безрозмірну форму з використанням функції бажаності Харрінгтона.

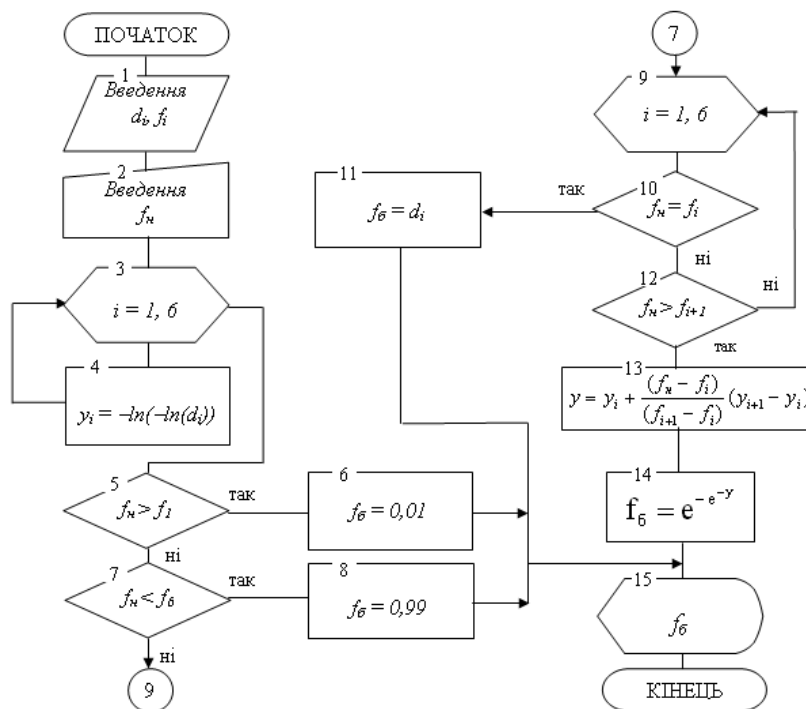


Рис. 3. Блок схема приведення критерію у безрозмірну форму за методикою Харрінгтона.

В результаті отримаємо оптимальне значення параметрів мікроклімату (температури повітря), котрі призведуть до максимального приросту овочевої маси при мінімальних витратах енергоносіїв на опалення.

Висновки

При функціонуванні складних біотехнічних систем важливими її показниками є співвідношення вирощеної продукції та енергетичних витрат на її отримання.

Синтезовані математичні моделі приросту овочів та енергетичних витрат на вирощування томатів у теплицях дозволил використати узагальнений критерій Харрінгтона з метою оптимізації.

Список літератури

1. Клешнин А.Ф. Растение и свет. Теория и практика светокультуры растений / А.Ф. Клешнин. – М.: Изд-во АН СССР, 1954. – 456 с.
2. Лисенко В.П. Оптимальне управління: стан та перспективи розвитку в тепличній галузі / В.П. Лисенко, А.О. Дудник // Науковий вісник НУБіП України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2011. – Вип. 166, ч. 3. – С. 104–112.
3. Ничипорович А.А. Фотосинтетическая деятельность растений и пути повышения ее продуктивности / А.А. Ничипорович // Теоретические основы фотосинтетической продуктивности. – М.: Наука, 1997. – С. 511–527.
4. Тарчевский И.А. Основы фотосинтеза / И.А. Тарчевский. – М.: Высшая школа, 1977. – 253 с.
5. Growth and photosynthetic response of tomato to nutrient solution concentration at two light levels / D.Schwarz, H.-P.Klaring, M.W.van Iersel, K.T.Ingram, J. Amer. Soc. Hort. Sci. №127(6) 2002, p.984 – 990.
6. Schrader D.H., Mc Nelis D.D. Microwave Irradiation of Plant Roots in soil. – J. of Microwave Power. –1975. – Vol. 10, № 1. – P. 77–91.
7. Thornley J.H.M., Hurd R.G. An Analysis of the Growth of Young Tomato Plants in Water Culture at Different Light Integrals and CO₂ Concentrations // Annals of Botany. – 1979. – Vol. 38, Issue 2. – P. 389–400.

Проведено обоснование алгоритма выбора оптимального управляющего решения на основе применения обобщенной функции желательности Харрингтона с целью повышения энергетической эффективности при управлении биотехническими системами.

Оптимизация, биотехническая система, энергетическая эффективность.

The substantiation of optimal control algorithm was performed. The algorithm based on generalized Harrington function, which allows to increase energy efficiency of control systems for biotechnological objects.

Optimization, biotechnical system, energy efficiency.

МІЦНІСТЬ І ДЕФОРМАТИВНІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ, АРМОВАНИХ МІКРОКРИСТАЛІЧНОЮ І БАЗАЛЬТОВОЮ ФІБРОЮ

М.О. Давиденко, кандидат технічних наук

У статті приведені результати експериментальних досліджень міцності і деформативності фібробетонних балок розміром 40×40×160 мм, армованих мікрористалічною фіброю і фібробетонних стінових кілець Ø 1000 мм, армованих базальтовою фіброю.

Міцність, елемент, армування, базальт, фібра.

Постановка проблеми. Використання мікрористалічної фібри при виготовленні циліндричних контейнерів з фібробетона (Ø840 мм, висотою 1200 мм, внутрішнім об'ємом 340 л) може на порядок підвищити стійкість до впливу різних зовнішніх факторів, що дозволяє їх використовувати для тимчасового і остаточного зберігання токсичних та радіоактивних відходів, зберігаючи достатню міцність і корозійну стійкість на протязі не менше 300 років.

Аналіз останніх досліджень. Застосування базальтобетона ефективно при виготовленні стінових кілець, дорожніх плит, вогнезахисних конструкцій, підлог, при внутрішньому армуванні тунелів та ін. [1, 2].

Мета досліджень. Обґрунтувати технологію виготовлення будівельних елементів, армованих мікрористалічною і базальтовою фіброю.

Результати досліджень. Нижче наведені результати експериментальних досліджень міцності і деформативності фібробетонних балок розміром 40×40×160 мм, армованих мікрористалічною фіброю і фібробетонних стінових кілець Ø 1000 мм, армованих базальтовою фіброю.

Мікрористалічна нержавіюча фібра має вигляд гнучких металевих волокон завдовжки до 30 мм, шириною 1-2 мм і товщиною 20-40 мкм. Фібра має високу корозійну стійкість і високу міцність на розрив, 1700 МПа. Для її виготовлення використовуються недефіцитні феросплави (Fe,Cr)₈₀(P,C,Si)₂₀: ферохром, феросиліцій, ферофосфор. Мікрористалічна фібра отримана Київським Фізико-технологічним інститутом металів і сплавів НАН України з використанням нанотехнологій. Градація мікрористалічної фібри була прийнята: 10, 15, 20, 35, 30 кг/м³

© М.О. Давиденко, 2014

бетону. В якості базальтового волокна в роботі використано волокно марки ВБМ 40Р.12, діаметром 40 мкм і довжиною 12 мм виробництва ВАТ «Мінерал», виготовлене згідно ТУ Ст 2.7-26.8 32673353-001:2007.

Випробування балок серії БФ-I...V проводили згідно ГОСТ 10180-90 [1] на випробувальній машині Huchstraft (100 kP). Вимірювання деформацій на верхній і нижній гранях зразків здійснювали за допомогою тензорезисторів базою вимірювань 20 мм і автоматичного вимірника деформацій. Випробування базальтофібробетонних стінових кілець погонним навантаженням, проводили згідно ГОСТ 6482 [2] з використанням випробувальної машини ПС-15. Вимірювання деформацій на крайній внутрішній грані труба-конденсаторів і кілець виконували за допомогою індикаторів годинного типу із ціною поділки 0,001 мм на базі 200 мм.



Рис. 1. Випробування фібробетонних балок, армованих мікрокристалічною фіброю і базальтофібробетонних стінових кілець Ø 1000 мм.

Результати випробувань зразків-балок, армованих мікрокристалічною фіброю приведені в табл. 1. Збільшення міцності балок в порівнянні з бетонними зразками без фібри (серія Б-I) спостерігається збільшенням кількості фібри в об'ємі бетону. Для бетону класу С25/30 збільшення міцності складало: 16%, 7%, 13%, 8%, 36% відповідно.

Збільшення деформативності фібробетону розтягнутої зони в порівнянні з бетонними зразками без фібри спостерігалось практично у всіх серіях балок серії ФБ-I, ФБ-V. Для бетону класу С25/30 – в 6,56 разів. За результатами випробувань кращі показники міцності і деформативності фібробетону класу С25/30 показали зразки з кількістю фібри 15 кг/м^3 – 30 кг/м^3 . Результати випробувань стінових кілець Ø 1000 мм, армованих базальтовою фіброю коефіцієнтами варіації і величинами відносної погрішності приведені в табл. 2.

1. Середньостатистичні результати випробувань зразків-балок, армованих мікрокристалічною фіброю.

Шифр серії	Клас бетону	Кількість фібри, кг/м ³	$P_{\max}$ кН	$\varepsilon_{cf, \max} \times 10^{-5}$	$\varepsilon_{cft, \max} \times 10^{-5}$	Кількість волокон фібри в перерізі (всього / в рост. зоні)
Б-I	C25/30	-	2,61	-31	36	- / -
ФБ-I	C25/30	10	3,03	-48	125	20 / 12
ФБ-II	C25/30	15	2,79	-61	172	43 / 24
ФБ-III	C25/30	20	2,96	-84	136	62 / 35
ФБ-IV	C25/30	25	2,83	-94	336	72 / 42
ФБ-V	C25/30	30	3,55	-68	266	77 / 49

2. Результати випробувань фібробетонних стінових кілець Ø1000 мм, армованих базальтовою фіброю.

Шифр серії	$P_{\max}$, кН/м	$\varepsilon_{cft} \times 10^{-5}$
КСБ-I	32,08	23,5
КСБ-II	34,1	26,1
КСБ-III	29,6	22
ν	7,05	8,67
β	4,98	5,48

P.кН/м

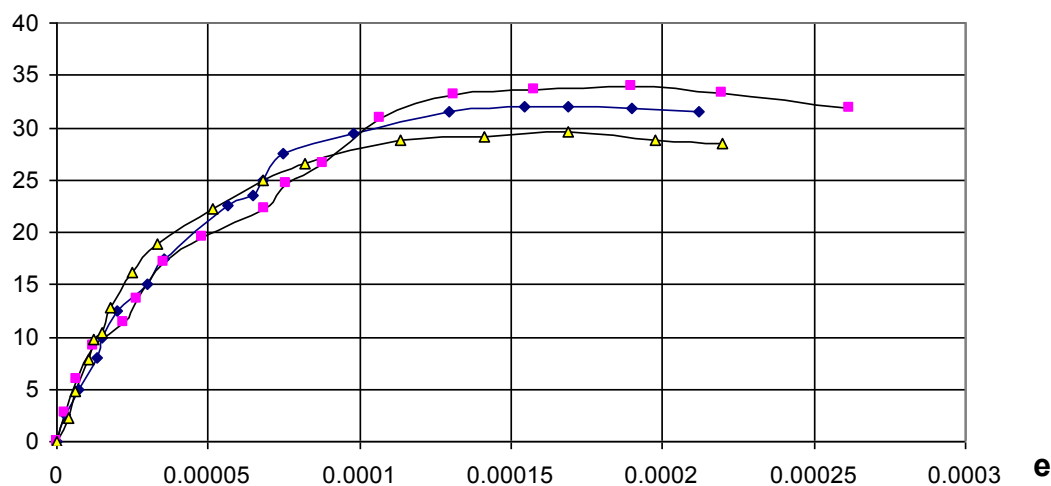


Рис. 2. Діаграми випробувань стінових кілець, армованих базальтовою фіброю.

Величина максимального навантаження стінового кільця Ø1000 мм, армованого базальтовою фіброю, відповідала навантаженню тріщиностійкості за ГОСТ 6482-88 [2] і трохи перевищувала значення відповідного навантаження

тріщиностійкості кілець Ø 1000 мм, армованих сталеву сіткою. За результатами випробувань побудовані залежності «навантаження - деформації розтягу» стінових кілець, армованих базальтовою фібру.

Тріщини у всіх випробуваних базальтофібробетонних стінових кільцях з'являлися в діаметральних горизонтальних і вертикальних перерізах, згідно відповідній епюрі моментів. На зламі після руйнування стінового кільця не було обривків волокон, висмикнутих бетонної матриці, що свідчить про досить високу адгезію базальтових волокон цементною матрицею.

Висновки

На підставі результатів досліджень встановлено, що для складу фібробетону класу С25/30, армованого мікрористалічної фібру рекомендується кількість фібру близько 20-25 кг/м³ з метою досягнення оптимальних характеристик міцності і деформативності.

На основі експериментальних досліджень встановлено, що для виготовлення стінових кілець Ø 1000 мм, армованих базальтовою фібру необхідний бетон матриці класу не нижче С32/40.

Максимальне навантаження при перевірці міцності стінових кілець з базальтофібробетону відповідає навантаженню тріщиноутворення, величина якого перевищує навантаження тріщиноутворення стінових кілець, армованих сталеву сіткою.

Список літератури

1. *Бетоны*. Методы определения прочности по контрольным образцам: ГОСТ 10180-90. – [Введ. с 01.01.91]. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 30 с.
2. *Трубы железобетонные безнапорные*. Технические условия: ГОСТ 6482-88. – [Введ. с 01.01.90]. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 75 с.

В статье приведены результаты экспериментальных исследований прочности и деформативности фибробетонных балок размером 40×40×160 мм, армированных микрокристаллической фиброй и фибробетонных стеновых колец Ø 1000 мм, армированных базальтовой фиброй.

Прочность, элемент, армирования, базальт, фибра.

This paper presented experimental results of strength and deformability fiber concretes beam size 40×40×160 mm, reinforced fiber and fiber concretes microcrystalline wall rings Ø 1000 mm, reinforced with basalt fiber.

Strength, element, reinforcement, basalt, fiber.

СТЕНДОВІ ВИПРОБУВАННЯ ШЕСТЕРЕНЬ ЗІ СТАЛЕЙ 12ХН3А ТА 15ХГНБТЧ

О.Є. Семеновський, кандидат технічних наук

Досліджено експлуатаційні властивості сталей 12ХН3А та 15ХГНБТЧ під час проведення стендових випробувань зубчастих передач.

Шестерні, сталь, пітинг, замкнутий контур, крутний момент, навантаження.

Постановка проблеми. Для забезпечення необхідного ресурсу роботи зубчастого зачеплення, необхідне вивчення умов експлуатації, причин і характеру зносу і руйнування. Тільки знаючи заздалегідь механізм руйнування сталі, можна в достатній мірі пристосувати її структуру до протидії цьому руйнуванню.

Проаналізовано причини зниження експлуатаційних характеристик циліндричних зубчастих передач. На підставі літературного аналізу вивчена проблема контактної витривалості циліндричних зубчастих передач, пов'язана з вибором матеріалу та технології виготовлення.

Аналіз останніх досліджень. Одним із шляхів поліпшення експлуатаційних характеристик зубчастих передач визнано збільшення фактичної площі контакту [1], за рахунок підвищення точності виготовлення зубчастої пари, що знижує контактні навантаження, і підвищує контактну витривалість зубчастих передач.

Основним критерієм експлуатаційних характеристик матеріалу шестерень є контактна втомна міцність, що визначається твердістю і розміром мартенситного пакету, формою і дисперсністю карбідної фази і неметалевих включень, а також наявністю у поверхневому шарі оптимальної кількості залишкового аустеніту. Крім того, варто враховувати і той факт, що матеріал серцевини зуба шестірни повинний забезпечити достатню твердість підкладки, у залежності від умов навантаження. І мати достатній запас питомої роботи руйнування.

Виходячи з того, що механічні характеристики сталей з мартенситною структурою не пов'язані прямо з міцністю границь аустенітного зерна, вони визначаються, в основному, морфологією і розмірами мартенситного пакету, наявністю в структурі інших фаз (залишкового аустеніту, фериту) [2]. Отже, міцність і тріщиностійкість

мартенситу контролюється різними структурними факторами, внаслідок чого з'являється можливість роздільного і цілеспрямованого впливу на структуру для підвищення конструкційної міцності сталей. Якщо врахувати, що рівень границі текучості 1200–2000 МПа, цілком достатній для більшості конструкційних матеріалів [3], то основною проблемою тут варто вважати необхідність усунення міжзеренного росту тріщини.

Крім характеристик міцності на контактну втомну міцність значний вплив повинна мати і питома робота руйнування сталі. Тому що, виходячи з розглянутої теорії контактної втомної міцності матеріалів, 80% часу приходить на поширення тріщин. Одночасне підвищення в'язкості і пластичності можливе за рахунок зменшення розміру зерна.

Крім мартенситу і карбідної фази, у структурі цементованого шару завжди існує і значна кількість залишкового аустеніту, хоча раніш і вважалося, що наявність залишкового аустеніту неприпустимо в цементованому шарі [4], у більш пізніх роботах переконливо доведено, що ця структурна складова може сприятливо впливати на контактну втомну міцність поверхневого шару [5]. При цьому, у більшості випадків вважають, що в поверхневому шарі цементованих зубчастих коліс вміст залишкового аустеніту не повинний перевищувати 25...30%. Однак, варто враховувати і той фактор, що при зміні вмісту залишкового аустеніту, змінюється вміст у сталі й інших структурних складових. Більшість авторів все таки сходяться на тому, що оптимальним є вміст залишкового аустеніту в межах 30...50%, у залежності від величини питомого тиску [6].

Мета досліджень. Виходячи з проведеного аналізу літературних джерел, присвячених питанню впливу структурних складових на контактну втомну міцність цементувальних сталей, для вирішення поставлених у роботі задач було оптимізовано вибір цементувальної сталі для шестерень та проведені порівняльні стендові випробування шестерень із рекомендованого матеріалу та серійної сталі 12ХН3А.

Тому що, тільки стендові випробування дають можливість реально оцінювати експлуатаційні характеристики матеріалів для шестерень та забезпечують виявлення впливу можливих екстремальних навантажень в процесі роботи зубчатого зачеплення на його роботоздатність.

Результати досліджень. Проведені стендові випробування найбільш високонавантажених деталей редуктора ГМП-2, якими є шестерні заднього ходу і першої передачі. Крім того, оскільки при виготовленні блоків шестерень першої передачі використовується

електронно-променеве зварювання, то для оцінки його якості було також випробуване зварне з'єднання.

В процесі випробувань були поставлені наступні задачі:

- порівняння зносостійкості шестерень, виготовлених із серійної та експериментальної сталей;
- визначення шумових характеристик при роботі зубчатих передач;
- дослідження характеру руйнування робочої поверхні зубів шестерень;
- визначення надійності зварного з'єднання шестерень першої передачі.

Порівняльні випробування шестерень проводилися на стенді СОШ.1.0.0.000СБ з механічним регулюванням навантаження в замкнутому контурі. Кінематична схема стенда наведена на рис. 1.

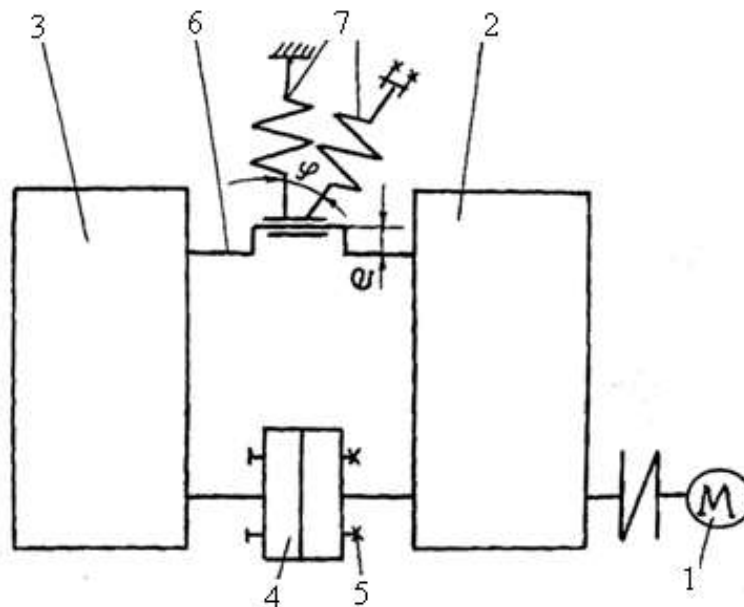


Рис. 1. Схема стенда з перемінним навантаженням:
1 – електродвигун; 2 – редуктор з експериментальними шестернями;
3 – редуктор з серійними шестернями; 4 – торсійний навантажувач;
5 – фіксатори; 6 – екцентриковий вал; 7 – пружні елементи.

Стенд для випробувань складався з двох редукторів з однаковими передаточними числами, що дозволяє проведення порівняльних випробувань серійних і експериментальних деталей в абсолютно ідентичних умовах навантаження.

Вали редукторів з'єднані між собою безпосередньо через механізми навантаження, це забезпечує стабільність навантаження, яка не залежить від зовнішніх факторів.

Для створення перемінного навантаження з різною амплітудою використаний спеціальний навантажувач, що дозволяє відтворювати

навантаження елементів з різними коефіцієнтами асиметрії. У тихохідній ланці встановлений ексцентриковий вал, до якого кріпляться два пружних елементи під необхідними кутами, при цьому перемінне навантаження створюється зусиллям розтягання пружних елементів на величину ексцентриситету.

Для визначення режимів навантаження при проведенні прискорених випробувань необхідно розрахувати коефіцієнт прискорення, задавшись форсованою еквівалентною амплітудою, при незмінній частоті, чи частотою – при незмінній амплітуді, виходячи з того, що переважним видом порушення працездатності зубчатих передач є втомне руйнування поверхні зубів (пітинг).

Збільшення частоти припускає дотримання наступних умов:

- досліджуваний вузол не наближається до резонансу;
- вплив частот повторно-перемінного навантаження на процес руйнування незначний.

При збільшенні амплітуд навантаження необхідно, щоб напруження в конструкції не перевищували допустимих.

Дотримання допустимих умов дозволяє скорочувати час випробувань на стенді в порівнянні з експлуатаційними:

$$K_y = \frac{\tau_n}{\tau_c} = \frac{w_y}{w} \cdot \left(\frac{q_y}{q} \right)^m,$$

де τ_n – тривалість експлуатаційних випробувань;

τ_c – тривалість випробувань на стенді;

ω_y, q_y – частота й амплітуда навантаження при стендових випробуваннях;

ω, q – частота й амплітуда навантаження при експлуатаційних випробуваннях;

m – показник степеня кривої втоми;

K_y – коефіцієнт прискорення.

Виходячи з того, що номінальні режими роботи редуктора ГМП-2 відповідали: крутний момент $T=1000$ Н·м, при частоті обертання $n = 1000$ об/хв і середній потужності передачі $N = 100$ кВт, був визначений режим випробувань $T_y = 2000$ Н·м, $n_y = 750$ об/хв, $N_y = 150$ кВт. В такому випадку коефіцієнт прискорення по потужності дорівнює:

$$K_y = \frac{N_y}{N} = \frac{150}{100} = 1,5.$$

Крутний момент встановлювався торсійним навантажувачем ($T_{\max} = 1500$ Н·м). Необхідний ексцентриситет колінчатого вала забезпечувався за рахунок знакозмінного навантажувача ($E_{\max} = 30$ мм). Необхідний кут між пружними елементами становив: $\varphi =$

$\approx 0 \dots 90^\circ$. На всіх етапах випробувань проводити вимір звукового тиску приладом ИШВ-1 для додаткового контролю стану зубчатих передач.

При випробуванні шестерень на злам навантаження передач здійснюється по наступній циклограмі: 10% - $T = 0,2 \text{ М}$; 20 % - $T = 0,4 \text{ М}$; 50 % - $T = 0,75 \text{ М}$; 20 % - $T = \text{М}$, де: T – крутний навантажуючий момент; М – амплітуда еквівалентного періодичного навантаження, визначалась за формулою:

$$M = \sqrt[m]{\frac{K_y}{w_{uu}}} \cdot \sqrt[k]{\sum_{i=0}^k T_i^2 \cdot w_i^{\frac{2}{m}}};$$

де K_y – коефіцієнт прискорення;

w_{uu} – частота обертання шестерень на стенді;

T_i – крутний момент;

w_i – частота обертання шестерень в реальних умовах;

m – показники ступеня кривої втоми матеріалу шестерень.

Таким чином, режими проведення стендових випробувань шестерень редуктора ГМП-2 повинні були цілком відповідати режимам роботи зубчастого зачеплення в експлуатаційних умовах. Для забезпечення вірогідності отриманих результатів порівняльних випробувань на стенд із замкнутим контуром одночасно встановлювалися два редуктори. (рис. 2). В одному були встановлені шестерні із серійної сталі 12ХН3А, а в іншому – із рекомендованої до впровадження комплексно-легованої сталі 15ХГНБТЧ. Виготовлення і хіміко-термічна обробка деталей проводилися одночасно, за однаковими режимами. Установка на стенд двигуна номінальною потужністю 30 кВт і частотою обертання 750 об/хв, дозволила створити крутний момент до 2000 Н·м, що забезпечило подвійне перевищення номінальних режимів роботи зубчастого зачеплення в експлуатаційних умовах.

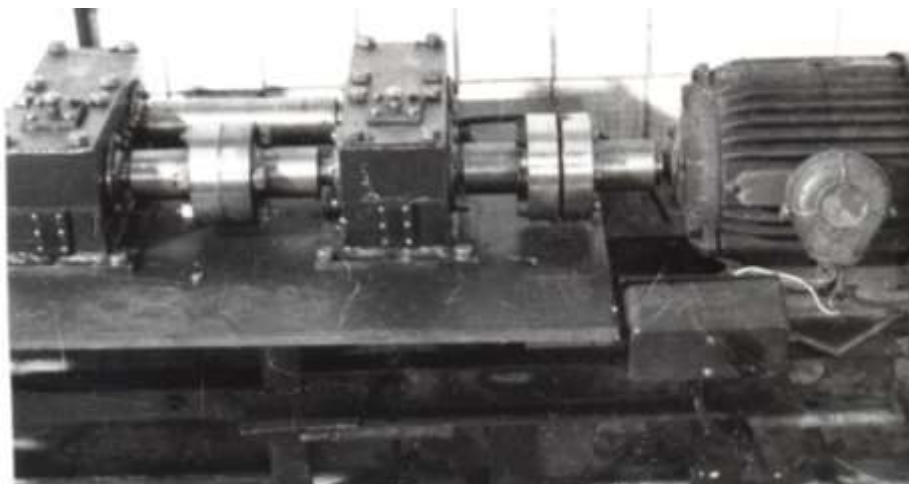


Рис. 2. Зовнішній вигляд стенда з замкнутим контуром.

Для контролю величини крутного моменту, в процесі випробувань, проводилися виміри часу вибігу на початку досліду і після закінчення проміжку часу в 30 хв.

При збільшенні часу вибігу навантаження проводилося повторно до величини максимального крутного моменту.

Контроль стану зубчастих передач здійснювався через оглядові отвори редукторів з інтервалом часу, рівному одній годині чистого часу випробувань. Результати порівняльних випробувань зведені в табл. 1.

1. Результати стендових випробувань.

	Шестерні I передачі		Шестерні задньої передачі	
	15ХГНБТЧ	12ХН3А	15ХГНБТЧ	12ХН3А
Кількість циклів до появи пітингу	$2,9 \cdot 10^6$	$2,1 \cdot 10^6$	$6,0 \cdot 10^6$	$3,1 \cdot 10^6$
Загальний рівень звукового тиску, ДЦб	98	103	108	112
	Розподіл по частотах			
500 Гц	90	92	94	96
250 Гц	85	89	90	91
125 Гц	82	85	86	87
63 Гц	73	75	76	76

Випробування шестерень першої передачі проводилися при величині крутного моменті – 1250 Н·м, і частоті обертання 750 об/хв.

При цих умовах навантаження пітинг на серійному зубчастому колесі утворився через 48 годин роботи, що відповідає $2,1 \cdot 10^6$ циклів. Раковини, що утворилися, мали розміри діаметром до 2,5 мм, при глибині до 0,5 мм. Ушкодження зосереджені в зоні найбільших напружень – у полюсі зачеплення. Середня кількість раковин на одному зубі шестерні із серійної сталі складала – 10...15.

Зародження ушкоджень втоми на зубчастих колесах із рекомендованої сталі відбувалося після 64 годин роботи стенда, що відповідає – $2,9 \cdot 10^6$ циклів. Таким чином, ресурс роботи зубчастого зачеплення з розробленої сталі 15ХГНБТЧ перевищує ресурс роботи зубчастого зачеплення із серійної сталі 12ХН3А в 1,33 рази. При цьому, ми бачимо якісно інший характер зародження і розвитку втомних руйнувань на експериментальних зубчастих колесах. Розміри раковин не перевищують 0,4 мм, при глибині 0,01 мм. Середня кількість раковин на зубі не перевищує 3–5. Крім того, у зоні плями контакту серійних зубчастих коліс після однієї години випробувань з'являється пластична деформація поверхні в полюсі зачеплення. Пластична деформація поверхневого шару зубів експериментальних шестерень виявляється тільки після десяти

годин роботи. В задачу випробувань шестерень першої передачі входило дослідження на міцність зварного з'єднання шестерні з зубчастою муфтою, виготовлених зі сталі 15ХГНБТЧ. Візуальний огляд зварного з'єднання чотирьох шестерень при номінальному відпрацьованому навантаженні до $M_n=1500$ Н·м не виявив дефектів.

При навантаженні шестерень навантаженням до - 2000 Н·м, що в 1,7 рази перевищує величину максимальних крутних моментів, які виникають в експлуатаційних умовах, відбувається передчасний злам зубів колеса через $2,9 \cdot 10^2$ циклів змін напружень (рис. 3), в той час як зварне з'єднання шестерень залишалось без слідів поломки.



Рис. 3. Злам зубів при випробуванні зварного з'єднання.

Дані спостереження дозволяють зробити висновок, що запас міцності зварного з'єднання значно перевищує міцність самих зубів.

Випробування редукторів з шестернями задньої передачі проводилися при крутному моменті – 500 Н·м і частоті обертання 2940 об/хв. Пітинг на серійному зубчастому колесі утворився через 16 годин роботи, тобто через $3,1 \cdot 10^6$ циклів. На серійному зубчастому колесі раковини мають розміри: діаметр до – 3 мм, глибина до – 0,5 мм. Ушкодження зосереджені в зоні найбільших напружень – полюсі зачеплення. Зародження ушкоджень від втоми поверхні зуба шестерні із рекомендованого матеріалу відбувається після 30 годин роботи, тобто через $6 \cdot 10^6$ циклів змін напружень. Розміри раковин на цих зубчастих колесах складав: діаметр 0,5 мм, глибина 0,1 мм. Середнє число раковин на одному зубі експериментальних шестерень – 3...4, а на серійному – 14...16.

Періодично, із проміжком часу 30 хвилин проводився контроль рівня звукового тиску, який створювався працюючим стендом. Вимір звукового тиску здійснювався для додаткового контролю стану зубчастих передач. Значення рівня звукового тиску приведені в

табл. 1. Аналіз результатів стендових випробувань показує, що деталі із рекомендованої нами сталі мають ресурс роботи при різних режимах навантаження в 1,3–1,9 рази вище, ніж деталі із серійної сталі 12ХН3А, за рахунок більш високого рівня фізико-механічних властивостей сталі 15ХГНБТЧ.

В ході досліджень встановлено, що деталі з розробленої сталі 15ХГНБТЧ мають не тільки більш високий ресурс роботи, в порівнянні з деталями із серійної сталі 12ХН3А, але і якісно інший характер руйнування.

Розглядаючи структуру поверхневого шару сталі 12ХН3А в зоні плями контакту (рис. 4) ми бачимо, як метал спочатку деформується, структура наче пливе під дією контактних навантажень.

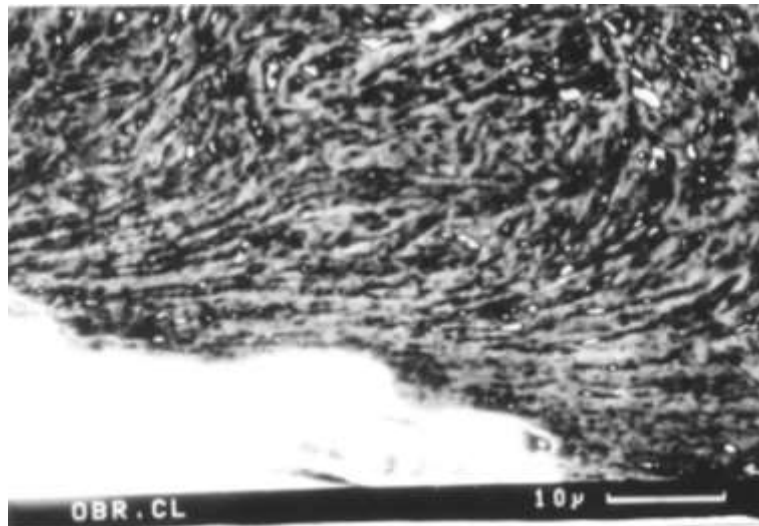


Рис. 4. Деформація структури поверхневого шару (деталь зі сталі 12ХН3А).

Після чого, на певному етапі відбувається зародження мікротріщин, при цьому тріщини зароджуються або в зоні найбільших пластичних деформацій, а ця зона знаходиться на поверхні, або під поверхнею в місцях структурних недосконалостей, котрі будучи концентраторами напружень приводять до передчасного утворення мікротріщин.

Висновки

Аналізуючи результати порівняльних стендових випробувань редукторів з деталями із серійної сталі 12ХН3А і дослідної сталі 15ХГНБТЧ, а також результати вивчення причин і характеру руйнування контактуючих, можна зробити наступні висновки:

1. Деталі з дослідної сталі мають ресурс роботи в 1,3–1,9 рази вище, ніж деталі із серійної сталі.

2. У деталей із серійної сталі спостерігається деформація поверхні в зоні плями контакту, що пояснюється недостатньою дисперсністю і мікротвердістю структури. Руйнування поверхні серійної сталі має крихкий характер, відбувається з високою швидкістю, що збільшує ймовірність аварійних поломок.

3. Поверхня деталей з розробленої сталі 15ХГНБТЧ руйнується значно повільніше, що пояснюється в'язким характером руйнування.

4. Причиною утворення підповерхневих мікротріщин є деформації структури поверхневого шару, що є наслідком недостатнього рівня фізико-механічних властивостей матеріалу, який не витримує впливу зовнішніх контактних навантажень.

Список літератури

1. Чернявский И.С. Анализ контактной и изгибной выносливости зубчатых колес трансмиссии трактора Т-150К / И.С.Чернявский, А.В.Устиненко // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40 (1013). – С. 182–186.
2. Романив О.Н. Конструкционная прочность сталей со структурой отпущенного мартенсита / О.Н. Романив, А.Н. Ткач // Митом. – 1982. – № 7. – С. 7–17.
3. Бережницкий Л.Т. Влияние неоднородностей материала на концентрацию напряжений возле остроконечных дефектов / Бережницкий Л.Т., Сенюк М.М., Приходский Т.В. // Физико-механическая механика материалов. – 1998. – № 2. – С. 87–92.
4. Романив О.Н. Конструкционная прочность сталей со структурой отпущенного мартенсита / О.Н. Романив, А.Н. Ткач // Митом. – 1982. – № 7. – С. 7–17.
5. Зинченко В.М. Влияние остаточного аустенита на механические свойства цементованных сталей / Зинченко В.М., Георгиевская Б.В., Оловашников В.А. // Металловедение и термическая обработка металлов. – 1997. – № 12. – С. 25–30.
6. Ingham D.W. The submerged induction hardening of gears : Pt2. Properties imparted and problems solved / Ingham D.W., Csaneg M. // Parrish G., Heat Treat. Metals. – 1998. – 25. – № 2. – С. 43–50.

Исследованы эксплуатационные свойства сталей 12ХН3А и 15ХГНБТЧ при проведении стендовых испытаний зубчатых передач.

Шестерни, сталь, питтинг, замкнутый контур, крутящий момент, нагрузка.

Investigated the performance properties of steels 12ХН3А and 15ХГНБТЧ during bench testing gears.

Sprockets, steel, pitting, closed loop, torque load.

ПРАВОВЕ РЕГУЛЮВАННЯ ІНЖЕНЕРНОГО МОНІТОРИНГУ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ В АПК

В.Н. Большаков, кандидат юридичних наук

І.Л. Rogovskiy, кандидат технічних наук

О.В. Дубровіна, магістр

У статті розглядається вплив правового регулювання інженерного моніторингу при дослідженні інтелектуальної власності.

Моніторинг, метод, власність, інженерія.

Постановка проблеми. Загальновідомо, що будь-який процес суспільства неможливий без системи освіти. Система освіти має три складові: освіту, науку і культури. Це три кита сучасної цивілізації. Як відомо, культура, науково-технічний рівень виробництва, ефективність економіки, соціально-технічний прогрес в цілому і добробут суспільства значною мірою залежать від рівня та ефективності творчої діяльності в суспільстві.

Аналіз останніх досліджень. Світовий досвід підтверджує, що ті країни, де розвитку освіти, науки і культури приділяють першочергове значення, відносяться до числа держав з високорозвинutoю економікою [1, С. 7]. Як відомо, приватне право – галузь права основною задачею якого є системне правове забезпечення охорони об'єктів приватної власності – засобів виробництва і продуктів виробництва. Інтелектуальна власність представляє собою права на твори науки, літератури, мистецтва і винахідництва. Зазначені об'єкти інтелектуальної власності в свою чергу є продуктами виробництва тобто об'єктами приватної власності, також регулюються авторським та патентним правом. Згідно з Законом України «Про інформацію», інформаційна діяльність – це сукупність дій, спрямованих на задоволення інформаційних потреб юридичних осіб і держави. Основними видами інформаційної діяльності є одержання, використання, поширення та зберігання інформації. Одержанням інформації є набуття, придбання, накопичення, відповідно до чинного законодавства України, документованої або публічно оголошеної інформації громадянами, юридичними особами і державою. Згідно з Законом «Про науково-технічну інформацію» науково-інформаційна діяльність – це сукупність дій, спрямованих на задоволення потреб громадян, юридичних осіб і держави у науково-технічній інформації,

що полягає в збиранні, аналітичній обробці, фіксації, зберіганні, пошуку і поширенні. Моніторинг (англ. – monitoring) – це збір інформації, даних в засобах масової комунікації [2, С. 231].

В числі цих засобів є твори, статті та інші об'єкти інтелектуальної власності, що знаходяться, наприклад, у публічних бібліотеках. При цьому, на думку американських фахівців, саме інформаційні ресурси країни, в остаточному підсумку, визначають її можливості по прийняттю стратегічних рішень у галузі економічної конкурентоспроможності, оборони, енергетичної незалежності. У зв'язку з цим, в США бази науково-технічної інформації належать до ресурсів стратегічного характеру [3, С. 371].

При цьому необхідно відмітити, що у інформаційній діяльності є невизначеність з поняттям власності на продукт інтелектуальної діяльності, що в свою чергу є об'єктом інтелектуальної власності. Наприклад, згідно з визначенням Кодексу України про адміністративні порушення, об'єктом інтелектуальної власності і авторства є літературні твори, фонограми, бази даних, наукові відкриття, винаходи тощо. При цьому літературним твором є і наукова або технічна стаття, і автор може використати своє право на використання цієї статті, або її частини, лише з його дозволу, хоча сам використовує в своїй статті дані з інших інформаційних джерел.

Згідно визначення, автором є людина, яка написала будь-яку працю, твір, лист та ін., або розробила план, проект та ін. [4, С. 22].

Авторське право – це розділ цивільного права, який регулює відносини, що пов'язані з створенням та використанням (видання, цитування тощо), творів науки, літератури та мистецтва [5, С. 17].

Мета досліджень – обґрунтувати правове регулювання інженерного моніторингу при дослідженні інтелектуальної власності.

Результати досліджень. Як відомо, у більшості науково-технічних праць використовується інформація, що отримана з інших джерел (статей, науково-технічних праць). Суть першої частини інформаційної діяльності полягає в отриманні інформації з інших документів, які, відповідно, є працями, які хтось створив, тобто є предметом інтелектуальної власності. При цьому в авторському праві не встановлені ознаки об'єкту інтелектуальної власності, як це встановлене в патентному праві – ознаки відмінності та подібності у формулі на винахід.

Відсутність законодавчо закріплених ознак об'єкту інтелектуальної власності може стати причиною правових колізій в межах норм цивільного, адміністративного, інформаційного, адміністративного і кримінального права, які регулюють права авторів. Це в свою чергу робить в деяких випадках незаконною інформаційну діяльність в межах другої частини – відтворенні у вигляді звіту.

Відповідно, для підвищення ефективності інформаційної діяльності доцільно удосконалити інформаційне законодавство. Так, наприклад, доцільно доповнити Цивільний і Кримінальний кодекси України та Кодекс України про адміністративні порушення розробкою відповідних змін стосовно авторського права.

Наприклад, необхідно відмітити, що для забезпечення безперешкодного проведення інформаційної діяльності (моніторингу) в АПК України обов'язково необхідно законодавчо визначити ознаки печатної праці, як об'єкту авторського права (інтелектуальної власності). На погляд автора основною ознакою печатної праці, як об'єкту авторського права є новизна інформації.

Згідно з визначенням [6, С. 10] «Автор – Творец чого-небудь, составитель, создатель какого-нибудь художественного произведения, проэкта, изобретения.».

Даний вислів є основою для висновку про те, що в основі юридичного визнання авторства є визнання новизни твору. Зазначене підтверджується наступним: Творчість це цілеспрямована пошукова діяльність людини, результатом якої є щось якісно нове, яке вирізняється неповторністю, оригінальністю і суспільно-історичною унікальністю.

Виникнення терміну «інтелектуальна власність» приходить на кінець XVII сторіччя. Він уперше з'явився у французькому законодавстві на ґрунті теорії природного права. Відповідно до цієї теорії право творця будь-якого творчого результату (чи то літературного твору, чи винаходу) є його невід'ємним правом, що виникає із самої сутності творчої діяльності та «існує незалежно від визнання цього права державною владою».

Всесвітня організація інтелектуальної власності (ВОІВ) у поняття інтелектуальної власності включає:

1. Промислову власність, що головним чином охоплює винаходи, товарні знаки і промислові зразки;
2. Авторське право, яке стосується літературних, музичних, художніх, фотографічних і аудіовізуальних творів.

Таким чином інтелектуальна власність – це результат творчої діяльності.

Згідно з вищевикладеним – автор – творець нового має право на інтелектуальну власність в разі наявності в його творі елемету новизни. У Цивільному кодексі України, що, який набрав чинності з 01.01.2004 р. правовому регулюванню інтелектуальної власності присвячена книга IV «Право інтелектуальної власності».

Ст. 420 ЦК «Об'єкти інтелектуальної власності» до об'єктів інтелектуальної власності, викликають інтерес інженерного моніторингу в АПК України відносить:

- літературні твори;
- комп'ютерні програми;
- бази даних;
- наукові відкриття;
- винаходи, корисні моделі, промислові зразки;
- компонування (топографії) інтегральних схем;
- раціоналізаторські пропозиції;
- сорти рослин, породи тварин;

В зв'язку з тим, що основним предметом моніторингу в АПК України є – отримання інформації з відкритих джерел які підвищують ефективність інноваційної політики АПК України, то основним напрямком правового регулювання інформаційної діяльності (моніторингу) при дослідженні інтелектуальної власності є дотримання норм законодавства про інтелектуальну власність, тобто враховувати особливості поняття новизни.

При цьому, у якості обґрунтування встановлення новизни твору доцільно, на погляд автора, використовувати ознаки відмінності та подібності твору від інших творів на кшталт ознак відмінності та подібності у формулі на винахід.

Зазначене підтверджується наступними прикладами. Приклад використання особливостей патентного права, при проведенні інформаційно-пошукової діяльності в межах інформаційного права.

Так, фірмою-конкурентом для отримання позитивного результату були вивчені технічні рішення фірми «Dyson», при цьому в процесі інформаційно-пошукової діяльності ігнорувалась законність отримання первинних джерел інформації. Для перевірки добропорядності фірми-конкурента, керівник фірми «Dyson», Джеймс Дайсон, запропонував абсолютно новий спосіб досягнення ефекту чистоти та збільшив потужність апарата, який перед тим запатентував. Провівши спеціальні дослідження і встановивши, що конкуренти скопіювали його розробку, без його дозволу, Дайсон подав на них позов до суду і виграв його, отримавши значну матеріальну компенсацію. Коли б керівництво фірми, яка використала технічне рішення Дайсона, в процесі інформаційної діяльності, купила ліцензію на використання технічних розробок Дайсона, вона б затратила значно менше грошових ресурсів ніж ті, що пішли на виплату позовної компенсації [7, С. 47]. Наведений факт є прикладом проведення результативних (ефективних) спеціальних досліджень з використанням положень патентного права при проведенні інженерного моніторингу по запобіганню недобросовісній конкуренції (протиправним проявам) в межах інформаційного права. Цей досвід може стати джерелом правового регулювання спеціальних інженерних моніторингових досліджень в

АПК України. Також існує приклад використання інженерного моніторингу в процесі планування розвитку фірми. Моніторингові дослідження проводились за завданням фірми-виробника з метою визначення напрямів і тенденцій розвитку сучасних технічних засобів. При цьому ні в якому разі не можна було порушувати юридичних прав сторонніх осіб. У процесі інформаційної діяльності – роботи з відкритими інформаційними джерелами – були виявлені такі факти: по-перше, експерти нідерландської компанії «Heerlen», що спеціалізується на випуску продукції з полімерів, розробили поліетиленову тканину Дупеета SB61, яка за словами її творців, може з успіхом використовуватись у технічних засобах. Міцність таких засобів, зроблених на основі Дупеета SB61, на 40% перевищує міцність традиційних з кевлару. Більше того, вироби з використанням Дупеета SB61 мають вагу на 15% нижчу ніж вироби аналогічної захисної дії з кевлару [8, С. 6]. По-друге, Лос-Анджелеська компанія «American Body Armor» почала виробництво легких і надійних засобів на основі поліетилену. Їхня товщина становить усього п'ять міліметрів. Нова розробка стала дуже доречною, оскільки в 2006 році Міністерство юстиції Сполучених Штатів заборонило використовувати засоби на основі кевлару типу Zyion, тому що з часом тканина зношувалась під впливом вологи й не забезпечувала належний захист [8, С. 6].

Зазначені результати інформаційної діяльності були проведені в межах закону з використанням патентного пошуку. Згідно з системним порівняльним аналізом окремих видів інформаційної діяльності (моніторингу), значну ефективність при проведенні науково-дослідних робіт в агропромисловому комплексі має такий вид моніторингу, як патентний пошук. Патентний пошук є одним з найефективнішим інструментом правового регулювання моніторингу в інноваційній діяльності. Яскравим прикладом використання патентного пошуку для стрімкого економічного зростання може слугувати широко впроваджений у Китаї спосіб інноваційної діяльності – «шаньчжай». Він являє собою не тільки відбір і копіювання товарів, розроблених у розвинених країнах, але й їх удосконалення. На думку кореспондента російського журналу «Експерт» Марка Завадського, це слово незабаром увійде у лексикон усіх європейських мов [10, С. 33]. Суть методу «шаньчжай» полягає в тому, що з метою правового захисту продукції своїх виробників від претензій створюються патенти з юридичними та незначними (несуттєвими) технічними відмінностями від технічного рішення, задекларованого в патенті, що дозволяє випускати продукцію без санкцій за незаконне використання чужої розробки (інтелектуальної власності). Такий підхід до патентного пошуку

створює найефективніший інструмент інноваційної діяльності, забезпечуючи його правове регулювання. Цей спосіб дозволив Китаю за дуже короткий термін стати однією з економічно розвинутих країн світу, використовуючи інноваційні досягнення розвинених країн. Цей спосіб можна використовувати для підвищення ефективності інноваційної діяльності і в Україні.

В той же час необхідно особливо зазначити, відповідно положень ст. 50 Конституції України печатні праці, про особливості засобів і зразків сільськогосподарської техніки, що не відповідають нормам безпечності для життя, здоров'я та довкілля, на погляд автора, не можуть бути об'єктом авторського права.

Висновок. Зазначене свідчить про те, що для правового регулювання моніторингової (інформаційної) діяльності в АПК України необхідний системний аналіз законності використання видів інформаційної діяльності.

Список літератури

1. Сусліков Л.М. Патентознавство / Л.М. Сусліков, В.С. Дьордяй. – К.: ЦНС, 2005. – 231 с.
2. Комлев Н.Г. Словарь иностранных слов / Н.Г. Комлев. – М.: Эксмо-Пресс, 1999. – 670 с.
3. Соснін О.В. Проблеми державного управління системою національних інформаційних ресурсів з наукового потенціалу України / О.В. Соснін. – М., Наука, 2012. – 572 с.
4. Советский экономический словарь / Под ред. А.М. Прохорова. – М.: СЭ, 1988. – 1599 с.
5. Новий тлумачний словник української мови. – К.: Аконіт, 1999. – Т. 2. – 910 с.
6. Толковый словарь русского языка / Под ред. Д.Н. Ушакова. – М.: Гос. изд-во иностранных и национальных словарей, 1938. – Т. I. – 1562 с.
7. Левицки С. Как разработать стратегию / С. Левицки. – Днепропетровск: Баланс-Клуб, 2004. – 314 с.
8. Пуленепробиваемый полиэтилен // Открытия и гипотезы. – 2007. – № 7. – С. 6.
9. Борисов А. 130 тысяч улучшенных бронежилетов для СВ США / А. Борисов // Зарубежное военное обозрение. – 2007. – № 8. – 168 с.
10. Приходько Антон. Шаньчжай / Антон Приходько // Підприємництво, господарство і право. – 2007. – № 11. – С. 67–69.

В статье рассматривается влияние правового регулирования инженерного мониторинга при исследовании интеллектуальной собственности.

Мониторинг, метод, собственность, инженерия.

The paper examines the impact of regulation engineering monitoring in investigation of intellectual property.

Monitoring, method, property, engineering.

ОСОБЛИВОСТІ КОРПУСНИХ ДЕТАЛЕЙ ТА ВІДНОВЛЕННЯ ЇХ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ

В.І. Мельник, кандидат економічних наук

С.С. Карабиньош, І.С. Харьковський, кандидати технічних наук

В статті приведено результати проведених досліджень втрати корпусними деталями працездатності та обґрунтовано параметри режимів усунення дефектів і пошкоджень в цих деталях шляхом застосування електроконтактного приварювання накладок по сирому клею з розробкою рекомендацій щодо технології відновлення їх ресурсу.

Блок-картер, голівка циліндрів, режим, наплавлення, технічний стан, відновлення, ресурс.

Постановка проблеми. Сучасне сільськогосподарське виробництво практично неможливо уявити без застосування, як на полях, так і на фермах вискоєфективних сільськогосподарських машин, знарядь та інструментів. Проблема забезпечення необхідної довговічності техніки в сільськогосподарському виробництві завжди залишається актуальною і в цьому значну роль відіграють корпусні базові деталі.

Аналіз останніх досліджень. Більшість корпусних деталей мають значну різнотовщинність – від 8 до 22 мм [1–4]. Матеріалами для їх виготовлення служать чавуни: СЧ-15; СЧ-18; СЧ-21; СЧ-24 середньої і підвищеної якості при виготовленні таких деталей складної конструкції. Головним джерелом внутрішніх литтєвих напружень є термічне гальмування усадки остигаючих з різною швидкістю елементів деталі. Характер і величина цього гальмування обумовлюється тим, що при температурі 600–650°C чавун переходить із пластичного в пружний стан [2]. При високій температурі товсті частини складної конфігурації деталі звичайно пластично стиснуті, а тонкі – розтягнуті. Іншою характерною особливістю чавунних корпусних деталей є короблення під дією навантажень, які мають різний характер, величину та напрямок дії. Поєднання внутрішніх напружень від дії навантажень і залишкових напружень приводить до формування напруженого стану в корпусній деталі, що супроводжується порушенням цілісності матеріалу та виникненню тріщин [2, 3]. Для запобігання небажаних деформацій, короблення стінок, і як результату, виникнення в них тріщин,

проводять штучне і природне старіння – релаксацію внутрішніх напружень, яка значно зніжує рівень залишкових напружень. Внутрішні напруження базових деталей, які були в експлуатації, мають значно нижчий рівень за рахунок проходження в них природніх процесів їх вивільнення.

До конструктивних особливостей корпусних деталей слід віднести їх масивність, складність конфігурації стінок, наявність різких переходів в товщині стінок, привалочних поверхонь, точно скоординованих отворів, масляних каналів та різьбових отворів. Виникнення в них тріщин приводить до зміни геометричних розмірів, порушенню співвісності між отворами і пошкодженню поверхонь привалкових площин. Слід відмітити, що 8-10% [1, 3, 4]. цих деталей вибраковуюються, як наслідок наявності в них приведених вище дефектів.

Мета досліджень. Вивчити особливості корпусних базових деталей та обґрунтувати технологію відновлення їх працездатності з визначенням параметрів технологічного процесу при реалізації на ремонтних підприємствах АПК України.

Результати досліджень. Аналіз спеціальної літератури [2, 4], а також безпосередні спостереження за ремонтним фондом, дозволили встановити, що найбільше розповсюдженими дефектами базових деталей є тріщини та зношування посадкових поверхонь під підшипники кочення. За даними результатів досліджень, які проведені в ГОСНИТИ, 15–22% корпусів коробок передач трактора Т-150 К і 8–11% працездатних роздавальних коробок мають тріщини, а також відповідно: 10–16% і 9–14% зношених до граничного розміру посадочних поверхонь [3, 5]. 12–20 % блоків двигунів ЗИЛ-130 і ГАЗ-53 поступають в ремонт з тріщинами у стінках сорочки охолодження. В корпусах коробок переміни передач повторність виявлення тріщин відповідно складає: 15–22%. Виникнення цих дефектів пов'язують із сукупною дією залишкових внутрішніх напружень і зовнішніх циклічних навантажень. Утворення тріщин викликається сукупною дією на деталі залишкових внутрішніх напружень і циклічних втомних зовнішніх навантажень. Це пов'язано з особливостями фізико-механічних властивостей матеріалу, з якого вони виготовлені, конструкцією самих деталей, величиною і напрямком дії внутрішніх та зовнішніх навантажень.

Значний обсяг робіт, які необхідно виконати з відновлення чавунних корпусних деталей із тріщинами вимагає постійного удосконалення способів усунення цього виду дефектів та матеріалів для їх реалізації. Розроблено близько 30 різноманітних способів усунення дефектів чавунних корпусних деталей. Практичний досвід показав, що тільки незначна їх кількість може бути ефективно

застосована. Різноманітність розроблених способів усунення тріщин вказує на складність отримання якісного відновлення, яке викликане поганою зварюванністю чавуну як матеріалу, складною конструкцією корпусних деталей, їх масивністю та рядом інших факторів. При виборі способу усунення тріщин враховують необхідність формування рівномічного основного металу деталі з'єднання, можливість його механічної обробки, отриманні суцільного і однорідного за структурою металу шва, а також технологічність та економічну доцільність від реалізації. В сучасних умовах найбільше розповсюдження знайшли способи усунення тріщин із застосуванням зварювання. Реалізація таких технологічних процесів є складною і трудомісткою, яка вимагає висококваліфікованих виконавців.

Технологічні процеси, які базуються на застосуванні зварювання умовно поділяють на три групи: гаряче, напівгаряче і холодне. Гаряче зварювання чавунних деталей при усуненні тріщин не знайшло широкого застосування на ремонтних підприємствах агропромислового комплексу України в силу складності виконання операцій та важких умов праці виконавців (нагрів деталей до температури 650 – 700 °С). З тих же причин мало застосовують і напівгаряче зварювання, хоча і температурам підігріву деталей знижена до 350 – 450 °С.

Електродугове зварювання без підігріву (холодний спосіб) мідно-залізними, мідно-нікелевими і залізно-нікелевими електродами (ОЗЧ-2, ОЗЧ-3, МНЧ-2, ЦЧ-4, ЦЧ-3А, ОЗНЖ-1) забезпечує достатню якість зварного з'єднання. Зварювальний струм при цьому становить 150–180 А, напруга – 14–18 В, діаметр електрода – половина товщини стінки деталі.

Широкого застосування набуло холодне зварювання та наплавлювання самозахисними дротами ПАНЧ-11 і ПАНЧ-12, напівавтоматичне зварювання дротом МИЖКТ-5-1-02-02, реалізація комбінованих способів, особливо, клеєварних, постановка вставок-стяжок, а також розкатування згортних кілець та інше.

Проведені дослідження порівняльних характеристик [3, 4] дозволили стверджувати, що застосування металополімерів та комбінованих технологій, які базуються на цьому дають найбільш ефективні результати із мінімальними затратами трудових і матеріальних ресурсів. Найбільш перспективним, на нашу думку, є застосування клеєварного способу відновлення працездатності корпусних деталей.

Тріщини в корпусних деталях виявляють способами неруйнівного контролю (одним із перспективних є застосування голографування) або за допомогою лупи 8–10 кратного збільшення.

Визначають межі тріщини і на її кінцях свердлюють отвори діаметром 2,5–3,0 мм для запобігання її подальшого розповсюдження. По всій довжині вздовж тріщини знімають фаску під кутом 60–70° на глибину 1,0–3,0 мм. Поверхню деталі з тріщиною зачищають до металевому блиску з таким розрахунком, щоб зачищена поверхня перекивала тріщину на 40–50 мм по обидві сторони від її осі. Знежирюють підготовлену поверхню за допомогою тампона, змоченого в розчиннику (ацетоні). Потім поверхню знежирюють знову і просушують.

Деталь встановлюють таким чином, її встановлюють таким чином, щоби тріщина знаходилася в горизонтальному положенні і наносять шпателем клеєвий склад на основі, наприклад: епоксидної смоли, на поверхню деталі із тріщиною по всій ширині підготовленої ділянки. Для зміцнення клеєвого покриття, на його шар додатково встановлюють металеву накладку, виготовлену за контуром тріщини із листової сталі (сталь 20) товщиною 1,0–1,5 мм. Накладка або пластина повинна перекривати тріщину з двох сторін на 40–50 мм та на 10–15 мм від кінців дефекту.

Клеєве покриття повинно бути товщиною не більше 0,2–0,4 мм і рівномірно покривати поверхню деталі із тріщиною. Накладку приварюють до деталі окремими, рівностоячими одна від одної зварювальними точками, які сформовані електроконтактним способом за допомогою зварювальних кліщів. Зварювання проводять використовуючи такі параметри режиму: зварювальний струм – 10,5–11,0 кА; зусилля притискання електродів – 2,3–2,8 кН; час зварного імпульсу – 0,25–0,30 с; час притискання електродів 0,70–0,76 с; струм відпалу – 8,5...9,0 кА; час відпалюючого імпульсу – 0,45–0,48 с. Міцність з'єднання на розрив складає 176–184 МПа, міцність при циклічному навантаженні – 79–80 МПа, що відповідає міцнісним характеристикам основного металу деталі чавуну СЧ-18 (корпус коробки передач трактора Т-150К з тріщиною довжиною 87 мм і розмахом відхилення від осі 12 мм виявленій в боковій стінці). Оптимальними конструктивними елементами з'єднання є: діаметр електродів – 5–6 мм; крок між зварювальними точками – 25–30 мм; віддаль між рядами зварювальних точок 20–25 мм; кількість їх рядів – не більше трьох з обох сторін від осі тріщини; величина вільного кінця накладки 6–8 мм.

Приварювання сталльної накладки проводять по сирому клею, видавлюючи його прошарок із зони контакту. При цьому поверхня деталі локально нагрівається до температури 80–100 ±2° С, що прискорює час полімеризації клеєвого прошарку без застосування додаткового нагрівання всієї деталі і становить 4,5 години. Для реалізації цього способу запропоновано клеєвий склад на основі

епоксидної смоли холодного затвердження і містить, мас. ч.: смола ЭД 16–100; поліетиленполіамін (затверджувач) – 10–12; полісульфідний каучук (пластифікатор) – 18–22; вінілокс (розчинник) 25–28; залізний порошок (наповнювач) 60–80 із добавками графіту 30–35.

Застосування електроконтактного зварювання в заміні використання механічних засобів дозволяє підвищити продуктивність праці в 2,5 рази, нагрівання ж поверхні деталі дає змогу скоротити час перебування деталей в ремонті в 3 рази і уникнути застосування громіздкого високої вартості нагрівального обладнання. Електроконтактне зварювання окремо стоячими точками підвищує якість відновлення за рахунок зменшення зовнішнього впливу на міцнісні характеристики відновлюємих деталей (свердлування та нарізання різьби).

Висновок. Таким чином, реалізація таких способів дозволяє підвищити якість відновлення, збільшити продуктивність праці, скоротити виробничий цикл за рахунок застосування уніфікованого оснащення і створити умови для забезпечення механізації і екологічної чистоти технологічного процесу та уникнути використання складного і високої вартості обладнання та оснащення і дає змогу знизити витрати на ремонтні матеріали на 40%, а трудовитрати на 20-30%.

Список літератури

1. Карабинеш С.С. Дефекты. Повреждения деталей. Методы их определения / С.С.Карабинеш. – Saarbrücken, Germany: Palmarium Academic Publishing, 2013. – Р. 89.
2. Молодик М.В. Відновлення деталей машин / М.В. Молодик. – К.: Урожай, 1985. – 260 с.
3. Черноуванов В.И. Восстановление деталей сельскохозяйственных машин / В.И. Черноуванов, В.П. Андреев. – М.: Колос, 1983. – 288 с.
4. Karabinesh S.S. Non-distractive control glue-weed joining by computer holography / S.S. Karabinesh // 111 International Research And Technical Conference (Motrol 2001). – Lublin: Agriculture University. – Vol. 4. – Р. 144–147.
5. Карабиньох С.С. Результати порівняльних випробовувань методів неруйнівного контролю / С.С. Карабиньох // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ», 2008. – Вип. 98. – С. 422–428.

В статье приведены результаты исследования потери корпусными деталями работоспособного состояние, обоснование параметров режимов устранения дефектов и повреждений в этих деталях и разработки рекомендаций относительно технологии восстановления ресурса.

Блок-картер, головка цилиндров, режим, направление, техническое состояние, восстановление, ресурс.

In paper results over of conducted researches of loss of capacity cabinet-type details are brought and the parameters of modes of removal of defects and damages are reasonable in details by application of electro-pin welding on of protective straps on raw glue with development of recommendations in relation to technology of proceeding in resource.

Block-crankcase, head of cylinders, mode, electro-pin welding, technical state, renewal, resource.

УДК 62-83:621.313.333

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ АВТОНОМНОГО ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО КОМПЛЕКСУ ІЗ КОМПЕНСОВАНИМ АСИНХРОННИМ ГЕНЕРАТОРОМ

С.С. Макаревич, Р.М. Чуєнко, кандидати технічних наук

Наведено та проаналізовано результати експериментальних досліджень автономного електротехнічного комплексу у складі компенсований асинхронний генератор – асинхронний двигун співставної потужності.

Автономний електротехнічний комплекс, компенсований асинхронний генератор, осцилограма.

Постановка проблеми. Розвиток фермерських господарств обумовлює підвищення попиту на автономні джерела електроживлення, режими роботи яких характеризуються різкозмінним навантаженням і вимагають застосування спеціалізованого обладнання. Особливо це стосується випадків, коли від автономного джерела живлення здійснюється прямий пуск асинхронних двигунів співставної потужності.

Аналіз останніх досліджень. Традиційне обрання завищеної потужності автономних джерел електроживлення, що забезпечує успішний запуск асинхронних двигунів, неминуче веде до зростання їх масогабаритних показників, надлишкових капітальних витрат, а також витрат на експлуатацію [1, 2].

Одним із наукових напрямків вирішення даної задачі є використання внутрішньої ємнісної компенсації реактивної потужності асинхронних машин [3].

Метою досліджень є аналіз експериментальних досліджень автономного електромеханічного комплексу, який складається з

© С.С. Макаревич, Р.М. Чуєнко, 2014

In paper results over of conducted researches of loss of capacity cabinet-type details are brought and the parameters of modes of removal of defects and damages are reasonable in details by application of electro-pin welding on of protective straps on raw glue with development of recommendations in relation to technology of proceeding in resource.

Block-crankcase, head of cylinders, mode, electro-pin welding, technical state, renewal, resource.

УДК 62-83:621.313.333

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ АВТОНОМНОГО ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО КОМПЛЕКСУ ІЗ КОМПЕНСОВАНИМ АСИНХРОННИМ ГЕНЕРАТОРОМ

С.С. Макаревич, Р.М. Чуєнко, кандидати технічних наук

Наведено та проаналізовано результати експериментальних досліджень автономного електротехнічного комплексу у складі компенсований асинхронний генератор – асинхронний двигун співставної потужності.

Автономний електротехнічний комплекс, компенсований асинхронний генератор, осцилограма.

Постановка проблеми. Розвиток фермерських господарств обумовлює підвищення попиту на автономні джерела електроживлення, режими роботи яких характеризуються різкозмінним навантаженням і вимагають застосування спеціалізованого обладнання. Особливо це стосується випадків, коли від автономного джерела живлення здійснюється прямий пуск асинхронних двигунів співставної потужності.

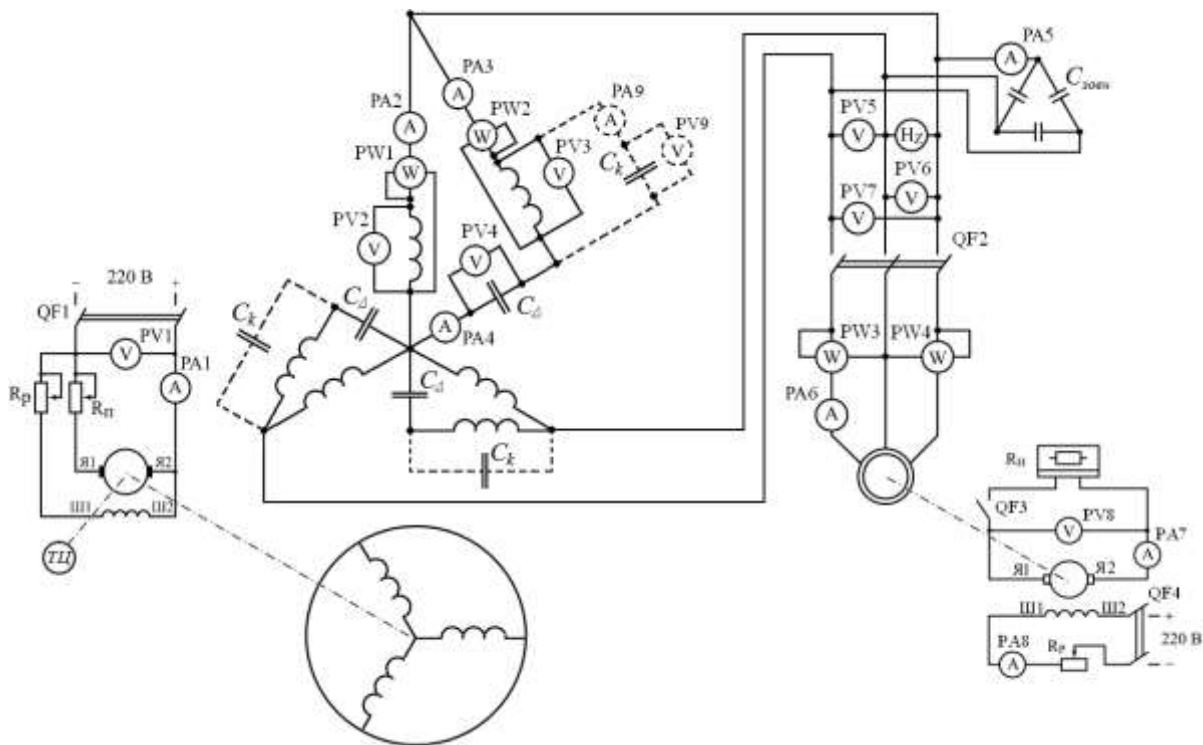
Аналіз останніх досліджень. Традиційне обрання завищеної потужності автономних джерел електроживлення, що забезпечує успішний запуск асинхронних двигунів, неминуче веде до зростання їх масогабаритних показників, надлишкових капітальних витрат, а також витрат на експлуатацію [1, 2].

Одним із наукових напрямків вирішення даної задачі є використання внутрішньої ємнісної компенсації реактивної потужності асинхронних машин [3].

Метою досліджень є аналіз експериментальних досліджень автономного електромеханічного комплексу, який складається з

© С.С. Макаревич, Р.М. Чуєнко, 2014

Результати досліджень. В автономному електромеханічному комплексі в якості приводного двигуна застосований двигун постійного струму незалежного збудження типу П41 з можливістю широкого і плавного регулювання швидкості (рис. 1). Компенсований асинхронний генератор (КАГ) створений на основі базового асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором АИР71В2 номінальною потужністю 1,1 кВт.



Тарована крива к.к.д. і механічної характеристики приводного двигуна, тахометр на його валу дозволяють визначити момент, швидкість на валу генератора при роботі на навантаження. Вимірювання всіх електричних величин (напруг, струмів, потужності, частоти) у вітках обмотки статора у загальному колі і фазі компенсованого асинхронного генератора з фіксованими і різними величинами ємностей зовнішніх (C , x_c), внутрішньої (C_{Δ} , $x_{c\Delta}$) і додаткової внутрішньої (C_k , x_{ck}) компенсації дали можливість

експериментально зняти робочі характеристики генератора у досліді з безпосереднім навантаженням (рис. 1 – рис. 3). Повну інформацію про підвищення енергоефективності компенсованих автономних асинхронних генераторів відображено зовнішніми характеристиками (залежність напруги генератора від струму навантаження, $U = f(I_n)$ при змінному опорі навантаження, $Z_n = \text{var}$, $\cos \varphi_n = \text{const}$, $\omega = \text{const}$) і різноманітних постійних ємностях та їх співвідношеннях. Отримані експериментальним шляхом зовнішні характеристики автономного асинхронного генератора з зовнішньою ємнісною компенсацією (ААГ), внутрішньою (КААГ) ємнісною компенсацією та додатковою внутрішньою ємнісною компенсацією (УКААГ) порівнювались з розрахунковими. Відхилення розрахункових і експериментальних даних встановлювалось з урахуванням абсолютної і відносної похибок. Зовнішні характеристики, що зняті розрахунковим і експериментальним шляхом мають різну ступінь жорсткості за рахунок величини та схеми включення компенсуючої ємності (рис. 2 – рис. 4).

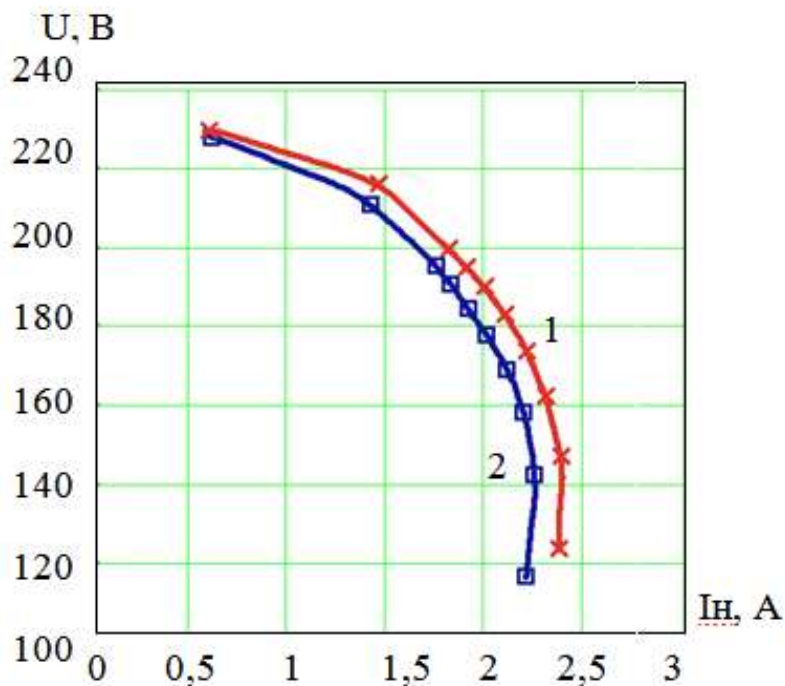


Рис. 2. Зовнішня характеристика ААГ з зовнішньою ємнісною компенсацією при $x_c = 76$ Ом: 1 – розрахункові дані, 2 – експериментальні дані.

Встановлено, що для компенсації реактивної складової навантаження ААГ (виконаний на базі АД 4А71В2) (рис. 4) і забезпечення номінального режиму роботи при якому $U_n = 230$ В, $I_n = 2,3$ А величина опору ємності x_c складає 76 Ом.

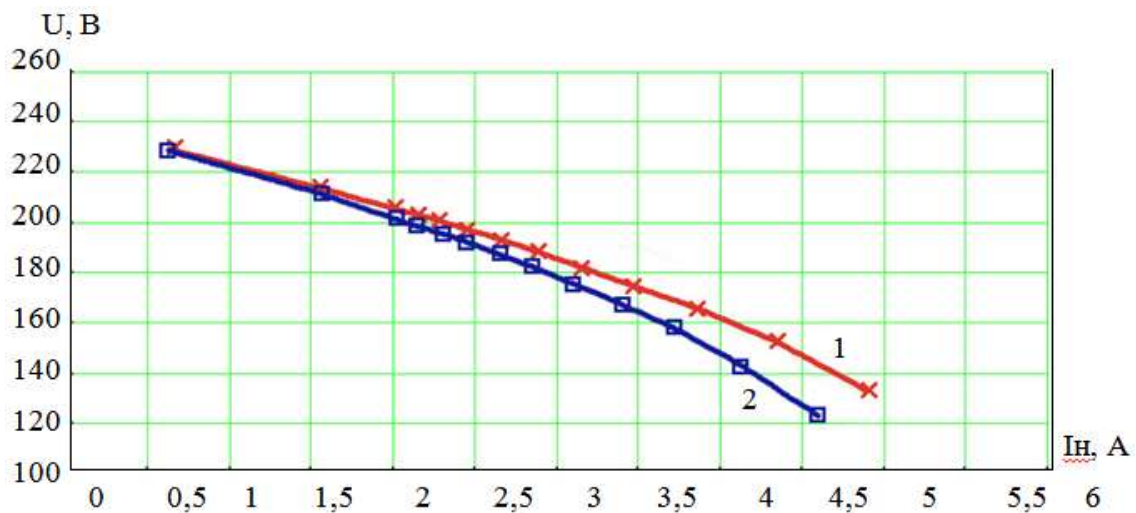


Рис. 3. Зовнішня характеристика КААГ зі змішаною ємнісною компенсацією при $x_c = 102 \text{ Ом}$, $x_{c\Delta} = 60 \text{ Ом}$, $k = 5 \dots 0.75$: 1 – розрахункові дані, 2 – експериментальні дані.

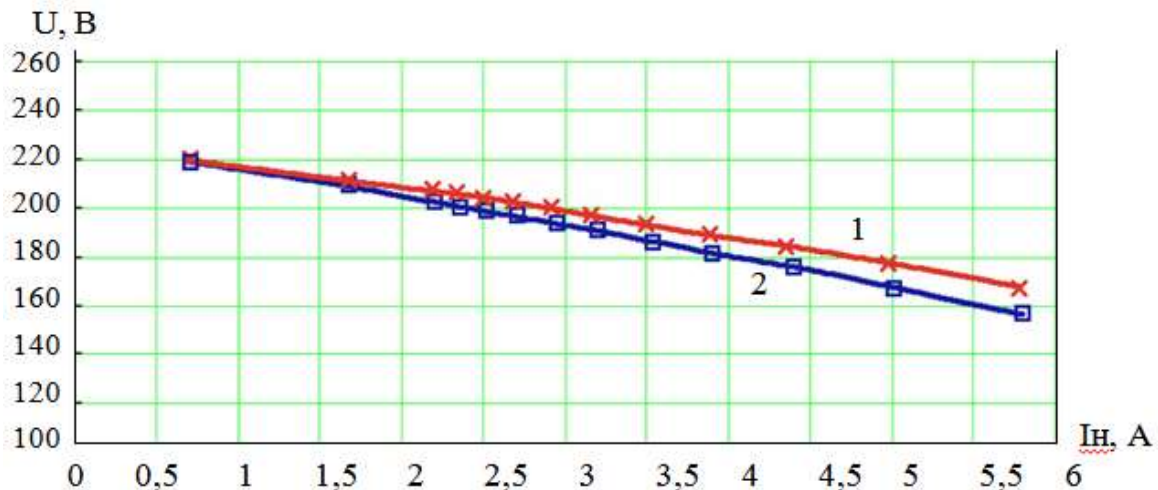


Рис. 4. Зовнішня характеристика УКААГ зі змішаною та додатковою ємнісною компенсацією при $x_c = 116 \text{ Ом}$, $x_{c\Delta} = 100 \text{ Ом}$, $x_{ck} = 500 \text{ Ом}$, $k = 5 \dots 0.75$: 1 – розрахункові дані, 2 – експериментальні дані.

Для КААГ оптимальні величини опорів ємностей обмоток статора складає при $x_c = 102 \text{ Ом}$, $x_{c\Delta} = 60 \text{ Ом}$. За таких умов струми I_1 і I_Δ додаткової обмотки статора рівні і мають однаковий тепловий стан. Наявність ємності C_Δ в одній з обмоток КААГ зі зростанням навантаження приводить до збільшення цього струму I_Δ і зниження розмагнічування магнітопроводу. Зовнішні характеристики стають більш жорсткими (рис. 3), зменшується величина зовнішньої ємності C , необхідна для досягнення номінальних значень напруги та струму.

В УКААГ застосована подвійна внутрішня ємнісна компенсація для форсування ємнісного збудження у випадку накиду навантаження. Визначено, що для запуску АД від УКААГ необхідно застосувати такі співвідношення ємностей $x_c=116$ Ом, $x_{c\Delta}=100$ Ом, $x_{ck}=500$ Ом. Застосування ємності C_k підсилює величину і змінює фазу струму основної обмотки генератора I_Δ . Збільшення струму активно підвищує на жорсткість зовнішньої характеристики УКААГ (рис. 4).

Порівняльний аналіз даних з зовнішніх характеристик, що отримані розрахунковим та експериментальним шляхом показав, що максимальне відхилення напруги між ними у ААГ $\Delta U_{\max}$ склало – 5 В (3,52 %), у КААГ $\Delta U_{\max}$ – 10 В (6,42 %), у УКААГ $\Delta U_{\max}$ – 8 В (3,75 %). Отримані за допомогою цифрового осцилографа Metrix–3252 форми лінійної напруги та струму (рис. 5, рис. 6) автономного електромеханічного комплексу з компенсованим асинхронним генератором та асинхронним двигуном сумірної потужності підтверджують результати аналітичних розрахунків. Обраний найважчий режим роботи АЕК, а саме запуск серійного АД на базі серійної АМ 4А71А2 від КААГ на базі АМ 4А71В2 сумірної потужності (відповідно 0,75 / 1,1 кВт). Для забезпечення вдалого пуску АД від АГ застосовані зовнішня, внутрішня та додаткова ємності, величини яких складають $C=30$ мкФ, $C_\Delta=28$ мкФ, $C_k=10$ мкФ, відповідно опори $x_c=106$ Ом, $x_{c\Delta}=114$ Ом, $x_{ck}=320$ Ом.

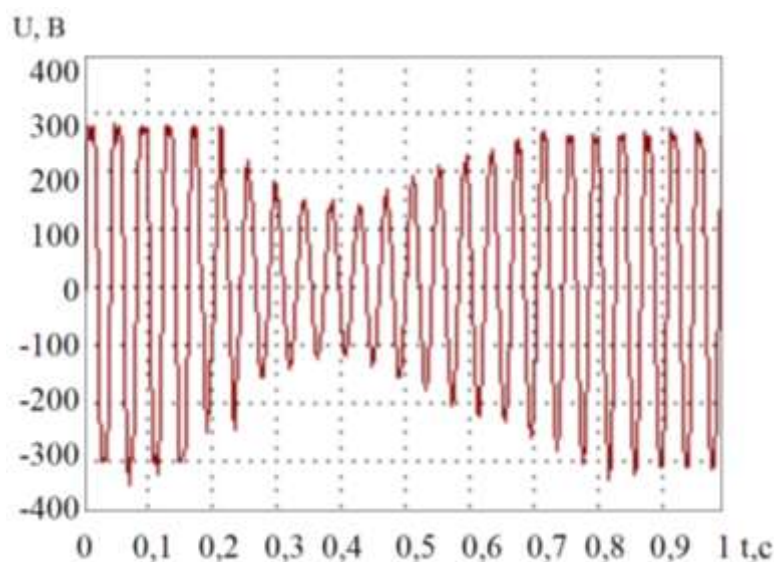


Рис. 5. Форма лінійної напруги на статорі КААГ.

Отримана розрахунковим шляхом зовнішня характеристика КААГ при сумісній роботі з АД (рис. 3) де наруга знижується до 165 В підтверджується експериментальною осцилограмою (рис. 5).

Встановлено, що відновлення напруги (рис. 6) при запуску АД від КААГ відбувається за 0,5 с. Струм статора КААГ при роботі АД в усталеному режимі складає 2 А.

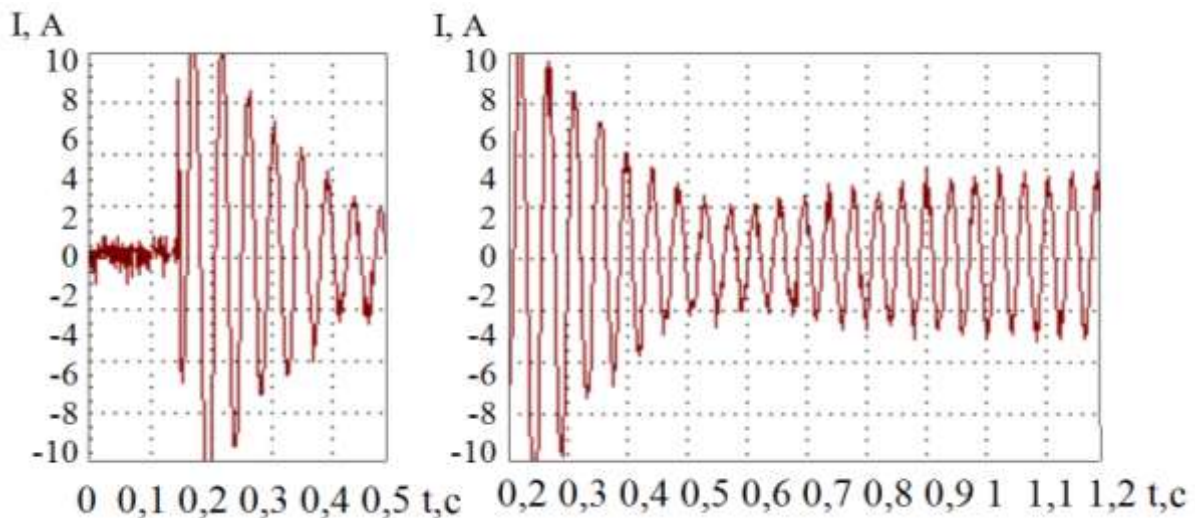


Рис. 6. Форма лінійного струму статора КААГ.

Висновки

1. Порівняльний аналіз розрахункових та експериментальних зовнішніх характеристик асинхронного генератора з різними способами компенсації реактивної потужності показав, що максимальне відносне відхилення їх за величиною напруги не перевищує 7 %, що підтверджує адекватність розробленої математичної моделі експериментальному зразку.

2. Встановлено, що при найважчому режимі роботи АЕК запуску серійного АД від компенсованого асинхронного генератора здійснюється форсування ємнісного збудження КААГ, при цьому відновлення напруги на генераторі відбудеться через 0,5 с, а величини зовнішньої, внутрішньої та додаткової ємнісної компенсації відповідно складають $C = 30 \text{ мкФ}$, $C_{\Delta} = 28 \text{ мкФ}$, $C_k = 10 \text{ мкФ}$.

Список літератури

1. Мишин В.И. Автономные асинхронные генераторы повышенной эффективности / В. И. Мишин, В. В. Каплун, А. Н. Кулинич, С. С. Макаревич // Электрификация і автоматизация сільського господарства. – 2006. – № 2–4. – С. 41–51.
2. Мишин В.И. Автономный асинхронный генератор с внутренним ёмкостным возбуждением / В.И. Мишин, В.В. Каплун, С.С. Макаревич // Электротехника. – 2011. – № 3. – С. 20–26.
3. Макаревич С.С. Автономні системи електроживлення з компенсованими асинхронними машинами : дис. канд. техн. наук: 05.09.03 / С.С. Макаревич. – К., 2013. – 209 с.

Приведены и проанализированы результаты экспериментальных исследований автономного электромеханического комплекса в составе компенсированный асинхронный генератор – асинхронный двигатель сопоставимой мощности.

Автономный электротехнический комплекс, компенсированный асинхронный генератор, осциллограмма.

There are provided experimental researches of an autonomous electromechanical complex which consists of compensated asynchronous generator and induction motor of comparable power.

Autonomous electrotechnical complex, compensated asynchronous generator, oscillogram.

УДК 631.356.22

РОЗРОБКА ПРИСТРОЮ ДЛЯ ОЧИСТКИ ГИЧКИ КОРЕНЕПЛОДІВ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ

А.Ю. Ліннік, В.П. Курка, кандидати технічних наук

Представлено нову конструктивно-технологічну схему очисника голівок коренеплодів від залишків гички з вертикальною віссю обертання у якій ефективно поєднано технологічні операції зрізування гички та доочищення залишків гички.

Коренеплід, гичка, зрізування, доочищення, очисник.

Постановка проблеми. Технологічний процес збирання врожаю цукрових буряків є одним із найбільш складних і енергомістких процесів, в тому числі і за кількістю виконуваних операцій: обрізання гички з послідовним її подрібненням та транспортування із робочої зони поля, доочищення голівок коренеплодів на корені, викопування, очищення, підбір і транспортування коренеплодів. Від якості виконання операцій зрізання гички і доочищення голівок коренеплодів залежить собівартість кінцевого продукту, оскільки високий ступінь забруднення коренеплодів зеленою масою призводить до значних затрат при транспортуванні та зберіганні врожаю, а також негативно впливає на процес цукроваріння. Поряд з тим, очисні машини

© А.Ю. Ліннік, В.П. Курка, 2014

Приведены и проанализированы результаты экспериментальных исследований автономного электромеханического комплекса в составе компенсированный асинхронный генератор – асинхронный двигатель сопоставимой мощности.

Автономный электротехнический комплекс, компенсированный асинхронный генератор, осциллограмма.

There are provided experimental researches of an autonomous electromechanical complex which consists of compensated asynchronous generator and induction motor of comparable power.

Autonomous electrotechnical complex, compensated asynchronous generator, oscillogram.

УДК 631.356.22

РОЗРОБКА ПРИСТРОЮ ДЛЯ ОЧИСТКИ ГИЧКИ КОРЕНЕПЛОДІВ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ

А.Ю. Ліннік, В.П. Курка, кандидати технічних наук

Представлено нову конструктивно-технологічну схему очисника голівок коренеплодів від залишків гички з вертикальною віссю обертання у якій ефективно поєднано технологічні операції зрізування гички та доочищення залишків гички.

Коренеплід, гичка, зрізування, доочищення, очисник.

Постановка проблеми. Технологічний процес збирання врожаю цукрових буряків є одним із найбільш складних і енергомістких процесів, в тому числі і за кількістю виконуваних операцій: обрізання гички з послідовним її подрібненням та транспортування із робочої зони поля, доочищення голівок коренеплодів на корені, викопування, очищення, підбір і транспортування коренеплодів. Від якості виконання операцій зрізання гички і доочищення голівок коренеплодів залежить собівартість кінцевого продукту, оскільки високий ступінь забруднення коренеплодів зеленою масою призводить до значних затрат при транспортуванні та зберіганні врожаю, а також негативно впливає на процес цукроваріння. Поряд з тим, очисні машини

© А.Ю. Ліннік, В.П. Курка, 2014

повинні характеризуватись високими експлуатаційними показниками, що дозволить зменшити затрати часу на обслуговування. Зважаючи на це, при створенні нових конструкцій гичкозбиральних машин та механізмів необхідно приділяти особливу увагу агротехнічним та експлуатаційним вимогам. При не дотримання яких, будь-яка гичкозбиральна техніка не може бути ефективною і конкурентоспроможною. Тому на сьогоднішній день практика проектування гичкозбиральних машин вимагає вже на етапі розроблення чіткої відповідності встановленим вимогами, які, в свою чергу, нерозривно пов'язують процеси проектування з реальними умовами експлуатації.

Аналіз останніх досліджень, літературних і патентних джерел наявних технічних засобів по забезпеченню якісного видалення гички з голівки коренеплоду з поєднанням операцій зрізування та очищення залишків гички дозволяє стверджувати що, на даний час, не існує конструкції, яка б ефективно поєднувала два різні технологічні процеси задовольняючи агротехнічні вимоги висунуті до якісних показників очищення голівок коренеплодів.

Мета досліджень. З метою підвищення якості очищення коренеплодів від гички та зниження енергомісткості процесу очистки розроблено пристрій для одночасного зрізування гички і очищення голівок коренеплодів цукрових буряків.

Результат досліджень. Однією з основних агротехнічних вимог, що ставляться до гичковидальючих машин є якість очищення голівок коренеплодів від залишків гички, які не повинні перевищувати 3 % по масі [1]. Відомі конструкції обрізуючих пристроїв, а також пасивних дообрізувачів гичкозбиральних машин, які проводять для забезпечення необхідної чистоти сировини зріз частини голівки коренеплоду разом із гичкою на рівні основи черешків застосовувати не раціонально, оскільки мають місце втрати цукристої маси 6...8 %. Без втрат цукристої маси працюють машини з копірним зрізанням гички та послідовним доочищенням еластичними робочими органами голівки кореня. Проте, робота таких машин характеризується значною енергоємністю за рахунок наявності роздільних механізмів для зрізання та очищення гички [2].

В процесі вирішення проблеми якісного видалення зеленої маси коренеплодів цукрових буряків, зменшення втрат цукристої сировини та зниження енергоємності процесу встановлено, що операції зрізу гички та доочищення голівки коренеплоду раціонально проводити одночасно одним робочим органом, який поряд з тим забезпечить копіювання висоти росту коренеплодів [3]. Відомий пристрій для видалення гички коренеплодів на корені (рис. 1), що складається з вертикального вала 4, на якому розміщений диск 6 з

ножами 7 і очисними елементами 8, при русі вздовж рядка за допомогою приводного редуктора 2 диск з робочими органами обертається зрізуючи гичку і очищуючи голівку коренеплоду від залишків [4].

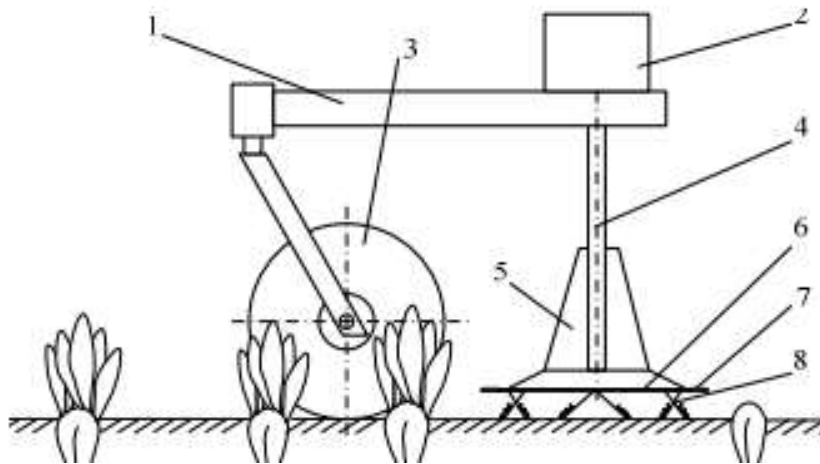


Рис. 1. Апарат для зрізування гички та очищення головок коренеплодів: 1 – рама; 2 – редуктор; 3 – опорне колесо; 4 – вал; 5 – бітер; 6 – диск; 7 – ніж; 8 – очисний елемент.

Апарат для зрізування гички та очищення головок коренеплодів працює таким чином. При русі вздовж рядків за допомогою приводного редуктора обертається вал, на якому жорстко закріплений диск, котрий приводить в рух копіювальні робочі елементи, що містять плавно зігнуті підпружинені стрижні за очисними робочими поверхнями. Гичка зрізується на встановленій висоті диском з шаблеподібними ножами і з допомогою бітерів переміщується за межі рядків. Після підвищеного зрізу головки коренеплодів очищуються копіювальними робочими елементами, що направлені вздовж осі вектора лінійної швидкості руху в точці першого контакту з коренеплодом. А відрізки пластин очисних поверхонь направлені відповідно до зон чищення по дотичній до головки коренеплоду та під певним кутом до залишків гички. Таким чином, відбувається одночасне зрізування гички з винесенням її за межі рядка та очищення головки коренеплоду.

Дане технічне рішення характеризується наявністю ряду недоліків, серед яких невисока якість очищення залишків гички за рахунок відхилення від заданої траєкторії очисного елемента під дією пружної підвіски, а також мають місце відривання робочих органів. Поєднано операції зрізування та доочищення голівки коренеплоду з копіюванням її поверхні також в пристрої для зрізування гички і очищення головок коренеплодів до бурякозбиральної машини, зображеного на рис. 2. Який виконаний у

вигляді вертикального вала, на якому горизонтально встановлено диск обладнаний ножами та шарнірно прикріпленими до нього з можливістю повороту навколо горизонтальної осі з одночасною протидією притискних планок копіювальними елементами у вигляді петель зі стрижнів з жорстко закріпленими очисними робочими поверхнями [5]. Дане пристосування працює наступним чином. При русі вздовж рядка за допомогою приводного редуктора 1 обертається вал 3, на якому жорстко закріплений диск 5 з ножами 6, котрий приводить в рух копіювальні робочі очисні елементи 7. Гичка зрізується на встановленій висоті диском з ножами і переміщується бітерами 4 за межі рядка. Після підвищеного зрізу голівки коренеплодів очищуються копіювальними робочими елементами. Таким чином відбувається одночасне зрізування гички та видалення її за межі рядка, копіювання і очищення головки коренеплоду.

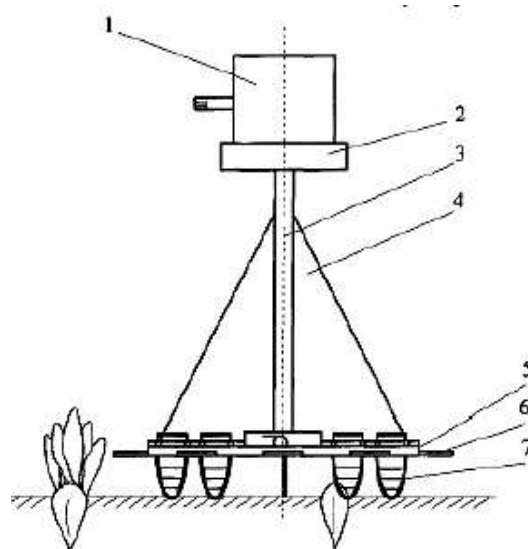


Рис. 2. Пристрій для зрізування гички і очищення головок коренеплодів до бурякозбиральної машини: 1 – редуктор, 2 – рама, 3 – вал, 4 – бітер, 5 – диск, 6 – ніж, 7 – робочі елементи.

Проте, дана конструкція очисника характеризується рядом недоліків, серед яких недостатньо точне копіювання поверхні голівки коренеплоду під час очищення залишків гички копіювальними робочими органами, значне пошкодження тіла коренеплоду тими ж очисними робочими органами та низький ресурс роботи здатності даних елементів через часті обриви петель, особливо на забур'яненних полях.

Для вирішення поставленої мети створена нова конструкція пристрою для зрізування гички та очищення голівки коренеплодів цукрових буряків в якій поєднано два технологічних процеси – безкопірне зрізування гички та послідовне доочищення поверхні

голівки коренеплоду від залишків еластичними та жорсткими підпружиненими очисними елементами.

Розроблена конструкція (рис. 3) виконана у вигляді вертикально встановленого вала, на якому розміщено чашоподібний диск з ножами та очисними елементами, який встановлено горизонтально і обладнано ножами та очисними елементами у вигляді пари підпружинених жорстких прутків та еластичного U-подібного бича закріплених симетрично один відносно одного через кожні 120° [6]. Загальний вигляд очисних елементів та спосіб їх фіксації зображено на рис. 4.

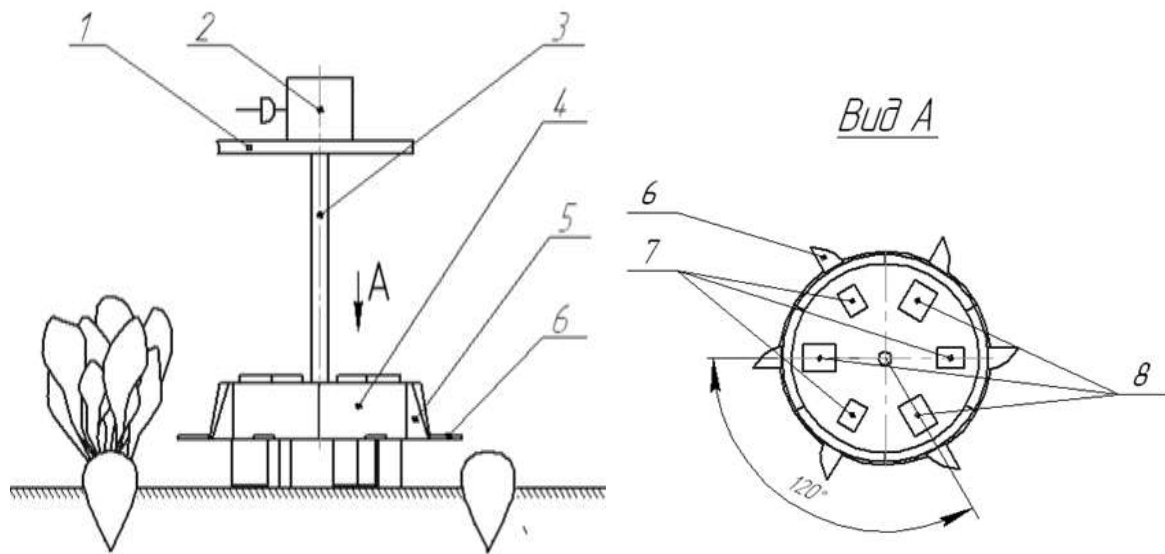


Рис. 3. Пристрій для зрізу гички та очищення головок коренеплодів: 1 – рама, 2 – редуктор, 3 – вал, 4 – диск, 5 – бітер, 6 – ніж, 7 – жорсткий пруток, 8 – бич.

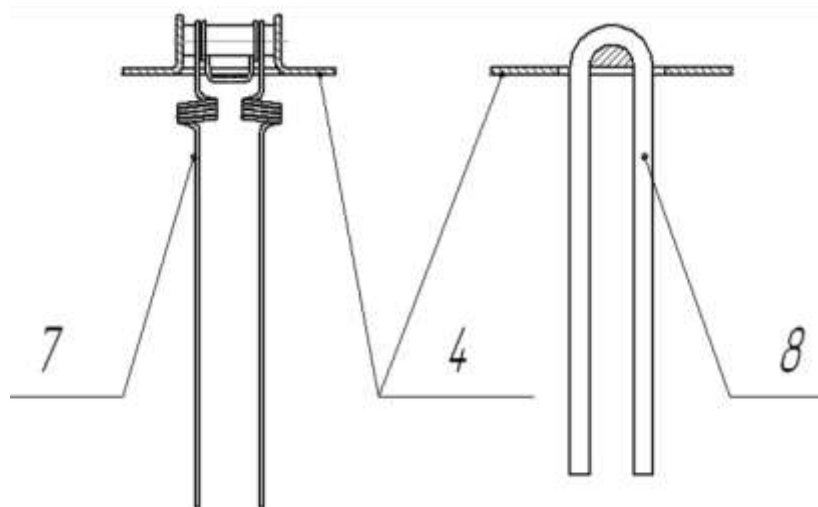


Рис. 4. Очисні елементи: 4 – диск, 7 – підпружинений пруток, 8 – бич.

Пристрій для зрізування гички та очищення головок коренеплодів цукрових буряків складається з рами 1 з редуктором 2. На вертикальному валу 3 закріплений горизонтальний чашоподібний диск 4 з бітерами 5 та ножами 6. До якого симетрично один відносно одного через кожні 120° приєднані робочі елементи у вигляді пари підпружинених жорстких прутків 7 та еластичного U-подібного бича 8. Пристосування працює наступним чином. При русі вздовж рядка за допомогою редуктора 2 приводиться в рух вал 3 і жорстко закріплений на ньому диск 4, котрий приводить в рух ножі 6 та очисні елементи 7, 8. Гичка зрізується ножами 6 після чого переміщується за межі рядками бітерами 5. Після високого зрізу гички головки коренеплодів очищаються від залишків гички підпружиненими жорсткими прутками 7 та U-подібними еластичними бичами 8, причому жорсткі прутки постійно знаходяться в контакті з поверхнею ґрунту завдяки чому очищуються полеглі та сухі залишки гички. Таким чином, відбувається одночасне зрізування гички з винесенням її за межі рядка та очищення головок коренеплодів.

Запропонований пристрій може застосовуватись у складі конструкції бурякозбиральних машин, так і самостійного очисника. В складі бурякозбиральної машини раціонально встановлювати очисники попарно і таким чином, щоб робочі органи обертались назустріч один одному. В такому випадку досягається розміщення зрізаної і частково подрібненої гички в міжрядді, що позитивно впливає на роботу викопувальних пристроїв.

Висновок. Застосування запропонованої конструкції пристрою для зрізування гички та очищення головок коренеплодів дозволить збільшити його надійність і продуктивність та покращити якість виконання робочого процесу.

Список літератури

1. *Погорілий М.Л.* Технологічні і технічні аспекти вдосконалення бурякозбиральної техніки / *М.Л. Погорілий* // Техніка АПК. – 2000. – № 1. – С. 14–18.
2. *Ліннік А.Ю.* Обґрунтування параметрів і режимів роботи доочищувача головок коренеплодів цукрових буряків : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. тех. наук: спец. 05.05.11 «Машини та засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / *А.Ю. Ліннік*. – К.: 2011. – 24 с.
3. *Ліннік А.Ю.* Перспективні напрямки розвитку машин для очищення гички цукрових буряків / *А.Ю. Ліннік* // Формування конкурентоспроможної економіки: теоретичні, методичні та практичні засади: матеріали II міжнар. наук.-практ. конф. 21-22 березня 2013 р. – Тернопіль: Крок, 2013. – С. 83.
4. *Патент 17045 UA A 01 D 23/02 (2006.1)* Апарат для зрізування гички і очищення головок коренеплодів / *Р.А. Кушпель, М.М. Хелемендик, М.В. Вржещ.* – №200601500 ; заявл. 14.02.06, опубл. 15.09.06. Бюл №9, 2006 р.

5. Патент 20051 UA A 01 D 23/02 (2006.1) Пристрій для зрізування гички і очищення головок коренеплодів до бурякозбиральної машини / Р.А. Кушпель, М.В. Вржещ. – №200606668 ; заявл. 15.06.06, опубл. 15.01.07. Бюл №1.
6. Патент 88381 UA A 01 D 23/02 (2006.1) Пристрій для зрізування гички та очищення головок коренеплодів цукрових буряків / А.Ю. Ліннік, Я.П. Замора. – №201312683 ; заявл. 30.10.13, опубл. 11.03.14. Бюл №5.

Представлено новую конструктивно-технологическую схему очистителя головок корнеплодов от остатков ботвы с вертикальной осью вращения в которой эффективно объединены технологические операции срезания ботвы и доочистки остатков ботвы.

Корнеплод, ботва, срезание, доочистка, очиститель.

New construction and technological design of the cleaner of sugar beet roots from the remains of tops is represented. It combines the technological operations for cutting sugar beet tops and cleaning from the remains of tops.

Roots, tops, cutting, cleaning, cleaner.

УДК 631.36

АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ РЕШІТ ЗЕРНОДРОБАРОК, НАПРАВЛЕНИХ НА ПІДВИЩЕННЯ ЇХ ДОВГОВІЧНОСТІ

***А.І. Бойко, доктор технічних наук
А.В. Новицький, кандидат технічних наук
З.А. Морозовська, аспірантка****

В якості класифікаторів при розділенні подрібненої зернової маси використовують різні пристрої, серед яких найбільш розповсюдженими являються решета. Розглянуто існуючі шляхи та методи підвищення довговічності приведених робочих органів дробарок. Враховано особливості їх будови як перфорованих систем та фактичні переваги при використанні в дробарках для подрібнення зернових матеріалів.

Дробарка, решето, дека, знос, подрібнення, довговічність, технічне рішення.

*Науковий керівник – доктор технічних наук А.І. Бойко

© А.І. Бойко, А.В. Новицький, З.А. Морозовська, 2014

5. Патент 20051 UA A 01 D 23/02 (2006.1) Пристрій для зрізування гички і очищення головок коренеплодів до бурякозбиральної машини / Р.А. Кушпель, М.В. Вржещ. – №200606668 ; заявл. 15.06.06, опубл. 15.01.07. Бюл №1.
6. Патент 88381 UA A 01 D 23/02 (2006.1) Пристрій для зрізування гички та очищення головок коренеплодів цукрових буряків / А.Ю. Ліннік, Я.П. Замора. – №201312683 ; заявл. 30.10.13, опубл. 11.03.14. Бюл №5.

Представлено новую конструктивно-технологическую схему очистителя головок корнеплодов от остатков ботвы с вертикальной осью вращения в которой эффективно объединены технологические операции срезания ботвы и доочистки остатков ботвы.

Корнеплод, ботва, срезание, доочистка, очиститель.

New construction and technological design of the cleaner of sugar beet roots from the remains of tops is represented. It combines the technological operations for cutting sugar beet tops and cleaning from the remains of tops.

Roots, tops, cutting, cleaning, cleaner.

УДК 631.36

АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ РЕШІТ ЗЕРНОДРОБАРОК, НАПРАВЛЕНИХ НА ПІДВИЩЕННЯ ЇХ ДОВГОВІЧНОСТІ

***А.І. Бойко, доктор технічних наук
А.В. Новицький, кандидат технічних наук
З.А. Морозовська, аспірантка****

В якості класифікаторів при розділенні подрібненої зернової маси використовують різні пристрої, серед яких найбільш розповсюдженими являються решета. Розглянуто існуючі шляхи та методи підвищення довговічності приведених робочих органів дробарок. Враховано особливості їх будови як перфорованих систем та фактичні переваги при використанні в дробарках для подрібнення зернових матеріалів.

Дробарка, решето, дека, знос, подрібнення, довговічність, технічне рішення.

***Науковий керівник – доктор технічних наук А.І. Бойко**

© А.І. Бойко, А.В. Новицький, З.А. Морозовська, 2014

Постановка проблеми. Для приготування кормів в тваринництві зернові дробарки знайшли широке використання. Вони можуть ефективно застосовуватись при подрібненні та сепарації зернових матеріалів використані на приготування концентрованих та комбінованих кормів для сільськогосподарських тварин і птиці безпосередньо в господарствах. Дробарки знайшли своє широке використання при подрібненні матеріалів середньої твердості і ефективно застосовуються при приготуванні концентрованих та комбінованих кормів. В сільському господарстві дробарки даного типу, також, широко розповсюджені у харчовій, будівельній, хімічній та інших галузях промисловості. В якості класифікаторів при розділенні подрібненої зернової маси використовують різні пристрої, серед яких найбільше розповсюдження знайшли решета.

Аналіз останніх досліджень. Основним недоліком дробарок є те, що під час подрібнення продукту відбувається інтенсивне зношування молотків, а також граней отворів сепаруючих решіт. В напрямку підвищення терміну експлуатації молотків виконано багато робіт. В той же час зношуванню і втрат працездатності решіт, як основних сепаруючих робочих органів, приділено значно менше уваги. Початкові форми отворів сепаруючих решіт дробарок мажуть бути різними в залежності від призначення дробарки і того матеріалу який вони подрібнюють (рис. 1).

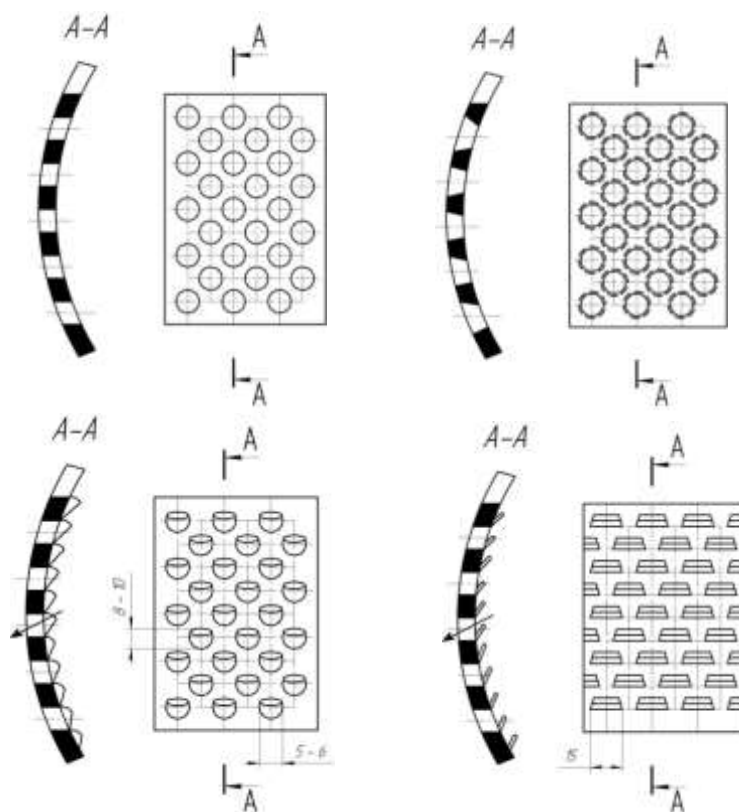


Рис. 1. Типові форми отворів решіт зернових кормодробарок.

Для всіх представлених форм отворів характерним видом пошкоджень є зношування. Зношування призводить до збільшення розмірів отворів, що знижує ефективність сепарації та погіршує показники роботи дробарки.

Результати досліджень. За даними експлуатації потреба в заміні деталей і вузлів сепаруючих робочих органів виникає після наробітку 1000-1800 т. Найменший наробіток серед них мають решета з циліндричною формою отворів (1070 т.).

В дробарках для подрібнення зернової маси найчастіше використовують гладкі решета з отворами діаметром 3, 4, 6, 8 і 10 мм, виготовлені з листової сталі товщиною 1...3 мм. Відмічається нерівномірність зношування решіт, які набагато швидше втрачають початкову форму отворів в нижній частині камери. Тому в дослідженні [1] запропоновано комбіноване решето, що складається з двох або кількох частин, з'єднаних між собою заклепками або болтами через протиударну пластину.

Заслужують на увагу результати дослідження [2] де встановлено, що підвищення довговічності решіт може бути досягнуто при надані робочій поверхні гофрованої форми з кутами нахилу поверхонь до горизонту $66,5^\circ$ та 36° . Як вказується в запропонованій роботі така форма поверхні не тільки позитивно впливає на продовження терміну експлуатації решіт, але також зберігає їх сепаруючі якості.

У дослідженні [1] для підвищення довговічності запропоновано збільшити перемички між отворами решіт в напрямку руху продукту з 9 до 12 мм, а самі отвори розташувати на вершині витягнутого (неправильного) шестикутника.

Міцність та довговічність таких решіт збільшується на 30...40%, але продуктивність дробарки зменшується до 9%. Звісно це негативно впливає на роботу дробарки. В результаті подальших розробок авторами було запропоновано нове, більш міцніше гофроване решето (рис. 2), яке додатково виконувало функцію деки. Продуктивність, при цьому збільшилося на 23...27%, а довговічність до 40%.

Практика експлуатації дробарок сільськогосподарського призначення і досвід деяких господарств підтвердили можливість підвищення ресурсу решіт за рахунок перестановки їх на 180° або вигинати їх в іншу сторону, при зносі кромek отворів. При цьому довговічність зростає у 1,3...1,5 рази.

Статистичний аналіз пошкоджень решіт показав, що 52% виходять із ладу в результаті зношування перемичок і до 48% – в результаті попадання в робочу камеру разом із зерновою масою твердих частинок (каменів, болтів, гайок) [1].

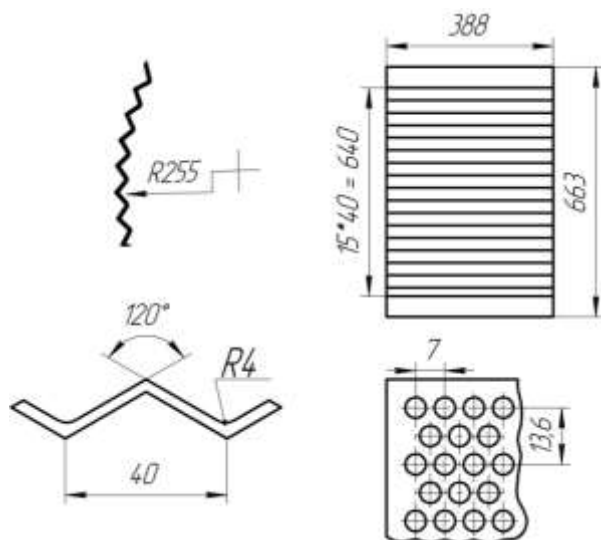


Рис. 2. Гофроване дека-решето підвищеної довговічності і продуктивності.

Ступінь подрібнення продукту в основному залежить від розміру отворів решіт. Із зменшенням розміру ступінь подрібнення продукту зростає. Ідея можливості зміни площі отвору шляхом регулювання представлена в роботі [6]. Конструкція такого решета складається з двох суміжно контактуючих частин, що мають можливість відносного переміщення площин. Таким чином відкривається можливість зміни величини загального прохідного отвору (рис. 3).

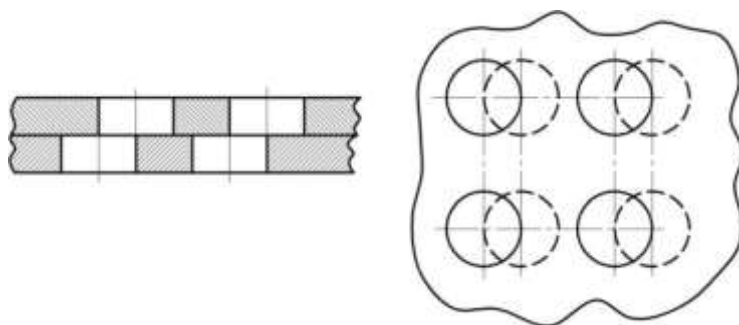


Рис. 3. Решето яке складається з двох контактуючих суміжних частин.

За рахунок такого конструктивного рішення решета вдається отримувати продукт з необхідним модулем помелу, що підвищує експлуатаційні можливості дробарок. Нажаль в роботі відсутня інформація стосовно конструкцій таких решіт. Однак, із запропонованого рішення багато, що є очевидним ускладненням сепаруючого робочого органу, а також відсутність прямих факторів впливу, що сприяли б підвищенню довговічності і збереженню форми отворів.

У дослідженні [4] запропоновано для сепарації суміші використовувати циліндричне решето виконане з отворами, діаметр і площа яких зменшується в напрямку обертання ротора дробарки. При цьому висота рифів деки, також пропорційно зменшена, відповідно, до розмірів площі отворів. Можливе, також, виконання циліндричного решета і рифленої деки у вигляді окремих секцій, що сприяє зручній їх заміні для одержання необхідної якості подрібнення або у випадку заміни при виникненні несправностей. Доступність заміни решета і деки підвищує ремонтпридатність подрібнювальної камери, скорочується час на відновлення працездатності дробарки, а значить підвищує коефіцієнт її готовності. Хвиляста форма решета змінної кривизни запропонована в роботі [5] (рис. 4).

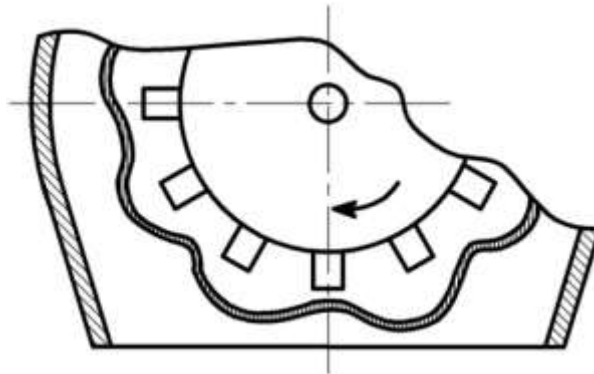


Рис. 4. Хвиляста форма решета змінної кривизни.

Ділянки різної кривизни, запропонованого решета чергуються і мають форму опуклої та вгнутої поверхні плавно сполучених між собою. Змінний радіус кривизни робочої поверхні дає можливість на опуклих ділянках переважно здійснювати процес сепарації зернової маси, а на вгнутих додатково активізувати їх подрібнення з сепарацією. Таке часткове розділення функцій стає можливим завдяки різним кутам атаки, що виникають між робочою поверхнею решета і вектором швидкості руху зернових частинок. Слід очікувати, що і зношування таких ділянок буде протікати з різною інтенсивністю. Однак, досліджень в цьому напрямку, крім робіт [6,7] проведено ще не достатньо і проблема чекає на отримання нових результатів.

Радикальним засобом боротьби із зношуванням решіт слід вважати розробку конструкцій дробарок в яких класифікація (розділення) суміші здійснюється без застосування решіт. Без решітні дробарки принципово позбавлені цього недоліку, але виникають інші проблеми пов'язані із якістю подрібнення суміші і зношуванням додатково встановлених дек і арматури розділення

потоків. Проміжні положення між решітними та без решітними займають дробарки оснащені решітчастою декою (рис. 5).

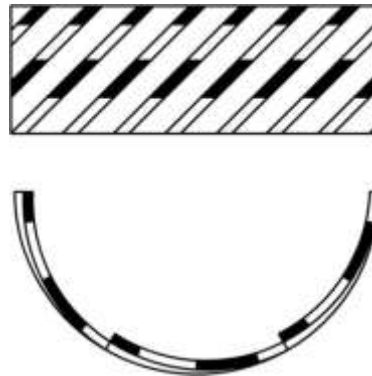


Рис. 5. Решітчаста дека сепаруючого робочого органу дробарки.

Такий комбінований робочий орган має ступінчасту робочу поверхню, зазор між якою і молотками в напрямку руху на окремих ділянках зменшується. Приведене технічне рішення сприяє більш ефективному подрібненню і сепарації зерна, що направлено на підвищення продуктивності дробарки [7]. Однак збільшення тертя в зазорі, очевидно, приведе до інтенсифікації процесів зношування як решітчастої деки, так і молотків. В даній конструкції, також запропоновані повздовжні отвори (риффи), які розмістити під кутом до напрямку руху частинок, що на думку авторів, підвищують ефективність подрібнення і сепарації (рис. 6).

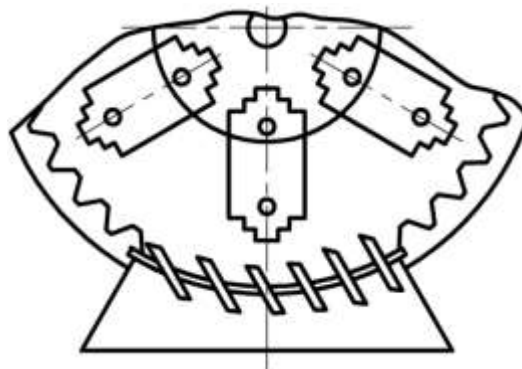


Рис. 6. Решітка, що виконана у вигляді пластинчастих жалюзів.

Таким чином представлений аналітичний огляд показує, що елементи конструкції подрібнювальних камер дробарок зерна в наслідок постійної взаємодії з масою при її подрібненні і сепарації піддаються інтенсивному зношуванню з поступовою втратою працездатності. В напрямку удосконалення конструктивних рішень сепаруючих робочих органів проведено багато досліджень, однак більшість із них направлені на підвищення продуктивності і якості

сепарації. На сьогодні достатньо робіт орієнтованих на підвищення надійності конструкції, як необхідних показників сучасних подрібнювальних машин.

Висновок. Проведений аналіз показав, що домінуючими рішеннями при удосконаленні сепаруючих решіт є конструктивні. Очевидно це пов'язано з особливостями умов експлуатації і технологій виготовлення решіт де застосування зміцнюючих покриттів або зносостійких матеріалів не є технічно доцільним і економічно виправданим.

Список літератури

1. *Моисеев А.А.* Кормодробилки служат дольше / *А.А. Моисеев* // Техника в сельском хозяйстве. – 1980. – №3. – С. 28–29.
2. *Сидашенко А.И.* Теоретическое исследование формы изношенной поверхности молотка дробилки и ее влияние на качество дробления / *А.И. Сидашенко* // Технология повышения долговечности восстановленных деталей. – М.: МИИСП, 1985. – С. 60–71.
3. Патент 82751 Україна, МПК В02С 9/00, В02С 12/284, В02С 13/14. Дробарка / *М.І. Карпенко* ; заявник і патентоотримувач Карпенко Микола Іванович. – № а200607961 ; заявл. 14.07.2006 ; опубл. 12.05.2008, Бюл. №9, 2008 р.
4. Патент 44123 Україна, МПК В02С 13/06. Дробарка зернових матеріалів / *Я.А. Кузьміч, В.І. Дешко, В.В. Ткач, І.Я. Добрянський, І.В. Абрамов* ; заявник і патентоотримувач Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» Української академії аграрних наук. – №2001053195 ; заявл. 14.05.2001 ; опубл. 15.01.2002, Бюл. №1, 2002 р.
5. Патент 66833 Україна, МПК В02С 13/13, В02С 13/04, В02С 13/284. Дробарка ударної дії / *В.Є. Храпач, Є.І. Храпач* ; заявник і патентоотримувач Храпач Володимир Євгенійович. – № 2000074458 ; заявл. 25.07.2000 ; опубл. 15.02.2002, Бюл. №2, 2002 р.
6. *Бойко А.І.* Підвищення надійності кормодробарок та подрібнювачів / *А.І. Бойко, А.В. Новицький* // Механізація сільськогосподарського виробництва. – К.: НАУ, 1997. – Т. III. – С. 6–8.
7. *Моисеев А.А.* Исследование изнашивания материалов в потоке измельченного зерна / *Моисеев А.А., Тененбаум Л.В., Кратковский Г.И.* // Исследование и конструирование машин и оборудования для животноводства. – К.: ВНИИживмаш, 1975. – Вып. 1. – С. 185–187.
8. *Новицький А.В.* Метод оцінки роботоздатності кормоподрібнюючих машин / *А.В. Новицький* // Механізація сільськогосподарського виробництва. – К.: НАУ, 1998. – Т. IV. – С. 63–68.
9. *Морозовська З.А.* Основні види пошкоджень деталей решітних зернодробарок / *З.А. Морозовська* // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К.: НУБіП України, 2014. – Вип. 196, ч. I. – С. 283–286.

В качестве классификаторов при разделении измельченной зерновой массы используют различные устройства, среди которых наиболее распространенными являются решета.

Рассмотрены существующие пути и методы повышения долговечности приведенных рабочих органов дробилок. А также учтены особенности их строения как перфорированных систем и фактические преимущества при использовании в дробилках для измельчения сырья на животноводческих фермах.

Дробилка, решето, дека, износ, измельчения, долговечность, техническое решение.

As separation of crushed grain mass used different devices, the most common are sieves. Existing ways and methods to improve durability of separating work of crushers. Also take into account features of its structure as perforated systems and actual benefits when used the crushed grain on farm.

Crusher, sieve, deck, wear, crushing, dureliability, technical solution.

УДК 631.312

ПРИСТРІЙ ДЛЯ ДИНАМОМЕТРУВАННЯ ҐРУНТООБРОБНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

В.П. Курка, кандидат технічних наук

Проведено аналіз методів та конструкцій існуючих пристроїв для дослідження силових характеристик сільськогосподарських знарядь при обробі ґрунту та запропоновано нову методику та пристрій для визначення трьох складових результуючої сили опору ґрунтообробного робочого органу.

Силові характеристики, тяговий опір, обробіток ґрунту, ґрунтообробний робочий орган, складові сили опору.

Постановка проблеми. Динамометрування ґрунтообробних знарядь дає змогу провести їх характеристику за енергетичними та силовими показниками, а також отримати дані для розрахунків при проектуванні нових ґрунтообробних робочих органів і розробленні для них технологічних процесів. Проведення таких досліджень спрямоване на покращення якості процесу обробки ґрунту, зменшення енерго- і металоємності та зношування деталей шляхом вдосконалення конструкції ґрунтообробних знаряддя.

© В.П. Курка, 2014

Рассмотрены существующие пути и методы повышения долговечности приведенных рабочих органов дробилок. А также учтены особенности их строения как перфорированных систем и фактические преимущества при использовании в дробилках для измельчения сырья на животноводческих фермах.

Дробилка, решето, дека, износ, измельчения, долговечность, техническое решение.

As separation of crushed grain mass used different devices, the most common are sieves. Existing ways and methods to improve durability of separating work of crushers. Also take into account features of its structure as perforated systems and actual benefits when used the crushed grain on farm.

Crusher, sieve, deck, wear, crushing, dureliability, technical solution.

УДК 631.312

ПРИСТРІЙ ДЛЯ ДИНАМОМЕТРУВАННЯ ҐРУНТООБРОБНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

В.П. Курка, кандидат технічних наук

Проведено аналіз методів та конструкцій існуючих пристроїв для дослідження силових характеристик сільськогосподарських знарядь при обробітку ґрунту та запропоновано нову методику та пристрій для визначення трьох складових результуючої сили опору ґрунтообробного робочого органу.

Силові характеристики, тяговий опір, обробіток ґрунту, ґрунтообробний робочий орган, складові сили опору.

Постановка проблеми. Динамометрування ґрунтообробних знарядь дає змогу провести їх характеристику за енергетичними та силовими показниками, а також отримати дані для розрахунків при проектуванні нових ґрунтообробних робочих органів і розробленні для них технологічних процесів. Проведення таких досліджень спрямоване на покращення якості процесу обробітку ґрунту, зменшення енерго- і металоємності та зношування деталей шляхом вдосконалення конструкції ґрунтообробних знаряддя.

© В.П. Курка, 2014

Аналіз останніх досліджень показав, що відомі конструкції пристроїв для вимірювання силових характеристик ґрунтообробної техніки мають складну конструкцію, що веде до складності в обрахунках і не забезпечують високої точності при вимірюванні або тільки частково відображають силові характеристики.

Метою досліджень є встановлення недоліків в методах та конструктивних параметрах існуючих пристроїв для динамометрування сільськогосподарських знарядь з метою спрощення конструкції пристроїв даного типу, підвищення точності вимірювання та мінімізації при обрахунках.

Результати досліджень. При розробці конструкції установки, з метою підвищення точності вимірювання був проведений аналіз пристроїв для динамометрування ґрунтообробних робочих органів [1-5] та прийняті наступні вимоги:

1. Проведення динамометрування ґрунтообробного робочого органу, а не усієї конструкції разом.
2. Паралельне переміщення частин пристрою, відносно напрямку дії сили, що вимірюється.
3. Зменшення до мінімуму проміжних ланок та механізмів між робочим органом та тензометричним датчиком, з метою зменшення впливу тертя між рухомими частинами пристрою.
4. Мінімальна кількість датчиків для вимірювання необхідної сили, або її складових.
5. Монтаж вимірювальних пристроїв у місцях прямої дії сили, що вимірюється.

Важливу роль відіграє також універсальність пристрою, що дає можливість проведення вимірювання силових характеристик ґрунтообробних знарядь різних видів, а також регулювати наступні параметри:

- глибину обробітку ґрунту;
- кути нахилу ґрунтообробного робочого органу;
- змінювати ширину захвату;
- можливість приєднання додаткових ґрунтообробних знарядь;
- агрегування з машинами різних класів.

В основу роботи пристрою [6] ставилося завдання вимірювання трьох компонентів результуючої сили опору (повздовжньої, поперечної і вертикальної), що діють на ґрунтообробний робочий орган під час обробітку ґрунту (рис. 1):

$$F_{\text{верт}} = F_{p1} - F_{x1}, \quad F_{\text{попер}} = F_{p2} - F_{x2}, \quad F_{\text{позд}} = F_{p3} - F_{x3}.$$

де F_{p1}, F_{p2}, F_{p3} – сила опору вертикальної, поперечної і поздовжньої складової при робочому ході.

F_{x1} – сила з якою вертикальна рама з корпусом плуга діє на датчик при холостому ході (рис. 2,а).

F_{x2} – сила для переміщення поперечної рами (включаючи вертикальну раму і корпус плуга) (рис. 2,б).

F_{x3} – сила для переміщення поздовжньої рами (разом з вертикальною і поперечною рамами та корпусом плуга) (рис. 3,б).

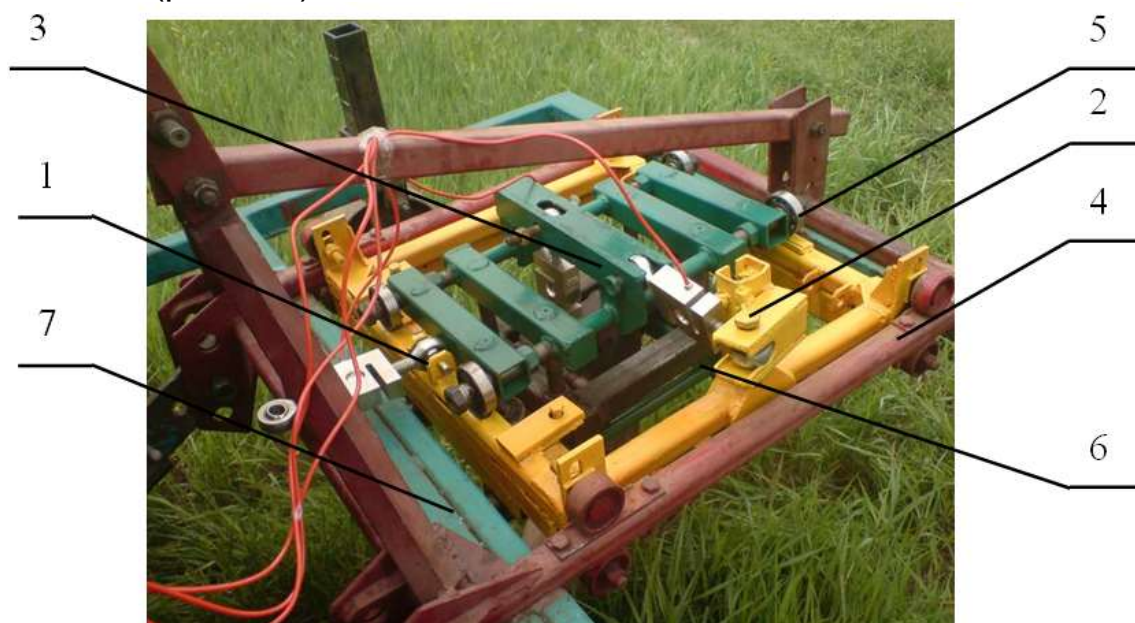


Рис. 1. Експериментальна установка: 1, 2, 3 – датчики для вимірювання відповідно поздовжньої, бокової та вертикальної складової результуючої сили опору; 4, 5, 6, 7 – рами, які сприймають відповідно поздовжню, бокову, вертикальну складові результуючої сили опору та рама для кріплення всієї конструкції до трактора [7].

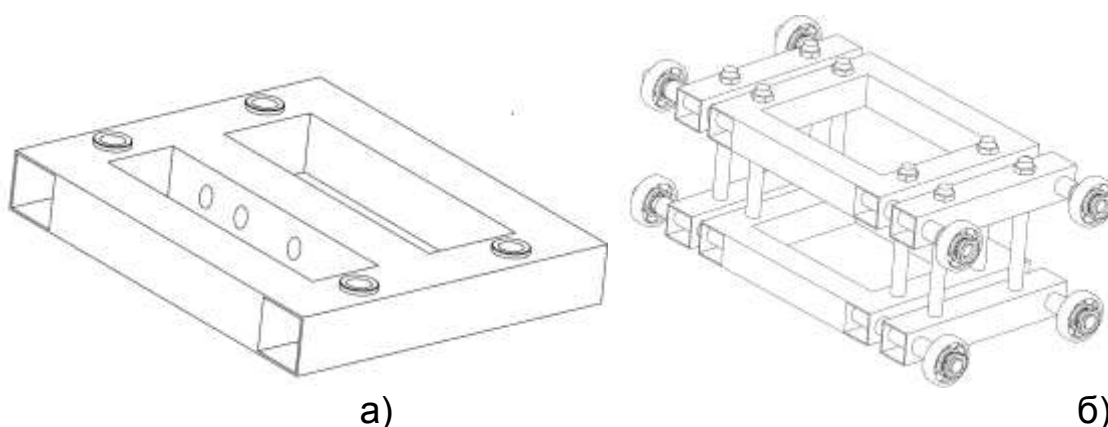


Рис. 2. Вертикальна рама (а) і бокова рама (б).

При визначенні F_{x1} , F_{x2} , F_{x3} проводилося динамометрування кожної з рам шляхом навантаження у місці кріплення датчика та на корпусі плуга, для встановлення точності отриманих даних.



а)



б)

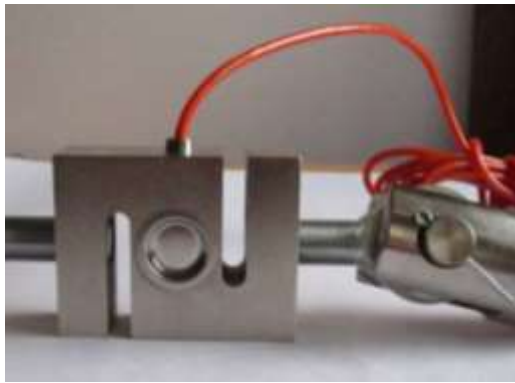
Рис. 3. Датчик, що вимірює бокову складову (а) та поздовжню складову (б) результуючої сили опору

Датчик №1 відповідав за поздовжню (проти напрямку руху трактора) складову результуючої сили опору (рис. 3,б), датчик №2 – за вертикальну (вверх-вниз) (рис. 4), датчик №3 – за бокову (перпендикулярно напрямку руху) (рис. 3,а).

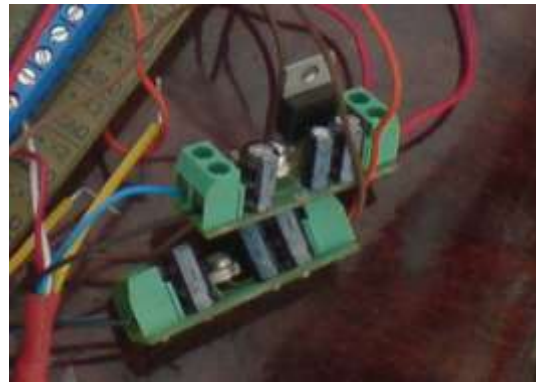


Рис. 4. Датчик, що вимірює вертикальну складову результуючої сили опору.

Для отримання даних використовувався тензорезисторний датчик для вимірювання сили типу DEF – A2t (рис. 5,а). Для підвищення точності отриманих даних при проведенні досліджень використовували акумуляторну батарею, що дало можливість зменшити шуми на АЦП. Щоб забезпечити постійну напругу, яка подавалася на датчики, використовувались регулятори напруги (рис. 5,б).



а)



б)

Рис. 5. Тензометричний датчик DEF – A2t (а) та регулятор напруги (б).

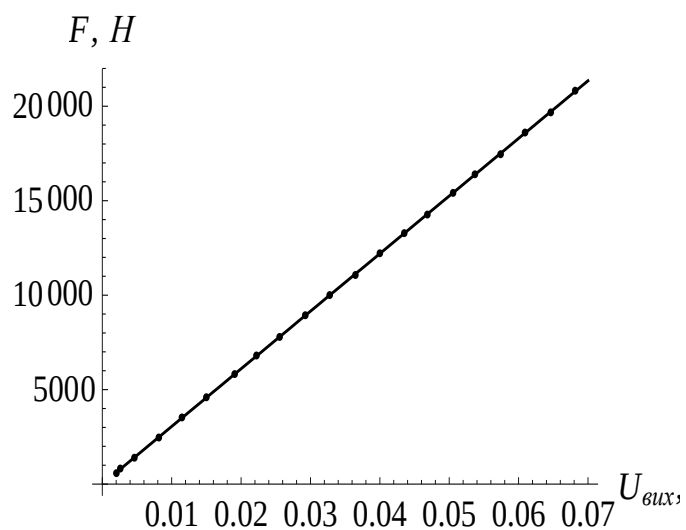
Для отримання числових значень складових (поздовжньої, бокової і вертикальної) результуючої сили опору ґрунту при оранці проводилося тарування датчиків для визначення зміни напруги, від сили прикладеної до датчика, яка згідно отриманих даних, що наведені на рис. 6, характеризуються наступною залежністю:

$$F = 0,041011 + 304999U,$$

де U – напруга, В; F – сила, Н.



а)



б)

Рис. 6. Навантажувальна установка (а) та графік тарування датчиків (б).

Для підвищення точності вимірювання і отриманні достовірних даних, при дослідженні силових характеристик експериментальної полиці корпусу плуга, проводилася порівняльна оцінка показів датчика при дії на корпус плуга та у місці кріплення датчика при холостому ході рам. Навантаження рам і корпусу плуга здійснювалося з інтервалом 1000 Н у трьох кратній послідовності, а

дані фіксувалися з допомогою АЦП. Аналіз даних отриманих при таруванні бокової (рис. 7,б) і поздовжньої рами (рис. 7,а), що вимірюють відповідні складові результуючої сили опору переміщення корпуса плуга під час оранки показав, що різниця у показах даних отриманих з датчиків при навантаженні корпуса плуга на холостому ході менша від значень, отриманих від прикладання сили у місцях кріплення датчиків: датчик №1 (поздовжня рама) – 2,4 %; датчик №3 (бокова рама) – 2,7 %. Були проведенні дослідження силових характеристик полицевих робочих органів (рис. 8,б) та дискових робочих органів (рис. 8,а).

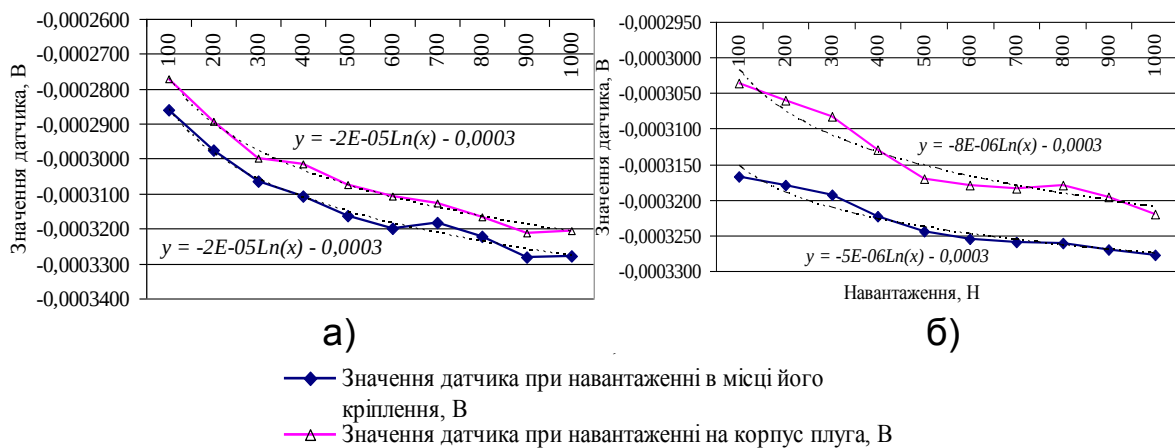


Рис. 7. Графік тарування поздовжньої (а) та бокової рами (б).



Рис. 8. Пристрій для просторового динамометрування з дисковим робочим органом (а) та корпусом плуга (б).

Висновок. Розроблено методику і конструкцію пристрою для просторового динамометрування ґрунтообробних робочих органів, що дає можливість проведення вимірювання просторових силових характеристик ґрунтообробних знарядь різних типів. Вказаний пристрій дозволяє проводити динамометрування забезпечуючи

наступні параметри та режими роботи: глибину обробітку ґрунту до 30 см; змінювати ширину захвату до 35 см; швидкість руху до 15 км/год; можливість приєднання додаткових ґрунтообробних робочих органів; агрегатування з тракторами різних тягових класів.

Список літератури

1. Шевченко І.А. Методика експериментального визначення вектора рівнодіючої сил дії ґрунту на робочі органи ґрунтообробних знарядь / І.А. Шевченко, О.Г. Настич // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2001. – Вип. 1, т. 22. – С. 62–67.
2. Розробити технологічні процеси диференційованого обробітку ґрунту з використанням ґрунтозахисних знарядь в умовах екологічно-безпечного землеробства // Звіт про НДР (закл.) / Інститут механізації та електрифікації сільського господарства НААН України ; керів. М.С. Левчук ; Інв. держреєстрації № 0107U012422.– К., 2010. – 116 с.
3. Погорелый Л.В. Инженерные методы испытаний сельскохозяйственной техники / Л.В. Погорелый. – К.: Техніка, 1991. – 157 с.
4. Маленко В.И. Методы экспериментального определения силовых характеристик рабочих органов почвообрабатывающих орудий / В.И. Маленко // Из-во Новосибирского ун-та. – Новосибирск, 1992. – 106 с.
5. Высоцкий А.А. Динамометрирование сельскохозяйственных машин / А.А. Высоцкий. – М.: Машиностроение, 1968. – 290 с.
6. Патент 71322 України, МПК G01L 5/13. Пристрій для динамометрування сільськогосподарських знарядь при обробітку ґрунту / Ковбаса В.П., Курка В.П. – u 201115421 ; заявл. 26.12.2011 ; опубл. 10.07.2012, Бюл. №13.
7. Курка В.П. Дослідження силових характеристик полиці корпуса плуга з раціональною кривизною поверхні / В.П. Курка // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2013. – Вип. 185, ч. 2. – С. 87–93.

Проведен анализ методов и конструкций существующих устройств для исследования силовых характеристик сельскохозяйственных орудий при обработке почвы и предложена новая методика и устройство для определения трех составляющих результирующей силы сопротивления почвообрабатывающего рабочего органа.

Силовые характеристики, тяговое сопротивление, обработку почвы, почвообрабатывающий рабочий орган, составляющие силы сопротивления.

The analysis methods and structures of existing devices for study of power characteristics of agricultural implements in cultivation and proposed new method and device for determining the three components of resultant force of resistance cultivating working body.

Power characteristics, traction resistance, soil tillage, cultivating working body, components of resistance.

ПРАВОВЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРОВЕДЕННЯ МОНІТОРИНГУ НАДІЙНОСТІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

В.Н. Большаков, кандидат юридичних наук

А.В. Новицький, С.Є. Тарасенко, кандидати технічних наук

В статті проведено аналіз правового забезпечення моніторингу агропромислового комплексу з метою підвищення ефективності та надійності сільськогосподарської техніки.

Техніка, моніторинг, машини правове забезпечення, надійність.

Постановка проблеми. При проведенні заходів з моніторингу в АПК України використовуються різні неточності у законодавстві нашої держави та інших країн. Тому, моніторингові дії тим ефективніше, чим вищий рівень професійної підготовки фахівців, що займаються ним, чим вищий рівень організації проведення цієї роботи та чим вище його правове забезпечення [6].

Аналіз останніх досліджень. На сучасному етапі дуже ефективним був і залишається японський промисловий моніторинг, поставлений на державну основу. Існує хибне уявлення, що стрибок японської індустрії розпочався лише після Другої світової війни [1, 7, 8]. Слід відмітити, що Японія вступила на шлях індустріалізації ще наприкінці XIX століття. Усіма правдами і неправдами вона прагнула наздогнати передові країни світу. Спочатку японці «виманювали» промислові секрети, обіцяючи розміщати в своїй країні великі замовлення різноманітних виробів, але незабаром цей їхній план розкрили. Приводом для викриття послужив цікавий інцидент. Японці попросили надати їм для ознайомлення один екземпляр насоса, обіцяючи зробити велике замовлення. По випадковості, у зразку, що їм був запропонований, був дефект – отвір в циліндрі, відповідним чином закритий болтом з двома гайками. Японці скопіювали насос, буквально, у вигляді, як його побачили, тобто з отвором, болтом і гайками. Цей випадок мав широке обговорення, і японці заслужено набули репутацію «підробників».

Однак, японські спеціалісти з інформаційної діяльності та вчені продовжували посилено працювати, запозичуючи чужі секрети, вносячи корективи у виробництво, удосконалюючи старе і винаходячи нове. З часом, японці вже освоїли виготовлення бездимного пороху, торпед, новітні способи лиття сталі, техніку

виготовлення електричних прожекторів великої потужності. Здобувши з допомогою інформаційної діяльності секрет виробництва високоякісних оптичних лінз, японці заповнили ринок фотоапаратами високої якості за цінами, конкурувати з якими було просто не можливо. Таке ж сталося і з виробництвом велосипедів. Починаючи з 1910 року напис «Зроблене в Японії» став символом високоякісного і дешевого товару [15]. До сьогодні японські покупці, туристи, студенти заповняють європейські й американські міста, і кожний, як бджола у вулик, передають в Японію нові промислові секрети, тим більше, що японський кодекс моральності і побуту, відомий під назвою «Бу сідо», зобов'язує кожного японця здійснювати інформаційну діяльність на користь держави і монарха, вважаючи це проявом честі та священного обов'язку [15].

Задачами інформаційної діяльності ставали не тільки отримання результатів вже завершених винаходів, формул і методів, але і виявлення винаходу на самій початковій його стадії, заявок на одержання патентів, винахідників і дрібних лабораторій, які терплять фінансові труднощі. Це дозволило б потім використовувати їх у своїх інтересах та дало б можливість заволодіння секретами «ноу хау», організацію «витоку мізків» і цілого ряду інших брудних і хитромудрих методів. Боротьба з ними велася завжди не менш витонченими способами, які і стали прообразом промислової контррозвідки.

Як підтверджує практика, бізнес розвивається за тими ж законами, що й військова діяльність [1, 6, 7]. Це дає можливість зробити висновок про те, що у бізнесі, як і у військовій справі наступив час гуманізації процесів, і тому на зміну кровопролитних бойових дій і промислового шпигунства для вирішення завдань підприємницької діяльності прийшли спеціальні інформаційні дослідження [17].

Мета досліджень. Виходячи з цього, метою статті є виявлення на основі проведення моніторингу матеріально-технічної бази АПК (відкритих літературних джерел та проведених спостережень) показників надійності комбайнів і складної сільськогосподарської техніки вітчизняного та зарубіжного виробництва, аналіз причин та тенденцій їх зміни, формування напрямків їх підвищення.

Результати досліджень. Загальновідомо, що великі аграрні виробники в Україні не завжди віддають перевагу вітчизняним комбайнам та складній сільськогосподарській техніці за їх низьку якість. Звідси виникає запитання, як машинобудівному підприємству вдається залишатися на плаву, займатися виробництвом та реалізацією своєї продукції. Загальновідомо, що в колишній УРСР не було свого машинобудівного підприємства, яке б займалося

проектуванням та виготовленням зернозбиральних комбайнів. Таку техніку в аграрні підприємства України постачали переважно Ростовський («Ростсільмаш») і Гомельський («Гомсельмаш») заводи сільськогосподарського машинобудування [4].

Слід відмітити, що на «Херсонмаші» випускали зовсім інші комбайни – кукурудзозбиральні. Ідея розширити асортимент Херсонського заводу виникла через кілька років після розпаду колишнього СРСР. Виник казус: житниця Європи, не виробляє зернозбиральних комбайнів. При цьому необхідно відмітити, що виділити гроші на придбання імпоротної техніки для використання в сільськогосподарському секторі в підприємців-аграріїв не було можливості.

Так в 1992 році, дніпропетровське конструкторське бюро «Південне», більш відоме як спеціалізоване КБ (СКБ) з проектування та розробки балістичних ракет, почало розробляти проект зернозбирального комбайна. У 1995 році на «Херсонмаші» за конструкторською документацією СКБ «Південне» здійснили складання дослідного зразка комбайна «Славутич». В процесі проведення НДКР було встановлено, що через помилки, які були допущені в розрахунках, колеса не витримали маси експериментального комбайна [4].

У 1993 році згідно розпоряджень президента України Леоніда Кучми на базі «Херсонмаша» розпочалася розробка організаційно-правових засад щодо створення спільного підприємства з найкрупнішим у світі виробником сільгосптехніки John Deere. Передбачалось, що компанія John Deere передасть українським виробникам сільгосптехніки технології складального виробництва і буде постачати комплектуючі. Згідно розрахунків апарату прем'єр-міністра Павла Лазаренко, після реалізації подібного проекту бюджет зможе економити на дотаціях селу близько 220-250 млн. доларів на рік. Разом з тим, з невстановлених причин зазначений проект здійсненим не був і залишився на лише на папері [4].

З 1998 року на «Херсонмаші» розпочався випуск удосконаленої моделі зернозбирального комбайна «Славутич». В процесі експлуатації на ланах України зернозбиральних комбайнів «Славутич» було встановлено, що вони мають невисоку надійність у зв'язку із значною частотою відмов [4].

Згідно висновків експертів та фахівців, продукція «Херсонмашу» виявилась неконкурентноздатною на ринку зернозбиральних комбайнів [4]. В якості обґрунтування цього висновку можна виділити наступні факти. Технічний директор Harv East Holding Артем Грішуненков, на основі системного аналізу експлуатаційних характеристик вітчизняної сільгосптехніки зробив

висновок: «Імпортні та вітчизняні комбайни можна навіть порівнювати» [4]. Головний інженер «Продуксім» Юрій Роговой свідчить: «Херсонські «Славутичі» і «Скіфи» (модель зернозбирального комбайна, яку «Херсонмашу» почав випускати з 2012 року) ламаються щодня» [4]. У зв'язку з зазначеним необхідно відмітити, що за день простою комбайна в період збиральної кампанії на кожному гектарі обсіпається близько центнера пшениці, а щорічні втрати врожаю за рахунок простоїв комбайнів досягають 6 млн. т зерна. Виробники сільськогосподарської продукції та фермери також зазначають, що херсонські комбайни є дуже вагомим фактором підвищення собівартості зерна. Згідно висновків відповідального працівника аграрного відомства Павла Гринька, на кожну тонну зерна комбайни «Херсонмашу» витрачають 3,5 - 4,5 л пального, в той час як іноземні аналоги – близько 1 л [4].

Причинами низької надійності вітчизняної техніки є [2, 10, 12, 14]: конструктивні недоробки на стадії проектування (20-30%); відмови внаслідок низької якості виготовлення та складання машин (20-30%); відмови в результаті низького технічного рівня та якості матеріалів, мало обґрунтованої елементної бази комплектуючих (35-40%); відмови в результаті порушення правил експлуатації техніки в господарствах та низьку кваліфікацію обслуговуючого персоналу (10%); інші відмови – 5-10%. Для окремих машин (наприклад, зернозбирального комбайна «Славутич» за результатами обстеження в експлуатації (1998-1999 рр.) руйнування та пошкодження елементної бази становило 58% від загальної кількості відмов [2]. Для забезпечення управління якістю сільськогосподарської техніки (одним з показників якої є надійність) станом на 2005 рік діяли сімдесят чотири стандарти на технічні вимоги і умови виробництва [16]. Але, як показує аналіз, до недоліків сучасних технічних умов (ТУ). у порівнянні з ТУ 1980-х років, слід віднести виключення методів контролю і відсутність показників нормативного рівня дефектності й впливу властивостей, що контролюються, на якість техніки, її надійність [16]. У той же час найбільший відсоток відмов, які часто перевищують 35-40% спричинені низькою якістю матеріалів та комплектуючих.

Причинами низької надійності сільськогосподарської техніки є також відсутність на вітчизняних заводах випробувальних лабораторій, які необхідні для розрахунку деталей та з'єднань, перевірки нових проектних рішень агрегатів і конструкцій машин в цілому. Слід зазначити, що важливою причиною є недотримання заводами – виробниками рекомендацій щодо лабораторних випробувань деталей, стендових випробувань агрегатів та полігонних випробувань машин перед початком їх серійного

виробництва. Після виявлення на всіх етапах випробувань на надійність усіх можливих недоліків, відмов, несправностей та їх усунення, можна розпочинати серійне виробництво техніки. Лише за цих умов можна досягти напрацювання на відмову в межах 140 - 180 год. та забезпечити мінімальні простої через аварійні та поступові відмови для зернозбиральних комбайнів [14].

В роботі [5, 9] проведено статистичний аналіз напрацювань на відмову комбайнів Дон-1500 і його вітчизняного аналогу Славутич КЗС-9. Незважаючи на те, що в Україні представлена і працює достатньо широка гамма зернозбиральної техніки, вибір для досліджень вказаних машин обумовлений тим, що вони, як ніякі інші представляють традиційні конструкторські рішення і загальноприйняті технології. В статті відмічено, що напрацювання представлених 23 комбайнів, як по машинах, так і по роках їх експлуатації розподілені з великою розбіжністю, що відображує нестабільність реальних умов експлуатації і технічного стану машин. Дослідженнями встановлено, що найменша величина напрацювання складає 190 т, а найбільша досягає 1443 т на рік, тобто, варіаційний розмах досягає значної величини 1253 т. Автор зазначає, що максимальний середнє напрацювання мають комбайни другого року експлуатації, що пояснюється загально відомим фактом підвищення рівня надійності техніки при завершенні початкового періоду припрацювання. Коефіцієнт варіації при цьому не перевищує 0,3 [9]. Науковий і практичний інтерес представляє виявлення змін напрацювання комбайнів не тільки по мірі їх старіння, але і в вікових групах протягом того чи іншого року експлуатації, що є необхідним при виборі того чи іншого зернозбирального комбайна з позицій надійності. Не кращі часи переживає сьогодні вітчизняне сільськогосподарське машинобудування, але разом з тим, в Україні налагоджене виробництво сучасних засобів для приготування та роздавання кормів (ЗПРК) на фермах ВРХ. Виробництво ЗПРК розпочато на ВАТ «Брацлавський завод сільськогосподарських машин», ВАТ «Галещина Машзавод» та ВАТ «Уманьферммаш» [11]. Лідером і першим вітчизняним підприємством, яке ще в 2006 році започаткувало випуск ЗПРК є ВАТ «Брацлав». Згідно технічного паспорту на машину, змішувачі кормороздавачі «Брацлав» забезпечують точне зважування кожного компонента раціону та рівномірне роздавання корму тваринам. Сьогодні підприємство пропонує фермські комбайни для змішування кормів місткістю відповідно 8, 9 та 12 м³, які працюють за принципом міксера та агрегатуються з трактором класу 1,4.

ВАТ «Уманьферммаш» випускає фермський комбайн КРК-11, має місткість 11 м³ і приводиться в дію трактором класу 1,4-2. Для

приготування повноцінних кормових сумішей, які сприяють нормованій годівлі, підвищенню рівня споживання і зменшенню втрати кормів можна вибрати машини з модельного ряду кормозмішувачів КЗН «Данило» (ВАТ «Галещина Машзавод»), місткістю 6, 9, 12, 18, 24 м³. Але, як показує проведений аналіз, висока якість вітчизняних ЗПРК в значній мірі досягається завдяки: використанню основних високонадійних вузлів і агрегатів від провідних світових виробників з Італії, Росії, України; залученню до виконання робіт кваліфікованого персоналу; придбанню заводами-виробниками новітнього обладнання. Тобто, технічний рівень ЗПРК, як СТС «ЛМС» залежить від надійності і ефективного поєднання складових «Людина», «Машина», «Середовище».

Разом з тим, до переваг сільськогосподарської техніки, яка виробляється в країнах України та СНД, можна віднести кращу адаптованість до вітчизняних сортів паливо-мастильних матеріалів та відповідність вимогам вітчизняних агротехнологій. Вітчизняна сільськогосподарська техніка у 3–6 разів дешевша за імпорту, а вартість запасних частин і технічного сервісу – у 5–6 разів [14].

В статті [3] відзначено, що в 2005 році у відкритому друці з'явилась інформація, що фірми Ford, Claas, Deutz заявили про можливість гарантують роботу своїх тракторів без ремонту в продовж 3–5 років [3]. Це вже не мото-год., як у більшості досліджень, а машино роки. Але, разом з тим в друкованих працях вітчизняні вчені мало реагують на таку важливу інформацію та досягнення в галузі забезпечення надійності сільськогосподарської техніки таких відомих фірм, як Ford, Claas, Deutz та інші. Можна погодитись з авторами статті [14], що за критерієм “ціна-якість” сільськогосподарська техніка може зберігати конкурентоспроможність на ринках України та СНД при забезпеченні відповідного рівня показників її надійності. Але в сьогоденних умовах слід не просто прислухатись до авторів статей, а робити кроки за новим способом мислення, виходити на нові напрямки та стратегії розвитку науки надійності, спрямовані на виробництво техніки з гарантією на роки експлуатації без ремонтів [3]; ефективно використовувати методи системного аналізу та структурного резервування при формуванні високонадійних систем «Людина-машина» [5], «Людина-машина-середовище» в АПК України [12].

На думку багатьох авторів, стратегія подальшого розвитку надійності як науки, повинна передбачити серед інших два таких напрямки сталого розвитку надійності, як науки: розробка техніки повинна проводитися тандемом двох груп спеціалістів: конструкторів та технологів; виготовлення потребує використання високотехнологічного обладнання за участю кваліфікованого

обслуговуючого персоналу [3]; для складних технічних систем «Людина – Машина - Середовище» СТС «ЛМС», якими є комбайни, складні сільськогосподарські машини та ремонтно -технологічне обладнання, важливим резервом розвитку надійності є більш ефективне використання професійно важливих (ПВЯ) персоналу [12]. Зазначене свідчить про необхідність підвищення експлуатаційної ефективності та надійності сільськогосподарської техніки, яка виробляється в Україні. На сучасному етапі розвитку прогресу необхідно використовувати зарубіжний досвід проектування та виробництва сільськогосподарської техніки. Таким чином, багатьма дослідженнями встановлено статус вітчизняних комбайнів на тлі іноземних конкурентів [4]: на папері відмінностей небагато, але великі українські агрохолдинги вітчизняну техніку не шанують і не купують, а віддають перевагу імпортній, навіть повторного використання.

На сучасному етапі розвитку суспільства необхідне використання досвіду КНР в розвитку військової техніки [13]. Військові КНР на протязі останніх 20-ти років проводять дуже ефективну інноваційну політику: вони закупають по два зразки сучасної військової техніки (літаки, танки, артилерійські установки), проводять їх ре-інженірінг, модернізують і на основі цього виробляють вітчизняну бойову техніку – літаки, танки, артилерійські установки, причому конкурентоспроможну. Про це свідчать неодноразові скарги і звернення державних установ Росії у посольство КНР. При цьому, незважаючи на зазначені вище заходи державних установ Росії, КНР продовжує закупівлю «сигнальних» зразків бойової техніки Росії і проводить їх наступну модернізацію, тому, що зазначені дії не суперечать нормам міжнародного інформаційного права і також взаємовигідні, як Росії так і Китаю. Такі дії вигідні Китаю, тому, що він отримує завдяки ре-інженірінгу нову техніку, а Росія, організовуючи ремонтні бази в країнах, в які Китай продає свою бойову техніку, завдяки тому ж ре-інженірінгу, має достовірну інформацію про сучасну виробничу базу Китаю [13].

Висновки

Такого роду інформаційна діяльність необхідна і в Україні. Необхідно закуповувати по два-три зразки сільськогосподарської техніки, один зразок розбирати і проводити реінженірінг з метою виявлення конструктивних і технологічних особливостей, а інші - досліджувати на предмет виявлення позитивних експлуатаційних характеристик. При цьому для проведення ре-інженірінгу необхідно використовувати літературні джерела з моніторингу (інформаційній діяльності) розвинених країн. Інформаційна діяльність проводиться як з відкритою, легальною інформацією так і з інформацією закритих

режимів – таємною та для службового користування. Інформаційна діяльність, що здійснюється з відкритою інформацією і легальними методами є моніторингом в межах правового регулювання.

На сучасному етапі розвитку суспільства зазначену інформацію можна отримати з відкритих джерел.

Слід окремо зазначити, що в зв'язку з тим, що моніторинг повинен проводитися без порушень законодавства, перед проведенням кожної операції з моніторингу, необхідно проводити контроль правового забезпечення, тобто при плануванні та виконанні операції з моніторингу необхідно проводити аналіз законодавства щодо правової дозволеності дій, які будуть проведені в АПК України.

Список літератури

1. Аллен Даллас. Ассы шпионажа / Аллен Даллас. – М., Центрполиграф, 2002 – 445 с.
2. Афанасьєв С. Якісна елементна база – основа надійності вітчизняної техніки / С. Афанасьєв, В. Горбатов, В. Погорілий // Техніка АПК, 2006. – №5 – 6. – С. 40–43.
3. Басін В.С. Відносно сталого розвитку надійності, як науки / В.С. Басін // Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. – Х., 2012. – Вип. 128. – С. 328–331.
4. Белинская Ю. Непаханое поле / Ю. Белинская // Forbes. – 2012. – №8. – С. 73–75.
5. Бойко А.І. Структурне резервування, як перспективний напрямок забезпечення необхідного рівня надійності машин / А.І. Бойко, К.М. Думенко, О.В. Бондаренко // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Х., 2011. – Вип. 114. – С. 23–26.
6. Большаков В.Н. Необхідність моніторингу в інноваційній діяльності АПК України в межах правого регулювання / В.Н. Большаков, І.Л. Роговський / Науковий вісник НУБіП України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2013. – Вип. 185, ч. 2. – С.384 – 390.
7. Дамаскин И.А. Сто великих операций спецслужб / И.А. Дамаскин. – М.: Вече, 2003. – 510 с.
8. Деревницкий А. Коммерческая разведка / А. Деревницкий. – С.-Пб., Питер, 2006. – С. 207.
9. Думенко К.М. Статистичний аналіз динаміки змін наробітку комбайнів від строків їх експлуатації / К.М. Думенко // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – Миколаїв, 2011. – Вип. 4, т. 2. – С. 192–198.
10. Іванишин В. Випробування – необхідний етап в створенні конкурентоспроможної сільськогосподарської техніки / В. Іванишин // Техніка АПК. – 2006. – №5. – С. 10–11.
11. Новицький А.В. Аналіз вітчизняних засобів для приготування і роздавання кормів / А.В. Новицький, С.С. Карабиньош, В.М. Чміль, О.М. Коморний // Матеріали VIII Міжнародної конференції молодих вчених, аспірантів і студентів «Перспективна техніка і технології 2012». – Миколаїв, 2012. – С. 96–101.
12. Новицький А.В. Резерви методичного забезпечення надійності людини-оператора системи «людина–машина–середовище» / А.В. Новицький, З.В. Ружило, В.В. Стоцький // Матеріали XIV Міжнародної наукової конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки». – Глеваха, 2013. – С. 402–410.

13. *Норман Полмар. Энциклопедия шпионажа / Норман Полмар, Томас Беален. – М.: Крон-Прес, 2007. – 814 с.*
14. *Підгурський М.І. Порівняльний аналіз експлуатаційної надійності вітчизняної та зарубіжної складної сільськогосподарської техніки / Підгурський М.І., Барановський В.М., Ріпецький Є.Й. // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. Технічні науки. – Х., 2011. – Вип. 114. – С. 27–33.*
15. *Позднішев Є.В. Інформаційно-аналітичне забезпечення безпеки підприємництва (методи та їх застосування) / Є.В. Позднішев. – К., 2007. – Кн. 1. – 752 с.*
16. *Рублёв В. Концептуальные принципы управления качеством сельскохозяйственной техники / В. Рублёв, В. Войтюк // Техника АПК. – 2005. – №2. – С. 8–10.*
17. *США формирует энциклопедию национальной разведки «Intellipedia» // Зарубежное военное обозрение. – 2007. – № 5. – С. 67.*

В статтє проведено аналіз правового забезпечення моніторингу агропромислового комплексу з метою підвищення ефективності та надійності сільськогосподарської техніки.

Техніка, моніторинг, машини, правове забезпечення, надійність.

The paper analyzes the legal establishment of the monitoring agriculture to improve the efficiency and reliability of agricultural machinery.

Technology, monitoring, machinery, legal security, reliability.

УДК 631.3:620

ТЕХНІЧНИЙ СТАН ДЕТАЛЕЙ ТИПУ „ЕКСЦЕНТРИК” ТА ЇХ ВІДНОВЛЕННЯ

***С.С. Карабиньош, І.С. Харьковський, кандидати технічних наук
В.О. Єрошенко, студент***

В статті приведено результати дослідження технічного стану деталей типу ексцентрик, які широко застосовують в машинах для переробки сільськогосподарської сировини. Удосконалено технологію відновлення ексцентриків із використанням захисту в природному газі.

Ексцентрик, зношування, коефіцієнти, вибракування, придатність, наплавлення, сопло, пальник.

© С.С. Карабиньош, І.С. Харьковський, В.О. Єрошенко, 2014

13. *Норман Полмар. Энциклопедия шпионажа / Норман Полмар, Томас Беален. – М.: Крон-Прес, 2007. – 814 с.*
14. *Підгурський М.І. Порівняльний аналіз експлуатаційної надійності вітчизняної та зарубіжної складної сільськогосподарської техніки / Підгурський М.І., Барановський В.М., Ріпецький Є.Й. // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. Технічні науки. – Х., 2011. – Вип. 114. – С. 27–33.*
15. *Позднішев Є.В. Інформаційно-аналітичне забезпечення безпеки підприємництва (методи та їх застосування) / Є.В. Позднішев. – К., 2007. – Кн. 1. – 752 с.*
16. *Рублёв В. Концептуальные принципы управления качеством сельскохозяйственной техники / В. Рублёв, В. Войтюк // Техника АПК. – 2005. – №2. – С. 8–10.*
17. *США формирует энциклопедию национальной разведки «Intellipedia» // Зарубежное военное обозрение. – 2007. – № 5. – С. 67.*

В статтє проведено аналіз правового забезпечення моніторингу агропромислового комплексу з метою підвищення ефективності та надійності сільськогосподарської техніки.

Техніка, моніторинг, машини, правове забезпечення, надійність.

The paper analyzes the legal establishment of the monitoring agriculture to improve the efficiency and reliability of agricultural machinery.

Technology, monitoring, machinery, legal security, reliability.

УДК 631.3:620

ТЕХНІЧНИЙ СТАН ДЕТАЛЕЙ ТИПУ „ЕКСЦЕНТРИК” ТА ЇХ ВІДНОВЛЕННЯ

***С.С. Карабиньош, І.С. Харьковський, кандидати технічних наук
В.О. Єрошенко, студент***

В статті приведено результати дослідження технічного стану деталей типу ексцентрик, які широко застосовують в машинах для переробки сільськогосподарської сировини. Удосконалено технологію відновлення ексцентриків із використанням захисту в природному газі.

Ексцентрик, зношування, коефіцієнти, вибракування, придатність, наплавлення, сопло, пальник.

© С.С. Карабиньош, І.С. Харьковський, В.О. Єрошенко, 2014

Постановка проблеми. В той час, коли в нашій країні створюється мала переробна промисловість, актуальною проблемою є забезпечення безперебійної роботоздатності машин за рахунок впровадження систематичного обслуговування і ремонту. Для цього важливо створити відповідну ремонтно – обслуговуючу базу. Враховуючи, що більшість деталей машин переробної промисловості працюють в агресивних умовах і середовищах, слід впроваджувати нові технології і методи ремонту машин і їх відновлення. Основна задача ремонтно-обслуговуючої бази – забезпечення заданої технічної готовності машинно-тракторного парку господарств у потрібний для сільськогосподарського виробництва час при мінімальних трудових і матеріальних витратах. Однак, в умовах важких економічних негараздів існуючого часу ці роботи не завжди виконуються на належному технічному рівні [1, 2].

Ремонт машин та обладнання для переробки сільськогосподарської сировини спряжено із значними труднощами. Це в першу чергу пов'язане із тим, робочі поверхні деталей дотикаються до харчових продуктів, дальніша переробка яких не зв'язана із термічними процесами. Іншими словами треба відмітити, що після обробки такими деталями продукція йде на споживання людиною [3]. Таким чином, до відновлених поверхонь пред'являють підвищені вимоги до корозійної, окисної стійкості, взаємозв'язку із продуктами споживання людиною. Вибір матеріалів для відновлення деталей повинен проходити під суровим контролем і відповідати вимогам відповідно до РТМ 70.00087-87 „Требования к деталям, порошкам, проволокам, присадочным и другим материалам, используемым при восстановлении деталей пищевых производств”.

Мета досліджень. Дослідити технічний стан деталей – ексцентриків, які виготовлені із чавуна та удосконалити технологію їх відновлення.

Результати досліджень. В нашій країні щорічно підлягає ремонту майже кожна одиниця обладнання підприємств переробної промисловості. В тому числі до 15% проходять капітальний ремонт. В структурі основних фондів хлібоприймальних і зернопереробляючих підприємств обладнання, машини, транспортні засоби займають до 30 %. Велике значення у високоефективному використанні основних фондів, особливо їх активної частини, має своєчасне і якісне проведення ремонтних робіт. В проведенні цих робіт зайнято більш як 10% працюючих в галузі. Вивчивши робоче креслення деталі – ексцентрика ОРП-08011026 бачимо, що дана деталь має три дефекти – зноси: циліндричної поверхні під планку приводу, під вал приводу ексцентрика, а також поверхні під шпонку. Матеріал деталі сталь

сірий чавун СЧ-21 ГОСТ 1412-70 – твердістю HB 171–240.

Забезпечення роботоздатності машин неможливо без достовірної інформації про технічний стан деталей, які надходять в ремонт. Ця інформація використовується для визначення обсягів виготовлення нових і відновлення деталей, які були в експлуатації, проектування технологічних процесів, розробки техніко-робочих проектів спеціалізованих з відновлення дільниць та інше.

Проведені попередні дослідження дозволили встановити, що основною причиною виходу із ладу приводу машини є значне зношування поверхні ексцентрика за рахунок проходження фретинг-корозії. Теоретичний закон розподілу ТЗР, визначаємо за допомогою коефіцієнта варіації $u = 0,567 > 0,5$, то вибираємо закон розподілу Вейбула (ЗРВ). Будуємо гістограму, полігон, теоретичну та криву накопичених частот. Статистичні характеристики величини зношування приведено в табл. 1. Визначаємо теоретичний закон розподілу та узгоджуємо його з емпіричним розподілом (рис. 1).

1. Показники стану ремонтного фонду.

Назва показників	Один. вимір.	Пошкодження
1. Коефіцієнти :		
придатності		0,70
відновлення		0,20
вибраковки		0,10
2. Межі зміни пошкодження	мм	0,1...0,5
3. Середнє значення	мм	0,3
4. Середнє квадратичне відхилення	мм	0,055
5. Коефіцієнт варіації		0,567
6. Теоретичний закон розподілу		ЗРВ
7. Імовірність коефіцієнтів		
придатності		0,926
відновлення		0,0745

Технічний стан деталей, які надходять в ремонт оцінюється коефіцієнтами придатності ($K_{пр}$), відновлення ($K_{в}$) та змінності ($K_{з}$). Ці коефіцієнти характеризують кількість деталей, які придатні до дальшої експлуатації, потребують відновлення чи заміни, із загальної кількості деталей, які поступили в ремонт.

Приведені вище результати досліджень дали змогу видвинути гіпотезу, що найбільш раціональними способами відновлення деталі типу ексцентрик будуть: наплавлювання в захисті природного газу, середовищі вуглекислого газу для шпонкового пазу і поверхні під вал. Технологічну лінію відновлення роботоздатності ексцентриків можливо привести в такому вигляді: очищення і миття, дефектування, підготовки до відновлення, наплавлювання в захисті природного газу, в середовищі вуглекислого газу, фрезерування

шпонкового пазу, точіння наплавленої поверхні, контроль якості, консервація.

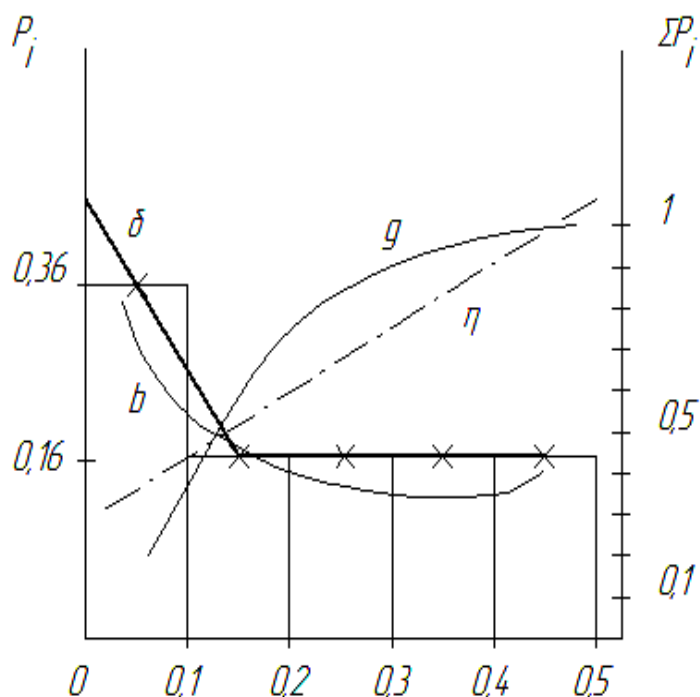


Рис. 1. Статистичні характеристики розподілу величин зношування ексцентрика: а – гістограма розподілу; б – полігон розподілу; η – крива накопичених частот; b – диференційна функція теоретичного закону розподілу; g – інтегральна функція ТЗР.

Деталі з вмістом вуглецю більш як 0,35 % мають незадовільну зварюємість і наплавляємість, Для їх відновлення потребується застосування або спеціальних прийомів або спеціальних матеріалів.

Особливу роль, при цьому, відіграє наплювання дротом ПАНЧ-11 – процес проходить стабільно, без розбризкування присадочного матеріалу, зварювальний шов щільний без підрізання, напливів, тріщин та інших дефектів. Доцільно застосовувати при наплавлюванні деталей товщиною стінок, яких складає більше 8 мм. Сила струму 70–140 А, напруга 16–25 В, швидкість наплавлення 30–40 м/год зміщення електроду із zenіту 4–6 мм, крок наплавки 2,5–3,5 мм, виліт електроду 16–20 мм, витрата газу 360–480 л/год.

Зношені посадочні місця деталей типу ексцентрик відновлюється на дільниці двома основними способами: при зносі поверхні до 0,75 мм. – наплавленням в захисті природного газу; при більшому зносі – електродуговою наплавленням в середовищі вуглекислого газу або аргону на установках УД-209 або У-653 з наступною механічною обробкою, (показало найкращі результати) або плазмовою наплавкою (напиленням). Схема наплавлювання в газополуменевому захисті приведена на рис. 2. Для досягнення

швидкостей охолодження менших за критичні, які становлять близько $4\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{с}$ в інтервалі температур $650\text{--}710\text{ }^{\circ}\text{C}$, на деталь необхідно наносити не менше трьох валиків, що відповідає тривалості наплавлення 5 хв . При цьому загальна температура деталі сягає $700\text{ }^{\circ}\text{C}$, що відповідає гарячому наплавлюванню і забезпечує зменшення швидкості охолодження деталі в цілому, а відповідно і окремих її частин.

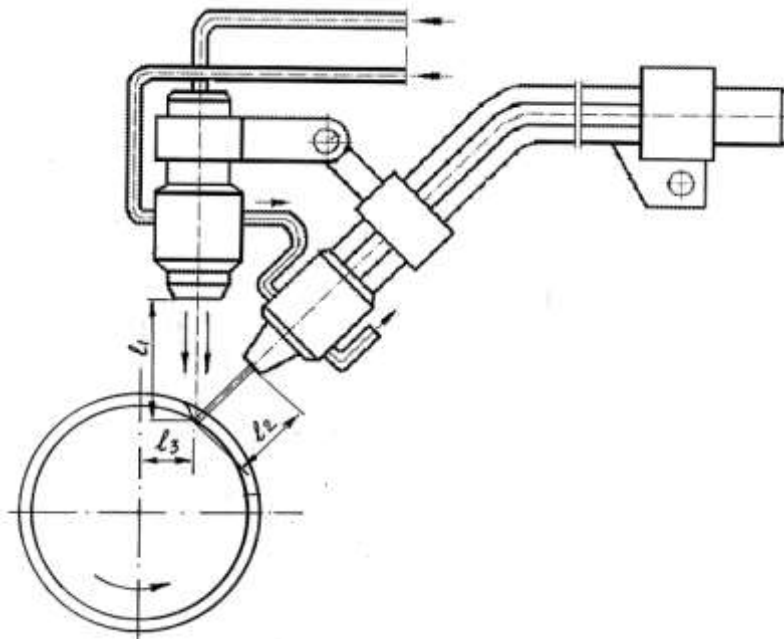


Рис. 2. Схема наплавлення деталей в газополуменевому захисті: 1 – сопло для подачі повітря; 2 – шарнір кріплення сопла до мундштука; 3 – мундштук для подачі дроту; 4 – деталь, що наплавляється.

Поверхні ексцентриків перед наплавлюванням піддаються механічній обробці для придання правильної геометричної форми. Шліфування проводять на круглошліфувальних верстатах 3М153 У4, або проточують на токарно-гвинторізному верстаті 1В62 різцями з твердосплавними вставками з Гексаніту.

Режим обробки: кругова швидкість круга – 35 м/с ., кругова швидкість деталі $25\text{--}30\text{ м/хв}$, поперечна подача круга $0,2\text{--}0,3\text{ мм/хв}$.

Шліфування виконується з великим охолодженням робочої зони. В якості охолоджуючої рідини використовується $1,5\text{--}3\%$ водяний розчин кальцинованої соди. Відновлену поверхню обробляють кругами типу ПП-23АСМІ-ЦІК6 на шліфувальних верстатах типу 1А164.

Наплавлювання проводять у відповідності до параметрів режимів технологічного процесу приведеними в табл. 2.

2. Рекомендовані параметри режиму наплавки в газополуменевому захисті.

Діаметр електроду, мм	Сила струму, А	Напруга дуги, В	Швидкість наплавлювання, м/год.	Швидкість подачі електроду, м/год.
0,5...0,8	70...110	18...22	19...21	160...240
0,8...1,0	90...130	19...23	16...20	120...200
1,0...1,2	100...135	20...25	14...18	100...160
1,2...1,6	120...190	21...24	18...21	120...180

Механічна обробка деталей після наплавлювання в захисті природного газу виконується спочатку точінням різцями із твердими вставками, а потім шліфуванням шліфувальними кругами з електрокорунду білого. Режим обробітку: кругова швидкість круга – 35 м/с, кругова швидкість деталі 25–30 м/хв, поперечна подача круга 0,2–0,3 мм/хв. Шліфування виконується з великим охолодженням робочої зони. В якості охолоджуючої рідини використовується 1,5–3 % водяний розчин кальцинованої соди. Відновлену поверхню обробляють кругами типу ПП-23АСМІ-ЦІК6 на шліфувальних верстатах типу 1А164.

Висновок. Таким чином, проводячи відновлення деталей типу ексцентрик наплавлювання в захисті природного газу, дозволяє якісно і ефективно ремонтувати ці деталі та повертати роботоздатність машинам і обладнанню, які переробляють сільськогосподарську продукцію.

Список літератури

1. Молодик М.В. Відновлення деталей машин / М.В Молодик. – К.: Урожай, 1985. – 160 с.
2. Черноиванов В.И. Восстановление деталей сельскохозяйственных машин / В.И. Черноиванов, В.П. Андреев. – М.: Колос, 1983. – 288 с.
3. Карабинеш С.С. Ремонт машин и оборудования / С.С. Карабинеш, З.В. Ружило. – Берлин: Lambert, 2014. – 180 с.

В статье приведены результаты исследования технического состояния деталей типа эксцентрик, которые широко применяют в машинах для переработки сельскохозяйственного сырья. Усовершенствовано технологию восстановления чугунных деталей – эксцентрики с использованием защиты в природном газе при его горении вместе с кислородом.

Ексцентрик, изнашивание, коэффициенты, выбраковка, пригодность, наплавлювання, сопло, горелка.

Results over of research of technical state of details as eccentric that widely apply in machines for processing of agricultural raw material are brought in paper. Technology renewal of cast-iron parts – eccentric persons is improved with use of defense in natural gas at its burning together with oxygen.

Eccentric, wear, coefficients, spoilage, fitness, surfacing, nozzle, gas-ring.

УДК 621.867.13

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ВАНТАЖІВ

***А.В. Гудова, кандидат технічних наук
О.Ю. Ткаченко, магістр***

Наведено основні результати експериментальних досліджень динаміки руху скребкового конвеєра. Визначено залежність продуктивності, споживаної потужності та енергоємності транспортування зерна від параметрів конвеєра.

Динаміка руху, енергоємність транспортування, енерговитрати.

Постановка проблеми. В процесі роботи скребкових конвеєрів у тяговому органі та елементах приводу виникають значні динамічні навантаження, що обумовлені пуском чи гальмуванням конвеєра, раптовим заклинюванням тягового органу, або в період усталеного руху. Теоретичними дослідженнями встановлено, що такі динамічні навантаження спричиняють виникнення коливальних процесів зі значною зміною швидкості та прискорення [7,6]. У зв'язку з цим нами проведена оптимізація режиму руху конвеєра, що дозволяє мінімізувати коливання в ланках приводного механізму та гнучкому тяговому органі [9].

Для підтвердження адекватності отриманих в попередніх дослідженнях теоретичних даних динаміки руху скребкового конвеєра проведено експериментальні дослідження за умови роботи електродвигуна на природній механічній характеристиці (реальний режим роботи конвеєра).

© А.В. Гудова, О.Ю. Ткаченко, 2014

Results over of research of technical state of details as eccentric that widely apply in machines for processing of agricultural raw material are brought in paper. Technology renewal of cast-iron parts – eccentric persons is improved with use of defense in natural gas at its burning together with oxygen.

Eccentric, wear, coefficients, spoilage, fitness, surfacing, nozzle, gas-ring.

УДК 621.867.13

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ВАНТАЖІВ

***А.В. Гудова, кандидат технічних наук
О.Ю. Ткаченко, магістр***

Наведено основні результати експериментальних досліджень динаміки руху скребкового конвеєра. Визначено залежність продуктивності, споживаної потужності та енергоємності транспортування зерна від параметрів конвеєра.

Динаміка руху, енергоємність транспортування, енерговитрати.

Постановка проблеми. В процесі роботи скребкових конвеєрів у тяговому органі та елементах приводу виникають значні динамічні навантаження, що обумовлені пуском чи гальмуванням конвеєра, раптовим заклинюванням тягового органу, або в період усталеного руху. Теоретичними дослідженнями встановлено, що такі динамічні навантаження спричиняють виникнення коливальних процесів зі значною зміною швидкості та прискорення [7,6]. У зв'язку з цим нами проведена оптимізація режиму руху конвеєра, що дозволяє мінімізувати коливання в ланках приводного механізму та гнучкому тяговому органі [9].

Для підтвердження адекватності отриманих в попередніх дослідженнях теоретичних даних динаміки руху скребкового конвеєра проведено експериментальні дослідження за умови роботи електродвигуна на природній механічній характеристиці (реальний режим роботи конвеєра).

© А.В. Гудова, О.Ю. Ткаченко, 2014

Аналіз останніх досліджень. Дослідженню динамічних процесів, що виникають в конвеєрах з ланцюговим тяговим органом в період пуску та усталеного руху та побудові їх математичних моделей присвячено роботи [4, 11, 12].

Питання оптимального керування рухом механізмів різного призначення висвітлено в роботах [2, 5]. В дослідженні [8] наведено методику розв'язку оптимізаційних задач руху механічних систем за допомогою прямого варіаційного методу. Автори мінімізували середньоквадратичне значення динамічної складової приводного зусилля механічної системи.

Вирішенню задач використання частотно-регульованого асинхронного електропривода для підвищення надійності, безпечності функціонування скребкових конвеєрів присвячено роботи [1, 3].

Метою досліджень є встановлення експериментальних залежностей впливу параметрів скребкового конвеєра (факторів) на продуктивність, споживану потужність, енергоємність транспортування зерна; порівняння експериментальних залежностей динаміки руху конвеєра з теоретичними з метою встановлення адекватності теоретичних досліджень.

Результати досліджень. Для порівняння експериментальних даних динаміки руху скребкового конвеєра з теоретичними побудовано графіки кутової швидкості та прискорення приводного та натяжного валів скребкового конвеєра (рис. 1). Суцільна чорна лінія відображає кінематичні функції отримані теоретичним шляхом, сіра – відповідні кінематичні функції отримані експериментально.

Аналізуючи графіки порівняння кінематичних функцій скребкового конвеєра отриманих теоретичним шляхом та експериментально (рис. 1) видно, що вихід конвеєра на усталену швидкість відбувається за однаковим законом, але за експериментальним законом час виходу на усталену швидкість на 0,03с більший, ніж за теоретичним.

На графіках кутової швидкості (рис. 1,б) та прискорення (рис. 1,г) натяжного валу після досягнення конвеєром усталеної швидкості за експериментальними даними спостерігаються деякі залишкові коливання. Це може бути обумовлено тим, що математична модель скребкового конвеєра враховує не всі фактори, що впливають на динаміку руху конвеєра.

Також експериментальними дослідженнями встановлено, що характер зміни швидкості та прискорення приводного і натяжного валів (рис. 1) має виражений коливальний характер, що підтверджує необхідність проведення оптимізації режиму пуску скребкового конвеєра для мінімізації таких коливань.

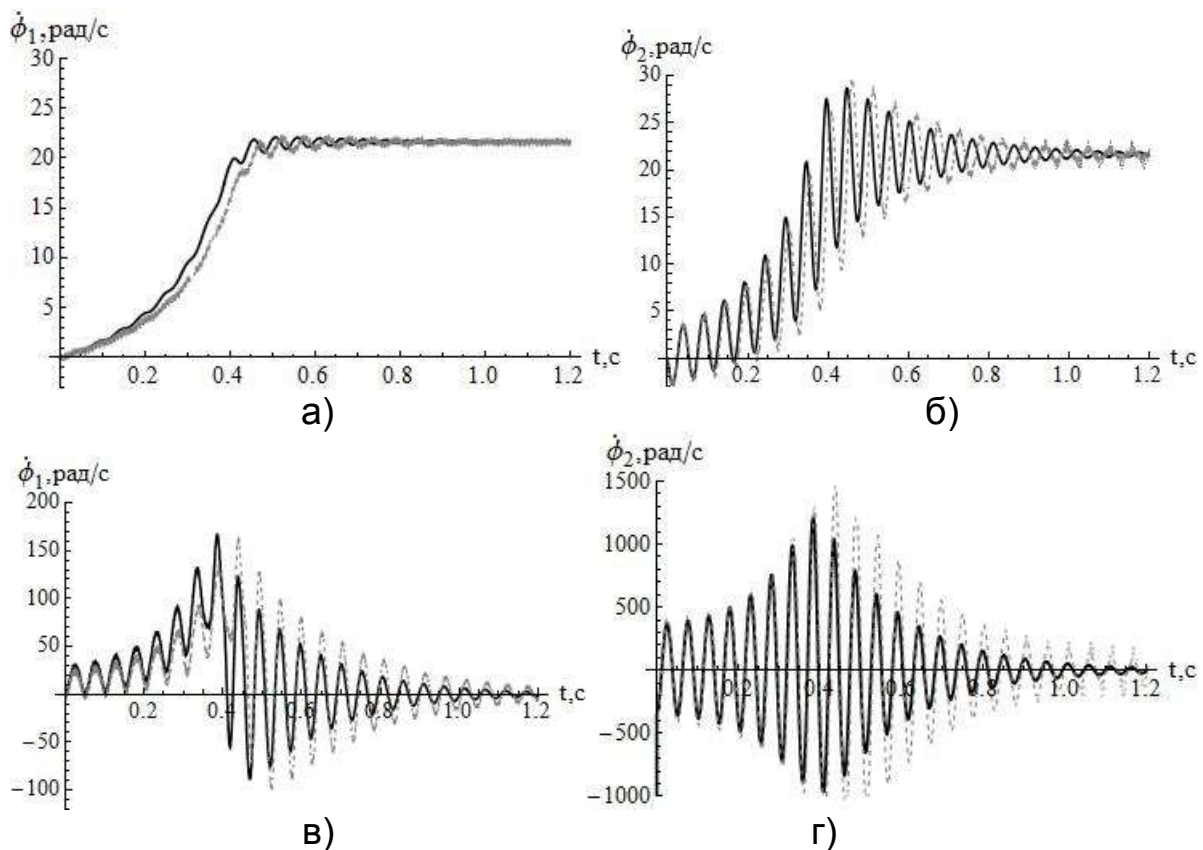


Рис. 1. Графіки порівняння теоретичних та експериментальних даних: а) кутової швидкості $\dot{\phi}_1$ приводного валу; б) кутової швидкості $\dot{\phi}_2$ натяжного валу конвеєра; в) кутового прискорення $\ddot{\phi}_1$ приводного валу; г) кутового прискорення $\ddot{\phi}_2$ натяжного валу конвеєра.

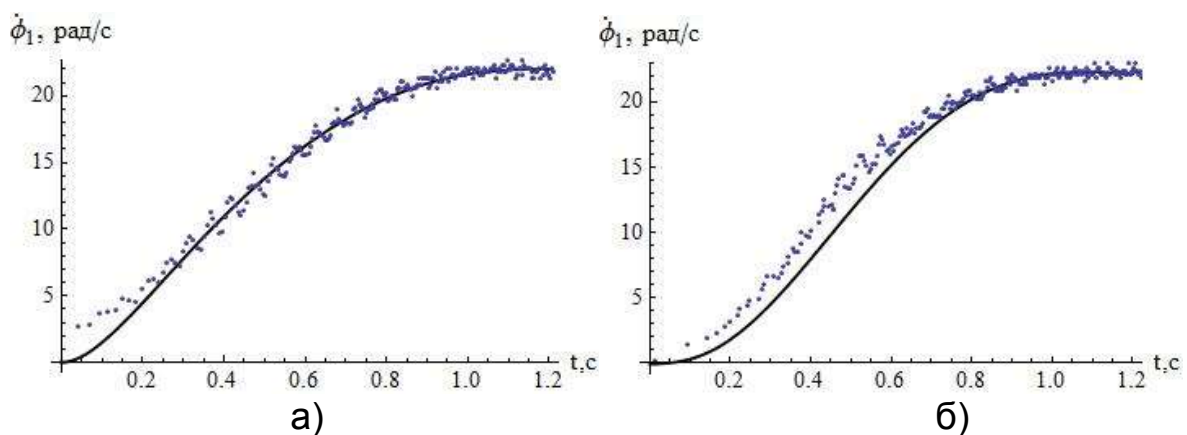


Рис. 2. Графіки порівняння теоретичних та експериментальних даних зміни кутової швидкості приводного валу скребкового конвеєра за критеріями оптимізації середньоквадратичного значення: а) швидкості зміни зусилля; б) прискорення зміни зусилля в робочій вітці конвеєра між вантажем та натяжною зіркою.

Наведемо графіки порівняння законів зміни кутової швидкості приводного валу скребкового конвеєра за оптимальними законами,

які отримані теоретичним шляхом та експериментально. На рис. 2 лінія чорного кольору відображає теоретично отриманий оптимальний закон руху, а лінія сірого – експериментально. Аналізуючи отримані графіки можна зробити висновок, що реалізація оптимального режиму руху скребкового конвеєра за допомогою частотного перетворювача відбувається досить точно. Найкраще співпадіння теоретичних та експериментальних даних дав критерій оптимізації середньоквадратичного значення швидкості зміни зусилля в робочій вітці конвеєра між вантажем та натяжною зірочкою (рис. 2, а), коефіцієнт варіації складає 4,97%. З графіків рис. 2 видно, що оптимізація режиму пуску дозволяє значно зменшити амплітуду коливань в ланках конвеєра.

Порівнюючи графіки на рис. 1 а,б і рис. 2 видно, що при реальному режимі руху конвеєр виходить на усталену швидкість за 0,4с, в той час як при оптимальному – за 1с. Такий плавний процес дозволяє зменшити амплітуду коливань, особливо це помітно для натяжного валу. Максимальна кутова швидкість при реальному режимі складає 29 рад/с, а при оптимальному – 21,5 рад/с. Це свідчить про те, що оптимізація режиму пуску дозволяє зменшити коливальний характер руху конвеєра на 25%, а значить і динамічні навантаження.

Друга серія дослідів передбачала встановлення залежності продуктивності Q (т/год), споживаної потужності P (кВт) та енергоємності транспортування зерна скребковим конвеєром E (кВт·год/т) від таких факторів: кута нахилу конвеєра до горизонту β (град.), швидкості руху тягового органу v (м/с), коефіцієнту опору руху вантажу по жолобу з врахуванням форми скребка ω_{on} (вантаж, що транспортується – кукурудза). Експерименти проведено за планом Бокса-Бенкена [10].

Скребкові конвеєри типу ТС-40 можуть бути як горизонтальними так і похилими (до 52°). Однак, при максимальному куті нахилу значно падає продуктивність, що обумовлено зменшенням коефіцієнту заповнення міжскребкового простору. Тому для дослідження оберемо середній діапазон значень кута нахилу конвеєра до горизонту β від 10° до 30° . Лінійна швидкість конвеєра v варіюється в межах 0,7 – 1,5 м/с. Для коефіцієнту опору руху вантажу (кукурудза) по жолобу з урахуванням форми скребків та матеріалу жолоба і скребків використано такі значення: для контактної поверхні сталь-сталь $\omega_{on} = 0,6$; для контактної поверхні пластик-пластик (прямі скребки) $\omega_{on} = 0,52$; для контактної поверхні пластик-пластик (ввігнуті скребки) $\omega_{on} = 0,44$.

Запишемо кодування:

$$x_1 = \frac{\beta - 20}{10}; \quad x_2 = \frac{\nu - 1}{0,3}; \quad x_3 = \frac{\omega_{on} - 0,52}{0,08}. \quad (1)$$

Наведемо результати кодування факторів в таблиці 1.

1. Результати кодування факторів.

Найменування факторів	Рівні і значення факторів			Інтервали варіювання
	-1	0	1	
Кут нахилу конвеєра β , град (x_1)	10	20	30	10
Усталена швидкість транспортування ν , м/с (x_2)	0,7	1	1,3	0,3
Коефіцієнт опору руху вантажу по жолобу (x_3)	0,44	0,52	0,6	0,08

Отримано математичну залежність взаємодії продуктивності Q , т/год з кодованими факторними ознаками, яка має такий вигляд:

$$y = 43,667 - 1,387x_1 + 10,587x_2 - 3,6x_3 - 0,3x_1x_3 + 0,125x_1x_3 - 0,875x_2x_3 + 0,317x_1^2 - 1,883x_2^2 + 1,492x_3^2. \quad (2)$$

Результати проведених досліджень показано на рис. 3 у вигляді поверхонь відгуку впливу змінних закодованих факторів на продуктивність.

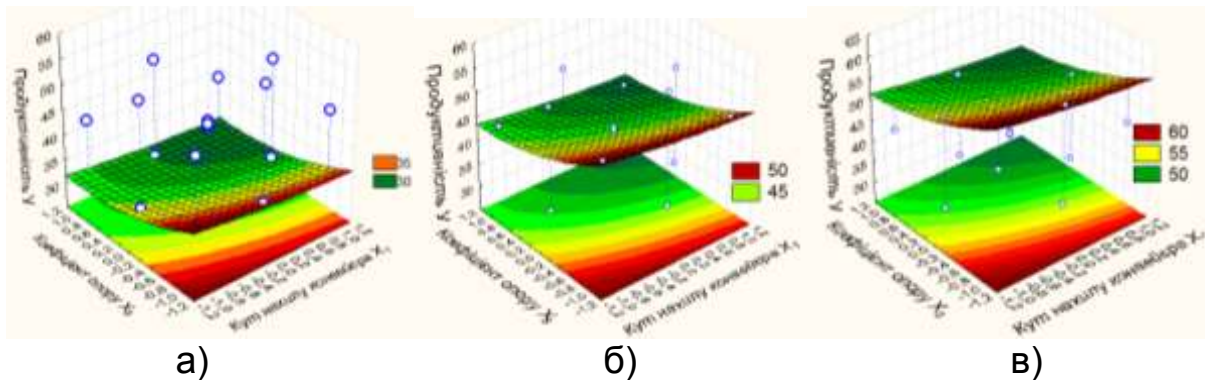


Рис. 3. Залежність продуктивності скребкового конвеєра від коефіцієнту опору руху і кута нахилу при швидкості транспортування: а) $\nu = 0,7$ м/с; б) $\nu = 1$ м/с; в) $\nu = 1,3$ м/с.

Аналіз взаємного впливу коефіцієнту опору та кута нахилу (рис. 3) показує, що максимальне значення продуктивності складає 60 т/год і досягається при швидкості транспортуванні 1,3 м/с, куті нахилу конвеєра до горизонту 10° та при мінімальному коефіцієнті опору $\omega_{on} = 0,44$, що відповідає контактній поверхні пластик-пластик та ввігнутій формі скребка. Це пояснюється тим, що така форма скребка забезпечує більший коефіцієнт заповнення міжскребкового простору.

Дослідження потужності P , κBm споживаної електродвигуном скребкового конвеєра при транспортуванні зерна (на прикладі кукурудзи) проводилось при таких же змінних факторах, як і для продуктивності та отримано таку математичну модель взаємодії факторних ознак другого порядку:

$$y = 1,863 + 0,06x_1 + 0,1687x_2 + 0,1462x_3 + 0,0425x_1x_2 + 0,0125x_1x_3 + 0,045x_2x_3 - 0,0267x_1^2 - 0,0041x_2^2 - 0,024x_3^2. \quad (3)$$

Результати проведених досліджень показано на рис. 4, на якому представлено поверхні відгуку впливу змінних закодованих факторів на споживану потужність скребкового конвеєра.

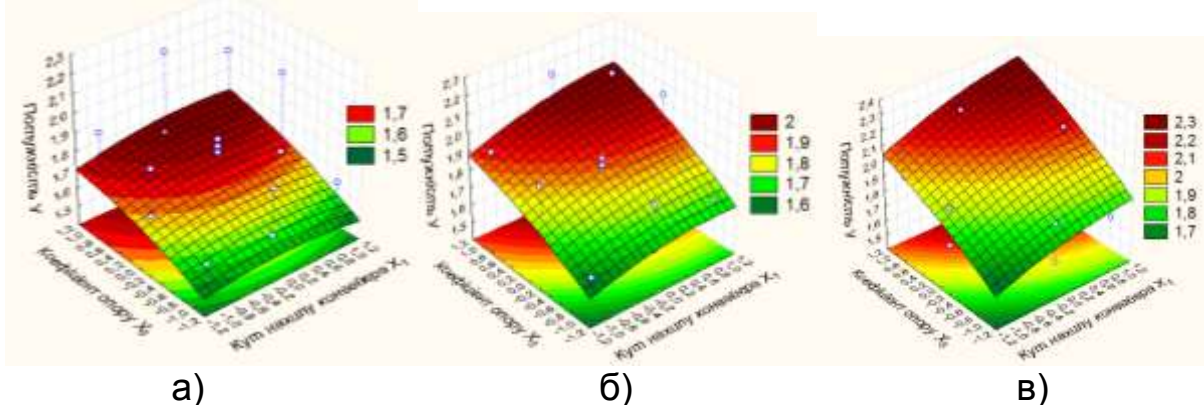


Рис. 4. Залежність споживаної потужності скребкового конвеєра від коефіцієнту опору руху і кута нахилу при швидкості транспортування: а) $v = 0,7 \text{ м/с}$; б) $v = 1 \text{ м/с}$; в) $v = 1,3 \text{ м/с}$.

Аналізуючи рис. 4 встановлено, що більшення швидкості транспортування до $v = 1,3 \text{ м/с}$ призводить до збільшення споживаної потужності на $0,35 \text{ кВт}$. Зі збільшенням кута нахилу конвеєра до $\beta = 30^\circ$ та коефіцієнту опору до $\omega_{on} = 0,6$, витрати потужності зростають на 13% . Суттєвому зниженню енерговитрат (до 15%) сприяє виготовлення поверхні жолоба з високоміцного поліетилену та застосування ввігнутої форми скребка. Така форма скребка забезпечує рівномірний розподіл навантаження на скребок по всій його поверхні, а отже зменшується і тяговий опір.

Проаналізовано питому енергоємність транспортування зерна E , $\kappa Bm \cdot \text{год}/t$ скребковим конвеєром. На рис. 5 представлено поверхні відгуку впливу змінних закодованих факторів (кута нахилу β , швидкості транспортування v та коефіцієнту опору ω_{on}) на питому енергоємність. Отримано таку математичну модель взаємодії вище зазначених факторних ознак другого порядку:

$$y = 0,0427 + 0,0027x_1 - 0,007x_2 + 0,0067x_3 + 0,00048x_1x_2 + 0,0006x_1x_3 - 0,00028x_2x_3 - 0,0007x_1^2 + 0,0035x_2^2 - 0,0014x_3^2. \quad (4)$$

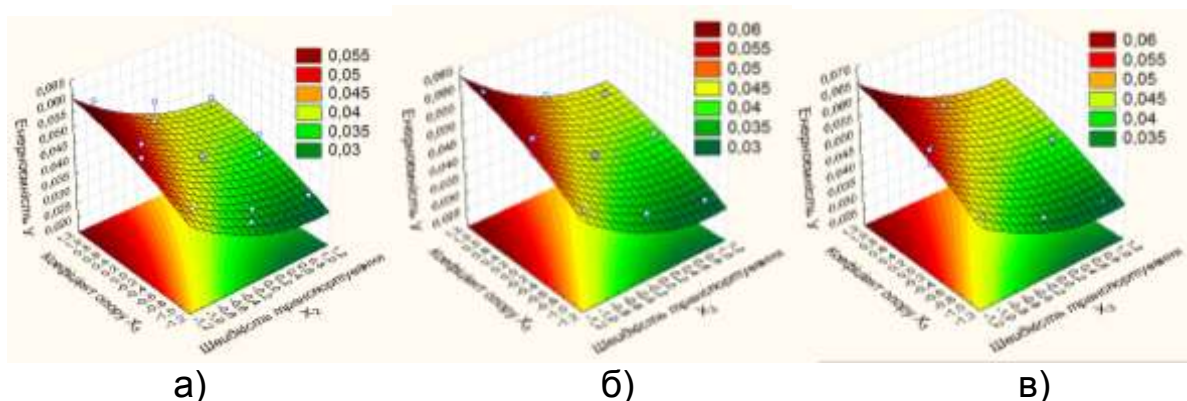


Рис. 5. Залежність енергоємності транспортування зерна скребковим конвеєром від коефіцієнту опору руху і швидкості транспортування при куті нахилу: а) $\beta = 10^\circ$; б) $\beta = 20^\circ$; в) $\beta = 30^\circ$.

З графіків на рис. 4 встановлено, що максимальне значення енергоємності складає 0,065 кВт·год/т при коефіцієнті опору $\omega_{on} = 0,6$. Застосування скребка розробленої форми з високоміцного поліетилену з коефіцієнтом опору руху $\omega_{on} = 0,44$ дозволяє зменшити енергоємність транспортування на 30%. Зі збільшенням швидкості транспортування збільшується продуктивність, а отже енергоємність зменшується, тому мінімальне її значення знаходиться в межах 0,03–0,035 кВт·год/т при $v = 1,3 \text{ м/с}$. Зміна кута нахилу конвеєра до горизонту від 10° до 30° збільшує енергоємність транспортування на 5%.

Висновок. Експериментальними дослідженнями підтверджено адекватність обраної математичної та динамічної моделей руху скребкового конвеєра. Підтверджено позитивний ефект від застосування керованого приводу за допомогою частотного перетворювача. Встановлено вплив кута нахилу конвеєра до горизонту β (град.), швидкості руху тягового органу v (м/с), коефіцієнту опору руху вантажу по жолобу з врахуванням форми скребка ω_{on} (вантаж, що транспортується – кукурудза) на продуктивність, споживану потужність, енергоємність транспортування зерна.

Список літератури

1. Бабокин Г.И. Автоматизированный электропривод конвейеров / Г.И. Бабокин, В.И. Шуцкий, Т.В. Насонова // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2003. – №10. – С. 240–241.
2. Григоров О. Оптимальное керування рухом механізмів вантажопідйомних машин / О. Григоров, В. Ловейкін. – К.: Наука, 1997. – 262 с.
3. Каширских В.Г. Управление пуском одноприводного скребкового конвейера / В.Г. Каширских, С.С. Переверзев // Вестник Кузбасского ГТУ. – 2005. – № 5. – С. 79–82.

4. Кондрахин В.П. Математическая модель для исследования нагрузок в двухскоростном многодвигательном приводе и тяговом органе скребкового забойного конвейера / В.П. Кондрахин, А.А. Мельник // Наукові праці ДонНТУ. – 2008. – Вип. 16 (142), Серія: гірничо-електромеханічна. – Донецьк. – С. 132–140.
5. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / В.С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
6. Ловейкін В.С. Багатомасова модель динаміки руху скребкового конвеєра з урахуванням дисипативних сил / В.С. Ловейкін, О.Ю. Костина // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). ПолтНТУ. – 2012. – Вип. 1(31). – С. 35–43.
7. Ловейкін В.С. Дослідження динаміки пуску скребкового конвеєра зі змінним навантаженням в процесі пуску / В.С. Ловейкін, О.Ю. Костина // Motrol. – 2011. – 13В. – С. 42–48.
8. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом / Ловейкін В.С., Ловейкін А.В., Ромасевич Ю.О. // Вісник ТДТУ. – 2010. – Том 15. – №1. – С. 7–13.
9. Ловейкін В.С. Оптимізація режиму пуску скребкового конвеєра / В.С. Ловейкін, О.Ю. Костина // Вісник тернопільського національного технічного університету. – 2012. – №1(65). – С. 64–69.
10. Некомпозиционные планы и их применение [Електронний ресурс]. – Режим доступу: URL: http://mdor.sourceforge.net/help_pe/index_ru.html – Назва з екрану.
11. Хорольський І.М. Динаміка ланцюгових систем і замкнутих контурів машин неперервного транспорту / І.М. Хорольський. – Львів: Наука, 1999. – 194 с.
12. Чугреев Л.И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом / Л.И. Чугреев. – М.: Недра, 1976. – 162 с.

Приведены основные результаты экспериментальных исследований динамики движения скребкового конвейера. Определенно зависимость производительности, потребляемой мощности и энергоемкости транспортировки зерна от параметров конвейера.

Динамика движения, энергоемкость транспортировки, энергозатраты.

The main results of pilot studies of movement dynamics of scraper conveyor are given. Dependence of productivity, power consumption and power consumption of transportation of grain on conveyor parameters is defined.

Movement dynamics, power consumption of transportation, energy consumption.

ОБҐРУНТУВАННЯ ВСТАНОВЛЕННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО ЗМІШУВАЧА-РОЗДАВАЧА

В.С. Хмельовський, кандидат технічних наук

У статті проведено аналіз роботи багатофункціонального змішувача-роздавача та обґрунтовано раціональне встановлення робочих органів, які задіяні в процесі приготування кормових компонентів до згодовування.

Змішувач-роздавач, кормоприготування, ніж, різання, енергозатрати.

Постановка проблеми. Зниження собівартості тваринницької продукції досягається шляхом реалізації науково обґрунтованих принципів, як всього виробничого циклу, так і окремих його елементів, зокрема, засобів механізації, які мають відповідати вимогам системи «людина-машина-тварина».

Аналіз останніх досліджень. На фермах ВРХ, з розвитком молочним та м'ясним напрямом, останнім часом все більше використовують багатофункціональні змішувачі-роздавачі. Машини такого типу прості в експлуатації та за певних умов забезпечують якісні показники кормової суміші. Однією з основних вимог, яку висувають до засобів механізації, задіяних у процесі приготування кормової суміші, є зменшення ресурсозатрат (енергетичні, трудові, матеріальні) [1, 4].

Подальший розвиток тваринництва потребує удосконалення технічних засобів для підготовки кормових компонентів до згодовування [1, 2].

Приготування кормової суміші у багатофункціональних змішувачах-роздавачах повинно відбуватись у стислі зоотехнічні строки, забезпечувати мінімальні втрати поживності та забруднення компонентів, і довести рівномірність змішування корму до величини $> 85 \%$. [3, 6].

Мета досліджень – обґрунтувати встановлення ножів, як основних робочих органів задіяних в подрібненні кормових матеріалів та забезпечити при цьому зменшення енергетичних затрат.

Результати досліджень Головним завданням кормоприготування є забезпечення тварин якісною кормовою сумішшю з мінімальними енергетичними та іншими затратами.

© В.С. Хмельовський, 2014

Нині в усіх країнах на фермах ВРХ з розвиненим молочним та м'ясним напрямом господарювання для приготування і роздавання кормів використовуються багатофункціональні змішувачі-роздавачі.

В процесі годівлі тварин така багатофункціональна машина виконує наступні операції: забір із сховищ стеблових та соковитих кормів; завантаження в приймальний бункер роздавача грубих кормів (в тому числі і у вигляді рулонів), зелених чи консервованих кормів (сінажу та силосу), коренеплодів; комбікормів концентратів з одночасним зважуванням завантаженої порції кожного компонента; подрібненням стеблових та соковитих кормів; змішуванням кормових компонентів; транспортуванням кормової суміші до виробничих приміщень; видачу корму в приймальний бункер стаціонарного роздавача або виконання безпосередньої роздачі корму в годівниці тваринам.

Змішувачі-роздавачі залежно від вихідної кормової сировини можуть працювати в режимі подрібнення, або доподрібнення. Подрібнення кормів в усіх багатофункціональних подрібнювачах-змішувачах, як з горизонтальним так і з вертикальним розміщенням шнеків здійснюють робочими органами (ножами різного конструктивного виконання). Встановлені при цьому під певним кутом до осі шнека або до днища машини.

З теорії різання відомо [6], що в процесі подрібнення, наприклад, у барабанних апаратах повинно бути усунуто тертя кормового матеріалу по поверхні ножа в наслідок цього зменшуються енергетичні затрати на приготування кормових компонентів.

Усунення тертя шару перероблюваного матеріалу по ножеві, в процесі різання, в багатофункціональному змішувачі-роздавачі, неможливе із за складності виконання технологічного процесу та конструкції рис. 1.

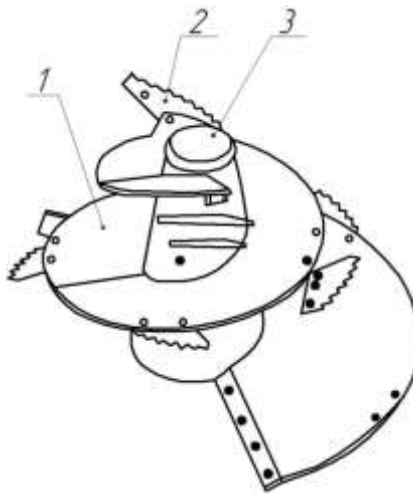


Рис. 1. Встановлення ножів на шнеку: 1 – шнек, 2 – ніж, 3 – вал шнека.

Встановлення ножів під кутом до горизонту рівним куту підняття гвинтової лінії шнека рис. 1, приводить до збільшення взаємодії корму із поверхнею ножа, тобто відбувається додаткове тертя корму до зовнішньої поверхні ножа рис. 2.



Рис. 2. Місця зношування ножів: а – ножі подрібнювача-змішувача з горизонтальним розміщенням шнека, б – ніж подрібнювача-змішувача з вертикальним розміщенням шнека та регулюванням кута атаки, в – ножі подрібнювача-змішувача з вертикальним розміщенням шнека.

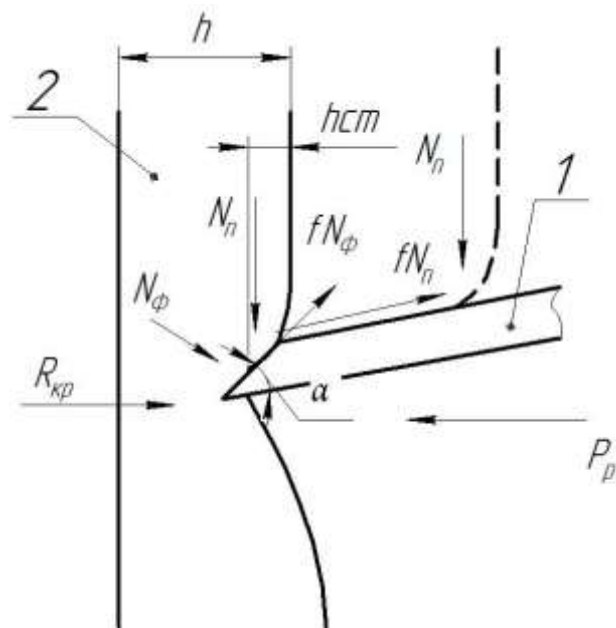


Рис. 3. Визначення зусилля різання: 1 – ніж; 2 – перероблюваний матеріал.

Спочатку розглянемо саму суть робочого процесу різання матеріалу лезом. Процес різання ножом шару матеріалу рис. 3 складається з попереднього ущільнення і розділення на частки. Дія з боку ножа з силою P_p , здатною перерізати матеріал, визначається з рівняння:

$$P_p = R_{kp} + fN_n + fN_\phi \cos \alpha, \quad (1)$$

де $R_{кр}$ – критичний опір матеріалу різанню, Н; fN_n – сила тертя, обумовлена тиском N_n матеріалу на поверхню ножа, Н; fN_ϕ – сила тертя, обумовлена тиском N_ϕ матеріалу на фаску ножа, Н.

Величину критичного опору матеріалу різанню професор Н.Ю. Резнік рекомендує визначати за формулою:

$$R_{кр} = \delta \cdot \Delta l \cdot \sigma_p, \quad (2)$$

де δ – товщина (гострота) леза, мкм; Δl – довжина активної частини ножа, м (залежить від шару перероблюваного матеріалу); σ_p – нормальне (контактне) руйнівне напруження, що виникає в матеріалі при перерізання, Па.

Відповідно до рівнянь (1) та (2) сила різання залежить від фізико-механічних властивостей (f , σ_p) перероблюваного матеріалу, гостроти δ леза і активної довжини Δl ножа, що безпосередньо здійснює процес перерізання. Отже, керувати силою різання можна вибором кута встановлення α та кута заточування (гостротою леза) ножа, а також шириною шару перероблюваного матеріалу.

Розглядаючи положення з яким встановлено ніж на гвинтовій поверхні шнеку ми виявили додатковий опір тертя, оскільки перерізаний корм рухається по поверхні ножа. Величина fN_ϕ та fN_n буде зростати від початку до кінця відповідно фаски або поверхні ножа рис. 4. Зростання сили тертя зумовлене сталим кутом встановлення ножа, який приведе до поступового ущільнення корму, а отже до збільшення об'ємної маси корму.

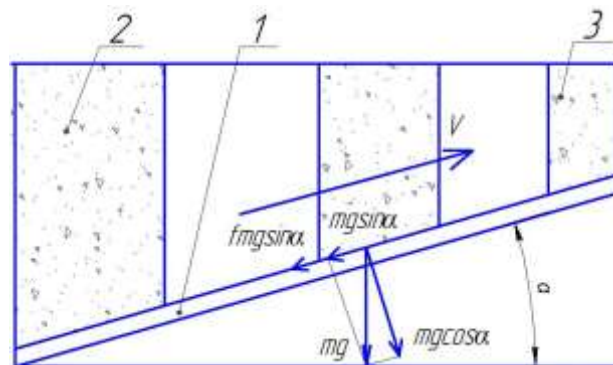


Рис. 4. До визначення сил опору при переміщенні кормового матеріалу по ножеві: 1 – ніж, 2 – початкова щільність корму, 3 – кінцева щільність корму.

В нашому випадку визначимо величину швидкості проходження кормового матеріалу по поверхні ножа.

$$m \frac{dV}{dt} = -mg \sin \alpha - fmg \sin \alpha, \quad (3)$$

де f – коефіцієнт тертя, $f = \tan \varphi$; φ – кут тертя.

$$m \frac{dV}{dt} = -mg \sin \alpha - tg \varphi \cdot mg \sin \alpha . \quad (4)$$

Проінтегрувавши рівняння при початкових умовах $V = V_0$; $S = 0$ при $t = 0$, отримаємо:

$$V = V_0 - gt \sin \alpha (1 + tg \varphi) . \quad (5)$$

Якщо $\alpha > 0$ то зусилля переміщення матеріалу зростає, а також збільшується зношування поверхні ножа.

Отже, розглянемо умову встановлення ножа на шнеку паралельно днищу бункера кормоприготувального агрегату рис. 5.

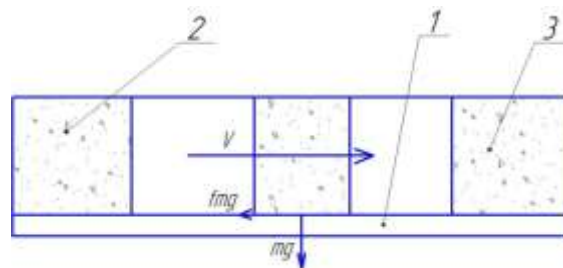


Рис. 5. До обґрунтування кута встановлення ножа: 1 – ніж, 2 – початкова щільність корму, 3 – кінцева щільність корму.

Адже тоді:

$$m \frac{dV}{dt} = -fmg , \quad (6)$$

$$V = V_0 - fgt . \quad (7)$$

Виходячи з умов руху розглянемо величину зусилля яка прикладається для переміщення кормового матеріалу по ножеві. На кормовий матеріал рис. 6, який знаходиться на ножеві діють наступні сили: тяжіння – mg , нормальна реакція площини – N , тертя – fN , сила, яка забезпечує переміщення матеріалу – P , сила, що описує взаємодію кормових компонентів між собою – B_3 .

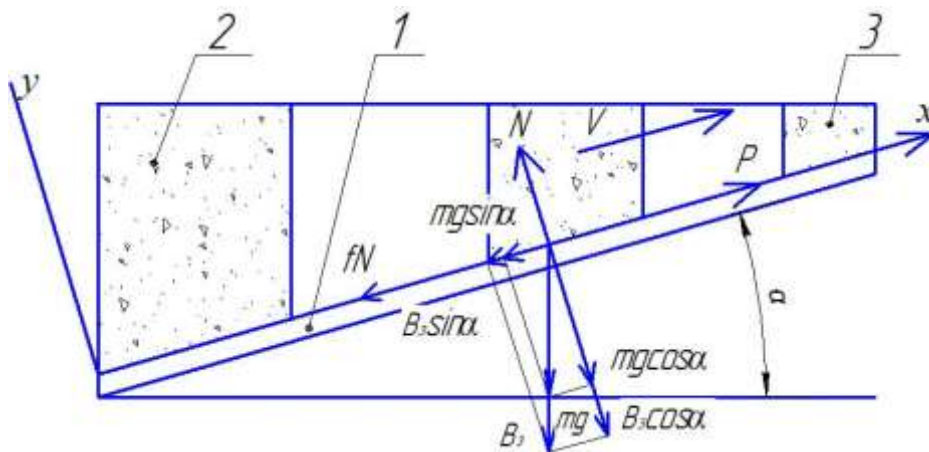


Рис. 6. Сили, які діють на ніж.

Вибрана система координат XOY . Вісь OX співпадає з напрямком руху. Вісь OY перпендикулярна йому. Після розкладання діючих на кормову суміш сил на осі координат складемо систему рівнянь в наступному вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma P_x &= P - mg \sin \alpha - B_z \sin \alpha - fN > 0 \\ \Sigma P_y &= N - B_z \cos \alpha - mg \sin \alpha = 0 \end{aligned} \right\}. \quad (8)$$

Знайдемо значення нормальної реакції N виходячи із системи рівнянь та запишемо рівняння у наступному вигляді:

$$P - mg \sin \alpha - B_z \sin \alpha - fB_z \cos \alpha - fmg \sin \alpha > 0. \quad (9)$$

Замінивши коефіцієнт тертя f через тангенс кута тертя, маємо $f = \operatorname{tg} \varphi$. Знайдемо силу P , яка забезпечує переміщення матеріалу по ножеві.

$$P = mg \sin \alpha + B_z \sin \alpha + \operatorname{tg} \varphi B_z \cos \alpha + \operatorname{tg} \varphi mg \sin \alpha. \quad (10)$$

Аналіз нерівності свідчить про те, що при збільшенні кута α нахилу ножа і кута φ тертя, збільшується сила P переміщення кормової суміші. Якщо $\alpha=0$, нерівність буде мати мінімальне значення.

Отже, розміщати ножі на шнеку необхідно горизонтально (паралельно до днища багатофункціонального змішувача-роздавача).

Висновок. Застосування науково обґрунтованих змін конструкції в багатофункціональному змішувачі-роздавачі приведе до того, що в процесі приготування кормової суміші дасть змогу знизити затрати енергетичних ресурсів, сприятиме підвищенню якості обробки кормів та зменшенню вартості одиниці продукції тваринництва.

Список літератури

1. *Василенко П.М.* Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / *П.М. Василенко*. – К.: УАСХН, 1960. – 283 с.
2. *Шацький В.В.* Якість змішування компонентів раціону – основа підвищення продуктивності тварин / *В.В. Шацький, Д.А. Мілько, Б.В. Болтянський, С.М. Коломиец, В.И. Семенов* // *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип. 1, т. 3. – С. 43–50.
3. *Коломієць С.М.* Напрями розвитку кормовиробництва України / *С.М. Коломієць, В.В. Крилов* // *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 9, т. 1. – С. 103–108.
4. *Ревенко І.І.* Шляхи удосконалення агрегатів для приготування і роздавання кормів рогатій худобі / *І.І. Ревенко, В.С. Хмельовський, Д.Ю. Бєлік* // *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім.*

Петра Василенка. – Х., 2010. – Вип. 95 «Сучасні проблеми вдосконалення технічних систем і технологій у тваринництві». – С. 250–258.

5. Югіна А.Д. Оптимальні типи годівлі корів на комплексах / А.Д. Югіна // Тваринництво України. – 1988. – №1. – С. 26–27.

6. Машины та обладнання для тваринництва / І.І. Ревенко, М.В. Брагінець, В.І. Ребенко. – К.: Кондор, 2009. – 730 с.

В статье проведен анализ работы многофункционального смесителя-раздатчика, а также обосновано рациональное положение рабочих органов которые задействованы в процессе приготовления кормовых компонентов к поеданию.

Смеситель-раздатчик, кормоприготовление, нож, резание, энергозатраты.

Its paper presents the analysis of multi-functional mixer-distributor and explained efficient installation of working bodies involved in preparation of feed components for feeding.

Mixer-distributor, preparation of feed, knife, cutting, energy costs.

УДК 631.348

ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ РОБОТИ МАЛООБ'ЄМНОГО ОБПРИСКУВАЧА НА ВИНОГРАДНИКАХ

К.М. Сєра, кандидат технічних наук

У статті представлено енергетичний аналіз впровадження малооб'ємного обприскувача на виноградниках. Розглянуто порівняння об'ємного і малооб'ємного обприскування з позиції енерго- і ресурсозберігання, розраховано екологічний ефект від їх використання.

Обприскувач, енергія, ресурси, екологія, пестициди, виноградник.

Постановка проблеми. Хімічний захист виноградників від шкідників і хвороб представляє собою важливий та необхідний агротехнологічний прийом, який запобігає втратам врожаю. Разом з тим, обприскування пестицидами є основним джерелом забруднення виноградних насаджень отруйними хімічними

© К.М. Сєра, 2014

- Петра Василенка. – Х., 2010. – Вип. 95 «Сучасні проблеми вдосконалення технічних систем і технологій у тваринництві». – С. 250–258.
5. Югіна А.Д. Оптимальні типи годівлі корів на комплексах / А.Д. Югіна // Тваринництво України. – 1988. – №1. – С. 26–27.
6. Машины та обладнання для тваринництва / І.І. Ревенко, М.В. Брагінець, В.І. Ребенко. – К.: Кондор, 2009. – 730 с.

В статье проведен анализ работы многофункционального смесителя-раздатчика, а также обосновано рациональное положение рабочих органов которые задействованы в процессе приготовления кормовых компонентов к поеданию.

Смеситель-раздатчик, кормоприготовление, нож, резание, энергозатраты.

Its paper presents the analysis of multi-functional mixer-distributor and explained efficient installation of working bodies involved in preparation of feed components for feeding.

Mixer-distributor, preparation of feed, knife, cutting, energy costs.

УДК 631.348

ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ РОБОТИ МАЛООБ'ЄМНОГО ОБПРИСКУВАЧА НА ВИНОГРАДНИКАХ

К.М. Сєра, кандидат технічних наук

У статті представлено енергетичний аналіз впровадження малооб'ємного обприскувача на виноградниках. Розглянуто порівняння об'ємного і малооб'ємного обприскування з позиції енерго- і ресурсозберігання, розраховано екологічний ефект від їх використання.

Обприскувач, енергія, ресурси, екологія, пестициди, виноградник.

Постановка проблеми. Хімічний захист виноградників від шкідників і хвороб представляє собою важливий та необхідний агротехнологічний прийом, який запобігає втратам врожаю. Разом з тим, обприскування пестицидами є основним джерелом забруднення виноградних насаджень отруйними хімічними

© К.М. Сєра, 2014

речовинами. Після потрапляння в біосферу, препарати захисту рослин здатні перебувати в незмінному стані тривалий час, забруднюючи ґрунти і ґрунтові води, а також рослини. Більшість пестицидів є канцерогенами, що зумовлює потенційну загрозу для здоров'я населення.

Аналіз останніх досліджень. Використання показників вартості для оцінки сільськогосподарських технологій в умовах інфляції призводить до необ'єктивності відображення результатів. Водночас економічний, енергетичний, екологічний, соціальний або будь-якій інший ресурс мають свою систему показників і на практиці часто використовуються незалежно один від одного.

Отже щоб порівняти ефективність двох технологій недостатньо провести лише аналіз приведених витрат в грошових одиницях. Визначення економічної ефективності технології хімічного захисту виноградарства в грошовому еквіваленті залишає поза увагою багато важливих факторів, а саме: рівень негативного впливу механізованого сільськогосподарського виробництва на ґрунти (екологічний фактор) і витрату непоновлюваної енергії (енергетичний фактор) [3].

Енергооцінка операцій технологічного процесу обприскування виноградарства розраховується за методикою, що запропоновано у [1, 2, 4], на підставі довідникових даних енергетичних еквівалентів засобів механізації та інших компонентів технології з урахуванням отриманої з врожаєм енергії.

Мета досліджень. Представити результати енергетичного аналізу від впровадження об'ємного та малооб'ємного вентиляторних обприскувачів на виноградниках з позиції енерго- і ресурсозбереження.

Результати досліджень. Енергетичний аналіз проведено для 9-ти обприскувань на 30 га виноградних насаджень у ДП «Алушта» (м. Алушта) за результатами випробувань модернізованого малооб'ємного обприскувача ОВН-300М з регульованим гідроприводом вентилятора. Контроль при перевірці здійснювався відносно серійного обприскувача ОВН-300, на якому для приводу вентилятора встановлено одноступінчастий редуктор.

Регулювання режимів залежно від розмірів виноградного куща дозволяє мінімізувати втрати і краще використовувати пестициди на виноградниках. Тому при обприскуванні ОВН-300М було запропоновано замінити об'ємне обприскування на малооб'ємне. На контрольному варіанті обробка проводилася за прийнятою в господарстві нормою витрати робочої рідини на виноградниках – 1000 л/га. Повна енергоємність технології хімічного захисту виноградарства від шкідників і хвороб визначали, як суму витраченої

енергії при виконанні кожної технологічної операції, тобто [4]:

$$E_{\text{вход}} = \sum_j E_{\text{вход},j}, \quad (1)$$

де j – номер технологічної операції.

Енергоємність одного обприскування складається із суми енергоємностей трактора і обприскувача, як маси металу, палива, пестицидів та праці механізатора. Кількість витраченої непоновлюваної енергії на 1 га для проведення обприскування $E_{\text{вход},j}$ складає, МДж/га:

$$E_{\text{вход},j_{\text{опр}}} = E_{\text{тр}} + E_{\text{обр}} + E_{\text{ДП}} + E_n + E_{\text{люд}}, \quad (2)$$

де $E_{\text{тр}}$ – енергоємність роботи трактора, як маси металу, МДж/га;

$E_{\text{обр}}$ – енергоємність роботи обприскувача, як маси металу, МДж/га;

$E_{\text{ДП}}$ – енергоємність палива, що витрачається, МДж/га;

E_n – енергоємність пестицидів, що витрачаються, МДж/га;

$E_{\text{люд}}$ – енергоємність праці механізаторів, МДж/га.

Енергоємність роботи засобів механізації (трактора ЮМЗ-6АКЛ і обприскувачів) на одиницю роботи визначається за формулою [1]:

$$E_{\text{см}} = E_{\text{тр}} + E_{\text{обр}} = \frac{\alpha_{\text{тр}} m_{\text{тр}} + \alpha_{\text{обр}} m_{\text{обр}}}{W_{\text{год}}}, \quad (3)$$

де $W_{\text{год}}$ – наробіток агрегату за годину, га/год;

$\alpha_{\text{тр}}, \alpha_{\text{обр}}$ – енергетичний еквівалент засобу механізації, МДж/(кг×год);

$m_{\text{тр}}, m_{\text{обр}}$ – маса засобу механізації, кг.

Енергетичний еквівалент трактора ЮМЗ-6АКЛ обприскувачів $\alpha_{\text{тр}} = 0,0243$ МДж/(кг×год);

$\alpha_{\text{обр}} = 0,246$ МДж/(кг×год) [2, 4]. Маса трактора $m_{\text{тр}} = 3890$ кг, маса суха конструктивна обприскувача ОВН-300 $m_{\text{обр}1} = 280$ кг, маса суха конструктивна ОВН-300М з регульованим гідроприводом $m_{\text{обр}2} = 250$ кг [1, 4]. Енергоємність дизельного палива $E_{\text{ДП}}$, що витрачається під час обприскування, визначали за формулою, МДж/га:

$$E_{\text{ДП}} = \frac{\alpha_{\text{ДП}} G_{\text{ДП}}}{W_{\text{год}}}, \quad (4)$$

де $\alpha_{ДП}$ – енергетичний еквівалент дизельного палива, $\alpha_{ДП} = 52,8$ МДж/кг; $G_{ДП}$ – норма витрати палива, кг/год.

Витрата енергії механізатором, МДж/га:

$$E_{люд} = \frac{n_{мех}}{W_{год}} \alpha_{мех}, \quad (5)$$

де $\alpha_{мех}$ – енергетичний еквівалент основних робітників, $\alpha_{мех} = 43,4$ МДж/(люд.×год); $n_{мех}$ – кількість механізаторів, $n_{мех} = 1$ люд.

Для визначення енергоємності пестицидів з урахуванням норми витрати на 1 га використовується наступна формула, МДж/га:

$$E_n = \alpha_n H_n, \quad (6)$$

де H_n – норма витрати пестицидів на 1 га, кг/га; α_n – енергетичний еквівалент активної речовини, МДж/кг.

Отримані результати витрат сукупної енергії для обприскування виноградних насаджень зведені в табл. 1.

1. Питомі витрати сукупної енергії на обприскування виноградних насаджень, МДж/га.

№ обприскування,	Виробництво основних засобів, $E_{см}$		ПММ, $E_{ДП}$		Трудові ресурси, $E_{люд}$		Пестициди, E_n		Сумарні, $E_{вход}$	
	ОВН-300	ОВН-300М	ОВН-300	ОВН-300М	ОВН-300	ОВН-300М	ОВН-300	ОВН-300М	ОВН-300	ОВН-300М
1.	39,68	34,90	129,51	106,29	10,54	9,71	730,00	328,50	909,74	479,41
2.	39,68	34,90	129,51	106,29	10,54	9,71	34,98	15,74	214,72	166,65
3.	39,68	34,90	129,51	106,29	10,54	9,71	260,04	130,02	439,78	280,93
4.	39,68	34,90	129,51	106,29	10,54	9,71	433,40	216,70	613,14	367,61
5.	79,37	69,80	259,02	230,81	21,08	19,42	109,04	54,52	468,51	374,55
6.	79,37	69,80	259,02	230,81	21,08	19,42	140,45	70,22	499,92	390,26
7.	79,37	69,80	259,02	230,81	21,08	19,42	780,12	468,07	1139,6	788,10
8.	79,37	69,80	259,02	230,81	21,08	19,42	109,04	65,42	468,51	385,46
9.	79,37	69,80	259,02	230,81	21,08	19,42	216,70	130,02	576,17	450,05
Разом	555,58	488,61	1813,2	1579,2	147,56	135,94	2813,8	1479,2	5330,1	3683,0

Аналізу структури витрат сукупної енергії на виконання технологічного процесу хімічного захисту виноградників по варіантах показав зниження витрати ПММ на 12,9% або на 233,91 МДж/га, зниження витрати пестицидів на 47% або 1334,55 МДж/га.

Річний енергетичний ефект визначаємо за формулою [3]:

$$\mathcal{E} = (E_{вход1} - E_{вход2}) \cdot A, \quad (7)$$

де E – приведені витрати енергії на одиницю роботи машин, які порівнюються, МДж/га; A – об'єм впровадження, га.

$$\mathcal{E} = (5330,1 - 3683,0) \cdot 30 = 49411,5 \text{ МДж}$$

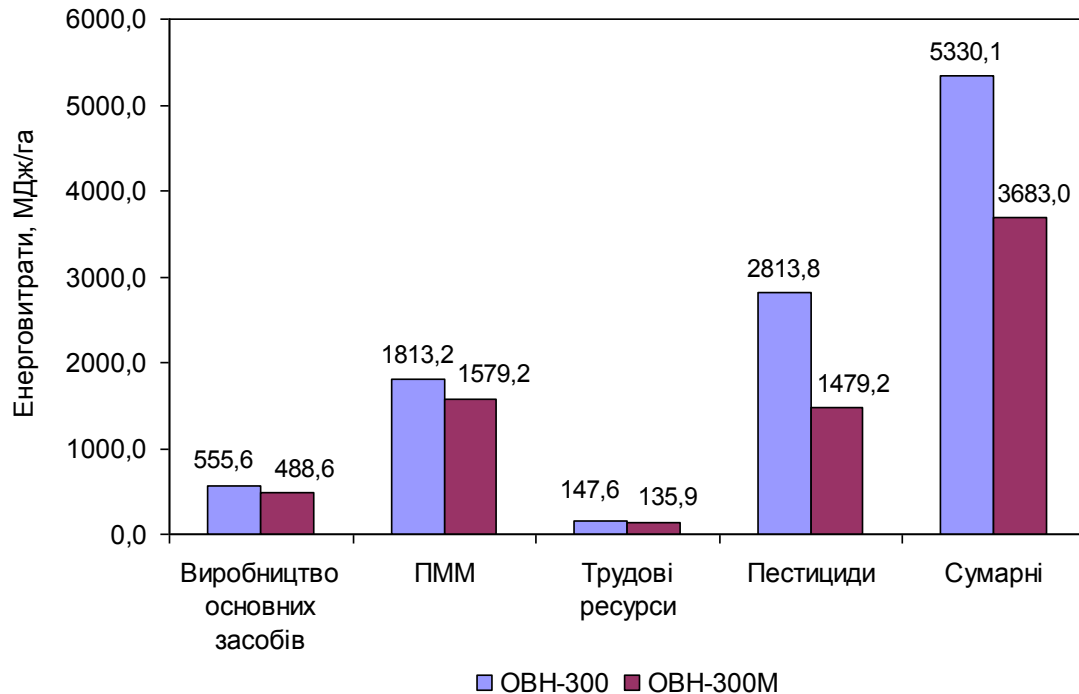


Рис. 1. Структура питомих витрат сукупної енергії на обприскування виноградних насаджень.

Економія сукупних витрат енергії склала, %:

$$K = \left(1 - \frac{E_{\text{виход2}}}{E_{\text{виход1}}} \right) \cdot 100, \quad K = \left(1 - \frac{3683,0}{5330,1} \right) \cdot 100 = 31\% \quad (8)$$

Таким чином, впровадження малооб'ємного обприскування дозволило зменшити питомі витрати сукупної енергії на 31%.

Порівняємо структуру питомих витрат в грошових (рис. 2,а) і енергетичних одиницях (рис. 2,б), результати представлено в процентному співвідношенні.

Аналіз показує, що найбільша частка витрат припадає на придбання палива та пестицидів. У структурі питомої вартості хімічного захисту виноградників витрати на придбання пестицидів складають 71 %, а в енергетичних показниках 40 %, тобто в 1,8 рази менше. Це підтверджує необ'єктивність використання грошових показників при оцінці технологічних процесів. Екологічний збиток, заподіяний спалюванням палива на виноградниках, виявився вищим, ніж від внесення пестицидів, і в структурі енерговитрат склав 43 %. Визначимо рівень екологічності технології виробництва

винограду по формулі [4]:

$$K_{\text{ЭК}} = \frac{E_{\text{вход}}}{\Pi_{\text{ЭК}}}, \quad (9)$$

де $\Pi_{\text{ЭК}}$ – екологічно допустима межа енергонасиченості технологічного процесу виробництва сільськогосподарської культури.

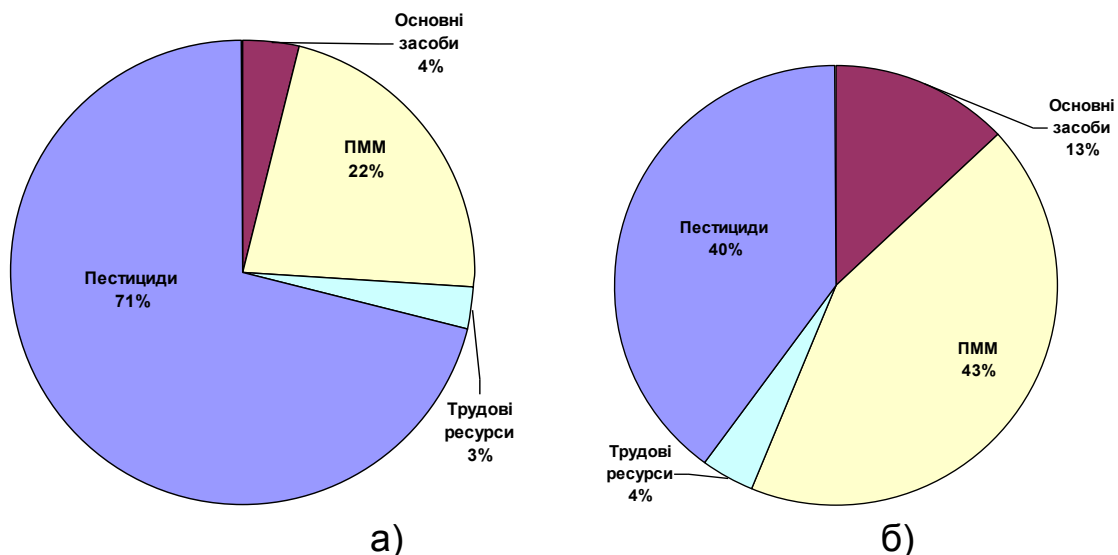


Рис. 2. Структура витрат засобів і енергії при хімічному захисті виноградників: а) грошові одиниці; б) енергетичні одиниці.

Межа витрат енергії, за якою подальше збільшення антропогенних навантажень в агроєкосистемах стає небезпечним для екологічної рівноваги природного середовища, складає 20...30 ГДж/га за календарний рік [1, 2, 4]. Проте оскільки в сучасних умовах ці межі вже перевищені, сумарне енергонавантаження повинне складати не більше ніж 13,6 ГДж/га [4].

$$K_{\text{ЭК1}} = \frac{5330,1}{13600} = 0,39; \quad K_{\text{ЭК2}} = \frac{3683}{13600} = 0,27.$$

Графіки на рис. 3 показують, що антропогенне навантаження хімічного захисту виноградників для обприскувачів, які порівнюються, склало 39% та 27% від допустимої норми.

В результаті впровадження малооб'ємного обприскування відбулося зниження антропогенного навантаження на виноградниках на 12%. Таким чином, пріоритетним завданням для забезпечення енергетичного балансу є зниження витрати непоновлюваної енергії.

Висновок. Малооб'ємне обприскування дозволило зменшити питомі витрати сукупної енергії на 31% і забезпечити зниження на 12% екологічної загрози хімічного захисту виноградних насаджень від шкідників і хвороб. У структурі питомих витрат енергії при

обприскуванні виноградників найбільша кількість енергії витрачається на використання палива і пестицидів. При цьому збиток, заподіяний спалюванням палива на виноградниках, виявився вищим, ніж від внесення пестицидів. Тому надалі особливу увагу слід приділяти впровадженню енергозберігаючих технологій і машин. Введення в конструкцію малооб'ємного вентиляторного обприскувача гідроприводу для регулювання подачі повітряно-рідинного потоку дозволить мінімізувати втрати пестицидів і витрату палива, а отже понизити витрати енергії на виконання обприскування.

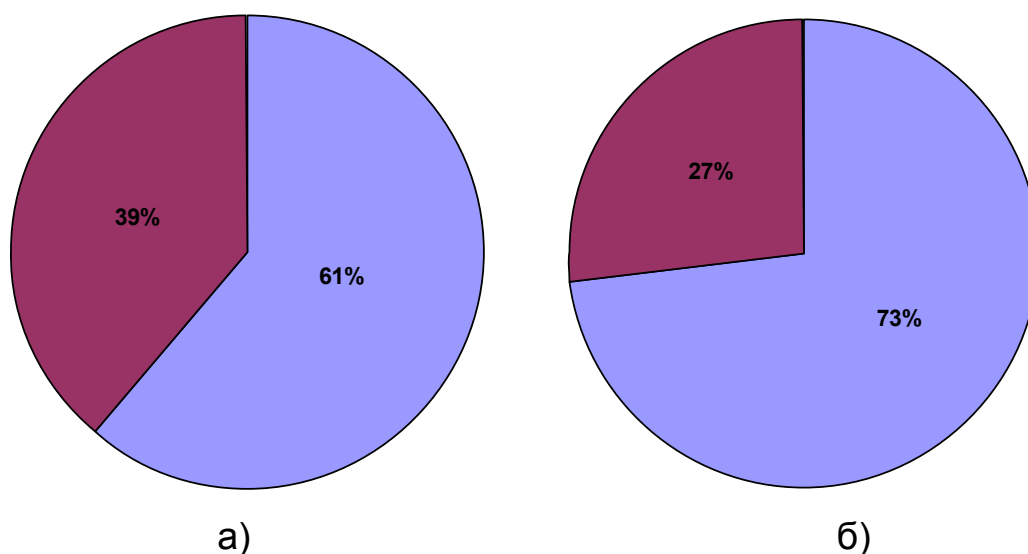


Рис. 3. Антропогенне навантаження хімічного захисту рослин: а) ОВН-300; б) ОВН-300М.

Список літератури

1. Догода П.А. Методы биоэнергетической оценки производства винограда / П.А. Догода. – Симферополь: Таврия, 2000. – 100 с.
2. Медведовський О.К. Енергетичний аналіз інтенсивних технологій в сільському господарстві / О.К. Медведовський, П.І. Іваненко. – К.: Урожай, 1988. – 114 с.
3. Кузьменко В.В. Взаимосвязь экономической и энергетической оценок эффективности производства / В.В. Кузьменко, Е.Г. Степанова // Сборник научных трудов. Серия "Экономика" // Северо-Кавказский государственный технический университет. – Ставрополь, 2002. – Вып. 5. – С. 132–141.
4. Пастухов В.І. Енергетична оцінка механізованих технологій рослинництва / В.І. Пастухов. – Х.: Ранок-НТ. 2003. – 100 с.

В статтє представлен енергетический анализ внедрения малообъемного опрыскивателя на виноградниках. Рассмотрено сравнение объемного и малообъемного опрыскивания с позиции энерго- и ресурсосбережения, рассчитан экологический эффект от их внедрения.

Опрыскиватель, энергия, ресурсы, экология, пестициды, виноградник.

The paper presents a result of energy supply analysis. Energy consumption was compared for volume and low-volume airblast sprayers at vineyards. Ecological efficiency was measured.

Sprayer, energy, resource, ecology, pesticides, vineyard.

УДК 614.8:631.3

КЛАСИФІКАЦІЯ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ЗАХИСТУ В КОНСТРУКЦІЇ МОБІЛЬНОЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

О.В. Войналович, кандидат технічних наук

В.П. Голод, аспірант*

Описано класифікацію технічних засобів захисту в конструкції тракторів та комбайнів сільськогосподарського призначення, як визначальної ланки у безпеці праці. Представлено основні вимоги до конструкції та улаштування технічних засобів захисту на мобільній сільськогосподарській техніці.

Технічні засоби захисту, мобільна сільськогосподарська техніка, захисні огорожі, пристрої аварійного зупинення.

Постановка проблеми. Безпека технологічної системи «людина-машина-довкілля» на механізованих процесах сільськогосподарського виробництва залежить від небезпек, закладених у кожній з її підсистем і пов'язаних з експлуатацією машини, діяльністю механізатора і станом виробничого довкілля. Кожна з підсистем охоплює велику кількість виробничих небезпечних і шкідливих чинників, вплив яких можна зменшити застосуванням технічних засобів безпеки [1].

За умов сучасного аграрного виробництва на механізованих роботах майже завжди присутній ризик нещасного випадку [2] через участь у технологічному процесі людини з її емоційними, фізіологічними і психологічними рисами. Тому охорона праці передбачає дослідження дій працівника-оператора, як потенційного джерела небезпеки, через його втому, помилковість виконання робочих операцій, незнання безпечних способів виконання робіт

*Науковий керівник – кандидат технічних наук О.В. Войналович

© О.В. Войналович, В.П. Голод, 2014

Опрыскиватель, энергия, ресурсы, экология, пестициды, виноградник.

The paper presents a result of energy supply analysis. Energy consumption was compared for volume and low-volume airblast sprayers at vineyards. Ecological efficiency was measured.

Sprayer, energy, resource, ecology, pesticides, vineyard.

УДК 614.8:631.3

КЛАСИФІКАЦІЯ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ЗАХИСТУ В КОНСТРУКЦІЇ МОБІЛЬНОЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

О.В. Войналович, кандидат технічних наук

В.П. Голод, аспірант*

Описано класифікацію технічних засобів захисту в конструкції тракторів та комбайнів сільськогосподарського призначення, як визначальної ланки у безпеці праці. Представлено основні вимоги до конструкції та улаштування технічних засобів захисту на мобільній сільськогосподарській техніці.

Технічні засоби захисту, мобільна сільськогосподарська техніка, захисні огорожі, пристрої аварійного зупинення.

Постановка проблеми. Безпека технологічної системи «людина-машина-довкілля» на механізованих процесах сільськогосподарського виробництва залежить від небезпек, закладених у кожній з її підсистем і пов'язаних з експлуатацією машини, діяльністю механізатора і станом виробничого довкілля. Кожна з підсистем охоплює велику кількість виробничих небезпечних і шкідливих чинників, вплив яких можна зменшити застосуванням технічних засобів безпеки [1].

За умов сучасного аграрного виробництва на механізованих роботах майже завжди присутній ризик нещасного випадку [2] через участь у технологічному процесі людини з її емоційними, фізіологічними і психологічними рисами. Тому охорона праці передбачає дослідження дій працівника-оператора, як потенційного джерела небезпеки, через його втому, помилковість виконання робочих операцій, незнання безпечних способів виконання робіт

*Науковий керівник – кандидат технічних наук О.В. Войналович

© О.В. Войналович, В.П. Голод, 2014

тощо. Разом з тим, технічні засоби безпеки праці мають відігравати вирішальну роль у розв'язанні проблеми комплексного зниження ризику травмування на механізованих процесах АПК, що дозволяє розглядати дану задачу як нову і актуальну.

Аналіз останніх досліджень. Нині дослідженням впливу наявності, функціональності та справності технічних засобів безпеки на ступінь забезпечення нормативів безпеки праці не приділяють належної уваги [3]. Керуючись статистичними даними про причини виробничого травматизму в АПК, які вказують як визначальні (близько 70 %) організаційні причини травм на підприємствах аграрної галузі [4], основні напрямки профілактичної працезахоронної роботи зосереджено на розробленні та впровадженні інформаційно-методичного забезпечення наглядової діяльності за охороною праці, методології контролю умов праці, удосконаленні організаційних засад системи управління охороною праці. Але глибинними причинами виробничого травматизму є саме відсутність на мобільних машинах захисних пристроїв чи їх несправність [5] – сучасний розвиток техніки дозволяють обладнати ними сільськогосподарські агрегати, запобігаючи помилковим діям працівника-оператора.

Основними технічними засобами безпеки для запобігання виробничого травматизму є огорожувальні, запобіжні, блокувальні та гальмівні пристрої, а також випробування систем машин для виявлення експлуатаційних дефектів [6]. Серед вимог [7], які висувають до технічних засобів безпеки, потрібно вказати: зниження ступеню небезпеки та шкідливості під час виконання технологічних операцій та технічного обслуговування машин (обладнання); забезпечення надійності роботи агрегатів за умови дотримання міцності (жорсткості) деталей та елементів конструкції, зручності під час обслуговування устаткування та засобів захисту; збереження продуктивності праці; виконання вимог технічної естетики тощо.

На основі аналізу функціонування різних видів технічних засобів безпеки праці на вітчизняних та зарубіжних тракторах і комбайнах має бути запропоновано оптимізаційний підхід забезпечення системами технічного захисту сільськогосподарських агрегатів з врахуванням підвищення рівня професійного ризику механізаторів у разі відсутності (вичерпання ресурсу роботи) таких систем [8].

Мета досліджень – представити класифікацію технічних засобів захисту в конструкції тракторів та комбайнів, що перебувають в експлуатації сільськогосподарських підприємств.

Результати досліджень. Нині загальноприйнятою аксіомою є те, що ступінь забезпеченості зарубіжних сільськогосподарських

агрегатів технічними засобами захисту значно вищий, ніж вітчизняних [9]. Разом з тим впровадження сучасних пристроїв захисту працівників на вітчизняних тракторах та комбайнах стримується з ряду причин. І справа не лише у намаганні максимально здешевити сільськогосподарську машину, що часто відбувається за рахунок здоров'я, а інколи й життя працівника. Помилково вважають, що якість виготовлення (складання) і технічний рівень визначають здебільшого лише продуктивність та надійність агрегату. Але забувають, що надійність техніки чи, наприклад, точність висівання зерна сільськогосподарської культури залежать не лише від якості металу шестерні чи конструкційних особливостей агрегату, а й від стану здоров'я і безпеки механізатора, наприклад його самопочуття, психофізіологічного стану. Потрібно зрозуміти, що тільки технічні засоби безпеки застережуть працівника від необдуманих чи помилкових дій, що особливо важливо під час роботи та технічного обслуговування сучасних мобільних сільськогосподарських агрегатів, коли на роздуми і вагання працівнику не залишається запасу часу. Дія технічних засобів захисту повинна забезпечити безпеку працівників від початку робочого процесу до його закінчення і не припинитися раніше усунення дії небезпечного або шкідливого виробничого чинника.

Іншим аспектом функціонування технічних засобів безпеки на тракторах і комбайнах є те, що ресурс наявної у сільськогосподарських підприємствах техніки практично вичерпано (він досяг критичної межі) [10]. Після 10-річного і більше термінів експлуатації за реалій сільськогосподарського виробництва в Україні трактори та інші самохідні сільськогосподарські машини є вже морально та фізично застарілими, за останнє десятиріччя машинно-тракторний парк сільськогосподарських підприємств зменшився кількісно, він не забезпечує своєчасного виконання механізованих робіт, що веде до збільшення професійного ризику. Багато вчених у галузі охорони праці в АПК вважають, що уникнути ризикових ситуацій у механізованих процесах сільськогосподарського виробництва нині вже неможливо. Цьому сприяє також і те, що під час ремонтів питанням відновлення технічних засобів безпеки праці не приділяють належної уваги.

Перелік пристроїв безпеки наведено у додатку 10 до Технічного регламенту безпеки машин та устаткування [6]. Далі представлено коротку характеристику окремих пристроїв безпеки у тракторах, самохідних сільськогосподарських машинах та інших мобільних агрегатах.

Захисні огорожі для знімних пристроїв трансмісії [11]. Знімні пристрої механічної передачі від універсального з'єднувального

вузла самохідної машини (або тягача) до першого опорного підшипника веденої машини необхідно розробити та встановити так, щоб усі рухомі частини під час роботи були захищені по всій їх довжині. Вал відбору потужності з боку самохідної машини (або тягача), до якого приєднано знімний пристрій механічної передачі, потрібно захистити огорожею, закріпленою на самохідній машині (або тягачі) та пов'язаною з нею. Щоб забезпечити доступ до знімного пристрою механічної передачі, захисні огорожі улаштовують відкривними.

Механізовані блокувальні знімні огорожі [12]. Після встановлення знімного пристрою повинен залишатися достатній простір для запобігання ушкодженню огорожі валом передачі під час руху машини (або тягача). Вхідний вал з боку веденої машини закривають захисним кожухом, закріпленим на цій машині. Приєднувати обмежувачі моменту обертання або обгінні муфти до передачі з універсальними шарнірами дозволено лише з боку веденої машини. Такий знімний пристрій механічної передачі потрібно відповідно промаркувати (позначити). Система приєднання знімного пристрою має бути такою, щоб у разі від'єднання машини пристрій та його захисна огорожа не пошкоджувалися від зіткнення з ґрунтом або частиною машини.

Огорожі і захисні пристрої для захисту осіб від рухомих частин машини. Зовнішні частини захисної огорожі повинні бути встановлені так, щоб вони не оберталися разом із знімним пристроєм механічної передачі. Захисна огорожа має закривати передачу: до країв внутрішніх вилок шарнірів – у разі застосування простих універсальних шарнірів, і, щонайменше, до середини зовнішнього шарніра чи шарнірів – у разі застосування ширококутових універсальних шарнірів. Якщо необхідно мати доступ до місць роботи поблизу знімних пристроїв механічної передачі, то огорожі передачі заборонено застосовувати як сходи, крім випадків, коли їх спеціально для цього розроблено та встановлено.

Витяжні системи для вихлопних газів машин [13, 14]. У кабінах вітчизняних тракторів застарілих моделей здебільшого використовують припливні вентилятори, що забезпечують зниження температури повітря у кабіні кілька градусів. Під час літніх польових робіт у кабінах тракторів та комбайнів, обладнаних таким видом вентилявання, температура може перевищувати зовнішню на 8-20 °С. Тому на тракторах і комбайнах потрібні ефективні засоби нормалізації повітря у кабінах, зокрема й для видалення шкідливих газів. Такими засобами нормалізації мікроклімату обладнано зарубіжні трактори та комбайни. У кабінах тракторів кращих зарубіжних виробників мікроклімат нормалізують з допомогою

фреонових кондиціонерів, які характеризуються широким діапазоном регулювання температури та забезпечують у кабіні комфортні умови праці механізатора.

Пристрої аварійного зупинення [15]. Так, наприклад, для зниження ризику травмування працівників, що обслуговують зернозбиральні комбайни на жнивах, улаштовують систему аварійного зупинення жатки комбайна. Таке раптове зупинення жатки буває необхідним, якщо у небезпечну зону потрапляють сторонні предмети чи у зоні роботи жатки з'являються сторонні особи.

Запобіжний механізм спрацьовує від натискання комбайнером спеціальної кнопки, улаштованої у кабіні. Тоді спрацьовує електромагніт, втягуючи якор, що приєднаний до сектора механізму зупинення. Останній елемент втримує собачку, яка після звільнення під дією пружини опускається та входить у паз храповика, встановленому на валу приводу похилої камери комбайна поряд із зірочкою приводу. Після зачеплення собачки з храповиком вал приводу похилої камери комбайна одразу зупиняється.

Пристрої для утримання людей на сидіннях. На робочих місцях механізаторів у кабінах тракторів та комбайнів необхідно улаштовувати паски безпеки, основна роль яких полягає в обмеженні переміщення тіла людини у разі зіткнення агрегату з перешкодою. За наявності пасків безпеки механізатор переміщається на певну відстань внаслідок деформування передніх частин мобільної машини (агрегату), а також амортизаційним властивостям самого паска. Ефективність застосування пасків безпеки достатньо висока – кількість травм зменшується на 75-80%, суттєво знижується також і важкість наслідків дорожньо-транспортних пригод.

Системи і прилади для зменшення рівня створюваного шуму і вібрації. Встановлено, що рівень шуму в кабінах вітчизняних тракторів застарілих моделей після 5-річної експлуатації перевищує допустимий на 3–6 дБА. На тракторах та комбайнах сучасних моделей рівень шуму і вібрації не перевищує нормативні показники. Еквівалентний рівень вібрації було перевищено на 1-5 дБ лише на тракторах МТЗ-82, ЮМЗ 8071, Т-150 К, МТЗ-80 під час проведення механізованого оброблення ґрунту [16]. Ефективним є улаштування у кабінах засобів звукоізолювання та звукопоглинання [17], встановлення ефективних глушників шуму та ін.

Захист механізатора у разі перевертання агрегату [18] забезпечується жорсткістю каркасу кабіни та задіянням пристроїв для утримання людей на сидіннях.

Конструкції для захисту від предметів, що падають. Машина має бути сконструйовано та виготовлено так, щоб навіть у разі часткового чи повного припинення енергопостачання або зупинення машини оператором не сталося небезпечного зміщення або неконтрольованого та неочікуваного падіння вантажу.

Висновок. На основі аналізу функціонування технічних засобів безпеки праці на вітчизняних та зарубіжних тракторах і комбайнах має бути запропоновано оптимізаційний підхід забезпечення системами технічного захисту сільськогосподарських агрегатів з врахуванням високого професійного ризику механізаторів.

Список літератури

1. Лехман С.Д. Дослідження закономірностей утворення небезпечних станів ергативних систем аграрного призначення / С.Д. Лехман, М.В. Панфілова // Збірник наукових праць Вінницького нац. аграрн. університету. Серія: Технічні науки, 2012. – Вінниця, 2012. – Вип. 11. – Т. 1(65). – С. 236–241.
2. Wojnalowich A.V. Ocena ryzyka zawodowego w branżach rolniczych Ukrainy / A.V. Wojnalowich, W.G. Capko // Ocena ryzyka zawodowego w rolnictwie. Praca zbiorowa pod redakcją Agnieszki Buczaj, Leszka Soleckiego. – Lublin, Instytut medycyny wsi, 2010. – P. 239–246.
3. Марчишина Є.І. Небезпечні зони на виробництві / Є.І. Марчишина, В.В. Василевська // Сучасне птахівництво. – 2012. – №6. – С. 28–30.
4. Войналович О.В. Аналіз причин нещасних випадків у сільському господарстві за останні роки / О.В. Войналович // Проблеми охорони праці, промислової та цивільної безпеки: Збірник матеріалів Десятої Всеукраїнської науково-методичної конференції (з участю студентів), м. Київ, 13-15 травня 2014 р. – К.: НТУУ “КПІ”, 2014. – С. 33–38.
5. Зінчук М. Дослідження зміни рівня безпечності технічних засобів для сільськогосподарського виробництва в процесі експлуатації / М. Зінчук // Техніка і технології АПК. – 2012. – № 5 (32). – С. 25–27.
6. Технічний регламент безпеки машин та устаткування, затверджений Постановою Кабінету Міністрів України від 12 жовтня 2010 р. № 933.
7. Лисюк М.О. Виробнича безпека в сільськогосподарському виробництві / М.О. Лисюк // Охорона праці і пожежна безпека. – 2013. – № 7. – Ч. 2. Безпека праці в рослинництві. – С. 17–19.
8. Войналович О.В. Незадовільний технічний стан мобільної сільськогосподарської техніки як одна з основних причин виробничого травматизму / О.В. Войналович, Д.Г. Кофто, В.П. Голод // Проблеми охорони праці, промислової та цивільної безпеки: Збірник матеріалів Десятої Всеукраїнської науково-методичної конференції (з участю студентів), м. Київ, 13-15 травня 2014 р. – К.: НТУУ “КПІ”, 2014. – С. 39–44.
9. Методичні рекомендації щодо попередження виробничого травматизму та професійних захворювань під час роботи на зарубіжній та вітчизняній сільськогосподарській техніці з урахуванням професійних ризиків. Затверджено Наказом МАПП України від 13.12.2012 р. № 768.
10. Войналович А. Методология определения риска травмирования механизаторов за данными дефектоскопического контроля / А. Войналович // MOTROL. Commission of motorization and energetic in agriculture. An International

Journal on Operation of Farm and Agri-food Industry Machinery. – 2014. – Vol. 16. – No 3. – P. 130-137.

11. ДСТУ EN 953:2003 Безпечність машин. Огорожі. Загальні вимоги до проектування і конструювання нерухомих та рухомих огорож.
12. ДСТУ EN 1088:2003 Безпечність машин. Блокувальні пристрої, з'єднані з огорожами. Принципи проектування і вибору
13. ДСТУ 3191-95 Обладнання для кондиціонування повітря та вентиляції. Загальні вимоги безпеки.
14. ДСП 3.3.2.041-99 Санітарні правила по обладнанню та влаштуванню тракторів і сільськогосподарських машин. Затверджені постановою Головного державного санітарного лікаря України від 01.12.1999 р. № 41.
15. ДСТУ EN 418-2003 Безпечність машин. Пристрої аварійної зупинки. Функціонування і принципи проектування.
16. Цалко В.Г. Гігієнічна характеристика умов праці при механізованому вирощуванні та збиранні ріпаку / В.Г. Цалко, М.Ю. Стеренбоген, О.М. Ткаченко та ін. // Науковий вісник НУБіП України. – К., 2010. – Вип. 144. – Ч. 2. – С. 67–76.
17. ДСТУ 7238:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби колективного захисту працюючих. Загальні вимоги та класифікація
18. ДСТУ 2189-93 Система стандартів безпеки праці. Машини сільськогосподарські навісні та причіпні. Загальні вимоги безпеки.

Описана классификация технических средств защиты в конструкции тракторов и комбайнов сельскохозяйственного назначения как определяющего звена в безопасности труда. Представлены основные требования к конструкции и устройству технических средств защиты на мобильной сельскохозяйственной технике.

Технические средства защиты, мобильная сельскохозяйственная техника, защитные ограждения, устройства аварийной остановки.

Classification of technical equipments of defence in construction of tractors and combines of agricultural setting as qualificatory link in safety of labour is described. The basic requirements to construction and arranging of technical equipments of securing for mobile agricultural machinery are presented.

Technical equipments of defence, mobile agricultural machinery, protection enclosure, devices of emergency stopping.

ДОСЛІДЖЕННЯ РЕОЛОГІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОРМОСУМІШЕЙ ПІД ВПЛИВОМ ВІБРАЦІЙНИХ ПОЛІВ

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
Ю.В. Човнюк, А.В. Гудова, кандидати технічних наук***

В роботі представлені результати теоретичних досліджень впливу вібраційних сил на показники процесу транспортування-змішування. Подано схему реологічного стану кормосумішей під дією вібрації.

Реологія, кормосуміш, вібрація, напруження зсуву, в'язкість.

Постановка проблеми. Однією з технологічних задач у виробництві й транспортуванні кормосумішей є приведення їх у стан течії (при перебуванні у шнеку). Ця задача розв'язується шляхом динамічного знакозмінного навантаження (вібрації). До того ж вібрація кормосуміші (певної частоти, амплітуди, поляризації) сприяє зниженню сил опору (тертя), які виникають при її транспортуванні-змішуванні.

Доцільність розділення процесу формоутворень у кормосуміші, диктується особливостями фізико-механічних явищ, які протікають у сумішах під впливом вібраційних полів. Вивчення умов трансформації сил сухого тертя у в'язке, причин виникнення пружних і дисипативних сил, механізмів зниження в'язкості кормосуміші та інших питань реології кормосумішей сприяє вирішенню багатьох технологічних задач і у першу чергу спрямовані на вибір раціональних режимів вібрування кормосумішей при їх транспортуванні за допомогою шнекових пристроїв.

Аналіз останніх досліджень. Питання, пов'язані з дослідженням механізму вібраційного переміщення сипких матеріалів, розглянуто у роботах: І. І. Блехмана [2], П. С. Берника [11], І. Х. Гончаревича [3, 4], Л. В. Межуєвої [5], В. О. Плачкової [6], В. М. Потураєва [7], С. А. Русанова [8] та інших. Зокрема, Л. В. Межуєвою розроблено математичну модель процесу віброзмішування сипких кормових мас при приготуванні кормів для свиней в змішувачі періодичної дії з внутрішніми віброактивними поверхнями; встановлено і обґрунтовано вплив фізико-механічних, реологічних, режимних і конструктивно-технологічних параметрів на процес змішування.

© В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, А.В. Гудова, 2014

Плачкова В.О. [6] експериментально обґрунтувала межі інтенсивності кутової вібрації; вивела диференціальне рівняння руху корму у віброгвинтовому дозаторі, завдяки якому можна оцінити вплив параметрів кутової вібрації і коефіцієнтів тертя на величину подачі і питому енергоємність процесу.

Як правило, реологічні дослідження кормосумішей проводять лише у статичному стані чи у режимі усталених коливань (після закінчення перехідних процесів).

У даному **(мета) дослідженні** зроблена спроба провести теоретично обґрунтовану оцінку реологічних властивостей кормосуміші під час вібраційної дії.

Результати досліджень. Найбільш важливим реологічним параметром є час релаксації кормосуміші. Відомо, що у момент припинення динамічного впливу зазвичай будь-яка суміш переходить зі стану в'язкої течії у структуровану систему.

Цей проміжок часу можна з деяким наближенням вважати величиною релаксації й оцінити співвідношенням:

$$t_p \equiv \tau_{\text{релакс}} = \frac{1}{\tilde{n}} \cdot \ln \left(\frac{y_n}{y_{n+1}} \right), \quad (1)$$

де $\tilde{n}$ – коефіцієнт в'язкого опору; y_n, y_{n+1} – амплітуда коливань кормосуміші у n -ому й $(n+1)$ -му періодах коливань відповідно.

Тривалість релаксації кормосуміші ($\tau_{\text{рел}}$) справляє суттєвий вплив на вибір режимів динамічного навантаження і, зокрема, частоти вібрації. Ця залежність може бути подана у вигляді співвідношення:

$$w \geq \frac{\tilde{n}}{\ln \left(\frac{y_0}{\alpha} \right)}, \quad (2)$$

де w – частота вібрації; y_0 – амплітуда коливань вібраційного поля; α – число періодів власних коливань кормосуміші до повного затухання.

Залежність (2) дозволяє за відомого значення коефіцієнта в'язкого опору і амплітуди вимушених коливань призначати параметр частоти, котрий забезпечує найбільшу ефективність вібраційного впливу.

У кормосумішах з сухим тертям, внаслідок невисоких значень пружних характеристик, імпульс затухає протягом одного періоду власної частоти коливань ($\tau_{\text{релаксації}} \ll T$), тобто період релаксації у суміші набагато менше періоду коливань ($T = 2\pi/w$).

Для кормосуміші з переважно в'язкими властивостями коливання від одиничного імпульсу носять періодичний затухаючий характер ($\tau_{\text{релаксації}} \gg T$). У залежності від співвідношення пружних та дисипативних властивостей кормосуміші період і декремент затухання будуть різними. Там, де у суміші мало рідкої компоненти (в'язких властивостей кормосуміші), ще помітним є вплив сухого тертя, що, до речі, викликає деяку нелінійність й аперіодичність коливань. Дослідження поведінки кормосуміші під дією короткотривалих імпульсів дозволяє подати якісну та кількісну оцінку реологічного стану. Так для визначення в'язкого опору можна скористатись залежністю наступного виду:

$$\tilde{n} = \frac{y^* \cdot w_1}{2\pi}, \quad (3)$$

де w_1 – власна частота коливань системи; $y^* = \ln \frac{y_n}{y_{n+1}}$ – декремент затухання.

Схема реологічного стану кормосумішей під дією вібрації. В залежності від характеру вібраційного впливу загальний цикл ущільнення кормосуміші можна розділити на три стадії.

1. На початковому етапі вібрування кормосуміші переважають сили сухого тертя. Прояв та їх тривалість існування різні. Для рухливих кормосумішей тривалість обчислюється кількома секундами, а для помірно жорстких й жорстких – десятками секунд. Спостерігається переукладання складових кормосуміші, випадкове їх розміщення, а також неповний контакт частинок вказаної суміші між собою. Такий рух елементів кормосуміші сприяє зниженню сил тертя між частинками суміші, більш компактному їх розташуванню.

2. Під впливом динамічного навантаження система легко переходить у другу стадію шляхом перебудови випадкової структури у стійку у результаті переукладання та взаємної орієнтації твердих часточок суміші.

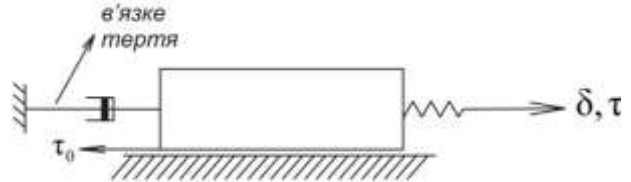
3. Для останньої стадії вібрування характерне зникнення сил кулонівського тертя. Коливання частинок й кормосуміші у цілому носять синусоїдальний характер, зсув фаз між ними наближається до нуля, амплітуда коливань стабілізується. У гранично зруйнованому стані кормосуміш має лише в'язкопружні властивості.

Наведені вище міркування дозволяють висунути загальну схему реологічного стану кормосумішей під дією вібрації (рис. 1). Тут зони I –II –III представляють собою етапи, що характеризуються реологічними станами кормосуміші, у вигляді моделей сухого тертя, Шведова-Бінгама, Кельвіна-Фойгта.

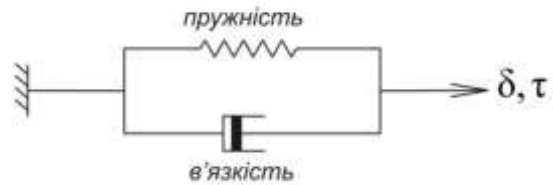
I:
Сухе тертя



II:
В'язкопластичне
середовище Шведова-
Бінгама $\tau = \tau_0 + \eta \dot{\gamma}$,
 τ_0 – граничне напруження
зсуву;
 η – пластична в'язкість
кормосуміші



III:
В'язкопружна модель
Кельвіна-Фойгта



$I \rightarrow II \rightarrow III$

Рис. 1. Схема реологічного (еволюціонуючого) стану кормосумішей під впливом вібраційних полів.

На цій стадії кормосуміш має елементи сухого тертя, але переважаючими стають сили в'язкого та пружного опорів. Період складає $\frac{1}{3}$ і більше від загального циклу вібрування суміші.

Вплив частоти коливань на прояв властивостей кормосуміші у межах моделі Кельвіна-Фойгта. Вплив частоти коливань на прояв властивостей кормосуміші, як середовища, описується реологічною моделлю Кельвіна-Фойгта [9], і може бути визначений рівнянням наступного типу:

$$\frac{\tau}{G} = \gamma + \lambda \cdot \dot{\gamma}, \quad (4)$$

де τ – напруження зсуву у суміші; G – модуль зсуву; γ – деформація зсуву; $\lambda = \frac{\eta}{G}$ – час релаксації системи (тобто скільки часу система пам'ятає, що вона була навантажена); η – динамічна в'язкість кормосуміші.

При зміні деформації за синусоїдальним законом $\gamma = \gamma_0 \cdot \sin wt$, матимемо:

$$\tau = G \cdot \gamma_0 \cdot (\sin wt + \lambda w \cdot \cos wt) = G \cdot \gamma_0 \cdot \sqrt{1 + \lambda^2 w^2} \cdot \sin(wt + \varphi), \quad (5)$$

де γ_0 – амплітуда деформації зсуву; w – частота (кутова) вібрації;
 t – час; $\varphi = \arctg\left(\frac{1}{\lambda w}\right)$. Тоді:

$$\sin \varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda^2 w^2}}; \quad \cos \varphi = \frac{\lambda w}{\sqrt{1 + \lambda^2 w^2}}. \quad (6)$$

Проаналізуємо вираз (5).

А. Якщо $\lambda w \gg 1$, то в'язкість середовища кормосуміші велика, а частоти вібрації високі:

$$\frac{\eta \cdot w}{G} \gg 1, \quad (7)$$

тоді:

$$\tau = G \cdot \gamma_0 \cdot \sqrt{1 + \lambda^2 w^2} \cdot \sin wt, \quad \varphi \rightarrow 0, \quad (8)$$

тобто τ й γ співпадають по фазі коливань, і наближено маємо:

$$\tau \approx G \cdot \gamma_0 \cdot \lambda w \cdot \sin wt, \quad \gamma = \gamma_0 \cdot \sin wt. \quad (9)$$

Отже, вібрація посилює напруження у кормосуміші. Тобто із зростанням частоти w , у суміші зростають напруження зсуву, які сприяють швидшому руйнуванню суміші і легшому у ній перемішуванню компоненти (у рамках моделі Кельвіна-Фойгта).

Б. Якщо $\lambda w \ll 1$, то в'язкість середовища кормосуміші мала, частоти вібрації низькі:

$$\frac{\eta \cdot w}{G} \ll 1, \quad (10)$$

тоді:

$$\tau = G \cdot \gamma_0 \cdot \sqrt{1 + \lambda^2 w^2} \cdot \sin\left(wt + \frac{\pi}{2}\right), \quad \varphi \rightarrow \frac{\pi}{2}, \quad (11)$$

тобто τ й γ зсунуті по фазі коливань, і наближено маємо:

$$\tau \approx G \cdot \gamma_0 \cdot \cos wt, \quad \gamma = \gamma_0 \cdot \sin wt. \quad (12)$$

У цьому випадку вібрація слабо змінює напруження у кормосуміші.

В. Якщо $\lambda w \sim 1$, то

$$\frac{\eta \cdot w}{G} \sim 1, \quad (13)$$

тоді:

$$\tau = G \cdot \gamma_0 \cdot \sqrt{2} \cdot \sin\left(wt + \frac{\pi}{4}\right), \quad \varphi \rightarrow \frac{\pi}{4}, \quad (14)$$

тобто τ й γ зсунуті по фазі коливань на $\frac{\pi}{4}$, і вібрація підвищує напруження у кормосуміші у $\sqrt{2}$ разів, при цьому $\gamma = \gamma_0 \cdot \sin wt$.

Отже, вібрація підвищує напруження зсуву у кормосуміші у 1,4 раза, що приводить до покращання однорідності суміші в межах 8–10 %.

Висновок. У будь-якій реологічній моделі, сили опору рухові компоненти у кормосуміші при дії вібрації зменшуються, а саме перемішування її з кормосумішшю інтенсифікується. Отже, в залежності від інтенсивності частоти коливань змінюється напруження зсуву у кормосуміші, що, в свою чергу, впливає на її однорідність.

Список літератури

1. Берник М.П. Энергозберігаючий вібропривод нового змішувача для переробних виробництв : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.02.03 «Системи приводів» / М.П. Берник. – Вінниця, 2001. – 20 с.
2. Блехман И.И. Вибрационное перемещение / И.И. Блехман, Г.Ю. Джанелидзе. – М.: Наука, 1964. – 410 с.
3. Гончаревич И.Ф. Вибрация – нестандартный путь / И.Ф. Гончаревич. – М.: «Наука», 1986. – 207 с.
4. Гончаревич И.Ф. Динамика вибрационного транспортирования / И.Ф. Гончаревич. – М.: Наука, 1972. – 244 с.
5. Межуева Л.В. Обоснование влияния виброэффектов на однородность кормовой смеси: Дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Межуева Лариса Владимировна. – Оренбург, 2003. – 241 с.
6. Плачкова В.А. Совершенствование рабочего процесса винтового дозатора трудносыпучих кормов путем применения угловой вибрации: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / В.А. Плачкова. – Челябинск, 1984. – 20 с.
7. Потураев В.Н. Вибрационные транспортирующие машины: основы теории и расчета / В.Н. Потураев, В.П. Франчук, А.Г. Червоненко. – М.: Машиностроение, 1964. – 272 с.
8. Русанов С.А. Математичне моделювання процесу віброкипіння сипких середовищ / С.А. Русанов, К.В. Луняка, В.В. Карманов // Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы. – 2006. – №1(17). – С. 32–40.
9. Уилкинсон У.Л. Неньютоновские жидкости / У.Л. Уилкинсон. – М.: Мир, 1964. – 800 с.

В работе представлены результаты теоретических исследований влияния вибрационных сил на показатели процесса транспортировки-смешивания. Представлена схема реологического состояния кормосмесей под действием вибрации.

Реология, кормосмесь, вибрация, напряжение сдвига, вязкость.

The paper presents results of theoretical studies of influence of vibrational forces on parameters of transportation-mixing. The scheme of rheological state of forage mixture under vibration is submitted.

Rheology, forage mixture, vibration, shear stress, viscosity.

УДК 631.331.54

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ ЛАБОРАТОРНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТОЧНОСТІ ВИКОНАННЯ ПРОЦЕСУ ДОЗУВАННЯ НАСІННЯ

О.О. Банний, кандидат технічних наук

П.С. Попик, інженер*

В статті представлена експериментальна установка, за допомогою якої проводяться дослідження роботи пневмомеханічного висівного апарата на його точність виконання основних функцій. Показано будову установки її схему та описано принцип її роботи.

Пневмомеханічний висівний апарат, експериментальна установка, точний посів, насіння, висів, дозування.

Постановка проблеми. Проведення досліджень для виявлення основних показників якості й точності висіву насіння просапних технічних культур пневмомеханічним висівним апаратом потребує лабораторної установки, на якій можливо провести попередній аналіз пневмомеханічного апарату.

Аналіз останніх досліджень. В основу розробки і роботи експериментальної установки покладено принцип дозування насіння і виділення їх від загальної маси пневмомеханічним апаратом [1, 3]. Як і у серійних пневмомеханічних висівних апаратах, дозуючий елемент представляє собою рухомий диск з комірками, розташованими з певним кутовим кроком (рис. 1).

Мета досліджень. За допомогою запропонованої лабораторної установки необхідно забезпечити можливість визначати показники точності висіву технічних культур.

Результати досліджень. Загальний вигляд експериментальної установки представлено на рис 2.

***Науковий керівник – доктор технічних наук А.І. Бойко**

© О.О. Банний, П.С. Попик, 2014

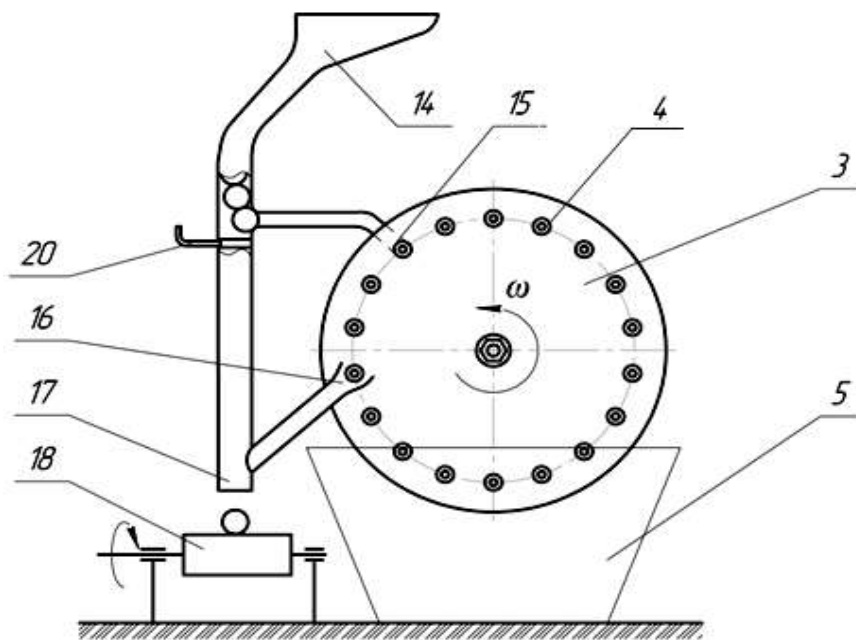
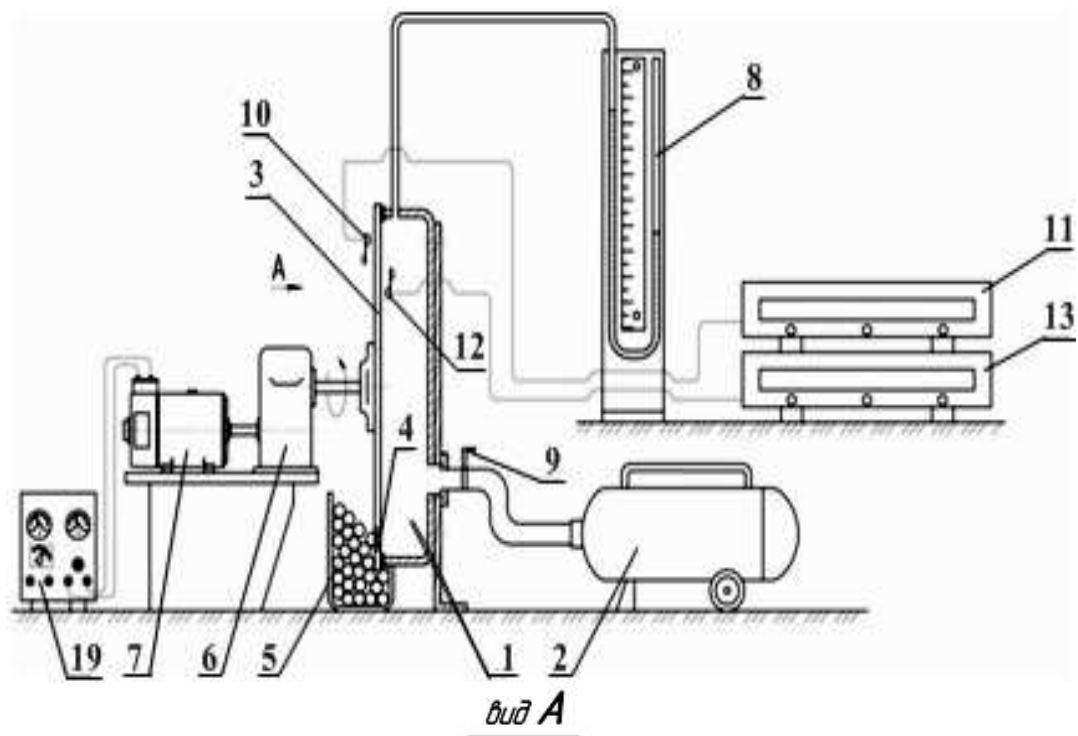


Рис. 1. Схема експериментальної установки НТС-2 для дослідження точності висіву: 1 – вакуумна камера; 2 – пиლოსмок; 3 – висівний диск; 4 – присмоктуюча комірка; 5 – завантажувальна камера; 6 – редуктор приводу висівного диска; 7 – електродвигун; 8 – вакууметр; 9 – регулятор розрідження; 10 – датчик обертів; 11 – частотомір виміру швидкості обертання диска; 12 – датчик пропуску насіння; 13 – частотомір рахування пропущків; 14 – резервний дозатор; 15 – датчик спрацювання резервного дозатора; 16 – уловлювач; 17 – суматор направляч; 18 – транспортер; 19 – блок управління приводу; 20 – вимикач резервного дозатора.



Рис. 2. Загальний вигляд установки НТС-2 в робочому стані при проведенні експериментального дослідження.

Працює установка наступним чином. Крутний момент від двигуна 7 через редуктор 6 передається на висівний диск 3, який приводиться в обертовий рух з необхідною частотою. В своєму кутовому переміщенні висівний диск з присмоктуючими дозуючими комірками 4 проходить за один оберт всі стадії робочого циклу пневмомеханічного висівного апарата від захоплення насінин до їх скидання на транспортер висіяного насіння 18.

Заповнення дозуючих комірок насінинами виконується в завантажувальній камері 5 за рахунок присмоктуючої сили, що діє в отворі комірки в наслідок розрідження повітря з другого боку диска тобто в вакуумній камері 1.

Рівень необхідного розрідження створюється пилосмоком 2 і установлюється регулятором розрідження 9. Контролюється розрідження за допомогою рідинного вакуумметра 8.

Важливим параметром роботи установки є швидкість переміщення дозуючої комірки відносно маси насінневого матеріалу в завантажувальній камері [2]. При постійному радіусі розміщення дозуючих комірок відносно центра диска лінійна швидкість визначається з його кутової швидкості (частоти обертання).

Вона змінюється за допомогою двигуна постійного струму 7, живлення якого здійснюється від блоку регулювання 19. Схема підключення двигуна для регулювання обертів показана на рис. 3.

Частота обертання висівного диска контролюється за допомогою датчика 10, що при кожному оберті надає імпульсний сигнал на вхід частотоміра 11 марки ЧЗ-38.

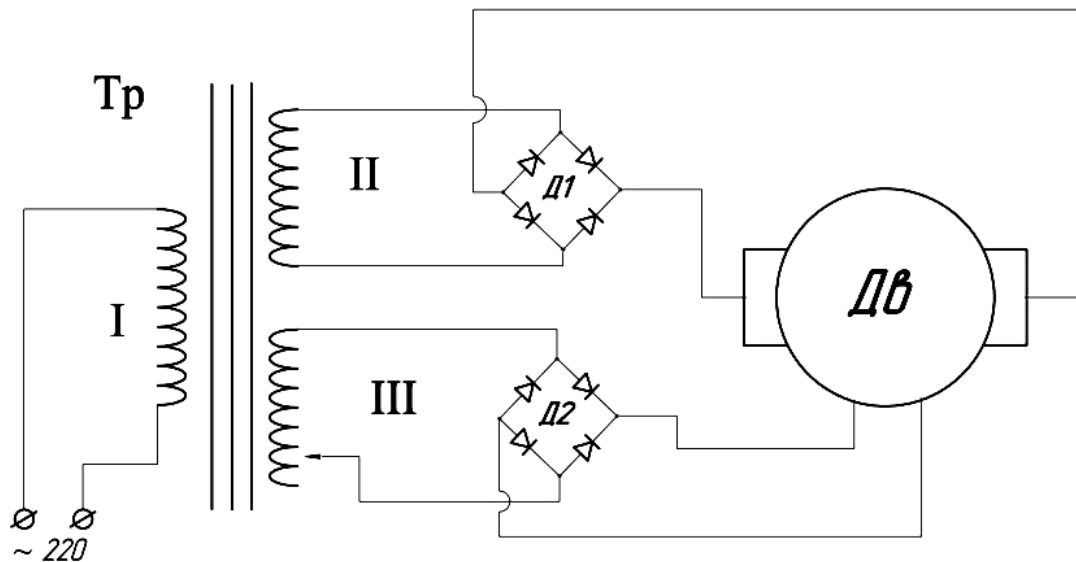


Рис. 3. Схема підключення двигуна приводу висівного диска для регулювання обертів: Дв – електродвигун постійного струму; Д1 – діодний міст обмотки збудження; Д2 – діодний міст якоря; Тр – трансформатор живлення.

Конструктивно датчик представляє собою електромагнітну головку (рис. 4,а), що закріплюється нерухомо, і магніт (рис. 4,б) який кріпиться на дозуючому диску.

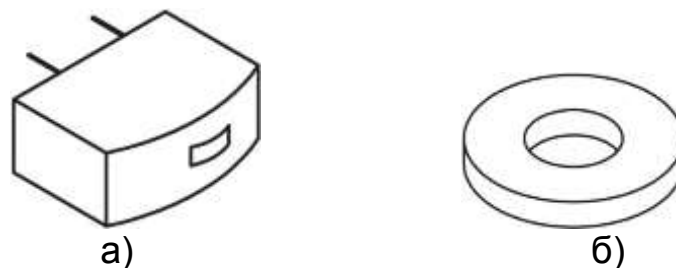


Рис. 4. Елементи датчика швидкості обертання і рахування кількості обертів висівного диска: а – електромагнітна головка; б – магніт.

Імпульсний сигнал від датчика обертів 10 підраховується частотоміром 11, а інформація про швидкість обертання, або загальну кількість обертів (напрацювання виводиться на передню панель приладу.

Пропуски (не заповнення) комірок при роботі висівного диска фіксуються спеціальним датчиком пропусків насінин 12 пневматичного типу. Він представляє собою розвальцьовану трубку певного діаметру, заведена в вакуумну камеру і встановлену на траєкторії переміщення комірок з деяким зазором. При наявності пропуску в трубці датчика виникає повітряний тиск, за допомогою якого і замикаються контакти датчика. Імпульс, струму отриманий від

нього, подається на вхід другого частотоміра 13 марки Ф-571, яким і ведеться підрахунок кількості пропусків.

Аналогічно датчику пропусків працює датчик спрацювання резервного дозатора 15. В штатному положенні через розвальцьовану трубку цього датчика розрідження з вакуумної камери передається на резервний дозатор 14. Зусиллям, що виникає у дозаторі, утримується остання насінина від можливого падіння під дією власної ваги. У випадку пропуску (незаповнення комірки) висівного диска розрідження в трубці датчика спадає, зусилля утримання зникає і насінина з резервного дозатора переміщується через суматор-направлювач 17 на липку стрічку транспортера 18.

Висновок. Лабораторна установа зарекомендувала себе з позитивної сторони, а саме, за її допомогою визначені основні показники точності висіву, оптимальні режими роботи пневмомеханічного висівного апарата, які дають можливість на основі отриманих даних описати процес роботи пневмомеханічного висівного апарата.

Список літератури

1. А.с. № 1662390 СССР, МКИ А01С 7/00. Стенд для исследования распределения семян при высеве / Н.Н. Петренко, Л.И. Середа, Н.А. Свирень, В.В. Кобзин, В.А. Юзбашев (СССР). – № 4728331/30-15; заявл. 15.06.1989; опубл. 15.07.1991.
2. Гуца В. Методика експериментального дослідження роботи висівних апаратів сівалок точного висіву / В. Гуца, М. Свирень // Матеріали студентської науково-практичної конференції “Підвищення технічного рівня сільськогосподарських машин та їх робочих органів” 18 жовтня 2011 року. – Кіровоград: СНТ КНТУ, 2011. – С 5–7. <http://www.snt-kntu.ho.ua/doc/snpgk.pdf>.
3. Свирень М. Методика оцінки якості показників роботи висівних систем точного землеробства / М. Свирень, А. Бойко, С. Лещенко, О. Банний // Техніка і технології АПК. – 2012. – № 8. – С. 35–39.

В статье преведена экспериментальная установка, с помощью которой проводятся исследования работы пневмомеханического высевающего аппарата на его точность выполнения основных функций. Показано строение установки ее схему и описан принцип ее работы.

Пневмомеханчний висівний апарат, експериментальна установка, точний посев, семена, посев, дозирования.

The paper presents experimental installation, by which conducted research of work pneumomechanical sowing apparatus on accuracy of performance its functions. Is shown the structure of its installation scheme and described principles of its operation.

Pneumomechanical sowing apparatus, experimental installation, exact crop, seed, seeding, dosage.

УДК 629.631.554

АНАЛІЗ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНОГО КОМПЛЕКСУ З БЕЗБУНКЕРНИМИ КОМБАЙНАМИ

С.Г. Фришев, доктор технічних наук

Пропонується методика аналізу пропускної здатності збирально-транспортного комплексу з безбункерними комбайнами для кормових культур з метою удосконалення його параметрів.

Пропускна здатність, безбункерні комбайни, транспортні засоби, аналіз, методика, шляхи удосконалення.

Постановка проблеми. Загальну пропускну здатність технологічного ланцюга збирально-транспортного комплексу (далі – ЗТК), який включає збиральні комбайни (далі – ЗК) та транспортні засоби (далі – ТЗ), визначає та обмежує перша ланка. В той же час пропускна здатність другої ланки може бути суттєво більшою. Якщо це так, то ланцюг працює з максимальною продуктивністю, але пропускна здатність другої ланки (певний ресурс) залишається частково невикористаною. Суттєва різниця в пропускній здатності другої ланки в порівнянні з першою – це така різниця, зменшення якої дозволяє зменшити кількість машин ЗТК за рахунок раціональної зміни певних параметрів технологічних процесів.

Усунути суттєву різницю пропускної здатності другої ланки в порівнянні з першою означає повне використання потужності всіх ланок, що забезпечує підвищення ефективності роботи ЗТК.

Аналіз останніх досліджень. Методика аналізу параметрів збирально-транспортного комплексу, що розроблена для зернових культур при застосуванні перевантажувальної технології показує шляхи зменшення кількості транспортних машин в технологічному комплексі для отримання відповідної економічної ефективності [1, 2]. Критеріями вибору параметрів ЗТК в існуючій методиці є продуктивність його машин, величина якої обмежена їх пропускну здатністю. Але ця методика не ураховує специфіку вибору альтернативних варіантів кількісного складу транспортних засобів

© С.Г. Фришев, 2014

під час збирання та прямого перевезення кормових культур та картоплі, коли застосовують безбункерні комбайни і виконуються прямі перевезення продукції від комбайнів.

Мета досліджень. Підвищити економічну ефективність збирально-транспортного процесу для кормових культур при прямих перевезеннях продукції від безбункерних комбайнів шляхом забезпечення рівності пропускної здатності окремих ланок при зменшенні тривалості обороту ТЗ.

Результати досліджень. Для збирання урожаю зеленої маси на силос, картоплі та частково цукрових буряків застосовуються безбункерні комбайни. Під час роботи комбайни рухаються по робочій ділянці сумісно з транспортним засобом (ТЗ) – тракторним причепом або автомобільним транспортним засобом (АТЗ) і завантажуються продукцією урожаю. Після заповнення кузова чергового ТЗ, він від'їжджає на приймальний пункт, розвантажується і повертається до комбайна. Для виключення зупинок за комбайнами закріплюється група ТЗ, які по черзі завантажуються збираємою продукцією. Розглянемо пропускну здатність перевезення та проаналізуємо склад ЗТК.

Пропускна здатність ЗТК – це найбільша кількість ТЗ, які можуть завантажитися продукцією від комбайна, перевезти та розвантажити її в приймальному пункті за робочий день. Вона дорівнює пропускної здатності першої ланки «поле – збиральний комбайн (ЗК)» технологічного ланцюга, яка визначає найбільшу кількість ТЗ, що можуть завантажитися зібраною продукцією за розрахунковий основний час робочого дня. Пропускна здатність першої ланки з урахуванням детермінованого підходу і згідно аналітичних залежностей визначається кількістю ТЗ (одиниць) за робочий день як:

$$N_1 = INT \frac{m_K T_P}{T_{цк}} = INT \frac{m_K T_P}{t_K + t_X}, \text{ од./р.д.}, \quad (1)$$

де $T_{цк} = t_K + t_X$ – тривалість робочого циклу ЗК, год.;

t_K – час заповнення кузова ТЗ:

$$t_K = \frac{\omega_K \cdot d_B}{W_{KP}} = \frac{q \cdot \gamma}{W_{KP}}, \text{ год.};$$

де T_P – розрахунковий основний час робочого дня, год.; ω_K – місткість кузова ТЗ, м³; d_B – об'ємна маса продукції, т/м³; W_{KP} – продуктивність комбайна за годину основного часу, т/год; t_X – тривалість холостих ходів на поворотах, яка припадає на 1 цикл роботи комбайна (заповнення кузова ТЗ).

Вона залежить від коефіцієнту робочих ходів φ , величина якого визначається як відношення сумарної довжини робочих ходів ЗК до сумарної довжини робочих та холостих ходів. При урахуванні припущення, що робоча швидкість ЗК та швидкість його на поворотах однакова, коефіцієнт знаходиться за формулою:

$$\varphi = \frac{t_K}{t_K + t_X}. \quad (2)$$

Звідси одержимо:

$$t_X = \frac{t_K(1-\varphi)}{\varphi}, \text{ год.} \quad (3)$$

Середня величина коефіцієнту робочих ходів за даними літературних джерел [3] дорівнює $\varphi=0,9$. З урахуванням цього

$$t_X = 0,11t_K \quad (4)$$

На підставі рівнянь (1)–(4) пропускна здатність першої ланки «поле – ЗК» комплексу визначається як:

$$N_1 = INT \frac{m_K T_{3M} K_{3M} \tau}{t_K + t_X} = INT \frac{m_K T_{3M} K_{3M} \tau \cdot W_{KP}}{1,11q \cdot \gamma}, \text{ од./р.д.,} \quad (5)$$

де m_K – кількість (одиниць) ЗК, що працюють в полі; $\tau = \delta_{3M} \tau_{Ц}$ – коефіцієнт використання часу зміни; δ_{3M} – коефіцієнт циклового часу зміни, який визначає частку часу від тривалості часу зміни на циклові операції; прийнято для комбайнів виробників країн ЄС та США $\delta_{3M}=0,9$ [4]; $\tau_{Ц}$ – коефіцієнт використання циклового часу зміни: $\tau_{Ц} = \varphi$.

Пропускна здатність другої ланки «ЗК – ТЗ» – це найбільша кількість ТЗ, які можуть завантажитися, забезпечить перевезення продукції від комбайна з розвантаженням її в приймальному пункті та повернення до ЗК за розрахунковий цикловий час зміни, і визначається як

$$N_2 = INT \frac{n_{ТЗ} T_{РЦ}}{T_{ЦТЗ}} = INT \frac{n_{ТЗ} T_{3M} K_{3M} \delta_{3M}}{1,23 \left(\frac{q \gamma}{W_{KP}} + \frac{2l_{ij}}{v_T} + t_{T.ВИБ} \right)}, \text{ од./р.д.,} \quad (6)$$

де $T_{РЦ}$ – розрахунковий цикловий час робочого дня, який залежить від організації взаємодії роботи машин ЗТК, $T_{РЦ} = \delta_{3M} T_{3M} K_{3M}$; q – вантажопідйомність ТЗ; γ – коефіцієнт статичного використання вантажопідйомності ТЗ; $T_{ЦТЗ}$ – тривалість робочого циклу (обороту) ТЗ [5] визначається як

$$T_{цтз} = 1,23 \left(\frac{q \gamma}{W_{кр}} + \frac{2l_{ij}}{v_T} + t_{ТВИБ} \right), \text{ год.}; \quad (7)$$

$t_{Т.ВИБ}$ – тривалість перебування ТЗ в пункті розвантаження, яка залежить від рівня механізації і організації робіт; l_{ij} – відстань перевезення зерна з поля (пункту і) в пункт розвантаження (пункт j); v_T , км/год – середня технічна швидкість автомобіля на шляху від поля на тік.

Кількість ТЗ для перевезення продукції визначиться як:

$$n_{ТЗ} = CEILING \frac{m_K T_{цтз}}{T_{цк}}, \text{ од.} \quad (8)$$

Аналіз пропускної здатності – це зіставлення пропускної здатності першої та другої ланок, наступний вибір та аналіз альтернативних варіантів, що дозволяють подолати можливу суттєву різницю між їх значеннями. Отримані аналітичні залежності та експериментальні дані дають змогу розрахувати раціональні значення пропускної здатності окремих ланок ЗТК та при необхідності удосконалити його раціональний склад.

Необхідною умовою ефективної роботи ЗТК є виконання умови, при якій пропускна здатність першої ланки «поле – ЗК» не гальмується з боку другої ланки, що відображається наступним виразом:

$$N_1 \leq N_2. \quad (9)$$

Розглянемо варіант, коли пропускна здатність другої ланки «ЗК – ТЗ» суттєво перебільшує пропускну здатність першої ланки. Проаналізуємо можливість зменшення пропускної здатності другої ланки до гранично можливої – пропускної здатності першої ланки за рахунок зменшення тривалості циклового часу ТЗ на перевезення продукції. Для аналізу приймаємо граничну умову (в бік її зменшення) для пропускної здатності другої ланки як

$$N'_2 = N_1, \quad (10)$$

де N'_2 – пропускна здатність другої ланки зі зменшеною кількістю ТЗ до $n_{ТЗ1} = n_{ТЗ} - 1$ та відповідним зменшенням тривалості циклового часу до $T_{цтз1}$:

$$T_{цтз1} = \frac{n_{ТЗ1} T_{РЦ}}{N_1}, \text{ год.} \quad (11)$$

Необхідне зменшення тривалості обороту ТЗ визначиться як:

$$\Delta t = T_{цтз} - T_{цтз1}, \text{ год.} \quad (12)$$

Таке зменшення досягається за рахунок скорочення тривалості обороту ТЗ, її складових: часу завантаження, розвантаження

продукції та підвищення швидкості ТЗ. Підвищення швидкості ТЗ знаходиться як:

$$v_{T1} = \frac{2l_{ij}}{2l_{ij}/v_T - \Delta t}, \text{ км/год.} \quad (13)$$

Такий аналіз пропускної здатності ЗТК з безбункерними ЗК показує шляхи удосконалення транспортного процесу в технологічному комплексі збирально-транспортних робіт.

Приклад. Для умов $m_K=1$ од., $T_{3M}=8$ год., $K_{3M}=1,5$, $q=18$ т., $\gamma=1$, $W_{KP}=80$ т/год., відстань перевезень продукції $l_{ij}=8$ км, $v_T=40$ км/год. Визначити пропускну здатність ланок ЗТК, проаналізувати їх та показати шляхи удосконалення транспортного процесу.

Рішення. Пропускна здатність ЗТК знаходиться так:

$$N_1 = INT \frac{m_K T_{3M} K_{3M} \tau \cdot W_{KP}}{1,11 q \cdot \gamma} = INT \frac{12 \cdot 0,81 \cdot 80}{1,11 \cdot 18 \cdot 1} = 38 \text{ од./р.д.};$$

$$N_2 = INT \frac{n_{T3} T_{3M} K_{3M} \delta_{3M}}{1,23 \left(\frac{q \gamma}{W_{KP}} + \frac{2l_{ij}}{v_T} + t_{T.ВИБ} \right)} = INT \frac{4 \cdot 10,8}{0,92} = 46 \text{ од./р.д.},$$

$$\text{де } n_{T3} = CEILING \frac{m_K T_{ЦТЗ}}{T_{ЦК}} = CEILING \frac{0,92}{0,25} = 4 \text{ од.}$$

За підрахунками маємо $46 \leq 38$ од./зм., що свідчить про відсутність гальмування технологічного процесу другою ланкою та можливу суттєву різницю в значеннях пропускної здатності. Проаналізуємо можливість зменшення пропускної здатності другої ланки до пропускної здатності першої з відповідним зменшенням кількості ТЗ до $n_{T31} = n_{T3} - 1$ та зменшенням тривалості циклового часу до $T_{ЦТЗ1}$:

$$T_{ЦТЗ1} = \frac{n_{T31} T_{РЦ}}{N_1} = \frac{3 \cdot 10,8}{38} = 0,85 \text{ год.}$$

Необхідне зменшення тривалості обороту ТЗ визначиться як

$$\Delta t = T_{ЦТЗ} - T_{ЦТЗ1} = 0,92 - 0,85 = 0,07 \text{ год.}$$

Таке зменшення може досягатися завдяки зменшенню часу на вантажно-розвантажувальні роботи або за рахунок підвищення швидкості ТЗ. Підвищення швидкості ТЗ знаходиться як

$$v_{T1} = \frac{2l_{ij}}{2l_{ij}/v_T - \Delta t} = \frac{2 \cdot 8}{16/40 - 0,07} = 48,5 \text{ км/год.}$$

Таким чином маємо рівність: $N_1 = N_2 = 38 \text{ од./р.д.}$ при зменшенні кількості ТЗ до 3 од.

Висновок. Запропонована методика аналізу параметрів збирально-транспортного комплексу для кормових культур при прямих перевезеннях продукції від безбункерних комбайнів, яка показує шляхи забезпечення рівності пропускної здатності окремих ланок за рахунок зменшення тривалості обороту ТЗ та їх кількості.

Список літератури

1. *Фришев С.Г.* Визначення раціональних параметрів технологічного ланцюга “зернові комбайни – причепа-перевантажувачі – автомобільні транспортні засоби” / *С.Г. Фришев, С.І. Козулиця* // Вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2011. – Вип. 166, ч. 3. – С. 203–211.
2. *Фришев С.Г.* Аналіз пропускної здатності збирально-транспортного комплексу для зернових культур / *С.Г. Фришев* // Вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2013. – Вип. 185, ч. 3. – С. 203–210.
3. *Мухин А.А.* Основы эксплуатации машинно-тракторного парка / *А.А. Мухин*. – М.: Высшая школа, 1973. – 432 с.
4. *Фришев С.Г.* Обґрунтування раціональних параметрів взаємодії зернозбиральних комбайнів і причепів-перевантажувачів / *С.Г. Фришев, М.В. Сєнчев* // Вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2013. – Вип. 185, ч. 1. – С. 320–325.
5. *Бурьянов А.И.* Технология, организация и планирование перевозок грузов на сельскохозяйственных предприятиях : монография / *А.И. Бурьянов*. –Зерноград: ФГОУ ВПО АЧГАА, 2010. – 268 с.

Предлагается методика анализа пропускной способности уборочно-транспортного комплекса с безбункерными комбайнами для кормовых культур с целью усовершенствования его параметров.

Пропускная способность, безбункерные комбайны, транспортные средства, анализ, методика, пути совершенствования.

The technique of analysis of carrying capacity of harvesting-transport complex with bunkerless combines for forage crops for purpose of development of its parameters is offered.

Carrying capacity, bunkerless combines, transport facilities, analysis, method, enhancement ways.

ОБГРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ КОТЛІВ ІЗ ВЕРХНІМ ГОРІННЯМ

С.М. Кухарець, докторант*

Наведено результати теоретичних досліджень витрат повітря в котлах, що спалюють соломі зернових. Встановлено основні параметри котлів, що забезпечують мінімізацію втрат енергії при спалюванні біомаси, за рахунок розділення робочої області на область утворення генераторного газу та область його спалювання.

Котел, спалювання, солома, біомаса, паливо, повітря, генераторний газ.

Постановка проблеми. В Україні виробляються теплогенератори з повітряним теплоносієм для спалювання соломи, які можна агрегатувати з сушарками та використовувати для опалення теплиць й виробничих приміщень, водонагрівальні котли для обігріву виробничих приміщень та соціально-культурних об'єктів, котли-теплогенератори для спалювання відходів деревообробки [1, 2, 3]. Проте при спалюванні рослинної біомаси виникають деякі труднощі, пов'язані із неоднорідністю біомаси, як палива; відносно високою вологістю, малим питомим енерговмістом, низькою температурою плавлення золи.

Аналіз останніх досліджень. У зоні горіння рослинної біомаси необхідно створити сприятливі умови для повного згоряння соломи, без плавлення золи та із підтримання рівномірного процесу виділення тепла [4, 5, 6, 7].

Таких умов можна досягти застосувавши котли, що мають дві робочі області: першу - утворення генераторного газу та другу - горіння генераторного газу [8] (рис. 1). В таких котлах є можливість регулювання процесом тепловиділення за рахунок зміни об'ємів повітря, що надходить в робочі області котла.

Мета досліджень. Встановити основні параметри котлів верхнього горіння із розділенням робочої області топки котла на область утворення генераторного газу та область його спалювання.

Результати досліджень. З конструктивних міркувань [9], щоб забезпечити рівномірну подачу повітря в область утворення генераторного газу, приймемо нижню секцію розсіювача повітря виконану із 4-х трубчастих секцій постійного перерізу, а верхню секцію, для забезпечення подачі необхідної кількості повітря в

*Науковий консультант – доктор технічних наук Г.А. Голуб

область горіння утвореного газу – у вигляді конусного повітропроводу (рис. 2).

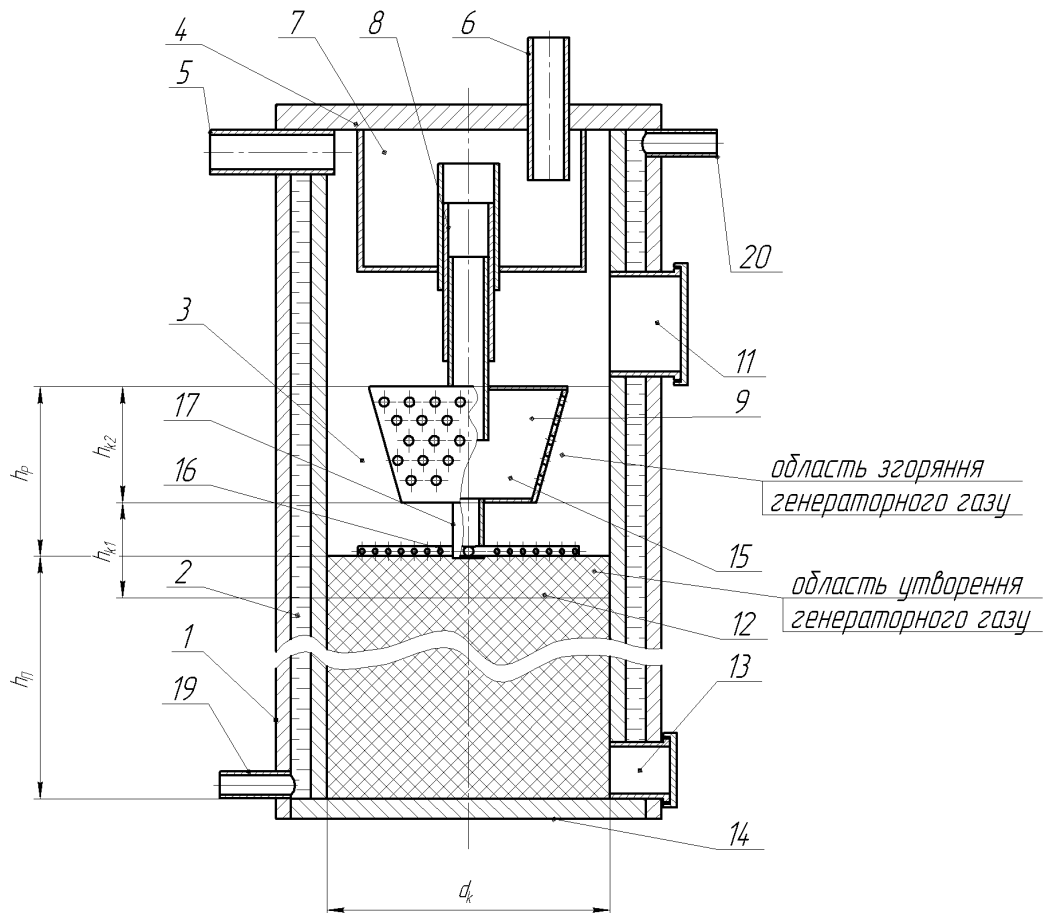


Рис. 1. Загальний вигляд котла для спалювання соломи: 1 – корпус; 2 – порожнина; 3 – камера згорання; 4 – кришка; 5 – патрубок для видалення продуктів згорання; 6 – патрубок для подачі повітря; 7 – проміжна ємкість; 8 – напрямна; 9 - розсіювач повітря; 10 – отвори; 11 – дверцята для палива; 12 – паливо; 13 – дверцята для попелу; 14 – днище; 15 – верхня секція розсіювача повітря; 16 – нижня секція розсіювача повітря; 17 – трубчастий; 18 – трубчасті елементи; 19 – патрубок для подачі холодної води; 20 – патрубок для відведення гарячої води; d_k – діаметр котла; $h_п$ – висота палива; h_p – висота розпилювача повітря; $h_{к1}$ – висота області утворення генераторного газу; $h_{к2}$ – висота області згорання генераторного газу.

Витрати повітря можна переставити у вигляді системи:

$$\begin{cases} V_{заг} = V_{пуг} + V_{сд}; \\ V_{пуг} = k_{рн} V_{заг}; \\ V_{сд} = k_{рв} V_{заг}; \end{cases} \quad (1)$$

де $V_{заг}$ – загальні витрати повітря в розпилювачі котла, $\text{м}^3/\text{с}$;
 $V_{пуг}$ – витрати повітря нижньою секцією розпилювача, $\text{м}^3/\text{с}$;
 $V_{сд}$ – витрати повітря верхньою секцією розпилювача, $\text{м}^3/\text{с}$;
 $k_{рн}$ – коефіцієнт витрат повітря нижньою секцією розпилювача;
 $k_{рв}$ – коефіцієнт витрат повітря верхньою секцією розпилювача.

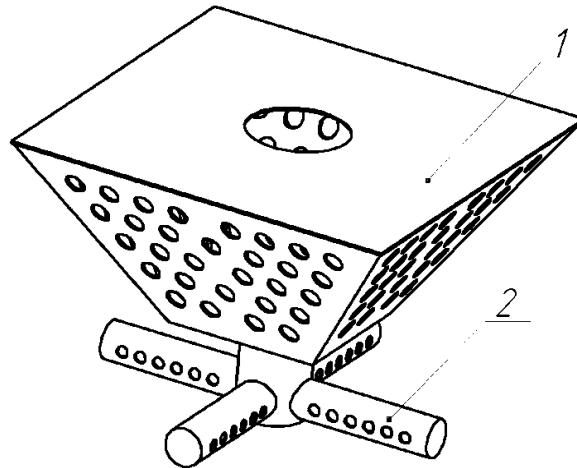


Рис. 2. Схема конструкції розподільника повітря: 1 – верхня секція, 2 – нижня секція.

Розглянемо витрати повітря [9, 10, 11, 12] трубчастою секцією нижньої секції розпилювача (рис. 3). Із врахування того, що трубчаста секція повинна забезпечити рівномірну подачу повітря в область утворення генераторного газу, її необхідно розглядати як повітророзподільник із отворами різної площі. Пронумерувавши, отвори секції проти руху повітря та провівши перерізи 1-1, 2-2, 3-3, ..., k-k, ..., i-i, ..., n-n, перед кожним отвором, отримано формулу для розрахунку робочого діаметра i -го отвору для круглого трубчастого сегмента (враховуючи, що $D_{He} = 4R_r = D_H$ [11]):

$$d_{Hi} = \frac{\sqrt{2}}{\sqrt[4]{\frac{4}{d_{Hi-1}^4} - \frac{16\mu^2}{D_H^4} \left[i^2 - (i-1)^2 - \lambda \frac{l_H}{n_H D_H} (i-1)^2 - \eta \right]}}; \quad (2)$$

де d_{Hi} – діаметр i -го отвору трубчастої секції, м; d_{Hi-1} – діаметр $i-1$ -го отвору трубчастої секції, м; n_H – кількість пар суміщених отворів; D_H – внутрішній діаметр трубчастої секції, м; l_H – довжина трубчастої секції, м; λ – коефіцієнт Дарсі; η – коефіцієнт втрат повітря при проходженні отвору (пом'якшення удару).

Встановивши із наступного рівняння, діаметр 1-го отвору, якій i буде максимальним:

$$d_{Hn\max} = \sqrt{\frac{V_{пуг}}{2\pi n_H v_{\max}}}, \quad (3)$$

де $d_{Hn\max}$ – максимальний діаметр 1-го отвору трубчастої секції, м; $U_{\max}$ – максимальна швидкість повітря на виході із отворів трубчастої секції, м/с; $V_{\text{пуг}}$ – витрати повітря нижньою секцією розпилювач, м³/с; n_H – кількість пар суміщених отворів; та використовуючи формулу (2) можна встановити діаметри пар отворів в трубчастій секції, які забезпечать рівномірну подачу повітря в область газоутворення.

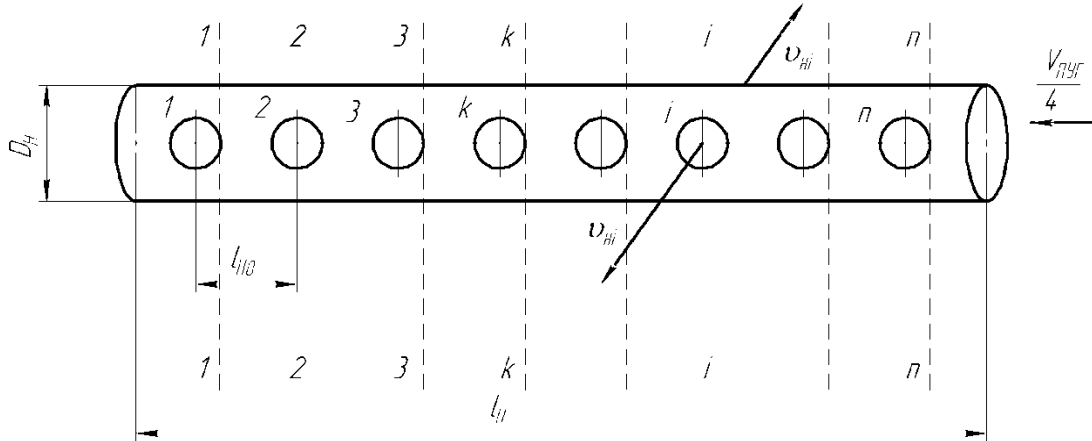


Рис. 3. Розрахункова схема трубчастої секції розподільника (подача повітря в область утворення генераторного газу): D_H – внутрішній діаметр трубчастої секції, м; l_H – довжина трубчастої секції, м; l_{HO} – відстань між отворами, м; u_{Hi} – швидкість руху повітря на виході із i -го отвору, м/с; $V_{\text{пуг}}$ – витрати повітря нижньою секцією розпилювач, м³/с.

Опір секції трубчатого розподільника буде рівним повному надлишковому тиску на його початку [9, 11]:

$$\Delta p_{\text{НП}} = n_c \xi_{\text{вх}} \xi_{\text{мс}} \frac{\rho_{\text{нов}} V_{\text{пуг}}^2}{2\pi^2 D_H^4} = \frac{\rho_{\text{нов}} V_{\text{пуг}}^2}{2\pi^2} \left(\frac{1}{\mu^2 n_H^2 d_{Hn}^4} + \frac{1}{D_H^4} \right), \quad (4)$$

де $\Delta p_{\text{НП}}$ – опір нижнього розподільника, Па; n_c – кількість секцій нижнього розподільника; $V_{\text{пуг}}$ – витрати повітря нижньою секцією розпилювач, м³/с; μ – коефіцієнт витрат отвору трубчастої секції; d_{Hn} – діаметр n -го отвору трубчастої секції, м; D_H – внутрішній діаметр трубчастої секції, м²; n_H – кількість пар суміщених отворів; $\rho_{\text{нов}}$ – густина повітря, кг/м³; $\xi_{\text{мс}}$ – коефіцієнт опору трубчастої секції нижнього розподільника; $\xi_{\text{вх}}$ – коефіцієнт опору нижнього розподільника на його вході.

Згідно із рівнянням 3 можна встановити максимальний діаметр отвору трубчастої секції, що забезпечує необхідну подачу повітря в область утворення газу (рис. 4).

При аналізі графіка на рис. 4. є очевидним, що із раціональних міркувань діаметр отвору $d_{H1\max}$ необхідно обмежити, і тому необхідно встановити оптимальну кількість пар отворів n_H , та

виходячи із діаметру отвору та кількості пар отворів встановити раціональну довжину D_H та діаметр трубчастої секції розпилювача.

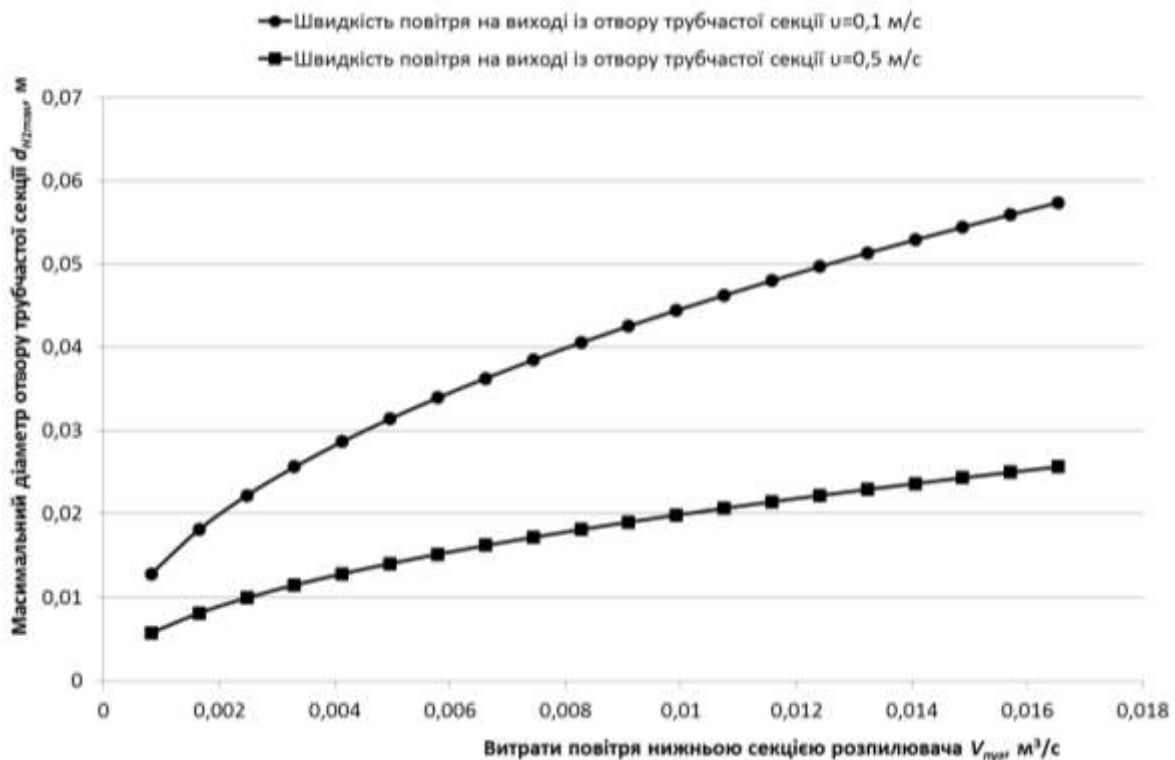


Рис. 4. Залежність максимального діаметра отвору від подачі повітря в область утворення генераторного газу (кількість пар отворів $n=8$).

Виходячи із умов забезпечення рівномірної подачі повітря в область утворення генераторного газу та забезпечення мінімального опору трубчастої секції розподільника за формулами (2), (3) можна встановити її основні конструкційні та технологічні параметри (рис. 5, табл. 1).

Проведенні дослідження щодо рівномірності розподілу повітря розподільником в область утворення генераторного газу дозволяють стверджувати, що витрати повітря $V_{пуг}$ на утворення генераторного газу лежать в межах від 3 до 59,5 м³ на годину, причому менше значення забезпечує теплову потужність котла P_K 10 кВт, а більше 200 кВт, причому опір Δp_{HP} розподільника повітря в область утворення генераторного газу є незначним і лежить в діапазоні від 0,9 ($P_K=10$ кВт) до 37,4 Па ($P_K=130$ кВт).

Максимальний розмір d_{H1max} отворів розподільника має діапазон від 13 ($P_K=10$ кВт) до 26 мм (P_K від 130 до 200 кВт), причому діаметр отворів, для досягнення рівномірності подачі, повітря в область утворення генераторного газу збільшуються від початку розподільника до центру із кроком Δd_{Hi} від 0,3 ($P_K=10, 40$ та 50 кВт)

до 0,7 ($P_K=130$ кВт) мм, кількість пар отворів n_H змінюється від 8 ($P_K=10$ кВт) до 40 ($P_K=200$ кВт).

Довжина l_H трубчастої секції розподільника варіює в межах від 0,2 ($P_K=10$ кВт) до 0,6м (P_K від 130 до 200 кВт), а діаметр D_H від 0,03 (P_K від 10 до 70 кВт) до 0,05 м (P_K від 140кВт до 200 кВт).

1. Основні параметри розподільника повітря в область утворення генераторного газу (при швидкості витікання повітря в область утворення газу $u_{H1}=0,1$ м/с, кількість трубчастих секцій $n_c=4$).

Теоретична теплова потужність котла P_K , кВт	Витрати повітря на утворення генераторного газу $V_{пуз}$, м ³ /год	Максимальний діаметр отворів розподільника d_{H1max} , мм	Крок зменшення діаметру отворів розподільника, Δd_{Hi} , мм	Кількість пар отворів в секції розподільника n_H	Діаметр секції розподільника D_H , м	Довжина секції розподільника l_H , м	Опір розподільника $\Delta p_{Hп}$, Па
10	3,0	13	0,3	8	0,03	0,2	0,9
20	6,0	15	0,5	12	0,03	0,3	3,4
30	8,9	15	0,4	18	0,03	0,3	5,9
40	11,9	15	0,3	24	0,03	0,3	9,0
50	14,9	15	0,3	30	0,03	0,3	12,6
60	17,9	20	0,6	20	0,03	0,4	26,8
70	20,8	20	0,5	24	0,03	0,4	32,9
80	23,8	22	0,6	22	0,04	0,5	13,8
90	26,8	22	0,5	24	0,04	0,5	16,6
100	29,8	22	0,5	26	0,04	0,5	19,6
110	32,7	22	0,4	30	0,04	0,5	22,0
120	35,7	22	0,4	34	0,04	0,5	24,6
130	38,7	26	0,7	26	0,04	0,6	37,4
140	41,7	26	0,5	28	0,05	0,6	14,8
150	44,6	26	0,5	30	0,05	0,6	16,4
160	47,6	26	0,5	32	0,05	0,6	18,1
170	50,6	26	0,4	34	0,05	0,6	19,8
180	53,6	26	0,4	36	0,05	0,6	21,6
190	56,5	26	0,4	38	0,05	0,6	23,5
200	59,5	26	0,4	40	0,05	0,6	25,4

Отриманні параметри забезпечують рівномірний розподіл повітря в область утворення генераторного газу, що дозволяє максимізувати вихід генераторного газу при експлуатації котлів, призначених для спалювання біомаси.

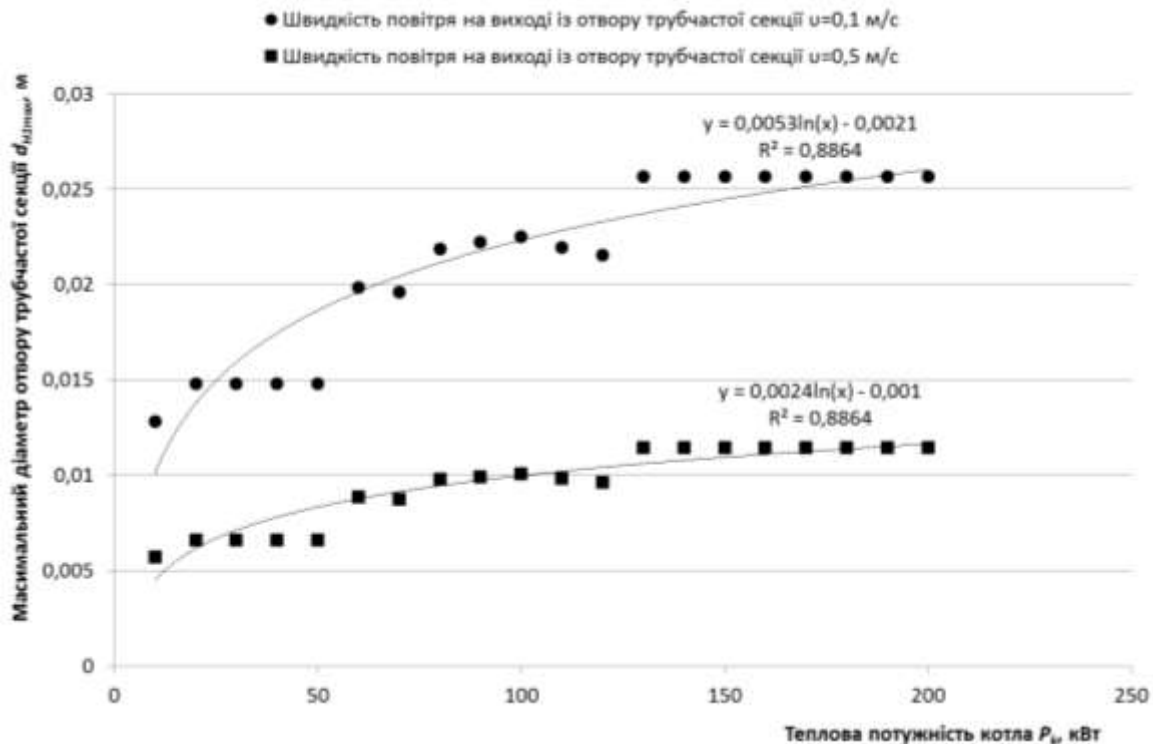


Рис. 5. Залежність максимального діаметра отвору трубчастої секції від теплової потужності котла при раціональних конструкційних параметрах.

Розглянемо подачу повітря в область спалювання газу верхньою секцією розподільника, що виконання у вигляді зрізаної піраміди з основою квадратної форми (рис. 6).

Знаючи витрати повітря V_{cd} в області горіння можна встановити необхідний діаметр $d_{Bвух}$ отворів розподільника:

$$d_{B0} = \sqrt{\frac{4V_{cd}}{\pi n_B v_{sc}}}, \quad (5)$$

де d_{B0} – діаметр отворів для подачі повітря в область спалювання, м; V_{cd} – дійсні витрати повітря в області горіння, м³/с; v_{sc} – середня швидкість повітря на виході із отворів, м/с; n_B – кількість отворів.

При подачі повітря в область спалювання газу важливо забезпечити повноту його надходження, причому з метою утворення аеродинамічної межі між областями утворення та спалювання генераторного газу швидкість виходу повітря u_{Bi} із отворів секцій розподільника повинна бути більшою в нижній частині розподільника і описуватись функцією:

$$v_{si} = f(h_B, h_0, d_B, a_B, \theta, V_{c2}). \quad (6)$$

Враховуючи, що $a_{B0} \gg d_{B0}$ втратами тиску можна знехтувати (згідно [9, 12] $\lambda \rightarrow 0$, $\eta \rightarrow 0$) і тому можна прийняти діаметр отворів для подачі повітря в область спалювання газу однаковим.

Опір верхньої секції розподільника складе:

$$\Delta p_{BП} = \frac{2\rho_{нов}}{\pi^2} \left(\frac{V_{сд}^2}{\mu^2 n_B^2 d_{B0}^4} + \frac{\xi_{вх} V_{заг}^2}{d_{Bвх}^4} + \frac{\xi_{вих} V_{пуг}^2}{d_{Bвих}^4} \right); \quad (7)$$

де $\Delta p_{BП}$ – опір верхнього розподільника, Па; $\xi_{вх}$ – коефіцієнт опору верхнього розподільника на вході; $\xi_{вих}$ – коефіцієнт опору верхнього розподільника на виході; d_{B0} – діаметр отворів для подачі повітря в область спалювання, м; n_B – кількість отворів; μ – коефіцієнт витрат отворів для виходу повітря; $V_{заг}$ – загальні витрати повітря в розпилювачі котла, м³/с; $V_{пуг}$ – витрати повітря нижньою секцією розпилювача, м³/с. $d_{Bвих}$ – діаметр отвору для виходу повітря із розподільника, м; $d_{Bвх}$ – діаметр отвору для входу повітря в розподільник, м.

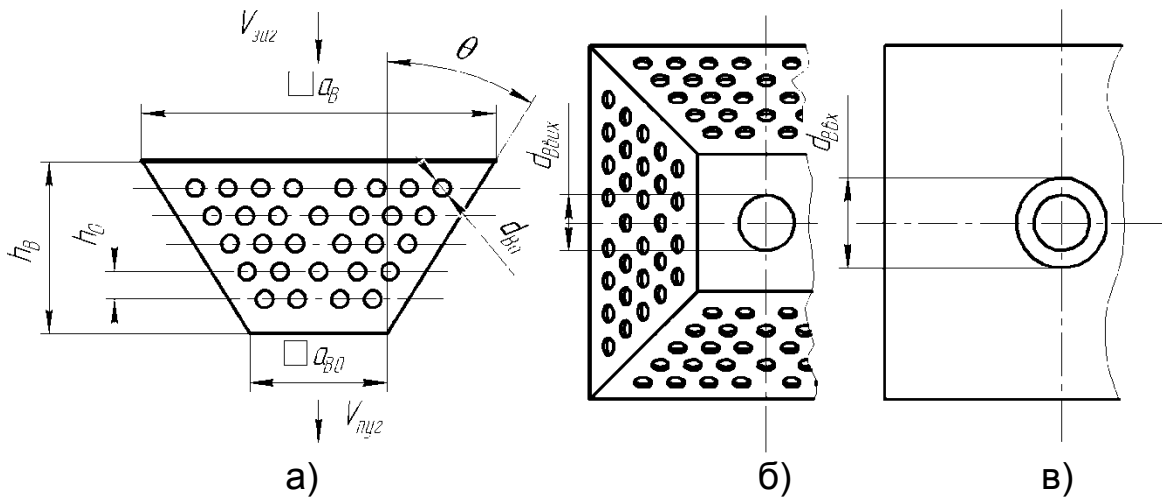


Рис. 6. Розрахункова схема верхньої секції розподільника (подача повітря в область горіння): а) вигляд спереду; б) вигляд знизу; в) вигляд зверху; a_B – розмір сторони основи розподільника на вході (максимальний), м; a_{B0} – розмір сторони основи розподільника на виході (мінімальний), м; h_B – висота розподільника, м; h_0 – крок рядів отворів, м; θ – бічний кут розкриття, град; d_{B0} – діаметр отворів для подачі повітря в область спалювання, м; $d_{Bвих}$ – діаметр отвору для виходу повітря із розподільника, м; $d_{Bвх}$ – діаметр отвору для входу повітря в розподільник, м; $V_{заг}$ – загальні витрати повітря в розпилювачі котла, м³/с; $V_{пуг}$ – витрати повітря нижньою секцією розпилювача, м³/с.

Прийнявши:

$$a_B \approx 2l_H; a_{B0} \approx 2d_{Bвих}; d_{Bвих} \approx 2D_H; d_{Bвх} \approx 1,5d_{Bвих}, \quad (8)$$

де D_H – внутрішній діаметр трубчастої секції, м; l_H – довжина трубчастої секції, м; a_B – розмір сторони основи розподільника на вході (максимальний), м; a_{B0} – розмір сторони основи розподільника на виході (мінімальний), м; $d_{Bвих}$ – діаметр отвору для виходу повітря із розподільника, м; $d_{Bвх}$ – діаметр отвору для входу повітря в

розподільник, м; можна визначити параметри розподільника повітря, що забезпечують повне згоряння газу в області спалювання (табл. 2). Проведенні дослідження щодо повноти подачі повітря розподільником в область спалювання генераторного газу дозволяють стверджувати, що витрати повітря $V_{сд}$ на спалювання генераторного газу лежать в межах від 10,3 до 206,3 м³ на годину, причому менше значення забезпечує теплову потужність котла P_k 10 кВт, а більше 200 кВт, причому опір Δp_{HV} розподільника повітря в область спалювання генераторного газу є незначним і лежить в діапазоні від 0,06 ($P_k=10$ кВт) до 2,87 Па ($P_k=130$ кВт).

2. Основні параметри розподільника повітря в область спалювання генераторного газу (при швидкості витікання повітря в область спалювання газу $u_{H1}=0,2$ м/с).

Теоретична теплова потужність котла P_k , кВт	Витрати повітря на спалювання генераторного газу $V_{сд}$, м ³ /год	Кількість отворів для подачі повітря в область спалювання n_B	Діаметр отворів для подачі повітря в область спалювання d_{B0} , мм	Висота розподільника h_e , мм	Сторона основи розподільника на вході $a_{B,м}$	Сторона основи розподільника на виході $a_{B0,м}$	Діаметр вхідного отвору $d_{вх}$, мм	Діаметр вихідного отвору $d_{вих}$, мм
10	10,3	40	21	91	0,4	0,24	90	60
20	20,6	80	21	117	0,6	0,24	90	60
30	30,9	120	21	209	0,6	0,24	90	60
40	41,3	160	21	302	0,6	0,24	90	60
50	51,6	200	21	393	0,6	0,24	90	60
60	61,9	240	21	342	0,8	0,24	90	60
70	72,2	280	21	417	0,8	0,24	90	60
80	82,5	320	21	342	1	0,32	120	80
90	92,8	360	21	401	1	0,32	120	80
100	103,1	400	21	460	1	0,32	120	80
110	113,5	440	21	519	1	0,32	120	80
120	123,8	480	21	577	1	0,32	120	80
130	134,1	520	21	498	1,2	0,32	120	80
140	144,4	560	21	528	1,2	0,4	150	100
150	154,7	600	21	577	1,2	0,4	150	100
160	165,0	640	21	625	1,2	0,4	150	100
170	175,4	680	21	674	1,2	0,4	150	100
180	185,7	720	21	722	1,2	0,4	150	100
190	196,0	760	21	770	1,2	0,4	150	100
200	206,3	800	21	818	1,2	0,4	150	100

Кількість отворів для подачі повітря в область спалювання n_B лежить в межах від 40 ($P_K=10$ кВт) до 800 ($P_K=130$ кВт), причому їх діаметр d_{B0} не змінний і дорівнює 21 мм.

Отриманні параметри забезпечують повне згоряння генераторного газу, що дозволяє максимізувати вихід теплової енергії при експлуатації котлів, призначених для спалювання біомаси.

Враховуючи питомий вихід газу u_c із біомаси та знаючи необхідну теплову потужність котла P_K із можна встановити загальний вихід газу $V_{заг}$ та визначити, витрати палива.

Знаючи витрати палива та враховуючи геометричні розміри розподільника повітря, можна встановити діаметр топки D_K та висоту H_K котла, а також кількість його завантажень на добу (табл. 3).

3. Основні розрахункові параметри котлів для спалювання біомаси (тюкована солома зернових).

Теоретична теплова потужність P_K , кВт	Витрати біомаси за добу G_b , кг	Загальні витрати повітря $V_{заг}$, м ³ /с	Кількість завантажень $n_{заг}$	Діаметр топки D_{TK} , м	Висота топки H_{TK} , м	Висота загальна H_K , м	ККД η_K	Робоча теплова потужність $P_{кр}$, кВт
10	66,7	0,00369	2	0,48	1,84	2,20	75	7,5
20	133,3	0,00738	2	0,72	1,64	2,05	75	15
30	200,0	0,01108	2	0,72	2,46	3,05	75	22,5
40	266,7	0,01477	3	0,72	2,18	2,97	75	30
50	333,3	0,01846	3	0,72	2,73	3,69	75	37,5
60	400,0	0,02215	3	0,96	1,84	2,71	80	48
70	466,6	0,02584	3	0,96	2,15	3,16	80	56
80	533,3	0,02954	3	1,2	1,57	2,50	80	64
90	600,0	0,03323	3	1,2	1,77	2,81	80	72
100	666,6	0,03692	3	1,2	1,96	3,12	80	80
110	733,3	0,04061	3	1,2	2,16	3,44	80	88
120	800,0	0,04430	3	1,2	2,36	3,75	80	96
130	866,6	0,04800	3	1,44	1,77	3,01	80	104
140	933,3	0,05169	3	1,44	1,91	3,27	80	112
150	999,9	0,05538	4	1,44	1,53	2,99	85	127,5
160	1066,6	0,05907	4	1,44	1,64	3,19	85	136
170	1133,3	0,06276	4	1,44	1,74	3,39	85	144,5
180	1199,9	0,06645	4	1,44	1,84	3,59	85	153
190	1266,6	0,07015	4	1,44	1,94	3,78	85	161,5
200	1333,3	0,07384	4	1,44	2,05	3,98	85	170

Параметри котлів наведенні в табл. 3, забезпечують мінімізацію втрат енергії при спалюванні біомаси, за рахунок розділення робочої області на область утворення генераторного газу та область його спалювання. Витрати біомаси G_b , в таких котлах змінюються в межах від 66,7 ($P_k=10$ кВт) до 1333,3 кг/добу ($P_k=200$ кВт) при кількості завантажень від 2 до 4-х на добу. Висота котла змінюється в межах від 2,05 ($P_k=20$ кВт) до 3,98 м ($P_k=200$ кВт), а діаметр топки котла від 0,48 м ($P_k=10$ кВт) до 1,44 м (P_k від 130 до 200 кВт).

Висновки

1. Проведенні дослідження щодо рівномірності розподілу повітря розподільником в область утворення генераторного газу дозволяють стверджувати, що витрати повітря $V_{пуз}$ на утворення генераторного газу лежать в межах від 3 до 59,5 м³ на годину, причому менше значення забезпечує теплову потужність котла P_k 10 кВт, а більше 200 кВт, причому опір Δp_{HP} розподільника повітря в область утворення генераторного газу є незначним і лежить в діапазоні від 0,9 ($P_k=10$ кВт) до 37,4 Па ($P_k=130$ кВт). Максимальний розмір d_{H1max} отворів розподільника має діапазон від 13 ($P_k=10$ кВт) до 26 мм (P_k від 130 до 200 кВт), причому діаметр отворів, для досягнення рівномірності подачі, повітря в область утворення генераторного газу збільшуються від початку розподільника до центру із кроком Δd_{Hi} від 0,3 ($P_k=10$, 40 та 50 кВт) до 0,7 ($P_k=130$ кВт) мм, кількість пар отворів n_H змінюється від 8 ($P_k=10$ кВт) до 40 ($P_k=200$ кВт). Довжина l_H трубчастої секції розподільника варіює в межах від 0,2 ($P_k=10$ кВт) до 0,6м (P_k від 130 до 200 кВт), а діаметр D_H від 0,03 (P_k від 10 до 70 кВт) до 0,05 м (P_k від 140кВт до 200 кВт). Отриманні параметри забезпечують рівномірний розподіл повітря в область утворення генераторного газу, що дозволяє максимізувати вихід генераторного газу при експлуатації котлів, призначених для спалювання біомаси.

2. Проведенні дослідження щодо повноти подачі повітря розподільником в область спалювання генераторного газу дозволяють стверджувати, що витрати повітря $V_{сд}$ на спалювання генераторного газу лежать в межах від 10,3 до 206,3 м³ на годину, причому менше значення забезпечує теплову потужність котла P_k 10 кВт, а більше 200 кВт, причому опір Δp_{HB} розподільника повітря в область спалювання генераторного газу є незначним і лежить в діапазоні від 0,06 ($P_k=10$ кВт) до 2,87 Па ($P_k=130$ кВт). Кількість отворів для подачі повітря в область спалювання n_B лежить в межах від 40 ($P_k=10$ кВт) до 800 ($P_k=130$ кВт), причому їх діаметр d_{B0} не змінний і дорівнює 21мм. Отриманні параметри забезпечують повне згоряння генераторного газу, що дозволяє максимізувати вихід

теплової енергії при експлуатації котлів, призначених для спалювання біомаси.

3. В результаті теоретичних досліджень отримано параметри котлів, що забезпечують мінімізацію втрат енергії при спалюванні біомаси, за рахунок розділення робочої області на область утворення генераторного газу та область його спалювання. Витрати біомаси G_b , в таких котлах змінюються в межах від 66,7 ($P_k=10$ кВт) до 1333,3 кг/добу ($P_k=200$ кВт) при кількості завантажень від 2 до 4-х на добу. Висота котла змінюється в межах від 2,05 ($P_k=20$ кВт) до 3,98 м ($P_k=200$ кВт), а діаметр топки котла від 0,48 м ($P_k=10$ кВт) до 1,44 м (P_k від 130 до 200 кВт). Причому, загальні витрати повітря V_{zag} в котлі лежать в межах від $3,7 \cdot 10^{-3}$ ($P_k=10$ кВт) до $7,38 \cdot 10^{-2}$ ($P_k=200$ кВт). Використання пропонованих досліджень дозволяє підібрати при проектуванні двозонних котлів основні конструкційні параметри, що дозволяють отримати максимальний ККД.

Список літератури

1. *Енергоавтономність виробництва на основі біологічних видів палива* / М.В. Молодик, Г.А. Голуб, В.О. Лук'янець, Б.О. Рубан, М.І. Віршовка // Вісник аграрної науки. – 2008. – № 11. – С. 39–44.
2. Голуб Г.А. Техніко-технологічне забезпечення енергетичної автономності агроєкосистем / Г.А. Голуб // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 4. – С. 303–312.
3. Голуб Г.А. Науково-дослідний інститут техніки і технологій – аналіз діяльності та перспективи розвитку / Г.А. Голуб // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2013. – Вип. 185, ч. 3. – С. 9–23.
4. Гелетуша Г.Г. Обзор технологий сжигания соломы с целью выработки тепла и электроэнергии / Г.Г. Гелетуша, Т.А. Железная // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 1998. – № 6. – С. 3–11.
5. Evald A. Experiences from 61 Straw-Fired District Heating Plants in Den-mark / A. Evald, M.G. Larsen // Ibid. – Vol. 1. – P. 211–216.
6. Mosbech H. Possibilities and Limitations for Biomass as a Means of CO₂ Reduction in the Danish Heat and Power Production / H. Mosbech, K. Jakobsen // Ibid. – Vol. 3. – P. 1748–1753.
7. Дубровин В. Сельхозпроизводство как источник энергии / В. Дубровин, М. Мельничук, В. Мироненко // Зерно. – 2006. – № 2. – С. 76–81.
8. Патент 105346 Україна, МПК F24H 1/10, F23B 60/00. Котел водогрійний для спалювання рослинної біомаси / О.Я. Переходько, Г.А. Голуб; В.О. Дубровін; О.Н. Дімітрев, С.М. Кухарець; О.Я. Переходько. заявка № а201310034; заявлено 12.08.2013; опубліковано 25.04.2014; Бюл. №8. – 6 с.
9. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции : учеб. пособие / В.Н. Талиев. – М.:Стройиздат, 1976. – 295 с.
10. Волков О.Д. Проектирование вентиляции промышленного здания / О.Д. Волков. – Х.: Вища школа, 1989. – 240 с.
11. Кучеров С.Ф. Гідравліка : конспект лекцій / С.Ф. Кучеров, С.М. Кухарець. – Житомир: ЖНАЕУ, 2010. – 116 с.

12. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик ; под ред. М.О. Штейнберга. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

Приведены результаты теоретических исследований расхода воздуха в котлах, сжигающих солому зерновых. Установлены основные параметры котлов, обеспечивающих минимизацию потерь энергии при сжигании биомассы, за счет разделения рабочей области на область образования генераторного газа и область его сжигания.

Котел, сжигание, солома, биомасса, топливо, воздух, генераторный газ.

The results of theoretical investigations of air flow in boilers burning straw cereals. The basic parameters of boilers that provide minimizing energy loss in biomass due to the separation of the work area to the area of education and region generator gas combustion.

Boiler, burning, straw, biomass, fuel, air, gas generator.

УДК 631.1.27

ВИПРОБУВАННЯ КАБІНИ МЕЗ ЗА УМОВИ ОГЛЯДОВОСТІ З РОБОЧОГО МІСЦЯ ОПЕРАТОРА

**І.Л. Роговський, кандидат технічних наук
Б.С. Любарець, студент**

Розглянуто проблему доцільності проектування форми кабіни трактора, використовуючи ергономічні показники оглядовості з робочого місця оператора, а також отримання експериментальних даних шляхом комп'ютерного моделювання в трьохвимірному просторі світлотіньового методу.

Випробування, кабіна, оглядовість.

Постановка проблеми. Ефективність функціонування системи "людина – машина" в значній мірі залежить від об'єму зорової інформації необхідної для керування цією системою. Зорове сприйняття людини забезпечує йому біля 80 % інформації, одержуваної з навколишнього його середовища. Тому забезпечення

© І.Л. Роговський, Б.С. Любарець, 2014

12. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик ; под ред. М.О. Штейнберга. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

Приведены результаты теоретических исследований расхода воздуха в котлах, сжигающих солому зерновых. Установлены основные параметры котлов, обеспечивающих минимизацию потерь энергии при сжигании биомассы, за счет разделения рабочей области на область образования генераторного газа и область его сжигания.

Котел, сжигание, солома, биомасса, топливо, воздух, генераторный газ.

The results of theoretical investigations of air flow in boilers burning straw cereals. The basic parameters of boilers that provide minimizing energy loss in biomass due to the separation of the work area to the area of education and region generator gas combustion.

Boiler, burning, straw, biomass, fuel, air, gas generator.

УДК 631.1.27

ВИПРОБУВАННЯ КАБІНИ МЕЗ ЗА УМОВИ ОГЛЯДОВОСТІ З РОБОЧОГО МІСЦЯ ОПЕРАТОРА

**І.Л. Роговський, кандидат технічних наук
Б.С. Любарець, студент**

Розглянуто проблему доцільності проектування форми кабіни трактора, використовуючи ергономічні показники оглядовості з робочого місця оператора, а також отримання експериментальних даних шляхом комп'ютерного моделювання в трьохвимірному просторі світлотіньового методу.

Випробування, кабіна, оглядовість.

Постановка проблеми. Ефективність функціонування системи "людина – машина" в значній мірі залежить від об'єму зорової інформації необхідної для керування цією системою. Зорове сприйняття людини забезпечує йому біля 80 % інформації, одержуваної з навколишнього його середовища. Тому забезпечення

© І.Л. Роговський, Б.С. Любарець, 2014

оглядовості з робочого місця оператора віднесено до числа основних ергономічних вимог, а також найважливіших експлуатаційних показників тракторів.

Аналіз останніх досліджень. Вимоги до оглядовості з робочого місця тракториста, сформульовані в директивах ЕЭК ООН [1]. На базі цих даних створено ряд показників які приведні на рис. 1.

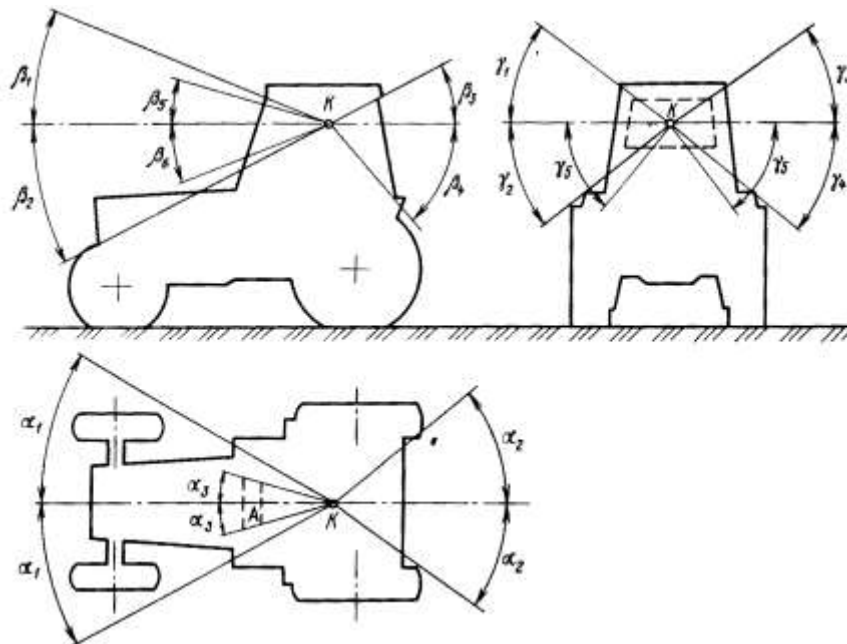


Рис. 1. Нормативні показники оглядовості.

Мета досліджень. Встановити основні положення випробування кабіни МЕЗ за умови оглядовості з робочого місця оператора.

Результати досліджень. Значення кутових параметрів оглядовості, обумовлених із точки К., приведені у табл. 1.

1. Кутові параметри оглядовості трактора.

Зона огляду	Позначення кутів	Значення кутів, град
Передня	α_1	60
	β_1	12
	γ_1	35
Бокова	γ_1, γ_3	10
	γ_2, γ_4	35
Додаткова бокова	γ_5	45
Задня	α_2	30
	β_3	11
	β_4^*	30
	α_3	20
Передня (через частину лобового скла, очищеного склоочисником)	β_5	8
	β_6	20

* При наявності стекол у нижній частині дверей кабіни.

Розташування точки K відліку параметрів оглядовості щодо точки відліку сидіння показано на рис. 2.

На універсально-просапних тракторах повинний бути забезпечений огляд зони передніх коліс (точки 1 і 2 на рис. 3).

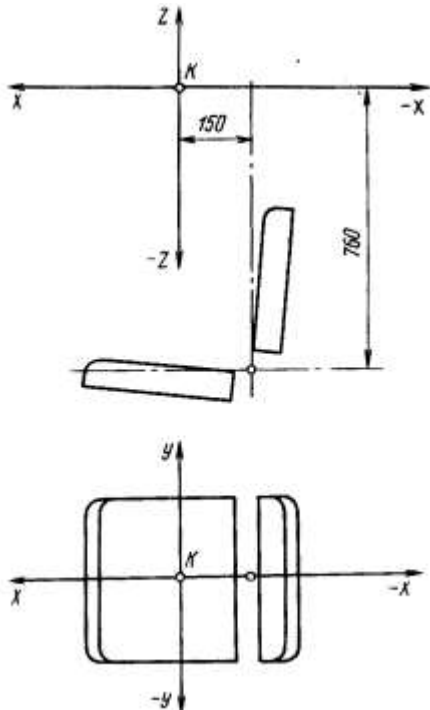


Рис. 2. Координати точки K відліку параметрів оглядовості.

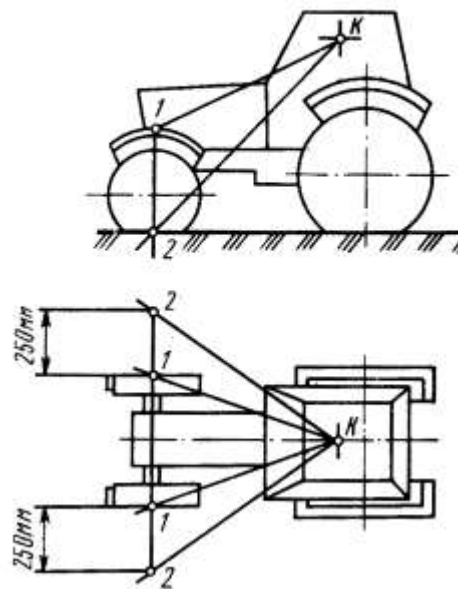


Рис. 3. Зона оглядовості передніх коліс.

Капот двигуна не повинний обмежувати огляд площадки перед трактором більш ніж на 12 м (відстань по горизонталі від проекції точки K на горизонтальну поверхню до кінця що не переглядається в зоні яка знаходиться спереду). Конструктивні елементи (вертикальні стійки і перемички кабіни, вихлопна труба і т.п.) не повинні створювати більше двох невидимих ділянок у межах кожного із секторів 1, 2 і 2' (рис. 4) півкола площадки.

Ширина B невидимих ділянок повинна бути не більш 700 мм. В кожному із секторів 2 і 2' півкола площадки допускається ширина однієї невидимої ділянки не більш 1500 мм або кожного з ділянок - не більш 1200 мм. Відстань B' між центрами двох невидимих ділянок, утворених сусіднього конструктивними елементами шириною більш 80 мм, повинно бути не менше 2200 мм. Останні три вимоги враховують вимоги ЕЭК ООН для сільськогосподарських тракторів, застосовуваних у якості транспортних засобів. З робочого місця оператора повинні бути видні задні шарніри тяг навісного пристрою при умовному робочому положенні осі підвісу і розташуванні шарнірів.

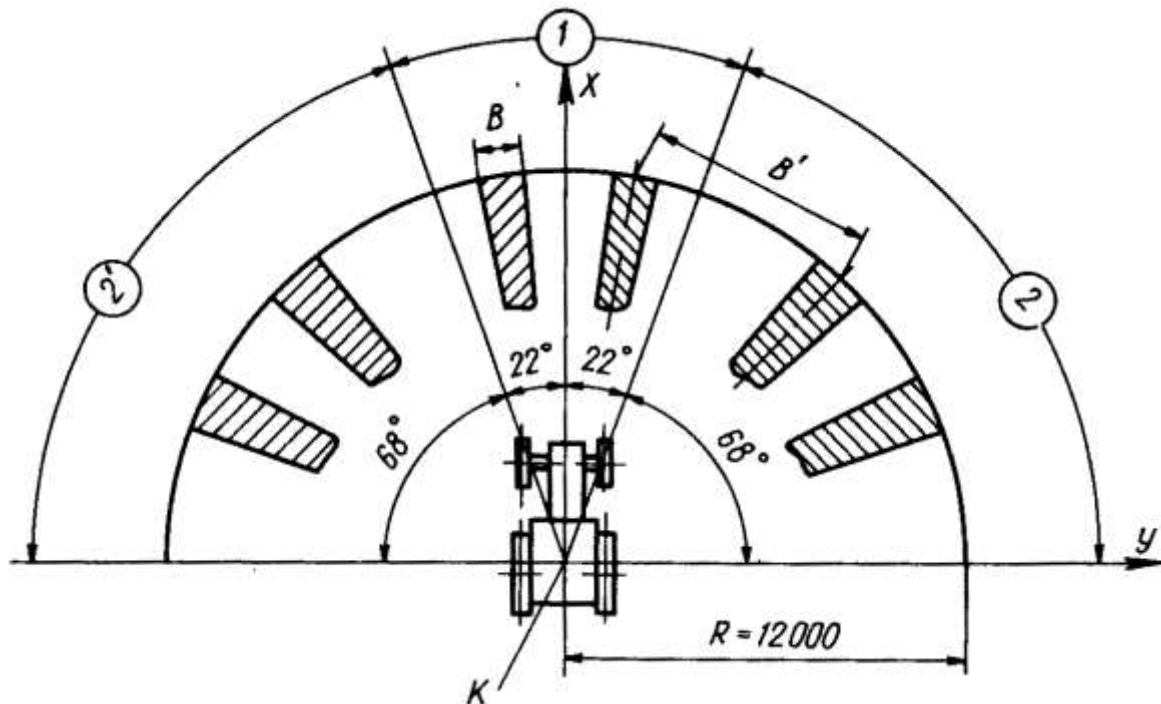


Рис. 4. Вертикальна проекція передньої зони огляду.

На основі вище розглянутих показників, використовуючи вибрані САПР [3], створено проект кабіни і трактора в цілому як об'єкт трьохвимірного простору (рис. 5).

При проектуванні використовувались AutoCAD і 3D Studio MAX [4, 5], а сам метод більш детально розглянуто в публікації [6].

На базі розробленої моделі були отримані експериментальні дані шляхом використання світлотіньового методу визначення оглядових зон. Даний експеримент дозволяє виконати 3D Studio MAX із застосуванням джерел світла.

В точку, яка відповідає рівню очей тракториста сидячого у кабіні трактора, трьохвимірної моделі (рис. 5), встановлено джерело світла, додаткові джерела відсутні.

Зверху над трактором встановлено камеру відображення для отримання результатів дослідження.

На рис. 6 зображено невидимі зони (чорним), у випадку коли оператор розташований обличчям вперед, а задньою частиною зображення можна проігнорувати.

На рис. 7, джерело струму зміщено дещо назад, імітуючи ситуацію при якій оператор повертає голову назад, тоді передньою частиною можна проігнорувати.

Отримані експериментальні дані використовуються для оцінки оглядових параметрів кабіни на етапі проектування, і виключають необхідність проведення експериментів в натурі.

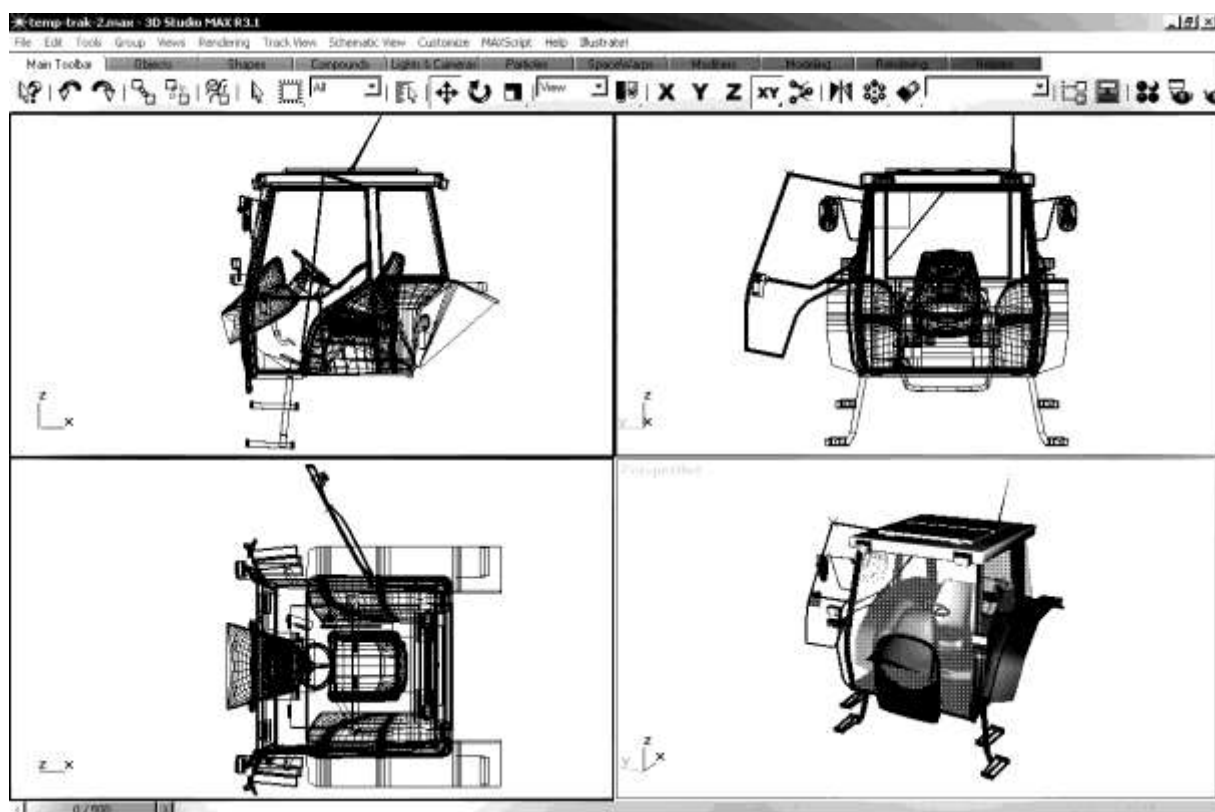
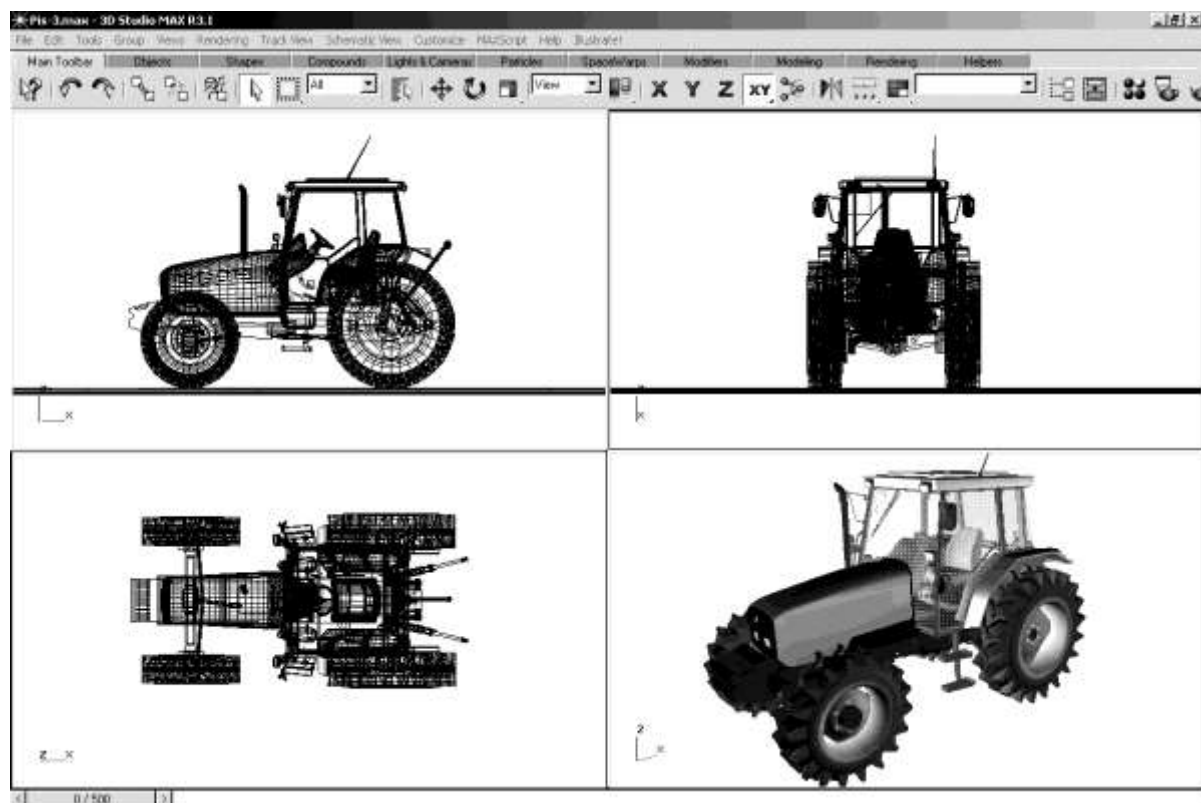


Рис. 5. Трьохвимірна модель трактора і кабіни.

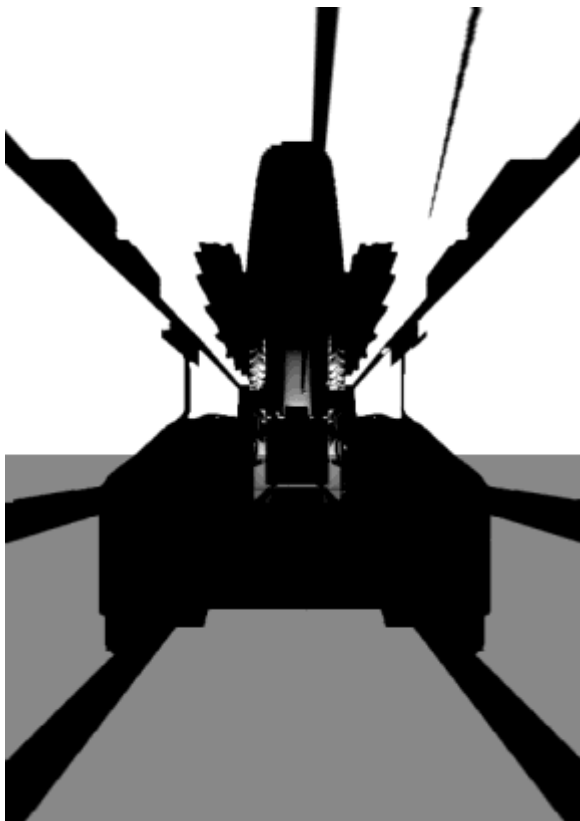


Рис. 6. Світлотіньовий відбиток при повернутій голові вперед.



Рис. 7. Світлотіньовий відбиток при повернутій голові назад.

Висновок. Даний метод отримання експериментальних даних дозволяє, отримати точні результати дослідження затінених оглядових областей при проектуванні кабіни трактора на етапі розроблення макету, без виготовлення дослідних зразків в натурі і проведення експериментальних досліджень спрямованих на доцільність використання кабіни що розроблюється.

Список літератури

1. Илинч И.М. Расчет, проектирование и испытание кабин тракторов / Илинч И.М., Никонов В.В., Кальченко Б.И. – М.: Машиностроение, 1989. – 212 с. <http://www.twirpx.com/file/785987/>.
2. Наказ Міністерства транспорту та зв'язку України від 18.02.2006 N 153 «Про затвердження Рекомендацій "Зasad адаптації транспортного законодавства України до законодавства Європейського Союзу"». http://www.ts.lica.com.ua/b_text.php?type=3&id=557725&base=1.
3. Горшаков С.И. Производственная эргономика / С.И. Горшаков. – М., 1979. – 308 с.
4. Орельян И. САПР 2010 http://www.cadmaster.ru/articles/10_cad.cfm.
5. Роб Полевой 3D Studio Max. Для профессионалов / Роб Полевой. – С-П., 2011. – 848 с. http://www.cadmaster.ru/magazin/articles/cm_01_new_3dstudio_max_for_professional.html.

6. Полищук В.В. AutoCAD 2010 / В.В. Полищук, А.В. Полищук. – М., 2011. – 452 с. <http://iknigi.net/avtor-aleksandr-zhadaev/45465-samouchitel-autocad-2010-aleksandr-zhadaev.html>.

Рассмотрена проблема целесообразности проектирования формы кабины трактора, используя эргономичные показатели обзорности с рабочего места оператора, а также получение экспериментальных данных путем компьютерного моделирования в трехмерном пространстве светотеневой метода.

Испытания, кабина, обзорность.

The problem of feasibility of designing forms tractor cab using ergonomic performance visibility from operator station and obtaining experimental data by computer simulation in three-dimensional space chiaroscuro method.

Testing, cabin, visibility.

УДК 630.56.7

ESTIMATING CRITERIA OF PARTS WARPING DURING HEAT TREATMENT

O.Ye. Semenovsky

The causes of parts warping during heat treatment were found. Estimating criteria for that value was constructed.

Steel, doping, cementation, technology, warping, internal pressure.

Problem. Modern technology sets increasing requirements towards mechanical properties of the structural materials and serial and wholesale engineering demands for high level of their adaptability. Complicated specialization of modern gear details requires inclusion of stamp operations, cutting treatment, welding, surface hardening, final lapping in the manufacturing process. Hence, all these additional operations should comply with higher technological standards

Recent research analysis. The choice of cementing steel compositions with optimal physical, mechanical and technological characteristics is getting complicated due to lack of information regarding

© O.Ye. Semenovsky, 2014

6. Полищук В.В. AutoCAD 2010 / В.В. Полищук, А.В. Полищук. – М., 2011. – 452 с. <http://iknigi.net/avtor-aleksandr-zhadaev/45465-samouchitel-autocad-2010-aleksandr-zhadaev.html>.

Рассмотрена проблема целесообразности проектирования формы кабины трактора, используя эргономичные показатели обзорности с рабочего места оператора, а также получение экспериментальных данных путем компьютерного моделирования в трехмерном пространстве светотеневой метода.

Испытания, кабина, обзорность.

The problem of feasibility of designing forms tractor cab using ergonomic performance visibility from operator station and obtaining experimental data by computer simulation in three-dimensional space chiaroscuro method.

Testing, cabin, visibility.

УДК 630.56.7

ESTIMATING CRITERIA OF PARTS WARPING DURING HEAT TREATMENT

O.Ye. Semenovsky

The causes of parts warping during heat treatment were found. Estimating criteria for that value was constructed.

Steel, doping, cementation, technology, warping, internal pressure.

Problem. Modern technology sets increasing requirements towards mechanical properties of the structural materials and serial and wholesale engineering demands for high level of their adaptability. Complicated specialization of modern gear details requires inclusion of stamp operations, cutting treatment, welding, surface hardening, final lapping in the manufacturing process. Hence, all these additional operations should comply with higher technological standards

Recent research analysis. The choice of cementing steel compositions with optimal physical, mechanical and technological characteristics is getting complicated due to lack of information regarding

© O.Ye. Semenovsky, 2014

structure effect on those characteristics. In addition, the information is inconsistent and mainly qualitative. It's not enough data regarding mutual links between different properties of cementing steels. So, these properties are not predictable that significantly expands their choice or design.

Our objectives were not only the quality but also the quantitative estimation of such technological characteristic as steels warping susceptibility under the thermochemical treatment. We goaled to create the single characteristic which determines steel deformation susceptibility under the quenching.

The choice of steel type is determined by the exploitation conditions as well as by the equipment technological capabilitie. In [1-3] performed a comprehensive analysis of steels used for heavy-loaded gears . Analyzing this papers, it might be concluded that the choice of material basically determines the appropriate strengthen technology. Thermochemical treatment is meant to be the most promising strengthen gears technology.

Research objectives. The main goal of our investigation was creating of the same estimating criteria for steels warping susceptibility under the thermochemical treatment.

Results. The change of the geometric parameters that occurs during the thermochemical treatment is essential for economic performance of manufacturing. Removing warping requires additional lapping operations such as restoring of initial holes, sanding and lapping of working profiles. Moreover, poor cutting machinability of high hardness materials implies necessary operations for protection from carbon saturation during grouting surfaces of parts that are processed after thermochemical treatment. For that usually electrolytic copper plating processes or application of protective antytsementatsiynnyh pastes are used. These operations are labor and energy consuming and require expensive and scarce materials.

The issue of warping of details which require surface hardening is essentially up to date particularly due to significantly increasing requirements to metal capacity and manufacturing precisiion of gears [4, 5]. It is well known that the main cause of warping under the thermochemical treatment is hardening . Cooling during hardening leads to the appearance of a temperature gradient along the details crossing. Its value is determined by the heating temperature, the detail's size and shape, steel thermal conductivity, cooling capacity and circulation of quenching environment [6].

Indefinite change of temperature in the depth of the materials during cooling along with indefinite percolation of phase transitions and

change in specified volume cause pressure. The pressures arising from non-simultaneous thermal deformation are called thermal.

Our work invoked the task of not only quality but also quantitative estimation of such technological characteristics as steel warping susceptibility under thermochemical treatment. The results of comparison of warping value for various steels details are presented in Fig. 1 histogram.

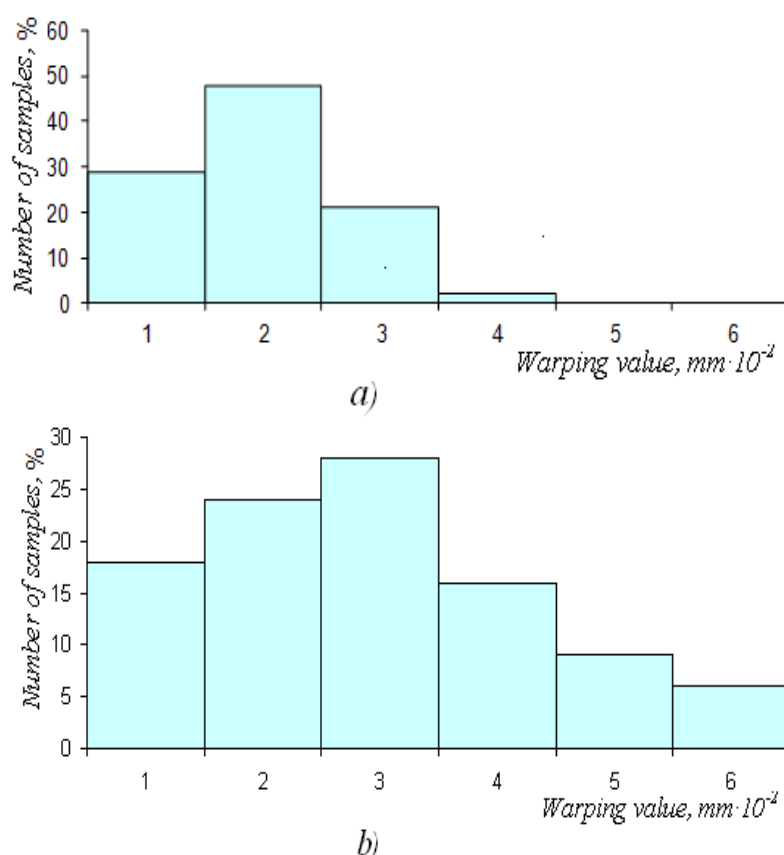


Fig. 1. Histogram of value of the details warping during the quenching: a) steel 15XГНБТУ; b) steel 12XH3A.

Hence, the creation of a similar characteristic determining steel deformation susceptibility during quenching is proposed. It is a coefficient that is determined from the ratio between the number of parts that fit the permissible warping value according to the technical documentation and the number of parts that do not fit the technical documentation permissible deviation (defective parts).

In this case, Riemann integral as Darboux sums limit is meant to be the above mentioned quantitative characteristic – (as curvilinear trapezoid area). Step graph of the function $\mathfrak{I}(x)$ takes a form:

$$\mathfrak{I}(x) = \sum_{i=1}^m (n_i \chi_{(a_i; a_{i+1})}(s)), \text{ where } \chi_A(x) \text{ is an indicator function } \chi_A(x) = \begin{cases} 1, & x \in A \\ 0, & x \notin A \end{cases}.$$

Let n_j be the value of the function at the semi-closed interval $(a_j, a_{j+1}]$. Then deriving characteristics takes a form:

$$\mathfrak{R}(x) = \mathfrak{R}(\mathfrak{Z}(x)) = \frac{\int_a^b \left(\sum_{i=1}^m (n_i \chi_{(a_i; a_{i+1})}(s)) ds \right)}{\int_a^x \left(\sum_{i=1}^m (n_i \chi_{(a_i; a_{i+1})}(s)) ds \right)} = \frac{\sum_{\substack{i=j+1 \\ j: x \in (a_j, a_{j+1}]}}^m \left(n_i \Delta a_{i+1} + \frac{n_j (a_{j+1} - x)}{m - j} \right)}{\sum_{\substack{i=1 \\ j: x \in (a_j, a_{j+1}]}}^{j-1} \left(n_i \Delta a_{i+1} + \frac{n_j (x - a_j)}{m - j} \right)}.$$

where $\chi_A(x) = \begin{cases} 1, & x \in A \\ 0, & x \notin A \end{cases}$, is an indicator-function, n_j – the function value at the semi-closed interval, $(a_j, a_{j+1}]$ $\mathfrak{Z}(x) = \sum_{i=1}^m (n_i \chi_{(a_i; a_{i+1})}(s))$ - the function built at experimental data.

For instance, calculate deformation susceptibility coefficient for steels 12XH3A and 15XГНБТЧ.

For steel 12XH3A it equals:

$$\mathfrak{R}(x) = \begin{cases} \frac{101 - 18x}{18x}, & x \in (0, 1] \\ \frac{107 - 24x}{24x - 6}, & x \in (1, 2] \\ \frac{115 - 28x}{28x - 14}, & x \in (2, 3] \\ \frac{79 - 16x}{16x + 22}, & x \in (3, 4] \\ \frac{51 - 9x}{9x + 50}, & x \in (4, 5] \\ \frac{36 - 6x}{6x + 65}, & x \in (5, 6] \end{cases} \quad x = \begin{cases} \frac{101}{18(R_0 + 1)}, & x \in (0, 1] \\ \frac{107 + 6R_0}{24(R_0 + 1)}, & x \in (1, 2] \\ \frac{115 + 14R_0}{28(R_0 + 1)}, & x \in (2, 3] \\ \frac{79 - 22R_0}{16(R_0 + 1)}, & x \in (3, 4] \\ \frac{51 - 50R_0}{9(R_0 + 1)}, & x \in (4, 5] \\ \frac{36 - 65R_0}{6(R_0 + 1)}, & x \in (5, 6] \end{cases}$$

$R_0 = 0.03 \Rightarrow x \geq 5.5097$

For steel 12XH3A it equals:

$$\mathfrak{R}(x) = \begin{cases} \frac{29(1 - x) + 61}{29x}, & x \in (0, 1] \\ \frac{48(2 - x) + 23}{48(x - 1) + 29}, & x \in (1, 2] \\ \frac{21(3 - x) + 2}{21(x - 2) + 77}, & x \in (2, 3] \\ \frac{2(4 - x)}{2(x - 3) + 98}, & x \in (3, 4] \end{cases} \quad x = \begin{cases} \frac{90}{29(R_0 + 1)}, & x \in (0, 1] \\ \frac{119 + 19R_0}{48(R_0 + 1)}, & x \in (1, 2] \\ \frac{65 - 35R_0}{28(R_0 + 1)}, & x \in (2, 3] \\ \frac{2(1 - 23R_0)}{(R_0 + 1)}, & x \in (3, 4] \end{cases}$$

$R_0 = 0.03 \Rightarrow x \geq 2.956$

In our particular case under permissible percentage ratio of quantitative characteristics of defective and non-defective details dropping to 3%-band, steel 15HHNBТCH with low warping susceptibility yields the value of allowance of 0.029 mm and steel 12HN3A does

0,055 mm. And in the case when the serial steel provides the same allowance as designed, the number of defective details will be 30 %.

Thus the proposed coefficient enables quantify the steels warping susceptibility and provides a choice of chemical composition of steel given the required size of allowances and technological capabilities of manufacturing.

Determining of this coefficient is quite complicated process. For its simplification the comparison of the coefficient with other steel technological characteristics was implemented

In terms of causes of details warping during the quenching, the closest characteristic correlated with the deformation coefficient is the pressure value in the consolidated layer.

Dependencies of residual internal pressures distribution for steels with varying doping degrees were considered (Fig. 2).

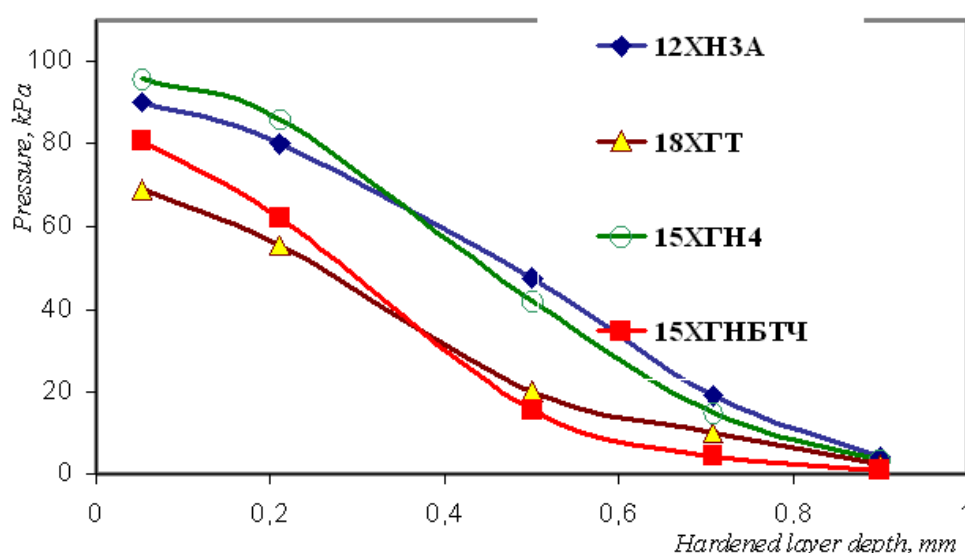


Fig. 2. Distribution of residual internal pressures in hardened layer.

The shape of curves derived implies that the complex-alloied steel has a sharp reduction of pressure, as the distance from the surface increases, comparing to the serial 12HN3A steel.

Based on the physical meaning of this value one could argue that the sum of all the pressures in the surface layer relates to the considered characteristic. It can be represented as a Riemann integral.

For the steel 12XH3A:

$$I_{12XH3A} = \int_{0,1}^{0,9} (-953,12x^4 + 2343,8x^3 - 1910,3x^2 + 456,06x + 57,948) \cdot dx = 37.0398$$

For the steel 15XГНБТЧ:

$$I_{15XГНБТЧ} = \int_{0,1}^{0,9} (263.02x^4 - 527.08x^3 + 479.32x^2 - 314.73x + 107.08) \cdot dx = 20.7075$$

For the steel 18ХГТ:

$$I_{18\text{ХГТ}} = \int_{0,1}^{0,9} (-3208,3x^4 + 6672,9x^3 - 4562,3x^2 + 1046,8x - 2,2063) dx = 25,305$$

For the steel 15ХГН:

$$I_{15\text{ХГН}} = \int_{0,1}^{0,9} (1296,9x^4 - 2579,2x^3 + 1736,6x^2 - 504,21x + 82,005) \cdot dx = 15,5048$$

Computer processing of the total value of the overall hardened layer pressures showed that for serial steel 12ХН3А this coefficient is 1.5 times higher than for designed steel. However it's not reliable to recommend this characteristic for determining of steel warping susceptibility for two reasons. First, the value of residual internal pressures relates to pressures effecting the product(sample) deformation under the heat treatment only indirectly. And is not the cause but the consequence. Second, its determining is associated with considerable technical difficulties. At the same time, as a qualitative characteristics it confirms obtained results during the investigation of warping susceptibilities of steels with different alloying elements compositions.

The steel susceptibility to the austenitic grain growth under the heating is the most appropriate characteristic that relates to the deformation coefficient. The physical meaning of steel susceptibility to the austenitic grain growth under the heating explains the rapid change of function describing this process. After consideration of dependence graphs in Fig. 3 and approximation by polynomial trend line of the experimental data using we are able to specify the rate of change of approximated curves as the derivative $f'(x)$.

The mean of the function $f'(x)$ at the interval $[a,b]$ is calculated from the equality $\int_a^b [f'(x)] dx = f'_{cp}(\theta) \cdot (b-a)$, де $\theta \in [a,b]$. Звідки

$$f'_{cp}(x) = \frac{\int_a^b [f'(\theta)] dx}{(b-a)}.$$

The calculated values of this characteristic for investigated steels are:

for the steel 12ХН3А:

$$V_{12\text{ХН3А}} = \frac{\int_{800}^{1100} \left[\frac{\partial}{\partial x} (7.9655x^{0.8324}) \right] dx}{1100 - 800} = 2.10298;$$

for the steel 15ХГНБТЧ:

$$V_{15\text{ХГНБТЧ}} = \frac{\int_{800}^{1100} \left[\frac{\partial}{\partial x} (5.16x^{0.53}) \right] dx}{1100 - 800} = 0.109308;$$

for the steel 18XГТ:

$$V_{18XIT} = \frac{\int_{800}^{1100} \left[\frac{\partial}{\partial x} (5.68x^{0.72}) \right] dx}{1100 - 800} = 0.6006;$$

for the steel 15XГН:

$$V_{15XIH} = \frac{\int_{800}^{1100} \left[\frac{\partial}{\partial x} (6.3709x + 3.36) \right] dx}{1100 - 800} = 6.3709.$$

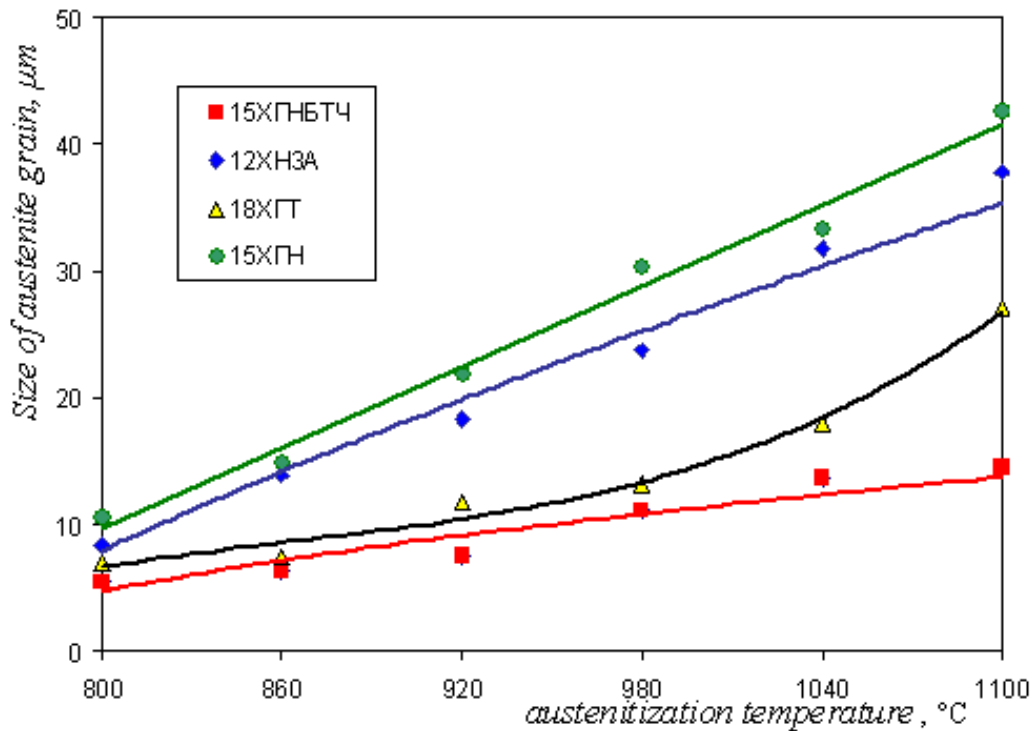


Fig. 2. Kinetics of austenitic grain growth.

After analysis of mathematical calculations of technological characteristics for the investigated steels and comparison them with derived steel warping susceptibility coefficient we can conclude that the steel susceptibility to the austenitic grain growth during exposure under the high temperatures is sufficiently correlated with the steel warping I coefficient.

Conclusions

1. Reduced steel warping susceptibility allows to increase the economic performance of production by reducing the amount of lapping operations.
2. It was found during the investigations that the level of steel warping under the thermochemical treatment is directly dependent on the dispersion degree of the initial austenitic structure.

3. For the cementing steels under the prolonged high temperatures exposure during hermochemical treatment it is necessary to minimize the alloy susceptibility to the austenitic grain growth. This is achieved by a complex alloying via elements such as titanium and niobium which form a high temperatures resistant carbide phase.

References

1. Voronenko B.I. Modern high-strength steels for heavy-loaded gears / B.I. Voronenko // Metallurgy and metal heat treatment. – 1996. – № 8. – P. 11–18.
2. Brosso P. El acero en el futuro de los materiales / Brosso P., Pagliucci C. // Siderurgia. – 1990. – 15, № 50 – C. 5–20.
3. Feket J.R. Using of perspective hardened steels in engineering / J.R. Feket // Report of the International Workshop "Recent achievements in metallurgy and steel production technology for the automotive industry", Moscow, February, 17-18, 2004. Moscow: Metallurgizdat. – 2004. – P. 21–30.
4. Zinchenko V.M. Steels for cementing and nitro-cementing details / V.M. Zinchenko // Metal Technology. – 2002. – № 7. – P. 15–21.
5. Romaniv O.N. Fatigue and cyclic crack resistance of structural materials // [Romaniv O.N., Yarema S.J., Nykyforchyn G.N. et al.]. – K.: Naukova Dumka, 1990. – P. 121–226.
6. Xuc Chun-fang. The mechanism of strengthening and viscosity increasing of a microalloyed steel Nb / [Xuc Chun-fang, Wang Xin-hua, Xin Yi-de.] // Jinshu rechuli. – Heat Treat. Metals. – 2003. – № 5-28. – P. 15–17.

Встановлені причини короблення деталей в процесі термічної обробки. Розроблені критерії оцінки цієї величини.

Сталь, легування, цементация, технологічність, короблення, внутрішні напруження.

Установлены причины деформации деталей в процессе термической обработки. Разработаны критерии оценки этой величины.

Сталь, легирование, цементация, технологичность, коробление, внутринние напряжения.

УПРАВЛІННЯ СИСТЕМАМИ ВИСОКОТОЧНОГО ДОЗУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАТЕРІАЛІВ

Л.В. Аніскевич, доктор технічних наук

Проведено аналіз можливостей високоточного дозування технологічних матеріалів у випадках непередбачених змін величин динамічних параметрів дозуючих систем в технологіях точного землеробства з використанням методів оптимального управління технічними системами.

Дозування, технологічний матеріал, оптимальне управління.

Постановка проблеми. При проведенні таких технологічних операцій, як сівба, або при внесенні добрив, пестицидів, мікроелементів тощо в технологіях точного землеробства (ТЗ) необхідно забезпечити як високоточне дозування технологічних матеріалів (ТМ), так і високу просторову точність доставки останніх в задану точку поля.

При цьому слід зауважити, що умови виконання механізованих технологічних операцій в польових умовах характеризуються широким діапазоном перебігу різних збурюючих факторів – нерівностей поверхні поля, варіювання агробіологічних параметрів стану ґрунту, змін температурних режимів функціонування системи тощо. Динамічні параметри, які характеризують стан дозуючих систем сільськогосподарської машини, при цьому повинні мати оптимальні значення.

Аналіз останніх досліджень. Формування оптимального закону керування $U(t)$ дозуючими системами машин-реалізаторів залежить від цілі керування, а також від наявності апріорної інформації про стан системи і про характер діючих на нього збурень.

Динамічний об'єкт регулювання – дозуюча система машини-реалізатора – також характеризується певним станом та величиною параметрів його складових елементів, а динаміка його поведінки в загальному випадку описується нелінійним векторним рівнянням виду:

$$\bar{x}' = f(\bar{x}, \bar{a}, t) + \varphi(\bar{x}, \bar{a}, t)\bar{U}, \quad (1)$$

де $f(\bar{x}, \bar{a}, t)$ та $\varphi(\bar{x}, \bar{a}, t)$ – відомі векторна та матрична функції;

$\bar{x}$ – вектор стану об'єкта;

$\bar{a}$ – вектор параметрів об'єкта;

$\bar{U}$ – вектор керуючих дій.

При вирішенні задач аналітичного конструювання оптимальної системи керування щільністю розподілу ТМ по площі поля можна використати алгоритм побудови оптимальних систем керування, що базується на прямій постановці задачі аналітичного конструювання оптимальних регуляторів [1].

Розглянемо можливість застосування алгоритму оптимального управління по Красовському О.А. [2] на прикладі функціонування пневматичної висівної системи зернової сівалки для технологій змінних норм внесення (ЗНВ) ТМ [3] (рис. 1).

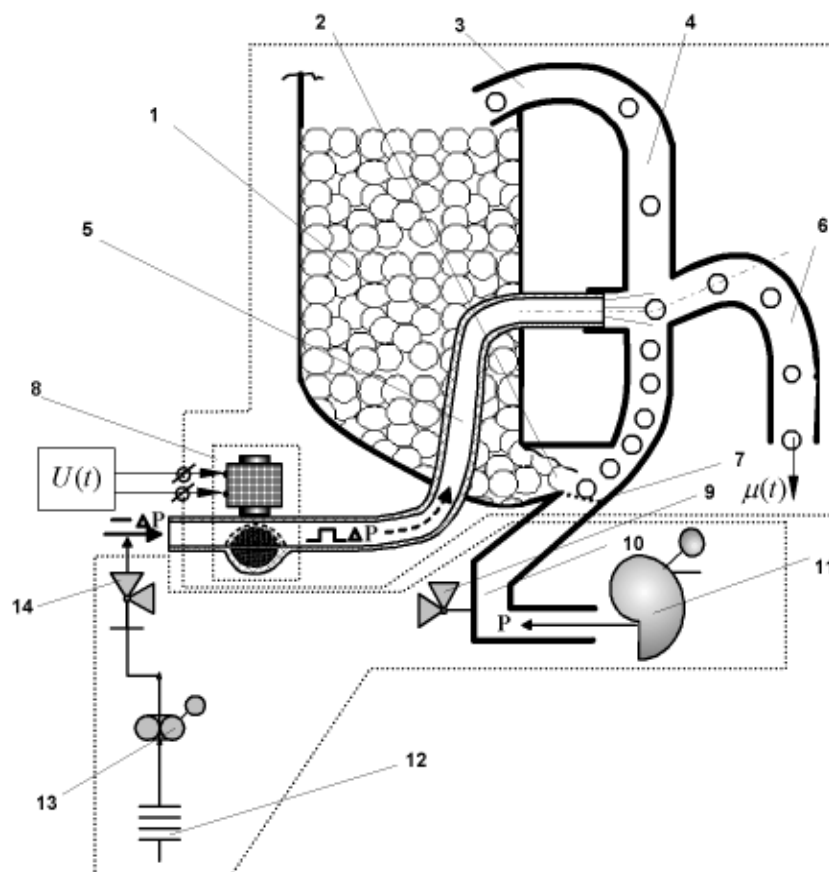


Рис. 1. Пневматична висівна система зернової сівалки для технологій ТЗ.

Висівна система складається з бункера для насіння 1, забірної камери 2; патрубку повернення надлишкового насіння 3; робочої камери 4; ежекторного патрубку 5; насіннепроводу 6; сітки 7; магнітного клапана керування висівом насіння 8, регулятора тиску 9, вмонтованого в повітропровід 10; вентилятора 11; фільтра 12; мотор-компресора 13; регульованого дроселя 14.

В режимі змінних норм сівби, спеціально сформовані імпульси електричного струму подаються на магнітний клапан 8. Це призводить до утворення керованого імпульсного потоку повітря ΔP . Необхідний тиск повітря забезпечується мотор-компресором 13, що

засмоктує повітря через фільтр 12. Одночасно з цим, вентилятор 11 подає постійний потік повітря в робочу камеру 4 по дотичній до її внутрішньої поверхні. В цю ж камеру із забірної камери 2 самопливом і за рахунок енергії потоку повітря, що проходить через сітку 7, подається в робочу камеру 4 насіння, що захоплюється потоком повітря і рухається вгору по вертикальній частині робочої камери 4. З ежекторного патрубку 5 виходить імпульсний потік повітря ΔP і виносить насіння з робочої камери 4 в насіннепровід 6, вісі яких лежать в одній вертикальній площині. Далі відбувається переміщення насіння до місця заробки в ґрунт традиційним засобом. Насіння, що не потрапило в насіннепровід, по патрубку 3 повертається в бункер 1.

Результати досліджень. Блок-схема оптимального управління інтенсивністю вихідного потоку насіння в одному з каналів описаної пневматичної висівної системи наведена на рис. 2.

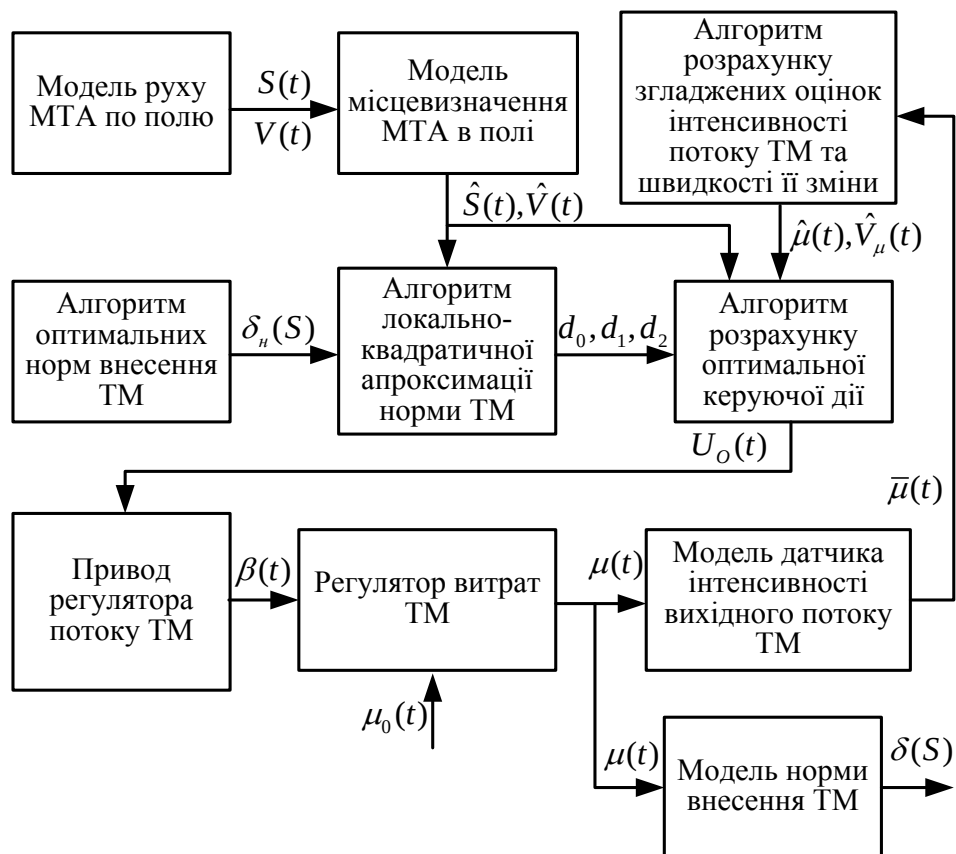


Рис. 2. Блок-схема системи оптимального управління інтенсивністю вихідного потоку насіння в одному з каналів висівної системи.

Модель динаміки процесу керування інтенсивністю потоку насіння описується векторним диференціальним рівнянням виду:

$$\bar{x}' = A\bar{x} + BU(t), \quad (2)$$

де $A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & 0 \end{bmatrix}$; $B = \begin{bmatrix} b_{11} \\ 0 \end{bmatrix}$; $\bar{x}(t) = \begin{bmatrix} V_\mu(t) \\ \mu(t) \end{bmatrix}$; $a_{11} = -\frac{2\xi}{T}$; $a_{12} = -\frac{1}{T^2}$; $a_{21} = 1$; $b_{11} = \frac{K}{T^2}$;

ξ – коефіцієнт затухання;

T – стала часу;

K – коефіцієнт підсилення;

$\mu(t)$ – середня інтенсивність вихідного модульованого потоку насіння;

$V_\mu(t) = \mu'(t)$; $U(t)$ – керуюча дія, що подається на вхід клапана 8 керування нормою висіву насіння (рис. 1).

Модель датчика інтенсивності потоку ТМ описується рівняннями:

$$\begin{cases} \bar{\mu}(t) = \tilde{\mu}(t) \left[1 + \Delta_\mu(t) + \Delta_{\xi\mu}(t) \right]; \\ \tilde{\mu}'(t) = -\frac{1}{T_D} [\tilde{\mu}(t) - \mu(t)], \end{cases} \quad (3)$$

де $\bar{\mu}(t)$ – вихідний сигнал датчика;

$\tilde{\mu}(t)$ – проміжна змінна величина;

$\Delta_\mu(t)$ та $\Delta_{\xi\mu}(t)$ – систематична та шумова складові відносної помилки вимірювань;

T_D – стала часу датчика, що характеризує його інерційність;

Для вирішення задачі оптимального слідкування в постановці Красовського необхідно розглянути функціонал з ковзним інтервалом оптимізації ΔT виду:

$$I_K = \frac{1}{2} \int_t^{t+\Delta T} \left[\Delta \bar{x}^T(\vartheta) \hat{Q} \Delta \bar{x}(\vartheta) + \bar{U}^T C^{-1} \bar{U} + \bar{U}_o^T C^{-1} U_o \right] d\vartheta, \quad (4)$$

де $\Delta \bar{x}(\vartheta) = \bar{x}(\vartheta) - \bar{x}_3(\vartheta)$; $\bar{x}_3(\vartheta)$ – необхідний вектор стану об'єкту керування;

$\hat{Q}$ – позитивно визначена матриця;

C – симетрична позитивно визначена матриця;

$\bar{U}_o$ – вектор оптимальних керуючих дій.

У випадку лінійної стаціонарної моделі регулятора норми внесень ТМ машини-реалізатора, точному оптимальному алгоритму слідкування для випадку функціонала (4) відповідає формула:

$$\bar{U}_o(t) = -CB^T \left\{ \int_0^{\Delta T} W^T(\tau) \hat{Q} [W(\tau) \bar{x}(t) - \hat{\bar{x}}_3(\tau)] d\tau \right\}, \quad (5)$$

де $W(\tau)$ – перехідна матриця моделі динаміки регулятора ЗНВ ТМ;

$\hat{\bar{x}}_3(\tau) = \bar{x}_3(t + \tau)$.

У функціоналі (4) величина C виражає позитивний ваговий коефіцієнт, а матриця $\hat{Q}$, що входить в цей вираз, для даного випадку має вигляд:

$$\hat{Q} = \begin{vmatrix} q_{11} & 0 \\ 0 & q_{22} \end{vmatrix}; \quad q_{11} > 0; \quad q_{22} > 0.$$

В оптимальному алгоритмі слідування (5) в підінтегральний вираз в правій частині входить прогнозована задана дія $\hat{\bar{x}}_3(\tau)$ для $\tau \in [0, \Delta T]$:

$$\hat{\bar{x}}_3(\tau) = \begin{pmatrix} \frac{\partial \delta_{\#}[\hat{S}(\tau)]}{\partial \hat{S}} \hat{V}^2(t) \\ \delta_{\#}[\hat{S}(\tau)] \hat{V}(t) \end{pmatrix}, \quad (6)$$

де $\delta_{\#}[\hat{S}(\tau)]$ – необхідна норма сівби;

$\hat{V}(t)$ – оцінка швидкості руху сівалки;

$\hat{S}(\tau) = \hat{V}(t)\tau$ – прогнозоване переміщення сівалки.

Слід зазначити, що якість виконання заданого режиму функціонування машини-реалізатора певною мірою залежить від того, наскільки точно співпадають взяті з картограми-завдання значення заданих норм внесення ТМ з тими, що дійсно необхідні на кожний конкретний момент місцезнаходження МТА в полі. Залежить це від кроку періодизації даних в електронній цифровій картограмі-завданні і конкретних значень координат МТА в полі. Бажано уточнювати, за рахунок проведення операції апроксимації, цифрові дані, які вибираються з електронної картограми-завдання. Для цього застосуємо процедуру локально-квадратичної апроксимації, що дасть змогу отримувати дані з картограми-завдання точно для тих координат, де у цю мить знаходиться МТА. Тоді, якщо залежність $\delta_{\#}[\hat{S}(\tau)]$ апроксимувати квадратичною функцією виду:

$$\delta_{\#}[\hat{S}(\tau)] = d_0 + d_1 \hat{S} + d_2 \hat{S}^2, \quad (7)$$

де d_0, d_1, d_2 – коефіцієнти локально квадратичної апроксимації норми сівби, то замість (6) буде:

$$\hat{\bar{x}}_3(\tau) = \begin{pmatrix} C_1 + C_2 \tau \\ C_0 + C_3 \tau + C_4 \tau^2 \end{pmatrix}, \quad (8)$$

де $C_1 = d_1 \hat{V}^2(t)$; $C_2 = 2d_2 \hat{V}^3(t)$; $C_3 = d_1 \hat{V}^2(t)$; $C_4 = d_2 \hat{V}^3(t)$; $C_0 = d_0 \hat{V}(t)$;

Проведення оптимального керування інтенсивністю вихідного потоку ТМ (або потоку насіння в одному з каналів висівної системи, як для обраного прикладу) при роботі машини-реалізатора пов'язано

з необхідністю отримання оцінок фактичної $\hat{\mu}(t)$ інтенсивності вихідного потоку ТМ та швидкості зміни цієї інтенсивності:

$$\hat{\mu}'(t) = b \left\{ \frac{\partial \hat{\delta}_n[\hat{x}_T(t)]}{\partial x_T} \hat{V}(t) + \hat{\delta}_n[\hat{x}_T(t)] \hat{V}'(t) \right\}, \quad (9)$$

де $\hat{x}_T$ – оцінка координати переміщення МТА вздовж центральної лінії технологічної колії.

В праву частину виразу (9) входять оцінки компоненти градієнту необхідної щільності внесення ТМ вздовж лінії технологічної колії, а також повздовжнього прискорення МТА.

Для отримання оцінки $\hat{\mu}(t)$ в аналітичному вигляді по вихідній інформації датчика інтенсивності, а також для згладжування шумових складових похибки та компенсації динамічної похибки датчика доцільно виконати апроксимацію показників датчика поліномом другого порядку на ковзному інтервалі часу $[t - \Delta T, t]$:

$$\tilde{\mu}(\tau) = a_{t0} + a_{t1}\tau + a_{t2}\tau^2; \quad \tau \in [0, \Delta T], \quad (10)$$

де a_{t0} , a_{t1} , a_{t2} – коефіцієнти апроксимації.

Якщо $\hat{\mu}_j(t)$, $j = 1, 2, \dots, m$ - сукупність дискретних значень вихідного сигналу датчика, що зафіксовані в моменти часу $t - \Delta T + \Delta\tau(j-1)$, де $\Delta\tau = \frac{\Delta T}{m-1}$, $j = 1, 2, \dots, m$; $m > 3$, то найкращі, в сенсі мінімуму середньоквадратичної похибки процесу апроксимації, оцінки коефіцієнтів апроксимації визначаються по формулі:

$$\bar{a}_{ti} = H^+ \bar{y}, \quad (11)$$

де $\bar{y} = (\bar{\mu}_1, \bar{\mu}_2, \dots, \bar{\mu}_m)^T$;

$$H = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 1 & \Delta\tau & \Delta\tau^2 \\ \dots & \dots & \dots \\ 1 & (m-1)\Delta\tau & [(m-1)\Delta\tau]^2 \end{pmatrix};$$

"+" – ознака операції псевдообернення матриці, яка (операція) може бути виконана з використанням алгоритму Гревілья [4].

З урахуванням виразів системи (3) можна написати наступні аналітичні вирази для згладжених оцінок інтенсивності вихідного потоку ТМ та швидкості його зміни:

$$\hat{\mu}(t) = \tilde{\mu}(t) + T_D \tilde{\mu}'(t); \quad (12)$$

$$\hat{\mu}'(t) = \tilde{\mu}'(t) + T_D \tilde{\mu}''(t); \quad (13)$$

$$\tilde{\mu}(t) = \bar{a}_{t0} + \bar{a}_{t1}\Delta T + \bar{a}_{t2}\Delta T^2; \quad (14)$$

$$\tilde{\mu}'(t) = \bar{a}_{t1} + 2\bar{a}_{t2}\Delta T; \quad (15)$$

$$\tilde{\mu}''(t) = 2\bar{a}_{t2} \quad (16)$$

Для моделі динаміки об'єкту керування виду (2) вирази для елементів перехідної матриці $W(\tau)$ у виразі вектора оптимальних керуючих дій (5) представляється можливим записати в наступній аналітичній формі:

– для випадку $\xi \neq 1$:

$$\begin{aligned} W_{11}(\tau) &= \frac{1}{\lambda_2 - \lambda_1} [-\lambda_1 e^{\lambda_1 \tau} + \lambda_2 e^{\lambda_2 \tau}]; \\ W_{12}(\tau) &= \frac{\lambda_1 \lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1} [e^{\lambda_1 \tau} - e^{\lambda_2 \tau}]; \\ W_{21}(\tau) &= \frac{1}{\lambda_2 - \lambda_1} [-e^{\lambda_1 \tau} + e^{\lambda_2 \tau}]; \\ W_{22}(\tau) &= \frac{1}{\lambda_2 - \lambda_1} [\lambda_2 e^{\lambda_1 \tau} + \lambda_1 e^{\lambda_2 \tau}], \end{aligned} \quad (17)$$

$$\text{де } \lambda_1 = \frac{-\xi + \sqrt{\xi^2 - 1}}{T}; \lambda_2 = \frac{-\xi - \sqrt{\xi^2 - 1}}{T};$$

для випадку $0 < \xi < 1$:

$$\lambda_1 = -a + ib; \lambda_2 = -a - ib; \quad (18)$$

$$\text{де } a = \frac{\xi}{T}; b = \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{T}; \lambda_1 + \lambda_2 = -2a = -\frac{2\xi}{T}; \lambda_1 \lambda_2 = a^2 + b^2 = \frac{1}{T^2};$$

$$\lambda_2 - \lambda_1 = -2ib = -\frac{2i\sqrt{1 - \xi^2}}{T}; (\lambda_2 - \lambda_1)^2 = -\frac{4(1 - \xi^2)}{T^2}; \cos \omega = \frac{1}{2}(e^{i\omega} + e^{-i\omega});$$

$$\sin \omega = \frac{1}{2i}(e^{i\omega} - e^{-i\omega}).$$

– для випадку $\xi = 1$:

$$\begin{aligned} W_{11}(\tau) &= (1 - \frac{\tau}{T})e^{-\frac{\tau}{T}}; \\ W_{12}(\tau) &= -\frac{\tau}{T^2}e^{-\frac{\tau}{T}}; \\ W_{21}(\tau) &= \tau e^{-\frac{\tau}{T}}; \\ W_{22}(\tau) &= (1 + \frac{\tau}{T})e^{-\frac{\tau}{T}}. \end{aligned} \quad (19)$$

Аналіз наведених аналітичних викладок показує, що для випадку прогнозування на інтервалі $[t, t + \Delta T]$ заданої норми внесення $\hat{x}_3(\tau), \tau \in [0, \Delta T]$ виду (8) і виразів (17), (18) або (19) для елементів перехідної матриці $W(\tau)$, інтеграл в правій частині (5) можливо отримати в аналітичній формі:

$$\begin{aligned} U_o(t) &= P_1(C, K, \xi, T, \Delta T, q_{11}, q_{22})\hat{V}_\mu(t) + P_2(C, K, \xi, T, \Delta T, q_{11}, q_{22})\hat{\mu}(t) + \\ &P_3(C, K, \xi, T, \Delta T, q_{11}, q_{22})d_0\hat{V}(t) + P_4(C, K, \xi, T, \Delta T, q_{11}, q_{22})d_1\hat{V}^2(t) + \\ &P_5(C, K, \xi, T, \Delta T, q_{11}, q_{22})d_2\hat{V}^3(t). \end{aligned} \quad (20)$$

Суть проблем практичного застосування виразу (20) полягає в тому, що представлений алгоритм оптимізації керуючої дії базується на розрахунку оптимальних значень коефіцієнтів P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 . Виконання цих обчислень, а також процедур ідентифікації та адаптації параметрів системи в реальних умовах сільськогосподарського поля вимагають певного часу – до одиниць секунд – і це призводить до погіршення виконання заданого технологічного процесу. Для зменшення часу виконання операцій оптимізації необхідно застосовувати більш потужні бортові обчислювальні процесорні системи, що тягне за собою збільшення фінансових витрат. Цей факт вимагає пошуку оригінальних шляхів оптимізації параметрів системи. Один з таких шляхів полягає в тому, що кожен з коефіцієнтів P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 залежить як від параметрів системи, так і від параметрів певних функціоналів, а саме:

$$P_i = f(\xi, K, T, C, \Delta T, q_{11}, q_{22}), \quad (21)$$

де ξ, K, T якраз і виступають в якості динамічних характеристик системи, що можуть непередбачено змінюватися в процесі роботи.

З цього витікає, що адаптацію поведінки динамічної системи керування змінними нормами внесення ТМ машин-реалізаторів можливо провести не тільки за аналітичними формулами визначення коефіцієнтів P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 , але і через пошук оптимальних їх значень шляхом проведення чисельної апроксимації в просторі значень ξ, K, T (рис. 3).

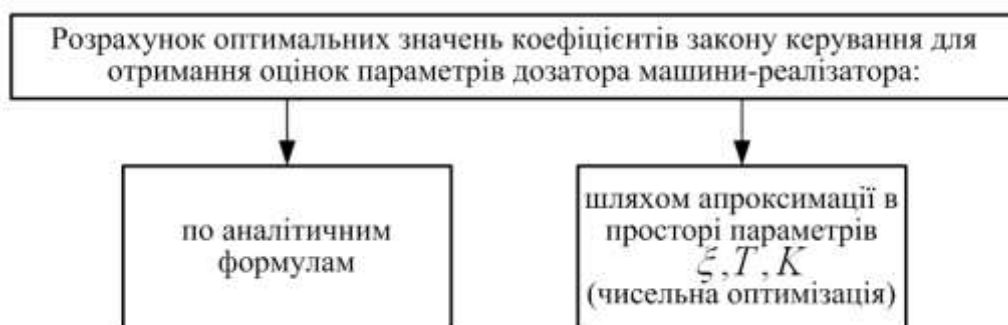


Рис. 3. Варіанти розрахунку значень коефіцієнтів P_1, P_2, P_3, P_4, P_5

Проведемо розрахунок коефіцієнтів P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 для випадку розглянутого вище прикладу функціонування пневматичної висівної системи і, а також величини середньоквадратичних відхилень SD значень фактичної норми висіву насіння від заданої норми сівби з використанням процедури оптимізації динамічних параметрів системи і за умов, коли нижній, основний та верхній рівні для

кожного з фактичних значень параметрів ξ_{fact} ; T_{fact} та K_{fact} становить відповідно: 0.1, 0.3, 0.5; 0.4 с, 0.7 с, 1.0 с та 0.002, 0.004, 0.006.

Оптимальні значення коефіцієнтів P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 в залежності від рівнів значень параметрів ξ, T і K розраховуються за аналітичними виразами (17-20) і зводяться в табличну форму.

На рис. 4 – рис. 6 представлені залежності величини середньоквадратичного відхилення SD різниці значень фактичної норми висіву насіння та заданої норми від фактичних значень динамічних характеристик системи ξ_{fact} , T_{fact} та K_{fact} .

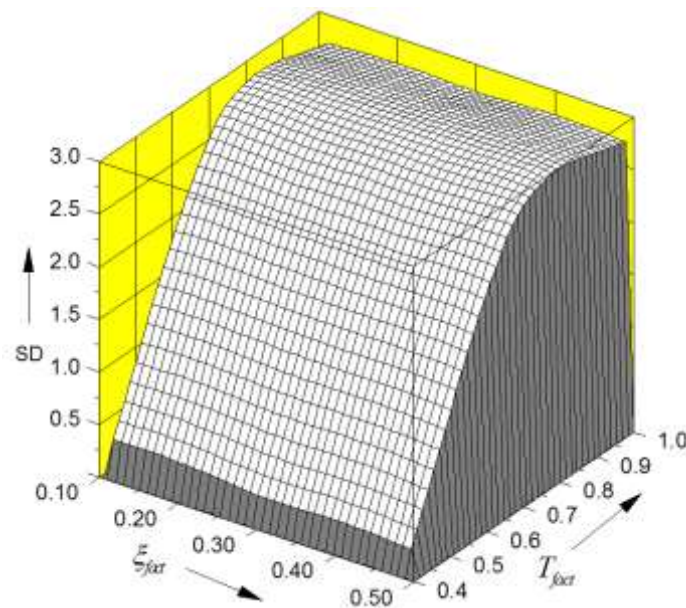


Рис. 4. Залежність величини середньоквадратичного відхилення SD від значень динамічних характеристик системи ξ_{fact} та T_{fact}

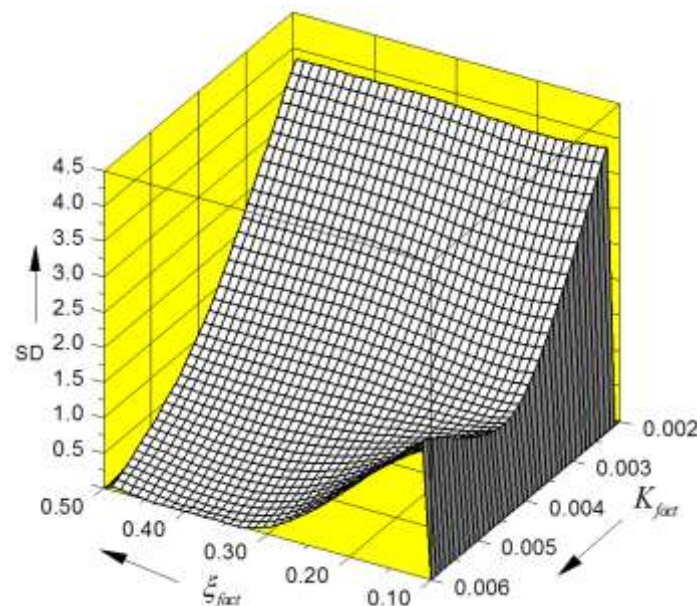


Рис. 5. Залежність величини середньоквадратичного відхилення SD від значень динамічних характеристик системи ξ_{fact} та K_{fact} .

Зокрема, з рис. 3 видно, що на зменшення величини SD сильно впливає величина параметру T_{fact} , у той час як ξ_{fact} в даному випадку практично не впливає на рівень SD. Але, коли розглядається варіант одночасної зміни параметрів ξ_{fact} та K_{fact} (рис. 4), то ξ_{fact} впливає на рівень SD значною мірою, так саме як і величина K_{fact} . У той же час, при сумісній зміні параметрів K_{fact} та T_{fact} (рис. 5), зміна величини коефіцієнту підсилення K_{fact} мало впливає на величину SD, а T_{fact} — сильно.

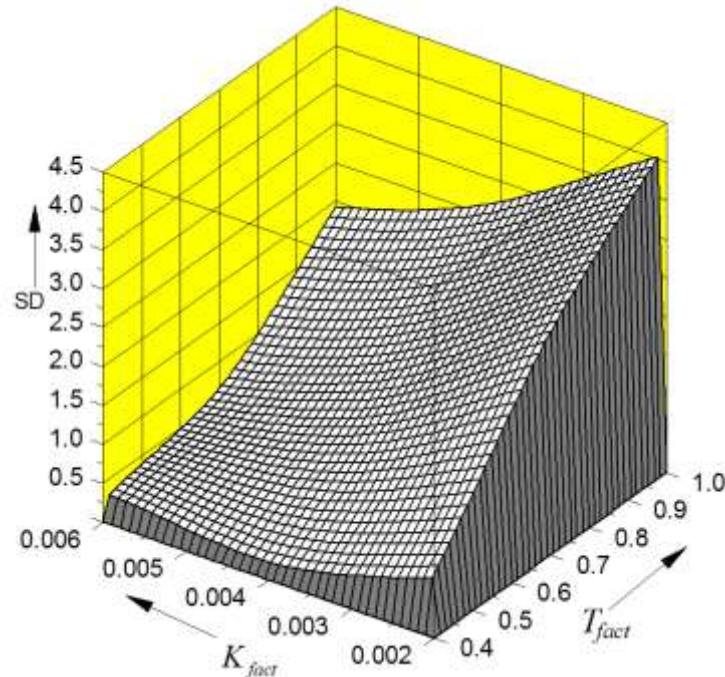


Рис. 6. Залежність величини середньоквадратичного відхилення SD від значень динамічних характеристик системи K_{fact} та T_{fact} .

Аналіз масиву даних з розрахунку коефіцієнтів P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 , а також величини середньоквадратичної похибки SD значень фактичної норми висіву насіння від заданої норми сівби з використанням процедури оптимізації динамічних параметрів системи показує, що характер зміни означених залежностей можливо описати аналітичними рівняннями, наприклад, другого або більш високого порядку. Такий підхід має вагомe практичне значення, так як процедура апроксимації величин коефіцієнтів закону керування дозуючими системами машин-реалізаторів має простий алгоритм (на відміну від алгоритму оптимізації) і може виконуватись в польових умовах бортовим контролером машини-реалізатора з відносно низькою обчислювальною спроможністю (а значить і ціною). При цьому буде забезпечений високий рівень адаптації режимів роботи регульованих дозаторів при

непередбачених змінах динамічних параметрів об'єкту регулювання шляхом використання простих і дешевих (в фінансовому аспекті) рішень.

Для випадку квадратичної апроксимації, аналітичні рівняння, що описують поверхні варіацій $\Delta P_1, \Delta P_2, \Delta P_3, \Delta P_4, \Delta P_5$ відповідних коефіцієнтів закону регулювання інтенсивністю технологічного потоку, а також поверхні варіацій значень середньоквадратичної похибки реалізації заданої норми внесення ТМ (ΔP_6) в функції варіацій масштабних значень узагальнених параметрів об'єкту $\Delta \hat{a}_1, \Delta \hat{a}_2, \Delta \hat{a}_3$ мають вигляд:

$$\begin{aligned} \Delta P_l = & c_{l1} \Delta \hat{a}_1 + c_{l2} \Delta \hat{a}_2 + c_{l3} \Delta \hat{a}_3 + c_{l4} \Delta \hat{a}_1^2 + c_{l5} \Delta \hat{a}_2^2 + c_{l6} \Delta \hat{a}_3^2 + \\ & + c_{l7} \Delta \hat{a}_1 \Delta \hat{a}_2 + c_{l8} \Delta \hat{a}_1 \Delta \hat{a}_3 + c_{l9} \Delta \hat{a}_2 \Delta \hat{a}_3, \end{aligned} \quad (22)$$

$$l = 1, \dots, 6,$$

де $\Delta P_l = P_l(\Delta \hat{a}_1, \Delta \hat{a}_2, \Delta \hat{a}_3) - P_{lop}$, $l = 1, \dots, 6$ – межі відхилення фактичного значення параметра від його опорного значення при проведенні факторного експерименту;

$$\Delta \hat{a}_i = (a_i - a_{iop}) d_i, \quad i = 1, 2, 3;$$

d_i ($i = 1, 2, 3$) – масштабні коефіцієнти.

Значення узагальнених параметрів об'єкту $\Delta \hat{a}_1, \Delta \hat{a}_2, \Delta \hat{a}_3$ в опорній точці запишуться так:

$$a_{1op} = \frac{K_{op}}{T_{op}^2}, \quad a_{2op} = -\frac{2\xi_{op}}{T_{op}}, \quad a_{3op} = -\frac{1}{T_{op}^2}. \quad (23)$$

де ξ_{op}, K_{op}, T_{op} – параметри системи в опорній точці.

В якості вихідних даних для розв'язання задачі апроксимації необхідно використати результати багаторазового вирішення задачі оптимізації закону керування у відповідності до наведеного вище алгоритму. Формат даних для аналізу залежності оптимальних значень коефіцієнтів $P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6$ від значень параметрів об'єкту ξ, T і K можна представити в табличній формі (табл. 1). В цій таблиці рядок табличних даних з центральними значеннями величин параметрів ξ , T і K відповідає опорній точці проведення операції апроксимації.

Вектор-стовпець коефіцієнтів апроксимації $\hat{c}_l = (c_{l1}, c_{l2}, \dots, c_{l9})^T$, $l = 1, \dots, 6$ розраховується по формулі:

$$\hat{c}_l = A^+ \Delta \bar{P}_l, \quad l = 1, \dots, 6, \quad (24)$$

де A^+ – псевдообернена матриця розміром (для даного випадку) 9×26 значень координатних функцій параметрів таблиці;

$\Delta P_l = (\Delta P_{l1}, \Delta P_{l2}, \dots, \Delta P_{l26})^T$, – вектори-стовпці варіацій оптимальних значень $P_1, \dots, P_6$ у вузлах табличних значень параметрів ξ, T і K відносно оптимальних значень в опорній точці.

1. Формат представлення даних для аналізу значень ΔP_l .

№ розрахунку	ξ	T	K	P_1	P_2	P_l	P_6
1	ξ_1	T_1	K_1	P_{11}	P_{21}	...	P_{61}
2	ξ_2	T_2	K_2	P_{12}	P_{22}	...	P_{62}
...	...	...	...	...	...	...	...
26	ξ_{26}	T_{26}	K_{26}	P_{126}	P_{226}	...	P_{626}

Для обчислення псевдооберненої матриці використовується алгоритм Гревілья, а в якості прикладу для проведення розрахунків використані дані у відповідності до обраного об'єкту – пневматичного імпульсного висівного дозатора.

Результати вирішення задачі включали значення псевдооберненої матриці A^+ , матриці оцінок коефіцієнтів апроксимації $c = (\hat{c}_1^T, \hat{c}_2^T, \dots, \hat{c}_6^T)^T$, матриці варіацій вихідних та розрахункових оптимальних значень коефіцієнтів $P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6$ відносно опорного значення, матриці помилок апроксимації в 26 вузлах таблиці вихідних даних, а також величини середньоквадратичних відхилень коефіцієнтів апроксимації по 26 вузлам. Наприклад, на рис. 7 та рис. 8 представлені графіки зміни аналітичних та фактичних оптимальних значень коефіцієнтів P_2 та P_3 .

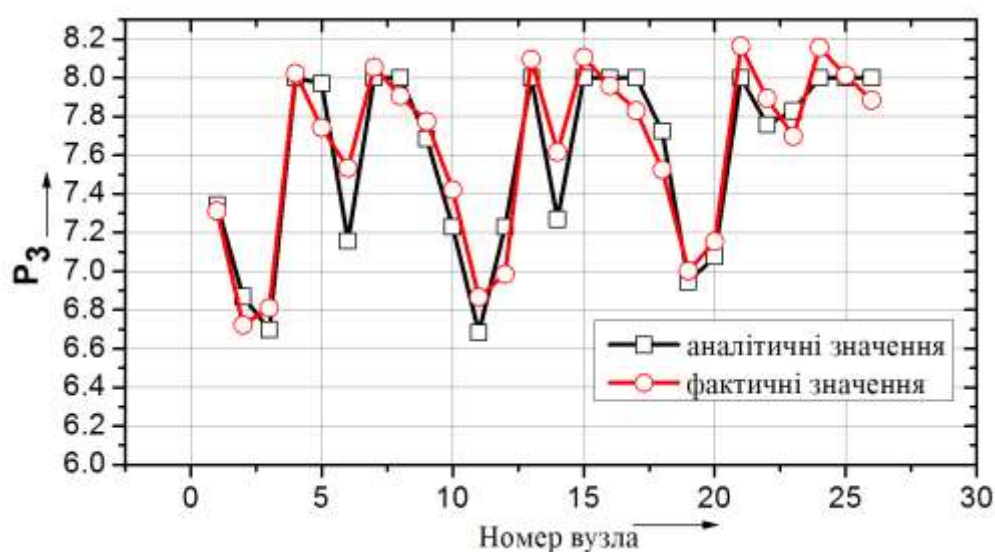


Рис. 7. Значення вихідних та розрахункових оптимальних значень коефіцієнту P_2 .

Аналіз цих графіків показує, що фактичні значення коефіцієнтів P_2 та P_3 близько розташовані до аналітичних оптимальних значень цього коефіцієнту. Відносна величина середнього квадратичного відхилення фактичних значень коефіцієнтів від аналітичних складає 2,2 % та 1,7 % відповідно для P_2 та P_3 . Відносне математичне очікування помилок фактичних значень для всіх коефіцієнтів ($P_1 \div P_5$) не перевищує 2,7 %. Значення середнього квадратичного відхилення нев'язки апроксимації по 26 вузлам для будь якого з коефіцієнтів закону керування не перевищує 0,21 г/м, а математичне сподівання помилки апроксимації для кожного з коефіцієнтів по всім 26 вузлам не перевищує 0.05 г/м.

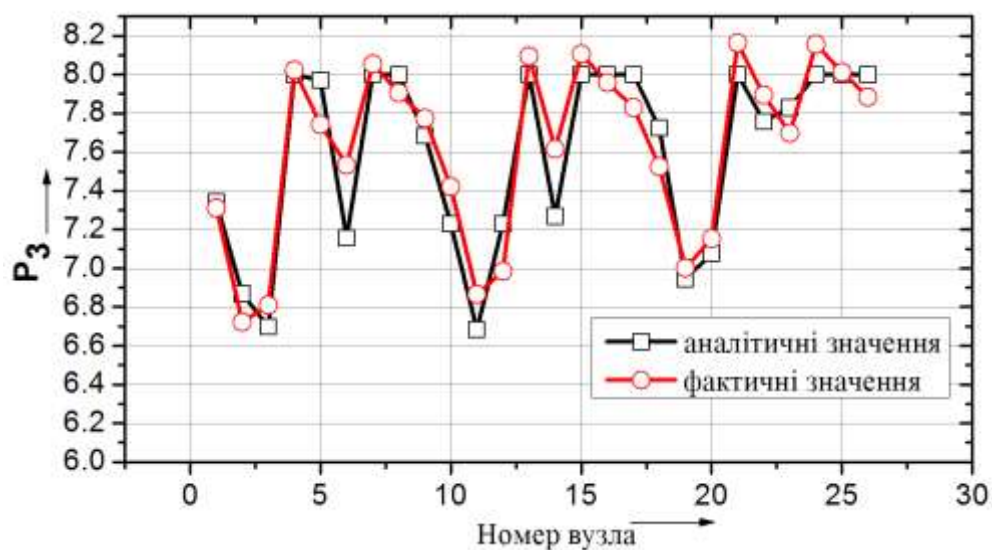


Рис. 8. Значення вихідних та розрахункових оптимальних значень коефіцієнту P_3 .

Результати проведених досліджень дають підставу для наступних **ВИСНОВКІВ**:

1. Формування закону керування регулюючих систем дозаторів для технологій ЗНВ ТМ машин-реалізаторів в залежності від величин динамічних параметрів виконавчих органів, а також при непередбачених змінах цих параметрів в виробничих (польових) умовах ефективно проводити шляхом пошуку оптимальних значень коефіцієнтів закону керування через чисельну апроксимацію в просторі ξ, K, T .

2. Розроблена методика визначення оптимальних значень коефіцієнтів закону керування дозволяє рекомендувати до практичного застосування методи інтерполяції базових для вузлових точок оптимальних значень коефіцієнтів закону керування для змінних значень величин динамічних параметрів системи. В такому

випадку, на першому етапі проводиться інтерполяція величин оптимальних значень коефіцієнтів по двох вхідних параметрах (наприклад, по ξiK), а в наступному – ще по одному параметру (наприклад по T). Операції інтерполяції можуть проводитись з високою швидкістю при мінімальних вимогах до обчислювальних потужностей процесорних систем спеціалізованого обладнання для змінних норм внесення ТМ.

Список літератури

1. Куропаткин П.В. Оптимальные и адаптивные системы / П.В. Куропаткин. – М.: Высшая школа, 1980. – 288 с.
2. Красовский А.А. Универсальные алгоритмы оптимального управления непрерывными процессами / Красовский А.А., Буков В.Н., Шендрик В.С. – М.: Наука, 1977. – 234 с.
3. Патент України № 29525 Висівна система сівалки для точного землеробства. / Аніскевич Л.В., Бернхардт Г., Войтюк Д.Г. ; Опубл. 15.11.2000. Бюл. №6.
4. Летов А.М. Аналитическое конструирование регуляторов. ч I-V. / А.М. Летов // Автоматика и телемеханика. – 1960. – № 4, 5, 6. – 1961. – № 4. – 1962. – № 11. – С. 12. – С. 18. – С. 10.

Проведен анализ возможностей высокоточного дозирования технологических материалов в случаях непредвиденных изменений величин динамических параметров дозирующих систем в технологиях точного земледелия с использованием методов оптимального управления техническими системами.

Дозирование, технологичный материал, оптимальное управление.

The analysis of possibilities of high-fidelity proportioning of technological materials in cases of unforeseen changes of values of dynamic parameters of batching systems in precision agriculture with use of methods of optimum management technical systems is conducted.

Proportioning, technological material, optimum management.

АПАРАТ ДЛЯ ЛОКАЛЬНОГО ВНЕСЕННЯ БІОЛОГІЧНО АКТИВНИХ ДОБРИВ

***Б.В. Онищенко, кандидат технічних наук
В.В. Теслюк, доктор сільськогосподарських наук
О.С. Морозов, студент***

***Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

***В.М. Барановський, доктор технічних наук
Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя***

Приведений аналіз дозуючих робочих органів для внесення біологічно активних добрив та представлено результати досліджень ексцентрикового дозатора для дозування біологічно активних добрив при їх локальному внесенні.

Апарат, активні добрива, робочі органи, машина.

Постановка проблеми. Науково обґрунтована система удобрення ґрунтів сільськогосподарських угідь спрямована не тільки на підвищення продуктивності сільськогосподарських культур, а й на максимально можливу економію мінеральних добрив, яка в умовах їх дефіциту та високої вартості має неабияке господарське значення [1].

В останні роки в Україні різко зменшилося внесення органічних добрив – до 0,9 т/га і мінеральних до 35-49 кг/га діючої речовини це наслідок того, що значно скоротилося поголів'я тварин, а мінеральні добрива стали дорогими. Як наслідок, ґрунти закислюються і втрачають родючість. Вчені працюють над розробкою складних добрив з регульованою швидкістю виходу активних компонентів [2].

На сучасному етапі розвитку сільськогосподарського виробництва найбільш прогресивним способом, що дає змогу не тільки підвищити врожайність сільськогосподарських культур, але й зменшити техногенний тиск на навколишнє середовище, є система органічного землеробства. Одним із аспектів такої системи землеробства є впровадження нових видів добрив, серед яких особливою ефективністю відрізняються біологічно активні добрива (БАД). Для досягнення високих результатів, система органічного землеробства передбачає застосування локального внесення БАД.

Аналіз останніх досліджень. Відомі пристрої та обладнання для дозування біологічно активних добрив не в повній мірі

забезпечують якісне локальне внесення БАД під просапні культури та їх підживленні за прийнятних техніко-економічних показників. Тому розробка туковисівного апарату для локального внесення БАД є актуальним і своєчасним питанням для сільського господарства України.

Мета досліджень. Забезпечення необхідної рівномірності внесення БАД під просапні культури при їх посіві і підживленні на підставі розкриття сукупного впливу фізико-механічних властивостей БАД і параметрів робочих органів та розробка туковисівного апарату.

Об'єкт досліджень. Залежність показників якості локального внесення біодобрив від конструктивно-технологічних параметрів робочих органів туковисівного апарату.

Методи досліджень. Аналітичні і експериментальні дослідження, які проводились на основі системного підходу, статистичного опрацювання матеріалу та планування експерименту.

Результати досліджень. Всі туковисівні апарати за технологічним процесом роботи можна розділити на: апарати ротаційно-виштовхувальної дії; апарати вигрібальної дії; апарати, які працюють по принципу просіювання туків через решітчасте дно; апарати, які працюють по принципу фрезерування (зчісування туків з верхнього ящика); апарати, які виносять туки з тукового ящика силою зщеплення туків з поверхнею рухомого диска, паска, тарілки; апарати відцевої дії, які розкидають туки за рахунок відцевої сили при швидкому обертанні диска з лопатками.

До першого типу слід віднести ротаційно-виштовхуючі апарати, що з'явилися раніше інших. Апаратами цього типу випускались для комплектування вапнякових сівалок для висіву порошковидних туків, схильних до утворення склепіння. Такі апарати не придатні для внесення БАД. Висіваючим апаратом у них служить горизонтально розміщений на дні у щілині тукового ящика валик з робочими органами у вигляді метеликів, лопаток, напівдисків, встановлених під кутом. На (рис. 1) показана схема одного з подібних апаратів і його робочий орган.

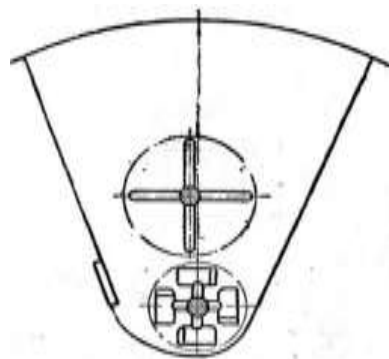


Рис. 1. Схема апарата ротаційно-виштовхувальної дії.

Основні розміри апаратів цього типу визначаються наступною залежністю:

$$Q = 10000i \frac{db}{DB} S_{\gamma}, \quad (1)$$

де Q – норма висіву, кг/га; d – діаметр валика по периферії метеликів, м; D – діаметр колеса, м; b – довжина висівного отвору, м; B – ширина захвату машини, м; S – ширина висівного отвору, мм; γ – об'ємна вага туків, кг/л; i – передаточне число до висівного валика.

Норма висіву у цих апаратів регулюється, як правило, зміною величини висівного вікна.

Сівалки з туковисівними апаратами цього типу були найбільш розповсюджені в Німеччині та інших країнах Західної Європи.

До другого типу можуть бути віднесені апарати вигрібаючої дії. Найбільш конструктивно досконалі з них є широковідомі ланцюгові туковисіваючі сівалки TP-1 і ТК-1 заводу «Червона зірка», що знаходиться в місті Кіровограді.

Норма висіву регулюється двома способами: величиною висівної щілини, яка встановлюється шляхом перекривання щілини планкою в межах 6–24 мм та зміною швидкості руху робочого ланцюга за допомогою змінних шестерень від 6 до 160 мм/с.

В США у сівалок вигрібаючої дії (сівалки «Імперіал») робочими органами були зірочки, розміщені на вертикальних валиках вздовж тукового ящика. Зірочки, що обертались, вигрібають туки своїми пальцеподібними відростками через щілину із дна тукового ящика. Випробування таких сівалок показали, що вони в порівнянні з ланцюговими працюють набагато гірше.

До третього типу відносяться відцентрові апарати, які займають особливе місце серед усіх висівних апаратів. Робочим органом цих апаратів є диск з лопатками, який установлений в горизонтальній площині сівалки. Туки, що поступають через напрямний лоток на диск, що обертається, розкидаються ним по поверхні ґрунту під дією відцентрової сили.

Відцентрові апарати вперше отримали застосування у Франції для розсіювання зернових культур, в США вони застосовуються як вапнорозкидачі. В Німеччині та інших країнах Західної Європи відцентрові апарати застосовуються не тільки для розсіювання вапна, але й в більшій мірі для розподілу рідкого гною по поверхні ґрунту, особливо на луках.

Параметри транспортера вираховують за допомогою наступної формули:

$$Q = 10000 \frac{V_{ст} \cdot \gamma}{V_{мв}} \quad (2)$$

де $v_{ст}$ – швидкість руху стрічки, $m \cdot s^{-1}$; $b_{ст}$ – ширина стрічки, m ; γ – питома вага туків, kg/m^3 ; $v_{ст}$ – швидкість агрегата, $m \cdot s^{-1}$; B – ширина захвату агрегата, m .

Таким чином, провівши дослідження тукових апаратів і розглянувши їх класифікацію і особливості конструкції та функціональні схеми можна зробити висновок, що норма висіву таких апаратів регулюється за рахунок зміни передаточного відношення у механізмі приводу та відбувається пульсуюча подача висівного матеріалу, що призводить до порушення технологічного процесу.

Тому, доцільно розробити і впровадити у виробництво туковий апарат, в якому були б усунені перераховані недоліки, тим самим підвищити ефективність їх використання у виробничих умовах.

Експериментальна установка для локального внесення БАД (рис. 2) забезпечує підвищення продуктивності та надійності роботи агрегату для локального внесення добрив, як сипких, так і гранульованих.

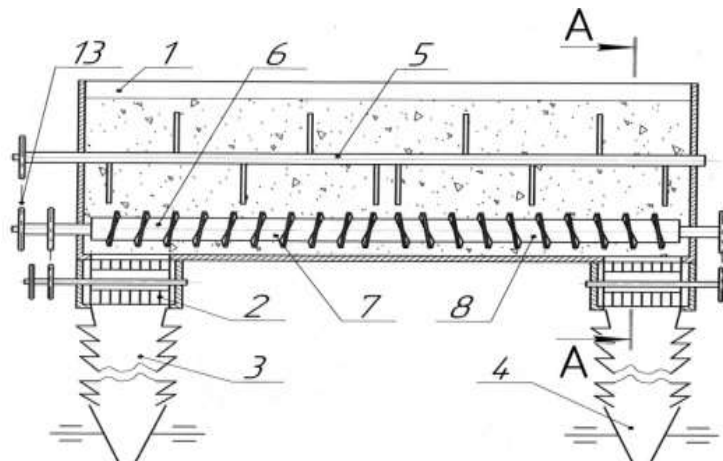


Рис. 2. Функціональна схема апарата для локального внесення біологічно активних добрив: 1 – бункер; 2 – ексцентриковий ротор; 3 – тукопроводи; 4 – висівні робочі органи; 5 – горизонтальна мішалка; 5 – нагнітаючий шнек; 7, 8 – різнонаправлені навивки; 13 – механічні передачі.

Це вирішується тим, що апарат для локального внесення біологічно-активних добрив, який містить бункер, два дозатори з ексцентриковим ротором, два тукопроводи, привід дозаторів, висівні робочі органи, відрізняється тим, що додатково обладнаний нагнітаючим шнеком, гвинтова навивка однієї частини якого протилежно направлена гвинтовій навивці іншої частини, горизонтальною мішалкою, при чому нагнітаючий шнек та горизонтальна мішалка приводяться у рух від приводу дозаторів; ексцентриковий дозатор має пластини, що можуть вільно

переміщуватись в радіальному напрямку і додатково обладнаний копіром, з яким пластини контактують своїм внутрішнім торцем. Функціональна схема тукового апарата приведена на (рис. 2), на яких зображено: загальний вигляд апарата для локального внесення біологічно-активних добрив (вид спереду); на (рис. 3) – загальний вигляд апарата для локального внесення біологічно-активних добрив (вид збоку); на (рис. 4) – загальний вигляд ексцестрикового дозатора.

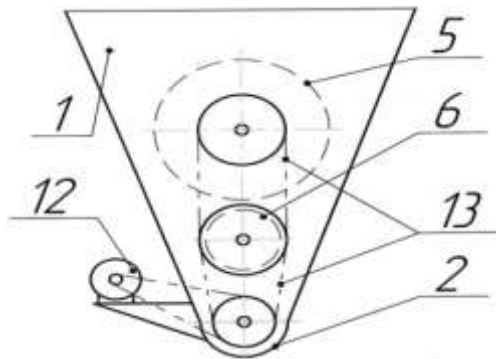


Рис. 3. Бункер туковисіваючого апарата: 1 – бункер; 2 – ексцентриковий ротор; 5 – горизонтальна мішалка; 6 – нагнітаючий шнек; 12 – дозатори; 13 – механічні передачі.

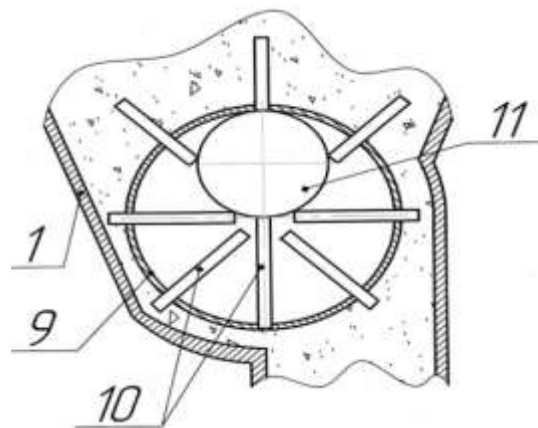


Рис. 4. Дозатор висіваючого апарата: 1 – бункер; 9 – ротори; 10 – пластини; 11 – копіри.

Апарат для локального внесення біологічно активних добрив (рис. 2) складається з бункеру 1, з яким сполучено два дозатори ексцентриковим ротором 2, тукопроводи 3 та висівні робочі органи 4. В бункері 1 розташовано горизонтальну мішалку 5 та нагнітаючий шнек 6, який має ділянки із різнонаправленими навивками 7 і 8. Дозатори з ексцентриковим ротором 2 містять ротори 9 (рис. 4), пластини 10, що можуть переміщуватись в радіальному напрямку, та копіри 11, з якими пластини 10 контактують своїм внутрішнім торцем. Дозатори з ексцентриковим ротором 2, горизонтальна

мішалка 5 та нагнітаючий шнек 6 приводяться у рух від приводу дозаторів 12. Обертальний момент передається за допомогою механічних передач (наприклад ланцюгових)

Апарат для локального внесення БАД працює наступним чином. Сировина, що підлягає висіванню (добрива), знаходиться у бункері 1 (рис. 2) самопливом поступає до дозаторів з ексцентриковим ротором 2. Стабільному надходженню сировини до дозаторів сприяє обертання нагнітаючого шнеку 6, а відсутності зависання сировини у бункері, і забезпечує обертання горизонтальної мішалки 5. Так при обертанні нагнітаючого шнеку 6 одна його частина 7 нагнітає сировину до лівого дозатору з ексцентриковим ротором 2, а інша його частина 8, що має зворотно направлену навивку, до правого дозатора з ексцентриковим ротором 2. При обертанні роторів 9 (рис. 4), пластини 10, переміщуючись по копірах 11, зміщуються в радіальному напрямку, цим самим виконується їх самоочищення. Далі сировина потрапляє в тукопроводи 3 (рис. 2), які підводять її до висівних робочих органів 4. Обертання рухомих частин здійснюється за допомогою приводу дозаторів 12 та передається за допомогою, наприклад, ланцюгових передач 13 (рис. 3). Використання двох дозаторів з ексцентриковим ротором дозволяє вдвічі збільшити продуктивність апарату для локального внесення БАД, а нагнітаючий шнек дозволяє значно збільшити ємкість бункера та виконання його із значною довжиною, що створює можливість одночасно висівати добрива у дві лінії.

Використання горизонтальної мішалки дозволяє позбутися явища зависання сировини у бункері, що підвищує надійність роботи апарату, а пластини, що можуть вільно переміщуватись у радіальному напрямку та копіру дозволяє значно збільшити величину переміщення пластин (підвищення ефективності очищення) та підвищити довговічність пластин (за рахунок виключення шарнірного з'єднання та згинаючого навантаження).

Запропоновані зміни конструкції апарату для локального внесення БАД дозволяють ефективно вирішити поставлені задачі, не потребуючи при цьому надмірних капіталовкладень.

Таким чином, запропонований туковисівний апарат для локального внесення біологічно активних добрив дасть змогу у виробничих умовах його експлуатації надійно виконувати технологічний процес висіву добрив, а також як наслідок, підвищити його продуктивність в 1,2 – 1,5 рази в порівнянні з аналогом.

Висновки

1. Ефективне застосування біологічно-активних добрив (БАД) диктується економічними міркуваннями і проблемами охорони навколишнього середовища від забруднення. Роль технічних засобів

полягає в тому, щоб точно донести добриво до рослини, таким чином збільшуючи коефіцієнт використання живлення речовин рослинами.

2. Аналіз роботи існуючих туковисівних апаратів показав, що при внесенні БАД, які за своїми фізико-механічними властивостями відрізняються від мінеральних добрив, вони незадовільно виконують технологічний процес і як наслідок ненадійні і неефективні в роботі.

3. Застосування шнеково-пружинного туковисівного апарату хоч сприяло зменшенню руйнування гранул під час роботи машини, але недоліком таких апаратів є те, що норма висіву регулюється ступінчато за рахунок зміни передаточного відношення у механізмі приводу в результаті відбувається пульсуюча подача висівного матеріалу, яка негативно діє на коефіцієнт рівномірності подачі добрив.

4. Запропонований туковисівний апарат забезпечує високий коефіцієнт рівномірності висіву БАД (85–90%), підвищення продуктивності в 1,2 – 1,5 рази та забезпечення надійності виконання технологічного процесу, в результаті чого прибавка врожайності цукрових буряків до 37 %.

Список літератури

1. Роїк М.В. Буряки / М.В. Роїк. – К.: XXI вік, РІА труд, 2001. – С. 85–95.
2. Заришняк А.С. Добрива – головний фактор підвищення продуктивності цукрових буряків / А.С. Заришняк, К.А. Савчук // Цукрові буряки. – 2005. – № 4. – С. 45.

Приведен анализ дозирующих рабочих органов для внесения биологически активных удобрений та представлены результаты исследований эксцентрикового дозатора для дозирования биологически активных удобрений при их локальном внесении.

Аппарат, активные удобрения, рабочие органы, машина.

The analysis of working organs measuring out is resulted for vnesennya biologically active fertilizers that are presented rezultati researches of ekstsentrkovogo metering device for dosage biologically of active fertilizers at their local bringing.

Device, active fertilizers, working parts, machine.

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗБИРАЛЬНО-ТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ

С.Г. Фришев, доктор технічних наук

Обґрунтована методика визначення раціональних параметрів збирально-транспортного комплексу для цукрових буряків при застосуванні удосконаленої потокової технології

Цукрові буряки, транспортування, мінімалізація ущільнення ґрунту, продуктивність.

Постановка проблеми. В комплексі заходів по підвищенню ефективності збирання та транспортування цукрових буряків значна роль належить розробці та впровадженню удосконалених технологій і технічних засобів, які спрямовані на зростання продуктивності, зниження собівартості продукції та вирішення проблеми екологічності у зв'язку з переущільненням ґрунту. Ущільнення ґрунту суттєво зростає під час збирання і транспортування урожаю з поля при застосуванні потужних бурякозбиральних комбайнів (далі – БК) з масою лише буряків в бункері до 25-30 тонн та великовантажних автотранспортних засобів з повною масою понад 40 тонн.

Розробка та впровадження спеціалізованих тракторних причепів-перевантажувачів (далі – ТПП) для транспортування буряків від комбайнів та перевантаження у великовантажні автомобільні транспортні засоби (далі – АТЗ) або кагати має суттєву перспективу для виробництва, оскільки значно підвищує ефективність збирально-транспортних процесів. Але відсутність методики обґрунтування параметрів машин збирально-транспортного комплексу (далі – ЗТК) для удосконаленої потокової технології значно стримує її впровадження.

Аналіз останніх досліджень. Вибір раціональних робочих параметрів збирально-транспортної технології обумовлено наявністю технічних засобів, умовами виробництва та визначенням одної з технологій: потокової, перевалочної або потоково-перевалочної.

Певне скорочення затрат праці і коштів досягається при потокової технології, яка широко застосовується в Україні [1-2]. Але для роботи бурякозбиральних комбайнів без зупинок з урахуванням великої відстані перевезення потрібна значна кількість АТЗ. В той же

© С.Г. Фришев, 2014

час у зв'язку із значними коливаннями обороту АТЗ простої БК в очікуванні транспорту сягають 20% [3], а при переуволожнених ґрунтах неможлива робота АТЗ в полі. Великовантажні АТЗ значно ущільнюють ґрунт, що веде до його деградації та потребує додаткових витрат для розпушення.

Удосконалення потокової технології шляхом застосування на перевезенні коренеплодів від БК до краю поля ТПП с перевантаженням у великовантажні АТЗ у значному ступені ліквідує основні недоліки. В останній час з'явилися більш досконалі БК та спеціалізовані ТПП: LS 16, LS18-2 з вантажопідйомністю відповідно 16 та 18 тонн (KLEINE). Важливою перевагою таких причепів перед іншими транспортними засобами (ТЗ) є зменшений ступінь тиску на ґрунт. За останні роки в залежності від місткості бункера сформувалися два класу БК:

- 2-х вісні комбайни з бункерами невеликої місткості – 13 – 18 м³ (Agrifac WKM 9000, Kleine SF 10-2, SR 1800 та інші). Серед найбільш розповсюджених шестирядних комбайнів такі комбайни мають вигрешне положення, оскільки вони порівняно легкі і мають менший тиск на ґрунт;

- 3-х-вісні комбайни з бункерами великої місткості – 25-30 та 40 м³ (комбайни фірм Kleine, ROPA та інші).

Комбайн першого класу працює з використанням двох робочих режимів: з навантаженням буряків в причіп-перевантажувач, який йде поруч, та з накопиченням буряка в бункері при заміні ТЗ для перевантаження продукції у великовантажний АТЗ.

Представлені в цієї статті дослідження присвячено обґрунтуванню параметрів ЗТК із застосуванням 2-х вісних БК з бункерами невеликої місткості – 13–18 м³.

Мета досліджень – підвищення ефективності роботи ЗТК для цукрових буряків шляхом застосування удосконаленої потокової технології та розробки методики обґрунтування раціональних параметрів машин комплексу.

Результати досліджень. Особливість удосконаленої варіанту технології полягає в тому, що підвищення продуктивності збирання та перевезення цукрових буряків досягається за рахунок створення раціональних робочих режимів роботи БК, ТПП та АТЗ при одночасному зменшенні ущільнення ґрунту.

Продуктивність БК за годину змінного часу розраховують за формулою:

$$W_K = W_{KP} \tau, \text{ т/год.}, \quad (1)$$

де W_{KP} – продуктивність БК за 1 годину основного часу, т/год.;

τ – коефіцієнт використання змінного часу, рівний

$$\tau = \delta_{3M} \tau_{\Pi}, \quad (2)$$

де δ_{3M} – коефіцієнт циклового часу, що дорівнює 0,9 для сучасних машин країн ЄС;

τ_{Π} – коефіцієнт використання циклового часу зміни:

$$\tau_{\Pi} = \frac{t_{3AB.\Pi} + t_H}{t_{3AB.\Pi} + t_H + t_X} = \frac{t_{3AB.\Pi} + t_H}{t_{3AB.\Pi} + t_H + \frac{(t_{3AB.\Pi} + t_H)(1-\varphi)}{\varphi}} = \varphi, \quad (3)$$

де $t_{3AB.\Pi}$ – час завантаження ТПП; t_H – час завантаження проміжного бункера накопичувача; φ – коефіцієнт робочих ходів, середня величина якого за даними літератури прийнята як $\varphi = 0,9$ [4,5]; t_X – тривалість холостого ходу БК, яка приходить на 1 робочий цикл БК.

Комбайни, працюючи в невинному робочому режимі, використовуючи місткість бункера, і, роблячи довгі робочі прогони, здатні перекривати тим самим можливі транспортні затримки, коли комбайн не супроводжується рухомим поруч транспортом. Умовою потокової роботи першої ланки «БК – ТПП» [6] є рівність:

$$R_m = I_{\Pi}, \text{ год}, \quad (4)$$

де R_m – ритм роботи групи комбайнів

$$R_m = \frac{T_{\Pi K}}{m_K}, \text{ год}, \quad (5)$$

де $T_{\Pi K}$ – тривалість основного часу робочого циклу БК для групи комбайнів;

m_K – кількість БК в групі;

I_{Π} – інтервал надходження ТПП до місця взаємодії з комбайном, год.:

$$I_{\Pi} = \frac{T_{\Pi\Pi}}{n_{\Pi}}, \text{ год}, \quad (6)$$

де $T_{\Pi\Pi}$ – тривалість робочого циклу ТПП; n_{Π} – кількість ТПП для обслуговування групи комбайнів.

Таким чином, під час роботи групи БК та ТПП маємо: $\frac{T_{\Pi K}}{m_K} = \frac{T_{\Pi\Pi}}{n_{\Pi}}$.

Звідси,

$$n_{\Pi} = \frac{m_K T_{\Pi\Pi}}{T_{\Pi K}}, \text{ од}. \quad (7)$$

Ритм роботи комбайна дорівнює тривалості його робочого циклу, який в свою чергу містить час завантаження ТПП – $t_{3AB.\Pi}$ та бункера БК t_H :

$$T_{цк} = t_{зав.п} + t_H, \text{ год.} \quad (8)$$

Час завантаження ТПП містить час наповнення ТПП з бункера $t_{нп}$ та час прямого наповнення (без участі роботи бункера) $t_{кп}$:

$$t_{зав.п} = t_{нп} + t_{кп}, \text{ год.}, \quad (9)$$

де $t_{нп} = \frac{q_H}{W_{пк}} + \frac{W_{кр} \frac{q_H}{W_{пк}}}{W_{пк}} = \frac{q_H(1 + \frac{W_{кр}}{W_{пк}})}{W_{пк}}$; q_H – вантажопідйомність бункера БК

– максимальна маса буряка, яка міститься у ньому: $q_H = V_H d_B$, т;
 V_H – місткість бункера БК, м³; d_B – об'ємна маса буряків, т/м³;
 $W_{пк}$ – продуктивність вивантажувального транспортера БК, т/год.

У зв'язку з незначною величиною виразу $\frac{W_{кр} \frac{q_H}{W_{пк}}}{W_{пк}}$ нехтуємо ним, спрощуємо вираз, після чого $t_{нп} = \frac{q_H}{W_{пк}}$. Час прямого наповнення бункера:

$$t_{кп} = \frac{q_{п} - q_H(1 + \frac{W_{кр}}{W_{пк}})}{W_{кр}},$$

де $q_{п}$ – вантажопідйомність ТПП, т.

Після підстановки в (9) значень складових отримаємо:

$$t_{зав.п} = \frac{q_{п} - q_H}{W_{кр}}, \text{ год.} \quad (10)$$

Тривалість завантаження бункера дорівнює $t_H = \frac{q_H}{W_{кр}}$.

З урахуванням цих значень складових та (8) робочий цикл БК визначиться як

$$T_{цк} = \frac{q_{п}}{W_{кр}}, \text{ год.} \quad (11)$$

Із (7) знайдемо кількість ТПП для обслуговування групи комбайнів як

$$n_{п} = \frac{m_K T_{цп} W_{кр}}{q_{п}}, \text{ од.} \quad (12)$$

Робочий цикл ТПП містить наступні складові: час руху його поряд з БК для завантаження буряками – $t_{зав.п}$; тривалість руху до краю поля, де знаходиться АТЗ та повернення його до БК час після перевантаження буряків в кузов(и) АТЗ – $t_{пyx}$; тривалість перевантаження буряків у кузов АТЗ – $t_{пер}$ з урахуванням

необхідного при цьому часу на маневрування ТПП; $t_{Oч}$ – запас часу на очікування причепом-перевантажувачем заповнення бункера БК:

$$I_1 = T_{цп} = t_{зав.п} + t_{пyx} + t_{пер} + t_{Oч}, \text{ год.} \quad (13)$$

де $t_{пер} = \frac{K_M q_{п}}{W_{п}}$ – тривалість перевантаження буряків у кузов АТЗ;

$W_{п}$ – продуктивність вивантажувального транспортера ТПП, т/год;

K_M – коефіцієнт, який ураховує маневрування ТПП під час завантаження АТЗ ($K_M = 1,5$).

За даними досліджень [7–8] $t_{пyx} = 0,09$ год.

З урахуванням значень окремих складових та рівняння (13) робочий цикл ТПП дорівнює:

$$T_{цп} = \frac{q_{п} - q_H}{W_{кр}} + t_{пyx} + \frac{K_M q_{п}}{W_{п}} + t_{Oч} = \frac{T_{цк} n_{п}}{m_K} = \frac{n_{п} q_{п}}{m_K W_{кр}}, \text{ год.} \quad (14)$$

Звідси одержимо:

$$t_{Oч} = \frac{q_{п}}{W_{кр}} \left(\frac{n_{п}}{m_K} - 1 \right) + \frac{q_H}{W_{кр}} - t_{пyx} - \frac{K_M q_{п}}{W_{п}}, \text{ год.} \quad (15)$$

Оскільки тривалість $T_{цп}$ залежить від кількості ТПП в ЗТК, яка невідома, для визначення $n_{п}$ застосуємо величину мінімальної тривалості циклу $T_{цп}^{MIN}$ при $t_{Oч} = 0$:

$$T_{цп}^{MIN} = \frac{q_{п} - q_H}{W_{кр}} + t_{пyx} + \frac{K_M q_{п}}{W_{п}}, \text{ год.} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} n_{п} &= CEILING \frac{m_K T_{цп} W_{кр}}{q_{п}} = CEILING \frac{m_K T_{цп}^{MIN} W_{кр}}{q_{п}} = \\ &= CEILING \frac{m_K W_{кр} \left(\frac{q_{п} - q_H}{W_{кр}} + t_{пyx} + \frac{K_M q_{п}}{W_{п}} \right)}{q_{п}} \text{ од.} \end{aligned} \quad (17)$$

При розрахунках кількості АТЗ з метою забезпечення раціональних умов перевантаження буряків доцільно, щоби вантажопідйомність АТЗ дорівнювала або була кратною вантажопідйомності ТПП q_A , тобто:

$$q_A = \frac{q_{п}}{n}, \text{ т,} \quad (18)$$

де n – натуральне додатне число; доцільне його значення $n = 1$.

Кількість АТЗ, яка необхідна для безперервної роботи ЗТК знаходиться з аналізу взаємодії машин другої ланки «ТПП – АТЗ»:

$$R_{п} = I_A, \text{ год.} \quad (19)$$

де $R_{п}$ – ритм роботи групи ТПП дорівнює:

$$R_{II} = \frac{T_{III}}{n_{II}}, \text{ год.}; \quad (20)$$

I_A – інтервал надходження АТЗ:

$$I_A = \frac{T_{IIA}}{n_A}, \text{ год.}, \quad (21)$$

де n_A – кількість транспортних засобів у ланці;

T_{IIA} – тривалість обороту (робочого циклу) одного АТЗ.

Із рівняння (19) з урахуванням (20), (21) отримаємо необхідну кількість АТЗ:

$$n_A = \text{CEILING} \frac{m_K T_{IIA} W_{KP}}{q_{II}}, \text{ авт.}, \quad (22)$$

де T_{IIA} – тривалість обороту АТЗ [4, 6]:

$$T_{IIA} = 1,23 \left(\frac{K_M \cdot q_{II}}{W_{II}} + \frac{2l_{ij}}{v_T} + t_{ABIB} \right), \text{ год.}; \quad (23)$$

де l_{ij} – віддаль перевезення, км; v_T – середня технічна швидкість руху АТЗ, км/год.; t_{ABIB} – тривалість вивантаження на приймальному пункті, год.

Застосування даної методики розглянемо на прикладі.

Приклад. Цукровий буряк збирається групою з двох комбайнів SF 10-2 (Kleine) з технічною характеристикою: продуктивність БК $W_{KP}=108$ т/год., бункер з $q_H = 10$ т та продуктивністю транспортера на вивантаженні буряків $W_{IK}=720$ т/год. Перевезення з поля на дорогу виконується причепом-перевантажувачем LS 18-2 з $q_{II} = 18$ т та продуктивністю вивантажувального транспортера $W_{II}=850$ т/год, а також автомобілями – з межі поля на приймальний пункт. Відстань перевезення – 10 км; технічна швидкість автомобіля – 40 км/год., час перебування автомобіля на приймальному пункті – 0,1 години. Визначити: продуктивність БК за годину змінного часу, необхідну кількість ТПП; запас часу для причепа-перевантажувача на очікування заповнення бункера БК; вантажопідйомність та кількість АТЗ. Рішення:

1. Продуктивність БК за годину змінного часу знаходиться за формулою (1):

$$W_K = W_{KP} \tau = 108 \cdot 0,81 = 87,48, \text{ т/год, де } \tau = \delta_{3M} \tau_{II} = 0,9 \cdot 0,9 = 0,81.$$

2. Необхідна кількість ТПП згідно (17):

$$n_{II} = \text{CEILING} \frac{2 \cdot 108 \left(\frac{18-10}{108} + 0,09 + \frac{1,5 \cdot 18}{850} \right)}{18} = 3 \text{ од.}$$

3. Запас часу для причепа-перевантажувача на очікування заповнення бункера згідно (15):

$$t_{оч} = \frac{18}{108}(\frac{3}{2}-1) + \frac{10}{108} - 0,09 - \frac{1,5 \cdot 18}{850} = 0,054 \text{ год.}$$

4. Вантажопідйомність АТЗ з (18):

$$q_A = \frac{q_{II}}{n} = 18 \text{ Т.}$$

5. Необхідна кількість АТЗ визначається з (22) як

$$n_A = CEILING \frac{2 \cdot 0,784 \cdot 108}{18} = 10 \text{ авт.}$$

де $T_{цц} = 1,23(\frac{1,5 \cdot 18}{850} + \frac{2 \cdot 10}{40} + 0,1) = 0,784 \text{ год.}$

Висновок. Обґрунтована методика визначення раціональних параметрів збирально-транспортного комплексу для цукрових буряків, що здійснює удосконалену потокову технологію із забезпеченням роботи комбайнів без зупинок, з мінімальною кількістю транспортних засобів та зі зменшенням ущільнення ґрунту.

Список літератури

1. Курило В.Л. Збиранню цукрових буряків – високу якість / [В.Л. Курило, В.М. Сінченко, В.І. Пиркін та ін.] // Цукрові буряки. – 2012. – №4. – С. 12.
2. Гречкосій В.Д. Комплексна механізація буряківництва / [В.Д. Гречкосій, М.Я. Дмитришак, Р.В. Шатров та ін.]. – К.: ТОВ «Нілан», 2013. – 358 с.
3. Измайлов А.Ю. Технологии и технические решения по повышению эффективности транспортных систем АПК / А.Ю. Измайлов. — М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2007. – 200 с.
4. Фришев С.Г. Аналіз пропускної здатності транспортно-технологічного комплексу з безбукерними комбайнами / С.Г. Фришев // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2014. – Вип. 196, ч. 1. – С. 134–139.
5. Мухин А.А. Основы эксплуатации машинно-тракторного парка / А.А. Мухин. – М.: Высшая школа, 1973. – 432 с.
6. Бурьянов А.И. Технология, организация и планирование перевозок грузов на сельскохозяйственных предприятиях : монография / А.И. Бурьянов. – зерноград: ФГОУ ВПО АЧГАА, 2010. – 268 с.
7. Зязев В.А. Перевозки сельскохозяйственных грузов автомобильным транспортом / Зязев В.А., Капланович М.С., Петров В.И. – М.: Транспорт, 1979. – 253 с.
8. Гоberman В.А. Автомобильный транспорт в сельскохозяйственном производстве / В.А. Гоberman. – М.: Транспорт, 1986. – 287 с.

Обоснованая методика определения рациональных параметров уборочно-транспортного комплекса для сахарной свеклы при применении усовершенствованной поточной технологии.

Сахарная свекла, транспортировка, минимизация уплотнения почвы, производительность.

The technique of definition of rational parameters of harvesting and transport complex for sugar beet in application of advanced flow technology.

Sugar beet, transportation, minimizing soil compaction, productivity.

УДК 631.55

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ДО СТВОРЕННЯ ПЕРЕВЕРСТУВАЧА СТРІЧОК КОНОПЕЛЬ

***В.О. Гридякін, кандидат технічних наук
ГНПУ імені Олександра Довженка***

Представлені теоретичні обґрунтування перевертування стебел конопель, конструкція і технологічний процес перевертувача стрічок довгостебельних культур.

Стланцева треста, технологічний процес, збирання конопель, перевертувач стрічок.

Постановка проблеми. В даний час все більшого поширення набуває технологія приготування конопляної трести способом росяною мочки, яка поєднується з процесом збирання і включає операції: зрізання, розстилання стебел в стрічку і подальшого їх підбору.

Аналіз останніх досліджень. Однак рівномірність росяної мочки стебел і якість одержуваного з них волокна залишаються невисокими через порівняно великої товщини шару стебел у стрічці. При готовності трести у верхній частині шару стрічки, стебла в нижній частині шару, найчастіше, залишаються ще у вигляді соломи, при досягненні готовності трести в нижній частині шару, стебла у верхній частині шару сильно перележуються і втрачають міцність. Треста виходить неоднорідною за фізико-механічними властивостями з невисокими показниками. Крім того, сам процес росяної мочки протікає тривалий час, в результаті чого терміни підбору трести відсуваються на осінній період з несприятливими погодними умовами.

Отже, для отримання конопляної трести кращої якості з більш однорідними фізико-механічними властивостями і для скорочення термінів приготування в технологічний процес росяної мочки

© В.О. Гридякін, 2014

The technique of definition of rational parameters of harvesting and transport complex for sugar beet in application of advanced flow technology.

Sugar beet, transportation, minimizing soil compaction, productivity.

УДК 631.55

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ДО СТВОРЕННЯ ПЕРЕВЕРСТУВАЧА СТРІЧОК КОНОПЕЛЬ

***В.О. Гридякін, кандидат технічних наук
ГНПУ імені Олександра Довженка***

Представлені теоретичні обґрунтування перевертування стебел конопель, конструкція і технологічний процес перевертувача стрічок довгостебельних культур.

Стланцева треста, технологічний процес, збирання конопель, перевертувач стрічок.

Постановка проблеми. В даний час все більшого поширення набуває технологія приготування конопляної трести способом росяною мочки, яка поєднується з процесом збирання і включає операції: зрізання, розстилання стебел в стрічку і подальшого їх підбору.

Аналіз останніх досліджень. Однак рівномірність росяної мочки стебел і якість одержуваного з них волокна залишаються невисокими через порівняно великої товщини шару стебел у стрічці. При готовності трести у верхній частині шару стрічки, стебла в нижній частині шару, найчастіше, залишаються ще у вигляді соломи, при досягненні готовності трести в нижній частині шару, стебла у верхній частині шару сильно перележуються і втрачають міцність. Треста виходить неоднорідною за фізико-механічними властивостями з невисокими показниками. Крім того, сам процес росяної мочки протікає тривалий час, в результаті чого терміни підбору трести відсуваються на осінній період з несприятливими погодними умовами.

Отже, для отримання конопляної трести кращої якості з більш однорідними фізико-механічними властивостями і для скорочення термінів приготування в технологічний процес росяної мочки

© В.О. Гридякін, 2014

необхідно ввести операцію переверстування стрічок розстилу, при якому стебла з нижньої частини шару стрічки переміщалися б у верхню частину шару. Для вирішення цієї проблеми розглянемо можливість перевертування стрічок стебел конопель перевертувачем з двома транспортерами різної довжини, установленими під різними кутами до горизонту, і які мають різні лінійні швидкості руху.

Результати досліджень. При роботі перевертувача стебла здійснюють складний рух. Вони рухаються поступально з поворотом навколо середини, розташованої між опорними точками. Будемо вважати стебло прямою лінією, що рухається без обриву по прямих, які проходять по поверхнях транспортерів. У вибраній системі координат (рис. 1) лінія AD відповідає одному транспортеру, лінія BC - іншому. Для зручності розгляду система координат OXYZ повернута на 90° відносно корпусу машини (тобто по осі y) (рис. 1).

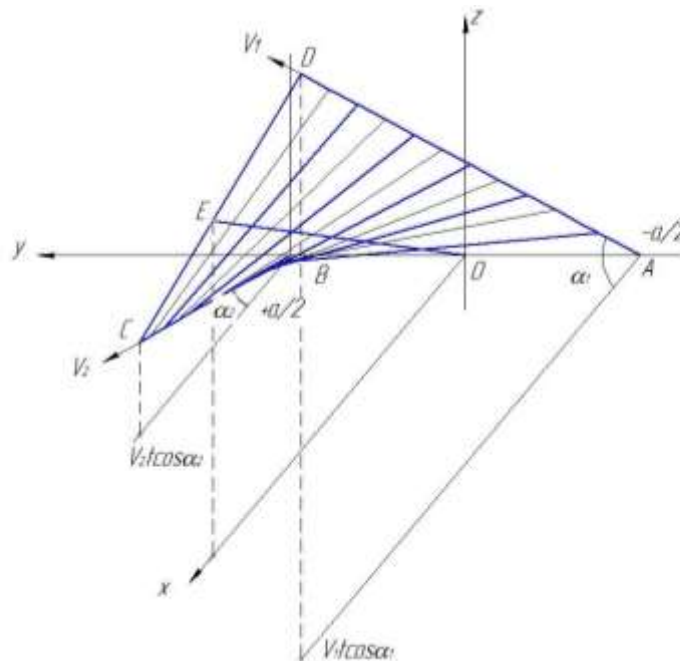


Рис. 1. Рух стебла по транспортерам перевертувача.

Позначимо швидкість одного транспортера V_1 , а другого V_2 . Точки D і C відповідають місцям сходу стебла з перевертувача. Тоді довжина шляху $AD = V_1 t$, $BC = V_2 t$, де t - час руху. В координатному представленні матимуть вигляд:

$$\begin{aligned} A & (0; -\frac{a}{2}; 0), \\ B & (0; \frac{a}{2}; 0), \\ C & (BC \sin \alpha_2; \frac{a}{2}; BC \cos \alpha_2), \\ D & (BD \sin \alpha_1; -\frac{a}{2}; BD \cos \alpha_1), \end{aligned}$$

$E\left(\frac{C_x+D_x}{2}; 0; \frac{C_z+D_z}{2}\right)$, середина відрізка DC.

Тоді координати точок D и C будуть:

$$D(V_2 t \sin \alpha_2; \frac{a}{2}; V_2 t \cos \alpha_2),$$

$$C(V_1 t \sin \alpha_1; -\frac{a}{2}; V_1 t \cos \alpha_1).$$

В координатах OXYZ будемо мати:

$$(C) \Rightarrow x_1 = V_1 t \sin \alpha_1, y_1 = -\frac{a}{2}, z_1 = V_1 t \cos \alpha_1,$$

$$(D) \Rightarrow x_2 = V_2 t \sin \alpha_2, y_2 = \frac{a}{2}, z_2 = V_2 t \cos \alpha_2.$$

Рівняння прямої лінії, яка проходить через дві точки с координатами x_1, y_1, z_1 и x_2, y_2, z_2 , виглядає так:

$$\frac{x-x_1}{x_2-x_1} = \frac{y-y_1}{y_2-y_1} = \frac{z-z_1}{z_2-z_1}, \text{ що в нашому випадку матиме вигляд:}$$

$$\frac{x-V_1 t \sin \alpha_1}{V_2 t \sin \alpha_2 - V_1 t \sin \alpha_1} = \frac{y - \left(-\frac{a}{2}\right)}{\frac{a}{2} - \left(-\frac{a}{2}\right)} = \frac{z - V_1 t \cos \alpha_1}{V_2 t \cos \alpha_2 - V_1 t \cos \alpha_1} \quad (1)$$

В якості двох незалежних виберемо перше і друге, друге і третє співвідношення, а третє рівняння буде їх похідним. Тоді будемо мати:

$$\begin{cases} (x - V_1 t \sin \alpha_1) a = (V_2 t \sin \alpha_2 - V_1 t \sin \alpha_1) \left(y + \frac{a}{2}\right) \\ (V_2 t \cos \alpha_2 - V_1 t \cos \alpha_1) \left(y + \frac{a}{2}\right) = a(z - V_1 t \cos \alpha_1) \\ \begin{cases} ax = aV_1 t \sin \alpha_1 + (V_2 t \sin \alpha_2 - V_1 t \sin \alpha_1) \left(y + \frac{a}{2}\right) \\ az = aV_1 t \cos \alpha_1 + (V_2 t \cos \alpha_2 - V_1 t \cos \alpha_1) \left(y + \frac{a}{2}\right) \end{cases} \\ \begin{cases} ax = \left[aV_1 \sin \alpha_1 + (V_2 \sin \alpha_2 - V_1 \sin \alpha_1) \left(y + \frac{a}{2}\right)\right] t \\ az = \left[aV_1 \cos \alpha_1 + (V_2 \cos \alpha_2 - V_1 \cos \alpha_1) \left(y + \frac{a}{2}\right)\right] t \end{cases} \end{cases}$$

виключив час t із цієї системи, отримаємо:

$$\frac{ax}{aV_1 \sin \alpha_1 + (V_2 \sin \alpha_2 - V_1 \sin \alpha_1) \left(y + \frac{a}{2}\right)} = \frac{az}{aV_1 \cos \alpha_1 + (V_2 \cos \alpha_2 - V_1 \cos \alpha_1) \left(y + \frac{a}{2}\right)},$$

$$ax \left[aV_1 \cos \alpha_1 + (V_2 \cos \alpha_2 - V_1 \cos \alpha_1) \left(y + \frac{a}{2}\right)\right] = az \left[aV_1 \sin \alpha_1 + (V_2 \sin \alpha_2 - V_1 \sin \alpha_1) \left(y + \frac{a}{2}\right)\right].$$

Після відповідних перетворень остаточно отримаємо:

$$z = \frac{x \left[a^2 V_1 \cos \alpha_1 + \frac{a^2}{2} V_2 \cos \alpha_2 - \frac{a^2}{2} V_1 \cos \alpha_1 + (aV_2 \cos \alpha_2 - aV_1 \cos \alpha_1) y\right]}{a^2 V_1 \sin \alpha_1 + \frac{a^2}{2} V_2 \sin \alpha_2 - \frac{a^2}{2} V_1 \sin \alpha_1 + (aV_2 \sin \alpha_2 - aV_1 \sin \alpha_1) y}. \quad (2)$$

Позначив:

$$A = a^2 V_1 \cos \alpha_1 + \frac{a^2}{2} (V_2 \cos \alpha_2 - V_1 \cos \alpha_1),$$

$$B = a(V_2 \cos \alpha_2 - V_1 \cos \alpha_1),$$

$$C = a^2 \left(V_1 \sin \alpha_1 + \frac{1}{2} V_2 \sin \alpha_2 - \frac{1}{2} V_1 \sin \alpha_1\right),$$

$$D=a(V_2 \sin \alpha_2 - V_1 \sin \alpha_1).$$

отримаємо рівняння виду:

$$z = \frac{x(A+By)}{C+Dy}. \quad (3)$$

Рівняння (2) описує поверхню, по якій рухається відрізок DC. Ця поверхня є лінійчатою, так як утворена рухом прямої лінії.

Обчислимо напрямні коефіцієнти прямої, що утворює поверхню (3). З (1) після нескладних перетворень матимемо:

$$\begin{cases} \frac{ax}{t} = aV_1 \sin \alpha_1 + (V_2 \sin \alpha_2 - V_1 \sin \alpha_1) \left(y + \frac{a}{2}\right) \\ \frac{az}{t} = V_1 \cos \alpha_1 + (V_2 \cos \alpha_2 - V_1 \cos \alpha_1) \left(y + \frac{a}{2}\right) \end{cases} \quad (4)$$

Після підстановки вихідних даних для нашого випадку отримаємо систему:

$$\begin{cases} x + 0,31ty - 1,42t = 0, \\ z - 0,39ty + t = 0, \end{cases}$$

або

$$\begin{cases} x + 0,31ty + 0 - 1,42t = 0 \\ 0 + z - 0,39ty + t = 0 \end{cases}$$

з цієї системи рівнянь складаємо визначник:

$$\begin{vmatrix} 1; +0,31t; 0 \\ 1; -0,39t; 1 \end{vmatrix}$$

За відомими правилами розкриття визначників знаходимо:

$$\begin{aligned} e &= 0,31t, \\ m &= -1, \\ n &= -0,39t. \end{aligned} \quad (5)$$

Отримані коефіцієнти визначають положення утвореного поверхнею (3) відрізка DC в системі координат OXYZ.

Відповідно, кути з осями координат будуть дорівнювати: при $t = 0$, в початковий момент руху відрізка: $\alpha = 0$, $\beta = 180^\circ$, $\gamma = 0$, кут α - кут між відрізком і віссю x , β - з віссю y і γ - з віссю z ; при $t = 1$ с, тобто в кінці руху по транспортерам: $\alpha = 74^\circ$, $\beta = 153^\circ$ і $\gamma = 110^\circ$, при підстановці вихідних даних в рівняння (3) отримаємо:

$$z = x (0,39 + 0,11y) / (0,39 - 0,74y). \quad (6)$$

Це рівняння описує лінійчату поверхню, по якій рухається пряма (стебло) без відриву від напрямних.

Для наочності на рис. 2 зображений перевертувач в іншій системі координат OXYZ.

Розроблений перевертувач стрічок стебел складається з наступних вузлів (рис.3.): підбираючого пристрою 1, транспортера вершин 2, виносних вальців 3, голчатого транспортера 4, підбійки 5, переднього укладача 6, заднього укладача 7, притискачів стебел 8 і 9, рами 10, ходових коліс 11, сніци 12, передньої опори 13.

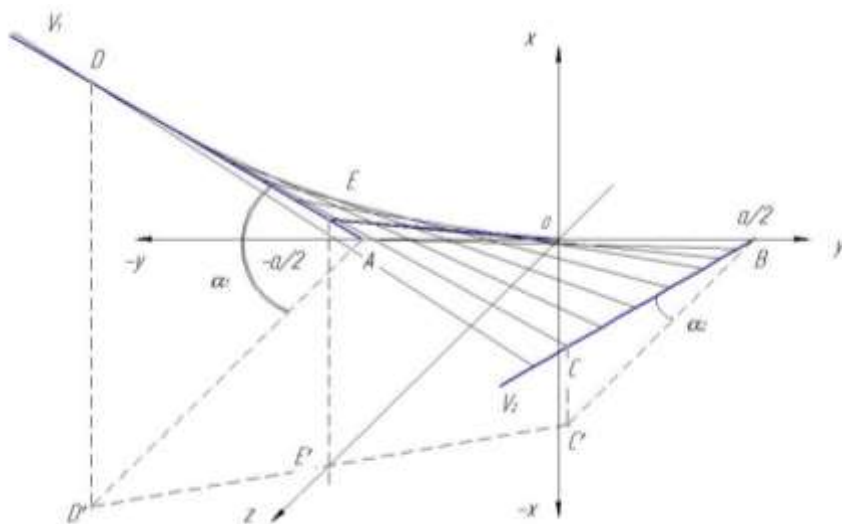


Рис. 2. Перевертувач системи координат OXYZ.

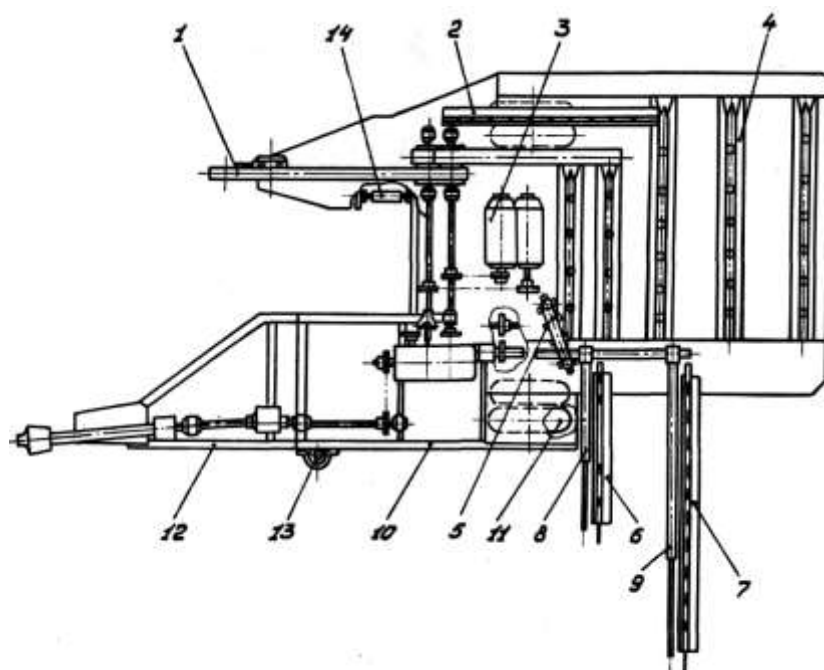


Рис. 3. Схема перевертувача стрічок конопель.

При русі перевертувача пальці барабана 1 підбираючого пристрою 2 (рис. 4) піднімають стебла зі стрічки розстилу і заводять в транспортуючий струмок плоскостасового транспортера, який транспортує їх у гллуб машини.

На шляху транспортування вершини стебел укладаються на транспортер вершин 3, а кінцівки стебел захоплюється виносними вальцями 4, які після виходу стебел з плоскостасового транспортера укладають їх на стіл голчастого транспортера 5 одночасно вирівнюючи їх по кінцівкам. Пальці голчастого транспортера захоплюють стебла і переміщують їх до укладачів 6 і 7, одночасно розвертаючи їх на столі до положення, паралельного лінії напрямку

руху перевертувача. При переході зі столу голчастого транспортера до укладачів підбійка 6 додатково вирівнює їх по кінцівкам. Поступаючи до укладачів 6 і 7 стебла конопель захоплюються пальцями їх ланцюгів і переміщуються вниз до землі, продовжуючи подальший розворот навколо кінцівок, за рахунок різних швидкостей руху ланцюгів укладачів і різних кутів установки самих укладачів.

В момент сходу шару стебел з укладачів і зіткнення з землею відбувається його вкладання на землю верхньою стороною стрічки вниз, тобто здійснюється перевертання стрічки стебел.

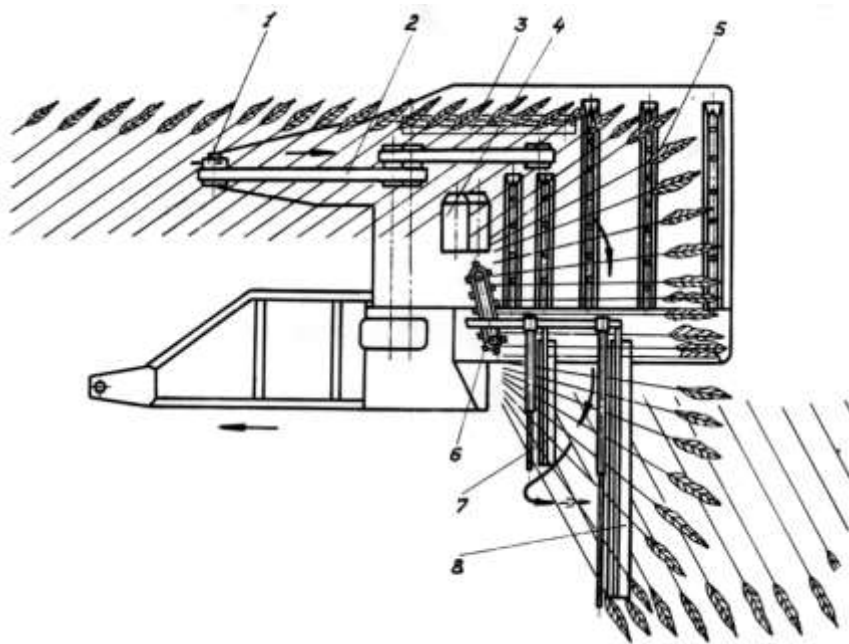


Рис. 4. Технологічна схема перевертувача стрічок конопель.

Дослідження процесу перевертання стрічок стебел конопель на різних розстилах стебел, що розрізняються їх довжиною, показало, що розроблений перевертувач стрічок забезпечує якісне перевертання стрічки стебел і навіть покращує її окремі параметри: розтягнутість стебел по кінцівкам, яка знижується в порівнянні з вихідним розстилом з 12,4...20,4 см до 6,6...12,5 см, кут укладання стебел змінюється з 40,1...59,2° до 76,7...85,9°, що позитивно позначається при підборі стебел рулонним прес-підбирачем, так як забезпечується захоплення стебел пружинними пальцями підбираючого пристрою відразу по всій їх довжині.

Висновки

1. Розроблена теорія повороту стебел конопель підтверджує можливість перевертання їх укладачами перевертувача.
2. Розроблений перевертувач стрічок, дозволяє повністю механізувати операцію перевертання стрічок стебел конопель з покращенням їх агротехнічних показників.

Список літератури

1. Новые коноплеуборочные машины. – К.: Реклама, 2014. – 24 с.
2. Патент 12922 Україна, A01D45/00, A01 D45/06. Спосіб перевертання стрічок стебел високостеблових культур та підбирач – перевертувач для його здійснення / В.С. Головій, В.О. Гридякін ; ІЛК УААН ; Заявл. 30.04.1991 ; Опубл. 28.02.1997, Бюл. №1.

Представлены теоретические обоснования перевертывания стеблей конопли, конструкция и технологический процесс перевертывача лент длинностебельных культур.

Стланцев треста, технологический процесс, сбор конопли, перевертывач лент.

The theoretical justification perevertuvannya hemp stalks, design and manufacturing process perevertuvacha tapes dovhostebeľnyh cultures.

Stlantseva Trust, process, assembly cannabis perevertuvach tapes.

УДК 631.36

ОБҐРУНТУВАННЯ СИСТЕМИ ЗАГОТІВЛІ І ПОСТАЧАННЯ СОЛОМИ ДЛЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОТРЕБ

С.В. Драгнєв, кандидат технічних наук

А.І. Мороз, інженер

П.В. Мельничук, студент

Обґрунтовано систему заготівлі і постачання біомаси для забезпечення біопаливом централізованих котелень. Визначено графічні залежності собівартості тьюкування соломи від річних обсягів заготівлі та розміру тьюків.

Біомаса, заготівля, постачання, солома, теплоенергетика.

Постановка проблеми. В умовах обмеження імпорту природного газу в Україні формуються сприятливі умови для розвитку виробництва та використання біопалив. З 1 жовтня 2014 р. набрала чинність Постанова Кабінету Міністрів України від 09.07.14 р. №293 «Про стимулювання заміщення природного газу у сфері тепlopостачання», яка передбачає компенсацію з державного

© С.В. Драгнєв, А.І. Мороз, П.В. Мельничук, 2014

Список літератури

1. Новые коноплеуборочные машины. – К.: Реклама, 2014. – 24 с.
2. Патент 12922 Україна, A01D45/00, A01 D45/06. Спосіб перевертання стрічок стебел високостеблових культур та підбирач – перевертувач для його здійснення / В.С. Головій, В.О. Гридякін ; ІЛК УААН ; Заявл. 30.04.1991 ; Опубл. 28.02.1997, Бюл. №1.

Представлены теоретические обоснования перевертывания стеблей конопли, конструкция и технологический процесс перевертывача лент длинностебельных культур.

Стланцев треста, технологический процесс, сбор конопли, перевертувач лент.

The theoretical justification perevertuvannya hemp stalks, design and manufacturing process perevertuvacha tapes dovhostebeľnyh cultures.

Stlantseva Trust, process, assembly cannabis perevertuvach tapes.

УДК 631.36

ОБҐРУНТУВАННЯ СИСТЕМИ ЗАГОТІВЛІ І ПОСТАЧАННЯ СОЛОМИ ДЛЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОТРЕБ

С.В. Драгнєв, кандидат технічних наук

А.І. Мороз, інженер

П.В. Мельничук, студент

Обґрунтовано систему заготівлі і постачання біомаси для забезпечення біопаливом централізованих котелень. Визначено графічні залежності собівартості тьюкування соломи від річних обсягів заготівлі та розміру тьюків.

Біомаса, заготівля, постачання, солома, теплоенергетика.

Постановка проблеми. В умовах обмеження імпорту природного газу в Україні формуються сприятливі умови для розвитку виробництва та використання біопалив. З 1 жовтня 2014 р. набрала чинність Постанова Кабінету Міністрів України від 09.07.14 р. №293 «Про стимулювання заміщення природного газу у сфері тепlopостачання», яка передбачає компенсацію з державного

© С.В. Драгнєв, А.І. Мороз, П.В. Мельничук, 2014

бюджету різниці між тарифом на виробництво теплової енергії і тарифом на виробництво теплової енергії для потреб населення на теплогенеруючих установках (крім теплоелектроцентралей, теплоелектростанцій і атомних електростанцій) з використанням будь-яких видів палива та енергії (за винятком природного газу). Таким чином створюється економічне підґрунтя для переведення систем комунальної енергетики на біопалива.

Аналіз останніх досліджень. Нині в Україні вже функціонують ряд котелень, які виробляють теплову енергію за рахунок прямого спалювання біопалив при цьому переважно використовується: деревна біомаса, лушпиння соняшнику і солома у цілісному, подрібненому та пресованому вигляді. Особливо швидко відбулося оновлення теплогенеруючого обладнання на підприємствах лісового господарства: на підприємствах галузі працюють 1387 котлів на біопаливі, загальною потужністю 246 МВт, більше 1000 котлів переобладнано з використання вугілля та пічного палива на тверде біопаливо. У сільській місцевості вже використовуються близько 40 котлів і 40 теплогенераторів на тюкованій соломі. Більше 70 котлів працюють на лушпинні соняшнику [1]. Поруч із цим у нашій країні відсутні комплексні рішення із використанням біопалив для централізованого теплозабезпечення у галузі комунальної енергетики. Біопалива відрізняється від традиційних палив (газу, нафти і вугілля): нижчою густиною та теплотворною здатністю (рис. 1), сезонністю утворення біомаси, системи для її зберігання, підготовки та живлення котлів більші і дорожчі, надлишковим вмістом вологи, термохімічні характеристики та хімічний склад твердих біопалив різний і залежить від виду біологічної сировини (вміст кисню, лужних металів, хлору, тощо). Тому системи спалювання біопалив, що включають підсистеми живлення, топки, очищення газів та видалення золи, розробляються спеціально для певної сировини, з метою забезпечення ефективного згоряння палива, допустимого рівня викидів та надійної роботи обладнання [2-6]. Ці фактори створюють труднощі для реалізації біоенергетичних проектів у комунальній енергетиці, особливо через високі вимоги до стабільності тепло та енергозабезпечення населення.

Побічна продукція рослинництва – солома зернових культур і ріпаку має один з найбільших економічних потенціалів для виробництва енергії в Україні, який за оцінками експертів 2013 р. становить 4,54 млн. т у.п. Хоча нині доля її використання складає 1% від економічно доцільного [7]. Це обумовлено в першу чергу складністю розробки систем енергоконверсії через порівняно низьку енергомісткість соломи (рис. 1), що визначає значні витрати на заготівлю, транспортування та зберігання.

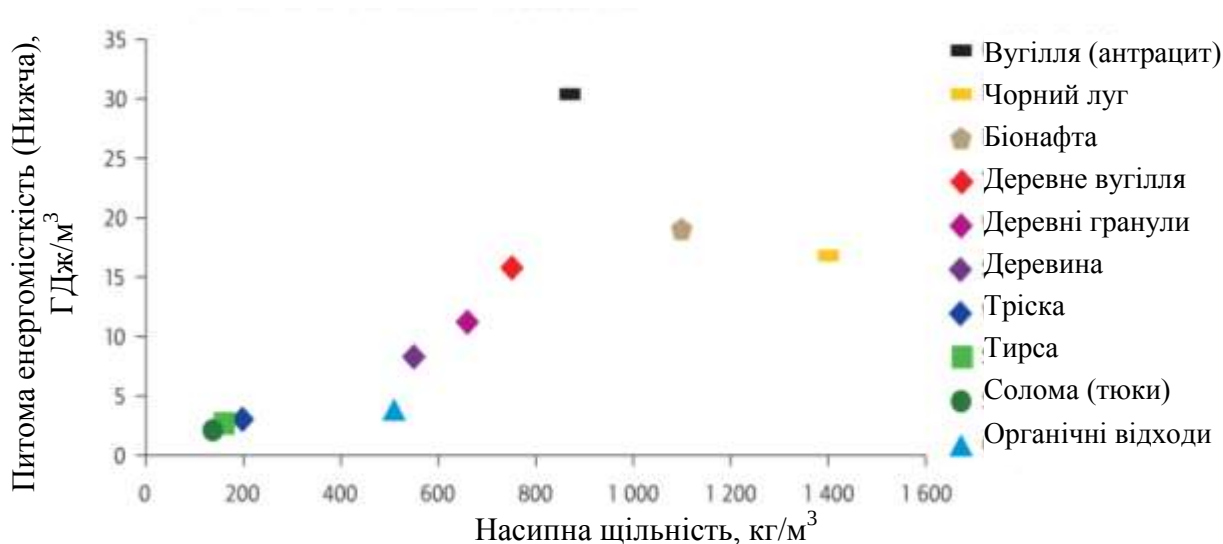


Рис. 1. Порівняння насипної щільності та питомої енергемісткості різних видів біомаси, [2].

Мета досліджень. Обґрунтування системи заготівлі і постачання соломи при енергоконверсії біомаси для централізованого опалювання та гарячого водопостачання.

Результати досліджень. Для заготівлі та постачання соломи необхідно використовувати чотири групи обладнання:

- I. МТА для підбору та брикетування соломи у тюки;
- II. обладнання для завантаження та перевезення тюків соломи на локальний склад;
- III. обладнання для перевезення на центральний склад та на оперативний склад котельні;
- IV. складське обладнання для центрального складу та оперативного складу котельні.

Потрібно підібрати мінімально необхідну кількість технічних засобів. Вибір технологій і обладнання проводять у два етапи: на першому вибирають технологію заготівлі та логістики соломи; на другому підбирають обладнання.

Аналіз технологій та обладнання доцільно провести із використанням методу багатокритеріальної оцінки технологічних систем. За основні показники для оцінки можна прийняти такі критерії:

- продуктивність за одиницю основного часу, т/год.;
- прямі експлуатаційні затрати на одиницю маси соломи, грн./т;
- витрата палива на одиницю продукції, кг/т ;
- затрати праці на одиницю продукції, люд.-год./т.

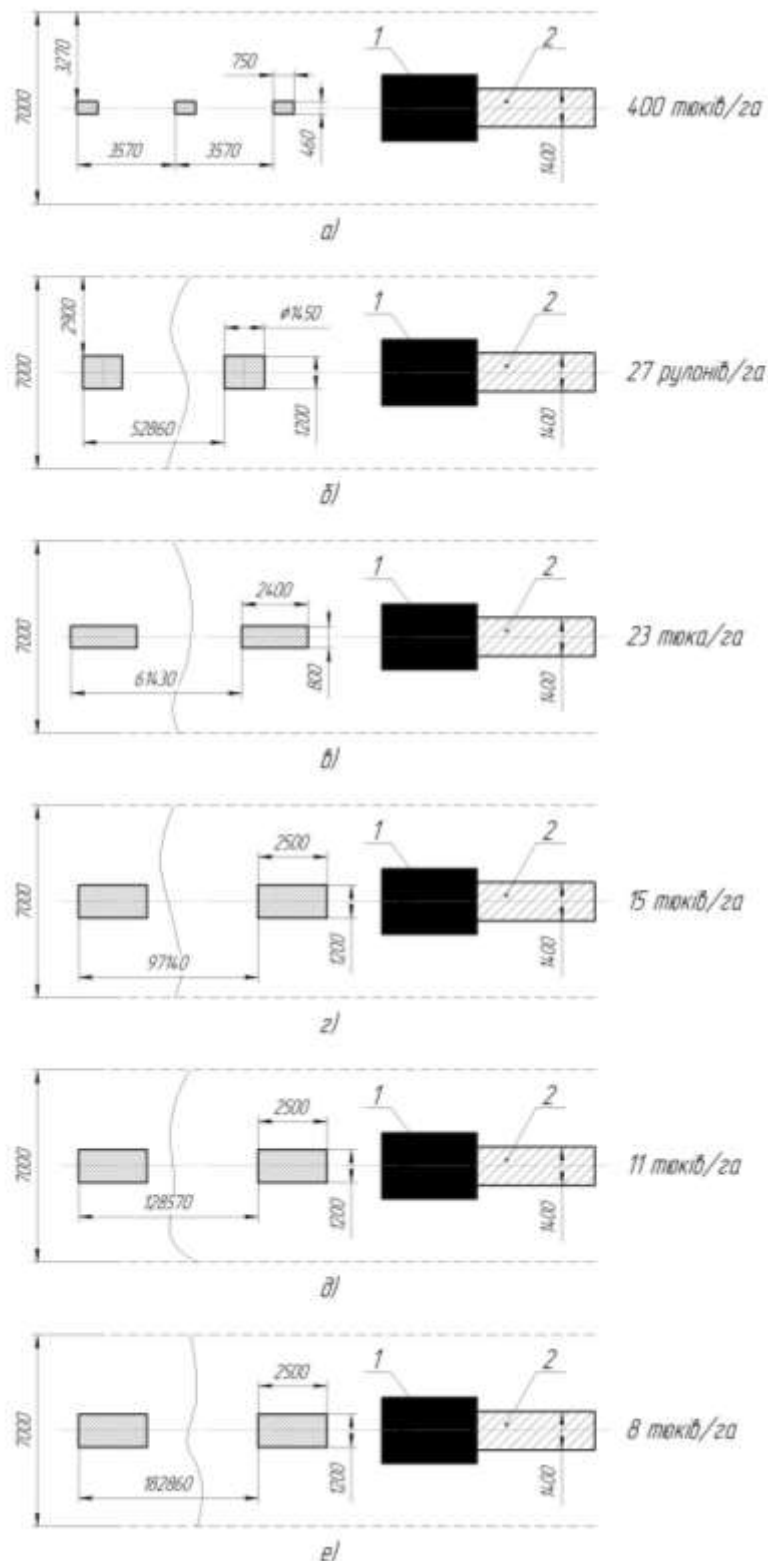


Рис. 2. Розміщення тюків (рулонів) у полі: а – малі тюки 12,5 кг (460х400х750 мм); б – рулони 185 кг (діаметр 1450 мм, ширина 1200 мм); в – середні тюки 215 кг (800х700х2400 мм); г – середні тюки 340 кг (1200х700х2500 мм); д – великі тюки 450 кг (1200х900х2500 мм); е – великі тюки 640 кг (1200х1300х2500 мм); позначення: 1 – трактор + прес-підбирач; 2 – валок соломи.

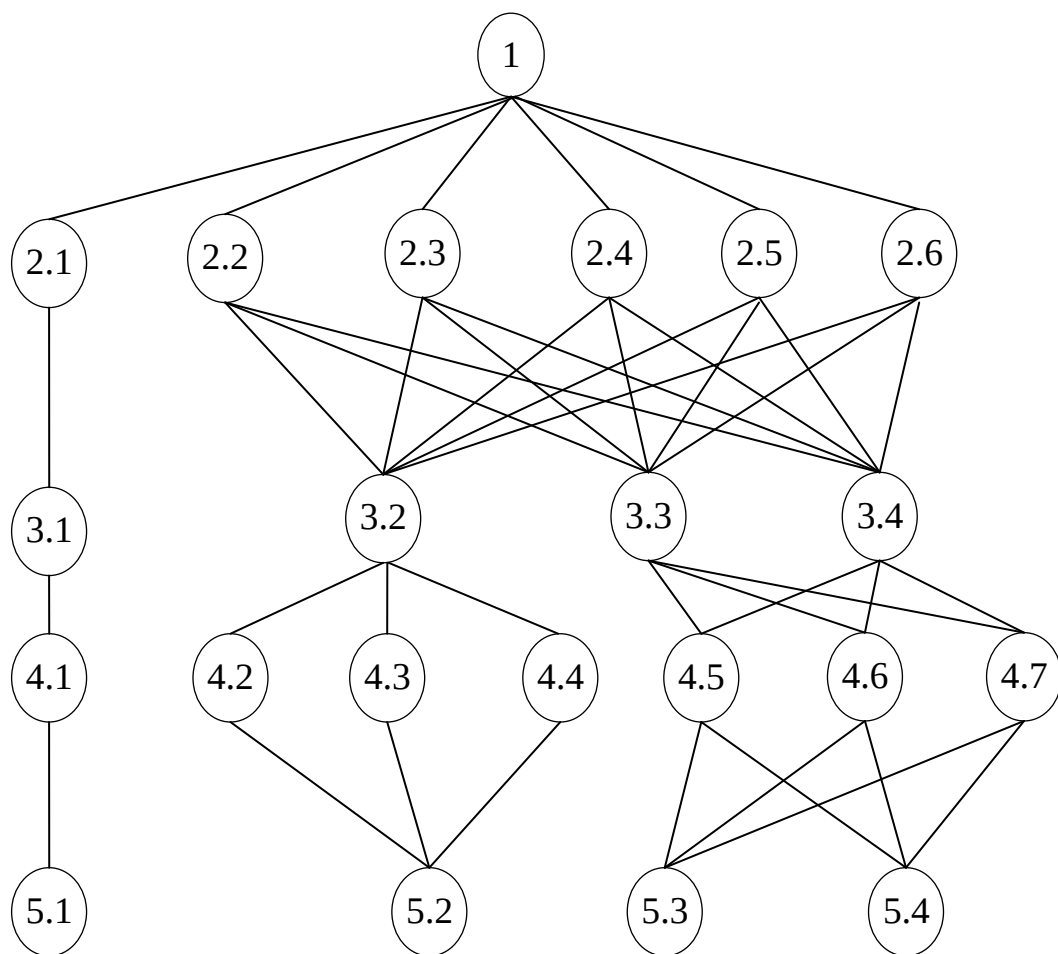


Рис. 3. Граф технології заготівлі та постачання тюків соломи на локальний склад: 1.1 – комбайн формує валок соломи; 2.1 – солома пресується у малий тюк; 2.2 – солома пресується у рулон; 2.3 – солома пресується у середній тюк 1; 2.4 – солома пресується у середній тюк 2; 2.5 – солома пресується у великий тюк 1; 2.6 – солома пресується у великий тюк 2; 3.1 – тюк соломи по направляючій подається у причеп; 3.2 – тюк підбираються причепом з гідрозахватом; 3.3 – тюк завантажується у причеп фронтальним навантажувачем; 3.4 – тюк завантажується у причеп телескопічним навантажувачем; 4.1 – тюки перевозяться у причепі на 4 т; 4.2 – тюки перевозяться у самоскидному причепі на 8 т; 4.3 – тюки перевозяться у самоскидному причепі на 12 т; 4.4 – тюки перевозяться у самоскидному причепі на 16 т; 4.5 – тюки перевозяться у причепі на 8 т; 4.6 – тюки перевозяться у причепі на 12 т; 4.7 – тюки перевозяться у причепі на 16 т; 5.1 – тюки вивантажуються вручну; 5.2 – тюки висипаються з причепа; 5.3 – тюк розвантажується з причепа фронтальним навантажувачем; 5.4 – тюк розвантажується з причепа телескопічним навантажувачем.

Класифікацію технологій заготівлі і логістики соломи доцільно провести за різними видами тюків за наведеними нижче варіантами:

1) малі тюки (розміри: 460x400x750 мм, щільності 90-100 кг/м³, вага 12,5 кг);

2) циліндричні тюки (рулони) (розміри: діаметр 1450 мм, ширина 1200 мм, щільність 80-140 кг/м³, середня вага рулону 185 кг);

3) середні тюки 1 (розміри: 800x700x2400 мм, щільність 140-165 кг/м³, вага 215 кг);

4) середні тюки 2 (розміри: 1200x700x2500 мм, щільність 160-180 кг/м³, вага 340 кг);

5) великі тюки 1 (розміри: 1200x900x2500 мм, щільність 160-180 кг/м³, вага 450 кг);

6) великі тюки 2 (розміри: 1200x1300x2500 мм, щільність 160-180 кг/м³, вага 640 кг).

З метою визначення відстаней між тюками накреслено схему розміщення тюків (рулонів) у полі рис. 2. Кількість тюків при використанні сучасних продуктивних прес-підбирачів зменшується до 8 тюків/га. Для аналізу технологій заготівлі та постачання соломи на склад можна використати теорію графів. На рис. 3 зображений граф технологій заготівлі та доставки соломи на локальний склад.

З рис. 3 можна вибрати варіанти заготівлі та доставки соломи на локальний склад. Для кожного варіанту необхідно визначити критерії ефективності кожної технологічної операції та узагальнений критерій.

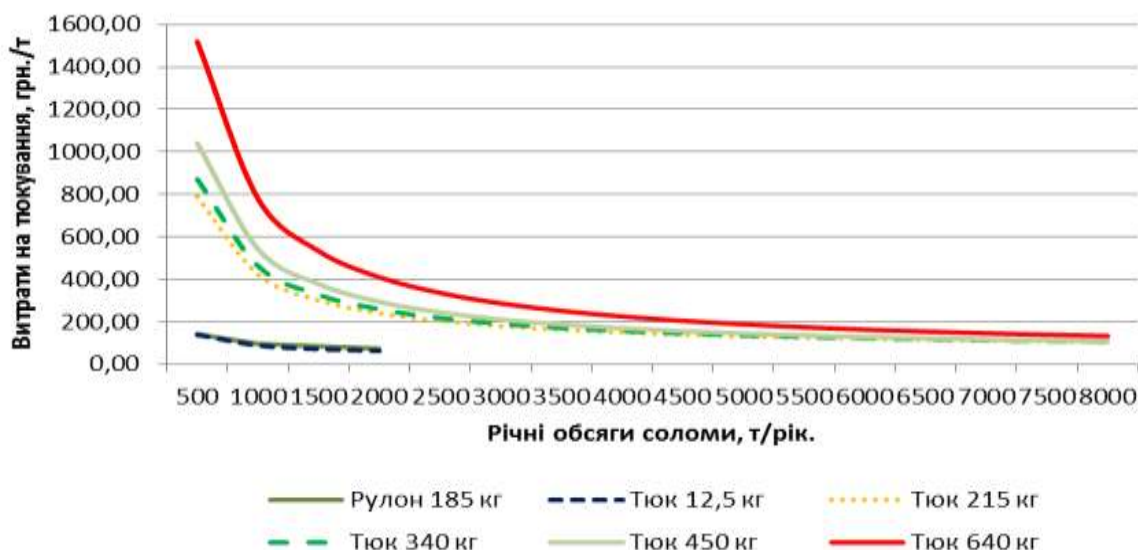


Рис. 4. Графік залежності витрат на тюкування соломи від річних обсягів заготівлі та розміру тюка.

На рис. 4 зображено результати визначення витрат на тюкування соломи з яких випливає, що для річних обсягів заготівлі від 3380 т доцільно використовувати прес-підбирачі

великогабаритних тюків розміром 1,2х0,9 м. Перевезення тюків доцільно проводити вантажними автомобілями, але при цьому потрібно враховувати їх технічні характеристики для пересування по полю.

Мінімальний перелік техніки для забезпечення заготівлі та постачання соломи для централізованої котельні включає:

- 1) машинно-тракторний агрегат: трактор з прес-підбирачем великогабаритних тюків 1,2х0,9 м;
- 2) телескопічний навантажувач;
- 3) вилковий навантажувач;
- 4) вантажний автомобіль з можливістю завантаження від 30 великогабаритних.

Розрахункова продуктивність цього комплексу техніки за технологічними операціями складає від 6,9 до 8 т/год.

Висновки

Використання біомаси побічної продукції та відходів сільського господарства, а саме соломи зернових, має в Україні величезний енергетичний потенціал, який на сьогодні майже не використовується.

Для енергетичного використання біомаси в комунальній теплоенергетиці необхідна надійна система із заготівлі та постачання біопалива, яка своєчасно та безперебійно забезпечуватиме котельні твердим біопаливом. Значні капіталовкладення у основні засоби визначають високі витрати на заготівлю, збирання, транспортування та зберігання тюків при малих обсягах соломи.

Мінімальний перелік техніки для забезпечення заготівлі та перевезення соломи для централізованої котельні включає: машинно-тракторний агрегат: трактор з прес-підбирачем великогабаритних тюків 1,2х0,9 м; телескопічний навантажувач; вилковий навантажувач; вантажний автомобіль з можливістю завантаження від 30 великогабаритних.

Список літератури

1. Гелету́ха Г.Г. Перспективы производства тепловой энергии из биомассы в Украине / Г.Г. Гелету́ха, Т.А. Железная, Е.Н. Олейник // Аналитическая записка Биоэнергетической ассоциации Украины. – №6. – 31 мая 2013 г. – 24 с.
2. <http://www.uabio.org/img/files/docs/position-paper-uabio-6-ru.pdf>.
3. *Technology Roadmap: Bioenergy for Heat and Power* – International Energy Agency, 2012. – 68 p.
4. *Виробництво теплової енергії із біомаси: аналіз законодавства, регуляторних аспектів і податкової політики та рекомендації щодо необхідних змін у чинному законодавстві та для сприяння впровадженню пілотного проекту в м. Миргород / [Алексєєва Н., Бабак А., Коліснко А., Левицький Д., Нич О., Стогнушенко О.].* – К.: ВБО «Інститут місцевого розвитку», 2014. – 100 с.

5. http://www.mdi.org.ua/files/file/Publications/LAESM_HE_from_biomass_report_2014-Ukr.pdf.
6. *Новітні технології біоенергоконверсії* : монографія / [Я.Б. Блюм, Г.Г. Гелетука, І.П. Григорюк, В.О. Дубровін, А.І. Ємець, Г.М. Забарний, Г.М. Калетнік, М.Д. Мельничук, В.Г. Мироненко, Д.Б. Рахметов, С.П. Циганков]. – К: "Аграр Медіа Груп", 2010. – 360 с.
7. *Виллу Варес* Справочник потребителя биотоплива / [Виллу Варес, Юло Каськ, Пеэтер Муйсте, Тыну Пиху, Сулев Соосаар. Под редакцией Виллу Вареса]. – Таллинн: Издательство Таллиннского технического университета, 2005. – 183 с.
8. Гелетука Г.Г. Современное состояние и перспективы развития биоэнергетики в Украине / [Г.Г. Гелетука, Т.А. Железная, П.П. Кучерук, Е.Н. Олейник] // Аналитическая записка БАУ №9. – 27 мая 2014 г. – 33 с. <http://www.uabio.org/img/files/docs/position-paper-uabio-9-ru.pdf>.
9. *Добрива та їх використання* : довідник. – К.: Арістей, 2010. – 254 с.

Обоснована система заготовки и поставки соломы для обеспечения биотопливом централизованных котельных. Определены графические зависимости себестоимости тюкования соломы от годовых объемов и размеров тюков.

Биомасса, заготовка, поставка, солома, теплоэнергетика.

System of straw harvesting and supply for centralized biofuel boiler is based. Curves of straw bale cost on the annual volume and bales size are determined.

Biomass, harvesting, heat-power engineering, straw, supply.

УДК 521.4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ СТИСНУТО-ЗІГНУТИХ ЕЛЕМЕНТІВ КРУГЛОГО ПЕРЕРІЗУ ПРИ ДІЇ ПОПЕРЕЧНИХ СИЛ

О.О. Давиденко, магістр

У статті наведено результати експериментальних досліджень залізобетонних колон круглого перерізу на поперечний вигин з попереднім обтисненням і без попереднього обтиснення, виявлено збільшення несучої здатності колон з попереднім обтисненням на 43,7 %.

Бетон, переріз, сила, елемент.

© О.О. Давиденко, 2014

5. http://www.mdi.org.ua/files/file/Publications/LAESM_HE_from_biomass_report_2014-Ukr.pdf.
6. *Новітні технології біоенергоконверсії* : монографія / [Я.Б. Блюм, Г.Г. Гелетука, І.П. Григорюк, В.О. Дубровін, А.І. Ємець, Г.М. Забарний, Г.М. Калетнік, М.Д. Мельничук, В.Г. Мироненко, Д.Б. Рахметов, С.П. Циганков]. – К: "Аграр Медіа Груп", 2010. – 360 с.
7. *Виллу Варес* Справочник потребителя биотоплива / [Виллу Варес, Юло Каськ, Пеэтер Муйсте, Тыну Пиху, Сулев Соосаар. Под редакцией Виллу Вареса]. – Таллинн: Издательство Таллиннского технического университета, 2005. – 183 с.
8. *Гелетука Г.Г.* Современное состояние и перспективы развития биоэнергетики в Украине / [Г.Г. Гелетука, Т.А. Железная, П.П. Кучерук, Е.Н. Олейник] // Аналитическая записка БАУ №9. – 27 мая 2014 г. – 33 с. <http://www.uabio.org/img/files/docs/position-paper-uabio-9-ru.pdf>.
9. *Добрива та їх використання* : довідник. – К.: Арістей, 2010. – 254 с.

Обоснована система заготовки и поставки соломы для обеспечения биотопливом централизованных котельных. Определены графические зависимости себестоимости тюкования соломы от годовых объемов и размеров тюков.

Биомасса, заготовка, поставка, солома, теплоэнергетика.

System of straw harvesting and supply for centralized biofuel boiler is based. Curves of straw bale cost on the annual volume and bales size are determined.

Biomass, harvesting, heat-power engineering, straw, supply.

УДК 521.4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ СТИСНУТО-ЗІГНУТИХ ЕЛЕМЕНТІВ КРУГЛОГО ПЕРЕРІЗУ ПРИ ДІЇ ПОПЕРЕЧНИХ СИЛ

О.О. Давиденко, магістр

У статті наведено результати експериментальних досліджень залізобетонних колон круглого перерізу на поперечний вигин з попереднім обтисненням і без попереднього обтиснення, виявлено збільшення несучої здатності колон з попереднім обтисненням на 43,7 %.

Бетон, переріз, сила, елемент.

© О.О. Давиденко, 2014

Постановка проблеми. В останні роки залізобетонні елементи круглого перерізу широко стали застосовуватися для колон каркасних будівель, елементів рам, що експлуатуються в сейсмонебезпечних зонах, буронабивних паль підпірних стін, протизсувних споруд. Однак, дослідження міцності стиснуто-зігнутих залізобетонних елементів круглого перерізу при дії поперечних сил практично відсутні, а розрахунок похилих перерізів на поперечну силу, згідно з нормами, виконують як для згинальних елементів, без урахування впливу поздовжнього зусилля стиску.

Аналіз останніх досліджень. Дослідження на колонах прямокутного перерізу [1, 2] показали, що додаток поздовжньої стискаючої сили з ексцентриситетом відносно геометричної осі колони, спрямованої в бік поперечного вигину або у зворотний бік, при збігу або розбіжності поздовжнього і поперечного вигину, кількості поперечного армування робить істотний вплив на міцність і тріщиностійкість похилих перерізів.

Метою наведених нижче **досліджень** була оцінка впливу позацентрово прикладеного поздовжнього зусилля стиску, що довантажує стиснуту зону при поперечному вигині, на несучу здатність елементів круглого перерізу при дії поперечних сил.

Результати досліджень. Дослідження проводили на колонах круглого перерізу, виготовлених з бетону класу С 25/30, діаметром 190 мм з поздовжнім армуванням у вигляді шести стрижнів арматури Ø 10 A240C і поперечним спіральним армуванням з арматурного дроту Ø 4BpI, встановленої з кроком 100 мм, Проліт зрізу при випробуванні колони дорівнював двом діаметрам колони за вирахуванням захисного шару бетону 30 мм. Довжина зразків колон становила 1000 мм. Було випробувано по три зразки кожної серії, з рівнем поперечного обтиснення не більше 0.25 Р руйн. при стисненні. Величина ексцентриситету становила 4 см. Величина зусилля обтиснення становила 150 кН. Поздовжній вигин від попереднього обтиснення колон здійснювали в той же бік, що і наступний поперечний вигин від поперечної сили, що прикладається.

Для проведення випробувань була виготовлена спеціальна установка, рис. 1. Для створення зусилля попереднього обтиснення колон використовували досить жорстку раму, що складається з двох траверс, двох напрямних, шарнірного пристрою для установки ексцентриситету прикладання навантаження, домкрату. Для створення поперечного зусилля у вертикальному напрямку використовували жорстку траверсу, дві напрямні, які закріплювали з одного боку в струмках силового полу, а з іншого боку напрямні кріпили гайками за траверсою. Залізобетонний елемент круглого перерізу встановлювали на спеціальні шарнірні опори, виготовлені з половин сталевих труб по діаметру колони, які спирали на 2 опорні

гвинтові стійки, що мали регулювання по висоті. Другий гідравлічний домкрат встановлювали вертикально між траверсою і колоною. Навантаження як в горизонтальному, так і вертикальному напрямку здійснювали за допомогою спеціальної насосної станції. Дослідження деформацій бетону в зоні поперечного вигину виконували за допомогою індикаторів годинникового типу з ціною поділки 10^{-3} мм. Прогин вимірювали індикатором годинникового типу з ціною поділки 10^{-2} мм.



Рис. 1. Установка для проведення випробувань колон з попередніми обтисненням.

Результати випробувань показали, що при навантаженні від обтиску деформації не перевищували пружних значень. При подальшому, після попереднього обтиснення колони, поперечному вигині першими з'являлися нормальні тріщини в розтягнутій зоні в зоні прикладення зусилля при навантаженні, приблизно, $0,42 R_{руйн}$, і деформації в стиснутій зоні $\epsilon_b = 152 \times 10^{-5}$, що, приблизно, в два рази перевищувало деформації в стиснутій зоні елементів без попереднього обтиснення у момент появи нормальних тріщин.

Далі з розкриттям нормальної тріщини в місці додатка поперечної сили відбувалося зменшення висоти стиснутої зони над цією тріщиною і утворення похилої тріщини. Перед моментом руйнування в стислій зоні утворювалася одночасно і поздовжня тріщина. Процес руйнування відбувався по похилому перерізу, рис. 2. Процес деформування колон при поперечному вигині до моменту утворення похилої тріщини подібний до процесу деформування при «чистому» вигині. Як впливає з дослідів, похила

тріщина з'являється після значного зменшення висоти стиснутої зони, перед моментом руйнування елемента.



Рис. 2. Руйнування колони з попередніми ожатиєм по похилому перерізу.

Попереднє обтиснення з одного боку довантажує стиснуту зону колони і, тим самим, збільшує деформації стиснення, а з іншого боку стримує розкриття похилої тріщини, перешкоджаючи повороту однієї частини перерізу відносно іншої, як це відбувається при звичайному поперечному вигині. В результаті руйнування колон з попередніми обтисненням відбувається по похилому перерізу з поздовжнім розколюванням бетону стиснутої зони.

Зіставлення залежностей «момент-кривизна» для колон з поперечним обтисненням і без поперечного обтиснення, отриманих за результатами випробувань, наведено на рис. 3.

Як видно з рис. 3, попереднє обтиснення збільшує несучу здатність колон круглого перерізу у порівнянні з колонами, випробуваними при поперечному вигині без попереднього обтиснення при тій же прольоті зрізу ($a=2h_0$) та ідентичному поперечному і поздовжньому армуванні – на 43,7 %. Зіставлення колон круглого перерізу, випробуваних при поперечному вигині без попереднього обтиснення показало, що несуча здатність для колон без поперечного армування опинилася на 43,3 % нижче, ніж для колон з поперечним армуванням.

Висновок. Випробування колон з попередніми обтисненням відповідає реальної розрахунковій схемі будівель, завантажених вертикальними і горизонтальними зусиллями. Отримані результати експериментальних досліджень дозволяють сформулювати розрахункові передумови нового методу розрахунку стиснуто-зігнутих елементів круглого перерізу при поперечному вигині.

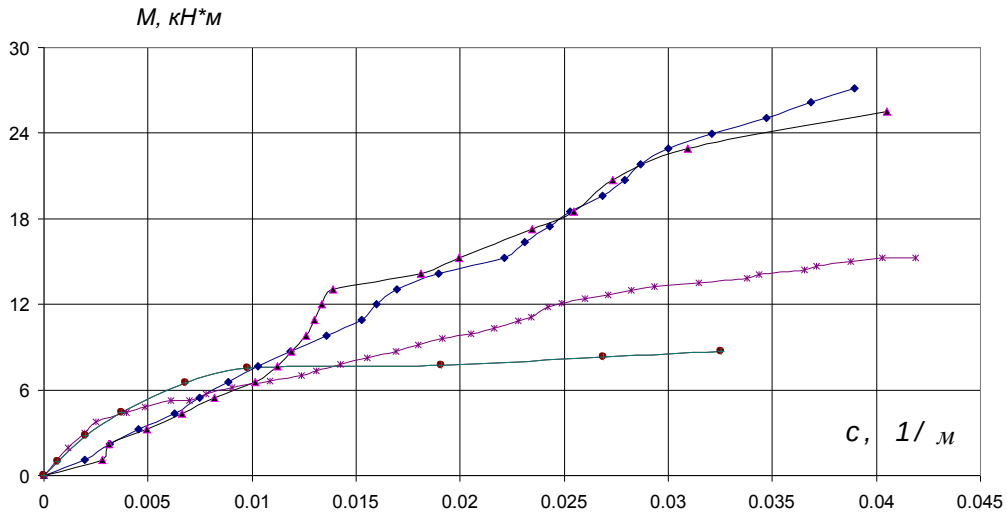


Рис. 3. Зіставлення залежностей «момент-кривизна» для колон при поперечному вигині і прольоті зрізу, $a=2h_0$:

—◆—, —▲— - колони з попереднім обтисненням;
 —×— - колони без попереднього обтиснення з поперечною арматурою;
 —■— - колони без попереднього обтиснення і без поперечної арматури.

Список літератури

1. Шеина С.Г. Методика испытания железобетонных элементов на внецентренное сжатие с поперечной силой / [Шеина С.Г., Сибиль В.Г., Лиджиев М.Д., Сосоржавын Э., Толокнова Н.Н.] // В кн.: Вопросы расчета железобетона. – Ростов н/Д: Наука, 1982. – С. 139–142.
2. Шеина С.Г. Сопротивление поперечной силе наклонных сечений внецентренно сжатых железобетонных элементов / С.Г. Шеина // В кн.: Вопросы прочности, деформативности и трещиностойкости железобетона. – Ростов н/Д: Наука, 1980. – С. 160–163.

В статье приведены результаты экспериментальных исследований железобетонных колонн круглого сечения на поперечный изгиб с предварительным обжатием и без предварительного обжатия, выявлено увеличение несущей способности колонн с предварительным обжатием на 43,7 %.

Бетон, сечение, сила, элемент.

In paper the results of experimental studies of reinforced concrete columns of circular cross section on transverse bending with advanced compression and without compression, there was an increased carrying capacity of the column with the preliminary compression by 43.7 %.

Concrete, section, power, element.

ЗАГАЛЬНА КОНСТРУКЦІЯ І НАПРЯМИ ВДОСКОНАЛЕННЯ ЕНЕРГОЗАСОБІВ КЛАСИЧНОГО КОМПОНУВАННЯ

Г.В. Шкарівський, кандидат технічних наук

Викладено результати аналізу розвитку класичної конструктивно-компонувальної схеми енергозасобів сільськогосподарського призначення.

Мобільний енергетичний засіб, компонентування, класичне компонентування, конструкція, розвиток.

Постановка проблеми. Мобільний енергетичний засіб (далі – МЕЗ) є основою для створення машинно-тракторних агрегатів (далі – МТА). Обсяг технологічних операцій, які можуть бути виконані з використанням даного енергозасобу та ефективність його використання у складі агрегату визначають склад машинно-тракторного парку господарства, а звідси і собівартість кінцевої продукції. Саме можливість створення агрегатів різного призначення, а звідси і компонентування істотно залежить від конструктивно-компонувальної схеми МЕЗ. Останнім часом тракторобудівні підприємства істотно розширили номенклатуру своєї продукції включаючи і випуск машин не традиційних для себе конструктивно-компонувальних схем (компоновок), включаючи і класичну. Це внесло зміни в цінову політику підприємств і не завжди мало позитивний вплив на собівартість кінцевої продукції сільського господарства. За таких умов актуальними є питання, які спрямовані на вивчення напрямів розвитку конструктивно-компонувальних схем МЕЗ і відповідають положенням державної цільової програми реалізації технічної політики в агропромисловому комплексі.

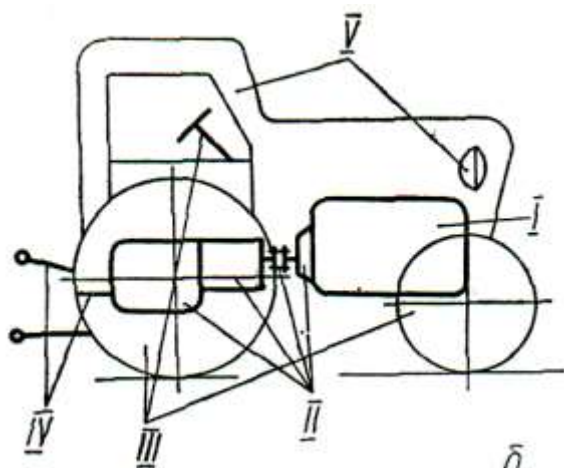
Аналіз останніх досліджень. Конструктивно-компонувальна схема МЕЗ - відносно розміщення основних агрегатів і робочого обладнання трактора, що відповідає його функціональному призначенню і що дозволяє використовувати трактор з найбільшою ефективністю. Компонівка підпорядкована функціональному призначенню енергозасобу і характеризується сукупністю окремих конструктивних характеристик, а саме: розмірами і типом рушіїв; розташуванням агрегатів і систем; наявністю вільного простору для навішування машин, знарядь і установки технологічних місткостей; базою; величиною дорожнього та агротехнічного присвятив; координатами центру мас [1].

© Г.В. Шкарівський, 2014

Експлуатація МЕЗ класичної конструктивно-компонувальної схеми пов'язана як з незаперечним використанням переваг, так і з проблеми, які її супроводжують. Останнє і підтверджує те, що і сьогодні не припиняються науково-дослідні та дослідно-конструкторські роботи покликані усунути недоліки названої конструктивно-компонувальної схеми в той чи інший спосіб. Однією з основних проблем класичної конструктивно-компонувальної схеми, на даному етапі, є недосконалість загальної конструкції окремих енергозасобів в частині максимальної реалізації потенційних тягових показників та незадовільні умови агрегування з машинами і знаряддями і особливо при створенні комбінованих агрегатів. Останнє потребує, у багатьох випадках, істотної зміни загальної конструкції машин і знарядь як технологічних модулів для створення таких агрегатів. У зв'язку з цим науковці та машинобудівна промисловість сконцентрували свої зусилля на двох напрямках, а саме: розробленні машин і знарядь для агрегування з МЕЗ класичної компоновки; вдосконаленні умов агрегування. Роботи, що виконувались за цими напрямками рідко передбачали вдосконалення загального компонування енергозасобу, а, в більшості випадків, зводились до вдосконалення технологічних модулів та розроблення пристроїв для покращення умов агрегування. Конкретні технічні рішення та результати окремих досліджень з названих напрямів викладені в роботах [2, 3, 4, 5, 6].

Мета досліджень: визначити стан та напрями розвитку класичної конструктивно-компонувальної схеми мобільних енергетичних засобів.

Результати досліджень. Універсально-просапні й універсальні колісні трактори мають найбільш поширену традиційну (класичну) компоновку з переднім розташуванням двигуна, послідовним рядним розташуванням агрегатів трансмісії, заднім розташуванням кабіни, керованими передніми колесами значно меншого діаметра ніж задні (рис. 1). Трансмісію (зчеплення, коробку передач і задній міст) виконують в одному блоці і жорстко з'єднують з двигуном. Окрім того, до складу трактора класичної конструктивно-компонувальної схеми, як і будь-якої іншої, входить ходова частина, системи керування, робоче, додаткове та допоміжне обладнання (рис. 1). При такій компоновці до 70...75 % маси трактора в статичній припадає на задні ведучі колеса, які забезпечують реалізацію задовільних показників тягового зусилля, а передні колеса забезпечують керування напрямом руху. У випадку, якщо передні колеса мають привід, то вони виконують допоміжну роль у забезпеченні більш високих показників тягового зусилля під час роботи в умовах вологого пухкого ґрунту.



а)

б)

Рис. 1. Мобільний енергетичний засіб класичного компонування: а – принципова схема; б – загальний вигляд; І – двигун; ІІ – агрегати трансмісії; ІІІ – ходова частина та системи керування; ІV – робоче обладнання; V – додаткове та допоміжне обладнання.

Класична компоновка довела свою життєздатність завдяки ряду переваг, а саме [1]:

- відносна простота конструкції;
- максимально-можливе (за умов заднього ведучого мосту) використання зчіпної ваги трактора;
- задовільна оглядовість причіпних або начіпних машин і знарядь, розташованих на задньому начіпному пристрої;
- задовільні маневрові якості, завдяки можливості повороту передніх керованих коліс меншого розміру на великі кути;
- значний агротехнічний просвіт тощо.

Таку компоновку мають переважна більшість моделей тракторів України та країн СНД класів 0,2 (Т-012, ХТЗ-1410, ХТЗ-1611 тощо), 0,6 (Т-25А, Т-30А, ХТЗ-2511, ХТЗ-3511 тощо), 0,9 (Т-40, ЛТЗ-55, ХТЗ-5020, ХТЗ-6020 тощо), 1,4 (ПМЗ- 6АКМ.40; ПМЗ-8040; ПМЗ-8240; МТЗ-80; МТЗ-82; МТЗ-100; МТЗ-102; Беларус-920 тощо). Мінський тракторний завод втілював класичну компоновку і в машинах вищих тягових класів, таких як Беларус-1221, Беларус-1523, Беларус-2022, Беларус-3022, Беларус-3522.

За останні роки класична компоновка зазнала модернізацію. З'явилася так звана покращена класична компоновка (рис. 2). Відмінність даної компоновки трактора від класичної полягає в наступному:

- збільшена частка маси трактора, що припадає на передній ведучий міст з 25 ... 30 % до 35 ... 40 %;
- збільшено типорозмір шин передніх ведучих коліс;

- передній порталний міст замінений на більш потужний балковий міст автомобільного типу;
- кут повороту передніх керованих коліс для підвищення маневрових якостей збільшений до 50...55°;
- передбачено встановлення переднього начіпного пристрою.



Рис. 2. Покращена класична конструктивно-компонувальна схема МЕЗ: а – принципова схема , б – загальний вигляд.

Таку компоновку мобільних енергетичних засобів мають у реалізації провідні тракторобудівні фірми John Deere, Fendt, Massey Ferguson, Casse, Valmet, Claas тощо, а також останні зразки машин Харківського (ХТЗ-18040, ХТЗ-21042) Мінського (Беларус-1523, Беларус-2022, Беларус-3022 тощо), Волгоградського (ВК-170), Петербургського (К-3000АТМ) тракторних заводів також мають подібну компоновку – рис. 3.

Як вже згадувалось вище покращення класичної конструктивно-компонувальної схеми мобільних енергетичних засобів, рівно як і інших компоновок, здійснюється з метою забезпечення їх ефективного використання в технологічних процесах, що найчастіше досягається двома шляхами, а саме: розширенням переліку технологічних операцій, виконання яких може забезпечити енергозасіб; та витісненням з технологічних процесів енергозасобів, які мають інші компоновки та технічні характеристики. Реалізація першого шляху забезпечується переважно витісненням спеціалізованих збиральних машин машинно-тракторними агрегатами на базі таких МЕЗ. Реалізація ж другого шляху забезпечується впровадженням комбінованих машинно-тракторних агрегатів, які покликані виконувати за один прохід кілька технологічних операцій. При такому комбінуванні поєднуються операції з різним рівнем використання енергії МЕЗ, що дозволяє більш ефективно завантажити енергозасіб і відмовитися від агрегатів, для створення яких необхідні енергозасоби з іншими технічними характеристиками.



а)



б)



в)



г)



д)



е)

Рис. 3. Типові представники енергозасобів покращеної класичної компоновки: а – трактор John Deere (серій 6000-8000); б – трактор Fendt-936 Vario; в – трактор ХТЗ-21042; г – трактор Беларус-3022; д – трактор ВК-170; е – трактор К-3000АТМ.

Для створення названих агрегатів на енергозасобах класичної схеми і почали встановлюватись мости керованих коліс балкового типу, які витримують вищі навантаження, а відповідно до них і колеса з шинами більших типорозмірів, що, в окремих випадках, негативно вплинуло на маневрові якості енергозасобів шляхом

зменшення кута повороту керованих коліс. Останнє спонукало до впровадження на окремих моделях тракторів комбінованого способу повороту, який іноді ще називали «Суперруль» [7], де поєднувалися поворот керованих коліс і підворот осі керованих коліс – рис. 4. В окремих моделях енергозасобів такий спосіб повороту дозволяв отримати сумарний кут повороту керованих коліс в межах 68° і, цим само, істотно зменшити радіус повороту енергозасобу, покращуючи його маневрові якості.

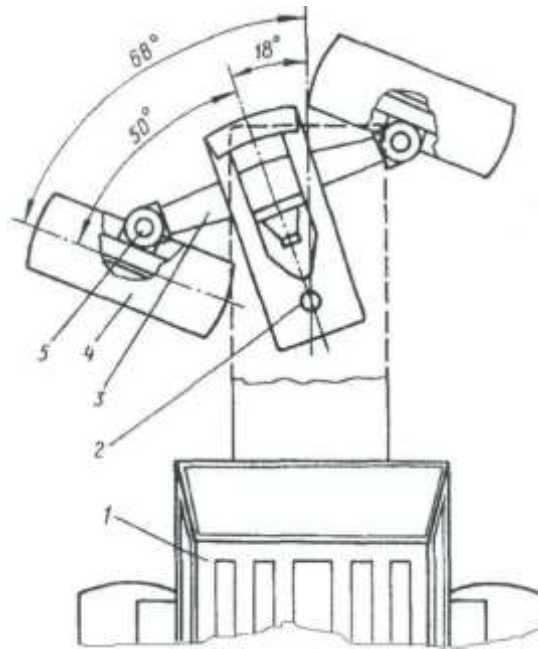


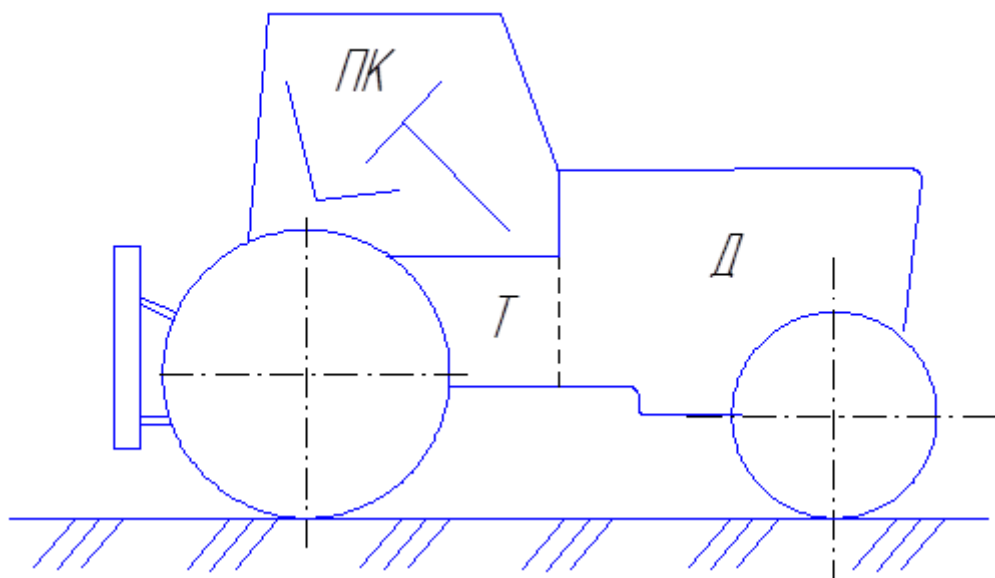
Рис. 4. Схема рульового керування «Суперруль» тракторів «Фіатагрі» серії G 170/240: 1 – остов енергозасобу; 2 – шарнір повороту осі керованих коліс; 3 – міст керованих коліс; 4 – колесо; 5 – шворінь.

Комбінування операцій потребувало розширення кількості місць установки технологічних машин і знарядь та іншого обладнання, що привело до появи передніх і бічних начіпних пристроїв та валів відбору потужності, скошених капотів, передислокації окремих агрегатів силової установки і трансмісії тощо. В результаті реалізації названих шляхів на базі енергозасобів класичної конструктивно-компонувальної схеми створювались агрегати різного призначення і компоновання – рис. 5.

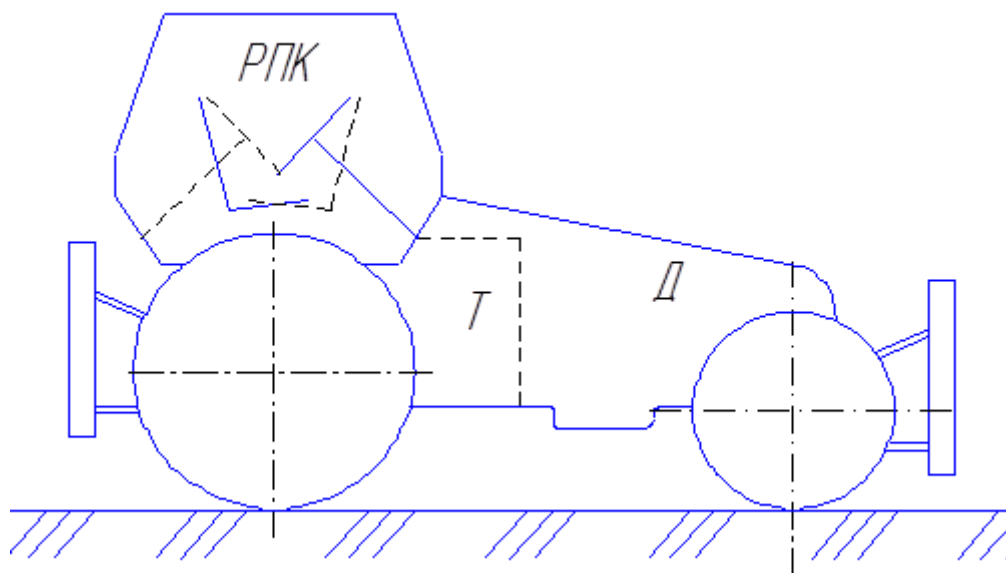
Всі, згадані вище МЕЗ відносяться до класичної конструктивно-компонувальної схеми при тому, що можуть виконувати зовсім різний перелік технологічних операцій (за умови гарантованого забезпечення технологічними модулями) з різними показниками якості. Такі можливості МЕЗ враховуються під час дослідження їх рівнів універсальності.



Рис. 5. Агрегати на базі МЕЗ класичної конструктивно-компонувальної схеми.



а)



б)

Рис. 6. Класична конструктивно-компонувальна схема МЕЗ та пріоритетні етапи її розвитку: а – заднє розташування поста керування, не реверсивний пост керування, не реверсивна трансмісія; б – реверсивний пост керування; Д – двигун; Т – трансмісія; ПК – пост керування; РПК – реверсивний пост керування.

За результатами роботи [8] встановлено, що трактор ПМЗ-8280 характеризується рівнем універсальності $K_{ук} = 0,43$, для енергозасібу New Holland Ford 8870A $K_{ук} = 0,56$, а для Fendt Favorit 924 Vario $K_{ук} = 0,69$. Максимальне значення названого показника для класичної конструктивно-компонувальної схеми, з урахуванням сучасного розвитку технологій тракторобудування і сільського

сподар-ського виробництва не перевищить 0,80. При цьому в сучасних технологічних процесах, що прийняті до реалізації в Україні [9] рівень універсальності конструкції енергозасобів класичної конструктивно-компонувальної схеми використовується на рівні 25-30% [10]. За таких умов можна виділити основні напрями розвитку інтегральної конструктивно-компонувальної схеми енергозасобів – рис. 6. При цьому слід зауважити, що подальші конструктивні зміни в межах досліджуваного компонування не дозволять істотно підвищити рівень універсальності енергозасобу, а тому слід аналізувати перспективу їх реалізації і в інших конструктивно-компонувальних схемах енергозасобів.

Таким чином можна стверджувати, що енергозасоби класичної компоновки, у відповідності до вимог споживача, можуть в широкому діапазоні характеристик змінювати свої споживчі якості до досягнення рівня універсальності конструкції $K_{yk} = 0,80$ при максимальному його значенні рівному 1,0 за рахунок реалізації двох варіантів схем, а саме: 1 – заднє розташування поста керування, не реверсивний пост керування, не реверсивна трансмісія, а всі інші ознаки повинні відповідати тим, що викладені в роботі [1] стосовно покращеної класичної компоновки (рис. 6,а); 2 – реверсивний пост керування, реверсивна трансмісія, а всі інші ознаки повинні відповідати тим, що викладені в роботі [1] стосовно покращеної класичної компоновки (рис. 6,б). Необхідність же реалізації названих варіантів повинна обумовлюватися потребами сільськогосподарського виробництва, зокрема його готовністю як в технологічному, так і в технічному плані реалізувати закладені в конструкцію машини показники універсальності конструкції.

Висновок. В результаті проведених досліджень встановлено, що з метою забезпечення вимог споживача класичну конструктивно-компонувальну схему енергозасобів доцільно реалізовувати з дотриманням її основних ознак притаманних покращеній компоновці та відмінностями, які концентруються у двох варіантах схемних рішень, а саме: 1 – заднє розташування поста керування, не реверсивний пост керування, не реверсивна трансмісія; 2 – реверсивний пост керування, реверсивна трансмісія. Доцільність реалізації названих варіантів повинна обумовлюватися потребами сільськогосподарського виробництва, зокрема його готовністю як в технологічному, так і в технічному плані реалізувати закладені в конструкцію машини показники універсальності конструкції.

Список літератури

1 *Компоновка тракторів* [електронний ресурс] / Режим доступу: <http://vostok-agro.info/dokumentaciya/komponovka-traktorov.html>.

- 2 Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки / За ред. В.І. Кравчука, М.І. Грицишина, С.М. Ковалю. – К.: Аграрна наука, 2004. – 396 с.
- 3 Надикто В.Т. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві / В.Т. Надикто, М.Л. Крижачківський, В.М. Кюрчев, С.Л. Абдула. – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2006. – 337 с.
- 4 Бугаков В.М. Агрегативання плугів: навчальний посібник / В.М. Бугаков, В.П. Ольшанський, В.Т. Надикто. – К.: Аграрна наука, 2008. – 150 с.
- 5 Надикто В.Т. Основы агрегатирования модульных энергетических средств / В.Т. Надикто. – Мелітополь: КП «ММД», 2003. – 240 с.
- 6 Погорілий Л.В. Мобільна сільськогосподарська енергетика: історія, тенденції розвитку, прогноз / Л.В. Погорілий, В.Г. Євтенко. – К.: Фенікс, 2005. – 184 с.
- 7 Євтенко В.Г. Світові тенденції розвитку мобільної енергетики і їх прогноз для України на початок ХХІ століття / В.Г. Євтенко, Л.В. Погорілий, Л.Г. Гром-Мазнічевський, І.І. Кошеленко, Г.В. Шкарівський, Ю.М. Благодатний, О.М. Сидоренко ; за ред. Л.В. Погорілого. – К.: Сільгоспосвіта, 1997. – 68 с.
- 8 Шкарівський Г.В. Дослідження впливу загальної конструкції МЕЗ на показники його універсальності при створенні машинно-тракторних агрегатів / Г.В. Шкарівський // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ». – Вип. 88. – 2004. – С. 70–77.
- 9 Саблук П.Т. Технологічні карти та витрати на вирощування сільськогосподарських культур / За ред. П.Т. Саблука, Д.І. Мазоренка, Г.Є. Мазнева. – Харків: ХНТУСГ. – 2004. – 307 с.
- 10 Шкарівський Г.В. Дослідження показників універсальності тракторів, зайнятих у виконанні основних технологічних процесів / Г.В. Шкарівський, С.П. Погорілий, А.С. Кохно // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха, ННЦ «ІМЕСГ». – Вип. 88. – 2004. – С. 78–85.

Изложены результаты анализа развития классической конструктивно-компоновочной схемы энергосредств сельскохозяйственного назначения.

Мобильный энергетическое средство, компоновка, классическая компоновка, конструкция, развитие.

The results of analysis of development of classical design-layout scheme of power unit for agricultural purposes.

Mobile energy facility, layout, classic layout, design, development.

ОЦІНЕННЯ РИЗИКУ ТРАВМУВАННЯ ТРАКТОРИСТІВ- МАШИНІСТІВ ПІД ЧАС ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА РЕМОНТУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

О.А. Гнатюк, інженер

Міністерство аграрної політики та продовольства України

О.О. Покутний, кандидат фізико-математичних наук

ДУ «Інститут математики» НАН України

Т.О. Білько, кандидат біологічних наук

**Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

У статті продемонстровано застосування неперервних ланцюгів Маркова для оцінювання ризику травмування трактористів-машиністів внаслідок падіння піднятого причепа трактора під час технічного обслуговування та ремонтування машинно-тракторних агрегатів з несправною гідросистемою трактора.

Ризик, нещасні випадки, тракторист-машиніст.

Постановка проблеми. Не зважаючи на поступове зменшення кількості нещасних випадків серед механізаторів АПК, що спостерігається протягом останніх років, професія тракториста-машиніста продовжує залишатися однією з найбільш травмонебезпечних в аграрній галузі. Насамперед, це зумовлено тим, що їх робота пов'язана з експлуатацією мобільної сільськогосподарської техніки (тракторів, комбайнів, інших самохідних сільськогосподарських машин), що за своєю природою є джерелами підвищеної небезпеки. Вказані технічні засоби виробництва застосовуються в поєднанні з багатьма сільськогосподарськими агрегатами для виконання різноманітних агротехнологічних операцій – передпосівного та післязбирального обробітку ґрунту, посіву сільськогосподарських культур, догляду за ними, збирання врожаю тощо. Закономірно, що в процесі експлуатації зазначених технічних засобів виробництва виникає необхідність у проведенні їх періодичного технічного обслуговування чи навіть ремонту під час яких можуть траплятися численні нещасні випадки з обслуговуючим персоналом. Зокрема, проведення технічного обслуговування чи ремонту машинно-тракторного агрегату (далі – МТА) за несправної гідросистеми трактора може

призвести до настання багатьох небезпечних ситуацій, наслідками яких можуть бути травми різного ступеню тяжкості серед трактористів-машиністів.

Це підтверджується даними Державної служби гірничого нагляду та промислової безпеки України про виробничий травматизм з летальними наслідками. Так, протягом 2004-2013 років в АПК України було смертельно травмовано падаючими тракторними причепами 10 механізаторів саме під час проведення технічного обслуговування чи ремонтування МТА.

Для розроблення та впровадження дієвих заходів щодо запобігання травмуванню трактористів-машиністів необхідно ґрунтовно вивчити процеси зародження, формування і настання травмонебезпечних ситуацій, провести їх якісний і кількісний аналізи та встановити показники професійного ризику механізаторів під час проведення технічного обслуговування та ремонтування МТА. Існуючі дослідження щодо визначення ризику травмування трактористів-машиністів під час виконання ними різноманітних механізованих робіт в АПК, у тому числі й проведення технічного обслуговування та ремонтування МТА не дають змоги здійснити глибокий аналіз перебігу травмонебезпечних ситуацій, що негативно впливає на розроблення і впровадження відповідних профілактичних заходів. Тому подальші дослідження щодо пошуку найбільш прийнятних методів кількісного визначення професійного ризику механізаторів АПК є актуальними.

Аналіз останніх досліджень. Сьогодні питання якісного аналізу та кількісного визначення професійного ризику, пошуку шляхів зниження його рівня до прийнятних меж привертає увагу як науковців, так і спеціалістів служб охорони праці підприємств та організацій. Наукові публікації багатьох вчених у сфері охорони праці вказують на існування різних підходів і способів щодо дослідження проблеми виробничого травматизму взагалі та професійного ризику зокрема. Так, частина фахівців зосереджують свою увагу лише на аналізі небезпечних виробничих чинників та причин отримання виробничих травм, не проводячи якісного та кількісного аналізу самих процесів перебігу травмонебезпечних ситуацій та їх наслідків [1–5].

Водночас, інші науковці для дослідження явища виробничого травматизму стали активніше застосовувати методи логічного та математичного моделювання [6–9]. Ці методи дозволяють кількісно встановлювати ступінь ризику травмування під час виконання тих чи інших робіт, що дає змогу оперативно розробляти та впроваджувати ефективні профілактичні заходи.

Серед зазначених методів слід виокремити метод «дерева відмов» як одного з ймовірнісних методів аналізу, за допомогою якого визначаються кількісні та якісні характеристики виробничих травм та аварій [8, 9]. Цей метод є достатньо ефективним і зручним для оцінювання професійного ризику, проте не повністю дозволяє дослідити сам процес перебігу травмонебезпечної ситуації. Зокрема, метод не дає змогу визначати показники ймовірностей переходів системи «людина-машина-виробниче середовище» з одного стану в інший, повернення системи в попередній стан, а також прогнозувати значення ймовірностей станів системи у середньо- та довгостроковій перспективі. Це дозволяють зробити методи, що лежать в площині теорії диференціальних рівнянь. Водночас, зазначені методи не дозволяють визначати ступінь впливу кожної первинної (базової) події-причини на головну подію-наслідок.

Таким чином, лише шляхом поєднання методу «дерева відмов» з методами теорії диференціальних рівнянь можна найточніше та найглибше дослідити процеси зародження, формування і настання травмонебезпечних ситуацій.

Постановка наукової задачі. Застосування існуючих методів дослідження явища виробничого травматизму, кількісного впливу його причин на процеси зародження, формування та настання травмонебезпечних ситуацій не дає змогу досконало вивчити їх розвиток та перебіг у динаміці, що значно знижує точність і достовірність отримуваних результатів, а відтак і пошук адекватних шляхів вирішення проблеми безпеки праці трактористів-машиністів.

Для усунення зазначених недоліків у даній роботі було застосовано методику, в основу якої покладено математичний апарат марківського випадкового процесу з дискретними станами та неперервним часом. Це дало змогу ґрунтовніше проаналізувати в динаміці процес перебігу травмонебезпечної ситуації з її можливими наслідками.

Метою досліджень є ймовірнісний аналіз системи «механізатор-МТА-виробниче середовище» та якісна і кількісна характеристика процесу перебігу травмонебезпечної ситуації під час експлуатації механізаторами різноманітної сільськогосподарської техніки.

Результати досліджень. Детальне та глибоке вивчення причин нещасних випадків, що сталися з механізаторами під час експлуатації ними тракторів, комбайнів та інших самохідних сільськогосподарських машин вказує на певні закономірності процесів їх зародження і настання. З іншого боку, виходячи із системного підходу щодо дослідження явища виробничого травматизму, розглядаємо МТА будь-якої конфігурації та

механізатора, а в окремих випадках і чинники виробничого середовища, як елементи цілісної системи, що перебувають у постійній взаємодії один з одним, за якої зміна стану будь-якого з елементів системи тягне за собою зміну первісного стану всієї системи [10].

Для математичного опису процесів зародження, формування і настання нещасних випадків було застосовано математичний апарат, розроблений в теорії ймовірностей для марківських випадкових процесів з дискретними станами та неперервним часом, за якого перехід системи «механізатор-МТА-виробниче середовище» (далі – система S) з одного стану в інший можливий у будь-який, наперед не відомий, випадковий момент часу t .

При розгляді випадкових процесів з дискретними станами і неперервним часом зручно уявляти переходи системи S з одного стану в інший як такі, що відбуваються під впливом певних потоків випадкових подій. При цьому щільності ймовірностей переходу λ отримують зміст інтенсивностей відповідних потоків подій. Процес, який проходить в системі S , буде марківським, якщо всі зазначені потоки подій будуть пуасонівськими (ординарні, без післядії, з постійною чи залежною від часу інтенсивністю) [11-14].

Для прикладу ймовірнісного аналізу системи «механізатор-МТА-виробниче середовище» було обрано одну з найтипівіших небажаних подій, що трапляються з трактористами-машиністами під час експлуатації різноманітних МТА та самохідних сільськогосподарських машин, а саме – травмування механізатора падаючим тракторним причепом під час проведення технічного обслуговування чи ремонтування МТА.

Граф станів процесу перебігу зазначеної небажаної події представлено на рис. 1.

З рис. 1 видно, що з моменту введення МТА в експлуатацію система працює в справному стані S_0 , в якому вона може перебувати весь період своєї роботи, аж до виведення з експлуатації. Однак, як свідчить практика, через деякий період часу під дією потоків подій з інтенсивністю λ_{01} система може перейти в несправний стан S_1 (в даному випадку – працювати з несправною гідросистемою). Утім, це ще не впливає на здатність нашої системи продовжувати працювати в заданому режимі.

Працюючи у стані S_1 під дією потоків подій з інтенсивністю λ_{10} , система може повернутись через певний час назад у стан S_0 (приведення гідросистеми трактора у справний стан). Водночас, через певні помилки механізатора, під дією потоків подій з інтенсивністю λ_{12} , система може перейти в стан S_2 , який характеризується потрапленням механізатора в небезпечну

ситуацію, а саме – потрапляння в небезпечну зону можливого падіння тракторного причепа під час проведення технічного обслуговування чи ремонтування МТА за несправної гідросистеми трактора.

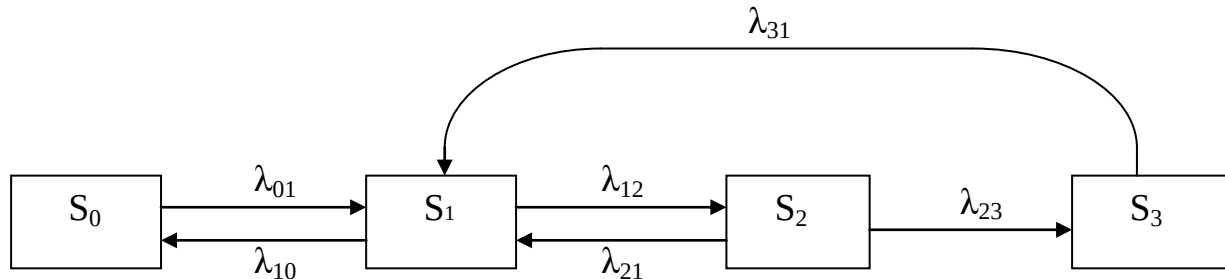


Рис. 1. Граф станів процесу перебігу небажаної події «травмування механізатора падаючим тракторним причепом під час проведення технічного обслуговування чи ремонтування МТА»: S_0 – система працює в справному стані; S_1 – система працює в несправному стані (гідросистема трактора вийшла з ладу); S_2 – потрапляння механізатора в небезпечну ситуацію (потрапляння механізатора в небезпечну зону можливого падіння тракторного причепа під час проведення технічного обслуговування чи ремонтування МТА); S_3 – перехід небезпечної ситуації в критичну ситуацію (травмування механізатора падаючим причепом).

Далі існують декілька варіантів розвитку небажаної події:

а) під дією потоків подій з інтенсивністю λ_{21} система повертається у попередній стан S_1 , в якому може продовжувати працювати й надалі, або згодом під дією потоків подій з інтенсивністю λ_{10} повертається у первісний стан S_0 ;

б) під дією потоків подій з інтенсивністю λ_{23} система переходить у стан S_3 , який характеризується переходом небезпечної ситуації в критичну (травмування механізатора падаючим причепом) та наступним поверненням під дією потоків подій з інтенсивністю λ_{31} у стан S_1 , в якому система, подібно до обставин за пунктом а, може працювати й надалі, або згодом, під дією потоків подій з інтенсивністю λ_{10} , повернутись у первісний стан S_0 .

Знаючи розмічений граф станів, можна визначити ймовірності станів нашої системи $P_0(t), P_1(t), P_2(t)$ та $P_3(t)$ як функції часу.

А саме, зазначені ймовірності задовольняють системі диференціальних рівнянь Колмогорова-Чепмена, в яких невідомими функціями є ймовірності станів системи [13, 14]:

$$\begin{cases} \frac{dP_0(t)}{dt} = -\lambda_{01}P_0(t) + \lambda_{10}P_1(t), \\ \frac{dP_1(t)}{dt} = \lambda_{01}P_0(t) - (\lambda_{10} + \lambda_{12})P_1(t) + \lambda_{21}P_2(t) + \lambda_{31}P_3(t), \\ \frac{dP_2(t)}{dt} = \lambda_{12}P_1(t) - (\lambda_{21} + \lambda_{23})P_2(t), \\ \frac{dP_3(t)}{dt} = \lambda_{23}P_2(t) - \lambda_{31}P_3(t) \end{cases}$$

з нормувальною умовою $P_0(0) + P_1(0) + P_2(0) + P_3(0) = 1$.

Вводячи до розгляду вектор-функцію $\vec{P}(t) = (P_0(t), P_1(t), P_2(t), P_3(t))$ та матрицю інтенсивностей:

$$\Lambda = \begin{pmatrix} -\lambda_{01} & \lambda_{10} & 0 & 0 \\ \lambda_{01} & -\lambda_{10} - \lambda_{12} & \lambda_{21} & \lambda_{31} \\ 0 & \lambda_{12} & -\lambda_{21} - \lambda_{23} & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_{23} & -\lambda_{31} \end{pmatrix}$$

можемо переписати систему рівнянь Колмогорова у вигляді наступної лінійної матричної системи диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{d\vec{P}(t)}{dt} = \Lambda \vec{P}(t), \\ l\vec{P}(\cdot) = \sum_{i=0}^3 P_i(0) = 1, \quad P_i(0) \geq 0. \end{cases} \quad (1)$$

Для розв'язування системи (1) можна застосовувати перетворення Лапласа. Згідно з [15] для функції $f(t)$ її перетворення Лапласа має вигляд $F(p) = \int_0^{\infty} e^{-pt} f(t) dt$. Тоді похідній $f'(t)$ буде відповідати функція $pF(p) - f(0)$.

Обернене перетворення Лапласа здійснюється наступним чином:

$$f(t) = \frac{1}{2\pi i} \int_{t-i\infty}^{t+i\infty} e^{pt} F(p) dp \cdot \vec{\pi}(p)$$

Нехай вектор-функція має наступний вигляд: $\vec{\pi}(p) = (\pi_0(p), \pi_1(p), \pi_2(p), \pi_3(p))$, де $\pi_i(p), i = \overline{0,3}$ – відповідні образи функцій станів $P_i(t), i = \overline{0,3}$ у разі перетворення Лапласа. Тоді диференціальна система (1) перетвориться на лінійну алгебраїчну систему:

$$\vec{\pi} = Q\vec{\pi} + \vec{g}, \quad (2)$$

де матриця Q та вектор $\vec{g}$ відповідно мають вигляд $Q = \frac{1}{p} \Lambda$,

$\vec{g} = \frac{1}{p} (P_0(0), P_1(0), P_2(0), P_3(0))$, або в розгорнутому вигляді:

$$\begin{cases} \pi_0(p) = -\frac{\lambda_{01}}{p} \pi_0(p) + \frac{\lambda_{10}}{p} \pi_1(p) + \frac{P_0(0)}{p}, \\ \pi_1(p) = \frac{\lambda_{01}}{p} \pi_0(p) - \frac{(\lambda_{10} + \lambda_{12})}{p} \pi_1(p) + \lambda_{21} \pi_2(p) + \lambda_{31} \pi_3(p) + \frac{P_1(0)}{p}, \\ \pi_2(p) = \frac{\lambda_{12}}{p} \pi_1(p) - \frac{(\lambda_{21} + \lambda_{23})}{p} \pi_2(p) + \frac{P_2(0)}{p}, \\ \pi_3(p) = \frac{\lambda_{23}}{p} \pi_2(p) - \frac{\lambda_{31}}{p} \pi_3(p) + \frac{P_3(0)}{p}, \end{cases}$$

з умовою $\sum_{i=0}^3 \pi_i(p) = \frac{1}{p}$.

Перетворимо систему (2) до вигляду:

$$(I - Q)\vec{\pi} = \vec{g}. \quad (3)$$

Можливі два випадки:

1) $\det(I - Q) \neq 0$.

Тоді існує єдиний розв'язок матричної системи (3) у вигляді $\vec{\pi} = (I - Q)^{-1} \vec{g}$. Виконання умови нормування перевіряємо безпосередньою підстановкою отриманого розв'язку;

2) $\det(I - Q) = 0$.

У цьому випадку розв'язок матричної системи (3) існує не для всіх правих частин $\vec{g}$, а лише для тих і тільки для тих $\vec{g}$, що задовольняють умову $P_{N((I-Q)^T)} \vec{g} = \vec{0}$. При виконанні цієї умови множина розв'язків даної системи матиме вигляд:

$$\vec{\pi} = (I - Q)^+ \vec{g} + P_{N(I-Q)} \vec{c}.$$

Для довільного вектора $\vec{c} \in R^4$, де матриця $(I - Q)^+$ – псевдообернена за Муром-Пенроузом до матриці $(I - Q)$ [15].

Виконуючи обернене перетворення Лапласа та перевіряючи нормувальну умову, знаходимо шуканий розподіл станів.

Для розрахунку коефіцієнтів інтенсивностей переходів зазначеної системи використовувалися усереднені дані: Держстату України – щодо кількості тракторних причепів, які перебувають на обліку сільськогосподарських підприємств, Держгірпромнагляду України – щодо випадків травмування механізаторів падаючими тракторними причепами під час проведення технічного

обслуговування чи ремонтування МТА, а також експертні оцінки фахівців та безпосередніх виконавців робіт щодо наробітку на відказ гідросистеми трактора та ймовірностей окремих станів процесу перебігу травмонебезпечної ситуації.

В результаті аналізу відповідних співвідношень, що характеризують кожний стан досліджуваної системи, було отримано такі коефіцієнти інтенсивностей:

- середньостатистична кількість тракторних причепів, які перебувають на обліку сільськогосподарських підприємств – 72940 одиниць;

- кількість тракторів зі справною гідросистемою – 69923 одиниці ($\lambda_{00} = 0,96$);

- кількість тракторів з несправною гідросистемою – 3017 одиниць ($\lambda_{01} = 0,04$);

- кількість тракторів, на яких гідросистему приведено у справний стан – 2112 одиниць ($\lambda_{10} = 0,7$);

- кількість тракторів з несправною гідросистемою, що продовжують експлуатуватися – 905 одиниць ($\lambda_{11} = 0,3$);

- кількість тракторів з несправною гідросистемою, експлуатація яких призвела до настання небезпечних ситуацій – 724 одиниць ($\lambda_{12} = 0,8$);

- кількість небезпечних ситуацій, що перейшли у критичні – 29 випадків ($\lambda_{23} = 0,04$);

- перехід з небезпечних ситуацій у несправний стан – 695 випадків ($\lambda_{21} = 0,96$);

- перехід з критичних ситуацій у несправний стан – 29 випадків ($\lambda_{31} = 1,0$).

Таким чином, виходячи із загальної кількості тракторних причепів – 72940 одиниць, з яких 3017 одиниць експлуатувалися з несправною гідросистемою трактора, інтенсивність переходу системи із стану S_0 у стан S_1 становитиме $\lambda_{01} = 3017/72940 = 0,04$.

Оскільки, з 3017 тракторів з несправною гідросистемою 2112 одиниць було відремонтовано (повернено) у справний стан, то інтенсивність переходу системи із стану S_1 у стан S_0 становитиме $\lambda_{10} = 2112/3017 = 0,7$.

З 905 тракторів, що продовжили експлуатувати з несправною гідросистемою, 724 одиниці призвели до настання травмонебезпечних ситуацій. Таким чином, інтенсивність переходу системи із стану S_1 у стан S_2 становитиме $\lambda_{12} = 724/905 = 0,8$.

Далі, із цих 724 тракторів з несправною гідросистемою, експлуатація яких призвела до настання травмонебезпечних ситуацій, 695 повернулися у несправний стан без будь-яких наслідків стосовно ушкодження здоров'я механізаторів.

Інтенсивність переходу системи із стану S_2 у стан S_1 у такому випадку становитиме отже $\lambda_{21} = 695/724 = 0,96$.

З 724 тракторів з несправною гідросистемою, експлуатація яких призвела до настання травмонебезпечних ситуацій, у 29 одиниць травмонебезпечні ситуації перейшли у критичні, які характеризувалися травмуванням механізаторів. Інтенсивність переходу системи із стану S_2 у стан S_3 становитиме $\lambda_{23} = 29/724 = 0,04$. Усі 29 тракторів з несправною гідросистемою, експлуатація яких призвела до настання критичних ситуацій і травмування механізаторів, повернулися після цього назад у несправний стан. Таким чином, інтенсивність переходу системи із стану S_3 у стан S_1 становитиме $\lambda_{31} = 29/29 = 1,0$.

Матриця переходів станів системи матиме такий вигляд:

$$\Lambda = \begin{pmatrix} -0,04 & 0,7 & 0 & 0 \\ 0,04 & -1,5 & 0,96 & 1 \\ 0 & 0,8 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0,04 & -1 \end{pmatrix}$$

Розв'язавши рівняння Колмогорова-Чепмена та врахувавши умову нормування, отримуємо родину ймовірностей станів системи:

$$\begin{cases} P_0(t) = -0,264c_1(0,116)^t - 0,026c_2(0,353)^t - 0,824c_3(0,703)^t + 0,996c_4, \\ P_1(t) = 0,793c_1(0,116)^t + 0,036c_2(0,353)^t + 0,356c_3(0,703)^t + 0,071c_4, \\ P_2(t) = -0,549c_1(0,116)^t - 0,712c_2(0,353)^t + 0,44c_3(0,703)^t + 0,057c_4, \\ P_3(t) = 0,02c_1(0,116)^t + 0,702c_2(0,353)^t + 0,028c_3(0,703)^t + 0,002c_4, \end{cases}$$

Додамо всі ймовірності, їх сума повинна бути одиницею. Після додавання отримаємо наступне рівняння для константи c_4 :

$$0,996c_4 + 0,071c_4 + 0,057c_4 + 0,002c_4 = 1,126c_4 = 1.$$

Остаточного знаходимо $c_4 = 0,888$. Інші константи можуть бути довільними, але так, щоб сума ймовірностей була невід'ємною. Наприклад, якщо перші три константи покласти нульовими, то функції станів будуть мати наступний вигляд:

$$P_0(t) = 0,884; P_1(t) = 0,063; P_2(t) = 0,051; P_3(t) = 0,002.$$

Насправді для всіх інших випадків (за будь-якого вибору констант) при збільшенні моментів часу ймовірності будуть прямувати до вказаного розподілу, що свідчить про стаціонарний режим функціонування системи.

Таким чином, ймовірність перебування системи в стані S_0 становить 0,884, в стані S_1 – 0,063, в стані S_2 – 0,051, в стані S_3 – 0,002. Це означає, що 88,4 % тракторів експлуатуватимуться у справному стані; 11,6 % перейдуть у несправний стан, з яких 6,3 % залишаться працювати у ньому не створюючи, при цьому,

травмонебезпечних ситуацій; експлуатація 5,1 % призведе до настання травмонебезпечних ситуацій без ушкодження здоров'я механізатора; експлуатація 0,2 % призведе до настання травмонебезпечних ситуацій з наступним переходом їх у критичні (травмування механізатора падаючим причепом трактора).

Як видно з наведеного оціночного прикладу, отримані результати можна використовувати для середньо- та довгострокового прогнозування ймовірностей станів системи «людина-машина-виробниче середовище» у категоріях професійного ризику механізаторів АПК.

Висновки

1. Застосування неперервних ланцюгів Маркова як одного з методів ймовірнісного аналізу випадкових подій дає змогу кількісно оцінювати ризик травмування трактористів-машиністів під час експлуатації мобільних МТА і дозволяє знаходити шукані ймовірності станів системи у динаміці на всіх етапах процесу перебігу небажаної події.

2. Збільшення моментів часу практично не впливає на початковий розподіл ймовірностей станів системи, що свідчить про стаціонарний режим її функціонування. Це означає, що прогнозні показники ймовірностей станів системи в середньо- та довгостроковій перспективі залишаться майже незмінними за умови незмінності теперішніх умов функціонування системи.

3. Таким чином, для зниження рівня професійного ризику трактористів-машиністів необхідно зменшити інтенсивність переходу стану системи у несправний стан з подальшим її переходом у травмонебезпечну та критичну ситуації шляхом вжиття відповідних профілактичних заходів щодо недопущення роботи МТА з несправною гідросистемою.

Список літератури

1. *Рогач Ю.П.* Напрями зниження професійного ризику в АПК / *Ю.П. Рогач, А.С. Комар* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 2, т. 2. – С. 156–162.
2. *Загородних А.* Факторы, определяющие производственный травматизм на транспортных средствах в сельском хозяйстве / *А. Загородних, С. Копылов* // Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт. – М., 2011. – № 2. – С. 57–62.
3. *Копылов С.А.* Анализ факторов, определяющих производственный травматизм на транспортных средствах / *С.А. Копылов, А.Н. Загородних* // Охрана труда и техника безопасности в сельском хозяйстве. – М., 2009. – № 9. – С. 43–50.
4. *Войналович О.В.* Аналіз причин травмування працівників АПК на механізованих та транспортних роботах / *О.В. Войналович, І.М. Подобед, М.М. Мотрич, О.А. Сліпачук* // Проблеми охорони праці в Україні. – К.: ДУ

«ННДІПБОП», 2012. – Вип. 24. – С. 38–49.

5. *Лапин А.* Травматизм со смертельным и тяжелым исходом в крестьянских (фермерских) хозяйствах, его причины и предупреждение / *А. Лапин, Н. Студенникова, В. Орлов* // Охрана труда и техника безопасности в сельском хозяйстве. – М., 2009. – № 4. – С. 23–28.

6. *Диллон Б.* Инженерные методы обеспечения надежности систем / *Диллон Б., Сингх Ч.* – М.: Мир, 1984. – 318 с.

7. *Елисейкин В.А.* Применение вероятностных моделей механизированных процессов для идентификации методов и технических средств охраны труда / *В.А. Елисейкин* // Пути повышения безопасности в агропромышленном производстве. – СПб, 1993. – С. 92–108.

8. *Імовірнісний аналіз безпеки атомних станцій (ІАБ) : навч. посібник* / [В.В. Бегун, О.В. Горбунов, І.М. Кащенко та ін.]. – К., 2000. – 568 с.

9. *Александров А.Б.* Использование метода дерева отказов для анализа несчастных случаев / *А.Б. Александров, В.Ф. Мартынюк, С.Л. Фомин, Е.Е. Фомина* // Безопасность жизнедеятельности. – М., 2002. – № 9. – С. 6–11.

10. *Гнатюк О.А.* Методика застосування неперервних ланцюгів Маркова для оцінки професійного ризику операторів мобільних машинно-тракторних агрегатів (МТА) на виробничих процесах в АПК України / *О.А. Гнатюк* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків, 2008. – Т. 2. – Вип. 75. – С. 347–351.

11. *Карлин С.* Основы теории случайных процессов / *С. Карлин*. – М.: Мир, 1971. – 536 с.

12. *Бусленко Н.П.* Моделирование сложных систем / *Н.П. Бусленко*. – М.: Наука, 1978 – 355 с.

13. *Вентцель Е.С.* Теория случайных процессов и ее инженерные приложения / *Е.С. Вентцель, Л.А. Овчаров*. – М.: Наука, 1991. – 383 с.

14. *Вентцель Е.С.* Исследование операций / *Е.С. Вентцель*. – М.: Сов. радио, 1972. – 551 с.

15. *Бойчук А.А.* Обобщенно-обратные операторы и нетеровы краевые задачи / *Бойчук А.А., Журавлев В.Ф., Самойленко А.М.* – К.: Наукова думка, 1994. – 315 с.

В статье продемонстрировано применение непрерывных цепей Маркова для оценки риска травмирования трактористов-машинистов вследствие падения поднятого прицепа трактора во время технического обслуживания и ремонта машинно-тракторных агрегатов с неисправной гидросистемой трактора.

Риск, несчастные случаи, тракторист-машинист.

In paper demonstrates the application of continuous Markov chains to evaluate the risk of injury to tractor drivers from falling tractor trailer raised during maintenance and repair of tractor units with faulty hydraulic system of tractor.

Risk, accidents, tractor-driver.

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ МЕЗ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

М.В. Панфілова, інженер

В статті розглянуто результати випробування сільськогосподарських МЕЗ з охорони праці.

Засіб, праця, випробування.

Постановка проблеми. Шум на робочих мостах тракторів оцінюють по рівнях звуку в дБА і рівнях звукового тиску в октавних смугах частот, отриманих на окремих екземплярах машин. Подібна оцінка (навіть при ідентичності умові проведення випробувань) призводить до необ'єктивних висновків, тому що параметри шуму машин однакової марки, узятих з однієї партії після випуску їх заводом-виробником, змінюються в значних межах.

Аналіз останніх досліджень. Оскільки система випробувальних центрів країни оцінюють лише одиничні екземпляри тракторів тієї або іншої марки, нині відсутні достовірні дані про шумонавантаження робочих місць тракторів [1], що випускаються для потреб сільського господарства, що призводить до необ'єктивного визначення економічної вигоди від створення нової шумонебезпечної сільськогосподарської техніки, гальмує розвиток робіт в області боротьби з шумом на сільськогосподарських машинах [2]. Об'єктивніше уявлення про характеристики шуму на робочих місцях тракторів конкретної марки може дати статистична оцінка, отримана в результаті вимірів шуму на партії машин [3].

Мета досліджень. У цій статті розглядаються методичні аспекти і результати статистичної оцінки рівнів шуму на робочих місцях тракторів ХТЗ-17121.

Результати досліджень. Визначення фактичних рівнів шуму тракторів ХТЗ-17121 здійснювалося в наступній послідовності:

- по вибірці малого об'єму проводилося розрахункове обгрунтування довірчого об'єму вибірки досліджуваних машин;
- експериментальні дослідження шумових характеристик машин в об'ємі встановленої вибірки;
- теоретична перевірка відповідності передбачуваного закону розподілу шумових характеристик тракторів ХТЗ-17121 і фактичного закону розподілу;
- обчислення середнього ймовірно-статистичного рівня шуму на робочому місці трактора ХТЗ-17121.

Для здійснення статистичної оцінки рівнів шуму на робочих місцях ХТЗ-17121 визначався довірчий об'єм вибірки (табл. 1) в припущенні, що рівні шуму розподіляються за нормальним законом. Для цього заздалегідь проводилися виміри рівнів шуму на тракторах, що сходять з конвеєра, в умовах малої вибірки (порядку $n = 10$).

1. Рівні звуку в дБА, отримані при вимірі на тракторах ХТЗ-17121 (вибірка $n := 10$).

№ з/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
дБА	94	95	89	94	91	87	89	88	88	87

По відомих формулах визначався перший і другий центральні моменти розподілу:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{j=1}^n x_j}{n} = 90,2 \quad \sigma_b^2 = \frac{\sum_{j=1}^n (x_j - \bar{x})^2}{n} = 9,51$$

де x_i – значення виміряного рівня звуку на i -тому тракторі; $i=1, 2, 3, \dots, 10$.

Довірчий об'єм вибірки:

$$n_q = \frac{t^2 \sigma_r^2}{(m_x - M_x)^2} = \frac{2^2 \cdot 9,51}{1^2} = 38,04 \approx 38,$$

де t – критерій Стюдента; σ_r^2 – середньоквадратичне відхилення (другий момент) генеральної вибірки; $(m_x - M_x)$ – відхилення математичного очікування реальної вибірки від математичного очікування нормального розподілу.

За величину σ_r приймалася відповідна величина σ_B отримана в умовах малої вибірки, тобто $\sigma_r^2 = \sigma_B^2 = 9,51$. При заданій довірчій вірогідності $P = 0,98$, помилка не більша $(m_x - M_x) = 1$ за критерій Стюдента, $t = 2$ та $\sigma_r^2 = 9,51$ довірчий об'єм вибірки склав 38 тракторів.

Випробуванню піддавалися трактори ХТЗ-17121, що випущені з конвеєра заводу-виробника, які знаходились в повній технічній справності і пройшли обкатку відповідно до технічної документації, затвердженої в установленому порядку. Виміру підлягали наступні параметри шуму: рівні шуму в дБА; рівні звукового тиску (РЗТ) в октавних смугах частот на середнегеометричних частотах 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000; 8000 Гц.

Виміри проводилися з врахуванням ГОСТ 12.2.002-7-1 «Сільськогосподарська техніка. Методи оцінки параметрів умов

праці» при роботі двигуна в режимі номінальних оборотів ($n=2100$ об/хв) без навантаження. У кабіні знаходилися дві людини.

Режим роботи машин і умови випробувань залишалися незмінними упродовж усього циклу намірів шумових характеристик тракторів. Після виключення двох машин з мінімальним і максимальним рівнями шуму на робочому місці (виключення грубих промахів) залишилося 38 тракторів, що відповідало розрахунковому об'єму вибірки. Результати виміру шумових характеристик приведені на рис. 1.

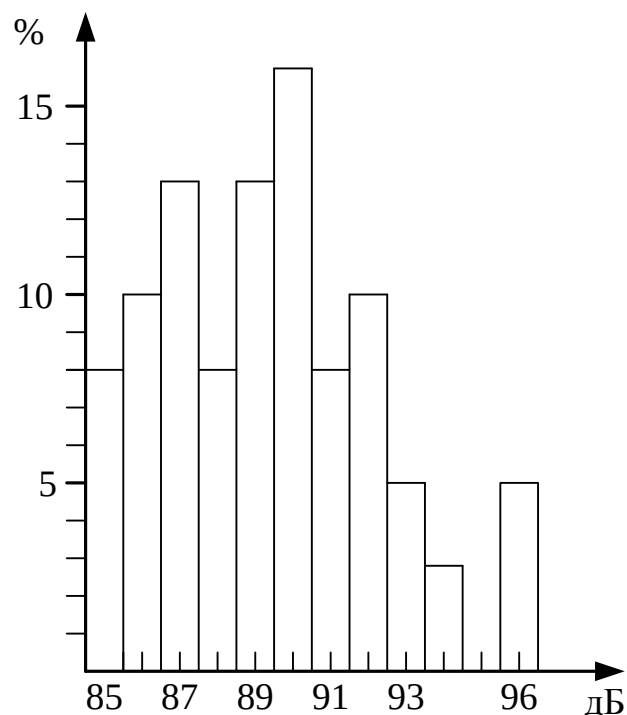


Рис. 1. Гістограма розподілу рівнів звуку в дБА на робочих місцях серійних тракторів ХТЗ-17121.

Аналіз результатів виміру шумових характеристик тракторів ХТЗ-17121 показав, що рівні звуку на робочих місцях обстежених тракторів змінюються в межах 85-90 дБА. З гістограми розподілу рівнів звуку на робочих місцях (рис. 1) видно, що на переважній більшості тракторів ХТЗ-17121, що випускаються заводом, рівні звуку перевищують допустимі значення на 1-11 дБА і лише на трьох тракторах, що складає 8% від усього об'єму вибірки, відповідають нормативним вимогам по рівню звуку в дБА.

Оскільки розрахунок довірчого об'єму вибірки проводився в припущенні, що рівні шуму на тракторах, які випускаються заводом, підлягають нормальному закону, то після набору експериментальних даних, здійснювалася перевірка цієї гіпотези з використанням W -

критерия (критерій Уїлкса). Експериментальні дані не суперечать висуненій гіпотезі про нормальний розподіл, якщо $W_{експ} > W_{ан}$, де $W_{експ}$ – визначається але експериментальним даним; $W_{ан}$ – теоретичне значення (для заданого рівня значущості і об'єму вибірки знаходиться по відповідних таблицях Хана-Шапиро).

По нерівності $W_{експ} > W_{ан}$ визначається вірогідність, з якою можна ухвалити закон нормального розподілу, тобто уточнюється вірогідність гарантованої помилки при довірчій вибірці. Якщо критеріальна нерівність не виконується, то на основі експериментальних даних визначається істинний закон розподілу і на основі останнього здійснюється статистична обробка експериментальних даних. Перевірочний розрахунок показав, що з вірогідністю 0,66 можна ухвалити нормальний закон розподілу рівнів шуму на тракторах ХТЗ-17121. Тоді уточнена вірогідність з гарантованою помилкою ± 1 дБ при вибірці 38 тракторів складе $P_{ym} = 0,66 \cdot 0,98 = 0,64$. Оскільки вірогідність вибірки з генеральної сукупності, розподіленої за нормальним законом, перевищує $P=0,5$, можна зробити висновок про те, що допущення про нормальний розподіл в даному випадку прийнятне. За найбільш вірогідне значення вимірюваної величини зазвичай набувають її середньоарифметичного значення, вчисленого з усього ряду виміряних значень. З метою визначення найбільш вірогідних рівнів шуму на робочих місцях тракторів ХТЗ-17121 по відомих формулах обчислювалися математичне очікування і величина середньої квадратичної похибки для рівнів звуку в дБА в кожній октавній смузі частот. Розрахункові статистичні характеристики приведені в табл. 2.

2. Статистичні характеристики шуму для партії тракторів ХТЗ-17121 (вибірка $n=38$).

Величина	Рівень звуку дБА	Средньоггеометрична частота Гц октавної смуги								
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$	89	93	90	90	87	84	86	80	75	69
$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\bar{x} - x_i)^2}$	± 3	± 4	± 4	± 4	± 3	± 4	± 3	± 2	± 3	± 4

Отримані розрахунком найбільш вірогідні рівні шуму є шумовими характеристиками умовного трактора ХТЗ-17121, що характеризує продукцію за названими параметрами. На основі вищевикладеного з гарантованою мірою достовірності можна

зробити висновок про відповідність або невідповідність ХТЗ-17121, що випускаються нормативним вимогам по рівню шуму на робочих місцях.

Висновок. Для об'єктивної оцінки шумових характеристик сільськогосподарських тракторів необхідно проводити випробування партії машин, яка визначається прийнятим значенням похибки. Рівні шуму на робочих місцях тракторів однієї марки доцільно оцінювати за допомогою математичного очікування і середнього квадратичного відхилення.

Список літератури

1. Дубровін Валерій. Поліпшення управління охороною праці на селі шляхом впровадження інформаційних технологій / Валерій Дубровін, Олександр Войналович // Охорона праці. – 2012. – № 2. – С. 20–21.
2. *Войналович О.В.* Аналіз причин нещасних випадків у сільському господарстві за останні роки / *О.В. Войналович* // Проблеми охорони праці, промислової та цивільної безпеки: Збірник матеріалів Десятої Всеукраїнської науково-методичної конференції (з участю студентів), 13-15 травня. – К.: НТУУ “КПІ”, 2014. – С. 33–38.
3. *Войналович О.В.* Актуальні задачі державного нагляду і контролю з охорони праці у сільському господарстві / *О.В. Войналович, І.М. Подобед* // Проблеми охорони праці в Україні. – К.: ННДІПБОП, 2011. – Вип. 21. – С. 137–143.
4. *Гогіташвілі Г.Г.* Оцінювання професійного ризику в галузях сільського сподарського виробництва України / *Г.Г. Гогіташвілі, В.Ф. Камінський, В.М. Лапін, О.В. Войналович* // Вісник аграрної науки. – 2010. – № 8. – С. 53–55.
5. *Панфілова М.В.* Охорона праці при технічному обслуговуванні системи охолодження ДВЗ МЕЗ / *М.В. Панфілова* // Збірник тез I Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів та молодих науковців «Перспективи та тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарських машин та знарядь» 16-17 жовтня. – Житомир: ЖНЕУ, 2014. – С. 37–39.

В статье рассмотрены результаты испытания сельскохозяйственные транспортных средств по охране труда.

Средство, труд, испытания.

In paper the results of testing the agricultural vehicle safety.

Tool, work, testing.