

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Таврійський державний агротехнологічний університет



Науковий вісник

Таврійського державного агротехнологічного університету



Випуск 6 , Том 1

Електронне наукове фахове видання

Мелітополь – 2016 р.



МАШИНИ І ЗАСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

УДК 621.436: 534

**АВТОМАТИЗОВАНА СИСТЕМА РОЗПІЗНАВАННЯ
ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ МЕХАНІЗМІВ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ**

Войтюк В. Д., д.т.н.,**Тітова Л. Л.,****Надточій О. В., к.т.н.,****Роговський І. Л., к.т.н.***Національний університет біоресурсів і природокористування України*

e-mail: rogovskii@yandex.ua

Анотація - розглянуто модель розпізнавання образу справ-ного і несправного станів циліндро-поршневої групи (далі – ЦПГ) при віброакустичному діагностуванні сільськогосподарської тех-ніки. Для моделі використані дані відносної амплітуди та фази виникнення удару в ЦПГ. Моделювання проводилось в пакеті Mathcad 15.

Ключові слова: образ, розпізнавання, спектр, амплітуда, ба-ланс енергії, правдоподібність, прецедент.

Постановка проблеми. Методи розпізнавання образів являють собою найбільш математизований розділ теорії штучного інтелекту, в якому вирішуються задачі, пов'язані з класифікацією об'єктів довіль-ної природи [1]. Розпізнавання образів одна з тих задач, які постійно в щоденному житті вирішує «природний» інтелект. Зусилля ж вчених вже на протязі півстоліття направлені на розробку методів і алгорит-мів «автоматичного» вирішення цієї задачі [2]. Стосовно питань віб-роакустичного діагностування навіть отримавши цілком достовірні дані, головним питанням стає питання класифікації. Куди віднести ці дані, до якого класу (образу)? Визначення ступеню зношеності з'єднання «поршень-гільза» при віброакустичному діагностуванні здійснюється шляхом отримання ряду непрямих (побічних) парамет-рів: амплітуда, потужність, спектр, фаза тощо [3]. Отримання одноз-

Електронне наукове фахове видання

Науковий вісник
Таврійського державного агротехнологічного університету

Випуск 6, Том 1.

Відповідальний за випуск – д.т.н., професор Діордієв В.Т.

Підписано до друку 19.04.2016 р. друк. ТДАТУ.
18,5 умов. друк. арк. тираж 2 прим.

**ЗМІСТ**

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва.....	3
АВТОМАТИЗОВАНА СИСТЕМА РОЗПІЗНАВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ МЕХАНІЗМІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ.....	3
Войтюк В. Д., Тітова Л. Л., Надточій О. В., Роговський І. Л.	
ВІЛЬНОПОРШНЕВИЙ ДВИГУН-ГІДРОНАСОС ДЛЯ ГІДРООБ'ЄМНОЇ СИЛОВОЇ ПЕРЕДАЧІ ТРАНСПОРТНИХ І МОБІЛЬНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН	14
Головчук А. Ф.	
МЕТОД АНАЛІЗУ ІЄРАРХІЙ У ВИЗНАЧЕННІ ПРІОРИТЕТНИХ НАПРЯМІВ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ЗЕМЛЕРОБСТВА.....	22
Дідур В. А., Грицаєнко І. М., Грицаєнко Г. І.	
МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ СВОЙСТВ ДРАЖИРОВАННЫХ СЕМЯН В ПОЧВЕ.....	35
Кушнарєв А. С., Сербий Е. К.	
НАУЧНО-ИННОВАЦИОННЫЕ АСПЕКТЫ ТЕОРИИ ТРАКТОРА	53
Лебедев А. Т.	
ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ, ПРОИСХОДЯЩИХ В ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ «НАСОС-КЛАПАН-ГИДРОВРАЩАТЕЛЬ».....	63
Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.	
ОТРИМАННЯ ЕНЕРГІЇ ІЗ СИРОВИНИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПОХОДЖЕННЯ	80
Кухарець С. М., Голуб Г. А.	
ОЦІНКА КЕРОВАНОСТІ РУХУ ШИРОКОКОЛІЙНИХ ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЧНИХ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА	99
Надикто В. Т., Кувачов В. П.	
ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ І ТЕПЛОВИЙ ПІДХІД ДО СТІЙКОСТІ ФАЗ ПІД ЧАС КИПІННЯ РІДИН.....	110
Ломейко О.П., Кулінченко В. Р.	



СТАТИСТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ АВТОТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ	124
Невзоров А. В., Лисовой И. А., Дидур В. В.	

Електротехнічні комплекси та системи..... 133

ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРОСТАТИЧНОГО ПОЛЯ ПРИ АЕРОЗОЛЬНІЙ ОБРОБЦІ ЗЕРНОВОГО МАТЕРІАЛУ	133
Діордієв В. Т., Кашкарьов А. О., Новіков Г. В.	

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІДНОСНОЇ ОПРОМІНЕНOSTІ ПЛОСКИХ ПРОШАРКІВ РІДКОГО СЕРЕДОВИЩА В УСТАНОВКАХ ДВОСТОРОННЬОГО ОПРОМІНЕННЯ	147
Червінський Л. С., Книжка Т. С.	

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ЕКОЛОГО- БІОТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ	152
Чміль А. І.	

КОМПЛЕКС ПРОГРАММНО-ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ АВТОМАТИКИ «СТРЕЛА-10». АРХИТЕКТУРА И ОСОБЕННОСТИ РЕАЛИЗАЦИИ	158
Малиновский М., Солодовник И., Тихонравов С.	

ПОКРАЩЕННЯ ЯКОСТІ СУМІШЕВОГО БІОдизеля ШЛЯХОМ ОБРОБКИ його АКУСТИЧНИМ ПОЛЕМ	164
Назаренко І. П., Кушлик Р. Р., Кушлик Р. В.	

ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ АКТИВНОЙ МОЩНОСТИ ПОТРЕБЛЯЕМОЙ АСИНХРОННЫМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕМ	172
Овчаров В. В., Овчаров С. В., Стребков А. А.	

СИСТЕМА ИНДУКЦИОННОГО НАГРІВАННЯ РІПАКОВОГО ЗЕРНА В ТЕХНОЛОГІЧНОМУ ПРОЦЕСІ ВИРОБНИЦТВА ОЛІЇ	179
Лисенко В. П., Комарчук Д. С.	

АВТОМАТИЗАЦІЯ НВЧ-УСТАНОВКИ ЗНЕЗАРАЖЕННЯ КОМБІКОРМУ НА МАГНЕТРОНАХ МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ.....	189
Лобода О. І.	



БІОФІЗИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПРОЦЕСІВ ДІЇ ОПТИЧНИХ ВИПРОМІНЮВАНЬ НА КОМАХ- ШКІДНИКІВ.....	197
--	-----

Адамова С. В., Лисенко О. В.

ЗАВИСИМОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ НОВЫХ, ЭРГНОМИЧНЫХ РУЛЕВЫХ УПРАВЛЕНИЙ НА БАЗЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ УСИЛИТЕЛЕЙ	203
---	-----

Петров В.О., Бондар А.М.

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ЕЛЕКТРОЗЕРНОВОЇ МАШИНИ КАМЕРНОГО ТИПУ	210
--	-----

Чебанов А. Б.

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ЕНЕРГОЄМНОСТІ ЗЕРНООЧИСНО-СУШИЛЬНИХ АГРЕГАТІВ	217
--	-----

Постнікова М. В.

СИЛОВИЙ ДРАЙВЕР КРОКОВОГО ДВИГУНА 2L110M.....	223
--	-----

Голодний І. М., Лавріненко Ю. М., Торопов А. В.

Прикладна геометрія, інженерна графіка 230

ВАРИАТИВНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КРИВЫХ С ЗАКОНОМЕРНЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНО-ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК.....	230
---	-----

Гавриленко Е. А., Холодняк Ю. В.

ГЕОМЕТРИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ АВТОКОЛИВАНЬ ПОДВІЙНОГО МАЯТНИКА З ПРУЖНОЮ ПЕРШОЮ ЛАНКОЮ	236
--	-----

Куценко Л. М., Семків О. М.

ГЕОМЕТРИНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ω -ПОВЕРХОНЬ В ЗАДАЧАХ ОПТИМІЗАЦІЙНОГО ПОКРИТТЯ	244
--	-----

Соболь О. М.

ГЕОМЕТРИЧНІ МНОЖИНИ В МОДЕЛЯХ ФОРМУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ МАРШРУТІВ	251
--	-----

Шоман О. В., Даниленко В. Я.

ІНТЕГРОВАНЕ ПАРАМЕТРИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ФІГУР РІЗНОЇ ВИМІРНОСТІ	257
---	-----

Вірченко Г. А.



МОДЕЛЬ ОПТИМІЗАЦІЇ РОЗМІЩЕННЯ ПОЖЕЖНО-РЯТУВАЛЬНИХ ПІДРОЗДІЛІВ ДЛЯ ЗАХИСТУ ОБ'ЄКТІВ ПІДВИЩЕНОЇ НЕБЕЗПЕКИ ТА ПОТЕНЦІЙНО НЕБЕЗПЕЧНИХ ОБ'ЄКТІВ	263
Соболь О. М., Мацулевич О. Є.	
МЕТОД ПОЛІПАРАМЕТРИЗАЦІЇ ЯК ІНВАРІАНТНИЙ КОМПОНЕНТ КОМП'ЮТЕРНОГО ФОРМОУТВОРЕННЯ.....	269
Ванін В. В., Вірченко Г. І.	
МЕТОДИКА АНАЛІЗУ ЗОБРАЖЕНЬ ОДНОТИПНИХ ОБ'ЄКТІВ НА ОСНОВІ КЛАСИФІКАЦІЙНИХ ОЗНАК ГЕОМЕТРИЧНИХ ІНВАРІАНТІВ	276
Малкіна В. М.	
ПРИКЛАДНА БАГАТОВИМІРНА ГЕОМЕТРІЯ В СУЧАСНИХ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕННЯХ	282
Гумен О. М.	
СПРОЩЕНИЙ АЛГОРИТМ ПРОСТОРОВОГО ХЕШУВАННЯ ДЛЯ ЗАДАЧ МОЛЕКУЛЯРНОЇ ДИНАМІКИ.....	287
Ніцин О. Ю., Дашкевич А. О., Охотська О. В., Мацулевич О. Є.	
ЗМІСТ	292



МАШИНИ І ЗАСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

УДК 621.436: 534

**АВТОМАТИЗОВАНА СИСТЕМА РОЗПІЗНАВАННЯ
ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ МЕХАНІЗМІВ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ**

Войтюк В. Д., д.т.н.,**Тітова Л. Л.,****Надточій О. В., к.т.н.,****Роговський І. Л., к.т.н.***Національний університет біоресурсів і природокористування України*

e-mail: rogovskii@yandex.ua

Анотація - розглянуто модель розпізнавання образу справно-го і несправного станів циліндро-поршневої групи (далі – ЦПГ) при віброакустичному діагностуванні сільськогосподарської техніки. Для моделі використані дані відносної амплітуди та фази виникнення удару в ЦПГ. Моделювання проводилось в пакеті Mathcad 15.

Ключові слова: образ, розпізнавання, спектр, амплітуда, баланс енергії, правдоподібність, прецедент.

Постановка проблеми. Методи розпізнавання образів являють собою найбільш математизований розділ теорії штучного інтелекту, в якому вирішуються задачі, пов'язані з класифікацією об'єктів довільної природи [1]. Розпізнавання образів одна з тих задач, які постійно в щоденному житті вирішує «природний» інтелект. Зусилля ж вчених вже на протязі півстоліття направлені на розробку методів і алгоритмів «автоматичного» вирішення цієї задачі [2]. Стосовно питань віброакустичного діагностування навіть отримавши цілком достовірні дані, головним питанням стає питання класифікації. Куди віднести ці дані, до якого класу (образу)? Визначення ступеню зношеності з'єднання «поршень-гільза» при віброакустичному діагностуванні здійснюється шляхом отримання ряду непрямих (побічних) параметрів: амплітуда, потужність, спектр, фаза тощо [3]. Отримання одноз-

начного діагнозу (класифікація) є досить актуальним завданням, особливо з позиції автоматизації прийняття рішення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Стан системи описується множиною параметрів, які його визначають [4]. Розпізнавання стану системи можливе за рахунок віднесення її до одного із всіх класів (діагнозів) [5]. Число діагнозів (класів, типових станів, еталонів) залежить від особливостей задачі і мети дослідження [6, 7].

Стосовно віброакустичного діагностування ЦПГ найбільш інформаційними параметрами можуть виступати максимальна енергія віброударного посилення від перекладки поршня в зазорі x_1 та фаза його виникнення x_2 (рис. 1, а). Найбільш просто адаптуються (трансформуються) на багатомірні системи методи мінімального ризику та метод найбільшої правдоподібності [8, 9]. У випадках, коли в методі статистичного рішення потрібно визначити межі області прийняття рішення, розрахункова сторона задачі суттєво ускладнюється [10]. Тому для спрощення розглянемо процес розпізнавання при наявності одного діагностичного параметру – x фази виникнення віброударного посилення (рис. 1, б).

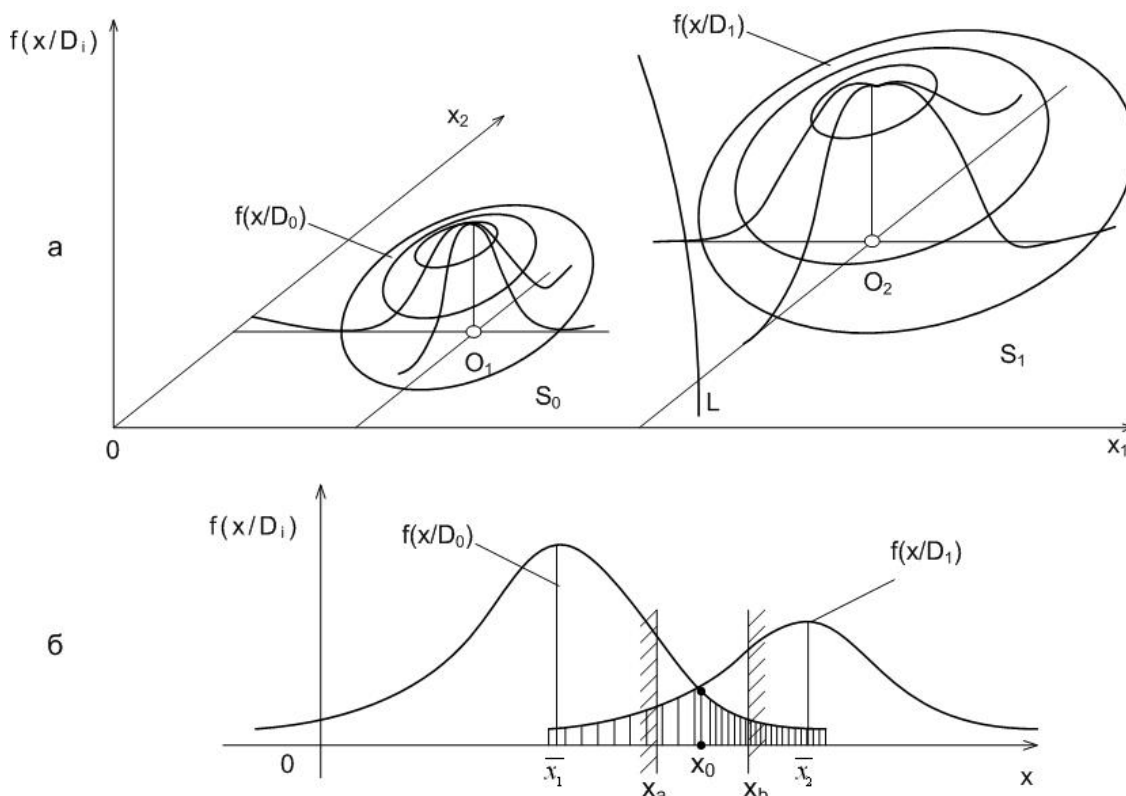


Рис. 1. Схема статистичного розподілу D_0 – роботоздатного та D_1 – нероботоздатного станів ЦПГ: а – для двох діагностичних ознак.; б – для однієї діагностичної ознаки.

Виклад основного матеріалу дослідження. Задача полягає у встановленні для з'єднання “поршень – гільза” одного з діагнозів “справне” чи “не справне”. Сукупність послідовних дій у процесі розпізнавання і є потрібним алгоритмом розпізнавання. Суттєвою частиною процесу розпізнавання є вибір параметрів роботи алгоритмів, які б повністю описували і виявляли зміну стану системи. Дані ж параметри повинні бути досить інформативними, щоб при вибраному числі діагнозів існувала можливість процесу розділення. Фактично ж стосовно даної задачі завдання полягає у виборі значення x_0 параметра x таким чином, що при $x > x_0$ слід приймати рішення про зняття двигуна з експлуатації, а при $x_0 < x$ продовжувати подальшу його експлуатацію. Так як стан системи характеризуватимемо одним параметром, то система матиме одномірний простір (матрицю-вектор) ознак. Розділення проводиться на два класи (образи стану). Умовимося вважати: D_0 – образ справного стану і D_1 – образ несправного стану. Тоді стан системи може бути описаний таким виразом:

при
$$\begin{cases} x < x_0 & x \in D_0 \\ x > x_0 & x \in D_1 \end{cases}, \quad (1)$$

Фаза виникнення віброударного посилення неоднозначно характеризує стан ЦПГ дизельного двигуна (нерівномірна подача палива, спрацювання газорозподільчого механізму тощо (рис. 2).

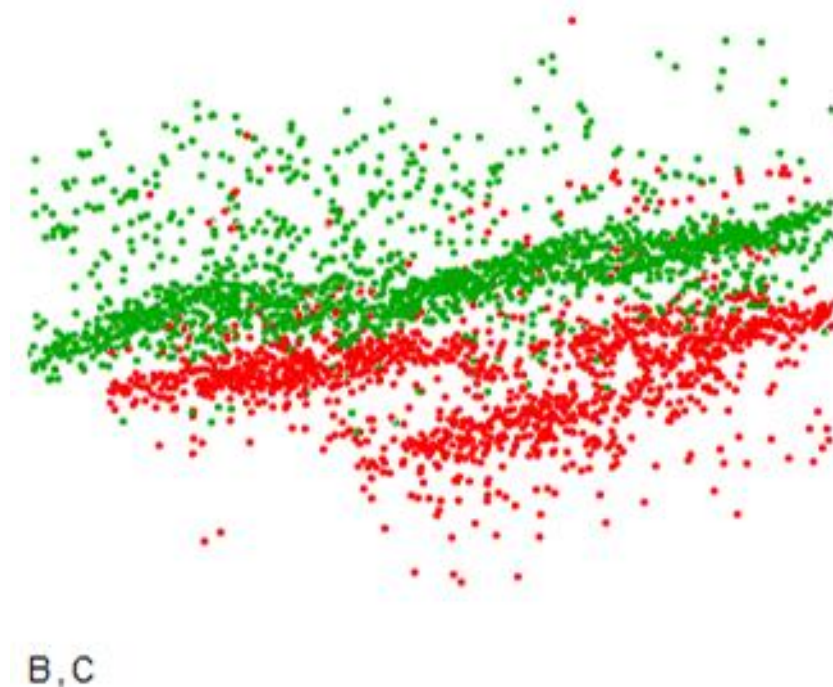


Рис. 2. Реальний розподіл фази удару в ЦПГ з відповідними зонами справного (зелений) і несправного (червоний) станів з'єднання.

У залежності від зазначених факторів закон розподілу фази x відповідно для справного і несправного стану системи “циліндр–поршень” може мати вигляд показаний на рис. 1, б. Суттєво те, що області справного і несправного (дефектного) станів пересікаються і тому в спільній зоні принципово неможливо вибрати значення x_0 , при якому правило (1) не давало б помилкових рішень.

Розглянемо для початку можливі помилки при прийнятті рішень стану системи. Хибна тривога (помилка першого виду α) – випадок, коли приймається рішення про несправний стан системи, хоча в дійсності вона перебуває в справному стані, тобто замість D_0 приймається D_1 .

Пропуск дефекту (помилка другого виду β) – прийняття рішення про справний стан, тоді як система є несправною (замість D_1 приймається D_0).

Вирішальне правило у відповідності з яким приймається рішення про діагноз за методом Байєса полягає у порівнянні ознаки x з рівнем розпізнавання P_i для діагнозу D . При цьому вірогідність найближчого конкуруючого діагнозу не вище $1-P_i$.

Для виявлення дійсного стану системи позначимо через $\Pi_{i,j}$ ($i=0,1; j=0,1$) можливі рішення за правилом (1) (i –індекс прийнятого діагнозу, j – індекс дійсного стану). Тоді $\Pi_{0,1}$ – пропуск дефекту, а $\Pi_{1,0}$ – хибна тривога; $\Pi_{0,0}$, $\Pi_{1,1}$ – правильні рішення.

Розглянемо вірогідність хибної тривоги $P(\Pi_{1,0})$ при використанні правила (1). Площа під кривою щільності вірогідності справного стану, яка відповідає $x > x_0$, виражає умовну вірогідність ситуації $x > x_0$ для справної системи

$$P(x > x_0 / D_0) = \int_{x_0}^{\infty} W\left(\frac{x}{D_0}\right) dx \quad (2)$$

Вірогідність хибної тривоги визначається, як добуток двох подій: наявність справного стану і значення $x > x_0$. Тоді

$$P(\Pi_{1,0}) = P(D_0) \cdot P(x > x_0 / D_0) = P_0 \int_{x_0}^{\infty} W\left(\frac{x}{D_0}\right) dx, \quad (3)$$

де P_0 – апіорна вірогідність діагнозу D_0 .

Подібним чином знаходимо вірогідність пропуску дефекту

$$P(\Pi_{0,1}) = P(D_1) \cdot P(x < x_0 / D_0) = P_1 \int_{-\infty}^{x_0} W\left(\frac{x}{D_1}\right) dx, \quad (4)$$

У більшості випадків при віброакустичному діагностуванні рішення про віднесення ознаки x діагностування до класу D_0 чи D_1 мо-

жна пов'язати з величиною відношення правдоподібності $L\left(\frac{\vec{x}}{x}\right)$ (відношення щільності вірогідності розподілу x при двох станах)

$$L\left(\frac{\vec{x}}{x}\right) = \frac{W\left(\frac{\vec{x}}{D_1}\right)}{W\left(\frac{\vec{x}}{D_0}\right)}, \quad (5)$$

де $W\left(\frac{\vec{x}}{D_0}\right)$ – щільність вірогідності розподілу x при справному стані;

$W\left(\frac{\vec{x}}{D_1}\right)$ – щільність вірогідності розподілу x при несправному стані.

У відповідності з правилом (1) за методом мінімального ризику приймається наступне рішення про стан об'єкта, який має дане значення параметра x .

$$\begin{aligned} x \in D_0 \quad \text{якщо} \quad & \frac{W\left(\frac{\vec{x}}{D_1}\right)}{W\left(\frac{\vec{x}}{D_0}\right)} > \frac{(P_{0,1} - P_{1,1}) \cdot P_1}{(P_{1,0} - P_{0,0}) \cdot P_0}, \\ x \in D_1 \quad \text{якщо} \quad & \frac{W\left(\frac{\vec{x}}{D_1}\right)}{W\left(\frac{\vec{x}}{D_0}\right)} < \frac{(P_{0,1} - P_{1,1}) \cdot P_1}{(P_{1,0} - P_{0,0}) \cdot P_0} \end{aligned} \quad (6)$$

де $\frac{(P_{0,1} - P_{1,1}) \cdot P_1}{(P_{1,0} - P_{0,0}) \cdot P_0}$ – заздалегідь вибраний рівень розпізнавання (зазвичай $\geq 0,9$).

Таким чином, використовуючи залежності (5), (6) для прийняття рішення не потрібне визначення значення параметру x_0 .

Відношення правдоподібності несе всю статистичну інформацію, яка міститься в векторі діагностичних ознак. Хоча на практиці буває дещо зручніше розглядати не відношення правдоподібності, а логарифм цього відношення. Це не змінює результату, так як логарифмічна функція монотонно зростає разом із своїм аргументом, але для нормального і деяких інших законів розподілу використання логарифму відношення правдоподібності є дещо простішим.

Тоді:

$$\begin{aligned} x \in D_0 \quad \text{якщо} \quad \ln L\left(\begin{matrix} \rightarrow \\ x \end{matrix}\right) > \ln \left[\frac{(\Pi_{0,1} - \Pi_{1,1}) \cdot P_1}{(\Pi_{1,0} - \Pi_{0,0}) \cdot P_0} \right], \\ x \in D_1 \quad \text{якщо} \quad \ln L\left(\begin{matrix} \rightarrow \\ x \end{matrix}\right) < \ln \left[\frac{(\Pi_{0,1} - \Pi_{1,1}) \cdot P_1}{(\Pi_{1,0} - \Pi_{0,0}) \cdot P_0} \right] \end{aligned} \quad (7)$$

Слід також зважати на те, що оцінки вартості помилок першого α та другого виду β часто бувають невідомі, а їх достовірне визначення пов'язане із значним ускладненням. Тому бажано завжди при певному рівні однієї із помилок (частіше першого виду) мінімізувати значення іншої. В практиці для попередніх розрахунків значення цих помилок приймають $\alpha = \beta = 0.05$. Після прийняття рішення про стан системи відповідні значення помилок потребують уточнення. Для цього використовуються залежності:

$$\begin{cases} \alpha = \frac{N_{\Pi_{1,0}}}{N_{\Pi_{0,0}} + N_{\Pi_{1,0}}} \\ \beta = \frac{N_{\Pi_{0,1}}}{N_{\Pi_{1,1}} + N_{\Pi_{0,1}}} \end{cases}, \quad (8)$$

де $N_{\Pi_{1,0}}, N_{\Pi_{0,1}}$ – кількість неправильних рішень відповідно для справного і несправного станів системи;
 $N_{\Pi_{0,0}}, N_{\Pi_{1,1}}$ – кількість правильних рішень відповідно для справного і несправного станів.

Хоча метод Байєса займає особливе місце серед методів технічної діагностики, йому притаманні деякі недоліки: великий об'єм попередньої інформації, “пригнічення” діагнозів, які рідко зустрічаються та наявність одного рівня порівняння, що в решті решт створює перешкоди при використанні, при наявності спільної зони законів розподілу діагностичної ознаки x для справного і несправного станів.

Тому для двокласової задачі розпізнавання оптимальним є послідовний метод, який визначається наступними нерівностями:

При прийнятті рішення D_0 :

$$\begin{cases} \ln C_0 < \ln L(x_1 \dots x_{n-1}) < \ln C_1, \\ \ln C_0 \geq \ln L(x_1 \dots x_n) \end{cases}, \quad (9)$$

При прийнятті рішення D_1 :

$$\begin{cases} \ln C_0 < \ln L(x_1 \dots x_{n-1}) < \ln C_1, \\ \ln L(x_1 \dots x_n) \geq \ln C_1 \end{cases}, \quad (10)$$

де C_0 і C_1 – пороги відповідно для справного і несправного станів.

Пороги C_0 і C_1 визначаються за формулами:

$$C_1 = \frac{1 - \beta_{\text{зад}}}{\alpha_{\text{зад}}} \quad C_0 = \frac{\beta_{\text{зад}}}{1 - \alpha_{\text{зад}}} \quad (11)$$

де $\alpha_{\text{зад}}$ і $\beta_{\text{зад}}$ – задані вірогідності помилок першого та другого виду.

В даному випадку, коли потрібна висока надійність розпізнавання, доцільно ввести зону невизначеності (зону відмови від розпізнавання). Правило прийняття рішення в цьому випадку буде мати вигляд (рис. 2):

$$\begin{cases} \text{при } x < x_a & x \in D_0 \\ \text{при } x > x_b & x \in D_1 \\ \text{при } x_a < x < x_b & x \notin D_0, D_1 \end{cases}, \quad (12)$$

Коли виконується умова $x_a < x < x_b$ настає відмова від розпізнавання.

Відмова від розпізнавання свідчить, що наявної інформації недостатньо для прийняття рішення і потрібні додаткові дані.

При попаданні в зону невизначеності слід використовувати зрізаний метод.

Він полягає в тому, що при досягненні встановленої кількості накоплені значення логарифму відношення правдоподібності порівнюються тільки з одним порогом C при $n_i = n_{\text{max}}$. Найчастіше $C = 1$.

Тобто:

$$\begin{cases} \ln C_0 < \ln L(x_1 \dots x_{n_{\text{max}}}) \Rightarrow (x_1 \dots x_{n_{\text{max}}}) \in D_0 \\ \ln C_0 < \ln L(x_1 \dots x_{n_{\text{max}}}) < \ln C_1 \Rightarrow \ln L(x_1 \dots x_{n_{\text{max}}}) \begin{matrix} > \\ < \end{matrix} \ln C, \\ \ln C_1 < \ln L(x_1 \dots x_{n_{\text{max}}}) \Rightarrow (x_1 \dots x_{n_{\text{max}}}) \in D_1 \end{cases} \quad (13)$$

При використанні цього методу вірогідність помилок $\alpha_{\text{зріз}}$ і $\beta_{\text{зріз}}$ стає

більшою ніж $\alpha_{\text{зад}}$ і $\beta_{\text{зад}}$, так як помилкові рішення можливо і не з'явилися б при продовженні діагностування за послідовною схемою.

Аналіз даних методів свідчить, що для адаптивного непараметричного синтезу оптимальних методів в умовах апіорної не обумовленості необхідно визначити наступні дані:

– закони розподілу віброакустичної ознаки $W(\vec{x}/D_1)$ і $W(\vec{x}/D_0)$

для класів;

– значення помилок першого і другого виду α і β ;

– максимальну кількість діагностичних ознак n_{max} для штучного зрізування;

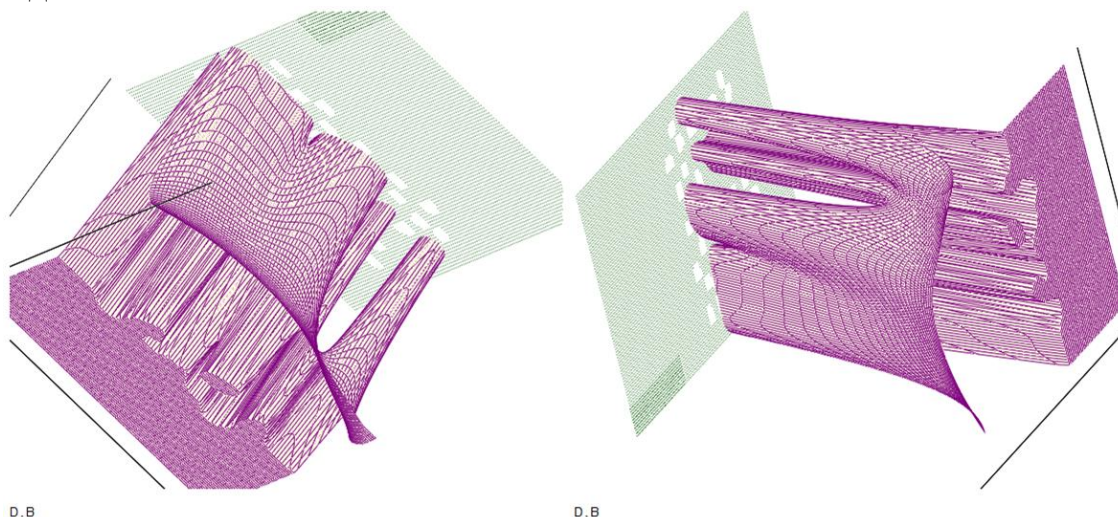
– величину порогів C , C_0 та C_1 .

Наведені теоретичні залежності алгоритму були використані нами для розробки комп'ютерної програми прийняття рішення (Mathcad 15), при діагностуванні ЦПГ дизельних двигунів за діагностичною ознакою – фазою виникнення віброакустичного посилення від перекладки поршня.

Була знайдена дискримінантна функція по прецедентах методом потенціальних функцій (рис. 3).

Результатом роботи програми було створення гістограм розподілу щільності вірогідності векторів діагностичних ознак по навчальній вибірці.

Наведені закономірності розподілу щільності вірогідності та відповідних логарифмів відношення правдоподібності приведені на рис. 4 для 1000 хв^{-1} .



D, B

D, B

Рис. 3. Візуалізація дискримінантної функції і прецедентів.

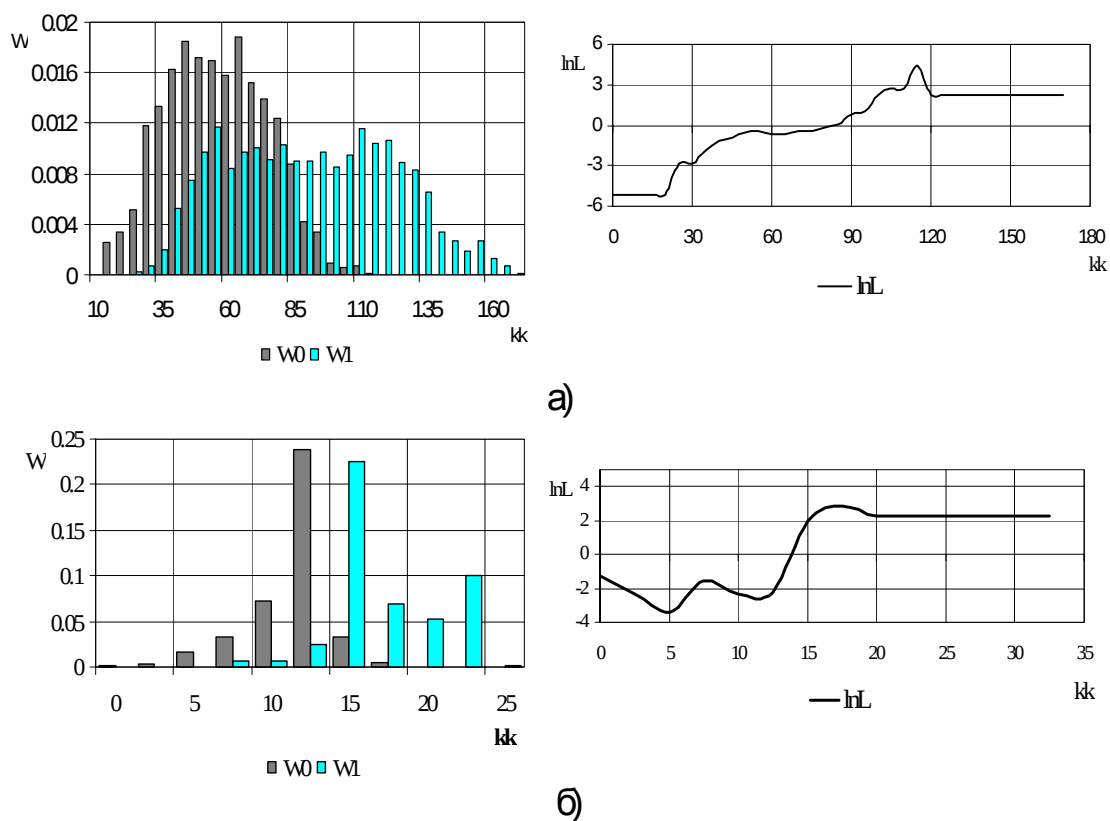


Рис. 4. Гістограми розподілу щільності вірогідності векторів діагностичних ознак та логарифмів відношення правдоподібності при 1000 хв^{-1} (а – відносна амплітуда, б – фаза).

Аналіз приведених закономірностей показує, що характеристика розподілу фази є одномодальною, тоді як амплітуда має двомодальний характер (“двогорбий”). Як видно з графіків області справного D_0 і несправного D_1 станів перетинаються. Величина зони невизначеності значно більша у амплітудного параметру і становить –18 комірок (величина комірки 5). Зона невизначеності для фазового параметру становить 5 комірок (величина комірки 2.5). Однак, порівнюючи величини щільностей вірогідності векторів фази в зоні перекриття, можна відмітити значну різницю між векторами справного і несправного станів, що свідчить про добру роздільність цих станів.

Висновки. Проведений розрахунок показує, що достатньо адекватне розпізнавання стану з'єднання “поршень – гільза” системи ЦПГ дизельного двигуна сільськогосподарської техніки можливе для діагностичної ознаки – фази виникнення віброакустичного імпульсу викликаного перекладкою поршня при 1000 хв^{-1} .

При цьому значення хибної тривоги не перевищить 7 випадків на 1000 об'єктів діагностування, а значення пропуску дефекту 20 випадки на 1000. Ці дані певною мірою можуть характеризувати точність постановки діагнозу про дійсний стан ЦПГ.

Література

1. Войтюк В. Д. Якість, стандартизація, метрологія та сертифікація сільськогосподарської техніки / [В. Д. Войтюк, М. І. Денисенко, О. С. Дев'ятко та ін.]. – Полтава : Крюков Ю. С., 2014. – 287 с.
2. Войтюк В. Д. Модель системи показників якості формувань технічного обслуговування при їх сертифікації / В. Д. Войтюк // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2014. – Вип. 196, ч. 1. – С. 31–40.
3. Биргер И. А. Техническая диагностика / И. А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 240 с.
4. Балицкий М. Л. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / М. Л. Балицкий, М. А. Иванова, А. Г. Соколова., В. Б. Соколинский. – М.: Машиностроение, 1984. – 216 с.
5. Гилл Ф. Практическая оптимизация / Ф. Гилл, У. Мюррей, М. Райт. – М.: Мир, 1985. – 340 с.
6. Дуда Р. Распознавание образов и анализ сцен / Р. Дуда, П. Харт. – М.: Мир, 1976. – 246 с.
7. Горбань А. Н. Нейринформатика / А. Н. Горбань, Д. А. Россиев, А. Н. Кирдин. – Новосибирск: Наука, 1998. – 304 с.
8. Демко О. А. Визначення залишкової потужності і коефіцієнта завантаження двигуна в залежності від експлуатаційних показників і технічного стану / О. А. Демко, А. А. Демко, О. В. Надточій // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2014. – Вип. 196, ч. 1. – С. 101–112.
9. Надточій О. В. Теоретичні спектри віброакустичних сигналів ЦПП і їх зв'язок з тривалістю ударів / О. В. Надточій, Л. Л. Тітова // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2015. – Вип. 241. – С. 151–159.
10. Роговский Иван. Стохастические модели обеспечения работоспособности сельскохозяйственных машин / Иван Роговский // Motrol: Motorization and power industry in agriculture. – 2014. – Том 16, №3. – Р. 296–302.



АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА РАСПОЗНАВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ МЕХАНИЗМОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

В. Д. Войтюк, Л. Л. Титова, А. В. Надточий, И. Л. Rogovskii

Аннотация - рассмотрена модель распознавания образа исправного и неисправного состояний ЦПГ при виброакустическом диагностировании. Для модели использованы данные относительной амплитуды и фазы возникновения удара в ЦПГ. Моделирование проводилось в пакете Mathcad 15.

AUTOMATED RECOGNITION SYSTEM OF PARAMETERS OF TECHNICAL CONDITIONS MECHANISMS AGRICULTURAL MACHINERY

V. Voytyuk, L. Titova, O. Nadtochy, I. Rogovskii

Summary

The model of recognition of the image of the healthy and faulty States at CPG wmrootmenu the diagnosis. For the model used data from the relative amplitude and phase of emergence of a kick in the CPG Modeling was carried out in MathCAD 15.



УДК 621.43

ВІЛЬНОПОРШНЕВИЙ ДВИГУН-ГІДРОНАСОС ДЛЯ ГІДРООБ'ЄМНОЇ СИЛОВОЇ ПЕРЕДАЧІ ТРАНСПОРТНИХ І МОБІЛЬНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Головчук А. Ф., д.т.н.

Запорізький національний технічний університет

Тел.: 061-764-2647

Анотація - повсякденно збільшується кількість техніки з широким впровадженням гідроприводу у всіх галузях машинобудування. Виходячи із державних програм щодо створення більш економічних та менш металоємних машин, з'явилась можливість та необхідність у створенні нового типу мобільних машин з безступеневою гідравлічною трансмісією. У якості енергетичної установки пропонується двигун з вільнорухомими поршнями, як більш економічний та менш металоємний у порівнянні з кривошипно-шатунними двигунами внутрішнього згоряння. Використання вільнопоршневих двигунів гідронасосів у якості силових агрегатів енергетичних засобів – зернозбиральних комбайнів, тракторів, автомобілів та інших мобільних і стаціонарних енергоустановок з безступеневими гідростатичними передачами дозволяє підвищити економічність та знизити металоємність цих засобів. Вільнопоршневі двигуни використовуються тільки як генератори газів та дизель-компресори, а гідрооб'ємна передача сьогодні компонується зі звичайним двигуном внутрішнього згоряння, який приводить гідронасоси. Використання вільнопоршневого двигуна дає можливість створити високоефективну гідропередачу з автоматизованим регулюванням сили тяги і швидкості в залежності від умов роботи енергетичного засобу.

Ключові слова: гідростатичні передачі, вільнопоршневі двигуни, двигун-гідронасос, вільнопоршневий дизель-гідронасос, двигун - генератор газу, гідроциліндр, гідроаккумулятор, енергетичні засоби.

Постановка проблеми. Ефективність механізації та автоматизації виробничих процесів сільськогосподарського виробництва в першу чергу залежить від мобільних енергетичних засобів та від передачі по-



тужності на відповідні механізми. Сьогодні гідрооб'ємні (гідростатичні) передачі використовуються на тракторах, автомобілях, комбайнах, літаках, будівельних, дорожніх та інших мобільних та стаціонарних машинах.

Гідравлічні передачі значно відрізняються від інших передач. В майбутньому вони замінять механічні (зубчаті, ланцюгові, карданні, клинопасові), електричні, пневматичні та інші передачі. На сучасних тракторах і комбайнах гідравлічні передачі застосовують у приводах відповідних механізмів та систем (рульове керування, гальмова система, привід муфти зчеплення та інших механізмів трансмісії, гідравлічна напісна система тощо) у приводах та управлінні навісними та іншими механізмами.

Крім вищезгаданих гідравлічних передач відомі теоретичні та експериментальні розробки гідростатичних силових передач для колісних та гусеничних тракторів з приводом від двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ).

Ефективний коефіцієнт корисної дії (ККД) сучасних ДВЗ порівняно низький: бензинові (0,25...0,32); дизелі (0,33...0,42); газові (0,23...0,28). Тому актуальною задачею є розробка нових конструкцій теплових двигунів з кращими індикаторними та ефективними показниками. Ці основні показники ДВЗ можна значно покращити за рахунок зменшення механічних втрат. Основну частину механічних втрат становлять втрати на тертя (65...80%)[1].

Гідростатична силова передача мобільного енергетичного засобу забезпечує безступінчасте регулювання швидкості руху і тягового зусилля в широкому діапазоні з автоматизованою системою керування машиною.

Поєднання ДВЗ з поршневым масляним насосом в одній конструкції (одному циліндрі) представляє вільнопоршковий двигун-гідронасос. Такий двигун-гідронасос забезпечить гідравлічний привід силової передачі мобільних засобів.

Науковці та виробничники сьогодні на високому рівні вдосконалили теплові двигуни за основними техніко-економічними та екологічними показниками, але фахівцям котрі займаються двигунами внутрішнього згорання потрібно розширювати і вдосконалювати конструкторські, науково-пошукові та дослідницькі роботи з метою виявлення нових типів високоефективних теплосилових установок.

Аналіз останніх досліджень. Проблема створення вільнопоршневих двигунів, у яких немає перетворення зворотно-поступального руху поршня ДВЗ в обертовий рух колінчастого вала, є актуальною. Вільнопоршневі двигуни внутрішнього згорання не мають кривошипно-шатунного механізму (КШМ), що суттєво зменшує механічні втра-

ти на тертя. Такі двигуни використовуються у якості компресорів та генераторів газу.

На рис.1 показано вільнопоршневий двигун-компресор (ВПДК) у якого енергія, яка отримується в циліндрі двигуна, безпосередньо передається поршням компресора, пов'язаним з робочими поршнями двигуна без кривошипно-шатунного механізму. Менша частина стисненого повітря витрачається на продування циліндра двигуна, а більша - поступає до споживача.

ВПДК мають малі габарити і масу легкий і надійний пуск, абсолютно урівноважені. Витрати на 1 м^3 стисненого повітря, що виробляється, або газу у ВПДК в 1,5 - 2 рази нижче, ніж у приводного компресора рівної продуктивності. Приводний двигун – газовий дизель із займанням від стискування. Матеріаломісткість ВПДК в 3,8 - 6,5 рази менше електроприводних стаціонарних компресорів та мобільних компресорів з двигуном внутрішнього згоряння [2-4].

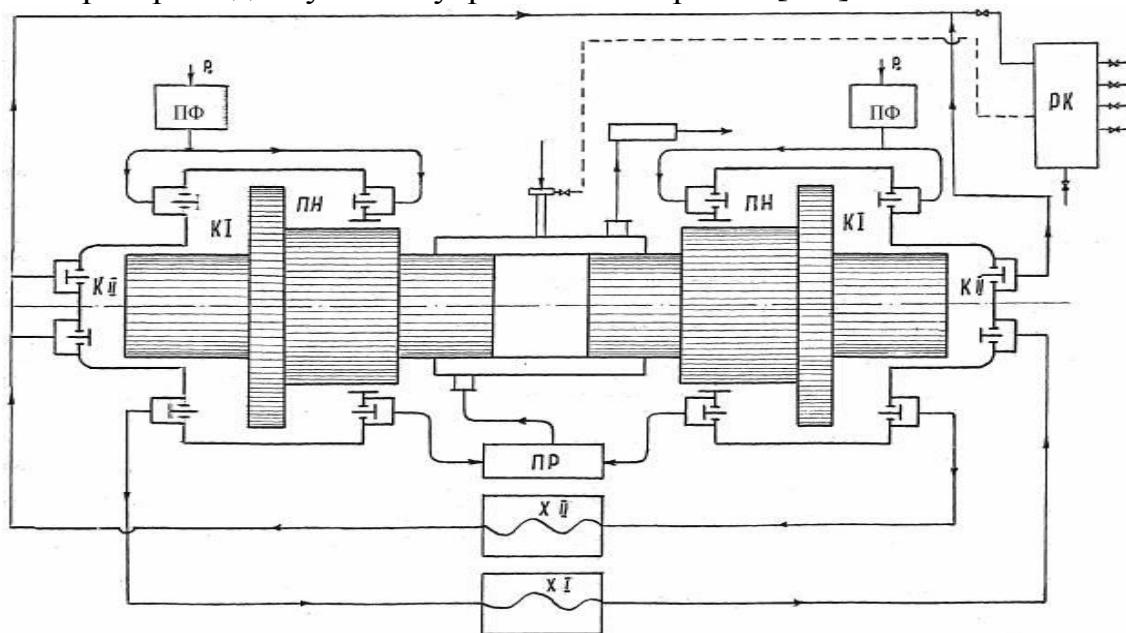


Рис.1. Вільнопоршневий двигун-компресор:

ПФ – повітряний фільтр; КІ – перша ступінь компресора; КІІ – друга ступінь компресора; ПР – продувний ресивер; ПН – продувний насос; ХІ та ХІІ – холодильники

Формулювання мети статті. Виявлення нових типів високоефективних теплосилових установок.

В нашій комбінованій теплосиловій установці проходить пряма передача енергії від поршнів ДВЗ до поршнів гідронасоса без перетворення прямолінійного зворотно-поступального руху поршнів в обертний рух колінчатого вала та втрати потужності на тертя кривошипно-шатунного механізму [5-6].

Вільнопоршневий двигун внутрішнього згоряння (ВПДВЗ) для гідравлічної передачі потужності немає кривошипно-шатунного механізму, але потребує вирішення задачі щодо синхронізації руху поршнів та системи пуску двигуна. Проблема створення системи пуску і системи синхронізації руху поршнів пояснює відсутність діючих конструкцій ВПДВЗ для безступеневої гідравлічної передачі потужності [7].

На рис.2 показано принципову схему вільнопоршневого двигуна внутрішнього згоряння з пусковим пристроєм та гідрооб'ємною передачею потужності [8]. Вільнопоршневий двигун внутрішнього згоряння із гідравлічним пусковим пристроєм має чотири циліндри 1, з впускними і випускними клапанами 2, форсунки 3, робочі поршні 4 зі штоками 5 і плунжерами 6, випускні і впускні гідравлічні клапани 7, циліндри синхронізації пускової системи 8 і 9, трубопроводи 13.

Пусковий пристрій вільнопоршневого двигуна внутрішнього згоряння складається із стартера 19 з пружною муфтою 18, зубчастої муфти 20, важеля з'єднання зубчастої муфти 17 з приводною шестернею 16, колінчастого вала 15, шестерні приводу 14 газорозподілу, механізмів та систем ВПДВЗ, поршнів 12, плунжерів 11 і гільз 10.

Пусковий пристрій вільнопоршневого двигуна внутрішнього згоряння працює так. При запуску ВПДВЗ включається стартер 19 і через пружну муфту 18 і зубчасту муфту 20 крутний момент передається до шестерні 16, яка приводить в рух колінчастий вал 15. Кривошипно-шатунний механізм пускового пристрою ВПДВЗ надає зворотно-поступального руху плунжерам 11 гільз 10. До гільз 10 пускового пристрою приєднані маслопроводи 21, через які тиск робочої рідини через вікна 22 передається в циліндри 9 і 8. В цих циліндрах 8 і 9 синхронно змінюється тиск, що забезпечує роботу вільнопоршневого ДВЗ.

Робочі поршні 4 синхронно працюють завдяки гідравлічному з'єднанню 23. Робота ВПДВЗ аналогічна роботі чотиритактного двигуна внутрішнього згоряння з відповідними механізмами і системами.

Двигун складається із чотирьох циліндрів – I, II, III, IV, в яких можуть здійснювати зворотно-поступальні рухи робочі поршні 4 з поршневими кільцями та штоками 5. На штоках закріплені плунжери 6 гідравлічного механізму синхронізації, які встановлені у циліндрах двосторонньої дії. Нижня порожнина механізму синхронізації маслопроводом 21 з'єднана з аналогічною порожниною попарноз'єднаних циліндрів (I з II та IV з III).

Верхня порожнина гідроциліндра механізму синхронізації по кільцевому простору між гільзою циліндра синхронізації та нижнім корпусом насоса, а потім пусковим маслопроводом, з'єднується з гіль-

зою 10 плунжера 11 кривошипно-шатунного механізму 15 приводу розподільного вала, вентилятора та інших допоміжних систем.

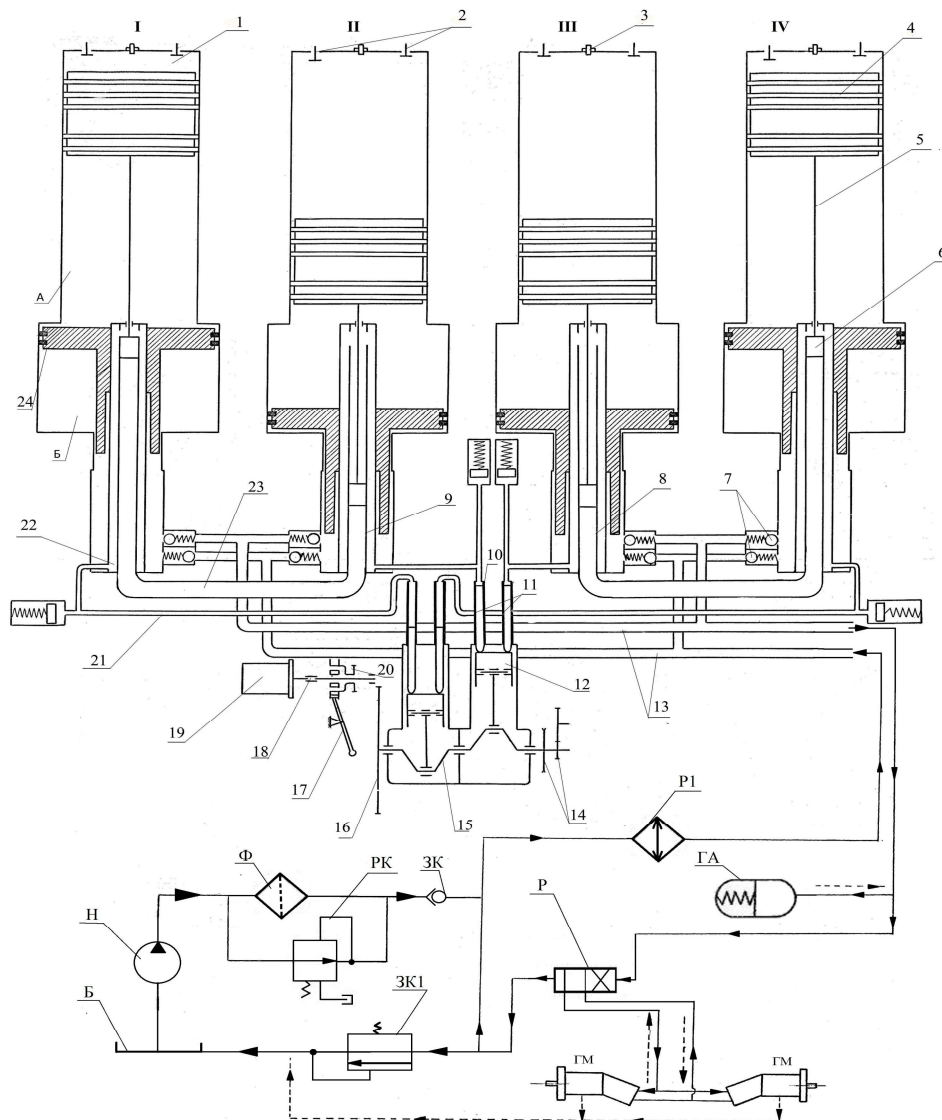


Рис.2. Вільнопоршневий двигун внутрішнього згоряння із гідравлічним пусковим пристроєм та гідравлічною передачею потужності: 1 - циліндри; 2 - впускні та випускні клапани; 3 - форсунки; 4 - робочі поршні; 5 - штоки; 6 - плунжери; 7 - випускні та впускні гідравлічні клапани; 8,9 - циліндри синхронізації пускової системи; 10 - гільзи; 11 - плунжери; 12 - поршні; 13 - трубопроводи; 14 - шестерні приводу газорозподілу механізмів та систем ВПДВЗ; 15 - колінчастий вал пускового пристрою; 16 - приводна шестерня; 17 - важіль з'єднання зубчастої муфти; 18 - пружна муфта; 19 - стартер; 20 - зубчаста муфта; 21 - маслопроводи; 22 - вікна системи синхронізації поршнів; 23 - гідравлічне з'єднання; 24 - поршень насоса; А, Б - об'єми газового приводу; Б - бак робочої рідини; Н - насос; Ф - фільтр; РК - редукційний клапан; ЗК1 - запобіжний клапан; ЗК - зворотний клапан; Р - розподілювач; P1 - радіатор; ГА - гідроаккумулятор; ГМ - гідромотор



Газовий поршень 4 при роботі двигуна гідронасоса здійснює зворотно-поступальний рух у циліндрі 1 та штоком 5 з'єднаний з плунжером 6 системи синхронізації.

Об'єм А, розташований у циліндрі між робочим поршнем 4 і поршнем 24, створює міжпоршневий простір газового приводу та служить для передачі зусиль від поршня 1 до газового поршня 24. Нижня частина поршня 24 служить гідронасосом, який через клапани 7 нагнітає робочу рідину до гідростатичної трансмісії енергетичного засобу. Хід газо-масляного поршня 24 залежить від тиску нагнітання робочої рідини.

Об'єм Б під газовим поршнем призначений для повернення газомасляного поршня 24 у початкове верхнє положення. При цьому об'єм, звільнений поршнем насоса, заповнюється робочою рідиною, що поступає з магістралі гідротрансмісії через впускні клапани 7.

Вільнопоршневий двигун-гідронасос (ВПДГН) має систему гідравлічних клапанів 7 та трубопроводи 13, які з'єднуються з основними та допоміжними агрегатами гідростатичної трансмісії мобільної машини (розподільувач, гідроаккумулятор, бак робочої рідини, насос, фільтр, радіатор, зворотний клапан, редукційний клапан, запобіжний клапан, гідромотори).

При переміщенні поршня 24 вниз об'єм робочої рідини через нагнітальні клапани 7 потрапляє до магістралі 13 високого тиску гідросистеми трансмісії та рухається до гідромоторів енергетичного засобу. Поєднання двигуна внутрішнього згоряння з поршневим масляним насосом в одній конструкції дає можливість створити новий тип мобільних машин з безступеневою гідростатичною передачею потужності. Вільнопоршневий двигун-гідронасос забезпечує гідростатичний привід трансмісії та ходової частини мобільних енергетичних засобів, а також гідропривід інших допоміжних вузлів та механізмів.

Висновки. Винаходи [7,8] уможливають створення нового типу мобільних машин з безступеневою гідравлічною трансмісією. Гідростатична передача на мобільних енергетичних засобах дає можливість відмовитися від таких агрегатів трансмісії як зчеплення, коробки передач, ведучих мостів, кінцевих передач, а також від різноманітних шарнірів та карданних валів. У якості енергетичної установки пропонується двигун з вільнорухомими поршнями, як більш економічний та менш металоємний у порівнянні з кривошипно-шатунними двигунами внутрішнього згоряння. Використання вільнопоршневих двигунів-гідронасосів у якості силових агрегатів енергетичних засобів (зернозбиральних комбайнів, тракторів, автомобілів та інших мобільних і стаціонарних енергоустановок) з безступеневими передачами дозволяє підвищити економічність, знизити металоємність цих засобів та забезпечити безшумність їх роботи без вібрації. Вільнопоршневий



двигун-гідронасос розроблений для безступеневої гідростатичної передачі потужності мобільних енергетичних засобів дає можливість створити високоефективну гідропередачу з автоматизованим регулюванням швидкості руху і тягового зусилля в широкому діапазоні в залежності від умов роботи енергетичного засобу.

Література

1. Автомобільні двигуни: підручник / Ф.І.Абрамчук, Ю.Ф.Гутаревич, К.Є.Долганов, І.І. Тимченко. -К.:Арістей, 2004.- 476с.
2. Комплексное решение проблем энергоэффективности и экологической безопасности двигателей.- Режим доступа: <http://www.ekip.pro/21/dvig.shtml>. - Загл. с экрана.
3. Жуков В. С. Газотурбинные установки со свободнопоршневыми генераторами газа в энергетике / В. С. Жуков.- М., 1971.
4. Головчук А. Ф. Вільнопоршневий двигун внутрішнього згорання. – Режим доступа: <http://golovchuk.com.ua/ua/inventions/vlnoporshnevij-dvigun-vnutrshnogo-zgoryannya.html>. - Загл. с экрана.
5. Головчук А.Ф. Вільнопоршневий двигун-гідронасос/А.Ф.Головчук //Двигатели внутреннего сгорания-2013,- №1-с.122-127
6. Головчук А.Ф. Гідростатична передача з вільнопоршневим двигуном-гідронасосом/ А.Ф.Головчук //Промислова гідравліка і пневматика-2013,-№2(40)-с.97-100
7. Пат. 97336 Україна, МПК F02B 71/00, F02N 7/00. Вільнопоршневий двигун внутрішнього згорання / Головчук А.Ф. (Україна) ; заявник та патентовласник Уманський національний університет садівництва.- № а 2011 05183 ; заявл. 26.04.2011 ; опубл. 25.01.12, Бюл. №2.-2с.
8. Патент на корисну модель №92483 МПК F02B71/00 Вільнопоршневий двигун-гідронасос/Головчук А.Ф.(Україна);Заявник та патентовласник Головчук Андрій Федорович-№ u2013 13952; заявл. 02.12.2013 ; опубл. 26.08.2014 , Бюл. №16-Зс.

СВОБОДНОПОРШНЕВОЙ ДВИГАТЕЛЬ-ГИДРОНАСОС ДЛЯ ГИДРООБЪЕМНОЙ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ТРАНСПОРТНЫХ И МОБИЛЬНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

А.Ф. Головчук

Аннотация - повседневно увеличивается количество техники с широким внедрением гидропривода во всех отраслях машиностроения. Выходя из государственных программ создания более экономических и менее металлоемких машин, появилась возмож-



ность и необходимость в создании нового типа мобильных машин с бесступенчатой гидравлической трансмиссией. В качестве двигателя мы предлагаем использовать двигатель со свободнопоршневыми поршнями, как более экономический и менее металлоемкий в сравнении с кривошипно-шатунными двигателями внутреннего сгорания. Использование свободнопоршневых двигателей гидронасосов в качестве силовых агрегатов энергетических средств (тепловозов, комбайнов, тракторов, автомобилей и других мобильных и стационарных энергоустановок) с бесступенчатыми гидростатическими передачами позволяет повысить экономичность и снизить металлоемкость этих средств. Свободнопоршневые двигатели пока еще используются только как генераторы газов и дизель-компрессоры, а гидрообъемная передача сегодня komponується с обычным тепловым двигателем, который приводит гидронасосы. Использование свободнопоршневого двигателя дает возможность создать высокоэффективную гидropередачу с автоматизированным регулированием силы тяги и скорости в зависимости от условий работы энергетического средства.

FREE-PISTON ENGINE-AND-HYDRAULIC PUMP

A. Golovchuk

Summary

There is currently ever-growing range of products with extensive adoption of hydraulics in all engineering industries. Government programs concerning the development of more cost-effective and less metal-intensive machines enable and necessitate creation of a new type of mobile vehicles with the continuously variable hydraulic transmission. We suggested the use of engine of the free-piston type, since it is more cost-effective and less metal-intensive as compared with the internal combustion engines of crank type. The use of free-piston engines-and-hydraulic pumps as power-transmission plants of power vehicles (diesel locomotives, combine harvester, tractors, cars and other mobile and stationary power installations) with the continuously variable transmissions allows cost effectiveness improvement and reduction in metal consumption of these vehicles. For the time being, free-piston engines are only used as gas generators and diesel-compressors, and the hydrostatic transmission is currently combined with the conventional heat engine which driven the hydraulic pumps. The use of the free-piston engine enables creation of high-efficiency hydraulic transmission with the traction power and speed self-adjustment in accordance with the power vehicle operation conditions.



УДК 631.11

МЕТОД АНАЛІЗУ ІЄРАРХІЙ У ВИЗНАЧЕННІ ПРІОРИТЕТНИХ НАПРЯМІВ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ЗЕМЛЕРОБСТВА

Дідур В. А., д.т.н.,

Грицаєнко І. М.,

Грицаєнко Г. І., к.е.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. 096-1191911, e-mail: tsau@ukr.net

Анотація – розглянуті головні фактори інтенсифікації землеробства, на основі методу аналізу ієрархій визначені її пріоритетні напрями, проаналізовано зміну рівня інтенсивності землеробства України за роками, зроблені пропозиції щодо розвитку механізації.

Ключові слова: інтенсифікація землеробства, рівень інтенсивності, механізація, метод аналізу ієрархій.

Постановка проблеми. На сучасному етапі визначального характеру набуває інтенсифікація сільського господарства, яка є основою для подолання кризових явищ в аграрній сфері, розвитку ринкових відносин, забезпечення продовольчої безпеки країни.

Створення розвинутого високоефективного аграрного виробництва вимагає відповідного рівня інтенсивності, який є наслідком адекватного розвитку матеріально-технічної бази.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблеми інтенсифікації сільськогосподарського виробництва завжди знаходилися в центрі уваги вітчизняних науковців: В.Г. Андрійчука, П.І. Гайдучького, В.Я. Месель-Веселяка, П.Т. Саблука, В.М. Трегобчука, В.С. Шебана, О.Г. Шпикуляка та інших. Проте, незважаючи на високий науковий рівень робіт, окремі аспекти цієї багатогранної проблеми залишаються недостатньо опрацьованими.

Формулювання цілей статті. Здійснити аналіз сучасного стану рівня інтенсивності землеробства в Україні та визначити його пріоритетні напрями на основі методу аналізу ієрархій.

Виклад основного матеріалу. Розв'язання економічних, соціальних та екологічних проблем країни залежить від формування й реалізації ефективної аграрної політики, визначальним чинником якої є ін-

тенсифікація сільського господарства – збільшення кількості якісної продукції за рахунок концентрації додаткових вкладень на одиницю земельної площі або голову худоби.

Головними напрямками здійснення інтенсифікації землеробства є всебічна механізація, хімізація, меліорація, а також наукова діяльність як основа інноваційного розвитку. В табл. 1 наведені показники, що характеризують рівень інтенсивності землеробства в Україні за 2012-2014 рр. Середньорічний темп росту розраховується за формулою

$$\bar{T} = \sqrt[n]{K_1 \times K_2 \times \dots \times K_{n-1}} \times 100\%, \quad (1)$$

де K_i – ланцюговий темп росту ($K_i = \frac{y_i}{y_{i-1}}$);

y_i – значення i -го рівня динамічного ряду ($i = \{1, \dots, n\}$);

$\dots n$ – тривалість періоду, що досліджується, років.

Як свідчить аналіз, в розрахунку на 100 га посівної площі енергетичні потужності в цілому та потужності двигунів тракторів в Україні за 2012-2014 рр. мали тенденцію до скорочення, внесення мінеральних добрив на 1 га посівів поступово збільшувалось, органічних – залишалося на незмінно низькому рівні. Фінансування витрат на виконання наукових та науково-технічних робіт в сільському господарстві за три роки щорічно скорочувалось на 23,5%.

Показники, які використані для оцінки рівня інтенсивності землеробства в Україні, мають різноспрямовані вектори розвитку, за якими складно зробити його інтегральну оцінку. Крім цього, недостатнє фінансування інтенсифікації сільськогосподарського виробництва зумовлює суттєві проблеми в її ресурсному забезпеченні, тому актуальною стає задача визначення оцінок рейтингу факторів інтенсифікації з метою використання цих оцінок для рекомендацій з оптимального розподілу коштів.

Для розв'язання задачі, що розглядається, використано метод аналізу ієрархій (МАІ).

Відповідно до [7] МАІ складається із трьох етапів:

- побудова ієрархічної моделі порівнювання елементів (ознак) задачі;
- формування матриць попарних порівнювань елементів кожного рівня ієрархії та визначення їх локальних вагових коефіцієнтів;
- визначення глобальних вагових коефіцієнтів та вибір найкращого варіанта рішення.

Для побудови ієрархічної моделі скористаємося даними табл. 2, яка містить перелік показників рівня інтенсивності землеробства, а також фактори інтенсифікації, які повністю або частково впливають на неї.

Таблиця 1 - Динаміка показників рівня інтенсивності землеробства в Україні*

Показник	2012	2013**	2014**	Середньорічний темп росту, %***
Механізація				
Потужність двигунів тракторів у розрахунку на 100 га посівної площі, кВт	46,6	46,8	43,4	96,6
Енергетичні потужності в розрахунку на 100 га посівної площі, кВт	213	218	208	98,8
Хімізація				
Внесення мінеральних добрив на 1 га посівних площ, кг поживних речовин	72	79	82	106,7
Внесення органічних добрив на 1 га посівних площ, т	0,5	0,5	0,5	100,0
Меліорація				
% зрошуваних посівних площ	1,23	1,04	1,07	x
% осушених посівних площ	2,52	2,66	2,69	x
Наукова діяльність				
Фінансування витрат на виконання наукових та науково-технічних робіт в сільському господарстві в розрахунку на 100 га посівних площ, тис. грн.	951,05	847,12	557,01	76,5

* розраховано за даними Державної служби статистики України

** інформацію наведено без урахування тимчасово окупованої території Автономної Республіки Крим, м. Севастополя та частини зони проведення антитерористичної операції

*** розраховано за формулою (1)

На 1-му рівні визначимо мету аналізу ієрархій – інтегральну оцінку рівня інтенсивності землеробства в Україні (рис. 1).

Досягнення цієї мети обумовлюється важливістю виконання таких загальних завдань (елементів 2-го рівня): механізації, хімізації, меліорації, а також інноваційної діяльності.

Часткові показники рівня інтенсивності землеробства доцільно розглядати як елементи 3-го рівня ієрархії, а роки, за якими визначається інтегральна оцінка рівня інтенсивності землеробства, утворю-

ють елементи 4-го рівня ієрархії. Звертаємо увагу на те, що кількість елементів кожного рівня ієрархії не перебільшує дев'яти, що відповідає рекомендаціям [7].

Для отримання достовірних результатів була сформована група експертів, яка визначила оцінки пріоритетності за 9-бальною шкалою (табл. 3).

У табл. 4 наведена матриця попарних порівнювань і вагові коефіцієнти для елементів 2-го рівня ієрархії, у табл. 5 – матриця попарних порівнювань та локальні вагові коефіцієнти елементів 3-го рівня, а в табл. 6 – відповідна матриця елементів 4-го рівня ієрархії.

Таблиця 2 - Вихідна інформація для побудови ієрархічної моделі рівня інтенсивності землеробства*

Фактор / Показник	Рівень ієрархії	Умовна позначка
Рівень інтенсивності землеробства	1	1
Механізація	2	1.1
Потужність двигунів тракторів у розрахунку на 100 га посівної площі, кВт	3	1.1.1
Енергетичні потужності в розрахунку на 100 га посівної площі, кВт	3	1.1.2
Хімізація	2	1.2
Внесення мінеральних добрив на 1 га посівних площ, кг поживних речовин	3	1.2.1
Внесення органічних добрив на 1 га посівних площ, т	3	1.2.2
Меліорація	2	1.3
% зрошуваних посівних площ	3	1.3.1
% осушених посівних площ	3	1.3.2
Наукова діяльність	2	1.4
Фінансування витрат на виконання наукових та науково-технічних робіт в сільському господарстві, лісовому господарстві та рибному господарстві в розрахунку на 100 га посівних площ, тис. грн.	3	1.4.1
Роки для порівняння рівнів інтенсифікації рослинництва	4	
2012	4	2012
2013	4	2013
2014	4	2014

*складено на основі власних досліджень

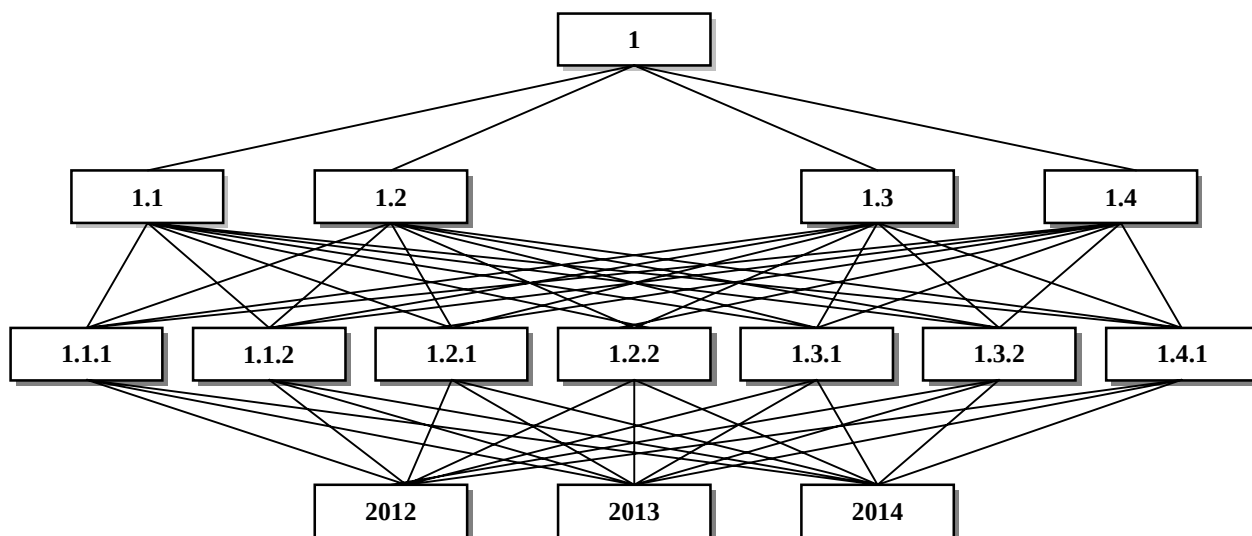


Рис. 1. Ієрархія для визначення інтегральної оцінки рівня інтенсивності землеробства за 2012-2014 рр. (складено на основі досліджень)

Таблиця 3 - Опис шкали інтенсивності елементів ієрархії*

Ступінь важливості	Визначення	Пояснення
1	Однакова значимість	Дві дії вносять однаковий вклад в досягнення цілі
3	Деяка перевага значимості однієї дії перед іншою (слабка значимість)	Досвід і розмірковування дають легку перевагу одній дії перед іншою
5	Суттєва чи сильна значимість	Досвід і розмірковування дають сильну перевагу одній дії над іншою
7	Дуже сильна чи очевидна значимість	Перевага однієї дії над іншою дуже сильна
9	Абсолютна значимість	Свідчення на користь переваги однієї дії над іншою у вищій мірі
2, 4, 6, 8	Проміжні значення	Ситуація для компромісного вирішення
Зворотні величини	Якщо при порівнянні об'єкта і з j відповідає обране число, то об'єкту j при порівнянні з і відповідає зворотне значення	Обґрунтоване твердження

*складено на основі [7]

Після визначення оцінок обраних факторів складається матриця вагових суджень:

$$A = \begin{bmatrix} 1 & a_{1,2} & \cdots & a_{1,n} \\ \frac{1}{a_{1,2}} & 1 & \cdots & a_{2,n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{1}{a_{1,n}} & \frac{1}{a_{2,n}} & \cdots & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

де $a_{1,2}, a_{1,3} \dots a_{i,n}$ – обрані оцінки пріоритетів.

Координати векторів пріоритетів k_i визначаються за формулами:

$$\begin{aligned} k_1 &= \sqrt[n]{1 \times a_{1,2} \times \cdots \times a_{1,n}}, \\ k_2 &= \sqrt[n]{\frac{1}{a_{1,2}} \times 1 \times \cdots \times a_{2,n}}, \\ k_n &= \sqrt[n]{\frac{1}{a_{1,2}} \times \frac{1}{a_{2,n}} \times \cdots \times 1}, \end{aligned} \quad (3)$$

де n – порядок матриці вагових суджень.

Нормування векторів пріоритетів здійснюється наступним чином:

$$\begin{aligned} x_1 &= \frac{k_1}{k_1 + k_2 + \cdots + k_n}, \\ x_2 &= \frac{k_2}{k_1 + k_2 + \cdots + k_n}, \\ x_n &= \frac{k_n}{k_1 + k_2 + \cdots + k_n}. \end{aligned} \quad (4)$$

Матриця нормованих пріоритетів має вигляд:

$$B = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} \quad (5)$$

Для кожного обраного критерію знаходяться вектори важливості суджень за формулою:

$$W_i = \frac{A \times B}{\lambda_{\max}}, \quad (6)$$

де $\lambda_{\max}$ – максимальне власне значення матриці.

Максимальне власне значення матриці визначається наступним чином:

$$\lambda_{\max} = R_1 \sum_{i=1}^n a_{i1} + R_2 \sum_{i=1}^n a_{i2} + \dots + R_n \sum_{i=1}^n a_{in},$$

$$R = \sqrt[n]{\prod_{j=1}^n a_{ij}} \times \left(\sum_{i=1}^n \sqrt[n]{\prod_{j=1}^n a_{ij}} \right) \quad (7)$$

де $\lambda_{\max}$ – максимальне власне значення матриці;

R – відношення переваги суджень;

i – індекс рядка матриці A ;

j – індекс стовпчика матриці A ;

a_{ij} – експертні оцінки.

В матрицях попарних порівнянь досягалися необхідні рівні узгодженості даних. Індекс узгодженості (CI) визначався за формулою:

$$CI = \frac{\lambda_{\max} - n}{n - 1}, \quad (8)$$

де n – кількість стовпців та рядків матриці.

Відношення узгодженості (CR) визначалося за формулою:

$$CR = \frac{CI}{CIS}, \quad (9)$$

де CIS – середнє значення індексу узгодженості як випадкової величини, яка отримана експериментально в результаті обробки великої кількості матриць парних порівнянь, які були згенерованими випадково.

Таблиця 4 - Матриця попарних порівнювань і векторів пріоритетів для елементів 2-го рівня ієрархії

	1.1	1.2	1.3	1.4	Локальний вектор пріоритетів W_i
1.1	1	5	3	5	0,5608
1.2	1/5	1	1/3	1/3	0,0735
1.3	1/3	3	1	1/3	0,1448
1.4	1/5	3	3	1	0,2207
$\lambda_{\max} = 4,3446$; $CI = 0,1148$; $CR = 0,1276$					

Якщо розглядати вектори пріоритетів, які були отримані в ході аналізу матриці попарних порівнювань векторів пріоритетів для елементів 2-го рівня ієрархії (головних факторів інтенсифікації землероб-

ства), можна зробити висновок про те, що експерти надали перевагу фінансуванню механізації (локальний вектор пріоритетів дорівнює 0,5608). В табл. 5 наведена матриця попарних порівнювань та векторів пріоритетів елементів 3-го рівня ієрархії відносно механізації землеробства (об'єкт 1.1 ієрархічної моделі).

За розрахунками найбільш вагомим виявився об'єкт 1.1.2 – енергетичні потужності в розрахунку на 100 га посівної площі, кВт (локальний вектор пріоритетів 0,4309). Аналогічних матриць було побудовано чотири – по матриці на кожний об'єкт другого рівня ієрархії.

В табл. 6 наведена матриця попарних порівнювань та векторів пріоритетів елементів 4-го рівня ієрархії відносно об'єкту 1.1.1 (потужності двигунів тракторів у розрахунку на 100 га посівної площі, кВт).

Таблиця 5 - Матриця попарних порівнювань та векторів пріоритетів елементів 3-го рівня ієрархії відносно об'єкту 1.1

	1.1.1	1.1.2	1.2.1	1.2.2	1.3.1	1.3.2	1.4.1	Локальний вектор пріоритетів, W_i
1.1.1	1	1/5	9	9	7	7	5	0,2720
1.1.2	5	1	9	9	7	7	5	0,4309
1.2.1	1/9	1/9	1	1	1	1	1/5	0,0353
1.2.2	1/9	1/9	1	1	1/3	1/3	1/7	0,0245
1.3.1	17	1/7	1	3	1	1	1/7	0,0423
1.3.2	1/7	1/7	1	3	1	1	1/7	0,0423
1.4.1	1/5	1/5	5	7	7	7	1	0,1523
$\lambda_{\max} = 7,8099$; $CI = 0,1349$; $CR = 0,1022$								

Таблиця 6 - Матриця попарних порівнювань та векторів пріоритетів елементів 4-го рівня ієрархії відносно об'єкту 1.1.1

	2012	2013	2014	Локальний вектор пріоритетів W_i
2012	1	1/3	3	0,2808
2013	3	1	3	0,5841
2014	1/3	1/3	1	0,1350
$\lambda_{\max} = 3,1356$; $CI = 0,0678$; $CR = 0,1169$				

Відносно об'єкту 1.1.1 найкращим був 2013 р. – локальний вектор пріоритетів набув найвищого значення 0,5841.

За даним рівнем ієрархічної моделі складено 7 аналогічних матриць.

Для виконання ієрархічного синтезу використаємо формулу:

$$W' = \sum_{i=1}^n W_{ji} \times W_i, \quad (10)$$

де W' – глобальний вектор пріоритету кожної альтернативи;
 W_{ij} – локальний пріоритет j -ої альтернативи по i -ому критерію,
 W_i – локальний пріоритет i -ого критерію.

Підсумки аналізу ієрархій наведено в табл. 7.

Таблиця 7 - Підсумок аналізу ієрархій щодо інтегральної оцінки рівня інтенсивності землеробства

Альтернатива (рік)	Глобальний вектор пріоритетів кожної альтернативи W'
2012	0,3761
2013	0,4290
2014	0,1947

Дані табл. 7 дозволяють зробити загальний висновок про те, що за глобальним вектором пріоритетів найвищий рівень інтенсивності землеробства за 2012-2014 рр. був досягнутий у 2013 р. (глобальний вектор пріоритетів 0,4290), найнижчий – в 2014 р. (глобальний вектор пріоритетів 0,1947). При цьому найбільш важливим напрямом інтенсифікації землеробства визначено механізацію (локальний вектор пріоритетів 0,5608), що свідчить про пріоритетність завдань, пов'язаних з забезпеченням сільгоспвиробників сучасною технікою.

Нажаль, показники виробництва в Україні продукції машинобудування для сільського господарства недостатні (табл. 8).

Таблиця 8 - Динаміка виробництва в Україні продукції машинобудування для сільського господарства, шт.*

Показники	2010	2011	2012	2013**	2014**	Середньорічний темп росту, %***
Трактори всіх марок	5189	6847	5280	4267	4088	94,2
Плуги відвальні	4684	3629	13109	2371	1967	80,5
Сівалки	2805	4939	2721	3589	2977	101,5
Косарки	1842	2264	2792	2659	2873	111,8
Машини для внесення добрив	885	504	390	477	635	92,0

* розраховано за даними Державної служби статистики України

** інформацію наведено без урахування тимчасово окупованої території Автономної Республіки Крим, м. Севастополя та частини зони проведення антитерористичної операції

*** розраховано за формулою (1)

Так, за період 2010-2014 рр. власне виробництво тракторів всіх марок щорічно зменшувалось в середньому на 5,8%, плугів відвальних – відповідно на 19,5%, машин для внесення добрив – відповідно на 8,0%. Хоча кількість сівалок та косарок, вироблених в Україні, поступово збільшувалась (відповідно в середньому щорічно на 1,5% та 11,8%), їхні кількість та якість залишаються недостатніми.

Аналіз динаміки купівлі аграріями нової сільськогосподарської техніки та вантажних автомобілів підтверджує висновки про негативні тенденції щодо оновлення матеріально-технічної бази (табл. 9).

Таблиця 9 - Динаміка купівлі сільськогосподарськими підприємствами України нової сільськогосподарської техніки та вантажних автомобілів, шт.*

Показники	2010	2011	2012	2013**	2014**	Середньорічний темп росту, %***
Трактори всіх видів	2931	2983	3010	2788	1822	88,8
Плуги відвальні	1076	1057	992	1111	804	93,0
Культиватори	2015	2093	1890	1699	1396	91,2
Борони дискові	1579	1468	1048	1627	1366	96,4
Сівалки	2215	2283	2460	1776	1552	91,5
Машини для внесення добрив	951	835	770	854	632	90,3
Комбайни зернозбиральні	767	804	541	524	336	81,4
Автомобілі вантажні	442	610	463	390	288	89,8

* розраховано за даними форми №50-сг «Основні економічні показники роботи сільськогосподарських підприємств»

** інформацію наведено без урахування тимчасово окупованої території Автономної Республіки Крим, м. Севастополя та частини зони проведення антитерористичної операції

*** розраховано за формулою (1)

За 2010-2014 рр. купівля сільськогосподарськими підприємствами України тракторів всіх видів скорочувалась щорічно в середньому на 11,2%, комбайнів зернозбиральних – на 18,6%, автомобілів вантажних – відповідно на 10,2%. Зазнало скорочення придбання нових сільськогосподарських машин – відповідно плугів відвальних – на 7,0%, культиваторів – на 8,8%, борін дискових – на 3,6%, сівалок – на 8,5%, машин для внесення добрив – на 9,7%.

За розрахунками [8], парк тракторів сьогодні складає 45% від потреби сільського господарства, зернозбиральних комбайнів – 48%, кормозбиральних комбайнів – 75%, косарок – 66%, преспідбірників – 85%, жаток – 46%, плугів – 37%, сівалок – 66%. За іншими видами техніки ступінь забезпеченості потреб коливається у межах від 35 до 60%. Крім цього, середній показник зносу техніки у вітчизняному сільському господарстві складає 70%, в тому числі тракторів 78%, комбайнів – 71%.

Кризовий стан оновлення техніки в сільському господарстві є наслідком суттєвого зниження платоспроможного попиту сільгоспвиробників, зменшення інвестицій в аграрне виробництво, відсутності дієвої інноваційної політики держави у вирішенні питань розвитку механізації землеробства. Вважаємо, що для подолання зазначених проблем необхідне системне наукове обґрунтування розвитку механізації землеробства на основі інноваційної діяльності.

Висновки. Таким чином, на основі застосування методу аналізу ієрархій був зроблений висновок про пріоритетність механізації серед інших факторів інтенсифікації землеробства. Вважаємо, що застосування цього методу дозволить порівнювати рівні інтенсивності землеробства в різних регіонах країни, визначати пріоритетні напрямки фінансування інтенсифікації, обирати кращі інвестиційні та інноваційні проекти тощо.

Аналіз виробництва вітчизняної техніки для сільгоспвиробників, а також темпів її оновлення в сільськогосподарських підприємствах свідчить про тривале кризове становище, вихід з якого потребує системного наукового обґрунтування, що обумовлює перспективи подальших досліджень цього питання.

Література

1. Булгаков В.М. Стан та перспективи розвитку механізації сільського господарства / В.М. Булгаков, В.О. Дубровін, М.І. Черновол // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – 2011. – Вип. 41(1). – С. 30-46.
2. Веремейчик В.П. Трансферна політика в галузі засобів механізації сільського господарства / В.П. Веремейчик, Л.І. Шаповал // Механізація і електрифікація сільського господарства. – 2012. – Вип. 96. – С. 686-694.
3. Кувачов В.П. Електрифікований агромодуль – ефективне рішення проблем механізації рослинництва / В.П. Кувачов, Ю.М. Куценко, О.В. Ковальов, Є.І. Ігнат'єв // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2012. – Вип. 12, т. 2. – С. 86-92.
4. Кудашев С.М. Шляхи інтенсифікації процесів виробництва, зберігання і переробки сільськогосподарської сировини / С.М. Кудашев,



- С.Л. Колесніченко* // Зернові продукти і комбікорми. – 2011. – № 1. – С. 16-18.
5. *Олійник В.О.* Основні недоліки ринкового механізму і способи їх усунення при формуванні економічного механізму інтенсифікації сільськогосподарського виробництва на інноваційній основі / *В.О. Олійник* // Науковий вісник Полтавського університету економіки і торгівлі. Сер. : Економічні науки. – 2012. – № 2. – С. 20-23.
 6. *Попович О.М.* Сучасний стан механізації в технологіях точного землеробства та принципи керування змінними нормами внесення технологічних матеріалів / *О.М. Попович* // Механізація і електрифікація сільського господарства. – 2012. – Вип. 96. – С. 212-220.
 7. *Саати Т.* Принятие решений. Метод анализа иерархий [Текст] : пер. с англ. Р. Г. Вачнадзе / *Т. Саати* – М. : Радио и связь, 1993. – 278 с.
 8. *Скоцик В.Є.* Проблеми відтворення технічних засобів, як основи інтенсифікації виробництва сільськогосподарської продукції / *В.Є. Скоцик* // Сталий розвиток економіки. – 2013. – № 4. – С. 229-233.
 9. *Шаповал Л.І.* Забезпечення конкурентоспроможності інноваційних засобів механізації сільського господарства на етапах їх створення / *Л.І. Шаповал* // Механізація і електрифікація сільського господарства. – 2011. – Вип. 95. – С. 440-446.
 10. *Эйтингон В. Н.* Методы организации экспертизы и обработки экспертных оценок в менеджменте / *В.Н. Эйтингон, М.А. Кравец, Н.П. Панкратова.* – Воронеж : ВГУ, 2004. – 44 с.
 11. *Ясіновська І.* Особливості та проблеми інтенсифікації виробництва продукції сільського господарства / *І. Ясіновська* // Вісник Львівського національного аграрного університету. Сер : Економіка АПК. – 2013. – № 20(1). – С. 83-88.



МЕТОД АНАЛИЗА ИЕРАРХИЙ В ОПРЕДЕЛЕНИИ ПРИОРИТЕТНЫХ НАПРАВЛЕНИЙ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ЗЕМЛЕДЕЛИЯ

В.А. Дидур, И.Н. Грицаенко, Г.И. Грицаенко

Аннотация - рассмотрены главные факторы интенсификации земледелия, на основе метода анализа иерархий определены ее приоритетные направления, проанализированы изменения уровня интенсивности земледелия Украины по годам, сделаны предложения по развитию механизации.

THE ANALYTIC HIERARCHY PROCESS IN IDENTIFYING PRIORITIES FOR INTENSIVE AGRICULTURE

V. Didur, I. Gritsaenko, G. Gritsaenko

Summary

It is considered the main factors of intensification of agriculture, based on the method of analysis of hierarchies defined its priorities, to analyze changes in the level of intensity of agriculture in Ukraine over the years, made proposals for the development of mechanization



УДК 631.53.027.3

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ СВОЙСТВ ДРАЖИРОВАННЫХ СЕМЯН В ПОЧВЕ

Кушнарев А. С., д.т.н.,

Сербий Е. К., к.т.н.

УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого

Тел. 066-79-50-135

Аннотация - в статье изложена методика и результаты экспериментальных исследований по определению прочности дражированных семян при переменных количественном составе, влажности и диаметре драже. Для развития ранее разработанной теоретически-эмпирической дискретной модели (экспериментально-теоретической) дражированного семени предложена методика прочностного анализа этой модели, сущность которого заключается в виртуальном ее деформировании и регистрации возникающих при этом реакций. С целью установить адекватность разработанной теоретически-эмпирической дискретной модели реализованы вычислительные эксперименты, по планам аналогичным натурных экспериментальных исследований. Доказательство адекватности разработанной теоретически-эмпирической дискретной модели позволило выполнить численные эксперименты для моделирования динамики свойств дражированных семян в почве, в результате которых получены зависимости изменения влажности, плотности и прочности драже в почве с заданным количеством продуктивной влаги. Серия вычислительных экспериментов вместе с процедурой поиска оптимального решения позволит обосновать рациональные количественные составы композиций дражированных семян для разных природно-технологических условий.

Ключевые слова: дражированные семена, моделирование, вычислительный эксперимент, прочность, влажность, плотность, почва.

Постановка проблемы. В овощеводстве, как одной из наиболее прогнозируемых и рентабельных отраслей растениеводства, наибольшим образом используются передовые научно-технические достиже-

ния из областей прецизионного земледелия, генной инженерии, эффективного использования микро- и макроудобрений, биологически активных микроорганизмов, ирригационных систем для наиболее полного использования растениями влаги, а также современные и высокоэффективные мероприятия предпосевной обработки семенного материала для достижения максимальной и дружной полевой всхожести. Так, рациональное комплексное использование новейших технологий при выращивании томатов позволяет достичь урожайности до 200 т/га на капельном орошении в открытом грунте и 55...60 кг/м² в теплицах [1, 24, 25].

В части предпосевной обработки и создания качественного семенного материала широкое распространение получила технология дражирования семян. Эта технология при правильной ее реализации обеспечивает неоспоримые технические, технологические, биологические, экологические и экономические преимущества [2]. Одними из ключевых физико-механических свойств дражированных семян является их прочность (в сухом состоянии $F_{max} \approx 50$ Н), плотность и влажность (гр/см³ и $Q_v \approx 20...30\%$ во влажном состоянии) как наиболее используемые в агрономических исследованиях величины, а также способность быстро впитывать (время достижения оптимальной влажности в почве не более 24 часов) и удерживать почвенную влагу в доступной для семян капиллярной форме [22].

Обзор сделанных исследований. В работах [3, 4] предложен качественный состав композиции для дражирования семян, базовыми компонентами которой являются песок – как наполнитель формирует пористую среду для удержания капиллярной влаги, а также бентонит и гумат, как физико-химические активные вещества, для связывания отдельных зерен песка и обеспечения целостности и прочности драже.

Дражированные семена целесообразно использовать в различных агротехнологиях выращивания в разных грунтово-климатических условиях (в грунте с различным количеством продуктивной влаги W_D) – с использованием капельного орошения, без орошения на богарных полях, в теплицах, в условиях недостаточной или избыточной влажности, с применением праймированных или пророщенных семян и многих других. Это обуславливает необходимость обоснования специфических по количественному составу композиций для дражирования семян и адаптированных под конкретные природно-технологические условия.

Существует два основных пути к познанию природы и свойств дражированных семян с целью реализации задачи обоснования количественного состава композиций для их производства: эмпирический и теоретический. Экспериментальные исследования позволяют получить результаты максимально близкие к натуральным, однако при



этом не выявляется внутренняя природа дражированных семян и использование полученных моделей возможно лишь внутри границ экспериментальных исследований. Этим недостатком лишены теоретические методы, в которых экспериментальные исследования могут использоваться для уточнения значений свойств некоторых объектов, входящих в модель, и доказательства адекватности всей теоретической модели в целом.

По результатам ранее сделанных исследований разработана теоретически-эмпирическая дискретная модель (экспериментально-теоретическая) структуры дражированного семени [5, 23] и процесса его разрушения при деформировании [6]. В ней частицы песка смоделированы дискретными элементами (чисто математический объект), а бентонит и гумат – в виде потенциала их взаимодействия (свойства математического объекта получены экспериментальным путем). Потенциал взаимодействия зависит от количественного состава и влажности Q_v композиции для дражирования семян и на этапе формирования дискретной модели он определяет равновесное положение – расстояния между дискретными элементами 1 и 2, а на этапе нагрузки (деформирования) драже – силы взаимодействия дискретных элементов между собой при их взаимном перемещении [5, 6].

После проверки на адекватность данной теоретически-эмпирической дискретной модели, одним из направлений ее использования является моделирование поглощения почвенной влаги с установлением динамики свойств (прочности, влажности и плотности) дражированного семени с целью дальнейшего обоснования количественного состава композиции, в том числе для создания драже путем многослойного поликомпозиционного покрытия.

Отсутствие исследований в данном направлении по моделированию динамики свойств дражированных семян в почве подчеркивает актуальность исследований.

Цель статьи. Разработать методику теоретического моделирования динамики свойств дражированных семян в почве и проверить ее адекватность.

Методика и результаты экспериментальных исследований. С целью установить адекватность разработанной теоретически-эмпирической дискретной модели проведены натурные экспериментальные исследования по определению прочности дражированных семян (функция отклика) при переменном количественном составе, влажности и диаметре драже (управляющие факторы).

В качестве компонентов для драже использовано гумат «ROST-концентрат», разработанный НИИ почвоведения и агрохимии им. Соколовского, произведенный отечественным производителем из экологически чистого отечественного сырья – низинного торфа, бентонит –

залежей бентонитовой глины расположенных в Закарпатской области и песок ДСТУ Б В.2.7-131:2007 фракций 0,630, 0,315 и 0,200 мм.

При планировании экспериментальных исследований из всей совокупности факторов, влияющих на технико-технологические свойства драже, по данным априорной информации и предварительных теоретических исследований, выделены самые важные: относительное количество бентонита N_b , гумата N_g , фракция песка D_s , диаметр D_d и абсолютная влажность Q_v драже. Выбор уровней факторов и интервалов варьирования выполнен на основе теоретических обоснований, априорной информации, а также в результате предварительных экспериментальных исследований, (табл. 1).

Экспериментальные модельные образцы изготовлены на пресс-формах и обкатаны на абдукторе до шаровидной формы диаметрами D_d , 4,5...5,5 мм с шагом варьирования 0,5 мм при влажности композиций близкой к нижнему пределу пластичности – когда при дальнейшем уменьшении влажности смесь переходит из пластичного в твердое состояние.

С целью регулирования влажности модельных образцов их подсушивали в низкотемпературной лабораторной печи SNOL 67/350, диапазон рабочих температур которой находится в пределах 60...350°C, а погрешность измерений составляет $\pm 2^\circ\text{C}$ или насыщали в эксикаторе [7] модели 2atu gepruft (производства Германии) и абсолютную влажность драже Q_v определяли по методике [8].

Таблица 1 – Уровни варьирования факторами композиций для дражирования

Уровень и интервал варьирования факторами	Факторы			
	N_b , %	N_g , %	D_d , мм	Q_v , %
Верхний уровень (+)	30	10	5,5	10
Основной уровень (0)	20	7	5,0	5
Нижний уровень (-)	10	4	4,5	0
Интервал варьирования	10	3	0,5	5

Массовые характеристики определены электронными лабораторными весами ОНАУС RV313 (класс точности ГОСТ 24104-01) с точностью до 0,002гр, размерные характеристики установлено штангенциркулем ШЦ-I-150-0,1 по ГОСТ 8.050-73 с точностью до 0,1 мм.

Для уменьшения количества опытов при проведении экспериментальных исследований реализованы два неполнофакторных ортогональных некомпозиционных почти ротатабельных трехуровневых плана по матрице Бокса-Бенкина: четырехфакторный (29 опытов) и трехфакторный (15 опытов) [9]. Эксперимент на каждом уровне факторов проведено в 5-кратной повторности [10, 11]. Целью четырехфакторного плана является получение зависимости прочности драже

F_{gbdv} от относительного количества бентонита N_b , гумата N_g , диаметра D_d и абсолютной влажности Q_v драже:

$$F_{gbdv} = f(N_b, N_g, D_d, Q_v).$$

Целью трехфакторного плана является получение зависимости прочности драже F_{dsv} от фракции песка D_s , диаметра D_d и абсолютной влажности Q_v драже: $F_{dsv} = f(D_s, D_d, Q_v)$.

Сущность экспериментальных исследований состоит в сдавливании модельных образцов до момента их разрушения с регистрацией во времени приложенного усилия F . Экспериментальные исследования проведены при постоянных значениях внешних параметров: температура окружающей среды и образцов $23 \pm 2^\circ\text{C}$, скорость деформации $0,0017 \text{ м/с}$ [12].

Для проведения лабораторных исследований изготовлена платформа с тензозвеном, которое регистрирует усилия нагрузки модельных образцов (рис. 1).

Рабочими элементами измерительного устройства является тензозвено, которое двухшарнирно закреплено на его раме и имеет платформу для установки модельного образца.

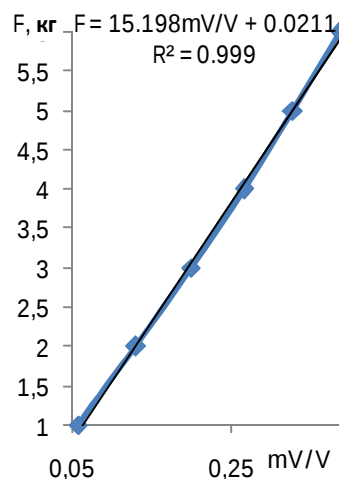
Для передачи данных с тензозвена на компьютер использован 4-канальный аналогово-цифровой преобразователь Spider-8 фирмы НВМ (рис. 1), который определяет соотношение падения mV напряжения на тензомосте к входящему mV напряжению- mV/V . С целью сопоставления mV/V с усилием проведено тарирование тензозвена (рис. 1, в) и получены функциональные зависимости по методике [13, 14].



а)



б)



в)

Рис. 1. Лабораторная установка для определения прочности драже: а - АЦП, б - тензозвено, в - результаты тарирования тензозвена

При тарировании нагрузки тензозвена осуществляли эталонными гирями по 1 кг. При аппроксимации данных тарировки полиномом 1 степени получили коэффициент регрессии 99,9%, значит зависимость нагрузки от mV/V является линейной с высокой степенью точности.

В комбинации изготовленного тензозвена и использованного АЦП значения показателя mV/V оказались устойчивыми во времени по отношению к внутренним и внешним электромагнитным помехам с точностью до 10^{-4} . Таким образом, при погрешности АЦП $\Delta mV/V = 0.0002$ имеем абсолютную погрешность измерения нагрузки тензозвена – 24 гр., что при нагрузке модельного образца 1 кг дает относительную погрешность 2,4%.

Данные этих экспериментальных исследований по неполнофакторным планам использованы при определении адекватности теоретически-эмпирической модели дражированного семени, а также в результате обработки данных четырехфакторного эксперимента получена зависимость прочности драже от содержания бентонита, гумата, влажности и диаметра драже в виде полинома (рис.2):

$$F_{gbdv} = 15.65 - 2.08 \cdot N_g + 0.56 \cdot N_b + 7.00 \cdot D_d + 0.32 \cdot Q_v + 0.04 \cdot N_g \cdot N_b + 0.28 \cdot N_g \cdot D_d - 0.06 \cdot N_g \cdot Q_v + 0.07 \cdot N_b \cdot D_d - 0.07 \cdot N_b \cdot Q_v - 0.24 \cdot D_d \cdot Q_v + 0.04 \cdot N_g^2 - 0.01 \cdot N_b^2 - 0.79 \cdot D_d^2 + 0.15 \cdot Q_v^2. \quad (1)$$

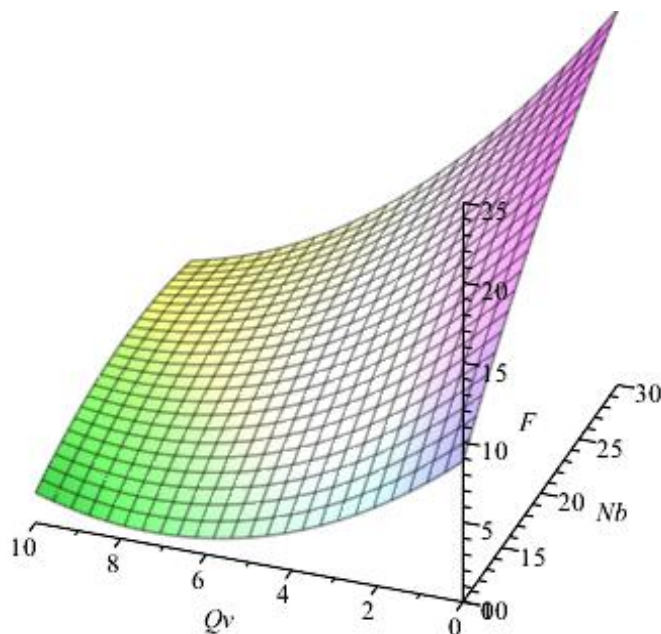


Рис. 2. Зависимость прочности драже от содержания бентонита, гумата, влажности и диаметра драже (при $N_g = 0.1$, $D_d = 5.5$ мм)

Методом статистической обработки данных трехфакторного эксперимента получена зависимость прочности драже от фракции песка, влажности и диаметра драже в виде полинома (рис. 3):

$$F_{dsv} = 0.63 \cdot D_d^2 + 2.50 \cdot D_s \cdot D_d - 0.43 \cdot D_d \cdot Q_v - 4.78 \cdot D_s^2 - 3.84 \cdot D_s \cdot Q_v + 0.27 \cdot Q_v^2 - 2.91 \cdot D_d + 26.51 \cdot D_s - 0.44 \cdot Q_v + 2.27 \quad (2)$$

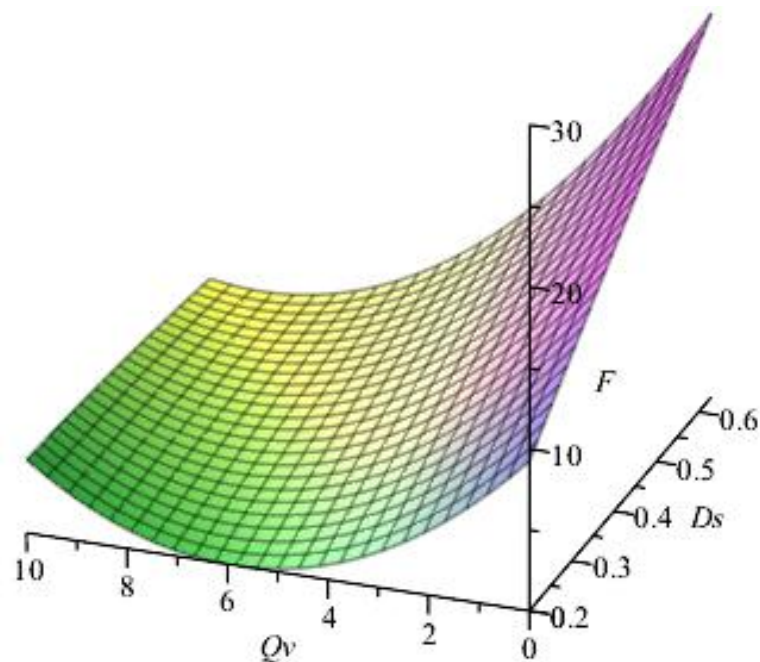


Рис. 3. Зависимость прочности драже от фракции песка, влажности и диаметра драже (при $N_g = 0.1$, $D_d = 4.5$ мм)

По результатам статистической обработки результатов экспериментов установлено, что расчетные значения критериев Кохрена $G_{gbdv} = 0.1193$ и $G_{dsv} = 0.2307$ меньше табличных $G_{29,4} = 0.1645$ и $G_{15,3} = 0.3346$, а значит, нет оснований отвергать гипотезу об однородности дисперсий; расчетные значения критериев Фишера $F_{gbdv} = 2.19$ и $F_{dsv} = 2.87$ меньше табличных $F_{29,4} = 2.78$ и, значит, принимаем гипотезу об адекватности описания уравнениями (1) и (2) результатов экспериментов с 95% вероятностью. При использовании данных экспериментальных исследований полученные модели (1) и (2) позволяют определить прочность дражированных семян при переменных количественном составе композиции, влажности и диаметре драже.

Методика теоретически-эмпирических исследований. Сущность прочностного анализа разработанной дискретной модели состоит в виртуальном ее деформировании (рис. 4) и регистрации возникающих при этом реакций (вычислительный эксперимент).

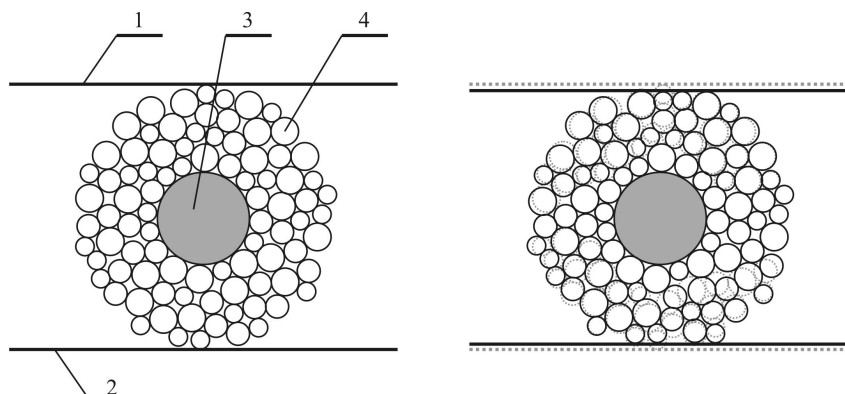


Рис. 4. Схема виртуальной деформации модели дражированного семени.

Деформация реализуется двумя диаметрально противоположными и параллельными плоскостями 1 и 2, которые в начальный момент времени «касаются» модели дражированного семени и физически представляют собой опорную и нагружающую поверхности. В начальный момент времени инициализируется цикл C_{out} , в котором плоскости совершают плоскопараллельное перемещение с шагом Δz к центру семени - имитируется сдавливание драже со скоростью V_d - при этом изначально перемещаются дискретные элементы, соприкасающихся с этими плоскостями и в направлении их движения. Далее для установления равновесного положения всех дискретных элементов 4 драже между двумя последовательными циклами C_{out} реализуются циклы C_{in} оценки внутренних усилий, возникающих между дискретными элементами, и изменения их положений. Внутренние циклы C_{in} в количестве N_{md} завершаются при установлении достаточно близкого к равновесному состоянию после однократного перемещения плоскостей 1 и 2 - когда максимальное перемещение дискретного элемента $[\Delta S]_{i \max}^{f_i}$ за время дискретизации ΔT_{in} не превышает установленного порога $\Delta S_{\max}^{f_i}$ (рис. 5).

Оценка состояний и реализация перемещений дискретных элементов реализованы на основании положений и законов классической механики [15-17]. При этом, взаимодействие дискретных элементов описывается законом Гука [18-21], время дискретизации принято $\Delta T_{in} = 10^{-7}$ с, максимальное перемещение дискретного элемента при равновесном положении $\Delta S_{\max}^{f_i} = 10^{-4}$ мм. Усилие сдавливания F_{in} драже определяется как суммарная реакция дискретных элементов на плоскость 1 или 2 (которые в равновесном положении должны быть равными).

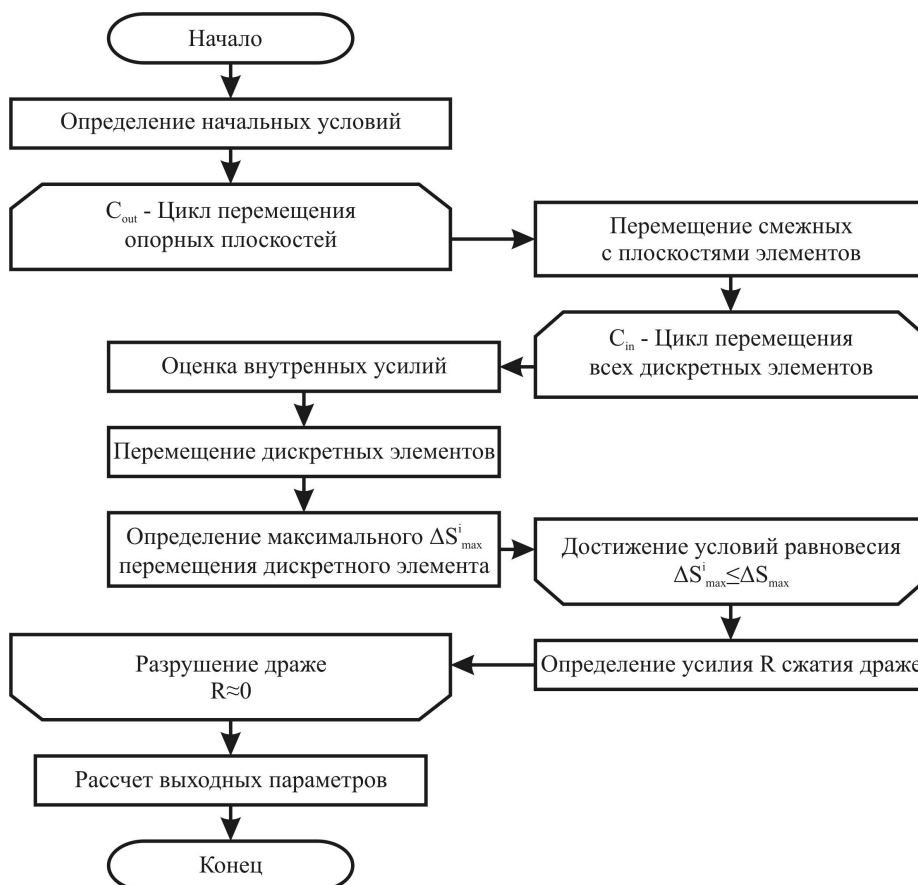


Рис. 5. Алгоритм виртуальной деформации модели дражированного семени.

По мере перемещения плоскостей 1 и 2, учитывая наличие упругой составляющей у дражированных семян, реакции на плоскости будут увеличиваться. Поскольку драже является несплошным материалом с присутствием неоднородностей и дефектов структуры в виде трещин и пустот, то кривая нагружения (реакция драже) будет не монотонной и плавно постоянно увеличивающейся – вблизи временных участков развития микродефектов (трещин и пустот) присутствуют скачкообразные уменьшения реакции. В момент, когда неоднородности структуры сольются в магистральную трещину, пересекающую все драже, его целостность будет нарушена и реакции опорных поверхностей резко снизятся до 0 – факт разрушения драже и завершения цикла C_{out} .

При одной реализации виртуальной деформации оценивается прочность драже (максимальная реакция опорной поверхности) при определенном его количественном составе, влажности и диаметре.

Серия подобных вычислительных экспериментов при переменном количественном составе и влажности композиции дражированных семян с учетом гидрофильных свойств компонентов для дражирования семян [2] и заданной влажности почвы позволяют оценить динамику свойств дражированных семян во влажной почве. Это в дальнейшем

позволит обосновать рациональный состав композиции дражированных семян для конкретных природно-климатических и технико-технологических условий выращивания растений.

Проверка адекватности теоретически-эмпирической модели. Предложенная методика исследований дражированных семян с использованием вычислительных экспериментов пригодна к использованию только в случае ее адекватности – совпадении свойств (функций, параметров, характеристик) теоретической модели и соответствующих свойств физического моделируемого объекта в отношении цели моделирования.

Для оценки адекватности модели реализованы вычислительные эксперименты, аналогичные планам натурных экспериментальных исследований, и выполнена проверка соответствия модели реальной системе путем оценки близости результатов вычислительных и натурных экспериментальных данных.

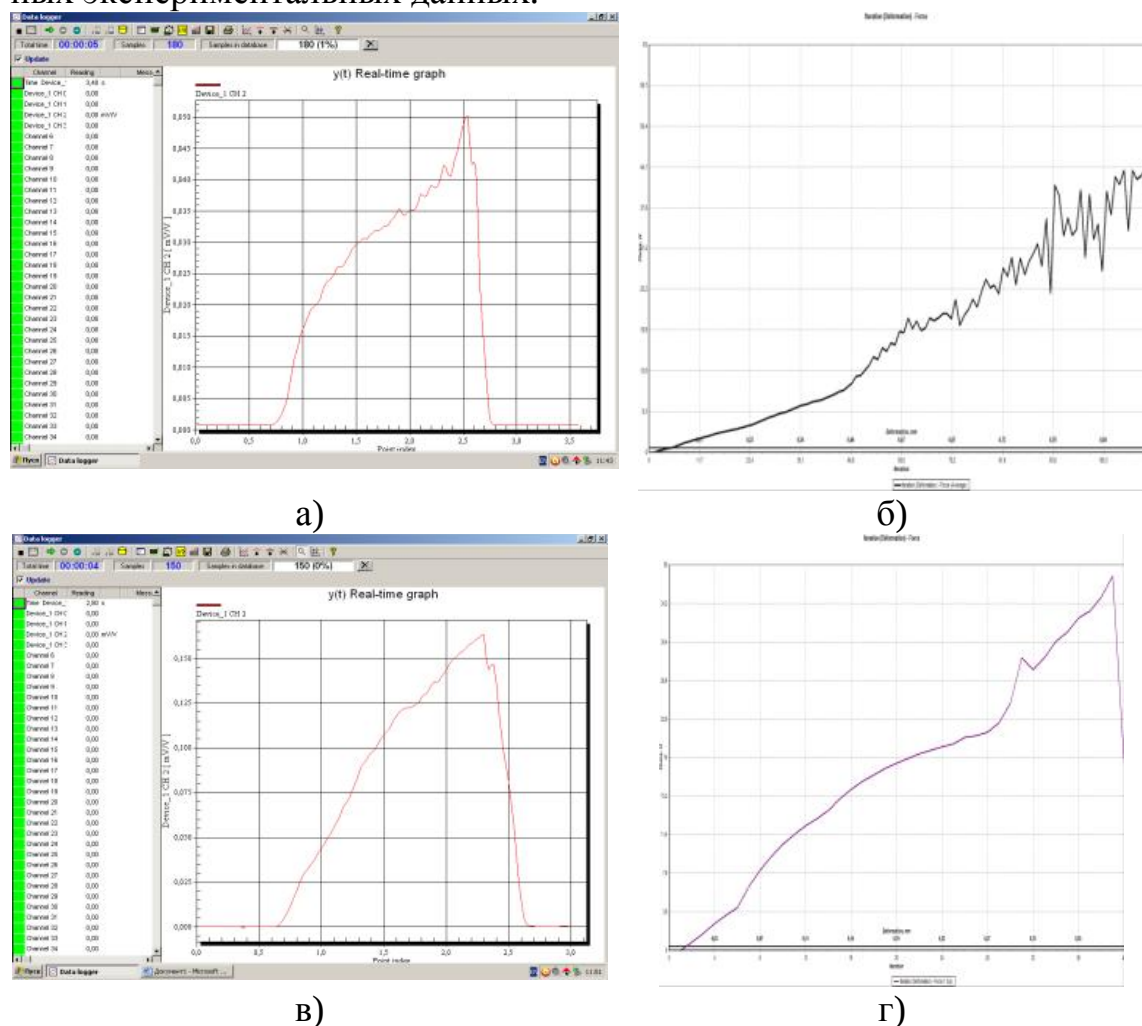


Рис. 6. Диаграммы разрушения дражированных семян в координатах деформация – нагрузка: а – экспериментальная ($Q_v = 0$), б – теоретическая ($Q_v = 0$), в – экспериментальная ($Q_v = 8\%$), г – теоретическая ($Q_v = 8\%$)

Визуально, приблизительная близость теоретической и физической модели дражированных семян наблюдается по подобию теоретической и реальной диаграммам нагрузки дражированных семян (диаметром 5,0 мм, бентонита – 20 %, гуматов – 10 %, фракция песка – 0,5...0,63 мм) в координатах деформация – нагрузка (или время деформирования при постоянной скорости) (рис. 6).

Численно оценку адекватности проведено сравнением дисперсий отклонений откликов модели от среднего значения откликов системы - с помощью критерия Фишера:

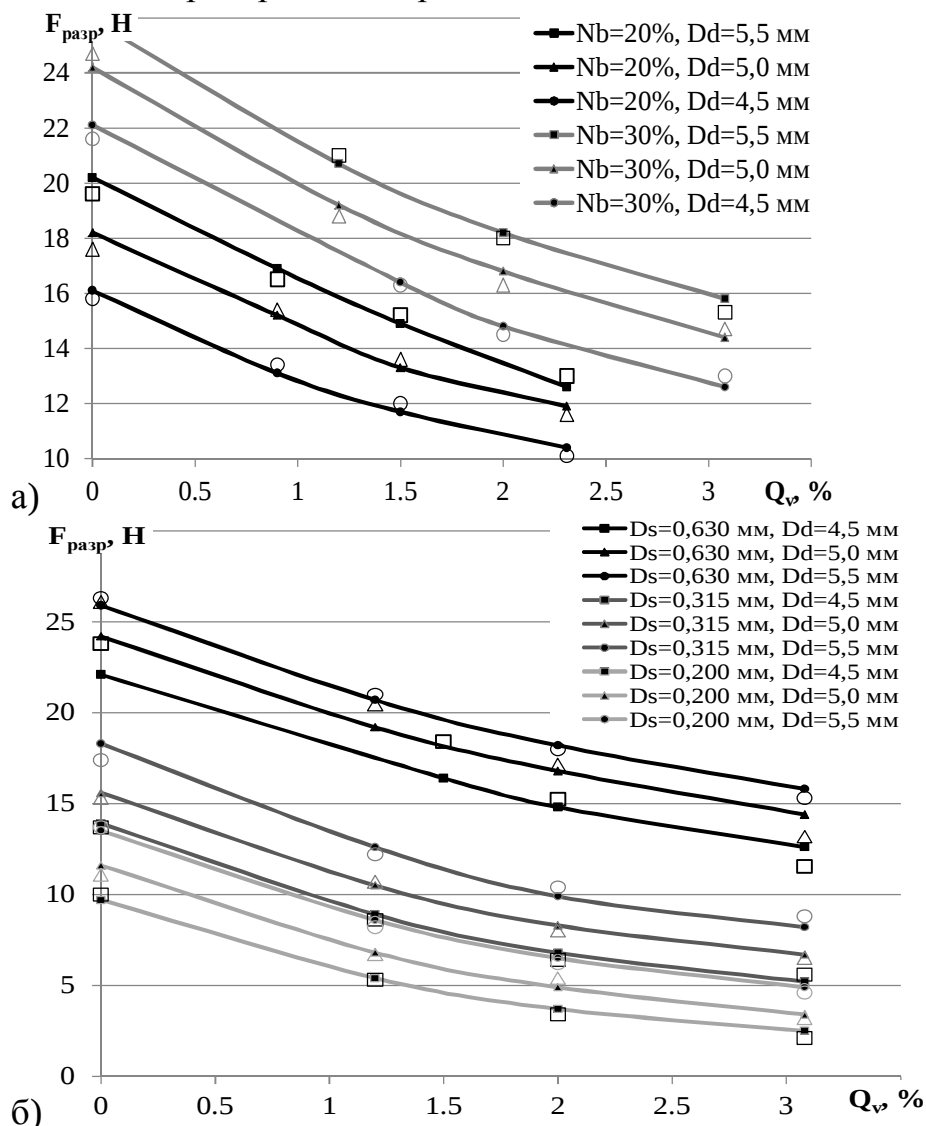


Рис. 7. Зависимость прочности дражированных семян от влажности (при $N_g = 0.1$), — — — данные вычислительных экспериментов, ○ — данные натурных экспериментов: а - $D_s = 0.63$ мм, б - $N_b = 0.3$.

Основная часть. Главными технико-технологическими свойствами дражированных семян являются прочность, плотность $\rho_c = f_3(N_b, N_g, D_s, Q_v)$ и гидрофильность $k_f = f_2(N_b, W_D)$.

В момент прорастания семени в драже, при наличии доступной влаги, твердость оболочки драже, как и твердость почвы, будет определять, сможет ли росток данной культуры с присущей ему силой роста прорости через оболочку драже и появиться на дневной поверхности. В агрономических исследованиях для каждого типа почв, как параметр определяющий благоприятность прорастания семян, указывают плотность семенного ложа и верхнего слоя почвы, а также его влажность. Поскольку базовые, формирующие структуру элементы драже и почвы идентичны, то благоприятность условий для прорастания семени через оболочку драже рационально определять, так же как и в почве, через плотность драже и его влажность. Плотность, как интегральная характеристика структуры сформированного драже, определяется массой m_c и объемом V_c драже: $\rho_c = \frac{m_c}{V_c}$, и, учитывая изоморфность аморфной структуры укладки дискретных элементов элементов, для моделей драже при разной его влажности, прямопропорциональна кубу среднего расстояния между ними. Аналогичная пропорциональная зависимость наблюдается для прочности драже и прочности композиции бентонита и гумата при прочих равных условиях [6].

Высокая гидрофильность драже обеспечивает возможность в грунте влажностью W_b активно впитывать влагу, что вызывает интенсивное уменьшение прочности и разрушение драже с формированием его свойств подобных к влажному грунту – наиболее благоприятной среде для прорастания семян. Обратной стороной высокой гидрофильности является способность усиленно впитывать влагу из атмосферного воздуха – определяется гигроскопичной влажностью, что накладывает ограничения на допустимые климатические условия и длительность хранения дражированных семян. Кроме того, по данным исследований [5, 6] гидрофильность и прочность предложенной композиции для дражирования семян находятся в обратно пропорциональной связи: с уменьшением гидрофильности (уменьшение количества гумата и увеличение бентонита) увеличивается прочность драже и наоборот.

С технической точки зрения прочность драже должна быть максимальной F_{max} – для обеспечения целостности во время хранения, транспортировки и посева. С технологической точки зрения гидрофильность должна быть максимальной – для наиболее быстрого впитывания почвенной влаги, уменьшения его плотности и формирования свойств драже оптимальных для прорастания семени. Поэтому задача поиска рационального количественного состава композиции для дражирования по целевым функциям $\{F_{разр}, \rho_c, k_f\}$ с вектором целевых переменных $\bar{x}(N_b, N_g, D_s, D_d, Q_v, W_D)^T$ является многокритериальной оптимизацией с конфликтующими целевыми функциями в заданной области определения.

Любая задача многокритериальной оптимизации состоит в поиске вектора целевых переменных, удовлетворяющего наложенным ограничениям и оптимизирующего векторную функцию, элементы которой соответствуют целевым функциям. Для дражированных семян многокритериальная оптимизация формулируется следующим образом $\min\{\rho_c(\vec{x})\}$.

Критерием оптимальности в данном случае будет либо обобщенная величина $f \in R$, либо одна из целевых функций при наложении ограничений на другие. В случае драже таким ограничением может быть максимально допустимое по техническим соображениям усилие разрушения семян $F_{max} \approx 50H$ и оптимальная для прорастания семян плотность оболочки драже gr/cm^3 . Наибольшие нагрузки семена испытывают в высевной камере высевающего аппарата, также они зависят от разброса размеров драже – при большей дисперсии размеров максимальные нагрузки в камере возрастают. Значит, условием оптимизации будет: $\max\{k_f(\vec{x})\}$.

Данное условие оптимизации обеспечивает обоснование рационального количественного состава композиции для дражирования семян при заданной влажности почвы и предполагает сбережение целостности драже при высеве и максимально интенсивное впитывание почвенной влаги с ускоренным формированием плотности и прочности драже, пригодных для прорастания семян.

Для абсолютно сухих дражированных семян диаметром D_d и массой m_c с площадью поверхности драже $S = \pi \cdot D_d^2$ количество влаги впитанной за единицу времени t составит $m_v = K_f \cdot S \cdot t$. Тогда, зная гигроскопичность композиции [2], можно определить изменение влажности драже в грунте заданной влажности за промежуток времени (рис. 8).

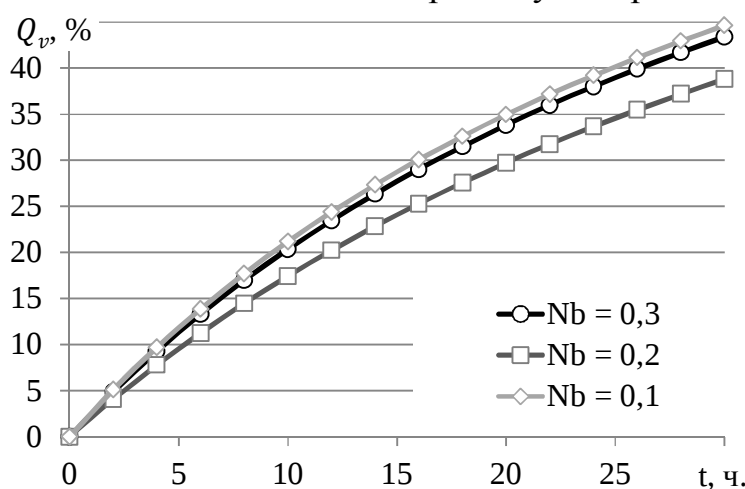


Рис. 8. Изменение влажности дражированных семян ($N_s = 0.1$, $D_d = 5.0$ мм, $D_s = 0.63$ мм) в грунте продуктивной влажностью $W_D = 20\%$

Через взаимосвязь влажности с объемом композиции [2] определим динамику плотности драже в грунте (рис. 9).

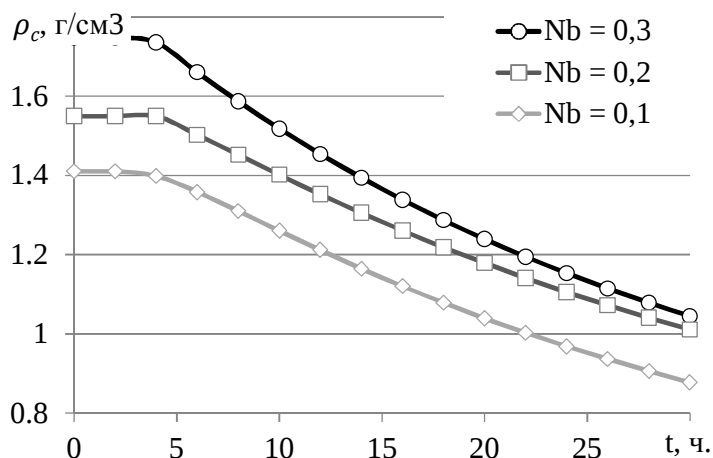


Рис. 9. Динамика плотности дражированных семян ($N_g = 0,1$, $D_d = 5,0$ мм, $D_s = 0,63$ мм) в грунте продуктивной влажностью $W_D = 20\%$

Используя предложенную методику вычислительного эксперимента теперь возможно перейти от влажности Q_v к прочности дражированных семян и получить зависимость динамики прочности драже в почве (рис. 10).

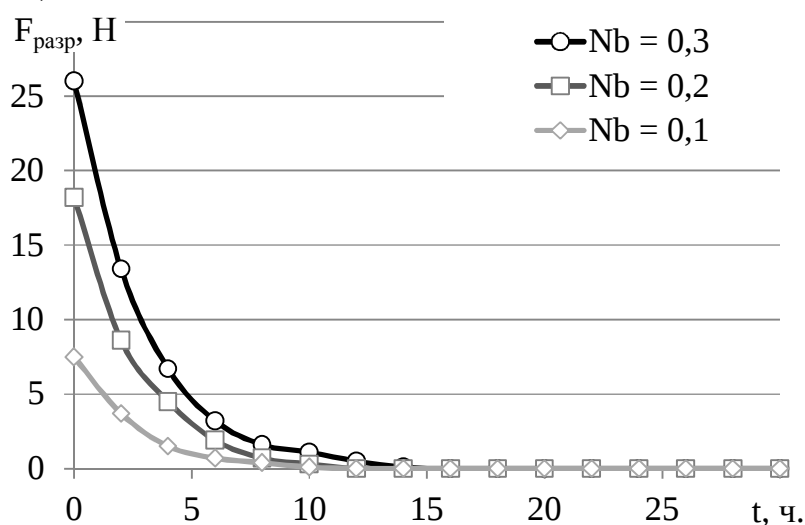


Рис. 10. Динамика прочности дражированных семян ($N_g = 0,1$, $D_d = 5,0$ мм, $D_s = 0,63$ мм) в грунте продуктивной влажностью $W_D = 20\%$

Из приведенных зависимостей видно, что композиция с содержанием бентонита 30% более предпочтительна, поскольку имеет максимальную прочность в сухом состоянии, за сутки в почве с продуктивной влажностью 20% приобретает плотность в пределах 1,0...1,2 г/см³.

Но все же данная композиция не является оптимальной при заданном качественном составе и не отвечает предпочтительным параметрам для дражированных семян. Поэтому использование данной мето-



дики при постановке и реализации плана вычислительного эксперимента вместе с процедурой поиска оптимального решения позволит обосновать рациональные количественные составы композиций дражированных семян для разных природно-технологических условий.

Выводы:

1. В развитии ранее разработанной теоретически-эмпирической дискретной модели (экспериментально-теоретической) структуры дражированного семени разработана методика вычислительного эксперимента с целью прочностного анализа разработанной дискретной модели драже.

2. Проверка адекватности разработанной теоретически-эмпирической дискретной модели позволила выполнять вычислительные эксперименты для моделирования динамики свойств дражированных семян в почве, при их реализации получены зависимости изменения влажности, плотности и прочности в почве с заданным количеством продуктивной влаги.

3. Серия вычислительных экспериментов вместе с процедурой поиска оптимального решения позволит обосновать рациональные количественные составы композиций дражированных семян для разных природно-технологических условий.

4. Установлено, что композиция с наибольшим содержанием бентонита более предпочтительна с прочностной точки зрения, поскольку имеет максимальную прочность в сухом состоянии, при содержании бентонита 30% драже за сутки в почве с продуктивной влажностью 20% приобретает плотность в пределах $1,0 \dots 1,2 \text{ г/см}^3$.

Литература

1. Экономика- урожайность теплиц: [Электронный ресурс]. - Режим доступа к журн.: <http://seleko.ru/ogorodniku/2012-09-02/konomika-urozhaynost-teplitc>. - 2 сентября 2012

2. Сербій Є.К. Гідрофільні властивості компонентів для дражування насіння // Є.К.Сербій, І. О. Гусар /Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: збірник наук. пр. / ДНУ УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. - Дослідницьке, 2014. – Вип. 18 (32), кн. 2. – стор. 141-153

3. Сербий Е.К. Природные компоненты для дражирования семян / Е.К. Сербий // Материалы Международной научно-технической конференции «Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве». Т.2. – Минск, 2012, стр. 253-261

4. Сербій Є.К. Можливості пролонгованого використання елементів драпувальної оболонки насіння овочевих культур/ Є.К. Сербій, М.Л. Новохацький // Праці / ТДАТУ – Вип. 12. Т.4. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – стр. 70-80



5. Сербій Є.К. Дискретна модель дражированої насінини / Збірник наук.праць. Випуск 17 (31): “ Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України”. Том 2. - Дослідницьке: УкрНДІПВТім. Л. Погорілого, 2013. Стор. 158-176.
6. Сербій Є.К. Міцнісні властивості компонентів для дражирування насіння / Є. К. Сербій// Праці / ТДАТУ – Вип. 22. Т.4. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – стр. 70-81
7. ГОСТ 25336-82 Посуда и оборудование лабораторные стеклянные. Типы, основные параметры и размеры / Министерством приборостроения. – 1984 г. – 103 стр.
8. ДСТУ ISO 11465-2001 Якість ґрунту. Визначання сухої речовини та вологості за масою. Гравіметричний метод / Інститут ґрунтознавства та агрохімії ім. О.Н. Соколовського Української Академії аграрних наук. - 2001 р. – 11 стор.
9. Спиридонов А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А. А Спиридонов. – М.: Машиностроение, 1981. – 60 с.
10. Адлер Ю.П. и др. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий /Ю.П.Адлер, Е.В.Маркова, Ю.В.Грановский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1976. – 279 с.
11. Мельников С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рошин. – Л.: Колос, 1980. – 165 с.
12. Прибор для испытания металлов на твердость ТШ-2. Инструкция по эксплуатации / Ивановский завод по производству приборов для испытания металлов (ЗИП). – Иваново, 1966 г. – с. 28
13. Тимошенко С. П., Гудьер Дж., Теория упругости, пер. с англ., 2 изд., М., 1979
14. Макаров Р.А. Тензометрия в машиностроении / Р.А. Макаров, Л.Б. Ренский. - М.: Машиностроение, 1975. – с. 288
15. Аппель П. Теоретическая механика. Т. 2. Динамика системы. Аналитическая механика. – М.: гос.изд.физ.-мат.лит-ры, 1960. – 487 с.
16. Голдстейн Г. Классическая механика. – 415 с.
17. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Высшая школа, 1986. – 416с.
18. Афанасьев А. Е., Ефремов А. С. Теоретическая прочность формированных торфяных тел // ТГТУ. – 2009. - №8. – стр. 252-261
19. Ляв А., Математическая теория упругости, пер. с англ., М.-Л., 1935
20. Лейбензон Л. С., Курс теории упругости, 2 изд., М.-Л., 1947

21. Литвинский Г.Г. Аналитическая теория прочности горных пород и массивов. – Монография/ДонГТУ. – Донецк: Норд-Пресс, 2008. – 207 с.
22. Примак І.Д. Наукові основи землеробства / І.Д. Примак, В.А. Вергунов, В.Г. Рошко та ін. – Біла Церква, 2005. – 408 с.
23. Сербій Є.К. Концептуальні підходи статистичного аналізу дискретної моделі дражированої насінини // Матеріали XXII Міжнародної науково-технічної конференції «Технічний прогрес у сільському господарстві». – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ», 2014. – стор. 100-101
24. Горбенко Е. Анализ средств получения семян бахчевых культур / Е. Горбенко, А. Норинский, Н. Горбенко, Н. Ким // MOTROL. MOTORYZACJA I ENERGETYKA ROLNICTWA, 2013. — Vol. 15, No2p. 191-196
25. Дубровін В. Проходження насіння овоче-баштанних культур крізь отвори решета давальсько-сепаруючої машини / В. Дубровін, А. Пастушенко// MOTROL. MOTORYZACJA I ENERGETYKA ROLNICTWA, 2011. — Vol. 13, No Bp. 10-14

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ ВЛАСТИВОСТЕЙ ДРАЖИРОВАНОГО НАСІННЯ У ҐРУНТІ

Кушнар'ов А. С., Сербій Є.К.

Анотація - у статті викладена методика та результати експериментальних досліджень по визначенню міцності дражированого насіння при змінному кількісному складі, вологості та діаметру драже. Для розвитку раніше розробленої теоретично-емпіричної дискретної моделі (експериментально-теоретичної) дражированого насіння запропонована методика міцнісного аналізу даної моделі, сутність якої полягає у віртуальному її деформуванню та реєстрації реакцій, які при цьому виникають. З метою встановлення адекватності розробленої теоретично-емпіричної дискретної моделі реалізовані обчислювальні експерименти, за планами, які аналогічні натурним експериментальним дослідженням. Доведення адекватності теоретично-емпіричної дискретної моделі дозволило виконати числові експерименти для моделювання динаміки властивостей дражированого насіння у ґрунті, у результаті яких отримані залежності зміни вологості, щільності та міцності драже у ґрунті із заданою кількістю продуктивної вологи. Серія числових експериментів разом з процедурою пошуку оптимального рішення дозволить обґрунтувати раціональний кількісний зміст композицій дражированого насіння для різних природничо-технологічних умов.



DYNAMIC MODELING OF PANNED SEEDS PROPERTIES IN SOIL

Kushnarov A., Serbij E.

Summary

The technique and results of experimental researches by durability definition panned seeds at variables quantitative structure, humidity and diameter of a dragee is stated in article. In development before the developed theoretically-empirical discrete model (experimentally-theoretical) structure panned seed the technique analysis of durability the developed discrete model of the dragger which essence consists in its virtual deformation and registration of reactions arising thus is offered. Computing experiments are realized, under plans similar natural experimental researches on purpose to establish adequacy of the developed theoretically-empirical discrete model. The proof of adequacy of the developed theoretically-empirical discrete model has allowed to execute numerical experiments for modeling of dynamics of properties panned seeds in soil in which result dependences of change of humidity are received, density and durability's in soil with the set quantity of a productive moisture. A series of computing experiments together with procedure of search of the optimum decision will allow to prove rational quantitative structures of compositions panned seeds for different natural-technological conditions.



УДК 631.3052

НАУЧНО-ИННОВАЦИОННЫЕ АСПЕКТЫ ТЕОРИИ ТРАКТОРА

Лебедев А. Т., д.т.н.

*Харьковский Национальный технический университет
сельского хозяйства им. Петра Василенко*

Тел.: 057-732-97-95

Аннотация - Обоснованы научно-инновационные аспекты (от лат. *aspectus* – взгляд, точка зрения) теории трактора, базирующиеся на основных положениях классической механики. Доказано, что при оценке тягового баланса трактора необходимо учитывать активную и пассивную работу, для тягово-приводных МТА сформулирована гипотеза оптимальных затрат энергии. Приведены основные положения инновационного направления тяговой динамики трактора, базирующиеся на решении обратной задачи динамики классической механики.

Ключевые слова: трактор, тягово-динамические характеристики, энергозатраты,

Постановка проблемы. Трактор является основным элементом энерготехнологического комплекса сельскохозяйственного производства, на основе которого комплектуются агрегаты различного технологического назначения. В рамках нынешнего технического развития тракторостроители Украины находятся в сложном положении, так как ограниченность ресурсов не позволяет вести исследовательские и опытно-конструкторские работы на уровне ведущих мировых фирм. В данных условиях наиболее перспективно инновационное направление развития тракторной энергетики, при котором при разработке и модернизации тракторов обеспечивается выведение их на рынок с новыми потребительскими свойствами.

Анализ основных публикаций. Теория трактора изучает его эксплуатационные качества. В ее задачи входят: выбор и характеристика эксплуатационных качеств; исследование влияния, оказываемого на них различных конструктивных и эксплуатационных факторов [1].

Первой опубликованной работой по теории и конструкции трактора (1917 г.) была работа А.Н. Судакова "Тракторы", в которой наря-

ду с описанием конструкции тракторов был изложен ряд теоретических положений по определению силы тяги трактора, его тягового КПД и намечены пути модернизации основных элементов. Можно считать, что данная работа была первой работой, в которой отражаются основы инновационного направления развития тракторостроения. В последующие годы история развития тракторной энергетики базируется в основном на инновационных направлениях модернизации и создания тракторов [2, 3]. Наиболее интенсивно внедряются в тракторную энергетику инновационные достижения в последнее время при технической модернизации сельского хозяйства в направлении "разумного земледелия", при котором автоматизированные системы обрабатывают и сопоставляют не только параметры тракторов и сельхозмашин, но и данные о протекании технологических процессов с учетом внешней информации [4, 5]. При этом можно прогнозировать основные направления создания трактора (мобильного энергомодуля) с повышенными потребительскими свойствами [6]. Это потребует уточнения некоторых положений теории тракторов тяговой и тягово-энергетических концепций в направлении повышения эффективности использования механической энергии для выполнения технологического процесса.

Цель исследования. Определить мониторингом публикаций, анализом результатов собственных научных исследований и методами прогнозирования обосновать основные направления инновационного развития теории тягово-динамических характеристик трактора.

Результаты исследования. Теория трактора базируется на основных положениях классической механики, в частности, при оценке тягового баланса трактора в основу положены основные уравнения силовой функции механической системы, динамика трактора исследуются с позиции неустойчивости параметров механической системы и т.д. При этом трактор рассматривается как совокупность функционально взаимосвязанных и расположенных в определенном порядке элементов (сборочные единицы, агрегаты и т.д.).

При наметившейся в последнее время тенденции повышения энергонасыщенности тракторов, перехода их с тягового в тягово-энергетическое средство некоторые положения теории трактора и классической механики вступают в противоречие (качение колеса, мощностной баланс), другие положения требуют своего развития (тягово-приводные МТА, тяговая динамика трактора).

Исследования в данном направлении являются инновационными, т.к. их результаты могут быть востребованы наукой и практикой.

Работа ведущего колеса характеризуется превращением энергии вращательного движения в поступательное при действии касательной реакции (тяговой силы) в месте контакта колеса с опорой. В

соответствии с основными положениями классической механики работа постоянной силы определяется по формуле [7]:

$$A = F \cdot S \cdot \cos \alpha, \quad (1)$$

где S – перемещение тела под действием силы F , α – угол между направлением силы и перемещения.

По данной формуле делается вывод, что "если сила перпендикулярна перемещению, то работа силы равна нулю. Если же, несмотря на действие силы, перемещение точки приложения силы не происходит, то сила никакой работы не совершает".

В соответствии с данным выводом рассмотрим неравномерное движение ведущего колеса по горизонтальной деформируемой поверхности (рис. 1) [1].

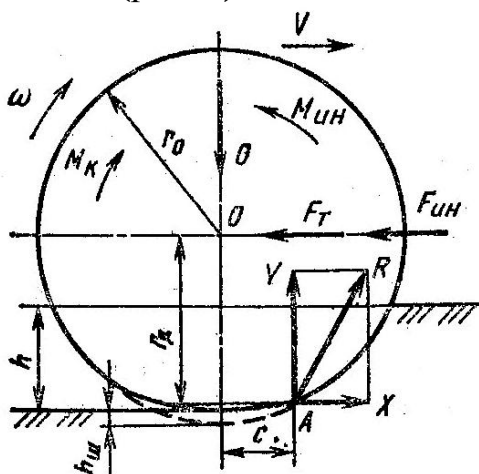


Рис. 1. Схема сил и моментов, действующие на эластичное ведущее колесо на горизонтальной деформируемой поверхности.

Качение колеса вызывается моментом M_n , приложенном к его оси. Со стороны остова трактора на колесо действуют: реактивная сила F_m , представляющее собой сопротивление, оказываемое остом трактора толкающему ее колесу, и вертикальная нагрузка G , включающая часть веса остова, приходящегося на колесо, и вес колеса. Реактивные силы, действующие со стороны грунта на колесо, определяются равнодействующей R , приложенной в точке A опорной поверхности колеса. Сила R разлагается на составляющие вертикальную Y , представляющую собой сумму элементарных нормальных реакций грунта, и горизонтальную X составляющую, определяемой суммой касательных реакций грунта, направленных в сторону движения. Сила X направлена по движению трактора, является силой тяги и определяет работу ведущего колеса (активная работа). Если сила Y направлена горизонтально ($\alpha = 0$), то в соответствии с зависимостью (1) работа ведущего колеса $A_1 = XS$, а если под углом α , то $A_2 = XS \cos \alpha$. Так как $A_1 > A_2$, то, естественно, возникает вопрос: исчезла ли энергия равная разности $A_1 - A_2$. Теория трактора определенно отвечает на данной вопрос, предлагая учитывать затраты энергии по моменту $M_c = Y \cdot c$

(см. рис. 1) при учете сопротивления движению колеса [1]. В данном случае при малых перемещениях силы $\bar{Y}$ относительно точки приложения A опорной поверхности колеса данная сила будет совершать работу на точечном перемещении $r_2 - r_1$, определяемой по интегралу $A = \int_{(L)} (\bar{Y}, d\bar{r})$, взятому вдоль траектории L точки (A) (пассивная работа).

Данная работа не учитывается в мощностном балансе качения эластичного колеса по деформируемой поверхности [1], что приводит к неточностям определения тяговых показателей трактора.

Активная и пассивная работа МТА присуща при агрегатировании трактора с навесными либо прицепными машинами, оценка их курсовой устойчивости, движения на подъём-спуск и т.д. Для данных случаев движения действующая сила на МТА разлагается на активную и пассивную силы, определяющие соответственно его работу. Данное направление работ по теории трактора является инновационным, т.к. позволяет обосновать новые рекомендации по совершенствованию конструкций тракторов и эффективности их эксплуатации.

Тягово-приводные МТА. В данных приводах трактор агрегируется с сельхозмашиной с активными рабочими органами, в которых мощность двигателя реализуется через тягу трактора и в основном (до 70%) на привод активных рабочих органов [8]. Инновационное направление теории данных МТА может быть в решении проблемы обоснования условий функционирования без циркуляции мощности от движителей трактора к активным рабочим органам и далее к двигателю.

На мощностной баланс тягово-приводного МТА, например с ротационной почвообрабатывающей машиной, существенное влияние оказывает «толкающее усилие» P_x от активных рабочих органов сельхозмашины. В зависимости от соотношения P_x и силы тяги на крюке трактора $P_{кр}$ возможно три случая движения МТА [9]:

- при $P_{кр} > P_x$ к движителям трактора приложен крутящий (ведущий) момент M_k и касательная сила P_k , действующая в направлении движения МТА. При этом может иметь место буксование движителей трактора (коэффициент буксования $\delta > 0$);
- при $P_{кр} = P_x$ движение МТА осуществляется без буксования трактора ($\delta = 0$);
- при $P_{кр} < P_x$ движители трактора нагружены отрицательным моментом M_k и касательная сила тяги P_k направлена против хода трактора, приводящая к появлению отрицательного буксования ($\delta < 0$).

Разность тяговой мощности трактора $N_{кр}$ и «толкающего усилия» N_x образует избыточную мощность $N_{из} = N_x - N_{кр}$, часть которой расходуется на скольжение движителей, а другая часть передается че-

рез трансмиссию трактора на привод активных органов сельхозмашины. Избыточная мощность циркулирует по замкнутому кругу: от движителей трактора через трансмиссию и ВОМ к барабану ротационной машины, а от последней через остов машины и навеску к двигателю трактора. Под действием циркулирующей мощности происходит интенсивный износ шин, трансмиссии и привода ВОМ трактора, снижается КПД и увеличивается расход топлива МТА. Подобное явление циркуляции мощности наблюдается также в тягово-транспортных агрегатах с активным приводом ходовой системы прицепа [10].

Предлагается для устранения отрицательных последствий циркулирующей мощности в комбинированных ротационно-почвообрабатывающих машинах применять тяговые рабочие органы, устанавливаемые перед барабаном или сзади барабана ротационной машины; а в тягово-транспортных агрегатах применять гидравлический (электрический) привод ходовой системы прицепа.

Данный анализ позволяет сформулировать гипотезу эффективной работы тягово-приводного МТА:

«Оптимальные затраты энергии на работу МТА с активными рабочими органами агрегируемой сельхозмашины можно достичь при равенстве толкающего усилия активных рабочих органов и суммы сопротивлений качению трактора и машины.»

Тяговая динамика трактора. При агрегатировании трактора с сельхозмашиной энергия затрачивается на выполнение технологической операции и на динамические процессы, возникающие в системе «трактор – сельхозорудие». Тяговая динамика трактора определяется соотношением движущих (тяговых) сил и сил сопротивления при неустановившемся движении (разгон, переключение передач, нестабильность тягового сопротивления сельхозмашины и т.д.). В данном случае изменение поступательной скорости v движения тракторного агрегата оценивается по формуле:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{P_o - \Sigma P_c}{m_{ae}}, \quad (2)$$

где P_o - движущая сила агрегата (сила тяги трактора);

ΣP_c - сумма сил сопротивления движения агрегата;

m_{ae} - приведенная до поступательно движущихся частей масса агрегата.

В данной формуле с достаточным приближением можно принять приведенную массу агрегата постоянной ($m_{ae} = const$). Силы сопротивления движению агрегата зависят от факторов, большинство из которых являются переменными величинами, определяемыми свойствами грунта и рельефом местности, глубиной обработки, скоростью

движения и т.д., т.е. $\Sigma P_c \neq const$. В данном случае при выполнении трактором технологического процесса ускорение агрегата будет изменяться как по величине, так и по знаку, т.е. $dv/dt \neq const$.

В классической механике в соответствии с уравнением (2) оценивается неустановившееся движение системы, т.е. $dv/dt \neq 0$ при $P_d \neq \Sigma P_c$. Инновационное направление тяговой динамики трактора заключается в решении обратной задачи: при известном dv/dt оценить P_d и ΣP_c . Данное решение выполняется с помощью метода парциальных ускорений, базирующимся на обратном переходе от векторной суммы в пространстве сил к векторной сумме в пространстве ускорений [11].

Предлагается оценивать касательное тяговое усилие на ведущих колесах P_k и на крюке P_{kp} трактора по зависимостям:

$$P_k = (m_T + m_{cx})[\dot{\vartheta}_T(\vartheta) - \dot{\vartheta}_T^e(\vartheta)]; \quad (3)$$

$$P_{kp} = m_T[\dot{\vartheta}_{Tf}(\vartheta) - (1 + m_T / m_{cx})\dot{\vartheta}_T^e(\vartheta)], \quad (4)$$

где m_T , m_{cx} - масса соответственно трактора и сельхозмашины;

$\vartheta_T(\vartheta)$, $\vartheta_T^e(\vartheta)$ - линейные ускорения трактора соответственно при разгоне и выбеге (муфта сцепления выключена, нейтральная передача трансмиссии);

ϑ_{Tf} - ускорение трактора при действии только силы сопротивления качению колес.

При известной скорости ϑ_T трактор оценивается эффективная мощность двигателя $N_e(\vartheta) = P_k \vartheta_T$ и тяговая мощность $N_{kp}(\vartheta) = P_{kp} \vartheta$.

Таким образом, без применения динамометрического оборудования при известных m_T, m_{cx} по разнице $\dot{\vartheta}_T(\vartheta)$ и $\dot{\vartheta}_T^e(\vartheta)$ определяется P_k , при определении P_{kp} оценивается $\dot{\vartheta}_{Tf}$.

Предлагается оценивать силу сопротивления сельхозмашины R_c (навесной, прицепной) при агрегатировании с трактором по зависимости:

$$R_c = (m_T + m_{cx})[\dot{\vartheta}_{TX}(\vartheta) - \dot{\vartheta}_{TA}(\vartheta)], \quad (5)$$

где $\dot{\vartheta}_{TX}(\vartheta)$, $\dot{\vartheta}_{TA}(\vartheta)$ - продольное ускорение трактора при разгоне на определенном агрофоне с сельхозмашиной соответственно в транспортном и рабочем положениях.

Таким образом, сила сопротивления сельхозмашин при агрегатировании с трактором определяется при известных массах трактора и сельхозмашины по разнице продольных ускорений разгона на определенном агрофоне с сельхозмашиной в транспортном и рабочем положениях.

Предлагается оценивать массу сельхозмашины m_{cx} при агрегатировании с трактором известной массой m_T по зависимости:

$$m_{cx} = m_T [1 - \dot{\vartheta}_{Ta}^e(\vartheta) / \dot{\vartheta}_T^e(\vartheta)], \quad (6)$$

где $\dot{\vartheta}_{Ta}^e(\vartheta)$, $\dot{\vartheta}_T^e(\vartheta)$ - продольное ускорение замедления при выходе трактора соответственно с сельхозмашиной в транспортном положении и без неё на определенном агрофоне.

Таким образом, массу сельхозмашины, прицепа с грузом при агрегатировании с трактором известной массы определяют по соотношениям замедления при выбеге на определенном агрофоне, например на грунтовой дороге, трактора с сельхозмашиной в транспортном положении и без нее.

Применение данного способа определения массы сельхозмашин особенно эффективно для транспортно-технологических комплексов при определении массы перевозимого груза.

Предложенный метод оценки тягового усилия трактора по ускорению разгона и выбегу позволяет определить его тяговые свойства при неустановившемся движении при выполнении различных технологических операций и построить динамические тяговые характеристики (рис. 2) [12].

Из данных графиков видно, что динамические тяговые характеристики P_d , полученные при агрегатировании трактора с сельхозмашиной, существенно отличаются от статических характеристик P_c завода – изготовителя. Это обусловлено, прежде всего, прогрессивно возрастающим тяговым сопротивлением почвообрабатывающей сельхозмашины при повышении скорости движения, затратами энергии на разгон масс тракторного агрегата и повышенное буксование ведущих колес трактора при разгоне. Особенно существенна разница между P_c и P_d в начальный период разгона агрегата. Например, на VI передаче трактора при разгоне до скорости движения $V_{ар}=2,0$ км/ч динамическое тяговое усилие ниже статического на 40% ($P_c=15$ кН, $P_d=9$ кН). Разница между P_c и P_d снижается с повышением скорости агрегата при разгоне, а при достижении установившейся скорости движения P_c и P_d сравнивается.

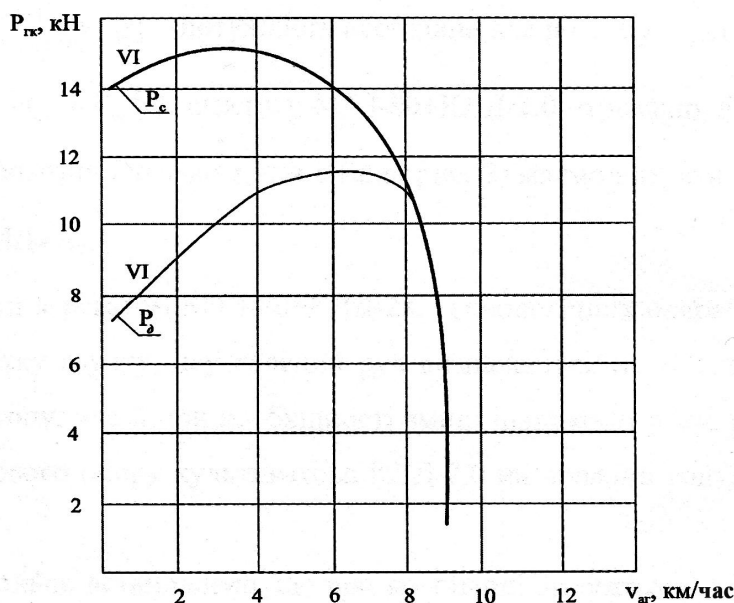


Рис.2. Тяговые характеристики трактора МТЗ-80 при установившемся (P_c) и неустановившемся (P_d) движении при агрегатировании с культиватором КЛД-2,0 на VI передаче (удельное сопротивление почвы 9,5 кН/м).

Затраты энергии на разгон агрегата определяются по зависимости

$$E_{agr} = \int_0^{\infty} N_{agr}(t) dt, \quad (7)$$

где $N_{agr} = m_{ag} \frac{dV_{ag}}{dt} V_{ag}(t)$ - мощность необходимая на разгон агрегата.

При известных m_{ag} и $V_{ag}(t)$ агрегата МТЗ-80 + КЛД -2,0 получим $E_{agr}=3,2$ МДж. Экспериментально установлено, что при выполнении агрегатом МТЗ-80 + КЛД -2,0 технологической операции по сплошной обработке почвы затраты времени на переключение передач и разгон на гоне 1000 м равен 15с, а затраты энергии $E_{agr}=12,0$ МДж. При энергетическом эквиваленте 1 кг дизельного топлива 42,9 МДж дополнительные затраты дизельного топлива на неустановившемся режиме работы агрегата МТЗ-80 + КЛД -2,0 при сплошной обработке 1 га поля составляют 0,63 кг/га.

Для агрегата ХТЗ-17221+ДЛМ-5 при лущении стерни затраты энергии на разгон на тракторе ХТЗ-17221 $E_{agr}=16,4$ МДж. На тракторе ХТЗ-17221 переключение передач в диапазоне рабочих скоростей агрегата обеспечивается при движении без затрат времени на остановку и разгон, вследствие чего затраты энергии на неустановившийся режим движения определяются в основном затратами энергии на разгон



вначале гона. Дополнительные затраты при обработке 1 га стерни при длине гона 1000 м составляют $E_{\text{агр}}=32,8$ МДж, что эквивалентно 0,76 кг/га дизельного топлива.

Предложенная методика оценки тягово-энергетических свойств тракторного агрегата на основе анализа неустановившегося режима его работы при выполнении технологического процесса позволяет снизить энергозатраты на 2...3%. Определение данных дополнительных энергозатрат не предусмотрено действующей на Украине нормативной документацией, вследствие чего при испытаниях сельскохозяйственных агрегатов нет возможности обосновать направления их модернизации и эффективной эксплуатации.

Выводы. Инновационные направления научных исследований по теории трактора обусловлено новыми положениями теории качения ведущего колеса, тяговой динамики трактора, неустановившемся движении МТА на гоне. Результаты исследований данного направления работ позволяют снизить энергозатраты на выполнение технологического процесса на 2...3%.

Литература

1. Тракторы: Теория / В. В. Гуськов, Н. Н. Велев, Ю. Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В. В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
2. Сакун В.А. Закономерности развития мобильной сельскохозяйственной техники / В. А. Сапун. – М.: Колос, 1994. – 159с.
3. Світові тенденції розвитку мобільної енергетики і їх прогноз для України на початок ХХІ століття / В. Г. Євтенко, Л. В. Погорілий, Л. І. Гром-Мазнічевський та ін.; За ред.. Л. В. Погорілого. – К.: Сільгоспосвіта, 1997 – 68 с.
4. Федоренко В. Ф. «Разумное земледелие»-стратегический вектор технической модернизации сельского хозяйства / В. Ф. Федоренко // Техника и оборудование для села. – 2012. – №1. – с. 9-12.
5. Електронні джерела [Електронний ресурс].– Режим доступу до ресурсу : <http://tractortestlab.ukr.edu/NebraskaTractorTestLaboratory/>, <http://www.dig.ord/CDLGe.V> - Немецкое сельскохозяйственное сообщество.
6. Лебедев А. Тракторна енергетика: проблеми та їх розв'язання/ А. Лебедев, В. Кравчук, С. Лебедев// Техніка і технології АПК. – 2011. – №2(17). – с. 4-8.
7. Павловский М.А. Теоретическая механика. Динамика./ М. А. Павловский, Л. Ю. Акинфиева, О. Ф. Бойчук; Под общ. ред. М. А. Павловского. – К.: Высшая шк. 1990. – 480с.
8. Лебедев А. Т. Некоторые проблемы теории трактора тягово-энергетической концепции / А. Т. Лебедев // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків, 2012. – Вип. 124. –Т.2. – с. 5-15.



9. Ветохин В. И. Тягово-приводные комбинированные почвообрабатывающие машины/ В. И. Ветохин, И. М. Панов, В. А. Шмонин, В. А. Юзбашев. – Киев.: Феникс, 2009. – 264 с.
10. Шалягин В. Н. Транспортные и транспортно-технологические средства повышенной проходимости/ В. Н. Шалягин. – М.: Агропромиздат, 1986. – 220 с.
11. Метод парциальных ускорений и его применение в динамике мобильных машин/ Н. П. Артемов, М. А. Подрыгало и др.; Под общ. ред. М. А. Подрыгало. – Харьков: Міськдрук, 2012. – 220 с.
12. Лебедев А. Т. Тягово-енергетичний аналіз неусталеного руху тракторного агрегату / А. Т. Лебедев, М. П. Артьомов, О. В. Кот // Збірник наук. пр. УкрНДІВПТ ім. Л. Погорілого . – Дослідницьке, 2013. – Вип. 17(31), кн.2. – с.294-305.

НАУКОВО-ІННОВАЦІЙНІ АСПЕКТИ ТЕОРІЇ ТРАКТОРА

Лебедев А.Т.

Анотація - обґрунтовано науково-інноваційні аспекти (від лат. *Aspectus* - погляд, точка зору) теорії трактора, що базуються на основних положеннях класичної механіки. Доведено, що при оцінці тягового балансу трактора необхідно враховувати активну і пасивну роботу, для тягово-привідних МТА сформульована гіпотеза оптимальних витрат енергії. Наведено основні положення інноваційного напрямку тягової динаміки трактора, що базується на режимі зворотної задачі динаміки класичної механіки.

RESEARCH AND INNOVATIVE ASPECTS OF THE THEORY OF TRACTOR

A. Lebedev

Summary

Substantiated scientific and innovative aspects (from Lat. *Aspectus* - opinion, point of view) the theory of the tractor, which is based on the basic principles of classical mechanics. It is proved that in assessing the balance of the tractor drawbar must be considered active and passive job for trailer drivers MTA hypothesized optimal energy consumption. The main provisions of the innovative direction of traction tractor dynamics, based on the mode of the inverse problem of the dynamics of classical mechanics.



УДК 621.225.001.4

ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ, ПРОИСХОДЯЩИХ В ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ «НАСОС-КЛАПАН-ГИДРОВРАЩАТЕЛЬ»

Панченко А. И., д.т.н.,

Волошина А. А., д.т.н.,

Панченко И. А., инженер

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – Работа посвящена особенностям моделирования рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель» с серийным и модернизированным гидравлическими вращателями планетарного типа (с большими рабочими объемами), а так же исследованию динамики изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателей с учетом их конструктивных особенностей, взаимосвязи всех элементов исследуемой гидравлической системы и их взаимодействия с рабочей жидкостью.

Ключевые слова: гидравлическая система, гидравлический вращатель, нерегулируемый шестеренный насос, клапан прямого действия, задержка подключения момента сопротивления, нагрузка, динамика.

Постановка проблемы. В мировой и отечественной практике создания машиностроительных гидроприводов определилась тенденция применения высокомоментных низкооборотных гидравлических машин [1,2] вместо быстроходных гидромоторов с редукторами.

При рассмотрении различных типов высокомоментных гидромашин, обуславливающих технический уровень современного силового гидропривода мобильной техники, наибольшего внимания заслуживают гидравлические вращатели планетарного типа, представителями которых являются гидравлические вращатели планетарного типа [3] с большими (более 5000Н·м) крутящими моментами и низкими (до 10 об/мин) частотами вращения.

Если, теоретическим и параметрическим исследованиям гидравлических вращателей планетарного типа, работающих в составе гид-

роагрегата привода активных рабочих органов, посвящено ряд работ [4-10], то работы, посвященные исследованиям динамики изменения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа практически отсутствуют.

Таким образом, для более рационального использования гидровращателей привода активных рабочих органов мобильной техники необходимо исследовать изменение выходных характеристик гидравлической системы, включающей насос, предохранительный клапан и гидровращатель планетарного типа с учетом взаимосвязи всех элементов гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» и их взаимодействия с рабочей жидкостью.

Анализ последних исследований. Результаты моделирования работы гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» [11] с подключением к насосу серийного и модернизированного гидровращателей не заполненных рабочей жидкостью («сухих») во время пуска с полной нагрузкой на его «валу», подтверждают результаты теоретических и параметрических исследований по обоснованию геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем модернизированного гидровращателя.

Однако, необходимо отметить, что результаты моделирования переходных процессов в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель», с гидровращателями большого объема, искажают реальную динамику изменения выходных характеристик гидросистемы в момент пуска, так как в момент пуска «сухих» гидровращателей, в течение 0,2 с, происходит заполнение их рабочих камер рабочей жидкостью и «валы» гидровращателей неподвижны. То есть в этот момент гидровращатели выполняют роль пассивных гасителей пульсации [11].

Таким образом, для получения реальных результатов исследования динамики изменения выходных характеристик гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» с гидровращателем, имеющим большой рабочий объем, в процессе разгона необходимо заполнить гидровращатель рабочей жидкостью, а уже затем производить запуск системы.

Цель статьи. Моделирование переходных процессов в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель», с гидровращателями большого объема, с учетом их конструктивных особенностей, взаимосвязи всех элементов рассматриваемой гидравлической системы и их взаимодействия с рабочей жидкостью в момент пуска системы, что позволит реально оценить динамику изменения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа и гидравлической системы в целом.

Основная часть. Моделирование переходных процессов, проис-



ходящих в гидросистеме «насос-клапан-гидровращатель», включающей в себя нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия и гидравлический вращатель планетарного типа с большим рабочим объемом, позволят обосновать и исследовать динамику изменения выходных характеристик гидровращателя в реальных условиях эксплуатации и гидросистемы в целом.

Для исследования динамики гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» были обоснованы и приняты необходимые начальные условия, ограничения и допущения [11-13], позволяющие моделировать рабочие процессы, происходящие в исследуемой системе, с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, как с серийным, так и с модернизированным гидравлическими вращателями.

Для моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа приняты следующие исходные данные [11,13]:

– насос шестеренный нерегулируемый, с возможностью изменять подачу при «запредельном» возрастании нагрузки: рабочий объем насоса постоянный и равен $V_{н0} = 24 \text{ см}^3$ – для гидроагрегата с серийным и $V_{н0} = 31 \text{ см}^3$ – для гидроагрегата с модернизированным гидровращателем; угловая скорость вала насоса поддерживается регулятором ДВС и равна $\omega_n = 225 \text{ с}^{-1}$; для нерегулируемого насоса параметр регулирования равен $e = 1$; давление в сливной магистрали равно $p_{сл} = 0$; момент инерции вращающихся масс насоса равен $J = 0,066 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; объемный КПД равен $\eta_{об} = 0,95$, гидромеханический КПД - $\eta_{г.м} = 0,85$;

– гидровращатель планетарного типа: рабочий объем гидровращателя постоянный и равен $V_{гв} = 6300 \text{ см}^3$; момент сопротивления постоянен и равен $M_c = 7587 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – для серийного и $M_c = 11316 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – для модернизированного гидровращателя; средне-статистический момент инерции вращающихся масс нагрузки гидровращателя, для данных моментов сопротивлений, равен $J = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; максимальный момент инерции вращающихся масс нагрузки гидровращателя, для данных моментов сопротивлений, равен $J = 1500 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; объемный КПД равен $\eta_{об} = 0,819$ – для серийного и $\eta_{об} = 0,929$ – для модернизированного гидровращателя; гидромеханический КПД - $\eta_{г.м} = 0,605$ – для серийного и $\eta_{г.м} = 0,705$ – для модернизированного гидровращателя;

– клапан непрямого действия: жесткость пружины равна $C = 200 \text{ Н/см}$; величина предварительного сжатия пружины



$x_0 = 0,12 \text{ см}$; положительное перекрытие щели равно $x_z = 0,55 \text{ см}$;

– рабочая жидкость: параметры рабочей жидкости, зависящие от типа масла и рабочей температуры гидравлической системы равны $A = 12,62$; $B = 1740$; показатель политропы $K = 1,2$; начальное (атмосферное) давление равно $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$; содержание нерастворенного воздуха в рабочей жидкости в относительных единицах $m_0 = 0,025$.

При моделировании рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель», насос имел постоянную угловую скорость, а следовательно, и подачу. Насос выбирался нерегулируемый, шестеренного типа, с приведенным рабочим объемом, который соответствует расходам рабочей жидкости, как для серийного, так и для модернизированного гидровращателей. Нагрузка гидравлического вращателя имела среднестатистическое значение инерционного момента для соответствующих моментов сопротивления серийного и модернизированного гидровращателей.

Моделирование работы гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» с серийным и модернизированным гидровращателями (с большими рабочими объемами) заключалось в подключении к нерегулируемому шестеренному насосу гидровращателя, не заполненного рабочей жидкостью («сухого») с задержкой подключения момента сопротивления (нагрузки) и подключении полной нагрузки к «валу» гидровращателя при достижении номинальных оборотов [13].

Исследованиями изменения выходных характеристик (рис. 1) серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа с задержкой подключения нагрузки при разгоне (рис. 1, а), установлено, что «всплески» давления рабочей жидкости на протяжении $0,2 \text{ с}$, в момент пуска «сухих» гидровращателей не превышают значений 9 МПа для модернизированного и 5 МПа для серийного гидровращателей. Далее, на протяжении $0,7 \text{ с}$ (время работы гидровращателя без нагрузки) давление рабочей жидкости равно нулю. В период с $0,9 \text{ с}$ по $1,2 \text{ с}$ происходит значительный «заброс» давления (момент подключения полной нагрузки) равный 65 МПа для модернизированного и 52 МПа для серийного гидровращателей с последующим установлением значения давления равным 21 МПа для обоих гидровращателей на протяжении $0,3 \text{ с}$ для модернизированного и $0,1 \text{ с}$ для серийного гидровращателей. В период времени с $1,3 \text{ с}$ для серийного и с $1,5 \text{ с}$ для модернизированного гидровращателей значения давления рабочей жидкости постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями значений давления рабочей жидкости выходят на номинальный режим 16 МПа для модернизированного и $12,5 \text{ МПа}$ для серийного. Таким образом, можно заключить, что номинальное значение давления рабо-

чей жидкости у модернизированного гидровращателя на 22% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний давления рабочей жидкости у серийного гидровращателя на 39 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 13 МПа до 21 МПа для модернизированного и от 7,9 МПа до 21 МПа для серийного гидровращателей.

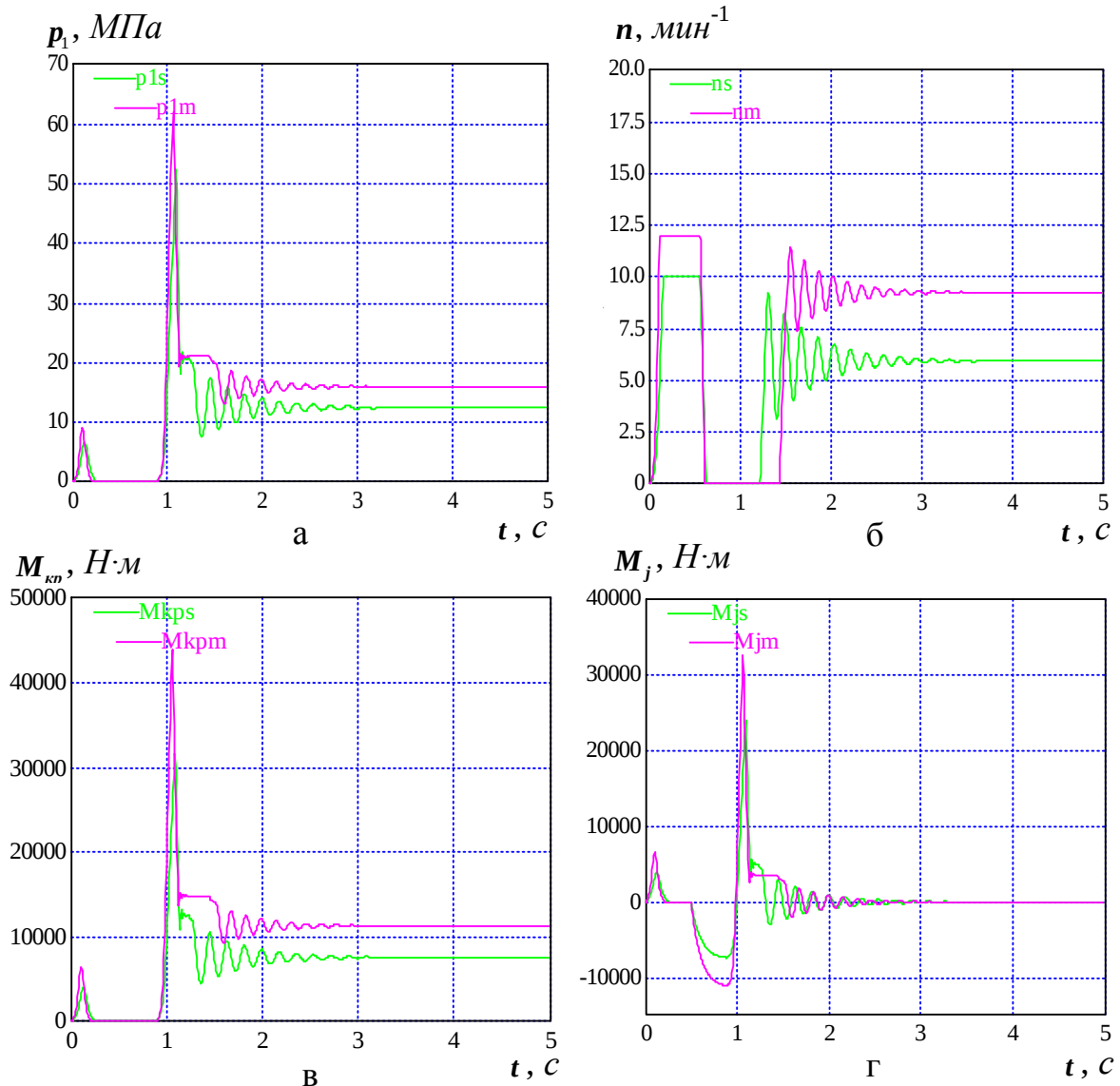


Рис. 1. Зависимости изменения давления (а), частоты вращения (б), крутящего (в) и инерционного (г) моментов гидровращателей, при разгоне гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» с задержкой подключения нагрузки:

— серийный гидровращатель
— модернизированный гидровращатель

Зависимости изменения частоты вращения «валов» гидровращателей (рис. 1, б) с задержкой подключения нагрузки показывают, что в

момент пуска «сухих» гидровращателей их «валы» начинают вращение с одновременным заполнением рабочих камер и в течение 0,07 с гидровращатели выходят на максимальные обороты, соответственно, равные 12 мин^{-1} для модернизированного и 10 мин^{-1} для серийного гидровращателей. В течение времени с 0,07 с по 0,5 с частота вращения «валов» гидровращателей стабильна. По истечении 0,5 с, после подключения полной нагрузки (момента сопротивления) частота вращения «валов» гидровращателей резко падает до полной остановки. В период времени с 0,6 с по 1,25 с у серийного и с 0,6 с по 1,5 с у модернизированного, «валы» гидровращателей неподвижны, так как происходит заполнение рабочих камер рабочей жидкостью. Затем происходит разгон обоих гидровращателей с максимальным всплеском значений частоты вращения равным $11,3 \text{ мин}^{-1}$ для модернизированного и $9,1 \text{ мин}^{-1}$ для серийного гидровращателей. В период с 1,4 с для серийного и 1,6 с для модернизированного, значения частоты вращения «валов» гидровращателей интенсивно уменьшаются с затухающими колебаниями и выходят на номинальный режим 9 мин^{-1} для модернизированного и 6 мин^{-1} для серийного гидравлических вращателей. Таким образом, можно заключить, что номинальное значение частоты вращения у модернизированного гидровращателя на 33% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний частоты вращения у серийного гидровращателя на 39 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от $11,3 \text{ мин}^{-1}$ до $7,5 \text{ мин}^{-1}$ для модернизированного и от $9,1 \text{ мин}^{-1}$ до $3,2 \text{ мин}^{-1}$ для серийного гидровращателей.

Анализ результатов изменения крутящих моментов (рис. 1, в) серийного и модернизированного гидровращателей показывает, что в момент пуска гидровращателей с задержкой подключения нагрузки зависимости изменения крутящих моментов аналогичны зависимостям изменения давления рабочей жидкости (рис. 1, а), при этом «всплески» крутящих моментов на протяжении 0,2 с, в момент пуска «сухих» гидровращателей, составляют $6000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для модернизированного и $4000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для серийного гидровращателей. Далее на протяжении 0,7 с (время работы гидровращателей без нагрузки) крутящие моменты равны нулю. В период с 0,9 с по 1,2 с происходит значительный «заброс» крутящих моментов (момент подключения полной нагрузки) равный $45000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для модернизированного и $30000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для серийного гидровращателей с последующим установлением значений крутящих моментов на протяжении 0,3 с и 0,1 с равным $15000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для модернизированного и $12500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для серийного гидровращателей. В период времени с 1,3 с для серийного и с 1,5 с для модернизированного гидровращателей значения крутящих моментов постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями выходят на номинальный режим $11000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для модернизированного и $6500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для серий-



ного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение крутящего момента у модернизированного гидровращателя на 41% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний крутящего момента у серийного гидровращателя на 35 % больше, чем у модернизированного, и находится в диапазоне от 15000 $H \cdot m$ до 9500 $H \cdot m$ для модернизированного и от 12500 $H \cdot m$ до 4000 $H \cdot m$ для серийного гидровращателей.

Анализ результатов моделирования процессов изменения инерционных моментов (рис. 1, г) серийного и модернизированного гидровращателей показывает, что в момент пуска «сухих» гидровращателей с задержкой подключения нагрузки зависимости изменения инерционных моментов аналогичны зависимостям изменения давления рабочей жидкости (рис. 1, а), при этом «всплески» инерционных моментов, на протяжении 0,2 с, в момент пуска «сухих» гидровращателей, составляют 7000 $H \cdot m$ для модернизированного и 4500 $H \cdot m$ для серийного гидровращателей. Далее на протяжении 0,3 с (время работы гидровращателей без нагрузки) инерционные моменты равны нулю. В период с 0,5 с по 0,9 с происходит нарастание инерционных моментов до значений -11000 $H \cdot m$ для модернизированного и -7500 $H \cdot m$ для серийного гидровращателей. В период с 0,9 с по 1,2 с происходит значительный «всплеск» инерционных моментов (момент подключения полной нагрузки) равный 31500 $H \cdot m$ для модернизированного и 22500 $H \cdot m$ для серийного гидровращателей с последующим установлением значений инерционных моментов на протяжении 0,3 с и 0,1 с равными 4000 $H \cdot m$ для модернизированного и 5000 $H \cdot m$ для серийного гидровращателей. В период с 1,3 с для серийного и с 1,5 с для модернизированного гидровращателей значения инерционных моментов постепенно с затухающими колебаниями уменьшаются до нулевого значения.

Исследования результатов моделирования процессов изменения расходов гидровращателей при разгоне (рис. 2) в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель» с подключением к насосу «сухого» гидровращателя с задержкой подключения нагрузки показывают, что подача насосов (рис. 2, а) для обеспечения работы модернизированного и серийного гидровращателей в исследуемой системе не изменяется в процессе разгона, и соответственно, равна 63 л/мин для модернизированного и 49,5 л/мин для серийного гидровращателей. Таким образом, можно заключить, что номинальное значение подачи насоса для модернизированного гидровращателя на 21,5 % выше, чем для серийного.

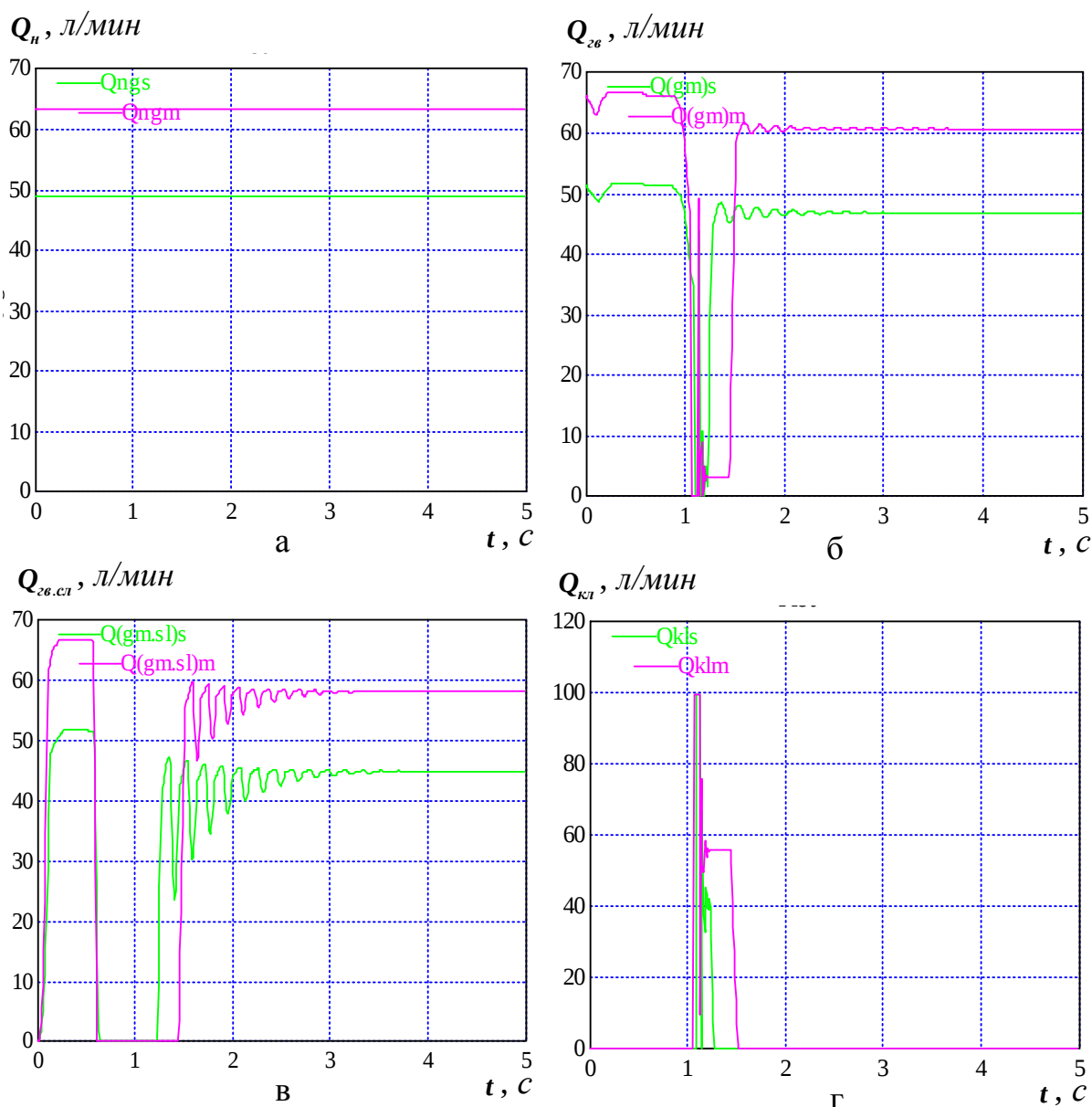


Рис. 2. Зависимости изменения подачи насосов (а), расходов, подводимых (б) и выходящих (в) из гидровращателей, расходов, проходящих через предохранительный клапан (г) при разгоне системы «насос-клапан-гидровращатель» с задержкой подключения нагрузки:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Зависимости изменения расходов, подводимых к гидровращателям (рис. 2, б) в исследуемой гидросистеме показывают, что в период времени от 0,0 с и до 1,0 с к гидровращателям подводится вся рабочая жидкость, подаваемая насосами и ее расход равен 63 л/мин для модернизированного и 49,5 л/мин для серийного гидровращателей. Далее происходит резкое падение расходов рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям, вплоть до нулевого значения (срабатывание предо-



хранительного клапана). В течение 0,1 с для модернизированного и 0,075 с для серийного гидровращателей рабочая жидкость к ним практически не поступает. Начиная с 1,25 с для серийного и 1,5 с для модернизированного гидровращателей количество рабочей жидкости, подводимой к ним, резко возрастает и к 3,0 с с затухающими гармоническими колебаниями выходит на номинальные значения расходов равные 60,5 л/мин для модернизированного и 48 л/мин для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение расхода рабочей жидкости, подводимой к модернизированному гидровращателю на 21% выше, чем к серийному.

Анализ зависимостей изменения расходов жидкости, поступающей на слив из гидровращателей (рис. 2, в) в исследуемой системе показывает, что в период времени от 0,0 с до 0,6 с значения рабочей жидкости, поступающей на слив, резко возрастает до своих номинальных значений, равных 63 л/мин для модернизированного и 49,5 л/мин для серийного гидровращателей. После включения полной нагрузки рабочая жидкость из гидровращателей не поступает на слив, что свидетельствует о том, что в рассматриваемый период от 0,6 с и до 1,1 с, в гидровращателях происходит дозаполнение их рабочих камер рабочей жидкостью, а так же отвод рабочей жидкости через предохранительный клапан. Начиная с 1,25 с для серийного и 1,5 с для модернизированного гидровращателей количество рабочей жидкости, поступающей из гидровращателей на слив, резко возрастает и с затухающими гармоническими колебаниями к 3,0 с выходит на номинальные расходы равные 60,5 л/мин для модернизированного и 48 л/мин для серийного гидровращателей. Исходя из этого, можно заключить, что номинальное значение расхода рабочей жидкости, поступающей из модернизированного гидровращателя на слив, на 21% выше, чем из серийного.

Анализ моделирования изменения расходов жидкости, проходящей через предохранительный клапан (рис. 2, г), как для модернизированного, так и для серийного гидровращателей, в исследуемой системе показывает, что в период времени от 0,0 с и до 1,05 с предохранительный клапан закрыт, т.е. рабочая жидкость через него не проходит. При достижении времени разгона модернизированного гидровращателя 1,05 с, происходит резкое срабатывание предохранительного клапана с мгновенным всплеском расхода рабочей жидкости через него до 100 л/мин и в течение 0,015 с расход рабочей жидкости через клапан устанавливается на значения близком к 58 л/мин для модернизированного и 42 л/мин для серийного гидровращателей. При достижении времени разгона 1,25 с для серийного и 1,5 с для модернизированного гидровращателей, происходит резкое отключение предохранительных клапанов, т.е. расход через предохранительные кла-

паны отсутствует, и весь поток рабочей жидкости направляется к гидровращателям.

Исследованиями изменения КПД гидровращателей (рис. 3) при разгоне в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель» с подключением к насосу «сухого» гидровращателя с задержкой подключения нагрузки, показывает, что в период времени от 0,0 с и до 0,6 с значения объемного КПД (рис. 3, а) обоих гидровращателей резко возрастают до 0,98. После включения полной нагрузки «валы» гидровращателей останавливаются и значения их объемного КПД равны нулю. В период времени от 0,6 с до 1,125 с в серийном и от 0,6 с до 1,5 с в модернизированном гидровращателях происходит дозаполнение их рабочих камер рабочей жидкостью, а так же отвод жидкости через предохранительный клапан. Начиная с 1,25 с для серийного и 1,5 с для модернизированного гидровращателей их объемный КПД резко возрастает, и с затухающими колебаниями к 4,0 с выходит на номинальные значения, равные 0,96 для модернизированного и 0,8 для серийного гидровращателей. Исходя из вышесказанного, можно заключить, что номинальное значение объемного КПД модернизированного гидровращателя на 17% выше, чем серийного.

Анализ зависимостей изменения гидромеханического КПД гидровращателей (рис. 3, б) при разгоне в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель» с задержкой подключения нагрузки показывает, что в период времени от 0,0 с до 0,2 с в модернизированном и от 0,0 с до 0,6 с в серийном гидровращателях, значения гидромеханического КПД резко возрастают до 0,9 у модернизированного и до 0,86 у серийного гидровращателей. После включения полной нагрузки, «валы» гидровращателей останавливаются и значения их гидромеханического КПД равны нулю. В период от 0,6 с до 1,1 с в серийном и от 0,2 с до 1,4 с в модернизированном гидровращателях происходит дозаполнение их рабочих камер рабочей жидкостью, а так же отвод рабочей жидкости через предохранительный клапан. Начиная с 1,1 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей значения их гидромеханического КПД резко возрастают и с затухающими колебаниями к 4,0 с выходят на номинальные значения, равные 0,7 для модернизированного и 0,6 для серийного гидровращателей. Таким образом, можно констатировать, что номинальное значение механического КПД модернизированного гидровращателя на 14% выше, чем серийного, а амплитуда максимальных колебаний механического КПД у серийного гидровращателя на 11% больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 0,95 до 0,54 для модернизированного и от 0,85 до 0,39 для серийного гидровращателей.

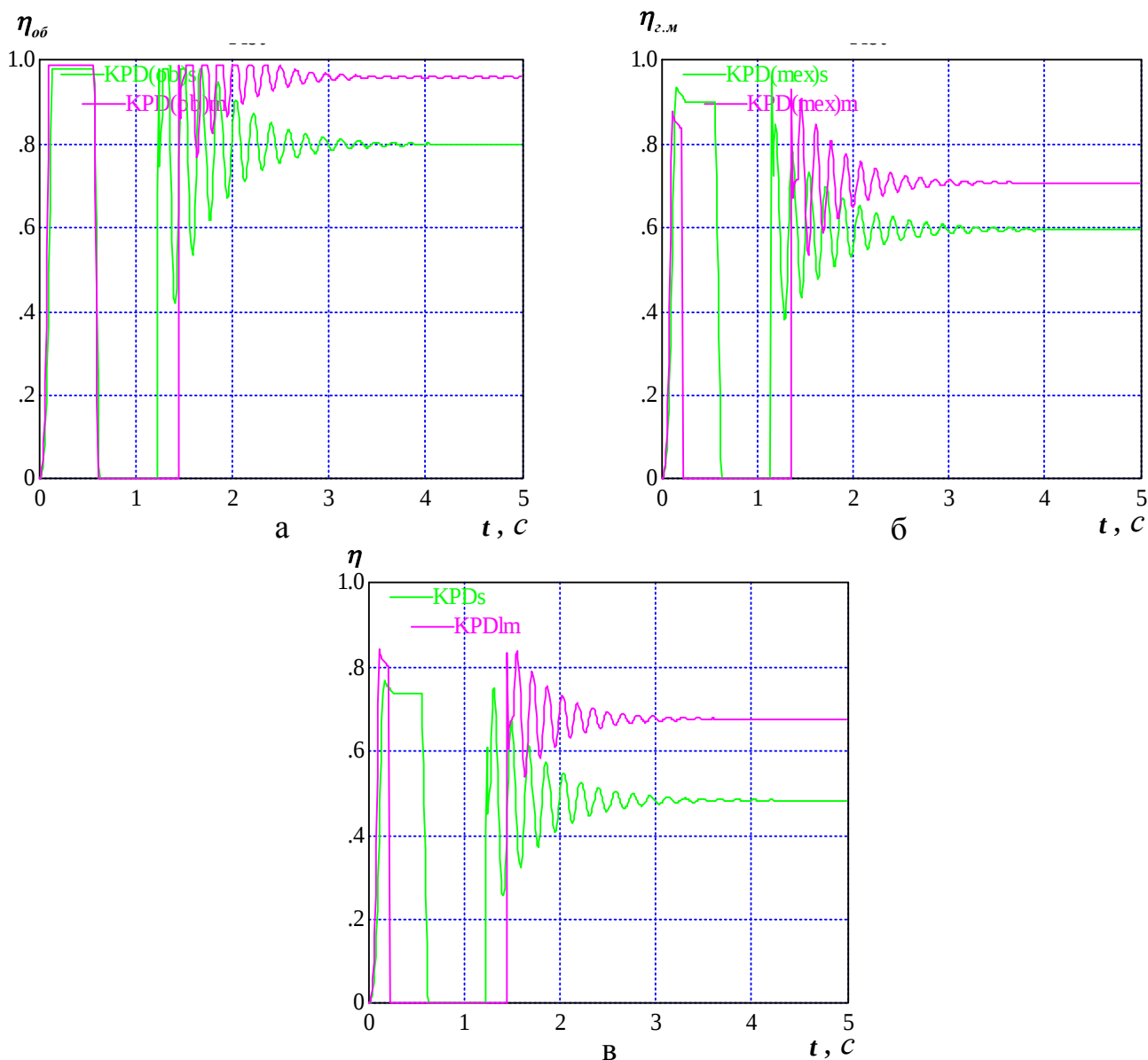


Рис. 3. Зависимости изменения объемного (а), гидромеханического(б) и общего (в) КПД гидровращателей при разгоне гидросистемы «насос-клапан-гидровращатель» с задержкой подключения нагрузки:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Анализ исследований изменения общего КПД гидровращателей (рис. 3, в) при разгоне в гидросистеме «насос-клапан-гидровращатель» с задержкой подключения нагрузки показывает, что в период времени от 0,0 с и до 0,2 с для модернизированного и от 0,0 с и до 0,6 с для серийного гидровращателей, значения общего КПД резко возрастают до 0,82 у модернизированного и до 0,75 у серийного гидровращателей. После включения полной нагрузки, «валы» гидровращателей останав-

ливаются и значения их общего КПД равны нулю. В период от 0,6 с до 1,125 с в серийном и от 0,2 с и до 1,4 с в модернизированном гидровращателях происходит дозаполнение их рабочих камер рабочей жидкостью, а так же отвод жидкости через предохранительный клапан. Начиная с 1,125 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей их общий КПД резко возрастает, и с затухающими колебаниями к 4,0 с выходит на номинальные значения, равные 0,67 для модернизированного и 0,48 для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение общего КПД модернизированного гидровращателя на 28% выше, чем серийного, а амплитуда максимальных колебаний общего КПД серийного гидровращателя на 18 % больше, чем модернизированного и находится в диапазоне от 0,82 до 0,53 для модернизированного и от 0,75 до 0,25 для серийного гидровращателей.

Исследованиями изменения мощностей серийного и модернизированного гидровращателей (рис. 4) в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель» с подключением к насосу «сухого» гидровращателя и с задержкой подключения нагрузки при разгоне (рис. 4, а) установлено, что «всплески» затраченных мощностей на протяжении 0,2 с, в момент пуска «сухих» гидровращателей, не превышают значений 10 кВт для модернизированного и 5 кВт для серийного гидровращателей. Далее на протяжении 0,7 с (время задержки включения нагрузки) значения затраченных мощностей равно нулю. В период с 0,9 с по 1,2 с происходит значительный «заброс» значений затраченных мощностей (момент подключения полной нагрузки) равный 47кВт для модернизированного и 29,5 кВт для серийного гидровращателей с последующим установлением значения мощности равным 2кВт для обоих гидровращателей на протяжении 0,3 с по 0,1 с. В период с 1,2 с для серийного и с 1,4 с для модернизированного гидровращателей значения затраченных мощностей резко возрастают до 20кВт у модернизированного и 15 кВт у серийного гидровращателей, а затем постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями к 2 с выходят на номинальный режим 16 кВт для модернизированного и 10 кВт для серийного гидровращателей. Таким образом, можно заключить, что номинальное значение затраченной мощности у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний затраченной мощности у серийного гидровращателя на 33 % больше, чем у модернизированного, и находится в диапазоне от 20 кВт до 14 кВт для модернизированного и от 15 кВт до 6 кВт для серийного гидровращателей.

Анализ результатов моделирования изменения полезной мощности гидровращателей (рис. 4, б) показывает, что в момент пуска «сухих» гидровращателей с задержкой подключения момента сопро-

тивления при разгоне, «всплески» полезной мощностей на протяжении 0,2 с, в момент пуска «сухих» гидровращателей, не превышают значений 7,5 кВт для модернизированного и 2,6 кВт для серийного гидровращателей. Далее, на протяжении 1,0 с для серийного и 1,2 с для модернизированного гидровращателей (время задержки включения нагрузки) значения их полезных мощностей равны нулю, а «валы» гидровращателей неподвижны, так как происходит заполнение рабочих камер рабочей жидкостью. Затем происходит разгон обоих гидровращателей с максимальным всплеском значений полезной мощностей равным 15,0 кВт для модернизированного и 8,7 кВт для серийного гидровращателей. В период с 1,2 с для серийного и 1,4 с для модернизированного, значения полезной мощности гидровращателей с затухающими колебаниями интенсивно уменьшаются и к 3 с выходят на номинальный режим 12 кВт для модернизированного и 4,9 кВт для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение полезной мощности у модернизированного гидровращателя на 59% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний полезной мощности у серийного гидровращателя на 20 % больше, чем у модернизированного, и находится в диапазоне от 15,0 кВт до 7,3 кВт для модернизированного и от 8,7 кВт до 2,5 кВт для серийного гидровращателей.

Результаты моделирования работы гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» (рис. 1...4) с подключением к регулируемому шестеренному насосу «сухого» гидровращателя, не заполненного рабочей жидкостью, во время пуска с задержкой подключения момента сопротивления (нагрузки) и подключении полной нагрузки к «валу» гидровращателя при достижении номинальных оборотов показывают, что амплитуда максимальных колебаний выходных параметров серийного и модернизированного гидравлических вращателей меньше в среднем на 50%, чем при пуске гидросистемы с полной нагрузкой на «валу» гидровращателя [11] при уменьшении продолжительности колебаний выходных параметров.

Выводы.

Моделирование рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель», с задержкой подключения момента сопротивления (нагрузки) и подключении полной нагрузки к «валу» гидровращателя при достижении номинальных оборотов, с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, позволило обосновать и исследовать динамику изменения выходных характеристик гидровращателя с большим рабочим объемом ($V_{\text{зв}} = 6300 \text{ см}^3$) в реальных условиях эксплуатации.

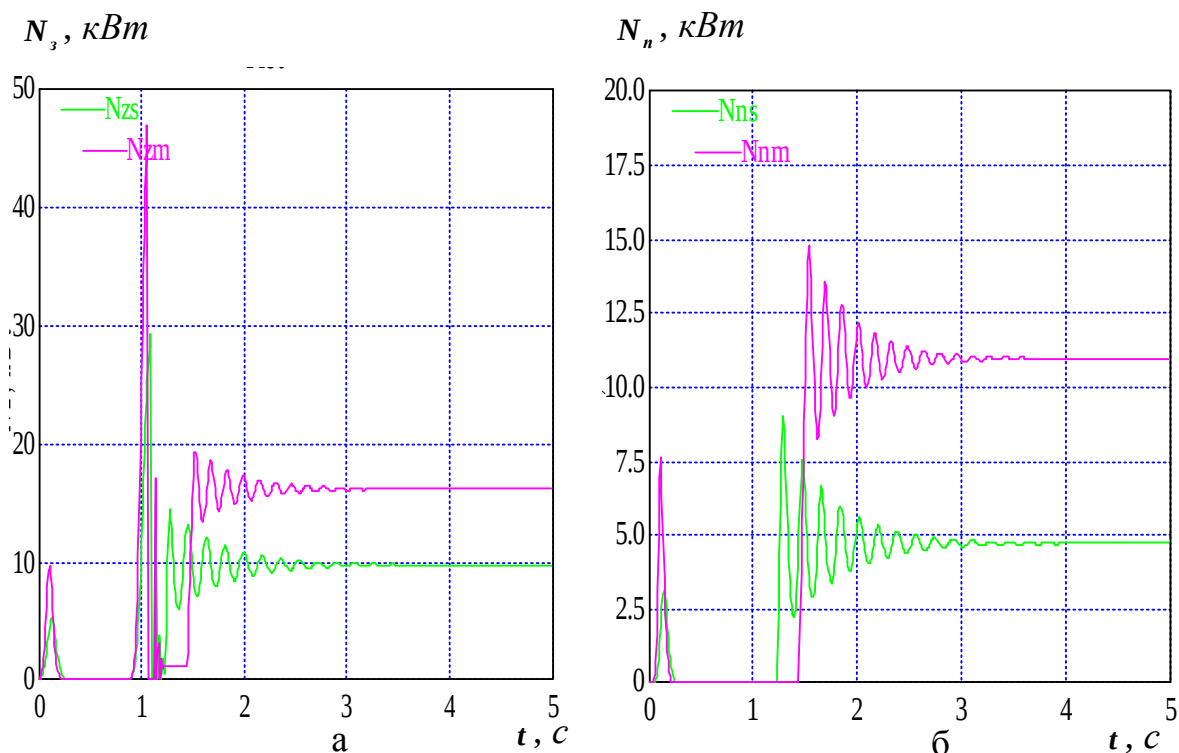


Рис. 4. Зависимости изменения затраченной (а) и полезной (б) мощностей при разгоне гидросистемы «насос-клапан-гидровращатель» с задержкой подключения нагрузки:
— серийный гидровращатель
— модернизированный гидровращатель

Исследования динамики изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в составе гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» с учетом конструктивных особенностей гидровращателя, а также взаимосвязи всех элементов гидравлической системы и их взаимодействия с рабочей жидкостью показывают, что

- номинальное значение давления рабочей жидкости у модернизированного гидровращателя на 22% выше, чем у серийного, при этом амплитуда колебаний давления рабочей жидкости у серийного гидровращателя на 29 % больше, чем у модернизированного;
- значение крутящего момента у модернизированного гидровращателя на 41% выше, чем у серийного, при этом амплитуда колебаний крутящего момента у серийного гидровращателя на 35% больше, чем у модернизированного;
- номинальное значение количества рабочей жидкости, подводимой к модернизированному гидровращателю и поступающей на слив из него, на 21% выше, чем у серийного;



- номинальное значение частоты вращения у модернизированного гидровращателя на 33% выше, чем у серийного, при этом амплитуда колебаний частоты вращения у серийного гидровращателя на 39% больше, чем у модернизированного;
- номинальное значение затраченной мощности у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, при этом амплитуда колебаний затраченной мощности у серийного гидровращателя на 33 % больше, чем у модернизированного;
- номинальное значение полезной мощности у модернизированного гидровращателя на 59% выше, чем у серийного, при этом амплитуда колебаний полезной мощности у серийного гидровращателя на 20% больше, чем у модернизированного;
- номинальное значение объемного КПД модернизированного гидровращателя на 17% выше, чем у серийного, гидромеханического КПД – на 14% и общего КПД – на 18% выше.

Результаты моделирования работы гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» с подключением к нерегулируемому шестеренному насосу «сухого» гидровращателя, не заполненного рабочей жидкостью, во время пуска с задержкой подключения момента сопротивления (нагрузки) и подключении полной нагрузки к «валу» гидровращателя при достижении номинальных оборотов показывают, что амплитуда максимальных колебаний выходных параметров серийного и модернизированного гидравлических вращателей меньше в среднем на 50%, чем при пуске гидросистемы с полной нагрузкой на «валу» гидровращателя [11] при уменьшении продолжительности колебаний выходных параметров.

Литература

1. Волошина А.А. Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники / А.А. Волошина // Праці ТДАТУ.– Мелітополь, 2011.– Вип. 11.– т.1.– с. 67-85.
2. Панченко А.И. Основные направления гидрофикации мобильной техники / А.И. Панченко, А.А. Волошина, Ю.П. Обернихин // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2013. – Вип. 13. – т.6. – с. 3-19.
3. Волошина А.А. Конструктивные особенности гидромашин планетарного типа, применяемых в гидроагрегатах мобильной техники / А.А. Волошина // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь. – 2013. – Вип.3. – т.1.– с. 61-82.
4. Ерасов Ф.Н. Новые планетарные машины гидравлического привода / Ф.Н. Ерасов. – Киев.: УкрНИИНТИ, 1969. – 55 с.
5. Панченко А.И. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа / А.И. Панченко, А.А. Воло-



шина, В.П. Кувачев, И.А. Панченко // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – т.3. – с. 174-184.

6. Панченко А.И. Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип. 9. – т.5. – с. 68-74.

7. *Панченко А.И.* Математическая модель насосной станции с приводным двигателем // *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2013. – Вип. 13. – т.6. – с. 45-61.

8. *Панченко А.И.* Математическая модель высокомоментного гидромотора с упруго-инерционной нагрузкой // *А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.И. Засядько* / MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2014. – Vol. 16. – no 5. – p. 293-298.

9. Панченко А.И. Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко // Промислова гідроліка і пневматика. – 2014. – №1 (43). – с. 29-41.

10. Волошина А.А. Параметрические исследования вытеснительной и распределительной систем гидравлического вращателя планетарного типа / А.А. Волошина // Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип.4. – т.1.– с. 30-40.

11. Панченко А.И. Исследование динамики гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» / А.И. Панченко, А.А. Волошина // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2014. – Вип. 15. – т.3. – с. 66-79.

12. *Волошина А.А.* Начальные условия моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа // *А.А. Волошина* / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2014. – Вип. 14. – т.4. – с. 81-94.

13. *Волошина А.А.* Обоснование начальных условий моделирования работы гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата // *А.А. Волошина* / Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип.4. – т.1.– с. 76-87.

ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ, ЩО ВІДБУВАЮТЬСЯ В ГІДРАВЛІЧНІЙ СИСТЕМІ НАСОС-КЛАПАН-ГІДРООБЕРТАЧ

Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А.

Анотація - Робота присвячена особливостям моделювання робочих процесів, що відбуваються в гідравлічній системі «насос-клапан-гідрообертач» з серійним і модернізованим гідравлічними



обертачами планетарного типу (з великими робочими об'ємами), а також дослідженням динаміки зміни вихідних характеристик серійного і модернізованого гідрообертачів з урахуванням їх конструктивних особливостей, взаємозв'язку всіх елементів досліджуваної гідравлічної системи та їх взаємодії з робочою рідиною.

FEATURES OF MODELING OF THE WORKING PROCESSES WHICH TAKE PLACE IN THE PUMP-VALVE-HYDRAULIC ROTATOR HYDRAULIC SYSTEM

Panchenko A., Voloshina A., Panchenko I.

Summary

The paper is devoted to the features of modeling of the working processes which take place in the pump-valve-hydraulic rotator hydraulic system. The system employs both the serial and updated planetary hydraulic rotators (with the large volumes). The research results of dynamics of changes in the output characteristics for the serial and updated hydraulic rotators are also presented. The design features of the hydraulic rotators as well as the relationship between all the studied hydraulic system elements have been taken into account while research.



УДК 620.952:662767.2

ОТРИМАННЯ ЕНЕРГІЇ ІЗ СИРОВИНИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ПОХОДЖЕННЯ

Кухарець С. М., д.т.н.,

Голуб Г. А., д.т.н.

*Житомирський національний агроекологічний університет,
Національний університет біоресурсів і природокористування
України*

Тел.: (0412)-22-38-24

Анотація - у відповідності до запропонованої технологічної схеми модульної біогазової установки розглядаються нові технічні рішення в системі перемішування реагуючого субстрату в метановому реакторі, які полягають у використанні зміни напрямку дії гравітаційних сил, що впливають на переміщення легкої і важкої фракцій біомаси, що заповнюють циліндричний внутрішній обертовий корпус з діаметрально виконаною перегородкою.

Запропоновані котли для спалювання рослинної біомаси за рахунок використання удосконаленої конструкції розсіювача повітря, що дозволяє збільшити площу горіння палива із збереженням стабільної подачі повітря в зону утворення генераторного газу, а також забезпечити ефективне спалювання горючих газів за рахунок подачі додаткового повітря в камеру згорання котла, дозволяють підвищити віддачу тепла в порівнянні із прямим спалюванням соломи.

Запропоновано обладнання для виробництва дизельного біопалива, що забезпечує зменшення витрат енергії на перемішування та спрощення конструкції обладнання при забезпеченні необхідних показників якості дизельного біопалива.

Встановлено що собівартість виробництва електроенергії із використанням біореакторів обертового типу лежатиме в діапазоні від 0,34 грн/кВт·год до 0,90 грн/кВт·год. Проведене техніко-економічне-обґрунтування ефективності використання котлів із верхнім горінням дозволило встановити, що питомі витрати отримання тепла складають для котла із верхнім горінням 30 грн/ГДж. Собівартість виробництва дизельного біопалива складе від 12172 грн/тону до 12886,7 грн/тону.

Ключові слова: агроєкосистема, біогаз, дизельне біопаливо, солома, спалювання, циркуляція, змішування, горіння, ефективність, технологія, параметри, котел, реактор, метантенк/

Постановка проблеми. Основні завдання функціонування сільськогосподарського виробництва такі [1, 2, 3]:

- забезпечення населення продуктами харчування, або продовольче завдання;
- забезпечення технологічних процесів та побуту енергетичними ресурсами, енергетичне завдання;
- утримання біологічного розмаїття форм життя й збереження навколишнього середовища, екологічне завдання.

Проте, комплексне вирішення завдань функціонування агроєкосистем є науковою проблемою, що полягає в подоланні протиріччя в тому, що збільшення виробництва продуктів споживання (вирішення першого завдання) та збільшення виробництва енергії (вирішення другого завдання), призводить до погіршення екологічного стану агроєкосистеми, що в першу чергу виражається в дегуміфікації ґрунтового середовища (не вирішення третього завдання). Тому, сільськогосподарська діяльність повинна розвивати ефективні методи раціонального землекористування та «безвідходних технологій» для задоволення як продовольчих, так і енергетичних потреб. Що дозволить, в умовах дефіциту в Україні традиційних джерел енергії підвищити енергетичну забезпеченість сільськогосподарських підприємств. Одним із напрямів підвищення енергетичної ефективності в сільськогосподарському виробництві є зниження частки непоновлюваних джерел і підвищення – поновлюваних. А саме, використання джерел енергії, до яких належать сонячна, вітрова, геотермальна енергія, енергія хвиль та приливів, гідроенергія, енергія біомаси, газу з органічних відходів, каналізаційно-очисних станцій тощо.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Для України найбільш можливими та актуальними відновлюваними джерелами енергії є: енергія сонця, енергія вітру, гідроенергія (енергія малих річок), енергія біомаси, «вторинні джерела енергії» (побутові та промислові відходи). Враховуючи природні фактори, зокрема кліматичні умови, температурний режим можливий висновок, що в Україні на даний час застосування таких відновлюваних джерел енергії як сонячна енергетика та енергія вітру є досить складним в силу технічних та економічних причин. Так, сонячна енергетика відноситься до найбільш матеріалоємних видів енергії, а отримання вітрової енергії передбачає встановлення обладнання на досить великій території. Крім того, при використанні даних видів енергії недоліком є значна циклічність виробництва [4, 5, 6].

Більшого поширення в Україні набула гідроенергетика. Проте більшість малих гідроелектростанцій, які б могли забезпечувати електроенергією сільське господарство, побудовані ще в середині ХХ століття та на сьогодні потребують вкладення значних грошових ресурсів на відновлення їх продуктивності. Крім того, існує проблема висихання та заболочення малих річок, що приводить до зменшення можливого використання річок для гідроенергетики.

Потенціал біомаси як відновлюваного джерела енергії в Україні досить великий. Земельні ресурси, які можуть бути використані для виробництва біомаси, в Україні є більшими, ніж у країнах ЄС разом узятих [7, 8]. Одним з основних шляхів скорочення споживання природного газу в Україні може стати широке застосування технологій виробництва енергії з місцевих видів органічної сировини, зокрема таких, як біомаса [9]. Біомасу можна розглядати як вуглецевмісткі речовини органічного походження (деревина, солома, рослинні залишки, енергетичні культури тощо), що можуть використовуватись як паливо для виробництва енергії. Для цього необхідне застосування сучасних технологій для конверсії вихідної біомаси в сучасні та зручні для споживання види енергоносіїв (електроенергія, рідке та газоподібне паливо), а також ефективне використання твердого палива.

Мета, завдання та методика досліджень. Метою публікації є обґрунтування методів отримання енергії із сировини сільськогосподарського походження на основі агропромислових технологій із використанням адаптованого енергоефективного обладнання. Задачею дослідження є визначення ефективності використання розроблених нами технологій та обладнання для отримання енергії. Для вирішення поставленої задачі необхідно скористатися методикою конструювання елементів забезпечення енергетичної автономності агроєкосистеми із наслідуванням властивостей структури агроєкосистеми.

Результати досліджень. Виробництво біогазу є ефективною технологією, що зумовлюється наявністю значного сировинного потенціалу, як в рослинництві так і в тваринництві [2, 5, 8]. За технологічну основу виробництва біогазу нами прийнято процес метаногенезу біосировини з добовим об'ємом до 300 м³, температурним режимом 38-55 °С, яка має кислотність 6,5-7 од., вологість 90-95%, фракційний склад з максимальним розміром твердих складових до 30 мм, допустиме відхилення температури в анаеробному реакторі в межах ± 2 °С, дозі добового завантаження 10 %, яке здійснюється кожні 2 год. та експозиції анаеробного зброджування від 10 до 20 діб у залежності від вибраного температурного режиму зброджування [10].

В запропонованій нами модульній біогазовій установці [10, 11] (рис. 1, 2) перемішування реагуючого субстрату в метановому реакторі відбувається завдяки зміні напрямку дії гравітаційних сил, що

впливають на переміщення легкої і важкої фракцій біомаси, що заповнюють внутрішній обертовий корпус, виконаний у вигляді циліндра з діаметрально виконаною перегородкою. Метантенк обертається в рідині, яка знаходиться в зовнішньому корпусі. Така конструкція створює підймальну силу для обертового біореактора, розвантажуючи опорні цапфи, що зменшує сили тертя в них і відповідно зменшує енергію, яка витрачається на обертання і перемішування завантаженої біомасою конструкції.

Для недопущення розшарування біомаси та забезпечення її перемішування завдяки підняттю мінеральної складової біомаси, яка накопичується у нижній частині метантенка та занурення органічної складової біомаси, яка накопичується у верхній частині метантенка, необхідно мати значення переміщення та відносної швидкості частинок біомаси на перемішуючих лопатках обертового метантенка (рис. 4).

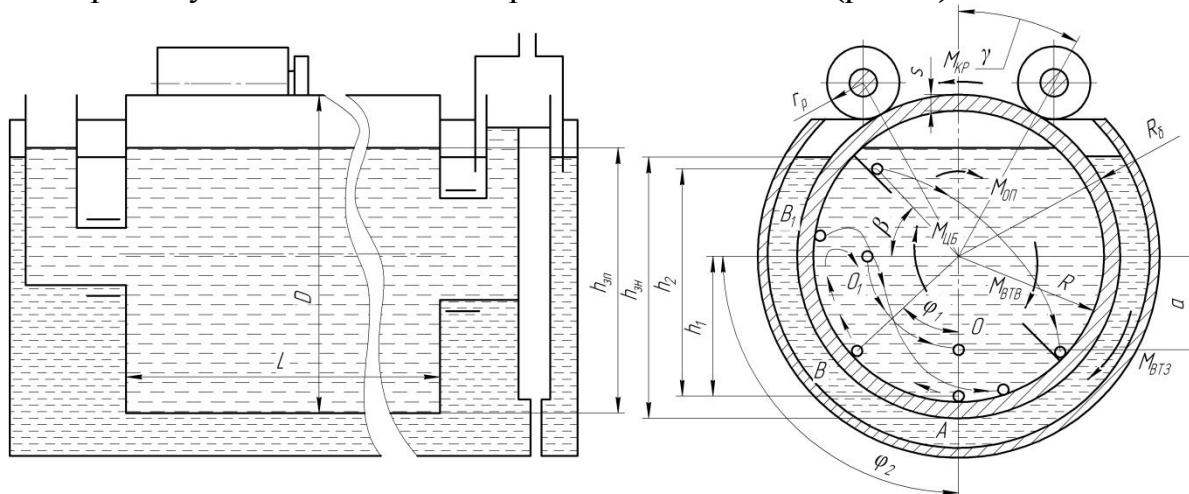


Рис. 2. Структурна схема обертового реактора:

D – внутрішній діаметр реактора, м; L – робоча довжина реактора, м; M_{KP} – крутний момент для забезпечення обертання реактора, Н·м; $M_{оп}$ – момент опору підшипникових вузлів, Н·м; $M_{БТЗ}$ – момент в'язкого тертя зовнішньої поверхні реактора об рідину, в яку занурено реактор, Н·м; $M_{БТВ}$ – момент в'язкого тертя внутрішньої поверхні реактора об рідку біомасу, яка перебуває у реакторі, Н·м; $M_{ЦБ}$ – момент, необхідний для забезпечення циркуляції біомаси у реакторі, Н·м; h_1 – висота піднімання біомаси під дією сил тертя, м; h_2 – висота піднімання біомаси лопатками, м; h_{zn} – висота заповнення реактора біомасою, м;

h_{zn} – глибина занурення реактора, м; s – товщина стінки реактора, м; R – внутрішній радіус біореактора, м; R_B – зовнішній радіус біореактора, м; r_r – радіус ролика, м; a – відстань від осі реактора до частинки біомаси після однієї циркуляції, м; γ – кут установлення привідних роликів, рад; ϕ_1 – теоретичний кут піднімання частинки біомаси, град; ϕ_2 – дійсний кут піднімання частинки біомаси, град; β – кут тертя між біомасою та матеріалом біореактора, рад.

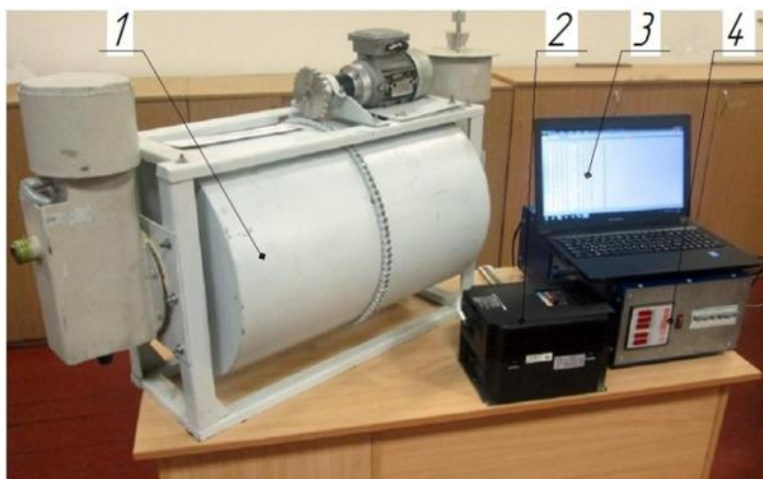


Рис. 3. Комплект обладнання для проведення дослідження енергетичної ефективності перемішування субстрату (зовнішній корпус не показано): 1 – обертовий метантенк; 2 – частотний перетворювач; 3 – реєстратор; 4 – цифровий вимірювальний пристрій.

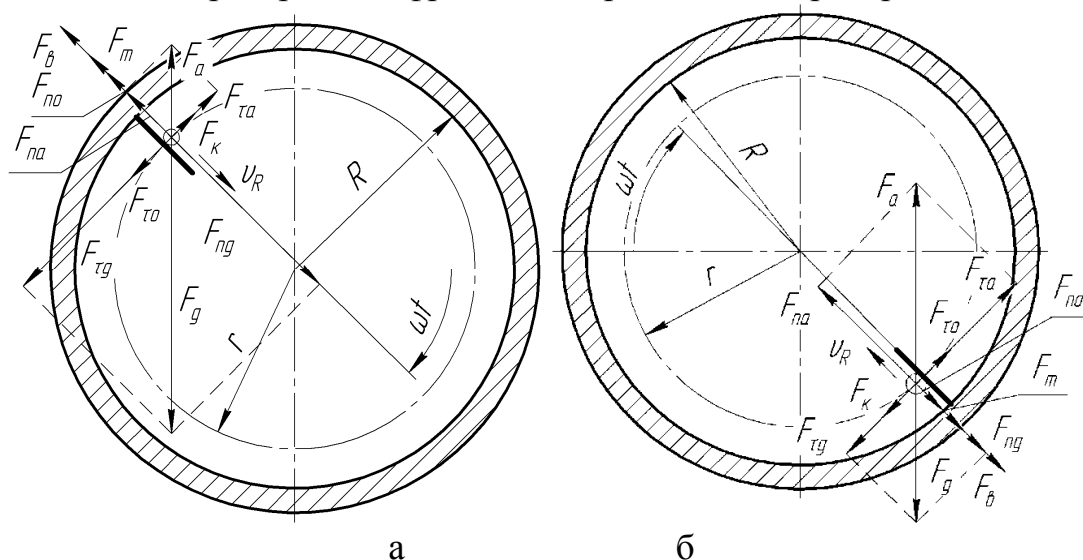


Рис. 4. Схема дії сил на мінеральні (а) та органічні (б) частинки субстрату: F_g – сила тяжіння, Н; F_a – сила Архімеда, Н; F_m – сила тертя, Н; F_k – коріолісова сила інерції, Н; $F_θ$ – відцентрова сила інерції, Н; F_{to} – сила, що притискує частинку до лопатки завдяки опору субстрату, Н; F_{no} – сила опору субстрату, яка протидіє руху частинки у радіальному напрямку, Н; r – поточний радіус положення частинки субстрату, м; v_R – відносна швидкість органічної частинки під час руху по лопатці, м/с; R – внутрішній радіус метантенка, м; $ωt$ – кут повороту метантенка, рад.

Диференційні рівняння руху частинок субстрату по лопатках обертового метантенка мають такий вигляд:

– для мінеральних частинок субстрату



$$\frac{d^2 r}{dt^2} + (2f\omega - k_1) \frac{dr}{dt} - (\omega^2 + fk_1\omega)r = g[f(1 - k_2)\cos(\omega t) + (k_2 - 1)\sin(\omega t)], \quad (3)$$

– для органічних частинок субстрату

$$\frac{d^2 r}{dt^2} + (2f\omega - k_1) \frac{dr}{dt} - (\omega^2 + fk_1\omega)r = g[f(k_2 - 1)\cos(\omega t) + (1 - k_2)\sin(\omega t)], \quad (4)$$

де r – поточний радіус положення частинки субстрату, м;
 f – коефіцієнт тертя частини субстрату по матеріалу лопатки метантенка, віднос. од.;
 ω – кутова швидкість обертання метантенка, с^{-1} ;
 g – прискорення земного тяжіння, м/с^2 ;
 t – час руху метантенка, с;
 k_1 – коефіцієнт пропорційності при ламінарному обтіканні органічних частинок субстратом, с^{-1} ; $k_1 = 18\eta/(\rho_c d_E^2)$;
 k_2 – коефіцієнт відношення густини, $k_2 = \rho_c/\rho_\text{ч}$;
 ρ_c – густина субстрату, кг/м^3 ;
 $\rho_\text{ч}$ – густина частинки, кг/м^3 ;
 η – динамічна в'язкість субстрату, $\text{Па}\cdot\text{с}$;
 d_E – еквівалентний діаметр, м.

Із урахуванням початкових умов при роботі обертового метантенка отримано переміщення, відносну швидкість та постійні диференціальних рівнянь (3) та (4), що становлять:

– для мінеральних частинок субстрату

$$r = C_1 \exp(\lambda_1 t) + C_2 \exp(\lambda_2 t) + \frac{g(f^2 + 1)(k_2 - 1)}{4(\omega^2 f^2 + 1) + k_1^2(f^2 + 1)} \left(\frac{k_1}{\omega} \cos(\omega t) + 2 \sin(\omega t) \right), \quad (5)$$

$$v_R = \frac{dr}{dt} = \lambda_1 C_1 \exp(\lambda_1 t) + \lambda_2 C_2 \exp(\lambda_2 t) + \frac{g(f^2 + 1)(k_2 - 1)}{4(\omega^2 f^2 + 1) + k_1^2(f^2 + 1)} (2\omega \cos(\omega t) - k_1 \sin(\omega t)), \quad (6)$$

$$C_1 = \frac{\Delta_{C_1}}{\Delta} = \frac{\lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1} \left[\left(R - \frac{k_1 k_3}{\omega} \right) + \frac{2\omega k_3}{\lambda_2} \right], \quad (7)$$

$$C_2 = \frac{\Delta_{C_2}}{\Delta} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2 - \lambda_1} \left(\frac{k_1 k_3}{\omega} - \frac{2\omega k_3}{\lambda_1} - R \right); \quad (8)$$

– для органічних частинок субстрату

$$r = C_1 \exp(\lambda_1 t) + C_2 \exp(\lambda_2 t) + \frac{g(f^2 + 1)(k_2 - 1)}{4(\omega^2 f^2 + 1) + k_1^2(f^2 + 1)} \left(2 \sin(\omega t) - \frac{k_1}{\omega} \cos(\omega t) \right), \quad (9)$$

$$\begin{aligned} v_R = \frac{dr}{dt} = \lambda_1 C_1 \exp(\lambda_1 t) + \lambda_2 C_2 \exp(\lambda_2 t) + \\ + \frac{g(f^2 + 1)(k_2 - 1)}{4(\omega^2 f^2 + 1) + k_1^2(f^2 + 1)} (2\omega \cos(\omega t) + k_1 \sin(\omega t)), \end{aligned} \quad (10)$$

$$C_1 = \frac{\Delta_{C_1}}{\Delta} = \frac{\lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1} \left[\left(R + \frac{k_1 k_3}{\omega} \right) + \frac{2\omega k_3}{\lambda_2} \right], \quad (11)$$

$$C_2 = \frac{\Delta_{C_2}}{\Delta} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2 - \lambda_1} \left(-\frac{2\omega k_3}{\lambda_1} - R - \frac{k_1 k_3}{\omega} \right), \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \text{де } k_3 = \frac{g(f^2 + 1)(k_2 - 1)}{4(\omega^2 f^2 + 1) + k_1^2(f^2 + 1)}; \\ \lambda_{1,2} = \frac{k_1}{2} - f\omega \mp \sqrt{\omega^2(f^2 + 1) + \frac{k_1^2}{4}}. \end{aligned}$$

На основі отриманих розв'язків рівнянь встановлено, що за середньої густини субстрату $\rho_c = 1025\text{-}1050 \text{ кг/м}^3$, мінеральної частини субстрату $\rho_m = 1150\text{-}1250 \text{ кг/м}^3$ та органічної частини субстрату $\rho_o = 800\text{-}900 \text{ кг/м}^3$ раціональні значення кутової швидкості метантенка становлять $\omega = 0,035\text{-}0,08 \text{ с}^{-1}$. Довжина лопатки метантенка $l = (0,775\text{-}0,825)R$. За цих значень кутової швидкості та довжини лопатки мінеральні частинки будуть підійматися у верхню частину метантенка, після чого частинки будуть відокремлюватися від лопатки та рухатися вниз, а органічні частинки субстрату будуть занурюватися у нижню частину біореактора, після чого будуть відокремлюватися від лопатки та рухатися вгору (рис. 4), внаслідок цього буде забезпечуватися рівномірне перемішування та взаємопроникнення складових субстрату.

Оскільки верхня частина біореактора завжди буде заповнена біогазом, то внутрішні перетоки рідини у реакторі призведуть до циклічних поштовхів, які будуть порушувати статичну рівновагу обертового реактора і призводити до циклічної зміни навантаження. На динаміку потужності для забезпечення циркуляції біомаси будуть впливати як параметри біомаси (щільність, в'язкість, вміст та розміри твердої фракції), так і форма внутрішньої конструкції метантенка (кількість лопаток, ступінь перекриття барабана).

Значення потужності для подолання моменту сил в'язкого тертя для зовнішньої циліндричної поверхні реактора залежить від градієнта швидкості за глибиною.

Момент опору підшипникових вузлів залежить від рівня занурення метантенка у рідину. Без занурення момент опору підшипникових вузлів максимальний, по мірі занурення він буде зменшуватись, оскільки сила Архімеда буде компенсувати вагу реактора. При подальшому зануренні момент опору підшипникових вузлів знову буде збільшуватися через перекомпенсацію ваги реактора силою Архімеда.

Загальне значення потужності для забезпечення обертання реактора, враховуючи вищенаведені складові може бути подано у такому вигляді:

$$\begin{aligned}
 N_{KP} = & \omega f d_n g \times \\
 & \times \left[R_B^2 L \rho \left(\pi - \arccos \left((h_{zn} - R_B) / R_B \right) - \frac{1}{2} \sin \left(2 \arccos \left((h_{zn} - R_B) / R_B \right) \right) \right) \right. \\
 & \left. - \pi \left(R^2 L \rho_B k_3 + k_k \rho_m \left((R_B^2 - R^2) L + 2 R_B^2 s \right) + R^2 L \rho_r (1 - k_3) \right) \right] + \\
 & + \frac{4 L \eta \omega^2 R_B^2 R_3^2}{R_3^2 - R_B^2} \arccos \left(\frac{R_B - h_{zn}}{R_B} \right) + \\
 & + \pi R^3 L \rho_B g k_3 k_{cm} \left(\frac{(1 - k) \omega}{2 \varphi_2} + \frac{k (1 + \sin \beta)}{\frac{0,5 \pi + \beta}{\omega} + \frac{R (1 + \sin \beta) \eta_B}{k_x (\rho_B' - \rho_B) g r_{cp}^2}} \right) + \\
 & + \frac{\pi R_B^2}{2} \left(R^2 L \rho_B k_3 + k_k \rho_m \left((R_B^2 - R^2) L + 2 R_B^2 s \right) + R^2 L \rho_r (1 - k_3) \right) \omega \frac{d\omega}{dt},
 \end{aligned} \tag{13}$$

- де N_{KP} – потужність для забезпечення обертання реактора, Вт;
 ω – кутова швидкість обертання реактора, c^{-1} ;
 $d\omega/dt$ – кутове прискорення обертання реактора, c^{-2} ;
 L – довжина біореактора, м;
 R – внутрішній радіус біореактора, м;
 R_B – зовнішній радіус біореактора, м;
 R_3 – внутрішній радіус зовнішнього, заповненого рідиною корпусу, м;
 d_{II} – діаметр цапфи підшипника, м;
 s – товщина стінки реактора, м;
 h_{zn} – глибина занурення реактора, м;
 β – кут тертя між біомасою та матеріалом біореактора, рад;
 φ_2 – дійсний кут піднімання елементарної частинки біомаси внаслідок взаємодії з іншими частинками біомаси, рад;
 η_B – динамічна в'язкість біомаси у реакторі, Па·с;
 η – динамічна в'язкість рідини, в яку занурено реактор, Па·с;

- r_{cp} - середній розмір твердої частинки біомаси, м;
 ρ'_B - щільність твердої фракції біомаси, кг/м³;
 ρ_B - щільність біомаси, кг/м³;
 ρ_m - об'ємна маса матеріалу, із якого виготовлено реактор, кг/м³;
 ρ_G - щільність біогазу, кг/м³;
 ρ - щільність рідини, в яку занурено біореактор, кг/м³;
 g - прискорення вільного падіння, м/с²;
 f - коефіцієнт тертя кочення;
 k_z - коефіцієнт заповнення біореактора біомасою;
 k_{cm} - коефіцієнт вмісту у біомасі сухої маси;
 k - коефіцієнт, що характеризує ступінь впливу лопаток на перемішування біомаси в обертовому реакторі;
 k_k - конструкційний коефіцієнт, що враховує збільшення ваги біореактора завдяки додатковим конструкційним елементам (лопаток та ін.).

Розв'язок рівняння (13) дає змогу встановити параметри, за яких витрати енергії на обертання метантенка будуть мінімальні.

На основі виконаних аналітичних досліджень можна зауважити, що коефіцієнт заповнення метантенка збільшується по мірі збільшення внутрішнього радіуса реактора від 0,5 до 2,15 м у діапазоні від 0,89 до 0,946. Значення раціонального радіуса метантенка ($R = 2,15$ м), що забезпечує мінімальні енерговитрати ($N = 6912$ Вт) на обертання метантенка, у широкому діапазоні коефіцієнта завантаження ($k_z = 0,8-0,946$) є граничним максимальним значенням цього параметра завдяки узгодженню динаміки зміни потужностей на перемішування біомаси $N_{цб}$ та подолання опору підшипників $N_{оп}$. Подальше збільшення радіуса реактора недоцільне із конструкційних і економічних міркувань та не гарантує отримання оптимального значення коефіцієнта завантаження.

В результаті розв'язку вищенаведених рівнянь встановлено параметри біореакторів (табл. 1) що забезпечують перемішування реагуючого субстрату у всьому його об'ємі із мінімальними енерговитратами і ліквідують можливість створення плаваючої органічної частини та зануреного мінерального осаду[11].

Також нами розроблено та вперше в Україні запатентовано конструкції котлів [12, 13, 14] із верхнім горінням(рис. 5, 6). В котлах потужністю P_k до 70 кВт можливе використання січки соломи, а в котлах більшої потужності ($P_k=80...200$ кВт) рулонів соломи.

Таблиця 1 - Рациональні параметри обортових біореакторів

Робочий діаметр реактора D , м	Товщина стінок реактора s , м	Діаметр зовнішнього корпусу D_3 , м	Робоча довжина L , м	Вага реактора m_p , кг	Коефіцієнт заповнення біомасою k_3	Об'єм завантаженої біомаси (максимальний) V_B , м ³	Потужність на обертання $N_{кр}$, Вт
1	0,003	1,2	4	200	0,94	3,0	299
2	0,005	2,4	4	424	0,94	11,8	1197
3	0,005	3,6	4	895	0,94	26,6	2661
4	0,005	4,8	6	1979	0,95	71,3	7114
4,3	0,005	5,2	7,5	2797	0,95	103,0	10408

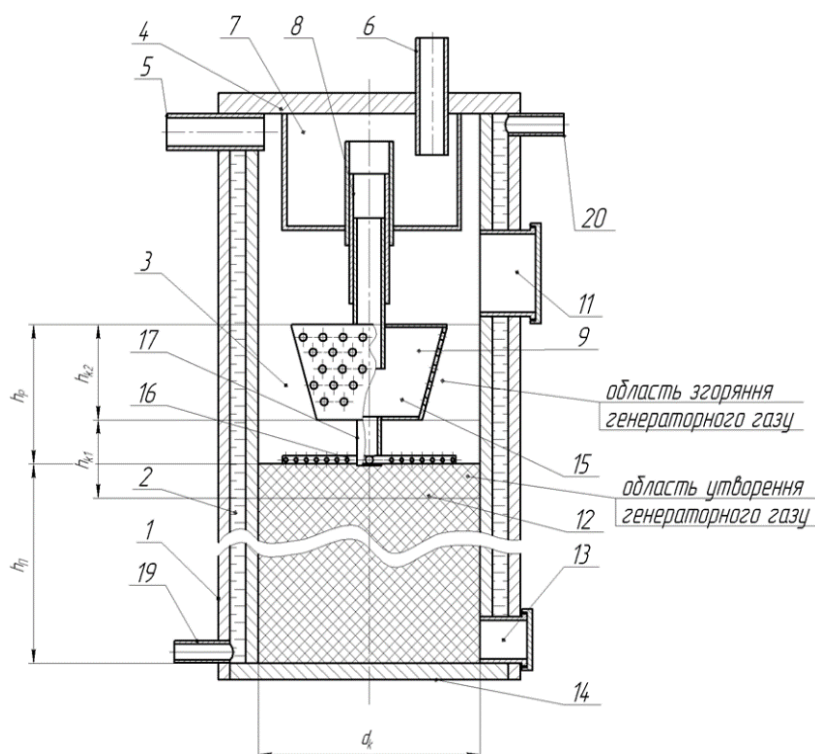


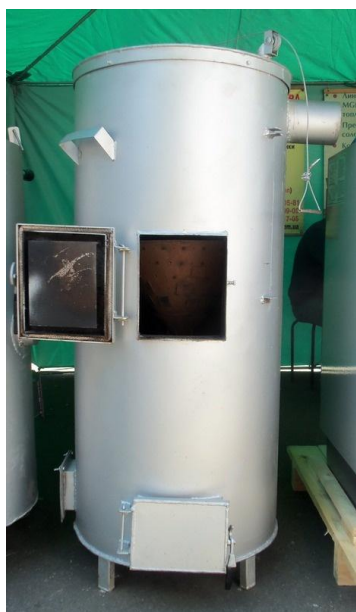
Рис. 5. Схема котла із верхнім горінням для спалювання соломи: 1 – корпус; 2 – порожнина; 3 – камера згоряння; 4 – кришка; 5 – патрубок для видалення продуктів згоряння; 6 – патрубок для подачі повітря; 7 – проміжна ємкість; 8 – напрямна; 9 – розподільник повітря; 10 – отвори; 11 – дверцята для палива; 12 – паливо; 13 – дверцята для попелу; 14 – днище; 15 – верхня секція розподільника повітря; 16 – нижня секція розподільника повітря; 17 – з'єднувач; 18 – трубчасті елементи; 19 – патрубок для подачі холодної води; 20 – патрубок для відведення гарячої води; d_k – діаметр котла; h_{II} – висота палива; h_p – висота розпилювача повітря; h_{K1} – висота області утворення генераторного газу; h_{K2} – висота області згоряння генераторного газу

Згідно проведених нами досліджень в першій області котла утворюється повітряний газ, що складається з оксиду вуглецю і азоту. Крім того, при подачі у котел повітря, що містить водяну пару утворюється змішаний газ (суміш H_2 , CO , CO_2 , CH_4 та N_2). В другій області котла відбувається згоряння отриманого газу.

Нами розроблено та впроваджено у виробництво котли (табл. 2) для спалювання рослинної біомаси.

Таблиця 2 – Раціональні параметри котлів із верхнім горінням

Теоретична теплова потужність P_k , кВт	Витрати біомаси за добу G_b , кг	Загальні витрати повітря V_{zag} , m^3/c	Кількість завантажень n_{zav}	Діаметр топки D_{TK} , м	Висота топки H_{TK} , м	Висота загальна H_K , м	ККД η_k	Робоча теплова потужність P_{kr} , кВт	Потужність вентилятора подачі повітря P_{et} , Вт
10	66,7	0,00369	3	0,48	2,05	2,41	90	9	46
20	133,3	0,00738	3	0,72	1,82	2,23	90	18	92
40	266,7	0,01477	4	0,72	2,73	3,51	90	36	185
60	400,0	0,02215	4	0,96	2,30	3,17	90	54	277
80	533,3	0,02954	3	1,3	1,20	2,12	91	72,8	369
100	666,6	0,03692	4	1,3	1,20	2,36	91	91	462
150	999,9	0,05538	2	1,6	2,40	3,85	91	136,5	692
200	1333,3	0,07384	3	1,6	2,40	4,34	91	182	923



а)



б)

Рис. 4. Котли з верхнім горінням КГВ-20 (а) та КГВ-60 (б)

Пропоновані котли за рахунок використання удосконаленої конструкції розсіювача повітря, що дозволяє збільшити площу горіння палива із збереженням стабільної подачі повітря в зону утворення генераторного газу, а також забезпечити ефективне спалювання горючих газів за рахунок подачі додаткового повітря в камеру згорання котла, дозволяють підвищити віддачу тепла в порівнянні із прямим спалюванням на 10-20 % [13, 14].

Також ми пропонуємо обладнання для виробництва дизельного біопалива, що забезпечує зменшення витрат енергії на перемішування та спрощення конструкції установки (рис. 5, 6) та технологічного процесу при забезпеченні необхідних показників якості дизельного біопалива.

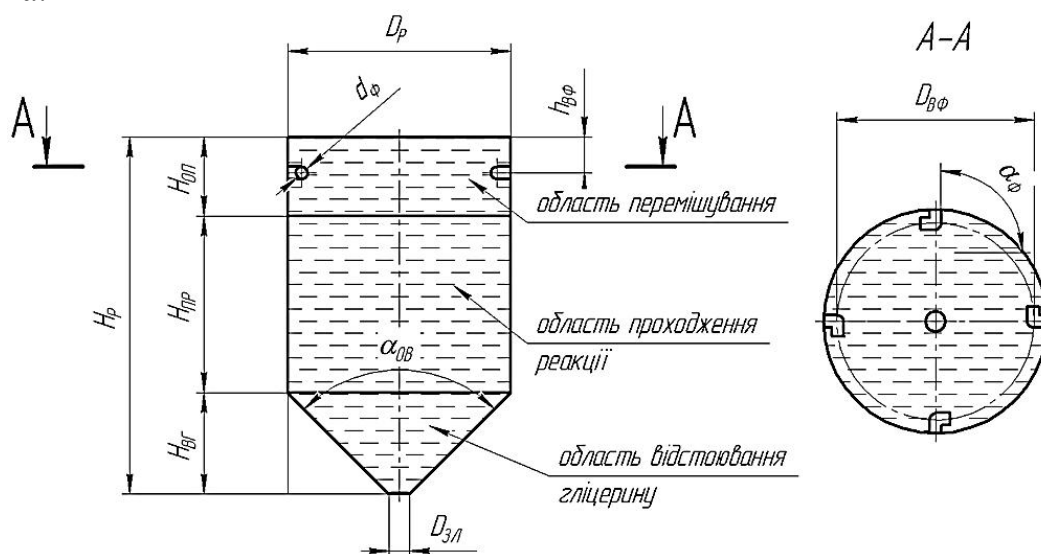


Рис. 5. Структурна схема циркуляційного змішувача-розділювача:
 H_p – висота розділювача, м; $H_{оп}$ – висота області перемішування, м;
 $H_{пр}$ – висота області перебігу реакції, м; $H_{вг}$ – висота області відстоювання гліцерину, м; D_p – робочий діаметр розділювача, м; $D_{вф}$ – діаметр встановлення форсунок, м; $d_{ф}$ – діаметр сопла форсунки, м; $h_{вф}$ – висота встановлення форсунок, м; $D_{зл}$ – діаметр отвору для зливання гліцерину, м; $\alpha_{ов}$ – конусність області відстоювання, рад;
 $\alpha_{ф}$ – кут встановлення форсунки, рад.

Завдяки тому, що форсунки встановлено у корпусі циркуляційного розділювача (рис. 5) на одному рівні за висотою і орієнтовано так, щоб при перекачуванні емульсії утворювати турбулентний потік емульсії у його верхній частині, забезпечується рівномірне пошарове перемішування емульсії у зоні розміщення форсунок. При відкачуванні емульсії з нижньої частини циркуляційного розділювача перемішаний шар емульсії опускається нижче, забезпечуючи перебіг реакції етерифікації в умовах меншого рівня турбулізації суспензії і завдяки цьому досягається підвищення якості дизельного біопалива.

В результаті проведених досліджень встановлено параметри ряду гідродинамічних розділювачів[15].

Таблиця 3 - Раціональні параметри циркуляційних змішувачів-розділювачів

Параметр	Внутрішній діаметр посудини D_p , м					
	0,8	1,2	1,4	2,2	3	3,2
Номінальний об'єм V_p , м ³	0,4	1	2	10	50	63
Діаметр встановлення форсунок $D_{вф}$, м	0,74	1,12	1,31	2,09	2,88	3,06
Діаметр сопла форсунки d_f , мм	30	35	30	30	30	30
Висота розділювача H_p , м	0,95	1,12	1,57	3,05	7,65	8,45
Висота встановлення форсунок $h_{вф}$, м	30	41	43	53	61	68
Кількість форсунок n_f , шт	4	4	4	4	4	4
Тиск у форсунці P_f , МПа	0,01	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05
Подача насоса $Q_{нас}$, м ³ /с	0,0061	0,0083	0,0087	0,0106	0,0123	0,0137
Теоретична потужність насосу W_T , Вт	61,3	83,4	173,4	318,6	490,5	685,5
Час одного циклу перемішування $\tau_{ц}$, с	65	120	230	944	4065	4600
Продуктивність $P_{дбп}$, м ³ /год	0,03	0,08	0,16	0,81	4,05	5,10

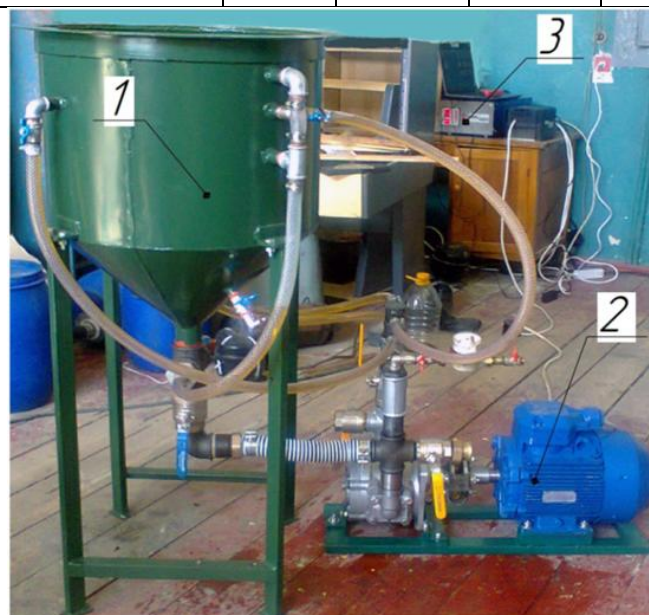


Рис. 6. Комплект обладнання для дослідної перевірки енергетичної ефективності виробництва дизельного біопалива у циркуляційних змішувачах: 1 – циркулярний змішувач; 2 – гідростанція; 3 – блок апаратури.

Також в наших дослідженнях [9, 16, 17, 18] встановлено доцільність використання розроблених технологічних процесів та обладнання для виробництва біометану на основі обортових метантенків, спалювання соломи у котлах із верхнім горінням та виробництва дизельного біопалива на основі циркуляційних змішувачів, що дає змогу в агроєкосистемі, яка складається із блоків виробництва продукції рослинництва, тваринництва, птахівництва, аквакультури, грибівництва, блоку виробництва органічних добрив на основі соломи, гною і посліду для забезпечення балансу гумусу та блоку виробництва біопалива, за урожайності озимої пшениці до 30 ц/га отримати рівень забезпечення електроенергією до 17,3 % і повністю забезпечити потреби у тепловій енергії та рідкому біопаливі.

Висновки та перспективи подальших досліджень.

Отримано математичну модель, яка характеризує взаємозв'язок між геометричними і кінематичними параметрами метантенка та технологічними параметрами процесу виробництва біометану із витратами енергії та рівномірністю перемішування субстрату. Розроблена модель свідчить, що збільшення внутрішнього радіуса біогазового реактора від 0,5 до 2,15 м обумовлює зміну коефіцієнта заповнення обортового метантенка від 0,89 до 0,946. При цьому завдяки узгодженню динаміки зміни потужностей на перемішування біомаси та подолання опору підшипників забезпечується мінімальна питома потужність, що витрачається на обертання метантенка, у межах від 99,85 до 101,23 Вт/м³. Рівномірне перемішування органічного та мінерального прошарків субстрату забезпечується за раціональних значень кутової швидкості метантенка від 0,035 до 0,08 с⁻¹ та довжини лопаток метантенка від 77,5 до 82,5 % до його внутрішнього радіуса.

Розроблено математичну модель надходження повітря до зони газифікації та згорання котла із верхнім горінням, що пов'язує теплову потужність із аеродинамічним опором розподільника повітря, витратами повітря через нього та його геометричними параметрами. Встановлено, що витрати повітря при спалюванні соломи на 1 кВт теплової потужності котла становлять від $3,53 \cdot 10^{-4}$ до $3,69 \cdot 10^{-4}$ м³/с. Надходження повітря у котел для утворення генераторного газу становить від 22,4 до 31,6 % та на спалювання газу від 77,6 до 68,4 % від загального об'єму повітря.

Отримано математичну модель для визначення енергетичних витрат на турбулентне перемішування емульсії у циркуляційних змішувачах у ході виробництва дизельного біопалива залежно від геометричних та технологічних параметрів змішувача. Встановлено, що турбулентний режим у струмені емульсії забезпечується при тиску від 0,01 до 0,05 МПа та діаметрі сопла форсунок змішувача від 10 до 35 мм.

Встановлено, що собівартість виробництва електроенергії із використанням біореакторів обертового типу складе: для зерно-тваринницьких підприємств від 0,41 грн/кВт·год до 0,90 грн/кВт·год, для зерно-свинарницьких підприємств від 0,44 грн/кВт·год до 0,72 грн/кВт·год, для зерно-тваринницьких підприємств від 0,34 грн/кВт·год до 0,83 грн/кВт·год (1000 га ріллі). Причому, перевищення ціни органічних добрив на виході з біогазової установки над ціною біомаси на вході в установку складе: для гною – 6%, для посліду – 1%.

Проведене техніко-економічне обґрунтування ефективності використання котлів із верхнім горінням дозволило встановити, що питомі витрати отримання тепла складають для котлів, що працюють на рулонах соломи RAU2 - 600M (теплова потужність $P_k=860$ кВт) – 33,2 грн./ГДж та RAU2-331M ($P_k=300$ кВт) – 37,4 грн./ГДж, для котла, що працює на природному газу КВГ-200 ($P_k=200$ кВт) – 115,0 грн./ГДж (базовий варіант). Для котла із верхнім горінням, що працює на січці соломи КВГ-20 ($P_k=20$ кВт) – 30,1 грн./ГДж, а для котла із верхнім горінням, що працює на рулонах КВГ-200 ($P_k=200$ кВт) – 30 грн./ГДж.

Таким чином ефективність пропонованих котлів із верхнім горінням на 74% вища ніж у котлів, що працюють на природному газу (за рахунок використання дешевшого палива) та на 10,4...19,9% вище ніж у традиційних котлів, що працюють на соломі (за рахунок підвищення ефективності спалювання палива).

Собівартість виробництва дизельного біопалива складе від $C_d=12172$ грн/тону (для модельного підприємства із площею ріллі $S=1000$ га і реактора-змішувача ЦРПР-2 об'ємом $V_p=2$ м³) та до $C_d=12886,7$ грн/тону ($S=100$ га, ЦРПР-0,4 $V_p=0,4$ м³). При розрахунках собівартості прийнято вартість олії $B_{ол}=9700$ грн/т, а вартість метилату калію $B_{мк}=11000$ грн/т.

Приймаючи ринкову вартість дизельного пального $B_{pd}=16000$ грн/т, річний прибуток становитиме від $\Pi_d=165$ грн/га до $\Pi_d=206$ грн/га рівень рентабельності виробництва дизельного біопалива складе від $P_d=16,9\%$ до $P_d=22,0\%$.

Зважаючи на високу ефективність обладнання адаптованого до агропромислових технологій виробництва енергії, можливе використання методики конструювання елементів агроєкосистеми із наслідуванням властивостей структури агроєкосистеми для широкого спектру технологічних процесів, обладнання та машин сільськогосподарського виробництва.

Література

1. Енергетична оцінка агроєкосистем: навчальний посібник / О.Ф.Смаглій, А.С.Малиновський, А.Т.Кардашов та ін; За ред. О.Ф. Смаглія. Житомир:ДАУ, 2002, 160с.



2. Голуб Г.А. Техніко-технологічне забезпечення енергетичної автономності агроєкосистеми /Г.А.Голуб//. – Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 4. – 417 с. – с. 303-312.

3. Голуб Г.А. Техничко-технологическое обеспечение энергетической автономности агроэкосистем. Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Международной научно-практической конференции (Минск, 19-20 окт. 2010 г.) В 2 т./ Г.А. Голуб //– Минск, 2010. – т.1 – с. 24-29.

4. Дубровин В.А. Концептуальные аспекты комплексного технического обеспечения экологически безопасного производства органических продуктов. Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Международной научно-технической конференции (Минск, 19-20 октября 2011 г.). В 3 т./ В.А.Дубровин, М.Д.Мельничук, Г.А. Голуб, В.С. Таргоня. – Минск: НППЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства, 2011. – т.1 – с. 50-57.

5. Дубровин В.А. Развитие биоэнергетики в Украине / В.А.Дубровин, Г.А.Голуб, С.В.Драгнев, Евич П.//– The 8th International Research and Development Conference of Central and Eastern European Institutes Proceedings: – Poznan, Puszczykowo, Poland. – Industrial Institute of Agricultural Engineering, 25-28th June, 2013. – 72 p. – P. 41-47.

6. Golub G. Scientific bases of production and use of biofuel in agroecosystems / G. Golub, S. Kukharets, O. Marus/. – The 8th International Research and Development Conference of Central and Eastern European Institutes Proceedings: – Poznan, Puszczykowo, Poland. – Industrial Institute of Agricultural Engineering, 25-28th June, 2013. – 72 p. – P. 59-65.

7. Кухарець В.В. Визначення основних факторів, що впливають на кількість доступної соломи для переробки / В.В. Кухарець, В.В. Сарана // Наук. вісн. Нац. ун-ту біоресурсів і природокористування України. – 2010. – Вип. 144, ч. 3. – с. 227-232

8. Scientific bases of production and use of biofuel in agroecosystems [G. Golub, V. Dubrovin, S. Kukharetssets.] // Міжнародний електронний журнал "Біоресурси планети і якість життя". – 2013. – Вип. 4. – Режим доступу: <http://gchera-ejournal.nubip.edu.ua/index.php/ebql/article/view/146/112>. (Електронний ресурс)

9. Перспективи розвитку альтернативної енергетики на Поліссі України / В.О.Дубровін, Л.Д.Романчук, С.М.Кухарець та ін.; відп. ред. Скидан О.В. – К.: Центр учбової літератури, 2014. – 335 с.

10. Голуб Г.А. Особливості конструкції модульної біогазової установки з обертовим реактором / Голуб Г., Кухарець С., Рубан Б. //



Техніка і технології АПК (Науково-виробничий журнал). – 2014. – № 9 (60). – с. 10-14.

11. *Кухарець С.М.* Обґрунтування енергетичних витрат на привід обертового реактора біогазової установки / *Кухарець С.М., Голуб Г.А.* // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: збірник наук. пр. / ДНУ УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – Дослідницьке, 2014. – Вип. 18 (32), кн.2.с.356-365.

12. Пат. 105346 Україна, МПК F24H 1/10, F23B 60/00. Котел водогрійний для спалювання рослинної біомаси / *О. Я. Переходько, Г. А. Голуб; В. А. Дубровін; О. Н. Дімітрев, С. М. Кухарець; О. Я. Переходько* - заявка № а201310034; заявлено 12.08.2013; опубліковано 25.04.2014; Бюл. №8. – 6 с.

13. *Кухарець С.М.* Аналіз процесів утворення та горіння генераторного газу в котлах для спалювання соломи / *Кухарець С.М.* // Вісник ЖНАЕУ. – 2014. – Вип. №2 (45), т. 4, ч.2. – с. 336-344

14. *Кухарець С.М.* Обґрунтування основних параметрів котлів із верхнім горінням / *С.М. Кухарець* // Науковий вісник Національного університету біо ресурсів і природокористування України. Серія техніка та енергетика АПК. - К., 2014. - Вип. 196, ч. 2, С.238-250

15. *Кухарець С.М.* Аналіз процесу отримання біодизельного пального та обґрунтування основних параметрів реактора-розділювача / *Кухарець С.М., Голуб Г.А., Хрус В.М.* // Збірник наукових праць. Спеціальний випуск до IX науково-практичної конференції «Сучасні проблеми збалансованого природокористування». - Кам'янець - Подільський: ПДАТУ, 2014 - с.164-171.

16. Технологія переробки біологічних відходів у біогазових установках з обертовими реакторами / [*Г. А. Голуб, О. В. Сидорчук, С. М. Кухарець, В. В. Гох, та ін.*]. – К.:НУБіП України, 2014. – 106 с.

17. Виробництво та використання дизельного біопалива на основі рослинних олій / [*Г. А. Голуб, М. Ю. Павленко, В. В. Чуба, С. М. Кухарець*]. - К.: НУБіП України, 2015. – 119 с.

18. *Кухарець С. М.* Механіко-технологічне обґрунтування параметрів обладнання для підвищення енергетичної автономності агроєкосистем : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня док. техн. наук : спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / *С. М. Кухарець*. – К., 2015. – 43 с.



ПОЛУЧЕНИЕ ЭНЕРГИИ ИЗ СЫРЬЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ

Кухарец С.Н., Голуб Г.А.

Аннотация - в соответствии с предложенной технологической схемой модульной биогазовой установки рассматриваются новые технические решения в системе перемешивания реагирующего субстрата в метановом реакторе, которые заключаются в использовании изменения направления действия гравитационных сил, влияющих на перемещение легкой и тяжелой фракций биомассы, заполняют внутренний вращающийся корпус, выполненный в виде цилиндра с диаметральной перегородкой.

Предлагаемые котлы для сжигания растительной биомассы за счет использования усовершенствованной конструкции рассеивателя воздуха позволяют увеличить площадь горения топлива с сохранением стабильной подачи воздуха в зону образования генераторного газа, а также обеспечить эффективное сжигание горючих газов за счет подачи дополнительного воздуха в камеру сгорания котла; позволяют повысить отдачу тепла по сравнению с прямым сжиганием соломы.

Предлагаемое нами оборудование для производства дизельного биотоплива обеспечивает уменьшение затрат энергии на перемешивание и упрощение конструкции оборудования при обеспечении показателей качества дизельного биотоплива.

Установлено, что себестоимость производства электроэнергии с использованием биореакторов вращающегося типа составит от 0,34 грн./кВт·ч до 0,90 грн./кВт·ч. Проведено технико-экономическое обоснование эффективности использования котлов с верхним горением позволило установить, что удельные расходы получения тепла составляют для котла с верхним горением составят 30 грн./ГДж. Себестоимость производства дизельного биотоплива составит от 12172 грн/тонна до 12886,7 грн/тонну.

ENERGY FROM RAW MATERIALS OF AGRICULTURAL ORIGIN

Kuharets S.M., Golub G.A.

Summary

According to the proposed technological scheme modular biogas plant considered new technical solutions in the mixing reactant substrate in the methane reactor, which is to use changes in the direction



of action of gravitational forces affecting the movement of the light and heavy fractions biomass filled inner rotating body formed as a cylinder with a diametrical partition.

Proposed boilers for combustion of plant biomass through the use of an improved construction of air diffuser allows to increase the area of fuel combustion while maintaining a stable flow of air in the zone to produce a gas generator, and to provide efficient combustion of the combustible gases by supplying additional air into the combustion chamber of the boiler; allow to increase heat output compared to direct combustion of straw.

Our equipment for the production of biodiesel provides a reduction in energy consumption for mixing and simplifying equipment design while ensuring performance quality biodiesel.

It was found that the cost of electricity production using a rotary type bioreactors range from 0.34 UAH/KW·h to 0.90 UAH/KW·h. Conducted a feasibility study efficiency boilers with an upper combustion revealed that the unit cost of production of heat up the boiler with upper combustion working on broken rice straw 30 UAH/GJ. The production cost of biodiesel will be from 12172 UAH/ton to 12886.7 UAH/ton.



УДК 631.37

ОЦІНКА КЕРОВАНOSTІ РУХУ ШИРОКОКОЛІЙНИХ ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЧНИХ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

Надикто В. Т., д.т.н.,

Кувачов В. П., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: 0619-42-12-65

Анотація - у статті наведені результати теоретичних досліджень плоско-паралельного руху спеціалізованих ширококоліїних енерготехнологічних засобів механізації сільськогосподарського виробництва у поздовжньо-горизонтальній площині при кінематичному і силовому способів їх керування.

Ключові слова - Ширококоліїний засіб механізації, енергозасіб, керованість, функціонування динамічних систем.

Постановка проблеми. Аналізом перспективності впровадження колійної та мостової систем землеробства встановлено, що ширококоліїні енерготехнологічні агрозасоби (або «мостові трактори» (Wide Span Tractor)), які є основним автономним мобільним енерготехнологічним комплексом, характеризуються високими потенційними технологічними властивостями [1, 2].

Дослідження і вивчення керованості руху агрозасобів такого типу є предметом особливої уваги, оскільки траєкторні показники їх руху обмежені параметрами постійної технологічної колії. У зв'язку з цим, з позиції задовільної керованості їх руху виникають невирішені питання щодо вивчення умов, які накладаються на конструктивні та інші параметри ширококоліїних агрозасобів. Тому проведення, в першу чергу, теоретичних досліджень руху ширококоліїних агрозасобів, вибору найбільш раціональних їх схем, а також конструктивних і режимних параметрів, що дозволяють отримувати необхідну керованість руху, є актуальною задачею.

Аналіз останніх досліджень. Математичні моделі функціонування традиційних машинно-тракторних агрегатів, розроблені свого часу Василенком П.М., Габаєм Є.В., Кутьковим Г.М., Надиктою В.Т. та ін., не можуть бути використаними для розв'язання зазначеної про-



блеми. Переважно з причини нетипової компоувальної схеми ширококолісного агрозасобу, специфіки його агрегування та умов функціонування.

Водночас, розроблені автором статті математичні моделі плоско-паралельного руху ширококолісного агрозасобу у поздовжньо-горизонтальній площині і проведені на їх основі дослідження щодо впливу параметрів і режимів роботи [3], виявилися ще не до кінця вивченими, оскільки обмежувалися лише кінематичним способом його керування (поворотом коліс).

Метою досліджень є розробка математичних моделей плоско-паралельного руху ширококолісних агрозасобів у поздовжньо-горизонтальній площині і оцінка на їх основі впливу схем, конструктивних параметрів та режимів роботи на керованість руху.

Результати досліджень. Вказаний ширококолісний агрозасіб є доволі складним об'єктом керування. Він може бути адаптований до ручного або автоматичного керування і побудований за кінематичним або силовим принципом здійснення повороту. Відомо, що при кінематичному повороті енергосередств застосовуються схеми поворотом керованих коліс (передніх, задніх або одночасно і передніх і задніх) щодо осову машини, або зміною положення однієї частини мобільної машини відносно іншої в горизонтальній площині (шарнірно-зчленована рама). Сильовий (бортовий) поворот реалізується за рахунок різної рушійної сили коліс лівого та правого бортів машини.

На даному етапі вивчення динаміки ширококолісного агрозасобу доцільно розглянути його спрощену схему у вигляді стаціонарної лінійної моделі. Такий підхід дозволив представити еквівалентні схеми динамічної системи руху ширококолісного агрозасобу у поздовжньо-горизонтальній площині при кінематичному та сильовому способах його керування (рис. 1).

Для опису руху ширококолісного агрегату в горизонтальній площині використовували рівняння Лагранжу II роду [4], застосовуючи дві узагальнені координати: курсовий кут φ та переміщення абсциси X_s його центру мас S_T .

У диференціальній формі математична модель функціонування вказаного агрозасобу, як динамічної системи, має наступний вид:

- для сильового (бортового) способу його керування (керуючим впливом є рушійна сила коліс одного із бортів $P_{дл}$ або $P_{дп}$, причому $P_{дл}=P_{дл1}+P_{дл2} = P_{кл1}-P_{фл1}+P_{кл2}-P_{фл2}$, $P_{дп}=P_{дп1}+P_{дп2} = P_{кп1}-P_{фп1}+P_{кп2}-P_{фп2}$, тут $P_{кл1}$, $P_{кп2}$ та $P_{фл1}$, $P_{фп2}$ – дотичні сили тяги та опору коченню і-го колеса) (рис. 1а)

$$\begin{cases} A_{11} \cdot \ddot{X}_s + A_{12} \cdot \dot{X}_s + A_{13} \cdot \dot{\varphi} + A_{14} \cdot \varphi = R'', \\ A_{21} \cdot \ddot{\varphi} + A_{22} \cdot \dot{\varphi} + A_{23} \cdot \varphi + A_{24} \cdot \dot{X}_s = M_R - R''(l_m + a) - (K - b) \cdot P_{дп} + b \cdot P_{дл}, \end{cases} \quad (1)$$

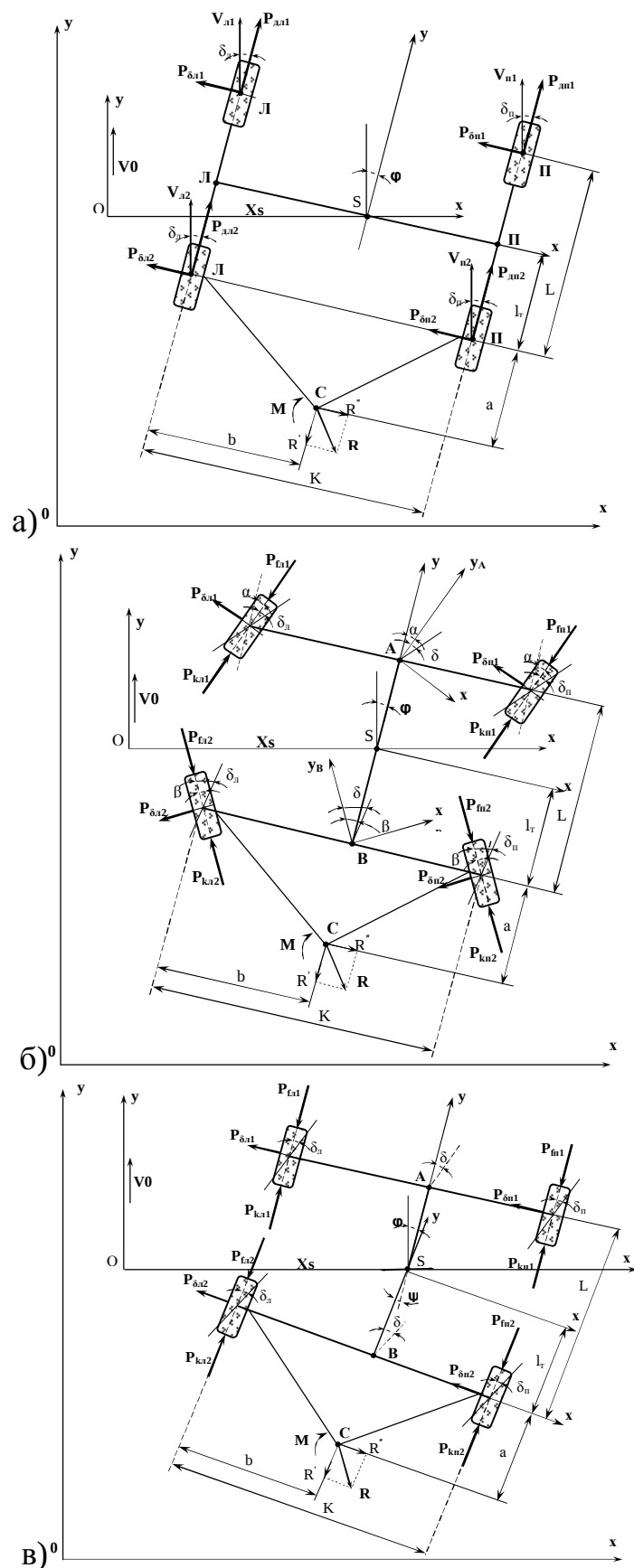


Рис. 1. Схеми еквівалентних динамічних систем руху агрозасобу у поздовжньо-горизонтальній площині при бортовому (а), кінематичному (поворот коліс) (б) і поворот напіврам (в) способів його керування.

- для кінематичного способу його керування шляхом повороту коліс (керуючим впливом є кут повороту α передніх коліс) (рис. 1б)

$$\begin{cases} A_{11} \cdot \ddot{X}_s + A_{12} \cdot \dot{X}_s + A_{13} \cdot \dot{\varphi} + A_{14} \cdot \varphi = \\ \quad = f_{11} \cdot \alpha + f_{12} \cdot \beta + R'', \\ A_{21} \cdot \ddot{\varphi} + A_{22} \cdot \dot{\varphi} + A_{23} \cdot \varphi + A_{24} \cdot \dot{X}_s = \\ \quad = f_{21} \cdot \alpha + f_{22} \cdot \beta - R''(l_m + a) + M_R - (K - b) \cdot P_{дп} + b \cdot P_{дл}, \end{cases} \quad (2)$$

- для кінематичного способу його керування шляхом повороту напіврам (керуючим впливом є кут повороту напіврам ψ) (рис. 1в)

$$\begin{cases} A_{11} \cdot \ddot{X}_s + A_{12} \cdot \dot{X}_s + A_{13} \cdot \dot{\varphi} + A_{14} \cdot \varphi = \\ \quad = f_{11}^* \cdot \psi + f_{12}^* \cdot \psi + R'', \\ A_{21} \cdot \ddot{\varphi} + A_{22} \cdot \dot{\varphi} + A_{23} \cdot \varphi + A_{24} \cdot \dot{X}_s = \\ \quad = f_{21}^* \cdot \psi + f_{22}^* \cdot \psi - R''(l_m + a) + M_R - (K - b) \cdot P_{дп} + b \cdot P_{дл}, \end{cases} \quad (3)$$

де $A_{11} = M_T$;

$$A_{12} = (k_{л1} + k_{л2} + k_{п1} + k_{п2}) / V_0;$$

$$A_{13} = ((k_{л1} + k_{п1}) \cdot (L - l_T) - (k_{л2} + k_{п2}) \cdot l_T) / V_0;$$

$$A_{14} = - (k_{л1} + k_{л2} + k_{п1} + k_{п2});$$

$$A_{21} = J_T;$$

$$A_{22} = ((k_{л1} - k_{п1}) \cdot (L - l_T)^2 + (k_{л2} - k_{п2}) \cdot l_T^2) / V_0;$$

$$A_{23} = -(k_{л1} + k_{п1}) \cdot (L - l_T) + (k_{л2} + k_{п2}) \cdot l_T;$$

$$A_{24} = (k_{л1} + k_{п1}) \cdot (L - l_T) - (k_{л2} + k_{п2}) \cdot l_T / V_0;$$

$$f_{11} = (P_{кл1} - P_{фл1} + P_{кп1} - P_{фп1}) + k_{л1} + k_{п1};$$

$$f_{11}^* = (k_{л2} + k_{п2}) \cdot l_T / V_0;$$

$$f_{12} = k_{л2} + k_{п2} - (P_{кл2} - P_{фл2} + P_{кп2} - P_{фп2});$$

$$f_{12}^* = (k_{л2} + k_{п2}) + (P_{кл2} - P_{фл2} + P_{кп2} - P_{фп2}) - R';$$

$$f_{21} = (L - l_T) \cdot ((P_{кл1} - P_{фл1}) + (P_{кп1} - P_{фп1}) + k_{л1} + k_{п1});$$

$$f_{21}^* = -l_T \cdot (k_{л2} + k_{п2});$$

$$f_{22} = l_T \cdot ((P_{кл2} - P_{фл2}) - (P_{кп2} - P_{фп2}) - k_{л2} - k_{п2});$$

$$f_{22}^* = -l_T \cdot ((k_{л2} + k_{п2}) + (P_{кл2} - P_{фл2}) - (P_{кп2} - P_{фп2})) + R'(l_T + a).$$

У цих рівняннях M_T , $J_{ст}$ – маса і момент інерції агрозасобу відносно його центру мас; V_s – лінійна швидкість його центру мас відносно площини X_1OY_1 ; $k_{л1}$, $k_{л2}$ і $k_{п1}$, $k_{п2}$ – коефіцієнти опору уводу коліс лівого і правого бортів агрозасобу; K , b , a , L і l_m – конструктивні параметри природа яких зрозуміла з рис. 1.

Для подальшого аналізу системи рівнянь (1-3) представимо в операторній формі запису. Для чого здійснимо перетворення Лапласа. В результаті маємо:

- для силового (бортового) способу керування агрозасобом



$$\begin{cases} K_{11} \cdot X_S(s) + K_{12} \cdot \varphi(s) = N_{11} \cdot P_{дл} + N_{12} \cdot R'' + N_{13} \cdot M_R + N_{14}, \\ K_{21} \cdot X_S(s) + K_{22} \cdot \varphi(s) = N_{21} \cdot P_{дл} + N_{22} \cdot R'' + N_{23} \cdot M_R + N_{24}, \end{cases} \quad (4)$$

- для кінематичного способу його керування шляхом повороту коліс

$$\begin{cases} K_{11} \cdot X_S(s) + K_{12} \cdot \varphi(s) = F_{11} \cdot \alpha + F_{12} \cdot R'' + F_{13} \cdot M_R + F_{14}, \\ K_{21} \cdot X_S(s) + K_{22} \cdot \varphi(s) = F_{21} \cdot \alpha + F_{22} \cdot R'' + F_{23} \cdot M_R + F_{24}, \end{cases} \quad (5)$$

- для кінематичного способу його керування шляхом повороту напіврам

$$\begin{cases} K_{11} \cdot X_S(s) + K_{12} \cdot \varphi(s) = Y_{11} \cdot \psi(s) + Y_{12} \cdot R'' + Y_{13} \cdot M_R + Y_{14}, \\ K_{21} \cdot X_S(s) + K_{22} \cdot \varphi(s) = Y_{21} \cdot \psi(s) + Y_{22} \cdot R'' + Y_{23} \cdot M_R + Y_{24}, \end{cases} \quad (6)$$

де $K_{11} = A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s$; $K_{21} = A_{24} \cdot s$;
 $K_{12} = A_{13} \cdot s + A_{14}$; $K_{22} = A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s + A_{23}$;
 $N_{11} = F_{11} = F_{12} = 0$; $N_{21} = F_{11} = F_{12} = b$;
 $N_{12} = F_{15} = 1$; $N_{22} = F_{25} = -(l_T + a)$;
 $N_{13} = F_{16} = 0$; $N_{23} = F_{26} = 1$;
 $N_{14} = F_{13} \cdot P_{дп1} + F_{14} \cdot P_{дп2} = 0$; $N_{24} = F_{23} \cdot P_{дп1} + F_{24} \cdot P_{дп2} = -(K - b) \cdot P_{дп}$;
 $F_{11} = f_{11}$; $F_{21} = f_{21}$;
 $F_{12} = 1$; $F_{22} = -(l_T + a)$;
 $F_{13} = 0$; $F_{23} = 1$;
 $F_{14} = 0$;
 $F_{24} = -(K - b) \cdot (P_{кп1} - P_{фп1} + P_{кп2} - P_{фп2}) + b \cdot (P_{кл1} - P_{фл1} + P_{кл2} - P_{фл2})$;
 $Y_{11} = f_{11} \cdot s + f_{12}$; $Y_{21} = f_{21} \cdot s + f_{22}$;
 $Y_{12} = 1$; $Y_{22} = -(l_T + a)$;
 $Y_{13} = 0$; $Y_{23} = 1$;
 $Y_{14} = 0$;
 $Y_{24} = -(K - b) \cdot (P_{кп1} - P_{фп1} + P_{кп2} - P_{фп2}) + b \cdot (P_{кл1} - P_{фл1} + P_{кл2} - P_{фл2})$;
 $s = d/dt$ – оператор диференціювання.

Керованість руху ширококолісного агрозасобу, як слідкуючої динамічної системи, оцінювали за допомогою амплітудних (АЧХ) та фазових (ФЧХ) частотних характеристик відпрацювання ними вхідного керуючого впливу [5]. Бажана керованість руху ширококолісного агрозасобу при кінематичному способі його керування матиме місце тоді, коли амплітуда його курсового кута (φ) без запізнення у часі буде дорівнювати амплітуді кута повороту його керованих коліс (α , див. рис. 1б) або напіврам (ψ , див. рис. 1в). Тобто, АЧХ відпрацювання агрегатом керуючого впливу в діапазоні робочих частот має дорівнювати 1, а ФЧХ – 0. При силовому способі керування агрозасобом (див.

рис. 1а) в теоретичних дослідженнях складно позначити ідеальні АЧХ. Характер останніх обумовлений ефективністю керування (автоматичного, дистанційного або ручного) і може оцінюватися тим, наскільки повно виконуються вимоги, яким воно повинно відповідати. Для їх максимуму дія керуючого впливу повинна здійснюватися за певною закономірністю, що описує алгоритм керування. Точне математичне описання такого алгоритму є доволі складною задачею. На даному етапі теоретичних досліджень, з точки зору створення ефективної системи силового керування ширококолісного агрозасобу, достатньо визначити такі властивості динамічної системи його руху у поздовжньо-горизонтальній площині, які здійснюють найбільший вплив на характер АЧХ і ФЧХ.

Фізичним об'єктом теоретичних досліджень був дослідний зразок ширококолісного агрозасобу, розроблений в Таврійському державному агротехнологічному університеті (рис. 2).

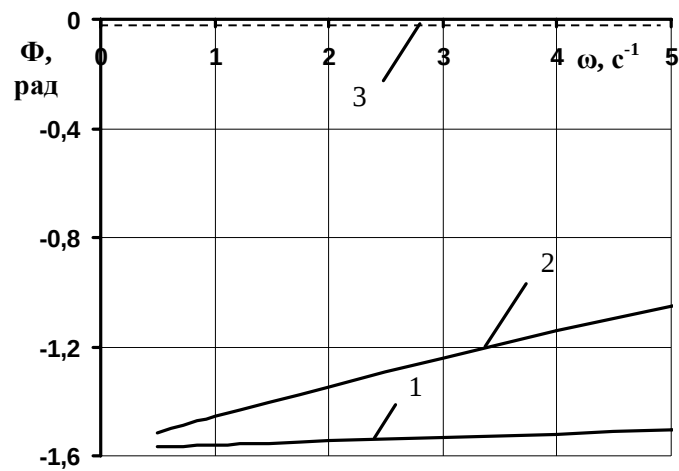
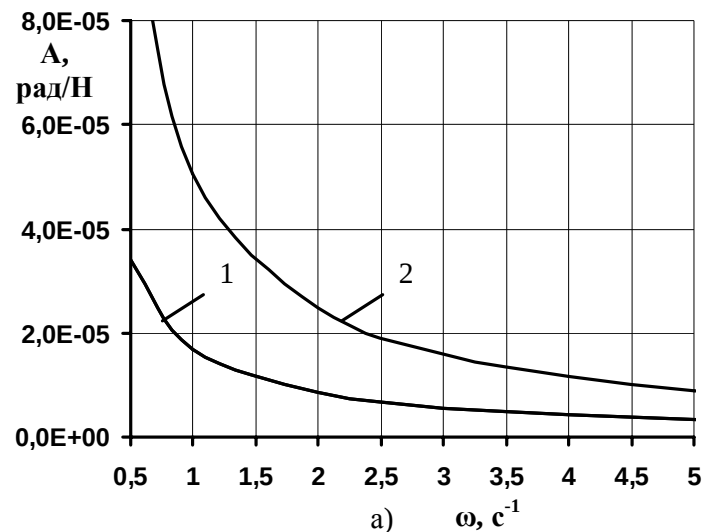
Розрахунок АЧХ і ФЧХ (рис. 3-5) здійснювався при наступних конструктивно-технологічних параметрах фізичного об'єкту досліджень: $M_T=1000$ кг, $J_T=1125$ кг·м², $K=3$ м, $L=2,3$ м, $l_T=1,15$ м, $a=1$ м, $b=1,5$ м, $V_0=2$ м/с.



Рис. 2. Спеціалізований енерготехнологічний агрозасіб для колійної системи землеробства, розроблений науковцями Таврійського державного агротехнологічного університету (ТДАТУ, м. Мелітополь).

Аналіз розрахункових АЧХ і ФЧХ при силовому (бортовому) способі керування ширококолісного агрозасобу показав, що його керованість суттєво залежить від величини колії K (див. рис. 3). Підсилення керуючого впливу зростає із збільшенням величини колії агрозасобу (рис. 3а). Найбільш відчутно цей процес проявляється на частотах коливання рушійної сили близьких до нуля. Значно меншим при

цьому є і запізнення реакції МТА на вхідний сигнал, що є бажаним, оскільки із збільшенням величини колії агрозасобу ФЧХ наближаються до ідеальних (рис. 3б). Такий характер впливу конструктивної величини колії агрозасобу на частотні характеристики його керованості можна пояснити збільшенням його інерційності (моменту інерції), що підсилює реакцію динамічної системи на вхідне збурювання.



б)

Рис. 3. АЧХ (а) і ФЧХ (б) коливань курсового кута ϕ агрозасобу при відпрацюванні ним керуючого впливу (рушійна сила коліс одного із бортів $P_{дл}$) при силовому способу його керування і різних значеннях величини колії K : 1 – 3м; 2 – 9м; 3 – ідеальна характеристика.

Аналіз розрахункових АЧХ і ФЧХ при кінематичному способі керування агрозасобом показав (рис. 4), що його керованість суттєво залежить від швидкості руху. При малих швидкостях руху ($V_0=1\text{м/с}$) маємо суттєве недорегулювання в динамічній системі (крива 1, рис. 4а). При цьому бажана частота коливань кута повороту α передніх коліс

знаходиться на рівні $0,5 \text{ с}^{-1}$, де значення коефіцієнту підсилення вхідного керуючого впливу наближається до 1.

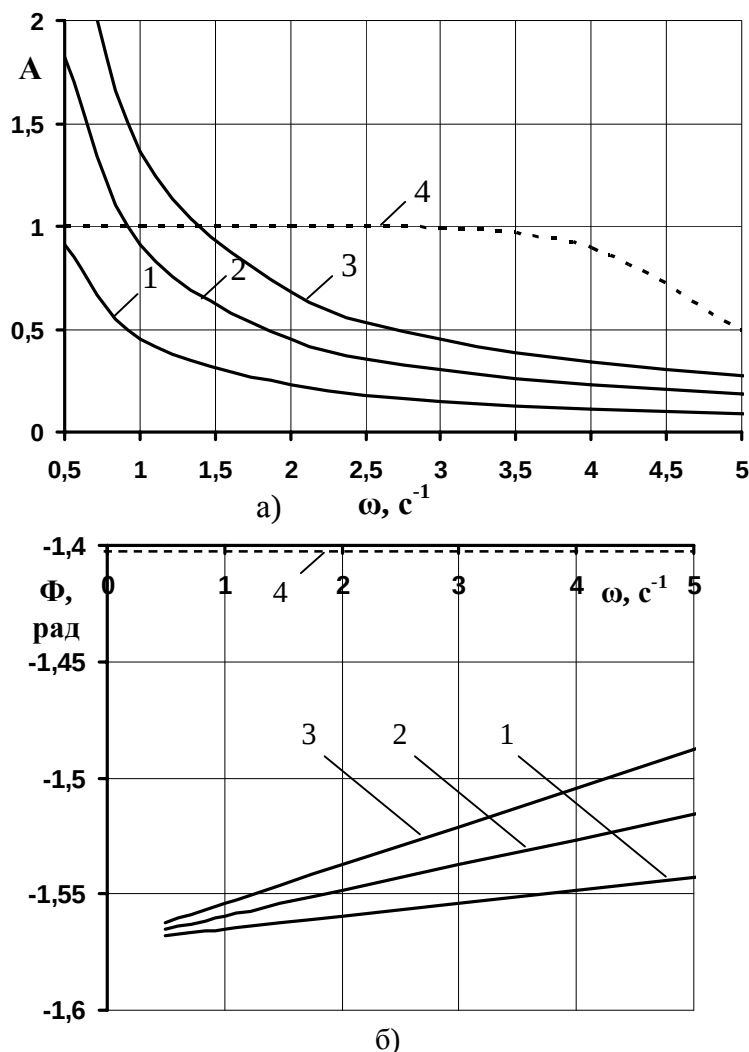


Рис. 4. АЧХ (а) і ФЧХ (б) коливань курсового кута φ агрозасобу при відпрацюванні ним керуючого впливу (кута повороту α передніх коліс) при кінематичному способі його керування і різних швидкостях руху: 1 – 1 м/с; 2 – 2 м/с; 3 – 3 м/с; 4 – ідеальні характеристики.

Разом з цим, збільшення швидкості руху агрозасобу до 2 і 3 м/с на низьких частотах ($\omega < 1,3 \text{ с}^{-1}$) сприяє перерегулюванню динамічної системи (крива 2 і 3, рис. 4а), а на частотах $\omega > 1,3 \text{ с}^{-1}$ навпаки – наближає характеристики до ідеальних. Що стосується фазового зсуву відпрацювання динамічною системою керуючого впливу, то при збільшенні робочих швидкостей руху агрозасобу до 3 м/с (крива 3, рис. 4б) ФЧХ найбільш близька до ідеальної.

Аналіз розрахункових АЧХ і ФЧХ при кінематичному способі керування агрозасобом шляхом зміщення його напіврам (рис. 5) показав, що керованість суттєво залежить від величини його колісної бази l . При $l = 4 \text{ м}$ маємо суттєве недорегулювання в динамічній системі керу-

ючого впливу (кутового зміщення напіврам ψ) (крива 3, рис. 5а). Разом з тим, зменшення колісної бази до $l = 2,4$ м на низьких частотах ($\omega < 1,7$ с⁻¹) сприяє перерегулюванню динамічної системи (крива 2 і 3, рис. 5а), а на частотах $\omega > 1,7$ с⁻¹ навпаки - наближає характеристики до ідеальної. При цьому бажана частота коливань кутового зміщення напіврам ψ знаходиться на рівні 1,7 с⁻¹, де значення коефіцієнту підсилення вхідного керуючого впливу дорівнює 1. Також слід відзначити, що при зменшенні колісної бази агрозасобу $l < 2$ м розглядувана динамічна система на всьому частотному діапазоні має коефіцієнт підсилення вхідного керуючого впливу меншим за 1, що не є бажаним.

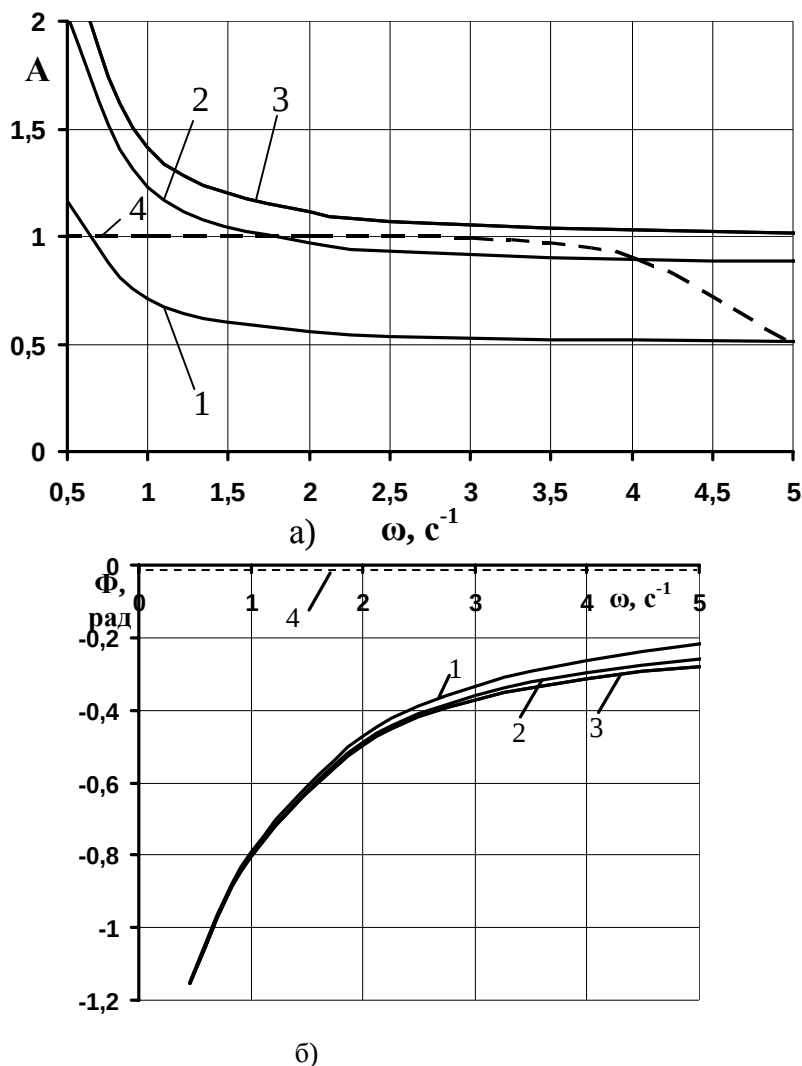


Рис. 5. Амплітудні (а) і фазові (б) частотні характеристики коливань курсового кута ϕ агрозасобу відпрацювання ним керуючого впливу (кутового зміщення напіврам ψ) при кінематичному способі його керування і різної колісної бази: 1 – $l = 4$ м; 2 – $l = 2,4$ м; 3 – $l = 2$ м; 4 – ідеальні характеристики.

Що стосується фазового зсуву відпрацювання динамічною системою керуючого впливу, то слід відзначити незначну різницю її пове-



дінки при зміні величини колісної бази агрозасобу від 2 до 4 м. Але ФЧХ найбільш близька до ідеальної при $l = 2$ м (крива 3, рис. 5б). Таку залежність керованості агрозасобу від конструктивної величини його колісної бази також можна пояснити підвищенням моменту інерції, що підсилює реакцію динамічної системи на вхідний вплив.

Висновок. Розроблені математичні моделі і отримані нові закономірності плоско-паралельного руху ширококолісного агрозасобу при кінематичному і силовому способах його керування, які дозволяють теоретично здійснювати обґрунтування нових схем, конструктивних параметрів і режимів його роботи із прийнятною керованістю руху.

Теоретичними дослідженнями встановлено, що колісна база агрозасобу та його швидкісний режим суттєво впливають на його керованість. Аналіз розрахункових АЧХ і ФЧХ показав, що для розглядуваного дослідного зразку агрозасобу із колією 3 м при кінематичному способу його керування збільшення або зменшення колісної бази відносно 2,4 м призводить до погіршення керування. Збільшення швидкісного режиму агрозасобу підсилює реакцію динамічної системи на керуючий вплив, що призводить до перерегулювання системи і навпаки.

При силовому способу керування агрозасобом збільшення величини колії останнього підсилює амплітуду керуючого впливу розглядуваної динамічної системи.

Література

1. *Надикто В.Т.* Колійна та мостова системи землеробства. Монографія / В.Т. Надикто, В.О. Улексін. – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2008. – 270 с.
2. *Pedersen H.H.* User requirements for a Wide Span Tractor for Controlled Traffic Farming [Електронний ресурс] / *H.H. Pedersen*. – 2013. – Режим доступу: <http://cigr.org/>.
3. *Кувачев В.* Моделирование плоскопараллельного движения в горизонтальной плоскости ширококолейного агросредства при кинематическом способе его управления / В. Кувачев // *Motrol*. – 2015. – Vol. 17, № 9. – с. 49–54.
4. *Пащенко В.Ф.* До методики побудови математичних моделей функціонування механічних систем / В.Ф. Пащенко // *Вісті академії інженерних наук України*. – 2006. – №1(28). – с.27-28.
5. *Нові мобільні енергетичні засоби України.* Теоретичні основи використання в землеробстві / В.Т. Надикто [та ін.]. – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2005. – 337 с.



ОЦЕНКА УПРАВЛЯЕМОСТИ ДВИЖЕНИЯ ШИРОКОКОЛЕЙНЫХ ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СРЕДСТВ МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

Надикто В.Т., Кувачов В.Н.

Аннотация - в статье представлены результаты теоретических исследований плоскопараллельного движения специализированных ширококолейных энерготехнологических средств механизации сельскохозяйственного производства в продольно-горизонтальной плоскости при кинематическом и силовом способе их управления.

ASSESSMENT OF MOTION WIDE SPAN TRACTOR OF MECHANIZATION AGRICULTURAL PRODUCTION

Nadykto V., Kuvachov V.

Summary

The article results of theoretical investigation of plane-parallel movement of Wide Span Tractor in the longitudinal-horizontal plane by kinematic and force their way of control is presents.



УДК 664.053;536.7

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ І ТЕПЛОВИЙ ПІДХІД ДО СТІЙКОСТІ ФАЗ ПІД ЧАС КИПІННЯ РІДИН

Ломейко О.П., к.т.н.,

Таврійський державний агротехнологічний університет

Кулінченко В. Р., д.т.н.

Національний університет харчових технологій

Тел. (0619) 42-10-04

Анотація – розглянуто бульбашкове кипіння на дротиках, стрижнях, пластинах і одиничних ребрах. Виявлена аналогія стійкості стабільних і метастабільних станів за хімічним потенціалом у термодинаміці і режимів кипіння, де використовується синенергетичне поняття фази, за допомогою функціоналів Ляпунова. Визначена межа метастабільності і стабільності режимів кипіння, на якій швидкість автохвиль дорівнює нулю, і отримані діаграми стабільності. Показано, що швидкість автохвиль нульова, якщо функціонал Ляпунова, де варіаційна похідна дорівнює нулю на постійних температурних полях системи нагрівач – кипляча рідина, приймає рівні значення на фазах.

Ключові слова: кипіння, фази, автохвилі, термодинаміка теплообмін, хімічний потенціал.

Постановка проблеми. Бістабільність (мультистабільність) системи означає, що за однакової дії зовнішнього середовища (на вході) система може знаходитися в одному з двох (і більше) стійких до малих подразнень стаціонарних станах. Ці стани називаються фазами у синенергетичному змісті за аналогією з термодинамічними фазовими переходами першого роду в рівноважних системах. У цьому разі стійкість можна розуміти як стійкість у першому наближенні за Ляпуновим. Часто одна з фаз не бажана чи небезпечна. А подразнення – як від зовнішнього середовища, так і внутрішні властиві системі, – можуть призводити до зміни стану. Виникає проблема стійкості, тобто визначення цих небезпечних подразнень.

Аналіз останніх досліджень. Система нагрівач – кипляча рідина є типовою бістабільною системою, тому що вона має два стійких стаціонарних стана, що відповідають бульбашковому і плівковому ки-

пінню. Бістабільним системам притаманні такі явища самоорганізації, як авто хвильові переходи між фазами, які руйнують метастабільний стан критичними зародками стабільної фази.

За певних умов фази можуть знаходитися у рівновазі та існувати разом, без зовнішньої допомоги досить тривалий час. Для кипіння на стрижні чи дротику у великому об'ємі поняття рівноважного теплового потоку q_{sq} було введено і використано ще 1962–1964 рр. [1, 2]. Аналогічні поняття пізніше виникли під час вивчення проблеми руйнування надпровідності зовнішнім подразненням. Просліджуються математичні аналогії з теорією горіння і вибухом, фізикою газового розряду, де подібні явища інтенсивно досліджуються. Складається думка, що q_{sq} є біфуркаційною граничною точкою, яка розмежовує області метастабільності і стабільності режимів кипіння. Такі фазові переходи у мультістабільних середовищах зараз вивчаються з позиції загального синергетичного підходу, опрацьовується теоретичний апарат на базі теорії автохвильових процесів, узагальнення прямого методу Ляпунова на розподілені системи і математичної теорії катастроф, що включають результати теорії особливостей гладких відображень Уїтні і теорії біфуркацій динамічних систем Пуанкаре–Андрона.

Формулювання цілей статті. Цей напрямок безумовно перспективний, але при цьому неможна забувати деякі особливості, властиві тільки процесу кипіння. Специфіка кипіння проявляється в тому, що стійкість режиму неможна розглядати окремо від способу нагріву. Для кожного способу нагріву повинні бути визначені межі областей стабільного і метастабільного кипіння. Стійкість режиму кипіння також пов'язана з геометрією поверхні нагріву, орієнтацією нагрівача в полі сил тяжіння, орієнтація руху рідини (кипіння у великому об'ємі чи трубі).

Основна частина. У даній роботі показана аналогічність оцінки стійкості метастабільних і стабільних станів за хімічними потенціалами в термодинаміці і режимів кипіння за функціоналом Ляпунова, чия варіаційна похідна дорівнює нулю на стаціонарних температурних полях системи нагрівач – кипляча рідина. Для основних способів нагріву показано, що границі областей метастабільності, на яких швидкість автохвиль дорівнює нулю, визначається з умови рівності значень функціоналу Ляпунова на синергетичних фазах.

Стійкість фаз у термодинаміці. Якщо нагрівати чисту, практично без розчинених газів в посудині з гладкими стінками, то можна перегріти рідину значно вище температури кипіння за заданого тиску. Але якщо піддати цю систему будь-якому подразненню, то рідина в посудині миттєво закипає і перетворюється в перегріту пару. Існують і інші типи метастабільних станів речовини [3].

Розглянемо ван-дер-ваальсівський газ, рівняння стану якого запишемо в наступному вигляді [3]:

$$\left(p + \frac{3}{v^2}\right)(3v-1) = 8t, \quad (1)$$

де $v=V/V_{кр}$, $p=P/P_{кр}$, $t=T/T_{кр}$, V , P , T , $V_{кр}$, $P_{кр}$, $T_{кр}$ – приведені і питомі об'єм, тиск, абсолютна температура і критичні їх значення. Наприклад, для води $P_{кр}=22,129$ МПа, $T_{кр}=374,15$ °С.

Ізотерми ван-дер-ваальсівського газу в p - v діаграмі наведені на рис. 1. На до критичній ізотермі 3 наведений фазовий перехід A - C - E рідина-пара, тобто двофазна суміш. За правилом Максвелла заштриховані на рис. 1 площі повинні бути рівні. Ділянки A - B і D - E відповідають метастабільному стану рідини і пари. Точки A і E належать бінодалі, B і D – спінодалі. В точках B і D речовина з ймовірністю 100% переходить до стабільного стану.

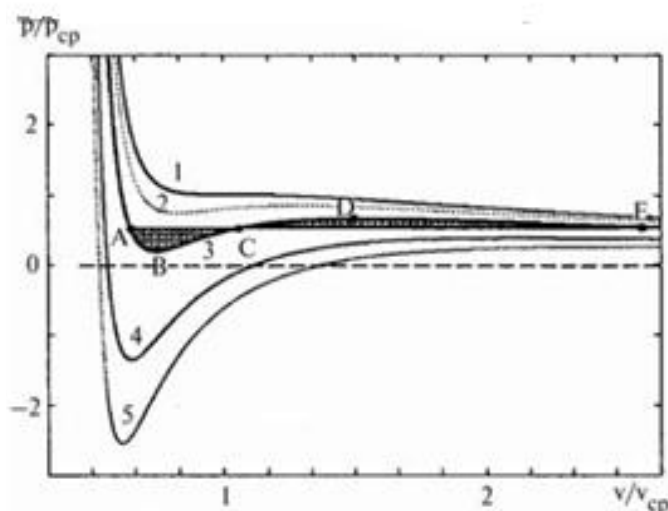


Рис.1. Ізотерми ван-дер-ваальсівського газу на p - v діаграмі (у приведеному вигляді): 1– $T/T_{кр}=1$; 2 – $T/T_{кр}=0,95$; 3 – $T/T_{кр}=0,87$; 4 – $T/T_{кр}=0,7$; 5 – $T/T_{кр}=0,6$; A - B – метастабільний стан рідини; B - C - D – фізично реалізувати неможливо; D - E – метастабільний стан пари; A - C - E – фазовий перехід рідина-пара (заштриховані площадки рівні між собою).

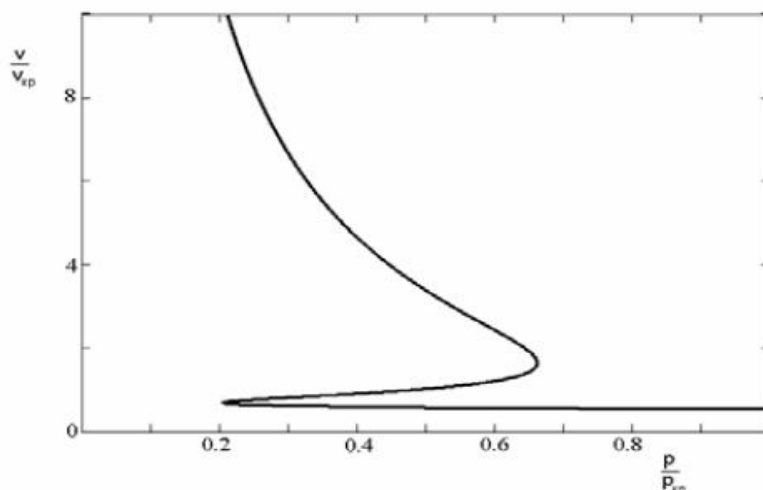


Рис. 2. Три кореня рівняння Ван-дер-Ваальса для приведенного питомого об'єму при $T/T_{кр}=0,87$

Рівняння (1) відносно v має третю ступінь, тому має три кореня, рис. 2. Графік на цьому рисунку показує часткову похідну хімічного потенціалу $\phi(p,t)$ за p при сталій t . Як відомо, хімічний потенціал (питомий масовий ізобарно-ізотермічний потенціал ϕ) володіє наступними властивостями: якщо дві фази знаходяться у рівновазі, то рівні між собою не тільки p і t , але і ϕ ; в ізобарно-ізотермічному процесі ϕ завжди зменшується, прямуючи до мінімуму в точках рівноваги термодинамічної системи.

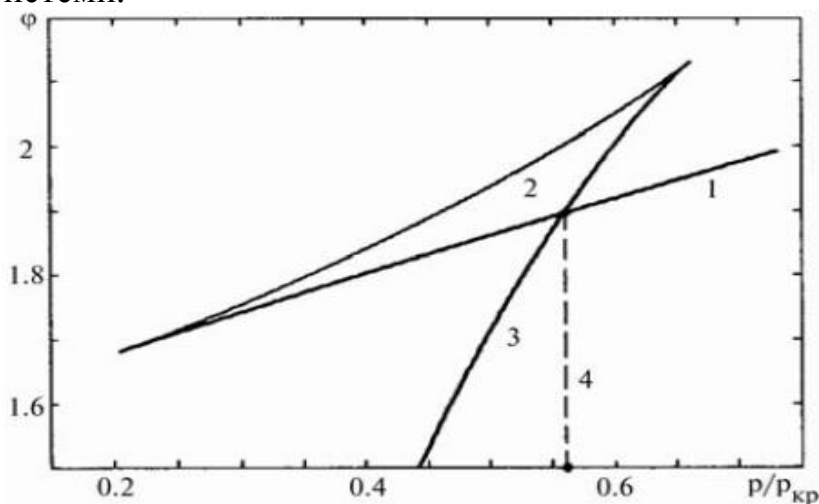


Рис. 3. Залежність хімічного потенціалу від приведенного тиску при $T/T_{кр}=0,87$: 1 – рідина; 2 – не реалізований стан; 3 – пара; 4 – точка фізичної рівноваги (рівноважний тиск p_{cq}).

Інтегруючи залежність v (рис. 2) за p при $t=\text{const}$, отримаємо хімічний потенціал ϕ , рис.3. Точка 4 показує величину p_{cq} тиску фазової рівноваги. При $p_{cq} < p_{cq}$ процес йде в бік переходу речовини з рідкої фази в пару, тобто рідина метастабільна. При $p_{cq} > p_{cq}$ процес йде в бік пе-

реходу речовини в рідку фазу, тобто пара метастабільна. З двох фаз стабільна та, у якої ϕ менше.

Як показано нижче, всі відмічені властивості ϕ належні функціоналу Ляпунова J , чия варіаційна похідна [4] дорівнює нулю на стаціонарних температурних полях систем нагрівач – кипляча рідина.

Кипіння за сталих: об'ємному виділенні тепла в стрижні, силі струму електронагрівача і температурі нагрівання тонкої стінки рідини. Приймаємо, що, по-перше, стінка нагрівача має достатню теплоємність, щоб не реагувати на флуктуації, пов'язані зі статичною природою процесу кипіння, і акумулювати достатньо теплоти для зміни режиму кипіння.

Таким чином, режим кипіння однозначно пов'язаний з температурою поверхні нагріву. По-друге, механізм перенесення теплоти до киплячої рідини і гідродинамічна структура пристінного шару не розглядаються, але рідині надаються властивості відведення теплоти від гріючої стінки за повністю визначеному, знайденому з експериментів, закону (кривій кипіння) $q(\theta)$, де θ – температурний напір стінки. За таких умов математичною основою є аналіз рівняння теплопровідності для поверхні нагріву за умови, що стікання теплоти, обумовлена кипінням, є заданою функцією температури.

У [5] розглянуті випадки: 1) достатньо довгого горизонтального стрижня з постійним внутрішнім тепловиділенням ($q_s = \text{const}$), зануреного у великий об'єм рідини і виконаного з матеріалу з хорошою теплопровідністю, $Bi \ll 1$; 2) постійної сили струму ($I = \text{const}$) і залежності електричного опору матеріалу нагрівача від температури; 3) кипіння у великому об'ємі на верхній поверхні достатньо довго] вздовж x тонкої горизонтальної пластини, нижня поверхня якої гріється рідиною з температурою $\theta_p = \text{const}$. Наведений функціонал Ляпунова $J_1[\theta]$, показує, що авто хвиля нерухома і додержується байдужа рівновага режимів, якщо виконується умова $J_1[\theta_1] = J_1[\theta_3]$, тобто рівновага J_1 на фазах – температура θ_1 бульбашкового кипіння і θ_3 плівкового. Стійкість режимів кипіння оцінюється за допомогою діаграми стабільності.

Таким чином, режими θ_1 і θ_3 у даному випадку є аналогами фаз у термодинаміці, функціонал J_1 є аналогом хімічного потенціалу ϕ , роль параметра стану p відіграє величина q_s , I і θ_p , при цьому p_{cq} (A-C-E на рис.1 і точка 4 на рис. 3) відповідає рівноважному тепловому потоку q_{cq} , силі струму I_{cq} , температурі рідини, що віддає тепло θ_p^{cq} .

Ребристі поверхні. У [5] розглянуто кипіння на поверхні плоского ребра висотою h і товщиною H , достатньої довжини вздовж x . Наведений функціонал Ляпунова J_2 для двох видів граничних умов в основі ребра: температурі $\theta_0 = \text{const}$ і тепловому потоці $q_0 = \text{const}$. Одному значенню θ_0 можуть відповідати три значення q_0 (і навпаки): у режимі $\theta_{пл}(y)$ вся поверхня ребра зайнята плівковим кипінням, у режимі $\theta_{бул}(y)$ – значна частина поверхні зайнята бульбашковим кипінням, в

режимі $\theta_{\text{пер}}(y)$ – за висотою ребра перехідне і плівкове кипіння. Показано, що авто хвиля нерухома і підтримується байдужна рівновага режимів якщо виконується рівність J_2 на фазах: $J_2[\theta_{\text{бул}}(y)] = J_2[\theta_{\text{пл}}(y)]$, тобто або умова $\theta_0 = \theta_{cq}$, або $q_0 = q_{cq}$.

Таким чином, режими утворювані комплексами $\theta_{\text{бул}}(y)$ і $\theta_{\text{пл}}(y)$, у даному випадку є аналогами фаз у термодинаміці, функціонал J_2 є аналогом хімічного потенціалу ϕ , роль параметру стану p відіграють задані на нижній поверхні ребра чи температурі θ_0 , чи тепловому потоку q_0 , при цьому p_{cq} відповідає чи θ_{cq} , чи q_{cq} .

Стрижень з мало теплопровідним покриттям і з мало теплопровідним осердям в оболонці. Паливні елементи реакторів, що охолоджуються водою під тиском, мають циліндричну форму і складаються з осердя (довжиною $L \rightarrow \infty$, діаметром d) з оболонкою товщиною h ($d \gg h$) і коефіцієнтом теплопровідності λ_t . Це випадок, коли теплопровідність оболонки (покриття) значно більша теплопровідності осердя (основи): $\lambda_t \gg \lambda$.

При певних припущеннях наближені рівняння, що описують температурне поле θ осердя з оболонкою з температурою t , мають вид:

$$c_p \frac{d}{4} \frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \lambda \frac{d}{4} \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + [q_s - k_2(\theta - t)]; \quad (2)$$

$$c_t \rho_t h \frac{\partial t}{\partial \tau} = h \lambda_t \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + [k_2(\theta - t) - q(t)], \quad (3)$$

де c_t , ρ_t – питома теплоємність і густина оболонки, $(d/6\lambda + h/\lambda_t + \delta_{\text{газ}}/\lambda_{\text{Na}})^{-1}$, $\delta_{\text{газ}}$, λ_{Na} – товщина і теплопровідність газового зазору.

Точки t_1 , t_2 , t_3 перетину N-подібної кривої кипіння $q(t)$ і лінії теплового навантаження q_s є ізотермічними стаціонарними розв'язками і відповідають стійкому бульбашковому режиму, нестійкому перехідному і стійкому плівковому кипінню на поверхні оболонки ТВЕЛУ. При цьому, як видно з (2) і (3), осердя має відповідні температури $\theta_i = t_i + q_s/k_2$, $i=1,2,3$ (рис. 4).

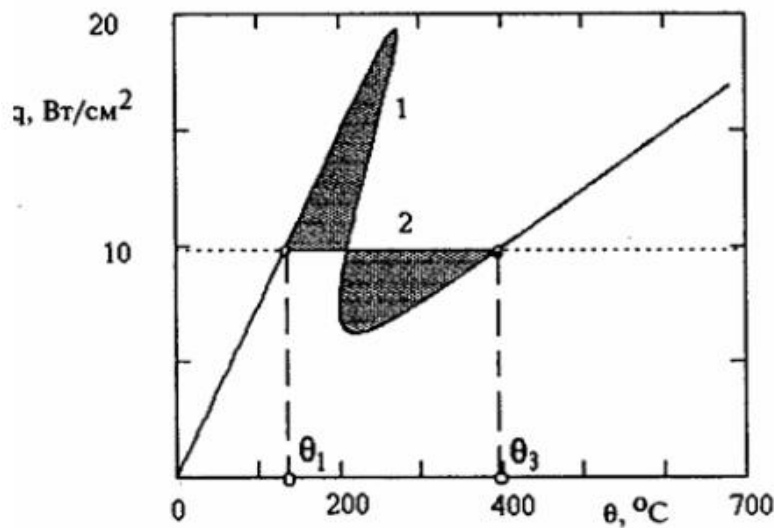


Рис. 4. Крива кипіння фреону R113 на сталевому X18H10T стрижні з $d=3$ мм покритому клеєм BC-10T, $h=0,3$ мм, 1 – в залежності від температури основи, 2 – рівноважні навантаження q_{cq} (заштриховані площадки рівні між собою)

Аналогічна ситуація має місце у випадку, коли поверхня нагріву окислена, забруднена чи покрита захисною плівкою з плохого теплопровідністю (основа – стрижень довжиною $L \rightarrow \infty$, діаметром d має зовнішній шар товщиною h з теплопровідності λ_t). Цей випадок достатньо вивчений стосовно композитних надпровідників. У цьому випадку теплопровідність основи $\lambda \gg \lambda_t$. За певних умов рівняння, які описують температурне поле θ стрижня з ізотропним покриттям з температурою t , співпадають з (2, 3), де c_t , ρ_t – питомі теплоємність і густина покриття, $k_2 = \lambda_t/h$.

Відмітимо, що пряма $k_2(\theta - t)$ і $q(t)$ можуть мати три точки перетину, тобто крива кипіння $q(\theta)$ в залежності від температури основи θ може мати Z-подібний вигляд, рис. 4.

Розглянемо випадок усталеного виділення тепла в основі чи в осерді ($q_s = \text{const}$). Нехай також ліва частина нагрівача зайнята бульбашковим кипінням, права – плівковим:

$$\begin{aligned} \frac{\partial t}{\partial x} \xrightarrow{x \rightarrow \pm\infty} 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial x} \xrightarrow{x \rightarrow \pm\infty} 0, \\ t \xrightarrow{x \rightarrow -\infty} t_1, \quad t \xrightarrow{x \rightarrow +\infty} t_3, \end{aligned} \quad (4)$$

$$\theta \xrightarrow{x \rightarrow -\infty} t_1 + \frac{q_s}{k_2}, \quad \theta \xrightarrow{x \rightarrow +\infty} t_3 + \frac{q_s}{k_2}. \quad (5)$$

Функціоналом Ляпунова, чия варіаційна похідна дорівнює правим частинам (2) і (3), для (2)–(5) є:

$$J_3[\theta, t] = \frac{1}{L} \int_0^L \left\{ \frac{\lambda}{2} \frac{d}{dx} \left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right)^2 + \frac{\lambda_t h}{2} \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)^2 - \int_0^\theta [q_s - k_2 \theta] d\theta - \int_0^t [k_2 (\theta - t) - q(t)] dt \right\} dx. \quad (6)$$

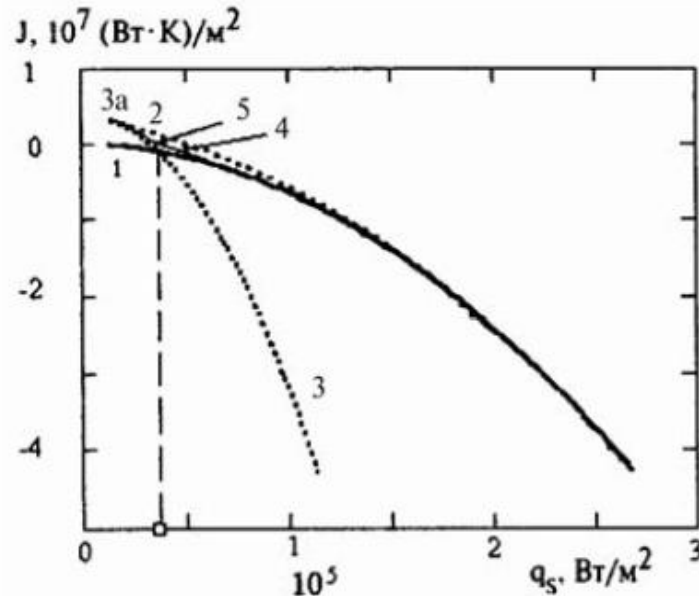


Рис. 5. Діаграма стабільності режимів кипіння для стрижня з покриттям:

1 і 1а – стабільне і метастабільне бульбашкове кипіння, 3 і 3а – плівкове, 2 – перехідне, 4 і 5 – доменні лінії, прямокутна точка – значення рівноважної q_{cq} .

Можна показати, що під час руху безперервно диференційованих $\theta(x, \tau)$ і $t(x, \tau)$ рівняння екстремалі Ейлера-Лагранжа для (6) є стаціонарні рівняння (2) і (3) за граничних умов (4) чи (5). Функціонал (6) має аналогічний J_1 , J_2 зміст теплового потенціалу температурних полів: величина $J_2[\theta, t]$ екстремальна за стаціонарних вирішень $\theta(x)$, $t(x)$ і монотонно спадає на других розв'язках $\theta(x, \tau)$, $t(x, \tau)$ рівнянь (2) і (3), тому що $dJ/d\tau \leq 0$.

Якщо шукати розв'язок (2)–(5) у вигляді авто хвилі, що рухається зі швидкістю w_3 вздовж нагрівача, то після заміни $\theta(z) = \theta(x - w_3 \tau)$, $t(z) = t(x - w_3 \tau)$ можна отримати вираз

$$w_3 = \frac{J_3[\theta_1, t_1] - J_3[\theta_3, t_3]}{\int_{-\infty}^{\infty} \left\{ c\rho \frac{d}{dz} \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^2 + c_t \rho_t h \left(\frac{\partial t}{\partial z} \right)^2 \right\} dz}. \quad (7)$$

Вираз (7) виходить із (2) і (3) у векторній формі запису після скалярного множення на вектор $\{d\theta/dz, dt/dz\}$ і інтегрування по z від $-\infty$ до $+\infty$, з використанням (4)–(6). Із (7) виходить, що авто хвиля нерухома і дотримується байдужа рівновага режимів, якщо виконується умова $J_3[\theta_1, t_1] = J_3[\theta_3, t_3]$, тобто рівність J на фазах. Зауважимо, що у

випадку $\lambda = \text{const}$, $q_s = \text{const}$ це буде еквівалентне рівності заштрихованих площадок як на вихідній кривій кипіння $q(t)$, так і при Z-подібній функції $q(\theta)$ (рис. 4), оскільки інтеграл від параметрично заданої плоскої кривої $\theta = t + q(t)/k_2$ і $q = q(t)$ також дорівнює нулю.

Значення функціоналу (6) на стаціонарному профілі температури характеризують стійкість даного профілю. Оцінити стійкість різних режимів кипіння можна, якщо використати діаграму стабільності (рис. 5). Формули, за якими розраховувалися лінії 1, 2 і 3 на рис. 5, отримані з (6) у вигляді параметрично заданої кривої, де параметром є температура t покриття стрижня:

$$\begin{cases} J(t) = \int_0^{\theta(t)} [k_2 \theta - q_s(t)] d\theta + \int_0^t [q(\xi) - k_2 \cdot \theta(t) - \xi] d\xi, \\ q_s(t) = q(t), \\ \theta(t) = t + \frac{q_s(t)}{k_2}. \end{cases} \quad (8)$$

Якщо значення функціоналу (6) на фазах рівні, то це служить критерієм визначення границі метастабільності режимів кипіння.

Доменні лінії [5] (4 і 5 на рис. 5) є аналогом значень хімічного потенціалу ϕ за критичного розміру бульбашки в системі рідина – пара бульбашка.

Таким чином, режими, утворені комплексами θ_1 , t_1 і θ_3 , t_3 у даному випадку є аналогами фаз у термодинаміці, функціонал J_3 із (6) є аналогом хімічного потенціалу ϕ , роль параметра стану p відіграє величина тепловиділення q_s в основі чи осерді, при цьому p_{cq} відповідає q_{sq} .

Товста стінка, що нагрівається знизу і охолоджується кипінням. Розглянемо стінку товщиною H , що має знизу поверхню нагріву. Якщо стінка має достатню довжину вздовж одної з осей x (ось y спрямована по товщині стінки, довжина $L \rightarrow \infty$), то за $Bi = \alpha_p H / \lambda > 1$, де α_p – коефіцієнт тепловіддачі, температурне поле $\theta(x, y, \tau)$ описується двовимірним рівнянням теплопровідності:

$$c_p \frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \lambda \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \right). \quad (9)$$

Граничні умови на верхній поверхні, що охолоджується кипінням:

$$-\lambda \frac{\partial \theta}{\partial y} \bigg|_{y=h} = q(t), \quad (10)$$

де t температура верхньої частини пластини (при $y=H$). На нижній поверхні, що нагрівається, якщо відома її температура $\theta_0=\text{const}$:

$$\theta_{y=0}=\theta_0. \quad (11)$$

або якщо на нижній поверхні відомий тепловий потік:

$$-\lambda \frac{\partial \theta}{\partial y} \Big|_{y=0} = q_0 \quad (12)$$

або якщо нагрівання виконується гарячою рідиною з температурою θ_p :

$$-\lambda \frac{\partial \theta}{\partial y} \Big|_{y=0} = \alpha_\delta (\theta_\delta - \theta_0), \quad (13)$$

де θ_0 – температура нижньої частини поверхні пластини (при $y=0$).

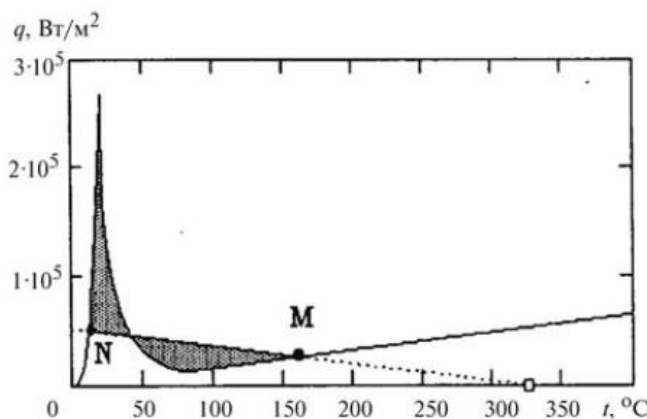


Рис. 6. Крива кипіння фреону R113, лінії NM: $q=(1/\alpha_p+H/\lambda)^{-1}[\theta_p-1]$ за $\alpha_p=2 \cdot 10^2$ Вт/(м²К), латунь, $H=7$ см. Прямокутна точка – θ_p^{cq} . Заштриховані площадки рівні між собою, N – t_1 , M – t_3

Якщо пряма $\lambda/h[\theta_0-t]$ і N-подібна крива кипіння $q(t)$ мають три точки перетину, то можливі локально стійкі режими $\theta_{бул}(y)$ і $\theta_{пл}(y)$ з температурами на поверхні охолодження: t_1 – бульбашковий і t_3 – плівковий. Із (9)–(11) виходить, що ці режими мають лінійний розподіл за y :

$$\theta(y) = \theta_0 + \frac{y}{H} (t - \theta_0). \quad (14)$$

Для (12) температура поверхні, що нагрівається, становить:

$$\theta_{01} = t_1 + \frac{H}{\lambda} q_0, \quad \theta_{03} = t_3 + \frac{H}{\lambda} q_0, \quad (15)$$

а для (13) відповідно:

$$\theta_{01} = \frac{\text{Bi}\theta_\delta + t_1}{1 - \text{Bi}}, \quad \theta_{03} = \frac{\text{Bi}\theta_\delta + t_3}{1 - \text{Bi}}. \quad (16)$$

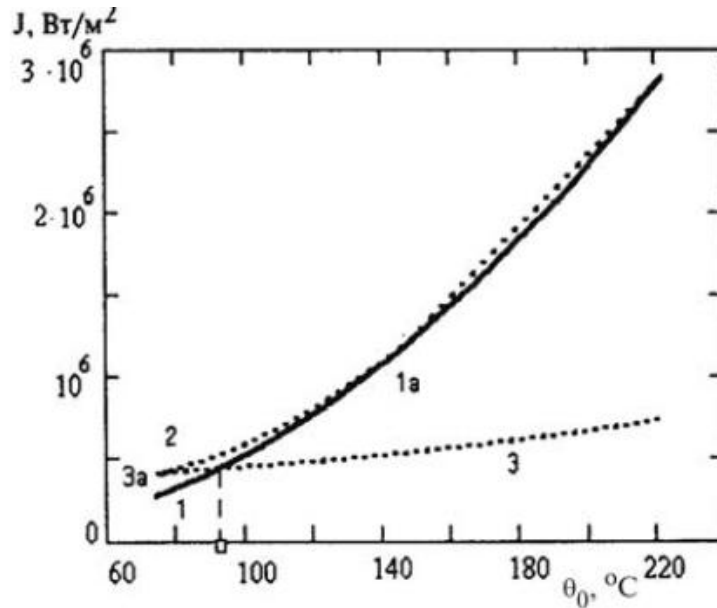


Рис. 7. Діаграма стабільності режимів кипіння для товстої пластини з постійною температурою нижньої поверхні: 1 і 1а – стабільне і метастабільне бульбашкове кипіння, 3 і 3а – плівкове, 2 – перехідне, прямокутна точка – θ_{cq}

Якщо ліва частина пластини – бульбашкове кипіння, а права – плівкове:

$$\frac{\partial \theta}{\partial x} \xrightarrow{x \rightarrow \pm \infty} 0, \quad (17)$$

$$\theta \xrightarrow{x \rightarrow -\infty} \theta_{\text{доп}}(y), \quad \theta \xrightarrow{x \rightarrow +\infty} \theta_{\text{пл}}(y). \quad (18)$$

Функціонал Ляпунова для (9)–(13), (17) і (18):

$$J_4[\theta] = \frac{1}{L} \int_0^L \left\{ \int_0^H \left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \theta}{\partial y} \right)^2 \right\} dy + \int_0^t q(t) dt - \int_0^{\theta_0} \alpha_{\delta} (\theta_{\delta} - \theta) d\theta - \int_0^{\theta_0} q_0 d\theta \Bigg\} dx. \quad (19)$$

Якщо шукати розв'язок (9)–(13), (17) і (18) у вигляді авто хвилі, що рухається зі швидкістю w_4 вздовж пластини, то після заміни $\theta(z, y) = \theta(x - w_4 \tau, y)$ можна отримати вираз:

$$w_4 = \frac{J_4[\theta_{\text{доп}}(y)] - J_4[\theta_{\text{пл}}(y)]}{\text{ср} \int_0^h \left\{ \int_{-\infty}^{\infty} \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^2 dz \right\} dy}, \quad (20)$$

де $\theta_{\text{бул}}(y)$ і $\theta_{\text{пл}}(y)$ визначаються з (14)–(16).

Вираз (20) виходить з (9)–(13) після множення на $\partial \theta / \partial z$ і інтегрування спочатку за z від $-\infty$ до $+\infty$, далі за y від 0 до h з використанням (17)–(19).

З (20) виходить, що авто хвиля нерухома і спостерігається байдужна рівновага режимів, якщо виконується рівність J на фазах: $J_4[\theta_{\text{бул}}(y)] = J_4[\theta_{\text{пл}}(y)]$, тобто чи умова $\theta_0 = \theta_{cq}$ (рис. 7), або $q_0 = q_{cq}$, чи $\theta_p = \theta_p^{cq}$ (рис. 6).

Значення функціоналу (19) на будь-якому стаціонарному профілі температури характеризує стійкість цього профілю (рис. 7). Формули, за якими розраховуються лінії 1, 2 і 3 на рис. 7 отримані із (19) у вигляді параметрично заданої кривої, де параметром є температура охолоджувальної поверхні пластини:

$$\begin{cases} J(t) = \int_0^t q(\xi) d\xi + \frac{H}{2\lambda} q^2(t), \\ \theta_0(t) = t + \frac{Hq(t)}{\lambda}. \end{cases} \quad (21)$$

Якщо значення функціоналу (19) на фазах рівні між собою, то це служить критерієм для визначення границі метастабільності режимів кипіння.

Таким чином, утворені комплексами $\theta_{\text{бул}}(y)$ і $\theta_{\text{пл}}(y)$ із (14)–(16), у цьому випадку є аналогами фаз в термодинаміці, функціонал J_4 із (19) є аналогом хімічного потенціалу ϕ , роль параметрів стану p відіграють задані на нижній поверхні, що обігрівається, бо температура θ_0 чи тепловий потік q_0 , або температура рідини нагріву θ_p , при цьому p_{cq} відповідає або θ_{cq} , чи θ_p^{cq} .

Зауважимо, що всі розглянуті вище випадки можна об'єднати за допомогою варіаційної похідної функції J . Рівняння (2), (3), (9) і (10) і т. ін. можна записати так:

$$cp \frac{\partial \theta}{\partial \tau} = - \frac{\delta J}{\delta \theta}, \quad (22)$$

де праворуч стоїть варіаційна похідна функціоналу [4] (за властивостями подібна до звичайної похідної). Співвідношення для швидкості авто хвилі w отримують наступним чином. Після заміни $\theta(z) = \theta(x - wt)$ із (22) виходить:

$$-cpw \frac{\partial \theta}{\partial z} = - \frac{\delta J}{\delta \theta}. \quad (23)$$

Помножимо (23) на $d\theta/dz$ і інтегруючи за z від $-\infty$ до $+\infty$, отримаємо:

$$-cpw \int_{-\infty}^{\infty} \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^2 dz = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\delta J}{\delta \theta} \frac{\partial \theta}{\partial z} dz = - \int_{\theta_1}^{\theta_3} \frac{\delta J}{\delta \theta} d\theta = -J[\theta_3] + J[\theta_1], \quad (24)$$

де через θ_1 і θ_3 позначені фази, J – функціонал (6) або (19). Із (24) слідує (7), (20) та ін. для покриття, ребра, товстої пластини і т. ін.

Висновки. У залежності від способу обігріву і геометрії нагрівача (стрижень без покриття і з покриттям, тонка і товста стінки, оребріння) для розмежування областей метастабільності режимів можуть використовуватися поняття рівноважних: теплового потоку q_{cq} , сили струму I_{cq} , температури рідини, що нагріває, θ_p^{cq} , граничної температури θ_{cq} . Роль термодинамічного параметра стану (тиск) p відіграють величини q_s , I , θ_p , θ_0 , а термодинамічне поняття фази відповідає синергетичній фазі з цілого комплексу, обумовленого режимами кипіння охолоджувача, геометрією нагрівача, способом нагрівання тощо, і таким що створює стійкий до малих подразнень стаціонарний температурний режим. Функціонал Ляпунова J , чия варіаційна похідна дорівнює нулю на стаціонарних температурних полях систем нагрівач – кипляча рідина, є аналогом хімічного потенціалу ϕ , а величини q_{cq} , I_{cq} , θ_p^{cq} , θ_{cq} є аналогами тиску p_{cq} за фазової рівноваги.

Розглянута область метастабільних і стабільних режимів стану рівноваги фаз, де швидкість авто хвилі дорівнює нулю. Для визначення умов рівноваги можна використати єдину методику розрахунку, основу на функціоналах Ляпунова. Наглядно порівняти режими кипіння за рівнянням їх стійкості дозволяє діаграма стабільності. Різницю значень функціоналів на фазах характеризує величину і напрямок швидкості авто хвилі: швидкість тим більша чим більша ця різниця. Швидкість дорівнює нулю за умови рівності цих значень.

Література

1. Kovalev S.A. An investigation of minimum heat fluxes in pool boiling of water // Int. J. Heat Mass Transfer. 1966. V. 9. – p. 1219-1226.
2. Петухов Б.С. Теплообмен в ядерных энергетических установках / Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А., Солоньев С.Л. – М.: МЭИ, 2003. – 548 с.
3. Кириллин В.А. Техническая термодинамика / Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.
4. Гельфанд И.М., Фомин С.В. Вариационное исчисление. М.: Гос. изд. физ.-мат. лит., 1961. – 228 с.
5. Ковалев С.А. Усатилов С.В. Оценка устойчивости режимов кипения с помощью диаграмм стабильности // ТВТ, 2003. т. 41, № 1. – с. 77-88.



ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ И ТЕПЛОВОЙ ПОДХОД К СТОЙКОСТИ ФАЗ ПРИ КИПЕНИИ ЖИДКОСТЕЙ

Ломейко А.П., Кулинченко В.Р.

Аннотация – рассмотрено пузырьковое кипение на проводочках, стержнях, пластинах и единичных ребрах. Обнаружена аналогия стойкости стабильных и метастабильных состояний по химическим потенциалам в термодинамике и режимов кипения, где используется синэнергетическое понятие фазы, с помощью функционалов Ляпунова. Определен предел метастабильности и стабильности режимов кипения, на которой скорость авто волн равняется нулю, и получены диаграммы стабильности. Показано, что скорость авто волн нулевая, если функционал Ляпунова, где вариационная производная равняется нулю на постоянных температурных полях системы нагреватель – кипящая жидкость принимает равные значения на фазах.

THERMODYNAMICS AND THERMAL GOING NEAR FIRMNESS OF PHASES AT BOILING OF LIQUIDS

A. Lomeyko, V. Kulinchenko

Summary

The bubble boiling is considered on ambages, bars, plates and single ribs. Found out the analogy of firmness of the stable and metastabilization states to on by chemical potential in thermodynamics and boiling modes, where the sinenergetics concept of phase is utilized, by functional of Lyapunova. The limit of metastabilization and stability of the boiling modes is certain, on which speed of auto of waves equals a zero, and the diagrams of stability are got. It is rotined that speed of auto of waves zeroes, if functional of Lyapunova, where a variation de-riivate equals a zero on the permanent temperature fields of the system heater – a boiling liquid takes on equal values on phases.



УДК 658.149.3

СТАТИСТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ АВТОТРАНСПОРТНОЙ ТЕХНИКИ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

Невзоров А. В., к.т.н.,

Лисовой И. А., к.т.н.,

Дидур В. В., к.т.н.

Уманский национальный университет садоводства

Тел. +380683511797

Аннотация – В статье рассмотрен ряд подходов к оценке показателей надежности автотранспортной техники, используемой в сельском хозяйстве средств. Их использование позволяет рационально распределять ресурсы на обеспечение надежности в период эксплуатации автотранспорта при выполнении сельскохозяйственных работ.

Ключевые слова: автотранспортная техника, надежность, эксплуатационный процесс, время эксплуатации, вероятность

Постановка проблемы и анализ последних исследований. Показатели надежности техники в сельском хозяйстве являются одним из основных факторов, влияющих на качество и эффективность функционирования современных агропромышленных предприятий [1, 2, 3]. Современная сельскохозяйственная техника и, в частности, автомобильные средства являются сложными техническими системами, состоящими из множества подсистем, агрегатов и узлов, которые содержат тысячи деталей. Как основной вид наземного безрельсового транспорта автомобильная техника работает в самых различных дорожных, климатических и других условиях эксплуатации. Основные эксплуатационные свойства автотранспорта связаны с его движением. Они определяются параметрами и выходными характеристиками систем, агрегатов и узлов. Уровень этих параметров обеспечивается в процессе конструирования и производства, зависит при эксплуатации от технического состояния автотранспорта. При длительной эксплуатации техническое состояние автомобильной техники, как и любой другой сельскохозяйственной машины, неизбежно ухудшается.

Агрегаты и большинство деталей автомобилей являются ремон-

тируемыми объектами, их исправность и работоспособность в случае возникновения отказа или повреждения подлежат восстановлению [4, 5]. Закономерности переходов технического состояния деталей, агрегатов и систем из исправного, работоспособного состояния в неисправное, неработоспособное и, наконец, в предельное состояние и (если такое возможно) обратно характеризуют свойства надежности автомобилей, как сложных технических систем и их подсистем, агрегатов и узлов [6].

Цель исследований. Целью исследования, результаты которого положены в основу данной статьи, есть обоснование целесообразности использования при анализе и прогнозировании показателей безотказности сельскохозяйственной техники предлагаемых математических моделей.

Основная часть. Для получения аналитических выражений показателей надёжности автомобильной техники, используемой в сельском хозяйстве, будем предполагать, что ее эксплуатация происходит по следующей схеме: отказавшие элементы и подсистемы начинают немедленно восстанавливать; отсутствуют ограничения на число восстановлений; отказ одной из подсистем привлечёт за собой отказ машины в целом [6]. Возможные состояния автомобильной техники, функционирующей по такой схеме, могут быть изображены в виде обобщенного графа состояний (рис 1):

- состояние X_0 соответствует состоянию машины, когда все подсистемы работоспособны, т.е. она находится в работоспособном состоянии в любой момент времени;

- состояние X_1 соответствует состоянию машины, когда первая подсистема (двигатель) неработоспособна, остальные подсистемы работоспособны;

- состояние X_2 соответствует состоянию, когда вторая подсистема (муфта сцепления) неработоспособна, а остальные подсистемы работоспособны;

- состояние X_3 соответствует состоянию, когда третья подсистема (коробка передач) неработоспособна, а остальные подсистемы работоспособны;

- состояние X_4 соответствует состоянию, когда четвёртая подсистема (трансмиссия) неработоспособна, а остальные подсистемы работоспособны;

- состояние X_5 соответствует состоянию, когда пятая подсистема (тормозная система) неработоспособна, а остальные подсистемы работоспособны.

При этом считается, что вероятность P одновременного появления двух и более неработоспособных подсистем пренебрежимо мала. Символом λ_{oi} , $i = \overline{1, n}$ на рисунке 1 обозначена интенсивность отказов

i -й підсистеми; символом μ_{i0} , $i = \overline{1, n}$ – інтенсивність її відновлення.

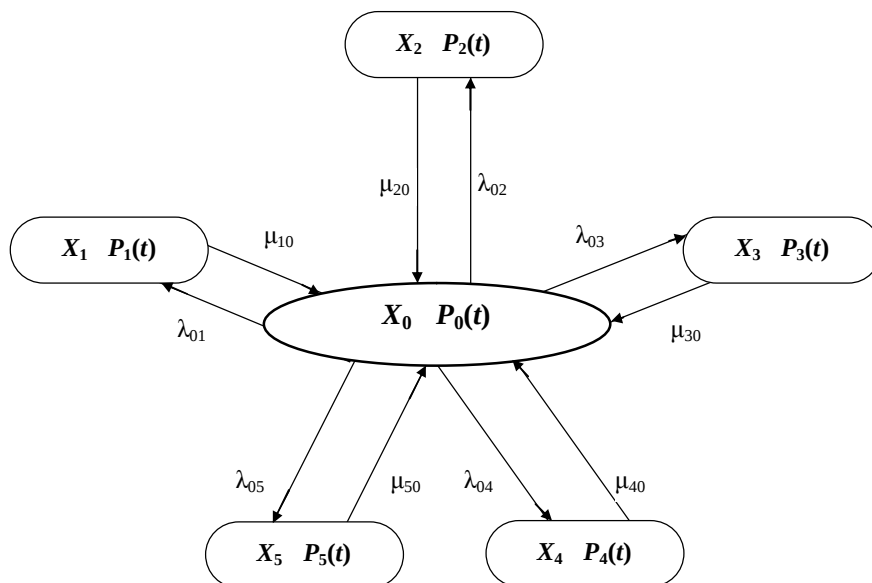


Рис. 1. Орієнтований граф можливих станів лісовозних автотранспортних засобів як відновлюваної системи

По графу станів складена система диференціальних рівнянь Колмогорова-Смирнова, яка має вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{dP_1(t)}{dt} &= \lambda_{01} \cdot P_0(t) - \mu_{10} \cdot P_1(t); \\ \frac{dP_2(t)}{dt} &= \lambda_{02} \cdot P_0(t) - \mu_{20} \cdot P_2(t); \\ \frac{dP_3(t)}{dt} &= \lambda_{03} \cdot P_0(t) - \mu_{30} \cdot P_3(t); \\ \frac{dP_4(t)}{dt} &= \lambda_{04} \cdot P_0(t) - \mu_{40} \cdot P_4(t); \\ \frac{dP_5(t)}{dt} &= \lambda_{05} \cdot P_0(t) - \mu_{50} \cdot P_5(t). \end{aligned} \quad (1)$$

$$\frac{dP_0(t)}{dt} = \mu_{10} \cdot P_1(t) + \mu_{20} \cdot P_2(t) + \mu_{30} \cdot P_3(t) + \mu_{40} \cdot P_4(t) + \mu_{50} \cdot P_5(t) - P_0(t) \cdot \sum_{i=1}^5 \lambda_{0i}.$$

Для виражень (1) слідєть умовиє

$$\sum_{i=1}^5 P_i(t) = 1. \quad (2)$$

Допустим, що експлуатація машини техніки здійснюється в нормальний період, то єсть інтенсивності відказів і відновлень систем, вузлів і агрегатів постійні во времени, а показателі безотказності і ремонтпригодності підчинені експоненціальному закону. Тоді диференціальні рівняння (1) можна записати в виді:

$$\begin{aligned}\lambda_{01} \cdot P_0 &= \mu_{10} \cdot P_1; \\ \lambda_{02} \cdot P_0 &= \mu_{20} \cdot P_2; \\ \lambda_{03} \cdot P_0 &= \mu_{30} \cdot P_3; \\ \lambda_{04} \cdot P_0 &= \mu_{40} \cdot P_4; \\ \lambda_{05} \cdot P_0 &= \mu_{50} \cdot P_5; \\ P_0 \cdot \sum_{i=1}^5 \lambda_{0i} &= \sum_{i=1}^5 \mu_{i0} \cdot P_i\end{aligned}\quad (3)$$

Решив полученную систему алгебраических уравнений (3) с учётом условия (2), получим следующее выражение для вероятности того, что автомобильная техника находится в работоспособном состоянии в произвольный момент времени:

$$P_0 \cdot \left(1 + \sum_{i=1}^5 \frac{\lambda_{0i}}{\mu_{i0}} \right) = 1. \quad (4)$$

или

$$P_0 = \frac{1}{1 + \sum_{i=1}^5 \frac{\lambda_{0i}}{\mu_{i0}}}. \quad (5)$$

Вероятность нахождения машины в i -м состоянии, когда i -я подсистема неработоспособна, а остальные подсистемы работоспособны, согласно (3) определяется как

$$P_i = \frac{\lambda_{0i}}{\mu_{i0}} \cdot P_0. \quad (6)$$

Таким образом, зная значения интенсивностей отказа λ_{0i} и восстановления μ_{i0} подсистем (основных агрегатов) сельскохозяйственной автомобильной техники, можно определить вероятность ее нахождения в том или ином состоянии, используя (6). Рассчитаем коэффициент готовности $K_r(t)$ автомобиля как системы, состоящей из n подсистем. Известно [7, 8], что значение этого коэффициента для любой системы характеризует вероятность ее нахождения в работоспособном состоянии в произвольный момент времени:

$$K_r(t) = \sum_{i=1}^n P_i(t), \quad (7)$$

где $P_i(t)$ – вероятность нахождения системы в i -м работоспособном состоянии в момент времени t .

Для режима нормальной эксплуатации машины вместо вероятностей $P_i(t)$ имеем вероятность $P_i = \text{const}$. Тогда вместо (7) для коэффициента готовности $K_r(t)$ получим выражение [9]:

$$K_r = \sum_{i=1}^n P_i. \quad (8)$$

Поскольку (5) и (8) имеют одинаковый физический смысл, а именно: они определяют вероятность нахождения машины в работоспособном состоянии, то имеет место равенство:

$$K_r = P_0 = \frac{1}{1 + \sum_{i=1}^n \frac{\lambda_{0i}}{\mu_{i0}}} . \quad (9)$$

Для определения показателей надежности сельскохозяйственной техники, характеризующих процесс восстановления, важное значение имеет установление связи между коэффициентом готовности подсистемы $K_{ri}(t)$, находящейся в i -м состоянии после проведения восстановительных мероприятий, и интенсивностью восстановления μ_{i0} . Из (5) для каждого i -го состояния можем получить соответствующие выражения для $K_{ri}(t)$:

$$K_{ri} = \frac{1}{1 + \frac{\lambda_{0i}}{\mu_{i0}}} = \frac{\mu_{i0}}{\mu_{i0} + \lambda_{0i}} . \quad (10)$$

Из (10) следует, что для машины, находящейся, например, в первом состоянии (когда первая-двигатель, неработоспособен, а остальные подсистемы работоспособны), ее можно перевести в работоспособное состояние с коэффициентом готовности K_{r1} путём проведения соответствующих восстановительных мероприятий с интенсивностью μ_{10} , то есть

$$K_{r1} = \frac{\mu_{10}}{\mu_{10} + \lambda_{01}} .$$

Аналогичные выражения имеют место и для случаев, когда техника находится во втором, третьем и других состояниях.

Если необходимые (требуемые) коэффициенты готовности для сельскохозяйственной машины, находящейся в том или ином неработоспособном состоянии заданы, и требуется определить интенсивности восстановлений (в частности для обоснования необходимого состава ремонтно-восстановительных служб), то из (10) следует

$$\mu_{i0} = \frac{\lambda_{0i} \cdot K_{ri}}{1 - K_{ri}} . \quad (11)$$

Подставив выражения для интенсивностей восстановления в зависимость (9), получим формулу для коэффициента готовности машины в целом как функцию от коэффициентов готовности отдельных подсистем:

$$K_r = P_0 = \left[1 + \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{K_{ri}} - 1 \right) \right]^{-1}. \quad (12)$$

Таким образом, если известны требуемые значения коэффициентов готовности для каждой подсистемы (основных агрегатов) АТС, либо они определены расчётным путём, то подставив эти значения в зависимость (12) получим соответствующее значение коэффициента готовности машины в целом.

Достижение требуемых значений коэффициента готовности автотранспортных средств обеспечивается оперативной разработкой и внедрением комплекса мероприятий по обеспечению диагностирования, ремонта, восстановления и обслуживания их элементов и подсистем. Этот комплекс мероприятий определяет значения интенсивностей восстановления μ_{i0} отдельных элементов и подсистем.

Для оценки значений коэффициента готовности сельскохозяйственной техники в целом, а также её отдельных подсистем (основных агрегатов) наряду со значениями интенсивностей восстановления μ_{i0} необходимо также владение информацией о значениях интенсивностей отказов λ_{0i} .

Следует отметить, что вместо наработки на отказ по времени $T_1(P_{T1}(t))$ в исследованиях широко используется наработка на отказ по пробегу $L_1(P_{L1}(l))$. Установление значений λ_{0i} связано с определением вероятностей безотказной работы отдельных элементов и подсистем до первого отказа $P_{L1}(l)$, которая для экспоненциального закона распределения записывается как

$$P_{Li}(t) = e^{-\lambda_{0i} \cdot t}. \quad (13)$$

Когда рассматривается вероятность безотказной работы такой сложной системы, как сельскохозяйственная техника, то необходимо обязательно фиксировать время ее безотказной работы в процессе эксплуатации. Поэтому здесь более уместно говорить о β -квантильном времени безотказной работы машины, определяемом как:

$$L_\beta = -\frac{1}{\lambda_0} \cdot \ln P_{L1}(l_\beta) = -\frac{1}{\lambda_0} \cdot \ln \beta \quad (14)$$

или применительно к отдельным элементам и подсистемам

$$L_{\beta i} = -\frac{1}{\lambda_0} \cdot \ln P_{L1i}(l_\beta) = -\frac{1}{\lambda_{0i}} \cdot \ln \beta_i, \quad (15)$$

где β и β_i – β -квантильные вероятности безотказной работы до первого отказа машины в целом ее и подсистем соответственно.

Из (15) получено выражение для интенсивности отказов i -й подсистемы в зависимости от β -квантильного расстояния и β -квантильной вероятности безотказной работы i -й подсистемы до первого отказа:

$$\lambda_{0i} = -\frac{\ln \beta}{L_{\beta i}}. \quad (16)$$

Зная β -квантильные вероятности подсистем, по теореме умножения вероятностей получено выражение для безотказной работы машины в целом:

$$P_{L1}(l_{\beta}) = \prod_{i=1}^n P_{L1i}(l_{\beta i}) = \prod_{i=1}^n \beta_i = \exp\left(-\sum_{i=1}^n L_{\beta i} \cdot \lambda_{0i}\right). \quad (17)$$

Целесообразно в дальнейшем для удобства считать $L_{\beta i}$ одинаковыми для всех подсистем. Тогда выражение (17) будет представлено в виде

$$P_{L1}(l_{\beta}) = \prod_{i=1}^n P_{L1i}(l_{\beta i}) = \prod_{i=1}^n \beta_i = \exp\left(-\sum_{i=1}^n L_{\beta i} \cdot \lambda_{0i}\right). \quad (18)$$

Выражения для обобщённого показателя надёжности сельскохозяйственной техники и ее составляющих позволяют оценить значения обобщённого показателя надёжности в функции частных показателей надёжности. Для этого рассмотрена структура машины, состоящая из пяти основных агрегатов, причём, если один из агрегатов вышел из строя (неработоспособен), то автотранспорт находится в неработоспособном состоянии [6]. Для выполнения расчетных оценок надёжности, например, марки КамАЗ, могут быть приняты следующие исходные данные:

1. Коэффициент готовности автомобиля в целом принимает значения: $K_T = \{0,3; 0,5; 0,7; 0,9\}$.
2. Вероятность безотказной работы автотехники до первого отказа равна 0,90, т.е. $P_{L1} = \beta = 0,90$.
3. β -квантильное расстояние безотказной работы автотехники принимает значения: $L_{\beta} = \{20 \cdot 10^3 \text{ км}; 40 \cdot 10^3 \text{ км}; 100 \cdot 10^3 \text{ км}; 200 \cdot 10^3 \text{ км}\}$.
4. β -квантильный пробег автомобиля составляет $300 \cdot 10^3 \text{ км}$.
5. Исходные данные, полученные по материалам статистических исследований составляют: для двигателя $22 \cdot 10^3 \text{ км}$; для муфты сцепления $29 \cdot 10^3 \text{ км}$; для коробки передач $40 \cdot 10^3 \text{ км}$; для карданной передачи $40 \cdot 10^3 \text{ км}$; для тормозной системы $30 \cdot 10^3 \text{ км}$.

При этом можно принять, что коэффициенты готовности для основных агрегатов равны 0,90.

Выводы. Анализ результатов расчетов показывает, что:

1. Значения обобщённого показателя надёжности существенным образом зависят от β -квантильной наработки на отказ и коэффициента

готовности сельскохозяйственной автотехники.

2. При относительно больших значениях пробега влияние коэффициента готовности на обобщенный показатель надежности уменьшается. Так, например, для $L_B=20 \cdot 10^3$ км при $K_T=0,5$ обобщенный показатель надежности равен $130 \cdot 10^3$ км, а при $K_T=0,7$ – $180 \cdot 10^3$ км, т.е. возрастает на 40%, то при $L_B=100 \cdot 10^3$ км обобщенный показатель надежности соответственно будет равен $180 \cdot 10^3$ км и $220 \cdot 10^3$ км, т.е. возрастает на 33 %.

Для проведения мероприятий по обеспечению надежности сельскохозяйственной техники целесообразно в первую очередь применить такие мероприятия, которые обеспечивали бы повышение безотказности. Это связано с тем обстоятельством, что эффект от мероприятий по повышению надежности в самой системе значительно выше, чем от мероприятий по восстановлению отказов системы.

Полученные результаты имеют важное практическое значение при проектировании комплексов обеспечения надежности сельскохозяйственной автомобильной техники. Они могут стать научно-методической базой для разработки и изготовления перспективной автотранспортной продукции, как для сельского хозяйства, так и для других отраслей экономики.

Литература

1. *Войтюк В.Д.* Обоснование вида закона распределения показателей безотказности сельскохозяйственной техники // *В.Д. Войтюк, В.В. Дидур, А.В. Невзоров* / Вестник Украинского отделения международной академии аграрного образования – Вып. 2. – Мелитополь: Копицентр «Документ-сервис», 2014. – с. 149 – 157.
2. *Войтік А.В.* Методика визначення оптимальної надійнісної структури сільськогосподарської техніки // *А.В. Войтік, А.В. Невзоров, В.В. Дідур* / Вісник Українського відділення міжнародної академії аграрної освіти. Херсон: ОЛДІ-ПЛЮС, 2015. – с. 55-61.
3. *Невзоров А.В.* Методика забезпечення експлуатаційної надійності сільськогосподарських машин // *А.В. Невзоров, Ю.О. Ковальчук, Т.О. Кутковецька* / Вісник Українського відділення міжнародної академії аграрної освіти. Херсон: ОЛДІ-ПЛЮС, 2015. – с. 61-66.
4. *Невзоров А.В.* Експлуатаційні методи підвищення зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин / *А.В. Невзоров* / Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Актуальні питання сучасної аграрної науки», 19-20 листопада 2014 р. – К: ЗАТ «НІЧЛАВА», 2014. с. 150 – 151.
5. *Думенко К.М.* Дослідження ударної міцності монометалевих і зміцнених двущарових лез прорізаючого робочого органу при аварійних пошкодженнях [Електронний ресурс] / *К.М. Думенко, І.С. Павлюченко, І.О. Лісовий* // Збірник тез доповідей II Між народної

- науково-технічної конференції «Крамаровські читання» (17-18 лютого 2015 року) / Національний університет біоресурсів і природокористування України. – К., 2015. – с. 83-86. – Режим доступу: <http://lib.udau.edu.ua/handle/123456789/1929>
6. *Бойко А.І.* Функціонування сошника прямого посіву як відкритої технічної системи. / *А.І. Бойко, І.О. Лісовий, В.В. Тасенко* // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків, 2008. – Вип. 75; т. 1. – с. 256–258.
 7. *Дружинин Г.В.* Надежность автоматизированных систем / *Г.В. Дружинин* // М.: Энергия, 1987. - 336 с.
 8. *Пронников А.С.* Надежность машин / *А.С. Пронников* // М.: Машиностроение, 1978. - 234 с.
 9. *Кучув К. А.* Системные особенности решения проблемы оценки эффективности комплексов обеспечения надёжности авто транспортных средств / *К. А. Кучув, Г.С. Гамидов, Н.К. Санаев* // Проблемы управления качеством в машиностроении (ВНПК-1). Сб. статей Всероссийской научно-практической конференции / Махачкала, 2007.- с. 207-209.

СТАТИСТИЧНА ОЦІНКА ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ АВТОТРАНСПОРТНОЇ ТЕХНІКИ В СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ

А.В. Невзоров, І.О. Лісовий, В.В. Дідур

Анотація - У статті розглянуто ряд підходів до оцінки показників надійності автотранспортної техніки, що використовуються в сільському господарстві. Їх використання дозволяє раціонально розподіляти ресурси на забезпечення надійності в період експлуатації автотранспорту при виконанні сільськогосподарських робіт.

STATISTICAL ASSESSMENT OF RELIABILITY INDICATORS OF AUTO VEHICLES IN AGRICULTURE

A. Nevzorov, I. Lisovoy, V. Didur

Summary

The article discloses a range of approaches to the assessment indicators of vehicle reliability used in agricultural sector. Their application allows rational distributing resources for reliability support during exploitation of transport while carrying out agricultural work.

**ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНІ КОМПЛЕКСИ ТА СИСТЕМИ**

УДК 632.939

**ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРОСТАТИЧНОГО ПОЛЯ ПРИ
АЕРОЗОЛЬНІЙ ОБРОБЦІ ЗЕРНОВОГО МАТЕРІАЛУ****Діордієв В. Т., д.т.н.,****Кашкарьов А. О., к.т.н.,****Новіков Г. В., інженер***Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел.: 0619-42-11-74

Анотація – розглянуто можливість використання аерозольних технологій для передпосівної обробки зернового матеріалу з використанням електротехнологій, представлені теоретичні положення процесу взаємодії зернового матеріалу та аерозолю.

Ключові слова: електротехнологія, аерозоль, електризація, сила Кулона, передпосівна обробка, зерно.

Постановка проблеми. Сьогодні розвиток інтенсивного сільськогосподарства неможливий без вирішення нових складних проблем по захисту рослин від шкідників, хвороб і бур'янів. Вирішення поставленої проблеми здійснюється агротехнічними заходами, які спрямовані на підвищення стійкості рослин до впливу шкідливих організмів, збалансоване живлення, науково-обґрунтовану сівоzmіну, створення нових сортів, стійких до хвороб і шкідників.

Фізичні методи (вплив електромагнітним випромінюванням різних довжин хвиль, високими й низькими температурами) і механічні методи (ручна прополка, використання ловчих канавок, поясів світлових пасток) не знайшли широкого застосування.

Найбільш перспективним напрямом захисту й стимулювання рослин є біологічний [3], який передбачає використання для захисту рослин від шкідливих організмів та стимулювання їх росту, мікробіологічних препаратів, а також феромонів, гормонів і ін.

Перевага біопрепаратів полягає у нешкідливості для рослин, людини, теплокровних тварин, бджіл і інших корисних комах, а також у можливості застосування їх разом з хімічними засобами.



Недоліки полягають у складності виробництва біопрепаратів, у необхідності розробки окремих препаратів для кожного виду рослин - усе це стримує широке застосування біологічного методу [4].

Сьогодні у якості засобів захисту найбільше поширення одержали різноманітні хімічні препарати, головним чином, синтетичні органічні сполуки, об'єднані загальною назвою – пестициди.

У цілому, незважаючи на серйозні недоліки, хімічний метод є основним методом захисту рослин і залишиться таким у найближчому майбутньому. Вже наявний у світі асортимент пестицидів дозволяє використовувати препарати, практично безпечні для людини й корисних тварин, забезпечити відсутність залишків пестицидів в об'єктах зовнішнього середовища, продуктах живлення й харчових ланцюгах, уникнути появи резистентних форм шкідників.

Якщо розглядати використання пестицидів у контексті передпосівної обробки зернового матеріалу у промислових масштабах, то необхідно відзначити, що вітчизняна промисловість випускає достатньо великий перелік технологічних машин порційного та періодичного принципу дії [7]. В основі технологічного процесу лежить обприскування, що призводить до певних недоліків: нерівномірність нанесення робочого розчину, необхідність досушування насіннєвого матеріалу та, у переважній більшості, сприяє механічному ушкодженню насіння. Якщо останні два недоліки можливо вирішити за рахунок техніко-конструктивного рішень, то рівномірність нанесення робочого розчину є складною багатопараметричною задачею.

Метод обприскування припускає нанесення пестициду на оброблювану поверхню в краплинно-рідкому стані у вигляді розчинів, емульсій і суспензій. Залежно від норми рідини, що витрачається, обприскування характеризують як: високооб'ємне 400...2000 л/га, середньооб'ємне 100...400 л/га, малооб'ємне 10... 100 л/га. Недоліки обприскування пов'язані з використанням громіздкої техніки, великими витратами пестицидів, значним забрудненням навколишнього середовища.

В результаті аналізу періодичних видань [1, 6, 7] за проблематикою статті, можна акцентувати увагу на вирішенні зазначених недоліків шляхом розробки електротехнологічного комплексу протруювання насіннєвого матеріалу шляхом додання часткам аерозолі робочого розчину електричного заряду [8], що дозволить якісно поліпшити технологію передпосівної обробки.

Електризація аерозолі робочої рідини, сприяє більш рівномірному покриттю оброблюваних поверхонь, при цьому знезаражуючий ефект вище і зберігається на оброблюваних поверхнях більш тривалий час, ніж у випадку застосування незаряджених аерозолів того ж препарату [6]. Заряджені частки пестицидів при цьому осаджуються

практично рівномірно і забезпечують можливість значного скорочення витрат пестициду.

Таким чином, використання електроаерозолів сприяє більш якісному проведенню обробок сільськогосподарських об'єктів.

Аналіз останніх досліджень. Відомо, що фізичні тіла є електрично нейтральні, або електрично заряджені. Електрично заряджені тіла мають заряд тіла позитивний або негативний, що виражає їх взаємодію притягуванням або відштовхуванням.

Якщо дві матеріальні точки заряджені, нерухомі, знаходяться у вакуумі і на деякій відстані одна від одної, між ними виникає сила взаємодії, спрямована вздовж лінії їх з'єднання. Відомо, що ця сила описується законом Кулона - основним законом електричної взаємодії тіл

$$F = \frac{k_1 q_1 q_2}{r_{12}^2} = \frac{1}{4\pi\epsilon_0} \cdot \frac{q_1 q_2}{r_{12}^2}, \quad (1)$$

де k_1 – константа, $k_1 = 1/(4 \cdot \epsilon_0 \pi) = 9 \cdot 10^9 \text{ Кл}^2 \cdot \text{Нм}^2$;

q_1 и q_2 – заряд матеріальних точок;

r_{12} – відстань між ними;

ϵ_0 – діелектрична проникність вакууму, $\epsilon_0 = 8,854 \cdot 10^{-12} \text{ Кл}^2 \cdot \text{Нм}^2$.

Оскільки між зарядженими тілами діють електричні сили, то заряджене тіло створює навколо себе деяке силове поле, зване електричним. Якщо заряди нерухомі, то поле називається електростатичним.

При внесенні в електричне поле точкового заряду (тіло із зарядом, що наближається до нуля), який не спотворить поля, на нього буде діяти сила

$$\vec{F} = q_n \vec{E}, \quad (2)$$

де q_n – точковий заряд.

Вектор $\vec{E}$, залежить від величини зарядів, які створюють електричне поле, та місця розташування точкового заряду, називається напруженістю поля E (Н/Кл або В/м). Напруженість поля точкового заряду у вакуумі:

$$1) \text{ у векторній формі } \vec{E} = \frac{1}{4\pi\epsilon_0} \cdot \frac{q}{r} \cdot \vec{r}_0, \quad (3)$$

де $\vec{r}_0$ – одиничний вектор;

$$2) \text{ у скалярній формі } E = \frac{1}{4\pi\epsilon_0} \cdot \frac{q}{r^2}. \quad (4)$$

Сила взаємодії зарядів в однорідному і ізотропному середовищі менша від тієї ж сили у вакуумі в ϵ - раз, де $\epsilon = F_0 / F$, яка називається діелектричною проникністю середовища.

Електростатичне поле графічно зображується за допомогою ліній напруженості (силових ліній), дотичні до яких в будь-якій точці збігаються за напрямком з вектором напруженості в цій точці простору. До кулоновських сил застосуємо закон суперпозиції, тобто результуюча, діюча на пробний заряд дорівнює векторній сумі сил, прикладених до них з боку кожного з зарядів

$$\vec{F} = \sum_{i=1}^n \vec{F} \quad \text{або} \quad \vec{E} = \sum_{i=1}^n \vec{E}. \quad (5)$$

Грунтуючись на законі Кулона, зробимо припущення, що можна підвищити ефективність технологічного процесу передпосівної обробки зернових живильним або хімічними розчинами за рахунок заряду аерозолі цих розчинів і поверхні зерна різнойменними зарядами.

Мета статті. Проаналізувати можливість оптимізації процесу передпосівного обробітку зерна рідкими хімічними добавками для захисту та стимуляції шляхом заряду аерозолі цього розчину і поверхні оброблюваного насіння різнойменними зарядами, та отримати базові математичні вирази.

Основний зміст статті. Широко відомі механічні сепаратори, що розділяють суміші за формою частинок, парусність, виду поверхні, питомою вагою та ін. В даний час відомо декілька типів сепараторів з використанням електростатичного поля і поля коронного розряду. В електростатичному полі зерна поляризуються: один кінець зерна, звернений до позитивного електрода, набуває негативний заряд, інший - позитивний, що не дозволяє використовувати даний метод для обробки зернового матеріалу в полі електроаерозолі.

Більш часто для сепарування насіння використовується поле коронного негативного уніполярного розряду. При введенні в зону коронного розряду частинок, вони набувають заряд іонів і переміщуються до заземленого електрода. В системі сил, що діють на частку, з'являється ще одна сила електростатичної взаємодії, що змінює траєкторію частинки. Час заряду частинки становить 0,01 с.

Граничний заряд для частинки еліпсоїдної форми при орієнтуванні більшої вісі вздовж силових ліній [1]:

$$q_{\text{ч}} = \frac{E_0 \epsilon_{\text{ч}} l_{\text{Б}} l_{\text{М}}^2}{1 + (\epsilon_{\text{ч}} - 1) \varphi} \pi \epsilon_0; \quad (6)$$

при орієнтуванні малої вісі вздовж силових ліній:

$$q_{\text{ч}} = \frac{E_0 \epsilon_{\text{ч}} l_{\text{Б}} l_{\text{М}}}{1 + (\epsilon_{\text{ч}} - 1) \varphi} \pi \epsilon_0; \quad (7)$$

а для часток сферичної форми:

$$q_{\text{ч}} = \left(1 + 2 \frac{\varepsilon_{\text{ч}} - 1}{\varepsilon_{\text{ч}} + 2} \right) 4\pi\varepsilon_0 E_0 r_{\text{ч}}^2. \quad (8)$$

де E_0 – напруженість поля, Н/Кл;

ε – відносна діелектрична проникненість;

ε_0 – діелектрична постійна, Ф/м;

$l_{\text{б}}, l_{\text{м}}$ – довжина більшої та меншої вісі, м;

φ – різниця потенціалів, В;

$r_{\text{ч}}$ – радіус частинки, м.

Заряд частки визначається її розміром, формою, діелектричної проникністю та положенням щодо вектора напруженості поля.

Якщо говорити про аерозолі, то це дрібні краплі або тверді частинки, зважені в газовому середовищі. Зі зменшенням розміру частинок їх маса зменшується пропорційно кубу, а площа - квадрату радіусу. При розпилюванні одиниці маси речовини його поверхня збільшується в тисячі разів. Зі збільшенням площі речовини зростає її хімічна та біологічна активність. Аерозолі, які мають електричний заряд, звуться електроаерозолями. Оскільки електричний заряд зменшує силу поверхневого натягу, то величина окремих крапель знижується з 200 ... 400 мкм до 10 ... 20 мкм, що веде до тисячократного збільшення поверхні крапель при однаковій масовій витраті.

Оскільки частинки заряджаються однойменними зарядами, то під впливом електростатичних сил аерозольна хмара значно збільшується в об'ємі. Якщо об'єкт, на поверхню якого повинні осідати заряджені аерозольні частинки, має рівномірний поверхневий заряд протилежного знаку, то аерозоль рівномірно розподіляється по поверхні об'єкта і навіть осідає на його зворотному боці.

Найбільш відомі аерозолі, які застосовуються в побуті та виготовляються в аерозольній упаковці. Рідкі речовини: одеколони, лаки, фарби, освіжувачі повітря, інсектициди - перетворюються в аерозолі під час розпилювання за допомогою стиснутого повітря. Аерозолі твердих речовин утворюється як за допомогою стиснутого повітря (газу), так і з використанням механічних пристроїв, наприклад, за допомогою обертового диска.

Зарядка частинок аерозолі може проводитися трьома способами: контактним, в полі коронного розряду і індукційним.

Контактний спосіб зарядки частинок здійснюється, якщо в момент відриву частинки від зарядженого кінцевого розпилювального пристрою частка, що знаходиться деякий час в контакті з ним, набуває заряду тієї ж полярності.

Але, з технічної точки зору та питань техніки безпеки, в умовах

поточних ліній передпосівної обробки зерна, більш прийнятним є індукційний спосіб зарядки частинок, який полягає в тому, що у форсунках розташовується кільцевий електрод, на який надається позитивний потенціал, а форсунка заземлюється. На форсунці і, отже, в рідині індукується негативний заряд, обумовлений позитивним потенціалом електрода (рис. 1) [1].

Заряд крапель рідини обумовлений здатністю їх заряджатися, що визначається постійної часу [1]

$$\tau = \varepsilon_0 \varepsilon \rho, \quad (9)$$

де ρ – питомий опір рідини, Ом·м.

Процес утворення крапель та їх зарядження відбувається одночасно, але їх зарядження можливе за умови, якщо час зарядження менший за час утворення крапель, тобто

$$\tau < t_{kn}. \quad (10)$$

Час утворення крапель

$$t_{kn} = \frac{l_c}{v}, \quad (11)$$

де l_c – відстань від зрізу форсунки до точки утворення крапель, м;

v – швидкість струменю, м/с.

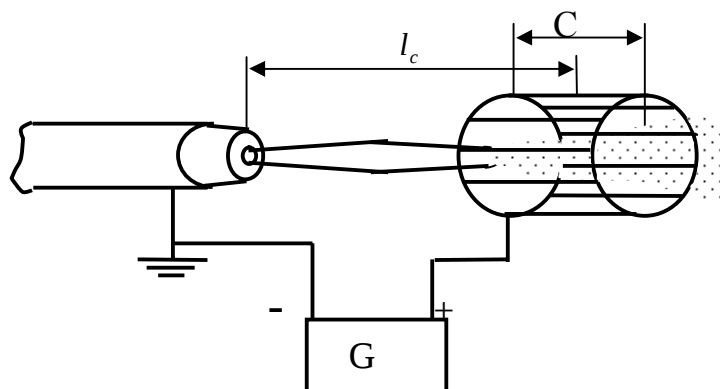


Рис. 1. Схема індукційного зарядження часток

Напруженість поля на поверхні струменю при коаксіальності електрода, якщо безперервний струмінь має довжину не менше $4r_0$ визначається [6]

$$E_j = \frac{v}{r_j \ln \frac{r_0}{r_j}}, \quad (12)$$

де r_j – радіус струменю, м;

r_0 – радіус електрода, м.

Щільність поверхневого заряду на струмені [6]

$$\delta_j = \varepsilon_0 E_j. \quad (13)$$

Величина конвективного струму [6]

$$i_0 = \frac{2\varepsilon_0 \nu Q}{r_j^2 \ln \frac{r_0}{r_j}}, \quad (14)$$

де Q – витрата рідини, $\text{м}^3/\text{с}$.

При швидкості повітря більшій за швидкість витікання рідини, остання розривається у вигляді циліндричної плівки і дробиться на краплі. В цьому випадку конвективний струм розпилення дорівнює

$$i_0 = \frac{\varepsilon_0 \nu Q}{S_0 r_j \ln \frac{r_0}{r_j}}, \quad (15)$$

де $S_0 = 0,3 \dots 0,6$ мм.

Ефективність зарядки часток слід визначати порівнянням отриманого ними заряду з максимально можливим, при якому можна спостерігати гідравлічну нестабільність краплини [11]

$$q = 8\pi r_q^{3/2} \sqrt{E\delta}, \quad (16)$$

де δ – коефіцієнт поверхневого натягування, Н/м.

Якщо заряд частинки більше q_{MAX} , то частинка подрібнюється на більш дрібні. Для визначення фактичного заряду краплини приймають наближені формули [5]

$$q_m = \frac{2\pi^3}{3} \varepsilon_0 E_0 r_a^2 \quad (17)$$

де E_0 – напруженість поля, яке заряджає аерозоль, Н/Кл.

r_a – радіус аерозольної частинки, м.

У зв'язку з тим, що після перших секунд зарядки частинка приймає заряд близький до максимального, то при практичних розрахунках користуються формулою для максимального заряду

$$q_m = 2A \cdot r_a \cdot q_i, \quad (18)$$

де A – коефіцієнт, який залежить від концентрації іонів. При $n_i = 10^8 \text{ см}^{-3}$, $T = 3000\text{K}$, $t = 1\text{с}$, $A = 1$.

Визначення рівноважного заряду достатньо малої сферичної частини запропоновано ряд закономірностей. Відповідно до теорії процесу уніполярної дифузної зарядки аерозольних часток у слабких елек-

тромагнітних полях із зникаючою малою напруженістю розроблена Арендтом та Кальманом [2]

$$q_a = 4\pi\epsilon_c\epsilon_0 \frac{r_a kT}{q_i} \ln \left(1 + \frac{v_i r_a n_i q_i^2 \tau}{4\pi\epsilon_c\epsilon_0 kT} \right), \quad (19)$$

де ϵ_c – відносна діелектрична проникність;

ϵ_0 – діелектрична постійна, Ф/м;

r_a – радіус частинки аерозолі, м;

k – постійна Больцмана, Дж/К;

T – абсолютна температура газу у зоні зарядки, К;

q_i – заряд одновалентного іону, Кл;

v_i – теплова швидкість газових іонів, м/с;

n_i – концентрація іонів у зоні зарядки, м⁻³;

τ – час перебування частинки у полі коронного розряду, с

або

$$q_a = \frac{r_a kT}{q_i} \ln \left(1 + 2r_a n_i q_i^2 \tau \sqrt{\frac{2}{\tau m_i kT}} \right), \quad (20)$$

де m_i – вага іона, кг.

Величину заряду, який утворюється на частинці за рахунок спрямованого руху іонів з діелектричною проникністю ϵ_a , можна оцінити за відомою формулою Потеньє та Моро-Ано [12]

$$q_a = 4\pi\epsilon_c\epsilon_0 E_0 r_a^2 \delta \left(\frac{\mu n_i q_i \tau}{4\epsilon_c\epsilon_0 + \mu n_i q_i \tau} \right) \quad (21)$$

де $\delta = 1 + 2 \frac{\epsilon_a - 1}{\epsilon_a + 2}$;

E_0 – напруженість зовнішнього поля, В/м;

μ – рухомість іонів, м² / (В·с).

Величину заряду можна визначити за такою формулою [1]

$$q_a = \frac{\left(n_i q_i \frac{\mu}{4\epsilon_0} \right) \tau}{\left(n_i q_i \frac{\mu}{4\epsilon_0} \right) \tau + 1} \left(1 + 2 \frac{\epsilon_r - 1}{\epsilon_r + 2} \right) 4\pi\epsilon_0 E_0 r_a^2. \quad (22)$$

Як видно заряд частинок аерозолі пропорційний часу перебування їх у полі коронного розряду. Існує кілька поширених методів визначення даного часу. Заряд, рівний половині максимального часу, сприймається за час [1, 2]:

$$\tau = 4\epsilon_0 r_a (n_i \cdot q_i \cdot \mu), \quad (23)$$

$\tau = \frac{4\epsilon_0}{\sigma\mu}$ - час заряду за рахунок електричного поля; (24)

$$\tau = \frac{4\varepsilon_0 kT}{r_a q_i \sigma v_T} - \text{тривалість за рахунок дифузії заряду.} \quad (25)$$

де σ - об'ємна щільність заряду, Кл/м³;

v_T - теплова швидкість руху іонів, м/с.

Отже, за умови постійних властивостей робочого розчину, час зарядки можна регулювати за рахунок зміни швидкості потоку повітря та рідини.

Аналітичний аналіз фізичних процесів, які протікають в електроаерозолях дозволяє розглядати заряд зернового матеріалу (6-8) і заряду аерозольного хмари (16), як динамічну систему, яка буде прагнути до стану рівноваги, тобто об'ємний заряд даної системи буде прагнути до нейтрального. При цьому сила, з якою будуть взаємодіяти заряди буде тим більше, чим більше буде їх різницю за модулем.

Механізм наплення розчину на частинки під впливом електроаерозолі складається з двох взаємопов'язаних процесів: коагуляції зерна і водних частинок і осідання агрегатів під дією гравітаційних і електричних сил.

На одиницю площі робочої зони S за час dt осідає число крапель, рівне $Snv_{oc}dt$. З урахуванням робочого об'єму, в якому здійснюється обробка, можна записати [6]

$$dn = -\frac{Snv_{oc}}{V} dt, \quad (26)$$

або

$$\frac{dn}{dt} = -\frac{Snv_{oc}}{V}$$

де S - площа робочої зони, м²;

n - концентрація електроаерозолі, м⁻³;

v_{oc} - швидкість осадження, м/с;

V - об'єм приміщення, м³.

Інтегруємо (26) при початкових умовах $t=0$ та $n=n_0$, отримаємо

$$n = n_0 \cdot e^{-\frac{Snv_{oc}t}{V}}. \quad (27)$$

Зменшення концентрації необробленого зернового матеріалу у робочому просторі буде пропорційне швидкості їх коагуляції з краплями електроаерозолі

$$\frac{dn_d}{dt} = -Knn_d, \quad (28)$$

де n_d - концентрація зерна у робочому просторі, м⁻³;

K – коефіцієнт коагуляції, $\text{м}^3/\text{с}$.

З урахуванням (27) отримаємо

$$\frac{dn_d}{dt} = -Kn_0 n_d \cdot e^{-\frac{Sv_{oc}t}{V}}. \quad (29)$$

Інтегруємо (29) та отримаємо

$$\ln n_d = \frac{KV}{Sv_{oc}} n_0 \cdot e^{-\frac{Sv_{oc}t}{V}} + C. \quad (30)$$

Постійну C знайдемо при умовах $t=0$ та $n_d=n_{d0}$,

$$C = \ln n_d - \frac{KV}{Sv_{oc}} n_0. \quad (31)$$

Підставимо значення C в (30) та виконавши перетворення

$$n_d = n_{d0} \cdot e^{\frac{KV}{Sv_{oc}} n_0 \left[1 - \exp\left(\frac{Sv_{oc}t}{V}\right) \right]}. \quad (32)$$

Позначимо висоту робочої зони через h , отримаємо

$$n_d = n_{d0} \cdot e^{\frac{Kh}{v_{oc}} n_0 \left[1 - \exp\left(\frac{v_{oc}t}{h}\right) \right]}. \quad (33)$$

З виразу (33) витікає, що зміна концентрації необробленого зерна у робочій зоні залежить тільки від висоти робочого простору пристрою обробки h .

Коефіцієнт коагуляції залежить від властивостей розчину та зернового потоку, а також характеру їх руху. Якщо не розглядати турбулентну коагуляцію, отримаємо

$$K = K_k + K_e, \quad (34)$$

де K_k – коефіцієнт кінетичної коагуляції, $\text{м}^3/\text{с}$;

K_e – коефіцієнт електростатичної коагуляції, $\text{м}^3/\text{с}$.

Коефіцієнт кінетичної коагуляції дорівнює [7]

$$K_k = \pi r_a^2 \frac{r_d}{r_a} v = \pi r_a r_d v, \quad (35)$$

де r_d – еквівалентний діаметр зерна, м ;

v – відносна швидкість руху крапель електроаерозолю та зерна, $\text{м}/\text{с}$.

Коефіцієнт електростатичної коагуляції можна виразити залежністю [10]

$$K_e = 1,512\pi v \left(\frac{r_d^2 q^2}{\rho_d g (r_a^2 - r_d^2)} \right)^{2/5}, \quad (36)$$

де ρ_d – щільність зернового матеріалу, кг/м^3 ;
 g – швидкість вільного падіння, м/с^2 .

Таким чином, коефіцієнт коагуляції дорівнює

$$K = \pi v \left[r r_d + 1,512 \left(\frac{r_d^2 q^2}{\rho_d g (r_a^2 - r_d^2)} \right)^{2/5} \right]. \quad (37)$$

Підставимо отриманий вираз (37) у (33) отримаємо вираз зміни концентрації необробленого зерна у повітрі робочого розчину при електроаерозольній обробці (приймаємо $v=v_{oc}$)

$$n_d = n_{d0} \cdot e^{\pi h n_0 (r_a r_d + k_1) \left[1 - \exp\left(\frac{v_{oc} t}{h}\right) \right]}, \quad (38)$$

$$\text{де } k_1 = 1,512 \left(\frac{r_d^2 q^2}{\rho_d g (r_a^2 - r_d^2)} \right)^{2/5}.$$

При математичному аналізі функції зміни концентрації від часу $n_d=f(t)$, впливає, що перша похідна даної функції при будь-яких фізичних параметрах електроаерозолі та зернового матеріалу має від'ємний знак, що свідчить про спадаючий характер зміни концентрації (38)

$$(n_d)' = f'(t) = -n_{d0} \pi h n_0 \frac{v_{oc}}{h} (r_a r_d + k_1) \cdot e^{\pi h n_0 (r_a r_d + k_1) \left[1 - \exp\left(\frac{v_{oc} t}{h}\right) \right]} \cdot e^{\frac{v_{oc} t}{h}}. \quad (39)$$

Виконаємо заміни:

$$C_1 = n_{d0} \pi h n_0 \frac{v_{oc}}{h} (r_a r_d + k_1), \quad (40)$$

$$C_2 = e^{\pi h n_0 (r_a r_d + k_1) \left[1 - \exp\left(\frac{v_{oc} t}{h}\right) \right]}, \quad (41)$$

$$C_3 = e^{\frac{v_{oc} t}{h}}. \quad (42)$$

Тоді отримаємо похідні

$$C_2' = -\pi h n_0 (r_a r_d + k_1) e^{\pi h n_0 (r_a r_d + k_1) \left[1 - \exp\left(\frac{v_{oc} t}{h}\right) \right]} \cdot e^{\frac{v_{oc} t}{h}} \text{ та } C_3' = \frac{v_{oc}}{h} e^{\frac{v_{oc} t}{h}}. \quad (43)$$

Друга похідна функції $n_d=f(t)$ матиме вигляд

$$(n_d)'' = f''(t) = -C_1(C_2' \cdot C_3 + C_2 \cdot C_3') = -(C_1 \cdot C_2' \cdot C_3 + C_1 \cdot C_2 \cdot C_3'). \quad (44)$$

На основі зроблених замінів (40-43) отримаємо, що функція матиме точку перегину, яку можна визначити рівняння

$$\pi h n_0 (r_d r_d + k_1) \cdot e^{\frac{v_{oc} t}{h}} - \frac{v_{oc}}{h} = 0, \quad (45)$$

що відповідає положенням, які наведені у роботі Лекомцева П.Л. [6] при дослідженні зміни концентрації пилу (рис. 2).

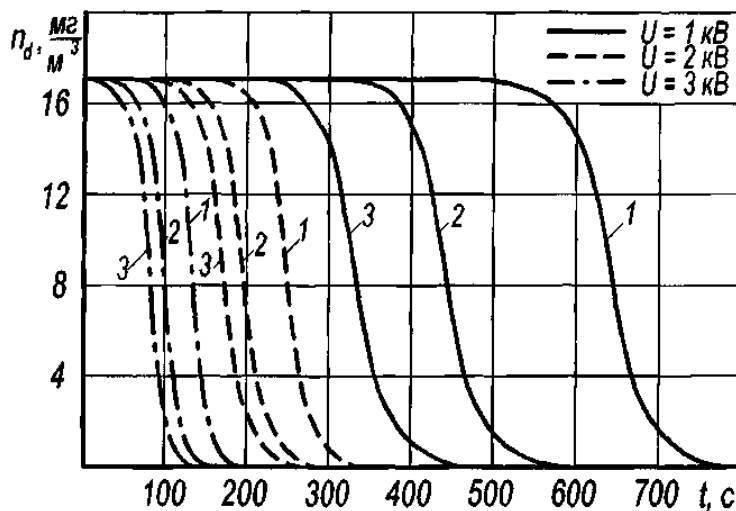


Рис. 2. Залежність концентрації пилу n_d від часу t при різних напругах U та витратах рідини Q_p : 1 - $Q_p = 1$ мл/с; 2 - $Q_p = 4$ мл/с; 3 - $Q_p = 9$ мл/с;

Криві на рис.2 отримані для розрахункової висоти приміщення $h = 6$ м. Як видно з графіків, концентрація пилу в приміщенні при електроаерозольній обробці зменшується практично до нуля [6]. Найбільш швидко концентрація пилу зменшується при високих витратах рідини і високих напругах зарядки. На високих витратах рідини збільшується концентрація крапель електроаерозолі, що в свою чергу призводить до збільшення коагуляції крапель рідини і пилу [6].

Із збільшенням напруги полю заряду збільшується електростатична коагуляція, що також призводить до швидкого зниження концентрації необробленого зерна.

Висновки. Отримані результати дозволяють продовжити дослідження технологічного процесу електроаерозольної обробки зернового матеріалу перед посівом з обґрунтуванням конструкції електротехнологічного комплексу та режимів його роботи. Дослідження отриманих виразів показує, що із збільшенням висоти робочої зони камери обробки збільшується час обробки. Розміри зернового матеріалу, значення його щільності майже не впливають на швидкість обробки.

Представлений математичний апарат дозволяє обґрунтувати режими роботи порційного протруювача зернового матеріалу, яке знаходиться у режимі спокою. Але при дослідженні динамічних сис-

тем (зернова маса, яка переміщується під дією механічних робочих органів, або під дією сил гравітації під час вільного падіння) суттєво ускладнюється математичний опис фізичних процесів. У рівнянні (29) додається складова, яка характеризує переміщення насіння у просторі.

Отримані результати дозволяють зробити підґрунтя для використання математичного апарату статистичної фізики, в основі якого знаходяться кулонівські сили (1), величина заряду насіння зернових (6-8) та аерозолі (16-22).

У подальших дослідженнях необхідно обґрунтувати конструкцію електротехнологічного комплексу.

Література

1. Багаев А. А., Багаев А. И., Куликова Л. В. Электротехнология: Учебное пособие [Текст] / А. А. Багаев, А. И. Багаев, Л. В. Куликова. Алт.гос.техн.ун–т им. И.И. Ползунова, Алт. гос. аграрный ун-т. Барнаул: Изд-во АГАУ, 2006. – 315 с.
2. Деревенко К. В. Теоретические основы зарядки в электрическом поле коронного заряда лакокрасочных покрытий для пищевой промышленности [Текст] / К. В. Деревенко // Известия вузов. Пищевая технология. – 2008. - № 5-6. – С. 92-95.
3. Защита растений в теплицах [Текст] / Под ред. А. К. Ахатова. – М.: Т-во научных изданий КМК. – 2002. – 464 с.
4. Зинченко В. А. Химическая защита растений. Средства, технология и экологическая безопасность [Текст] / В. А. Зинченко. – М.: КолосС, 2005. – 232 с.
5. Лебедев М.Н. Сила действующая на проводящий шарик, помещенный в поле плоского конденсатора [Текст] / М. Н. Лебедев, И. П. Скальская // ЖТФ. т. XXXII, вып. 3. – 1962. – С. 375-377.
6. Лекомцев П. Л. Электроаэрозольные технологии в сельском хозяйственном производстве [Текст]: дис. ... доктора техн. наук : 05.20.02 / Лекомцев Петр Леонидович. – М., 2006. – 314 с.
7. Новіков Г. В. Анализ устройств предпосевной обработки зерновых / Новіков Г. В. // Науковий вісник ТДАТУ [електронний ресурс]. - Мелітополь: ТДАТУ, 2014. - Вип. 4, Т. 2. – С. 186-196
8. Новіков Г. В. Обґрунтування конструкції електротехнічного комплексу передпосівної обробки зернових з використанням електроаерозолів / Діордієв В. Т., Новіков Г. В. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки. Випуск 165 "Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України". – Харків: ХНТУСГ, 2015. – С. 89-90.
9. Фукс Н. А. Механика аэрозолей [Текст] / Н. А. Фукс. – М.: Изд-во академии наук СССР, 1955. - 351 с.



10. Фукс Н. А. Успехи механики аэрозолей [Текст] / Н. А. Фукс. – М.: Изд-во АН СССР, 1961. - 159 с.
11. Raleigh L. On the equilibrium of liquid conducting masses charged with electricity / L. Raleigh // Philosophical magazine. - Vol 14. – 1982. – p. 184-186.
12. Zhengwei L., Qiang Y. Evaluation of various particle charging models for simulating particle dynamics in electrostatic precipitators / Long Zhengwei, Yao Qiang // Journal of Aerosol Science 41 (2010). - P. 702–718

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПОЛЯ ПРИ АЭРОЗОЛЬНОЙ ОБРАБОТКЕ ЗЕРНОВОГО МАТЕРИАЛА

Диордиев В.Т., Кашкарёв А.А., Новиков Г.В.

Аннотация - рассмотрена возможность использования аэрозольных технологий для предпосевной обработки зернового материала с использованием электротехнологий, представлены теоретические положения процесса взаимодействия зернового материала и аэрозоля.

THE ELECTRIC FIELD USAGE FOR AEROSOL TREATMENT OF THE GRAIN SEEDS

V. Diordiev, A. Kashkarov, G. Novikov

Summary

The possibility of aerosol technology application for preseeding processing of grain seeds with the electric technology usage is considered. The theoretical position of the aerosol - grain interaction is presented.



УДК 631.371: 621.31

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІДНОСНОЇ ОПРОМІНЕНOSTІ ПЛОСКИХ ПРОШАРКІВ РІДКОГО СЕРЕДОВИЩА В УСТАНОВКАХ ДВОСТОРОННЬОГО ОПРОМІНЕННЯ

Червінський Л. С., д.т.н.**Книжка Т. С., к.т.н.***Національний університет біоресурсів і природокористування України*

Тел.: (044) 527-85-22

Анотація - проведено аналіз відносної опроміненості плоских прошарків середовища для технологічної схеми двостороннього опромінення, що дозволить підвищити енергетичну ефективність опромінення рідких середовищ.

Ключові слова: опромінювальна установка, ультрафіолетове випромінювання, двостороннє опромінення.

Постановка проблеми. У водопостачальних системах актуальною проблемою є бактерицидне знезараження води, зокрема, ультрафіолетовим випромінюванням. Для створення енергозберігаючої технології опромінення рідких середовищ ультрафіолетовим потоком необхідно реалізувати в ній умову, за якої енергія випромінювання повністю б поглиналася об'ємом опромінюваного середовища. Тому доцільно провести аналіз відносної опроміненості плоских шарів середовища для технологічної схеми двостороннього опромінення, виходячи з дотримання принципу забезпечення рівномірності опромінення.

Аналіз останніх досліджень. Нерівномірність поглинання випромінювання при об'ємному опроміненні обумовлена експоненціальною залежністю зміни інтенсивності проникаючого в об'єм випромінювання від глибини проникнення. Для підвищення рівномірності об'ємного поглинання регулюють товщину шару, що опромінюється, або переріз каналу, де переміщається опромінювана рідина; виконують підбір геометрії системи випромінювачів [1]; використовують різні пристрої перемішування [2, 3].

Описані в [2, 3] підходи дозволяють на практиці забезпечити високу якість і рівномірність об'ємного опромінення середовища, однак

нехтують можливістю компенсувати ослаблення випромінювання в середовищі збільшенням його просторової щільності за рахунок перетворення геометрії потоку випромінювання від джерела.

Мета досліджень – визначити залежність відносної опроміненості шарів рідкого середовища при різних коефіцієнтах поглинання для технологічної схеми двостороннього опромінення.

Основний зміст статті. У роботі застосовуються оптичні методи та закони геометричної оптики взаємодії енергії електромагнітного випромінювання з рідким середовищем.

Таку можливість обґрунтуємо за допомогою хвильового рівняння Гельмгольца, в якому показник переломлення прийнятий комплексним

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + \omega \cdot (n_0 + i \cdot n_1)^2 \cdot u = 0, \quad (1)$$

де $u(x, y, z, t)$ – функція, що описує амплітуду й фазу хвилі випромінювання;

ω – частота коливань;

n – показник переломлення.

Уявна частина показника переломлення визначає ослаблення випромінювання в середовищі. Підстановка рішення цього рівняння у вигляді $u = U \cdot e^{-i \cdot v \cdot \xi}$ дозволяє, використовуючи метод асимптотичних наближень, отримати звичайне диференціальне рівняння

$$2 \cdot n_0^2 \cdot \frac{dU}{d\xi} + n_0 \cdot \frac{U}{\Gamma} \cdot \frac{d}{d\xi} \left(\frac{\Gamma}{n_0} \right) = -2 \cdot n_1 \cdot \omega \cdot n_0, \quad (2)$$

де ξ – показник, що визначає розповсюдження і напрямок хвильового фронту;

$d/d\xi$ – похідна уздовж променя випромінювання;

Γ – функціонал геометричного розходження пучка випромінювання.

Загальне рішення цього рівняння має вигляд

$$U = A \cdot \sqrt{\frac{1}{\Gamma \cdot n_0}} \cdot e^{-v \int_{M_0}^M n_1(\xi) \frac{d\xi}{n_0}}, \quad (3)$$

де A – стала величина;

M_0, M – мірні точки на осі пучка випромінювання.

Враховуючи, що інтенсивність хвилі $I \equiv U^2$, $d\xi/n_0 = dl$ (де dl – елемент довжини шляху променя), $a = 2\omega n_1$

$$I = (\Gamma \cdot n_0)^{-1} \cdot e^{-\int_{M_0}^M a(l) dl}, \quad (4)$$

Отриманий вираз враховує оптичні властивості середовища й геометрію пучка потоку випромінювання (рішення цього функціонального рівняння відносно l для постійних a й заданої функції $\Gamma(l)$, що задовольняють обмеженням на відхилення l). Вираз дозволяє визначити загальні принципи компонування технологічної схеми об'ємного опромінення: просторова щільність потоку у матеріалі повинна бути сформована так, щоб компенсувати його ослаблення за рахунок поглинання.

Проаналізуємо основні фотометричні властивості запропонованої технологічної схеми.

Технологічна схема двостороннього опромінення (рис. 1) – це дві площини, що випромінюють внутрішніми поверхнями одна на одну та мають прямокутний у перерізі шар рідини між ними.

Опромінення зовнішньої поверхні циліндра рідини $E_0 = \Phi_0 / 2\pi r b$.

Потік випромінювання, що падає на поверхню елементарного шару товщиною L_x , зменшується у порівнянні з Φ_0 за рахунок поглинання a в прошарку рідини товщиною $L - L_x$ і складе (5).

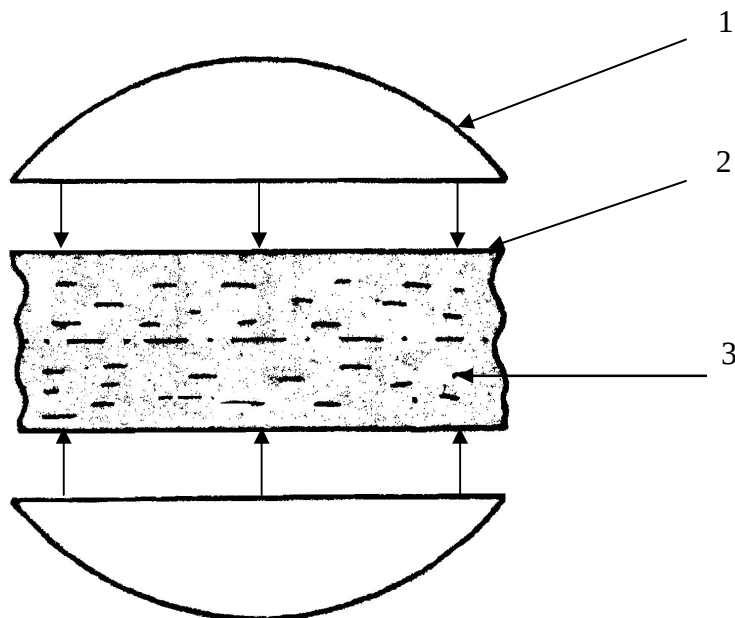


Рис. 1 Модель двостороннього опромінення: 1 – опромінювач; 2 – кварцова трубка з розчином; 3 – потік рідини

$$\Phi_x = \Phi_0 \cdot e^{-a \cdot (L - L_x)}. \quad (5)$$

Тому опроміненість визначається як

$$E_x = \frac{\Phi_0 \cdot e^{-a \cdot (L-L_x)}}{2 \cdot \pi \cdot L_x} \quad (6)$$

Взявши співвідношення двох граничних опроміненостей та увівши позначення $k=L/L_x$ отримаємо

$$\frac{E_x}{E_0} = \frac{e^{-a \cdot L_x} + e^{-a \cdot (L-L_x)}}{1 + e^{-a \cdot L}}, \quad (7)$$

Проаналізуємо залежності співвідношення опроміненостей E_x/E_0 від співвідношення L/L_x , щоб визначити найбільш ефективну глибину рівномірного опромінення розчину.

Розраховані залежності $E_x/E_0=f(L_x)$ для семи значень a (0; $1/2L$; $1/L$; $1/0,75L$; $1/0,5L$; $1/0,25L$; $1/0,1L$) показані на рис. 2.

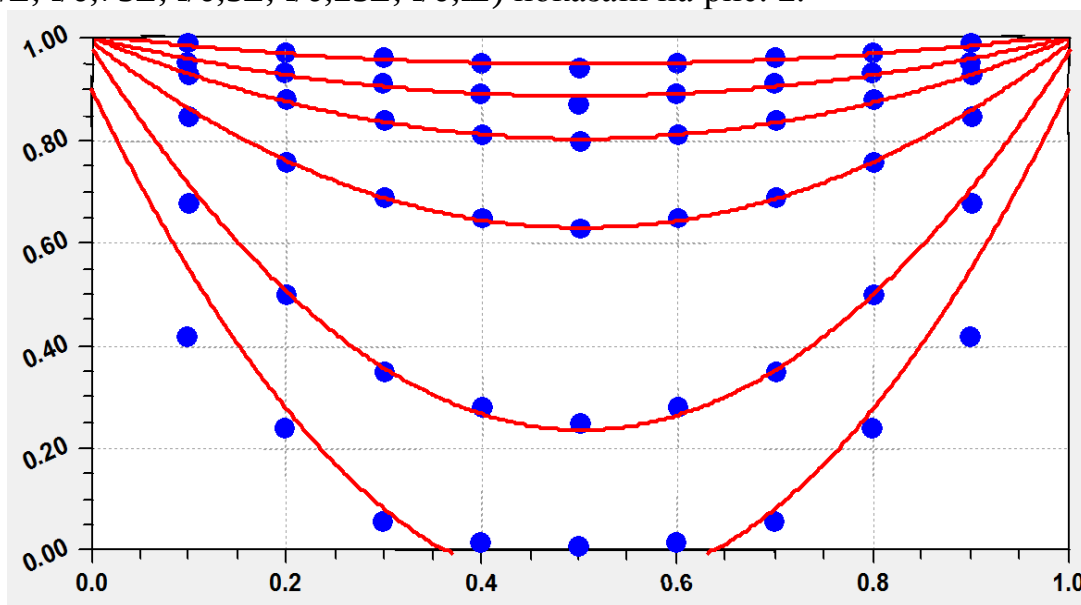


Рис. 2 Залежність відносної опроміненості плоских шарів середовища при різних коефіцієнтах поглинання

Встановлено, що зі збільшенням a , нерівномірність в опроміненостях між шарами росте. Наприклад, опромінюючи рідке середовище в розглянутій технологічній схемі з показником поглинання a не менш $1/0,75L$, для якої опроміненість шарів змінюється у порівняно невеликих межах (до 20 %), можна досягти досить рівномірної обробки середовища потоком ультрафіолетового випромінювання по глибині. Частка потоку, що пройшов через шар в L , при $a = 1/0,75L$ має порядок 0,26 і зі зменшенням a зростає.

Висновки

Проведені дослідження показали, що опромінюючи рідке середовище у розглянутій технологічній схемі можна досягти досить рів-



номірної обробки середовища ультрафіолетовим потоком по глибині з показником поглинання a не менш $1/0,75L$.

Література

1. Костюченко С. В. Требования к современному оборудованию для обеззараживания питьевой воды ультрафиолетовым излучением / С. В. Костюченко, С. А. Васильев, С. В. Волков // Водоснабжение и санитарная техника. – 1998. – № 11. – С. 11–13.
2. Книжка Т. С. Фотометричні основи вдосконалення кільцевого опромінювача / Т. С. Книжка // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – 2014. – Вип. 153. – С. 136–137.
3. Jarosz St. Optimierung der axialen Strahleranordnung in UV-Wasser-entkeimungsanlagen / St. Jarosz // Abwassertechnik. – 1994. – № 3 – С. 26–28.

ЗАВИСИМОСТЬ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ОБЛУЧЕННОСТИ ПЛОСКИХ СЛОЕВ СРЕДЫ ДЛЯ УСТАНОВКИ ДВУХСТОРОННЕГО ОБЛУЧЕНИЯ ЖИДКИХ СРЕД

Л. С. Червинский, Т. С. Книжка,

Аннотация - проведен анализ относительной облученности плоских слоев среды для технологической схемы двустороннего облучения, что позволит повысить энергетическую эффективность облучения жидких сред.

RELATIVE IRRADIANCE FLAT LAYERS OF A DOUBLE-SIDED INSTALLATION FOR EXPOSURE LIQUID MEDIA

L. Chervinsky, T. Knizhka,

Summary

The analysis of the relative flat layers' exposure to environmental exposure of bilateral technological scheme that will improve the energy efficiency of liquid media exposure.



УДК 628.385

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ЕКОЛОГО-БІОТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ

Чміль А. І., д.т.н.

*Національний університет біоресурсів і природокористування
України*

Тел.: (044) 527-85-22

Анотація - розроблено концепція і загальні методологічні принципи аналізу еколого-біотехнічних систем у тваринництві, що дає можливість моделювати вплив різних факторів на енергетичну та екологічну ефективність систем, здійснювати порівняння і пошук енергозберігаючих режимів і технологій.

Ключові слова: енергозбереження, електрифіковані технології, екологія, математична модель, система.

Постановка проблеми. Вирішення продовольчої проблеми в Україні неможливе без подальшого збільшення виробництва тваринницької продукції, а отже будівництва нових, реконструкції та підвищення ефективності експлуатації існуючих тваринницьких комплексів із промисловою технологією і високим рівнем електрифікації та автоматизації виробничих процесів. Нормальне функціонування таких виробничих об'єктів залежить від двох факторів: надійного забезпечення енергетичними і матеріальними ресурсами та охорони навколишнього природного середовища від згубної дії відходів цих комплексів. Оскільки ці фактори на тваринницьких комплексах взаємозв'язані і взаємозалежні, то бажано розглядати їх в еколого-біотехнічній системі «тваринницьке виробництво-обробка і утилізація відходів - навколишнє середовище».

Аналіз останніх досліджень. В результаті досліджень основних вимог до системного аналізу розроблено такий план для реалізації системного підходу до оцінки енергетичної ефективності та екологічної безпеки сільськогосподарських еколого-біотехнічних систем (СЕБС): постановка задачі – визначення меж досліджуваної системи; систематизація та обробка вихідної інформації для розв'язку поставленої задачі; складання математичної моделі СЕБС та її підсистем із враху-

ванням прямих, зворотних, вертикальних і горизонтальних зв'язків між ними і навколишнім природним середовищем; визначення параметричних зв'язків, обмежень і допустимих зон зміни параметрів при заданій структурній схемі СЕБС; формулювання цільових (критеріальних) функціоналів для оцінки відповідності системи поставленим задачам.

Мета досліджень. Розробка загальних методологічних принципів оцінки енергозберігаючих і екологобезпечних технологій тваринницьких підприємств на основі математичних моделей енергетичних потоків у вигляді окремих критеріїв для вирішення завдань проектування та експлуатації сільськогосподарських еколого-біотехнічних систем.

Результати досліджень. Сільськогосподарську еколого-біотехнічну систему подамо у вигляді чотирьох взаємозв'язаних підсистем: підсистеми виробництва тваринницької продукції (В), де біологічні і технологічні фактори мають визначальний вплив на величину споживаних природних ресурсів і утворюваних при цьому відходів; підсистеми обробки та утилізації відходів (О), яка забезпечує обробку і знешкодження відходів перед відведенням в навколишнє природне середовище і використання відходів як сировини для виробництва корисної продукції (біогазу, білкових кормів, цінних органічних добрив); екологічної підсистеми (Е), яка охоплює природні об'єкти і процеси природокористування (грунт, водні об'єкти, повітряне середовище); підсистеми управління (У) – управляючої дії людини, математичного забезпечення, програм і алгоритмів управління.

Таким чином під СЕБС будемо розуміти таку цілісну систему, об'єкт управління якої включає сукупність технологічних і біологічних чинників, що взаємодіють в єдиному еколого-технологічному виробничому процесі і задовольняють як виробничо-екологічним, так і екологічним вимогам[1].

Основою підтримки екологічної рівноваги СЕБС у цілому є пряма взаємна утилізація відходів, а також вироблення з відходів енергетичних (біогаз) і сировинних (кормовий білок, добрива) ресурсів.

Розробку загальної математичної моделі СЕБС будемо здійснювати на основі потоків енергії і речовини.

Припустимо, що реальна еколого-біотехнічна система у тваринництві задана:

а) структурою взаємозв'язаних між собою елементів біологічної, технологічної та управляючої частин СЕБС;

б) складом потоків, що включають: множину вхідних потоків - X_B, X_O, X_E ; множину вихідних потоків: Y_B – продукція тваринництва, Y_O – продукти утилізації відходів; Y_E – продукти екосистеми (корми, вода); Z_B, Z_O, Z_E – винесення і розсіювання енергії і речовин; P_{BO}, P_{OO} ,

P_{EB} , P_{OE} , P_{OB} – генерування відходів тваринницького виробництва, обробки та утилізації відходів і екосистеми;

в) властивостями, відношеннями і алгоритмом взаємодії підсистем B , O , E , U ;

г) метою СЕБС та її підсистем, яка полягає у виробництві максимальної кількості тваринницької продукції при мінімальних витратах енергії і речовини та екологічній безпеці технологічних процесів.

Стан СЕБС зобразимо вектором S , компоненти якого є функціями часу t і простору R . Зміна стану відбувається в результаті випадкових дій $\xi(t, R)$ та управлінських стратегій u

$$U = (g, \lambda) \quad (1)$$

де $g \in H^K$ – схеми технологічних процесів, що входять у простір H^K (технологія годівлі, утримання тварин, схеми обробки та утилізації відходів тощо);

$\lambda \in H^m$ – сукупність елементів технологічних процесів, що входять у простір H^m (машини, механізми тощо).

Формально систему зобразимо у вигляді

$$S(t) = A(S(\tau), U) \quad (2)$$

де $A(\cdot)$ – оператор, що визначає стан СЕБС у момент часу $t \in [t_0, T]$ за значенням вектора $S(t)$, $\tau \in [t, t_0]$.

Відомо, що сучасні тваринницькі підприємства є низько ефективними, енерговмісткими та екологонебезпечними.

Необхідно на множині M визначити невідповідність у швидкостях обороту енергії і речовин у виробничій і природній підсистемах, що зумовлює виникнення непогоджених еколого-біотехнічних відносин, знайти таку стратегію управління $U_0 \in M$, яка б при обмеженнях на ресурси $X_i \in X_i$ копроємність навколишнього природного середовища H_c забезпечувала максимум функціонала

$$\Phi_i = \varphi \{ \eta_i^{BEE}(u_i), \eta_i^{EB}(u_i) \} \rightarrow \max, \quad (3)$$

де $\eta_i^{BEE}(u_i)$ – показник біоенергетичної ефективності стратегій управління;

$\eta_i^{EB}(u_i)$ – показник екологічної безпеки; φ – оператор згорток критеріїв.

Запишемо у скалярному вигляді три системи рівнянь і нерівностей, що визначають відповідно три системи обмежень у підсистемах B , O , E .

Підсистема B «Тваринницьке виробництво»:

$$\begin{aligned} \sum_{\lambda \in H^m} x_{i\lambda}^B(t) - \sum_{j=1} \sum_{\lambda \in H^m} a_{ij\lambda} X_i^B(t) - \sum_{j=1} Z_i^B(t) &= Y_i^B(t) \geq Y_0^B(t); \\ \sum_{j \in I^B} \sum_{\lambda \in H^m} P_{i\lambda}^{OEB} X_i^B(t) &= P_i^{OB}(t) + P_i^{EB}(t); \end{aligned}$$

$$\sum_{j \in 2^A} \sum_{\lambda \in H^m} D_{i\lambda}^{\hat{A}\hat{A}} X_i^{\hat{A}}(t) = P_{\gamma}^{\hat{A}\hat{I}}(t) + P_{\gamma}^{\hat{A}\hat{A}}(t); \quad (4)$$

$$\sum_{i \in I^E} \beta_{i\gamma}^{\hat{A}} X_i^{\hat{A}}(t) - \sum_{\tau=1}^t N_{\lambda}^B(t) \leq N_{\lambda 0},$$

- де Y_O^B – обмеження на випуск тваринницької продукції;
 $a_{ij\lambda}$ – коефіцієнт витрат j -го виду ресурсів на виробництво i -го виду продукції на λ -му агрегаті;
 $P_{i\lambda}^{OEB}$ – питомий коефіцієнт споживання ресурсів;
 $P_{i\lambda}^{BOE}$ – питомий коефіцієнт утворення γ -тих видів відходів при виробництві i -го виду продукції на λ -му агрегаті;
 $\beta_{i\lambda}^B$ – коефіцієнт витрат виробничих потужностей λ -го агрегату при виробництві i -го виду тваринницької продукції;
 N_{λ}^B – приріст виробничої потужності λ -го агрегату;
 $N_{\lambda 0}$ – виробнича потужність λ -го агрегату.

Підсистема O «Обробка та утилізація відходів»:

$$\sum_{g \in H^k} x_{\gamma g}^{\hat{I}}(t) - \sum_{\gamma \in H^n} \sum_{g \in H^k} a_{\gamma lg} X_i^O(t) - \sum_l Z_l^O(t) = Y_l^O(t) \geq Y_0^O(t);$$
$$\sum_{\gamma \in H^n} \sum_{g \in H^k} D_{lg}^{B\hat{A}O} X_{\gamma g}^O(t) = P_m^{B\hat{I}}(t) + P_m^{\hat{A}\hat{A}}(t); \quad (5)$$

$$\sum_{\gamma \in H^n} \sum_{g \in H^k} D_{lg}^{O\hat{A}B} X_{\gamma g}^O(t) = P_m^{\hat{I}E}(t) + P_m^{B\hat{A}}(t) \leq H_c;$$

$$\sum_{\gamma \in H^n} \sum_{g \in H^k} \beta_{l\lambda g} X_{\gamma g}^O(t) - \sum_{\tau=1}^t N_{\lambda g}^O(\tau) \leq N_{\lambda g}^O,$$

- де Y_O^O – обмеження на випуск l -тої продукції;
 $a_{\gamma lg}$ – коефіцієнт витрат γ -го виду відходів при виробництві l -го виду продукції на g -му технологічному модулі;
 P_{lg}^{BOE} – питомий коефіцієнт споживання ресурсів при виробництві l -го виду продукції на g -му технологічному модулі;
 P_{lg}^{OEB} – питомий коефіцієнт утворення m -их видів відходів;
 H_c – копрємність навколишнього природного середовища;
 $\beta_{l\lambda g}^O$ – коефіцієнт витрат виробничих потужностей λ -го агрегату при виробництві l -го виду тваринницької продукції;
 $N_{\lambda g}^O$ – приріст виробничої потужності λ -го агрегату на g -му технологічному модулі.

Підсистема E «Екосистема»:

$$\sum x_i^E(t) - \sum_{r \in H^p} \sum_{\lambda \in H^m} a_{rg\lambda} X_i^E(t) - \sum_q Z_i^E(t) = Y_i^E(t) \geq Y_0^E(t);$$

$$Y_o^E(t) = Y_o^{E-1}(t) + \sum_{r \in H^p} \sum_{\lambda \in H^m} a_{r\lambda} X_i^E(t) \leq L_r^E; \quad (6)$$
$$\sum_{g \in H^p} \beta_{q\lambda} X_i^E(t) - \sum_{\tau=1}^t N_{\lambda q}^E(\tau) \leq N_{\lambda q},$$

де $a_{rq\lambda}$ – коефіцієнт витрат r -го виду ресурсів при виробництві q - тої продукції на λ -му агрегаті;
 L_r^E – граничнодопустима доза токсиканта.

Для оцінки ефективності нової техніки, а також оптимізації режимів роботи обладнання найбільшого поширення набула методика на основі критерію приведених витрат[2]. Але в умовах інфляції та економічної кризи, коли ціни швидко зростають, дати повну економічну оцінку стало практично неможливо. В цих умовах ефективність використання енергетичних ресурсів у тваринництві та пошук енергозберігаючих технологій доцільно здійснювати за допомогою системного біоенергетичного аналізу, в основі якого лежить визначення коефіцієнта біоенергетичної ефективності і кількісним виразом якого є відношення енергії, акумульованої у продукції (енерговміст продукції), до сумарних витрат енергії на її виробництво (енергоємність продукції):

$$\eta_{БЕЕ} = \frac{E_{\Pi}}{\sum_{i=1} \sum_{j=1} C_{ij}^k X_{ij}^k}, \quad (7)$$

де E_{Π} – енерговміст тваринницької продукції, ГДж/ц;
 C_{ij}^k – енергетичний еквівалент k -го елемента i -го виду витрат для кожного технологічного процесу j , ГДж/(ц, м², люд. год);
 X_{ij}^k – величина k -го елемента i -го виду витрат для кожного технологічного процесу j , (ц, м², люд. год);
 i, k – види витрат і їх елементів: прямі (електроенергії, палива і мастильних матеріалів), непрямі (на виробництво кормів, племінних тварин, лікарські препарати тощо), інвестиційні (машин, споруд тощо), живої праці (робітників, службовців);
 j – технологічні процеси (годівля, доїння, прибирання гною, підтримання мікроклімату тощо).

Такий підхід дає змогу врахувати не тільки прямі витрати енергії і палива, але й оречевлені раніше в різних галузях народного господарства, а також витрати живої праці робітників і службовців.

Системний біоенергетичний аналіз значно перевищує можливості техніко-економічного аналізу щодо виявлення резервів невідновлюваних енергоресурсів.

Висновки. Розроблено загальні методологічні принципи аналізу енергетичної ефективності та екологічної безпеки сільськогосподар-



ських еколого-біотехнічних систем, в основу яких покладено визначення коефіцієнта біоенергетичної ефективності, кількісним виразом якого є відношення енергії, акумульованої у продукції, до сумарних витрат енергії на її виробництво. Це дає можливість з достатньою точністю моделювати вплив різних факторів на енергетичну та екологічну ефективність системи, здійснювати порівняння і пошук енергозберігаючих режимів і технологій.

Список літератури

1. Чміль А.І. Обґрунтування оптимальної структури сільськогосподарської еколого-біотехнічної системи / А.І. Чміль // Актуальні питання фізіології рослин в аспекті екологічних проблем. – Чернівці, 1995. – С.64 – 65.
2. Якубів В.М. Потенціал енергозбереження у системі розвитку сільського господарства України / В.М. Якубів // Проблеми економіки. - 2013- №1. С.57 – 61.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ЭКОЛОГО-БИОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Чмиль А. И.

Аннотация - разработаны концепция и общие методологические принципы анализа эколого-биотехнических систем в животноводстве, дающие возможность моделировать влияние различных факторов на энергетическую и экологическую эффективность систем, осуществляют сравнение и поиск энергосберегающих режимов и технологий.

THE RESEARCH OF ENERGY EFFICIENCY OF AGRICULTURAL ECOLOGY-BIOTECHNOLOGY SYSTEMS

A. Chmil

Summary

It were worked out conception and general methodological principles analysis of agricultural ecology-biotechnology systems, which provide the opportunity to model an influence of different factors on energetical and ecological efficiency of system, to carry out comparison and search of power-conserving regimes and technologies.



УДК 681.5

КОМПЛЕКС ПРОГРАММНО-ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ АВТОМАТИКИ «СТРЕЛА-10». АРХИТЕКТУРА И ОСОБЕННОСТИ РЕАЛИЗАЦИИ

Малиновский М., д.т.н.,

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенка

Солодовник И., инженер

ООО НПП «Стальэнерго»

Тихонравов С., инженер

УкрГУЖД

Тел.: 057-712-35-37

Аннотация – в статье речь идет о создании Комплекса программно-технических средств железнодорожной автоматики «Стрела-10», представлена структура Комплекса, перечислены источники экономического эффективности внедрения.

Ключевые слова: железнодорожная автоматика, функциональная безопасность, ПЛИС, техническая диагностика

Постановка проблемы. В последние годы, несмотря на общий спад экономики и замораживание многих программ модернизации устаревших технических средств, наблюдается активизация компаний с мировым именем на рынке железнодорожной автоматики Украины. Рост интереса к украинскому рынку железнодорожной автоматики обусловлен различными причинами, в том числе старением массово применяемых релейных систем автоматики, процессами, связанными с евроинтеграцией, внедрением высокоскоростного движения, социальными изменениями. Эти процессы формируют важные предпосылки для пересмотра требований, предъявляемых к системам управления движением поездов, как в части надежности и безопасности, так и в части функциональных возможностей [3].

Анализ последних исследований. Темпы внедрения новых систем сдерживаются комплексом проблем, имеющихся в отрасли, в том числе неготовностью инфраструктуры к эффективному поддержанию каждого этапа жизненного цикла систем железнодорожной автоматики, включая подтверждение соответствия требованиям национальных

стандартов, эксплуатацию и обслуживание [2, 3]. Кроме этого, уже в настоящее время обостряются проблемы, которые связаны с зависимостью железных дорог от зарубежных поставщиков [1]. Избежать данные проблемы возможно локализацией производства компонентов и ставкой на отечественного производителя.

Формулирование цели статьи. Поиск путей решения проблем, которые связаны с зависимостью железных дорог от зарубежного оборудования после истечения гарантийного срока эксплуатации высокотехнологических систем автоматики иностранного производства.

Основная часть. Компания «Стальэнерго» более 20 лет производит и поставляет в страны СНГ продукцию для железнодорожного транспорта, связанную с безопасностью. За время интенсивного развития у компании накопился значительный опыт и арсенал технических решений, появились современные высокотехнологичные производственные мощности с полным производственным циклом, кадровый состав пополнился высококлассными специалистами и учеными. Все это позволяет создавать крупные системы и комплексы автоматизации и связи с самыми высокими показателями надежности и безопасности [1].

Естественным этапом развития компании стала разработка Комплекса программно-технических средств железнодорожной автоматики «Стрела-10» (рис. 1).

Комплекс «Стрела-10» имеет модульную иерархическую структуру, которая допускает гибкую смену конфигурации с учетом объекта проектирования.

Комплекс «Стрела-10» включает в себя следующие подсистемы:

- цифровой модуль управления объектами автоматики ЦМА (осуществляет управление стрелками и светофорами);
- центральный вычислительный модуль ЦВМ (обеспечивает реализацию логических зависимостей СЦБ);
- цифровой модуль контроля рельсовых цепей ЦМ КРЦ (обеспечивает контроль и кодирование рельсовых цепей);
- устройство вводно-защитное постов электрической централизации ВЗУ-ЭЦС-Е (обеспечивает защиту от коммутационных и атмосферных перенапряжений, а так же кроссировкулинейных цепей);
- средства технической диагностики и мониторинга СТДМ (обеспечивает контроль, диагностику и сохранение информации о техническом состоянии устройств Комплекса «Стрела-10»);
- автоматизированная система оповещения и информирования АСО (предназначена для выполнения функций связи, оповещения рабочих бригад о приближении подвижного состава и информирования пассажиров о движении поездов);

- установка питающая модульная совмещенная МСПУ (обеспечивает бесперебойное электропитание Комплекса «Стрела-10» и основного оборудования);
- средства пользовательского интерфейса КСПИ (предназначены для формирования команд управления и отображения поездной ситуации).

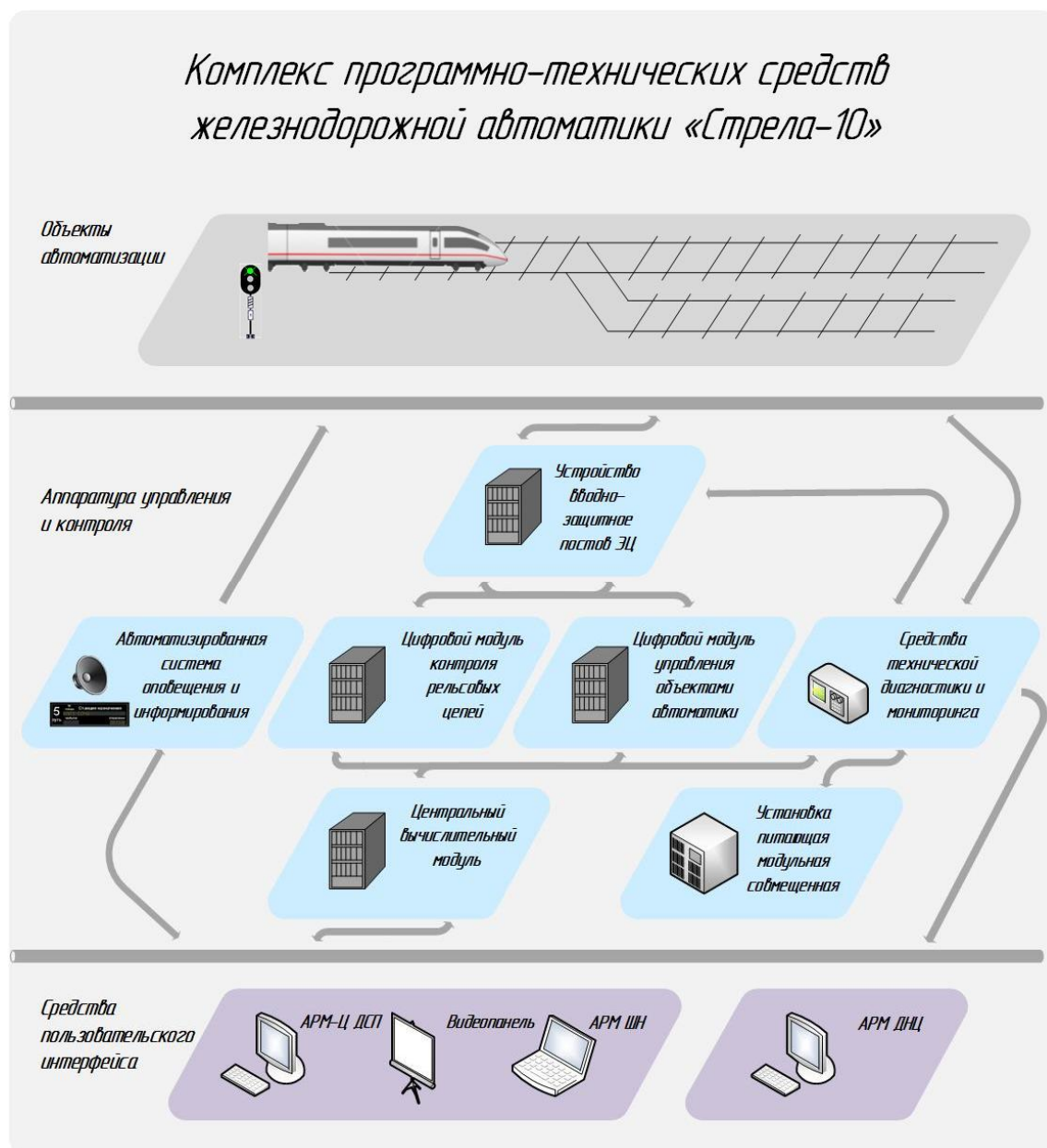


Рис. 1. Комплекс программно-технических средств железнодорожной автоматики «Стрела-10»

Первый значительный шаг в направлении создания комплекса был сделан в 2011 году, когда его первая версия была введена в эксплуатацию в электродепо «Московское» Харьковского метрополитена. На данном объекте были отработаны все важнейшие функции,



включая реализацию логических зависимостей, управление стрелками и светофорами, контроль и кодирование рельсовых цепей, электропитание, грозозащиту и т.д. Дальнейшие шаги были направлены на совершенствование аппаратуры, освоение ее серийного производства и вывод на различные рынки отдельных систем, входящих в состав комплекса и имеющих самостоятельное значение. Среди них – цифровой модуль контроля рельсовых цепей ЦМ КРЦ, системы электропитания, грозозащиты, которые широко внедряются в настоящее время в различных странах.

В июне 2015 года Комплекс «Стрела-10» был введен в опытную эксплуатацию на станции Головашевка Южной железной дороги.

При разработке Комплекса «Стрела-10» разработчики компании «Стальэнерго» стремились к повышению эффективности реализации систем регулирования движения поездов за счет:

- интеграции систем централизации, автоблокировки, технической диагностики и мониторинга, устройств защиты от грозовых и коммутационных перенапряжений, автоматического оповещения и электропитания в единый комплекс с унифицированными взаимосогласованными техническими решениями и принципами реализации;

- открытости архитектурных решений и программного обеспечения, обеспечивающей простоту увязки с существующими и разрабатываемыми системами железнодорожной автоматики;

- исключения на уровне обеспечения безопасности промышленных компьютеров, функционирующих под управлением операционных систем, вместо которых впервые в мировой практике для реализации зависимостей систем централизации применены программируемые логические интегральные схемы (ПЛИС). За счет этого были исключены риски для безопасности, связанные с «зависаниями» компьютеров, непредсказуемой реакцией операционных систем на нештатные ситуации, хакерством, так называемыми недокументированными возможностями;

- резервирования на системном уровне путем диверсификации методов и средств реализации ответственных функций, обеспечивающих поддержание работоспособности при отказах;

- резервирования на уровне компонентов систем, в том числе на уровне объектных контроллеров и аппаратуры рельсовых цепей.

В Комплексе «Стрела-10» приняты технические решения, обеспечивающие повышение показателей безопасности по сравнению с известными аналогами. В частности, в комплексе исключены схемы коммутации во всех цепях управления объектами централизации и автоблокировки. Формирование сигналов управления стрелками, светофорами и кодов автоматической локомотивной сигнализации выпол-



няется путем синтеза управляющих сигналов с использованием широтно-импульсной модуляции.

Для резервирования компонентов, обеспечивающих реализацию логических зависимостей и управления объектами автоматики, применяется схема «два дублированных канала» со встроенной самодиагностикой (1002D). Данная схема имеет преимущества по сравнению со структурой «два из трех» (2003) в части показателей безопасности, минимизирует объем оборудования, обеспечивающего обмен данными между различными подсистемами, а также позволяет применить простые схемы бескоммутационного управления исполнительными объектами.

Вывод. Прогрессивные технические решения, примененные при создании Комплекса «Стрела-10», обеспечивают повышение эффективности реализации систем железнодорожной автоматики. Комплекс позволяет расширить функциональные возможности систем, улучшить технико-экономические показатели, повысить культуру обслуживания, существенно снизить затраты на проектирование и строительно-монтажные работы. Гибкость системы обеспечивает возможность увязки с микропроцессорными системами других производителей. В результате этого Комплекса «Стрела-10» имеет достаточный спектр преимуществ и потенциал для успешной конкуренции с лидерами рынка железнодорожной автоматики, как на украинском, так и на международном рынке.

Литература

1. Малиновский М.Л. Перспективы использования fpga-технологий в системах железнодорожной автоматики / М. Л. Малиновский, Д. А. Аленин, В. И. Барсов, Н. В. Коноваленко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Вип. 130. "Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України" / ХНТУСГ. - Х., 2012. – С. 79-81
2. Сапожников В.В. Методы построения безопасных микроэлектронных систем ж.д. автоматики / В. В. Сапожник и др. М.: Транспорт, 1995, - 273 с.
3. Малиновский М.Л. Управление объектами критического применения на основе ПЛИС: моногр. / М.Л. Малиновский. – Х.: Факт, 2008. – 224 с.



**КОМПЛЕКС ПРОГРАМНО-ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ
ЗАЛІЗНОДОРОЖНОЇ АВТОМАТИКИ «СТРІЛА-10».
АРХІТЕКТУРА ТА ОСОБЛИВОСТІ РЕАЛІЗАЦІЇ**

Малиновський М., Солодовник І., Тихонравов С.

Анотація – у статті йдеться мова про створення комплексу програмно-технічних засобів залізничної автоматики «Стріла-10», представлена структура комплексу, перераховані джерела отримання економічного ефекту.

**"STRELA-10" SET OF SOFTWARE AND HARDWARE OF
RAILWAY AUTOMATION.
ARCHITECTURE AND IMPLEMENTATION**

M. Malinovskii, I. Solodovnik, S. Tichonravov

Summary

In the article deals with the creation of complex software and hardware of railway automation "Strela-10" provides a set structure, list sources of economic effectiveness of implementation.



УДК 662.756.3

ПОКРАЩЕННЯ ЯКОСТІ СУМІШЕВОГО БІОДИЗЕЛЯ ШЛЯХОМ ОБРОБКИ ЙОГО АКУСТИЧНИМ ПОЛЕМ

Назаренко І. П., д.т.н.,

Кушлик Р. Р., аспірант*,

Кушлик Р. В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: (0619)42-11-52

Анотація - в роботі приведено акустичну установку і технологічне обладнання для обробки сумішевого біодизеля, методику експериментальних досліджень та отримані результати.

Ключеві слова: дизельне паливо, метиловий ефір ріпакової олії, сумішеве біопаливо, в'язкість, густина, прозорість, розшарування.

Постановка проблеми. Як показує практика, основною проблемою широкого застосування метилового ефіру ріпакової олії (МЕРО) і сумішевих біопалив на автотракторній техніці є підвищена в'язкість, закоксованість, розшарування на вихідні складові, зниження потужності дизеля та підвищені витрати палива. Виготовлення сумішевого біопалива потребує змішування його компонентів (ріпако-метилового ефіру з дизельним паливом). При механічному перемішуванні даних компонентів в хімічну взаємодію вступають тільки активні молекули, що володіють енергією, достатньою для здійснення даної реакції. Для перекладу неактивних молекул в активні їм потрібно надати необхідну додаткову енергію. Від вибору відповідного обладнання або пристроїв для зазначеної стадії процесу, по суті, залежить ефективність обробки сумішевого біодизеля і покращення його фізико-хімічних показників[1].

Аналіз останніх досліджень. На підставі результатів досліджень, проведених в НТУ «Харківський політехнічний інститут, ХНТУСГ ім. П.Василенка, НУБІП, НПП «Агродизель», ТДАТУ, Інституті технічної теплофізики НАНУ, МГАУ ім. В.П. Горячкіна, ВІМ, а також робіт (Ліньков О.Ю., Дідур В.А., Шматок О.І., Ткач М.Р., Уханов А.П., Топілін Г.Є., Фокін Р.В, Коршунов Д.А., Ефанов А.А., Фадеев С.А., Ли-

ханов В.А., Иванова В.А., Шустер А.Ю., Малахов К.С., Ліскутина А.П., Санніков Д.А., Вальєхо П.Г., Савельєва Г.С., Семенова В.Г., Слепцова О.Н., Кочетков М.Н., Фомін В.Н., Киреева Н.С., Коваленко П.В. і інших дослідників) встановлено, що до чинників ефективності використання біодизеля в АПК відносяться відновлюваність, екологічність, економія дизельного палива, застосування палива без конструктивних змін двигуна, підвищення ресурсу двигуна. Все це дає значну економію при внутрігосподарчому способі виробництва.

Формулювання цілей статті. В статті поставлена задача провести експериментальні дослідження на акустичній установці, яка описана в даній роботі і проаналізувати зміну в'язкості, густини і прозорості сумішевих біопалив в залежності від часу зберігання.

Основні матеріали дослідження (основна частина).

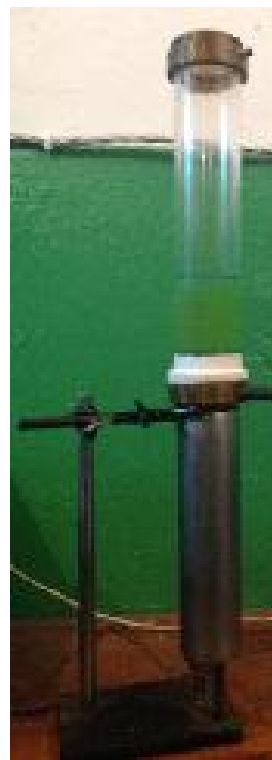
Для дослідження були вибрані наступні види дослідних палив:

- товарне мінеральне дизельне паливо Л-0,2-62;
- ріпако - метиловий ефір;
- дизельне сумішеве паливо, яке складається із суміші мінерального дизельного палива і МЕРО в процентному відношенні 90% ДП+10% МЕРО, 80% ДП+20% МЕРО, 70% ДП+30% МЕРО, 60% ДП+40% МЕРО, 50% ДП+50% МЕРО не оброблених і оброблених ультразвуком на частоті 22 кГц.

Експериментальна установка складається із ультразвукового генератора УЗГ-3-04 (рис. 1, а), магнітострикційного випромінювача з ємністю для обробки біодизеля (рис. 1, б).



а)



б)

Рис. 1. Експериментальна лабораторна ультразвукова установка:
а) ультразвуковий генератор УЗГ-3-04, б) магнітострикційний випромінювач з ємністю для обробки біодизеля

До складу лабораторної установки входить наступне технологічне обладнання: фотокалориметр з приготовленими пробами (рис. 2, а), водяний термостат УН-8, в якому термостатувалась контрольна проба з точністю $0,05^{\circ}\text{C}$ (рис.2, б), контрольні необроблені і оброблені ультразвуком проби (рис 3, а) віскозиметр капілярний скляний ВПЖ-4 (рис. 3, б), ареометр (рис. 3, в).

а)



б)



Рис. 2. Експериментальна лабораторна установка: а) фотокалориметр з приготовленими пробами, б) водяний термостат УН-8 з віскозиметром ВПЖ- 4

а)



б)



в)



Рис. 3. Експериментальна лабораторна установка: а) контрольні необроблені і оброблені ультразвуком проби, б) віскозиметр ВПЖ-4(ДСТУ ГОСТ 33-2003, ИСО 3104-94), в) ареометр (ГОСТ 3900-85)



Методика ультразвукової обробки сумішевого рослинно-мінерального палива складається із наступних етапів: перед початком роботи необхідно промити ємності в яких будуть готуватись проби, пробірки в які будуть заливатись контрольні проби, ємність магнітостриктора в якій буде оброблятися біопаливо розчинником і просушити на повітрі. В кожну із 5 ємностей заливають 90%, 80%, 70%, 60% і 50% дизельного палива і додають 10%, 20%, 30%, 40%, 50% МЕРО відповідно в кожну із ємностей. Загальна кількість суміші складає 300 мл. Суміш перемішують електричною мішалкою на протязі 2 хвилин.

Наступний етап включає в себе визначення в'язкості, густини, прозорості дизельного палива, МЕРО і приготвлених проб з п'ятикратною повторністю.

Для визначення в'язкості віскозиметр промивають розчинником, просушують і заливають в нього контрольну пробу. Віскозиметр з рідиною поміщують в водяний термостат і термостатують при температурі 20⁰С на протязі 15 хвилин. Далі по методиці, яка описана в інструкції на віскозиметр ВПЖ-4 розраховується в'язкість контрольної проби. Дана проба заливається в пробірку для подальшого спостереження.

Для визначення густини ареометр промивають розчинником, просушують і заливають в нього контрольну пробу. Далі по методиці, яка описана в інструкції на ареометр визначається густина контрольної проби.

Для визначення прозорості дизельного палива, МЕРО і приготвлених проб використовують фотокалориметр. В одну із кювет заливається дизельне паливо і визначається його прозорість в відсотках. Для цього необхідно підібрати і встановити перемикачем «світло-фільтр» фільтр, який буде мати максимальну чутливість для даної рідини і перемикачем «чутливість» встановити позицію в діапазоні 1-3. Далі перемикачем «установка 100» і «грубо» встановлюють на шкалі фотокалориметра 100%.

В другу кювету заливається МЕРО і приготвлені проби по чергово і проводиться вимірювання прозорості рідини в % відносно дизельного палива з трьохкратною повторністю.

Після виміру в'язкості, густини і прозорості контрольних необроблених проб і відбору контрольних зразків в пробірки починається етап обробки приготвлених проб ультразвуком в наступній послідовності:

- в ємність магнітостриктора заливається одна із приготвлених проб біодизеля;

- за допомогою тумблера «накал» подається напруга на ультразвуковий генератор УЗГ-3-04 і натискається кнопка «пуск». На протязі 15 хвилин генератор прогрівається до робочого стану.

- другий перемикач встановлюємо в положення «ВО», що відповідає ультразвуковій частоті 22 кГц і крутимо ручку «регулювання частоти», тим самим проводимо настройку генератора в резонанс по максимальному кавітаційному шуму дослідного палива. При цьому напруга вольтметра на генераторі на резонансній частоті повинна мати максимальне значення.

- включити секундомір для підрахунку тривалості обробки;
- тривалість ультразвукової обробки складає 5, 10, 15 хвилин;
- після одного із зазначеного часу натискають кнопку «стоп», при цьому обробка контрольної проби закінчується, проте вентилятор генератора продовжує працювати;
- через 5 хвилин необхідно виключити тумблер «накал»;
- оброблена проба охолоджується до температури 20⁰С і проводяться вимірювання в'язкості, густини і прозорості по вище описаній методиці.

На рис.4 представлено залежності в'язкості сумішевого біодизеля обробленого 5 хвилин у відповідних пропорціях від часу спостереження.

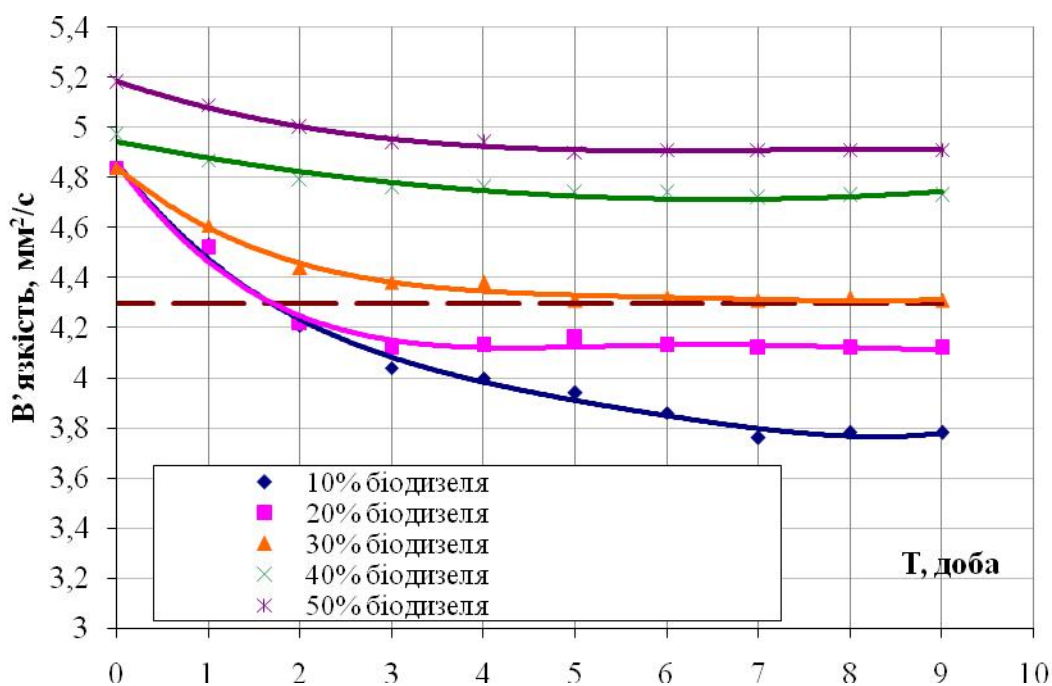


Рис. 4. Залежність в'язкості сумішевого біодизеля від часу спостереження після обробки ультразвуком

Аналізуючи дані результати необхідно відзначити, що виміряна середня в'язкість дизельного палива Л-0,2-62 з п'ятикратною повторністю склала 4,301 мм²/с., а МЕРО – 11,630 мм²/с. Перед обробкою ультразвуком були заміряні в'язкості всіх сумішей з п'ятикратною повторністю. Вони склали: 90% ДП+10% МЕРО – 4,664 мм²/с, 80%

ДП+20% МЕРО – 5,047 мм²/с, 70% ДП+30% МЕРО – 5,587 мм²/с, 60% ДП+40% МЕРО – 6,392 мм²/с, 50% ДП+50% МЕРО – 7,004 мм²/с. Після обробки ультразвуком на частоті 22 кГц суміші 90% ДП+10% МЕРО, 80% ДП+20% МЕРО, в'язкість палива покращилась і кінцеве значення після 9 діб спостереження склало відповідно 3,78 мм²/с і 4,12 мм²/с, а при концентрації біодизеля в дизельному пальному 70%ДП+30%МЕРО кінцеве значення в'язкості склало 4,31 мм²/с. Кінцеве значення в'язкості при 60%ДП+40%МЕРО, 50%ДП+50%МЕРО склало відповідно 4,73 мм²/с і 4,99 мм²/с відповідно, що набагато більше, ніж в'язкість дизельного палива.

Таким чином біодизельне паливо, оброблене акустичним полем в пропорціях 90% ДП+10% МЕРО, 80% ДП+20% МЕРО, 70% ДП+30% МЕРО, має в'язкість близьку до в'язкості дизельного палива.

На рис.5 представлені залежності встановленої (кінцевої) в'язкості біодизеля після 9 діб спостереження від концентрації МЕРО в дизельному паливі при обробці сумішей 5, 10, 15 хвилин акустичним полем.

Аналізуючи дані залежності необхідно відзначити, що при обробці ультразвуковим полем МЕРО 90%ДП+10%МЕРО, 80%ДП+20%МЕРО, 70%ДП+30%МЕРО, 60%ДП+40%МЕРО, 50%ДП+50%МЕРО на протязі 5, 10 і 15 хвилин залежності носять однаковий характер і знаходяться рядом із чого можна зробити висновок, що для обробки сумішей дизельного палива і біодизеля ультразвуком достатньо 5 хвилин.

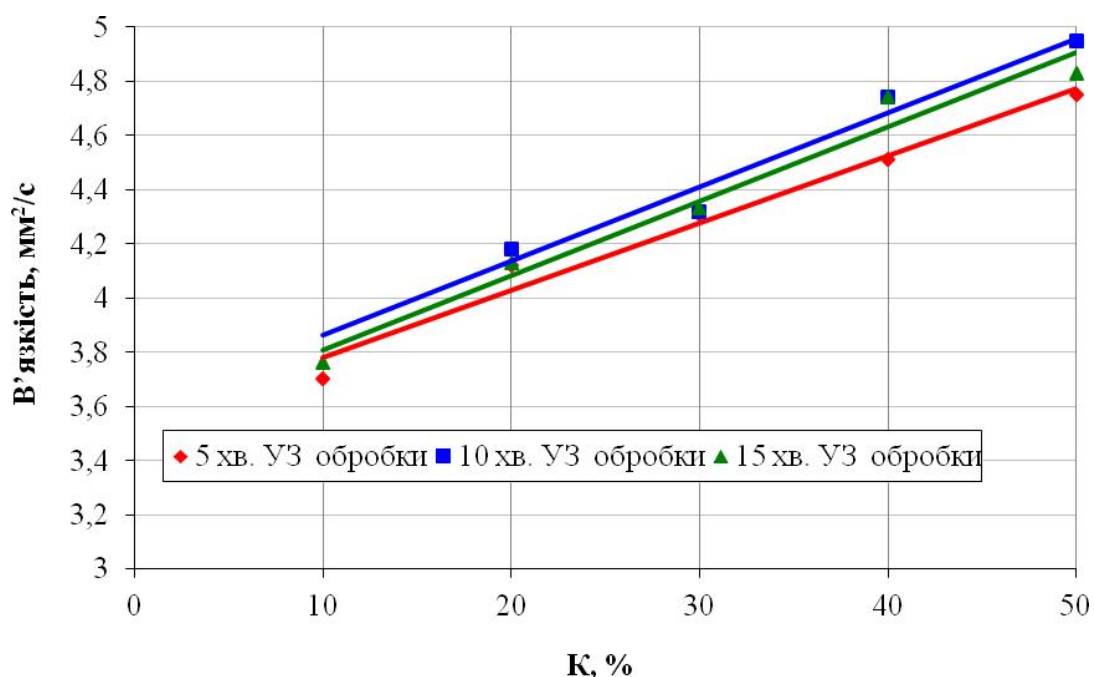


Рис. 5. Залежності в'язкості біодизеля від концентрації МЕРО в дизельному паливі при обробці сумішей 5, 10, 15 хвилин

В таблиці 1 представлені результати вимірювання густини дизельного палива, МЕРО і їх сумішей.

Таблиця 1 - Вимірювання густини дизельного палива, МЕРО і їх сумішей

$t = 20^{\circ}\text{C}$; $\rho_{\text{біодизеля}} = 895 \text{ кг/м}^3$; $\rho_{\text{д.п.}} = 840 \text{ кг/м}^3$

t, хв.	K, %				
	10% біодизеля	20% біодизеля	30% біодизеля	40% біодизеля	50% біодизеля
до обробки	841	846	852	859	863
5хв. обробки	840	844,5	850	858	862
10 хв.оброб.	840	844,5	850	858	862
15 хв.оброб.	840	844,5	850	858	862

Аналіз даних досліджень показує, що після обробки дизельного біопалива густина всіх сумішей знизилась в середньому від 1 кг/м^3 до 2 кг/м^3 . Згідно ДСТУ 4840:2007 густина дизельного палива марки Л-0,2-62 при температурі 20°C повинна бути не більше 860 кг/м^3 [2]. Суміш 50%ДП+50%МЕРО дані показники перевершує.

На фотокалориметрі проводились дослідження дизельного палива, МЕРО і їх сумішей на прозорість після 10 днів зберігання. При прозорості дизельного палива 100%, прозорість МЕРО склала 91%. Прозорість контрольних проб всіх сумішей МЕРО знаходилась в діапазоні 95-96%, а оброблених сумішей ультразвуком в діапазоні 90-94%. Розшарування біодизеля на протязі 1 місяця не зафіксовано.

Висновки.

1. Після обробки ультразвуком на частоті 22 кГц сумішей 90%ДП+10%МЕРО, 80%ДП+20%МЕРО, 70%ДП+30%МЕРО на протязі 5 хвилин кінцеве значення в'язкості після 9 діб спостереження склало відповідно $3,78 \text{ мм}^2/\text{с}$, $4,12 \text{ мм}^2/\text{с}$, $4,31 \text{ мм}^2/\text{с}$ відповідно, при цьому в'язкість дизельного палива марки Л-0,2-62 склала $4,301 \text{ мм}^2/\text{с}$.

2. Кінцеве значення в'язкості сумішей 60%ДП+40% МЕРО, 50%ДП+50% МЕРО значно більше ніж дизельного палива і склало $4,73 \text{ мм}^2/\text{с}$ та $4,99 \text{ мм}^2/\text{с}$ відповідно.

3. Для обробки сумішей дизельного палива і біодизеля ультразвуком достатньо 5 хвилин.

4. За виключенням суміші 50%ДП+50%МЕРО, густина всіх інших сумішей дизельного палива марки Л-0,2-62 і біодизеля знаходиться в діапазоні $840\text{-}858 \text{ кг/м}^3$, що відповідає технічним вимогам на дизельне паливо згідно ДСТУ 4840:2007 року. Густина суміші 50%ДП+50%МЕРО склала $862\text{-}863 \text{ кг/м}^3$.

5. Після 1 місяця спостереження розшарування зразків сумішевого біодизеля не зафіксовано.



Список використаних джерел

1. Фокин Р.В. Разработка комплексной технологии получения смесового топлива с улучшенными свойствами для дизельных двигателей: Автореферат дис. канд. тех. наук: 05.20.03 / Р.В.Фокин, Мичуринск-Наукоград РФ, 2008 – 24 с.

2. ДСТУ 4840:2007. Паливо дизельне підвищеної якості. Технічні умови. – Режим доступу: [Ksv.do.am/publ/dstu/dstu 4840 2007/3-1-0-496](http://Ksv.do.am/publ/dstu/dstu_4840_2007/3-1-0-496).

УЛУЧШЕНИЕ КАЧЕСТВА СМЕСЕВОГО БИОДИЗЕЛЯ ПУТЕМ ОБРАБОТКИ ЕГО АКУСТИЧЕСКИМ ПОЛЕМ

Назаренко И.П., Кушлык Р.Р., Кушлык Р.В.

Аннотация - в работе приведена акустическая установка и технологическое оборудование для обработки смесового биодизеля, методика экспериментальных исследований и полученные результаты.

IMPROVING THE QUALITY OF MIXED BIODIESEL BY TREATING IT WITH AN ACOUSTIC FIELD

I. Nazarenko, R. Kushlyk, R. Kushlyk

Summary

To this work have showed the acoustic setting and technological equipment for treatment of blanderized biodiesel, methodology of experimental researches and got results.



УДК 621.313.333.2

ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ АКТИВНОЙ МОЩНОСТИ ПОТРЕБЛЯЕМОЙ АСИНХРОННЫМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕМ

Овчаров В. В., д.т.н.,

Овчаров С. В., к.т.н.,

Стребков А. А., аспирант*

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел.: (0619)42-32-63

Аннотация – исследована и разработана математическая модель преобразователя активной мощности, потребляемой асинхронным электродвигателем.

Ключевые слова: активная мощность, полная мощность, векторная диаграмма, круговая диаграмма.

Постановка проблемы. В условиях агропромышленного комплекса электродвигатели привода насосов (орошения, водоснабжения), вентиляторов (в системах кондиционирования воздуха) и других рабочих машин с параболической механической характеристикой часто работают с неполной нагрузкой на валу – с одной стороны и отклонениями напряжения – с другой стороны. Все это приводит к неоптимальной нагрузке электродвигателей, то есть к завышенному удельному расходу электрической энергии на единицу вырабатываемой продукции.

Анализ последних достижений. Вопросом оптимизации нагрузки указанных электродвигателей уделяется значительное внимание [1, 2].

Однако предложенные способы оптимизации нагрузки электродвигателей не обеспечены необходимыми математическими моделями их реализации. Например, предлагается использование «мягких» тиристорных пускателей, которые позволяют, изменяя величину подводимого напряжения в зависимости от нагрузки на валу, оптимизировать потери в электродвигателе [3]. Этот способ не может быть полностью реализован по причине отсутствия преобразователей потерь активной мощности в электродвигателе.

Формулировка целей статьи. Поэтому целью статьи является разработка математической модели преобразователя потерь активной

© Овчаров В.В., Овчаров С.В., Стребков А.А.

* Научный руководитель – д.т.н., проф. Овчаров В.В.

мощности в асинхронном электродвигателе как самом распространенном в электроприводе.

Основная часть. Исследуем переменные потери активной мощности в асинхронном электродвигателе в функции скольжения.

Представим Г-образную схему замещения асинхронного электродвигателя (для одной фазы) в уточненном виде (рис. 1)

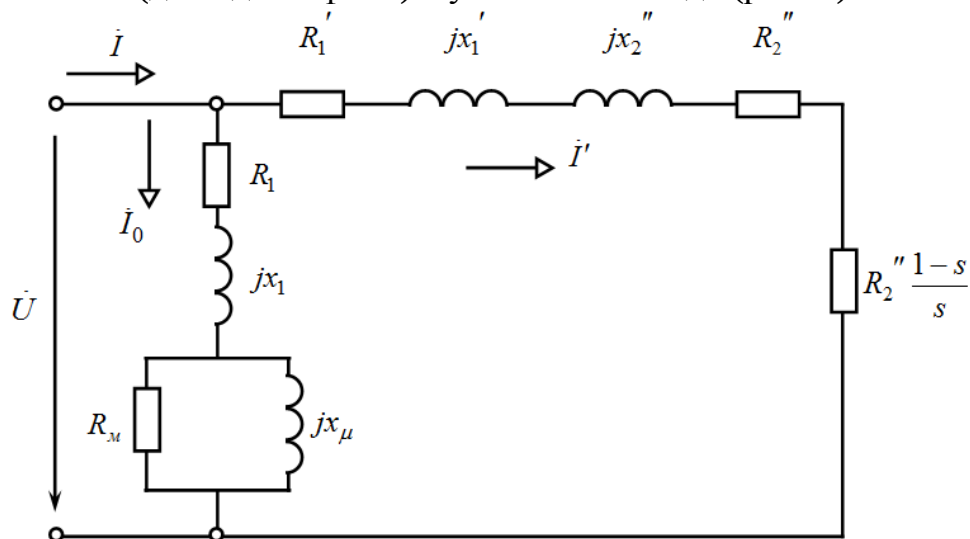


Рис. 1. Уточненная схема замещения асинхронного электродвигателя (для одной фазы)

На приведенной схеме:

$R_2'' \frac{1-s}{s}$ – активное сопротивление, эквивалентное активной

мощности, которая передается на вал, Ом;

R_m – активное сопротивление, эквивалентное потерям активной мощности в магнитопроводе (от вихревых токов и на перемагничивание), Ом.

Например, для электродвигателя типоразмера 4A100S2У3 потери в магнитопроводе составляют 139 Вт, активное сопротивление, эквивалентное этим потерям, равняется 348,2 Ом.

Запишем комплекс действующего значения силы тока $\dot{I}_0$ намагничивающего контура

$$\dot{I}_0 = \frac{\dot{U}}{R_1 + jx_1 + \frac{R_m \cdot jx_m}{R_m + jx_m}} = I_0 e^{-j\varphi_0} \quad (1)$$

Комплекс полной мощности в намагничивающем контуре, приняв $\psi_u = 0$

$$\tilde{S}_0 = \dot{U} I_0^* = UI_0 e^{j\varphi_0} = S_0 e^{j\varphi_0}. \quad (2)$$

Построим комплекс полной мощности намагничивающего контура на комплексной плоскости (рис. 2).

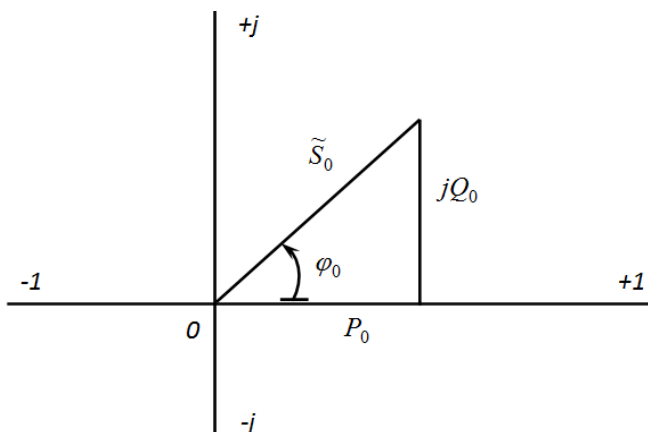


Рис. 2. Векторная диаграмма мощностей намагничивающего контура

Запишем комплекс полной мощности намагничивающего контура в следующем виде

$$\tilde{S}_0 = P_0 + jQ_0, \quad (3)$$

где P_0 – активная мощность, потребляемая намагничивающим контуром, Вт.

Запишем комплекс действующего значения силы электрического тока в другой ветви схемы замещения

$$\dot{I}_0 = \frac{\dot{U}}{R_1' + R_2'' + j(x_1' + x_2'') + R_2'' \frac{1-s}{s}}. \quad (4)$$

Введем обозначение

$$Z = R_1' + R_2'' + j(x_1' + x_2''). \quad (5)$$

Тогда

$$\dot{I}_0 = \frac{\dot{U}}{Z + R_2'' \frac{1-s}{s}}. \quad (6)$$

Преобразуем (6)

$$\dot{I}_0 = \frac{\frac{\dot{U}}{Z}}{1 + \frac{R_2'' \frac{1-s}{s}}{Z}} = \frac{\dot{I}'_{\kappa}}{1 + \frac{R_2'' \frac{1-s}{s}}{z} e^{j\psi}} . \quad (7)$$

где:

$$\dot{I}'_{\kappa} = \frac{\dot{U}}{Z} ; \quad (8)$$

$$Z = ze^{j\psi} ; \quad (9)$$

$$\varphi = \operatorname{arccctg} \frac{R_1' + R_2''}{x_1' + x_2''} ; \quad (10)$$

$$z = \sqrt{(R_1' + R_2'')^2 + (x_1' + x_2'')^2} ; \quad (11)$$

$$\psi = -\varphi ; \quad (12)$$

$$\dot{U} = U e^{j\psi_u} . \quad (13)$$

Уравнение (7) представляет собой уравнение круговой диаграммы тока $\dot{I}_0$. Запишем комплекс действующего значения напряжения, приняв $\psi_u = 0$

$$\dot{U} = U . \quad (14)$$

Запишем комплекс полной мощности в указанной ветви

$$\tilde{S}' = \dot{U} \dot{I}^* , \quad (15)$$

где

$$\dot{I}^* = I' e^{j\varphi'} . \quad (16)$$

Тогда

$$\tilde{S}' = UI' e^{j\varphi'} = S' e^{j\varphi'} . \quad (17)$$

В другом виде

$$\tilde{S}' = \dot{U} \frac{\dot{I}_{\kappa}^*}{1 + \frac{R_2'' \frac{1-s}{s}}{z} e^{j\psi}} , \quad (18)$$

Окончательно можем записать

$$P = P_0 + P' . \quad (22)$$

На основании проведенного исследования составляем структурную схему преобразователя активной мощности, потребляемой асинхронным электродвигателем (рис. 4).

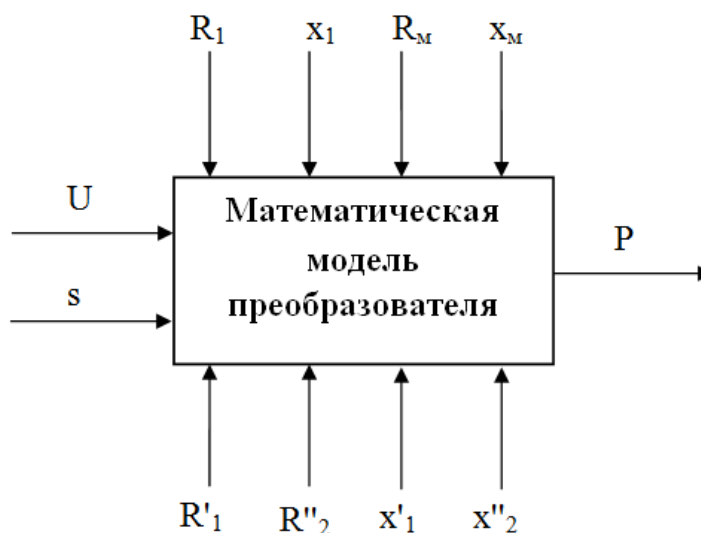


Рис. 4. Структурная схема преобразователя активной мощности, потребляемой асинхронным электродвигателем

Выводы:

В качестве параметра диагностирования активной мощности, потребляемой асинхронным электродвигателем, используется величина скольжения асинхронного электродвигателя.

Литература

1. В.В. Овчаров. Эксплуатационные режимы работы и непрерывная диагностика электрических машин в сельскохозяйственном производстве / Киев: Изд-во УСХ. 1990.-168 с. – ISBN 5-7987-0044-5.
2. Овчаров, С. В. Исследование потерь активной энергии в асинхронном электродвигателе в эксплуатационных условиях / С. В. Овчаров, А. А. Стребков. // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. – 2015. – Т. 2, N 8(74). - С. 22-28.
3. Sun, D. S. Research on Voltage-Chopping and Energy-Saving Controlling Technology for Three-Phase AC Asynchronous Motor [Text] / D. S. Sun // *Advanced Materials Research*. – 2012. – Vol. 433-440. – P. 1033–1037.



ПЕРЕТВОРЮВАЧ АКТИВНОЇ ПОТУЖНОСТІ, ЯКА СПОЖИВАЄТЬСЯ АСИНХРОННИМ ЕЛЕКТРОДВИГУНОМ

В. В. Овчаров, С. В. Овчаров, О.А. Стребков

Анотація – досліджена та розроблена математична модель перетворювача активної потужності, яка споживається асинхронним двигуном.

THE ACTIVE POWER CONVERTER, CONSUMED ASYNCHRONOUS MOTOR

V. Ovcharov, S. Ovcharov, A. Strebkov

Summary

A mathematical model of the converter active power, consumed by the asynchronous motor is investigated.



УДК 665.33.001.73

СИСТЕМА ІНДУКЦІЙНОГО НАГРІВАННЯ РІПАКОВОГО ЗЕРНА В ТЕХНОЛОГІЧНОМУ ПРОЦЕСІ ВИРОБНИЦТВА ОЛІЇ

Лисенко В. П., д.т.н.,**Комарчук Д. С., к.т.н.***Національний університет біоресурсів і природокористування України*

Тел. (068)129-36-47

Анотація - розроблено методику розрахунку параметрів індукційного нагрівача як окремого вузла теплової обробки для розміщення його безпосередньо на корпусі прес-екструдера. Досліджено розподіл електромагнітного поля індуктора за діаметром та довжиною зернового каналу, завантаженого пучком феромагнітних стрижнів. Розроблено алгоритм використання нечітких нейронних мереж для визначення енергоефективних режимів функціонування індукційного нагрівача та створено поновлювальну базу знань режимів роботи вдосконаленого обладнання.

Ключові слова – математичне моделювання, прес-екструдер, тепловий процес, індукційний нагрів, еквівалентний діаметр, ріпак, олія.

Постановка проблеми. Широка сфера застосування продуктів переробки ріпакового зерна у побутово-технічних галузях та використання його як сировини, що підвищує екологічність виробництва дизельного пального, стимулює пошук шляхів збільшення ефективності технологій переробки зерна ріпака. Важливим у технологічному процесі перероблення ріпака є температурний режим. Способи, що використовуються нині для теплового оброблення зерна, не дають змоги ефективно виконувати цю операцію без погіршення технологічних характеристик обладнання. Нерівномірність температурного поля, що його створюють традиційні нагрівачі та стислий термін їх експлуатації, спонукає до пошуку альтернативних способів теплової обробки ріпакового зерна.

Заслуговує на увагу індукційне нагрівання, котре здатне ефективно забезпечити відповідні температурні режими технологічного обладнання. Екологічність, малий час розгону, можливості інтенсифі-

кації теплообміну між дисперсним матеріалом та теплообмінною поверхнею сприяє впровадженню електротехнологічних комплексів з індукційним способом передачі енергії в операції теплового оброблення дисперсних матеріалів.

Незважаючи на достатню кількість вже проведених досліджень, можливості вдосконалення індукційних нагрівачів дисперсних матеріалів ще не вичерпані. Тому розроблення електротехнологічних комплексів із системою автоматичного керування обробленням зерна ріпака, що забезпечує ефективні режими роботи прес-екструдера, є актуальною науково-практичною задачею.

Аналіз останніх наукових досліджень. Загальні теоретичні і практичні основи теплової обробки дисперсних матеріалів базуються на фундаментальних наукових працях О. В. Ликова, А. С. Гінзбурга, наукові основи і практичні методи удосконалення способів і технічних засобів індукційного способу передачі енергії знайшли розвиток у роботах М. Г. Лозинського, Г. І. Бабата, Н. М. Родигіна, І. П. Кондратенка.

Проаналізовані літературні джерела з питань сучасних технологій і технологічних засобів теплового оброблення дисперсних матеріалів [4] свідчать, що існуючі методи і технічні засоби теплового оброблення малоефективні, енергоємні, а можливості їх енергетичного і технологічного вдосконалення майже вичерпані. Застосування електротехнологічного комплексу з індукційним способом підведення енергії дає змогу найпростіше і більш ефективно реалізувати прогресивні режими теплового оброблення дисперсних матеріалів і суттєво підвищити продуктивність процесу та зменшити питомі витрати енергії.

Проте використання такого типу електротехнологічних комплексів стримується недостатньою вивченістю технологічних показників процесу і конструкцій поверхні теплообміну.

Формулювання мети статті. Метою цієї наукової роботи є вдосконалення процесу теплового оброблення зерна ріпака, обґрунтування принципів підвищення ефективності процесу отримання олії та дослідження впливу конструктивно-режимних параметрів індукційного нагрівача на показники ефективності роботи промислового обладнання переробки ріпака.

Основна частина. За результатами аналізу теплового балансу в прес-екструдері, котрий є основною ланкою для виробництва ріпакової олії, сформовано диференційні рівняння – теплофізичну модель [5, 6, 7, 8], розв'язок яких дозволяє отримати статичні і динамічні характеристики цього об'єкта дослідження. Результат рішення рівнянь теплового балансу для граничних умов $x=0$, $\Theta_m = \Theta_1$, $P(x) = P = \text{const}$ має вигляд

$$\Theta(x) = \frac{a}{1-b} - \left(\frac{a}{1-b} - \Theta_m \right) e^{-\frac{x}{T_m} \cdot (1-b)}, \quad (1)$$

де $a = \frac{P(x) + \alpha_3 f_3 t_3}{\alpha_3 f_3 + \alpha_6 f_6}$; $b = \frac{\alpha_6 f_6}{\alpha_3 f_3 + \alpha_6 f_6}$; $T_m = \frac{c_m GL}{\alpha_6 f_6 + \alpha_3 f_3}$; P – потужність нагрівальних елементів, Вт;

α_3 – тепловіддача від зовнішньої поверхні екструдера, Вт/(°C·м²);

α_6 – тепловіддача від внутрішньої поверхні екструдера, Вт/(°C·м²);

f_3 – площа зовнішньої поверхні екструдера, м²;

f_6 – площа внутрішньої поверхні екструдера, м²;

Θ_m – температура матеріалу, °C;

t_3 – температура зовнішнього середовища, °C;

c_m – теплоємність матеріалу, Дж/(кг·град);

G – подача матеріалу в корпусі (середня продуктивність преса), кг/с;

L – довжина робочої зони пресу, м.

Аналіз виразу (1) виявляє можливості підвищення ефективності роботи прес-екструдера шляхом збільшення зони пресу з рекомендованими технологічними температурними параметрами, а застосування індукційного нагрівача для виходу на такі параметри забезпечить ефективне використання енергії. Конструктивні особливості індукційного нагрівача мають важливе значення, оскільки геометрія індуктора суттєво впливає на його енергетичні характеристики.

При розрахунках енергетичних характеристик індукційного нагрівача, який має овальну форму і відповідає формі корпусу преса, застосовують методи розрахунку, котрі передбачають використання поняття еквівалентного діаметра завантаження індуктора.

Еквівалентний діаметр некругового циліндра з урахуванням режимів роботи індукційного нагрівача визначається на основі проведення чисельних експериментів, що виконуються із використанням програмного продукту COMSOL Multiphysics [1, 2].

Розподіл в просторі електромагнітного поля визначається за результатами розв'язку таких диференціальних рівнянь [2]

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 H_{xm}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 H_{xm}}{\partial y^2} - i\sigma\mu\omega H_{xm} = 0, \\ \frac{\partial^2 H_{ym}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 H_{ym}}{\partial y^2} - i\sigma\mu\omega H_{ym} = 0, \end{cases} \quad (2)$$

де H_m – комплексна амплітуда вектора напруженості магнітного поля, А/м; x, y – просторові координати.

Розв'язок системи (2) знаходиться за умови, що значення складової напруженості магнітного поля на зовнішній границі корпусу H_z задано

$$H_z|_{\Gamma} = H_{z0}. \quad (3)$$

Розв'язок системи (2) виконувався із використанням програмного пакета COMSOL Multiphysics. Еквівалентний діаметр розраховувався за периметром некругової моделі з урахуванням уточнень при зміні значень напруженості магнітного поля і частоти живлення

$$D_{ек} = \frac{1}{k} \frac{P}{\pi}, \quad (4)$$

де P – периметр деталі, м;
 k – коригуючий коефіцієнт.

За результатами експерименту отримано регресійне рівняння залежності коригуючого коефіцієнта k від напруженості електромагнітного поля та частоти джерела живлення

$$k(H, f) = 0,955 + 4,468 \cdot 10^{-7} H - 8,1 \cdot 10^{-6} f - 2,63 \cdot 10^{-11} Hf - 1,23 \cdot 10^{-12} H^2 + 6,56 \cdot 10^{-10} f^2. \quad (5)$$

де H – напруженість магнітного поля, А/м; f – частота, Гц.

Отримані рівняння дозволяють з достатньою точністю виконати розрахунок геометричних та енергетичних характеристик індукторів, котрі можуть бути розміщені безпосередньо на корпусі прес-екструдера, заміщуючи традиційні ніхромові нагрівачі. Однак різноманіття конструкцій промислових пресів із переробки олійного матеріалу спонукає до синтезу універсального технічного рішення, яке дозволить використовувати переваги індукційного нагріву в поєднанні з методами інтенсифікації процесів теплової обробки дисперсних матеріалів.

Пропонується нова установка для теплового оброблення дисперсного матеріалу [9], що не потребує внесення змін у конструкцію преса та живиться від електричної мережі промислової частоти. Вбачається, що дисперсний матеріал контактуватиме з розосередженою по об'єму каналу теплообмінною поверхнею у вигляді феромагнітних стрижнів з можливістю радіального обертання, а сам матеріал рухатиметься вздовж поверхні під дією гравітаційних сил. Енергія до поверхні стрижнів передається розміщеним ззовні індуктором.

Для визначення раціональних конструктивних характеристик установки температурного оброблення дисперсного матеріалу необхідно визначити геометричні параметри теплообмінної поверхні. Ця поверхня являє собою пучок феромагнітних стрижнів, які не мають електричних контактів між собою за довжиною індуктора. Розміщення стрижнів в об'ємі зернового каналу виконується з урахуванням умови самовільного витікання, а відстань між ними визначається як

$$A \geq (3 \div 6) a', \quad (6)$$

де a' – максимальний розмір частинок сипучого матеріалу, мм.

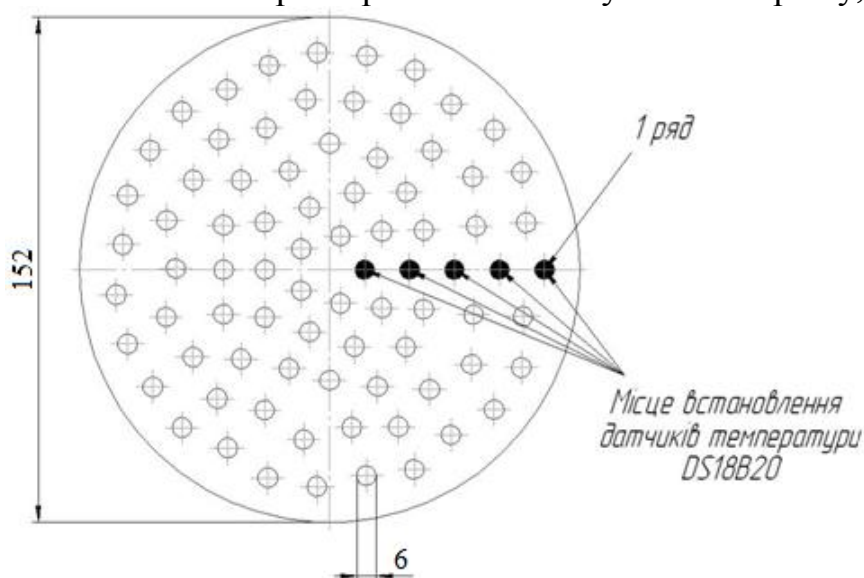


Рис. 1. Схема розміщення феромагнітних стрижнів у каналі

Діаметр зернового каналу установки D має відповідати діаметру вхідної горловини преса. Кількість стрижнів каналу визначено за принципом побудови рівномірного ряду, кількість діаметральних рядів дорівнює

$$n = \frac{\frac{D}{2} - \bar{A}}{\bar{A} + d_{cm}}, \quad (7)$$

де d_{cm} – діаметр стрижнів, мм; $\bar{A}$ – середня допустима відстань між стрижнями, мм.

Кількість стрижнів у кожному діаметральному ряді визначається співвідношенням

$$m_i = \frac{\pi d_i}{A_{\max} + d_{cm}}, \quad (8)$$

де d_i – діаметр i -того ряду стрижнів, мм.

Для визначення основних закономірностей перебігу процесу теплового оброблення та кінетики нагрівання теплообмінної поверхні виготовлено лабораторну установку - досліджувався розподіл темпе-

ратури за довжиною та радіусом теплообмінної поверхні, що дало змогу визначити тривалість і рівномірність нагрівання стрижнів. При цьому феромагнітні стрижні поміщались у зернопрохідний канал, навколо котрого розміщувався багатовитковий індуктор.

Результати досліджень показали, що динаміка приросту температури зовнішніх та внутрішніх рядів стрижнів вирізняється. Різниця температур у різних радіальних зонах свідчить про нерівномірність електромагнітного поля у зернопрохідному каналі, що може бути пов'язано з «кінцевим» ефектом індуктора. При переміщенні датчиків температури до центру індуктора розбіжність виміряних значень температури зменшується.

У центральній частині індуктора температура стрижнів зростає рівномірно, оскільки індуктор і завантаження виконані симетричними щодо осі абсцис тому розподіл температури за довжиною також є симетричним (рис. 2).

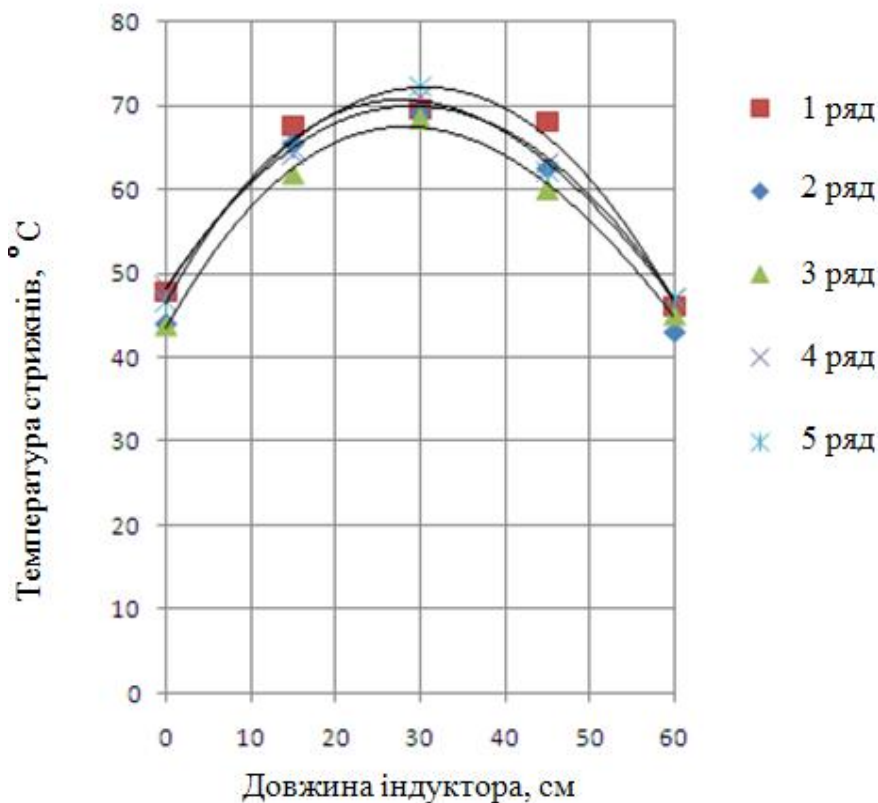


Рис. 2. Залежність температури в рядах стрижнів від довжини індуктора

У цілому розбіжність значень температури теплообмінної поверхні не перевищувала 4 %.

Вищенаведене свідчить про достатньо високу рівномірність розподілу магнітної індукції у діаметрі каналу, а різний час нагрівання стрижнів за довжиною індуктора пояснюється «кінцевим» ефектом електромагнітного поля. Отже запропонована теплообмінна поверхня може використовуватись для теплової обробки дисперсних матеріалів.

Створюючи систему автоматичного управління для індукційного нагріву в процесах виробництва ріпакової олії, необхідно врахувати режими роботи такого обладнання в сільській місцевості, де падіння напруги на вході може коливатись в межах $\pm 20\%$. Окрім того, важливими параметрами для підтримки рекомендованих виробником пресів режимів є початкова температура сировини та температура навколишнього середовища. Найкращим способом врахувати фактори в умовах невизначеності є використання в складі системи автоматичного управління апарату нечітких нейронних мереж.

Налаштування параметрів нейромережевої системи на регулювання напруги живлення індуктора здійснювали шляхом ітераційного навчання системи на набори вхідних експериментальних даних, діапазони зміни котрих відповідають умовам технологічного процесу на виробництві: коливання напруги в мережі (200-240 В), зовнішня температура та початкова температура дисперсного матеріалу (0-30 °С), вихідний коефіцієнт напруги (0,5-1).

Аналізуючи отриману гібридну мережу, можемо справедливо констатувати її адекватність. Поверхню відгуку мережі зображено рис. 3, при коливаннях t_0 у межах від 0 до 30 °С та діючої напруги мережі U_m від 200 до 240 В. Навчена ANFIS забезпечує необхідну точність визначення коефіцієнта напруги m та може використовуватися для керування електротехнічним комплексом температурного оброблення зерна ріпака.

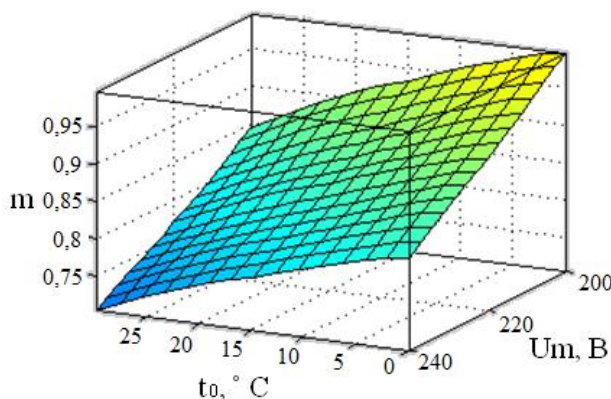
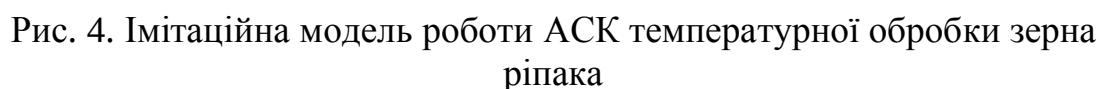


Рис. 3. Графічна залежність коефіцієнта напруги m від початкової температури t_0 , °С, та діючої напруги мережі U_m , В

Для перевірки функціонування розробленої системи керування установкою для температурного оброблення зерна ріпака створено імітаційну модель у пакеті Simulink середовища MatLab (рис. 4).



- швидкодія – 0,5–1 с;
- перерегулювання – 0,5 %;
- максимальне динамічне відхилення – 1,5 °С.

Список літератури

1. Кондратенко І. П. Індукційна установка для термообробки зерна ріпаку / І. П. Кондратенко, В. П. Лисенко, А. О. Березюк, Д. С. Комарчук // Вісник аграрної науки. – 2012. – № 12. – С. 55–58.
2. Кондратенко І. П. Обґрунтування еквівалентних геометричних параметрів для розрахунку циліндричних індукторів некругового



перерізу/ І. П. Кондратенко, В. П. Лисенко, Д. С. Комарчук // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – 2013. – № 184, Ч. 2. – С. 128–135.

3. Комарчук Д. С. Розбірка та дослідження електротехнічного комплексу для збільшення виходу олії при переробці зерна ріпаку / Д. С. Комарчук // Глобальні та регіональні проблеми інформатизації в суспільстві та природокористуванні 2013: міжнар. наук.-техн. конф., 13–14 черв. 2013 р.: тези доп. – К., 2013. – С. 151–154.

4. Лисенко В. П. Запровадження енергоефективних комплексів в виробництві олії (стан питання) / В. П. Лисенко, Д. С. Комарчук // Біоресурси і природокористування. – 2011. – Т. 3 № 1–2. – С. 153–157.

5. Лисенко В. П. Математичне моделювання теплових процесів прес-екструдера з індукційним обігрівом / В. П. Лисенко, Б. І. Котов, Д. С. Комарчук // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – 2011. – № 166, Ч. 4. – С. 113–119.

6. Лисенко В. П. Ідентифікація процесу нагріву зерна ріпаку / В. П. Лисенко, Р. А. Калініченко, Д. С. Комарчук // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – 2012. – № 174, Ч. 1. – С. 98–100.

7. Лисенко В. П. Математичне моделювання нестационарних теплових процесів прес-екструдера з індукційним обігрівом як об'єкта з розподіленими параметрами / В. П. Лисенко, Б. І. Котов, Д. С. Комарчук Р. А. Калініченко // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2012. – Т. 2, № 12. – С. 165–169.

8. Лисенко В. П. Математичне моделювання процесу температурної обробки зерна ріпаку в шільному шарі з індукційним нагрівом / В. П. Лисенко, Д. С. Комарчук // Біоресурси і природокористування. – 2013. – № 5–6. – С. 119–129.

9. Пат. 66838 UA, МПК F26B 11/00 (2011) Установка для термообробки насіння / Комарчук Д. С., Лисенко В. П.; заявник і патентовласник Національний університет біоресурсів і природокористування України. – № u201106029; заявл. 16.05.2011; опубл. 25.01.2012, Бюл. № 2.



СИСТЕМА ИНДУКЦИОННОГО НАГРЕВАТЕЛЯ РАПСОВОГО ЗЕРНА В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ПРОЦЕССЕ ПРОИЗВОДСТВА МАСЛА

Лысенко В.Ф., Комарчук Д.С.

Аннотация - разработана методика расчета параметров индукционного нагревателя как отдельного узла тепловой обработки для его размещения непосредственно на корпусе пресс-экструдера. Исследовано распределение электромагнитного поля индуктора по диаметру и длине зернового канала, загруженного пучком ферромагнитных стержней. Разработан алгоритм использования нечетких нейронных сетей для определения энергоэффективных режимов функционирования индукционного нагревателя, создано обновляемую базу знаний режимов работы усовершенствованного оборудования.

INDUCTION HEATER SYSTEM OF THE RAPESEED GRAIN IN THE OIL PRODUCTION PROCESS

V. Lisenko, D. Komarchuk

Summary

In the article predstvalena method of calculating the parameters of the induction heater as a separate unit for the thermal treatment of its location directly on the body of the extruder press. The distribution of the electromagnetic field of the inductor on the diameter and length of the grain channel loaded beam ferromagnetic rods. The algorithm using fuzzy neural networks to identify energy-efficient modes of operation of the induction heater, created to-date knowledge base modes of advanced equipment



УДК 636.085.002.61

АВТОМАТИЗАЦІЯ НВЧ-УСТАНОВКИ ЗНЕЗАРАЖЕННЯ КОМБІКОРМУ НА МАГНЕТРОНАХ МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ

Лобода О. І., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-57-97

Анотація – в статті розглянуті питання автоматизації процесу знезараження комбікорму в технологічних комплексах з використанням магнетронів малої потужності (500-1000 Вт).

Ключові слова: автоматизація, знезаражування, комбікорм, магнетрон, мікроконтролер, потужність.

Постановка проблеми. Дослідженнями багатьох авторів [1-3] виявлена перспективність використання електромагнітного поля надвисокої частоти на сільськогосподарські матеріали (зерно, насіння, комбікорм) з метою їх нагріву, знезараження, підвищення схожості та ін. Для отримання цих впливів найбільш вигідні технічні пристрої на базі магнетронів.

Переваги малопотужних магнетронів від побутових мікрохвильових печей в їх конструктивній простоті, і як наслідок можливості застосовувати повітряне охолодження, їх прийнятності до потокового виробництва і питомої дешевизні, але основним недоліком їх мала потужність в межах 500...1000 Вт. Остання перешкода долається, як правило, підсумовуванням впливів декількох магнетронів.

Такий метод накладає певний відбиток на саму багатомagnetронну конструкцію і на умови її експлуатації, які суттєво відрізняються від умов при використанні одного магнетрону в побутових мікрохвильових печах і вимагають додаткових заходів щодо забезпечення прийнятних режимів роботи і самих магнетронів і їх джерел живлення і систем керування.

Аналіз останніх досліджень. Такі умови, крім безперервності і великої тривалості роботи, включають в себе ще і випадкові впливи, викликані недостатньою якістю комбікорму [4,5], що знезаражується, якістю енергопостачання, станом навколишнього середовища, помилками персоналу та іншими. У результаті знижується термін служби магнетрону та його джерела живлення, а тому надійність технологіч-



ного процесу в цілому. Опосередковано це відбувається через підвищення понад допустимих меж температури магнетронів і високовольтного трансформатору.

Формулювання цілей статті. Автоматизація процес знезаражування комбікорму електромагнітним полем надвисокої частоти при використанні багатоманетронних систем.

Основна частина. Найбільш доцільним способом вирішення питання автоматизації процесу є - побудова автоматизованої системи підтримки необхідних температур. Для подальшої оцінки причин та вибору впливів на них розглянемо детальніше теплові процеси в магнетроні і трансформаторі живлення.

Основною причиною виходу магнетронів з ладу є втрата емісійних властивостей його катоду. Оскільки термоелектронна емісія можлива при досить високих температурах, та подальше їх підвищення за певну межу призводить до руйнування емісійного шару. Катод повинен знаходитися в тепловому балансі. Для побутових НВЧ печей пристрої для затримки включення анодної напруги не застосовуються. Також відсутні дешеві засоби комутації для анодних ланцюгів. Тому, враховуючи тривалий характер роботи, цю затримку із завдань системи автоматики можна виключити.

Прискоренню нагріву катода буде сприяти затримка включення вентиляторів охолодження магнетронів, що є нескладним і економічно доцільним завданням.

Найбільш частою причиною перегріву катодів магнетронів є повернення НВЧ хвилі, а це можливо при обробці сухого продукту. Основний шлях вирішення цієї проблеми – постійна присутність оброблюваного матеріалу в зоні поглинання НВЧ, використання спеціальних пристроїв поглинання електромагнітної хвилі або досить швидке відключення магнетронів при виникненні подібних проблем. Тому автоматизована система повинна бути налаштована на контроль присутності комбікорму в зоні знезараження і відключення живлення магнетронів у разі його відсутності.

Іншою причиною перегріву катоду є недостатнє охолодження анода, в результаті чого його теплове випромінювання поглинається катодом додатково до власного нагрівання. Безпечні температури анодів магнетронів відомі з паспортних даних, тому треба підтримувати температуру магнетрону в заданому межі шляхом його обдування повітряним потоком і його відключенням при збільшенні температури. Обдув магнетронів можна зробити автоматично керованим, наприклад, використовуючи електропривод з ШІМ керуванням.

Трансформатор живлення магнетрона навантажений подвоювачем напруги. Його обмотки добре залиті і тому мають підвищену теплопровідність. Їх безкаркасне виконання покращує теплопередачу на

магнітопровід, який за рахунок щільного складання і просочення також вельми теплопровідні. Однак габаритна маса, а отже і його теплопровідні властивості не великі і достатні лише для режимів побутового використання мікрохвильових печей. Теплова перевантаженість трансформатора загрожує зменшенням терміну його служби. Для зменшення цієї завантаженості найбільш просто здійснити примусовий обдув, або додати радіатор. Так при температурі зовнішнього середовища $+27...30^{\circ}\text{C}$ температура трансформаторів менш ніж 90°C навіть при відсутності додаткових теплопроводів.

Тому при автоматизації можна обмежити відключенням трансформаторів при більш високих температурах ($+110...120^{\circ}\text{C}$). Це, звичайно, призведе до часткової або повної зупинки технологічного процесу, але збереже пристрій для експлуатації в кращих умовах.

Алгоритм функціонування автоматизованої системи керування багатомagnetронної системи знезаражування комбікорму складається з таких напрямків:

- підтримка рівня комбікорму в приймальному бункері установки;
- контроль температури магнетронів зі своєчасним включенням обдування і відключенням при її критичних величинах;
- підтримка технологічно обумовленої температури і вологості комбікорму виході з НВЧ-установки;
- відключення джерел живлення магнетронів у разі їх перегріву.

Кожна з функцій передбачає виконання стандартних етапів:

- вироблення сигналу про стан регульованого параметра (виконується датчиками температури, вологості та іншими);
- обробка сигналу, тобто його порівняння з величиною, що відповідає тому чи іншому стану (виконується мікроконтролером);
- видача команди виконавчому пристрою про зміну регульованого параметра (виконується мікроконтролером);
- зміна регульованого параметра.

В якості мікроконтролера можливо використовувати пристрої серій PIC, AVR або їх аналоги, що мають достатнє число каналів регулювання. Виконавчі пристрої – завантажувальні механізми з електроприводом та датчики досить легко сполучаються з контролером.

В основному система автоматизації установки НВЧ знезаражування комбікорму може бути створена на типових елементах і блоках. Необхідне лише адаптивне доопрацювання деяких з них.

Блок-схема системи автоматизації представлена на рис.1, а алгоритм її роботи – на рис.2.

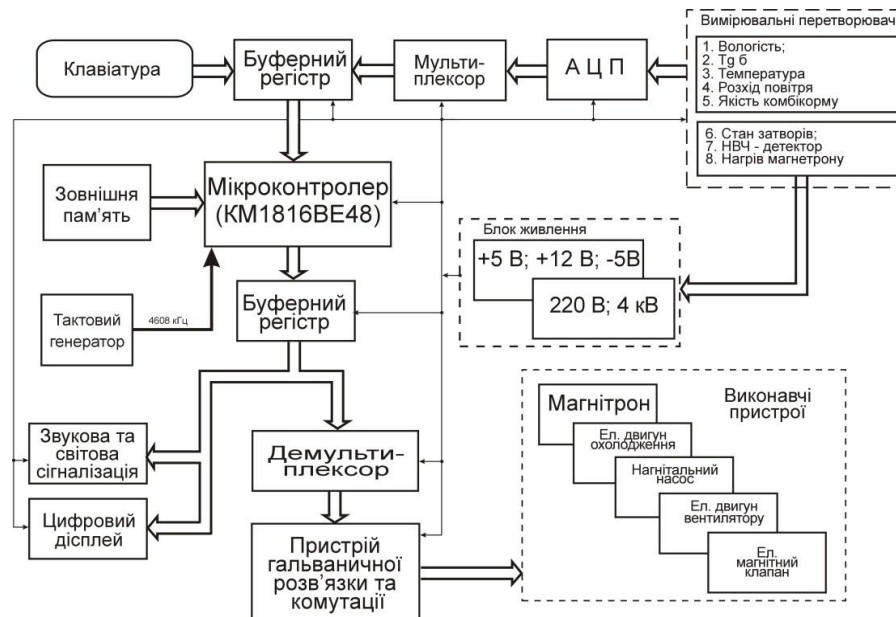


Рис. 1. Блок схема АСК знезараження комбікормів

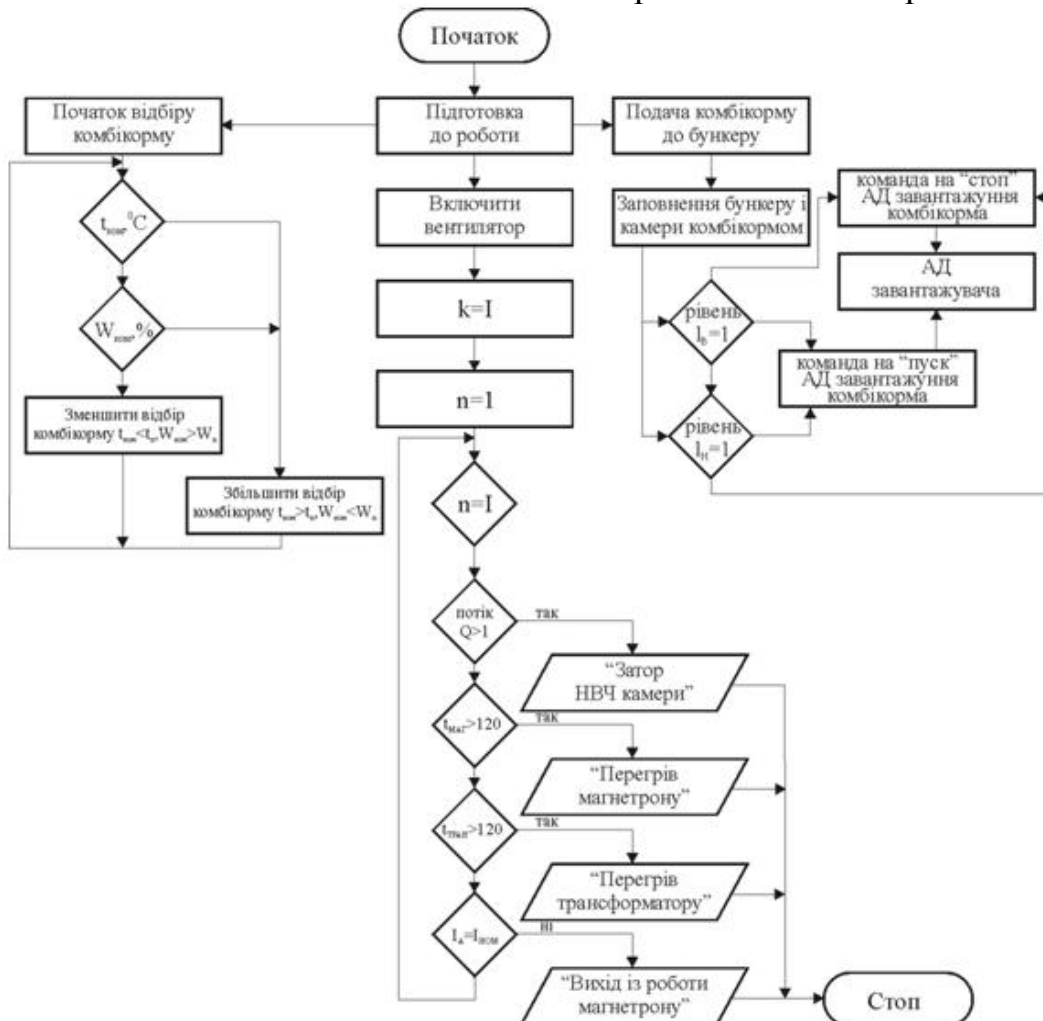


Рис. 2. Алгоритм автоматизованого керування установкою НВЧ знезаражування комбікорму

Алгоритм функціонування АСУ розроблений на підставі функціональної технологічної схемою рис. 3, принципової електричної

схеми, а також відповідність технологічним вимогам до процесу знезараження комбікормів надвисокочастотним електромагнітним полем в псевдозрідженому шарі.

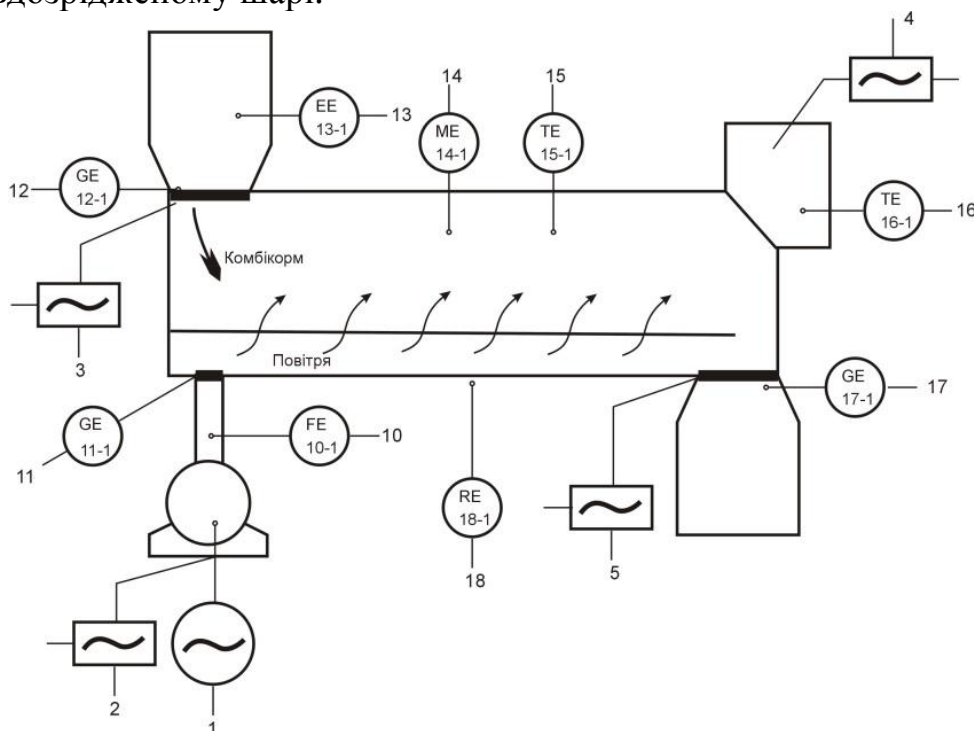


Рис. 3. Функціонально технологічна схема АСК знезараження комбікорму

В алгоритмі можна виділити три основних блоки: перевірки готовності обладнання до роботи, розрахунку та встановлення оптимальних параметрів робочих машин і механізмів, контролю над технологічним обладнанням.

Функціонування АСК знезараження комбікорми можна поділити на 3 етапи і відбувається наступним чином:

- на першому етапі здійснюється введення інформації з вимірювальних перетворювачів електрофізичного стану комбікорму (вологість, температура і тангенс кута діелектричних втрат) EE13, після обробки інформації відбувається включення електродвигуна NS1 - вентилятора дачі повітря для псевдозрідження комбікорму. За допомогою первинного перетворювача FE 10 контролюється швидкість повітря, що подається вентилятором, а за допомогою електромеханічної засувки НС 3 здійснюється регулювання його подачі.

- на другому етапі відбувається опитування первинних перетворювачів положення засувки GE11 - GE12. У разі негативного результату виводиться повідомлення про "разгерметизацію" камери, при цьому блокується робота магнетрону, а виконавчі механізми НС2 та НС5 закривають засувки. При позитивному результаті опитування первинних перетворювачів положення засувки АСК переходить до тре-

тього етапу;

- на третьому етапі обробляється інформація про якісні показники комбікорму, визначається потужність випромінювання та час обробки і по команді мікроконтролера відбувається включення магнетрону (НС 4) при цьому відбувається процес знезараження комбікорму. В цей же час відбувається опитування первинних перетворювачів вологості і температури в камері МЕ 14 і ТЕ 15, температури магнетрона ТЕ 16 і щільності НВЧ випромінювання поза камерою РЕ 18. При різкому збільшенні вологості в камері і досягненні рівня 50 %, включається витяжний вентилятор відведення вологи. При підвищенні температури магнетрона до 120 °С або збільшення щільності НВЧ - випромінювання поза камери вище 10 мкВт/см² – відбувається відключення магнетрону і висновок інформації на цифровий дисплей. По завершенню знезараження відбувається відключення всіх виконавчих механізмів.

Отримані в роботі дані використані при розробці і проектуванні НВЧ-установки безперервної дії для знезараження комбікорму. Дослідно-промислова установка безперервної дії представлена на рис. 4.



Рис. 4. Дослідно-промислова установка НВЧ знезараження комбікорму у псевдозрідженому шарі

Установка знезараження представляє з себе горизонтальний короб, розділений всередині перегородкою. Блок НВЧ встановлений у верхній частині корпусу і складається з чотирьох магнетронів, встановлених попарно по довжині камери псевдозрідження. Загальна потужність НВЧ - джерела становить 2,0 кВт. Для зменшення втрат, а також для створення спрямованого опромінення, блоки НВЧ забезпечені конусними рупорними антенами. Блок НВЧ має наступні розміри: довжина вздовж стрічки транспортеру 800 мм, ширина - 500 мм. Повітря для псевдозрідження, попередньо очищене подається через регулюю-

чий клапан в нижню камеру. Клапан дозволяє змінювати швидкість струму повітря.

Вихідний комбікорм безперервно надходить у камеру псевдозрідження через захисну решітку (позамежний хвилевід рис. 5) з бункеру-дозатору. Комбікорм, минулий НВЧ-обробку поступає в приймальний бункер.

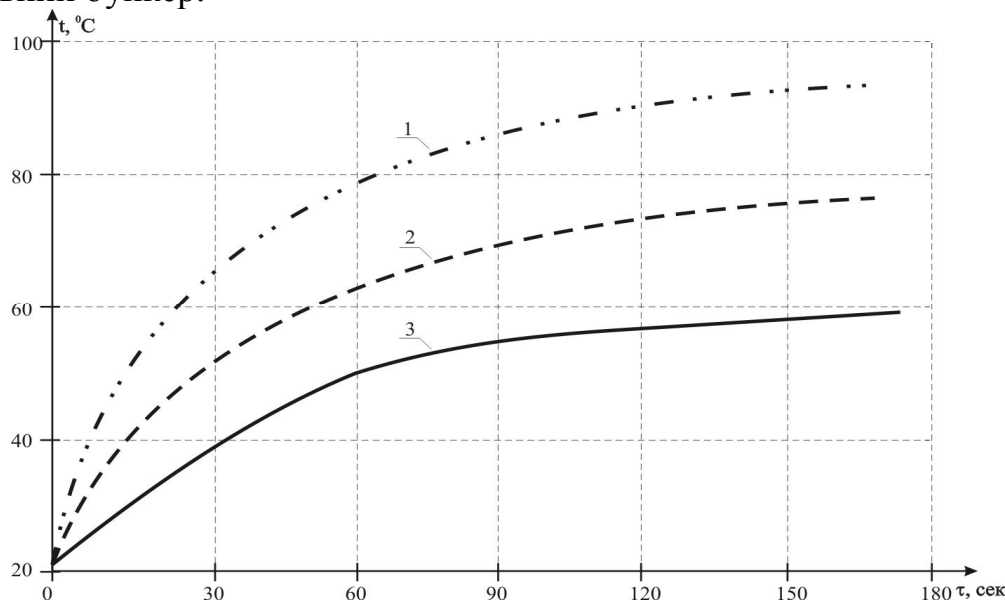


Рис. 5. Криві нагріву комбікорму: 1 - на поверхні; 2 - на глибині 0,03 м; 3 - на глибині 0,07 м

Для вимірювання температури комбікорму по довжині камери встановлені десять термопар, які дозволяють замірювати температуру комбікорму при його русі на глибинах 0,03 та 0,07 м.

На рис. 5 наведені криві нагріву комбікорму при пересуванні у псевдозрідженому шарі. Як видно з рис. 5, температура в шарі комбікорму, що відповідає знезараженню комбікорму, досягається за 60...90 с. перебування комбікорму в зоні опромінення, що відповідає швидкості руху комбікорму, рівній 0,013...0,009 м/с. Така швидкість забезпечує продуктивність установки рівною 2312 - 1537 кг/годину.

Висновок. В результаті виконаної роботи запропонована функціональна схема автоматизації. Визначені критичні параметри для основних складових НВЧ пристрою по знезараженню комбікорму – магнетрону і трансформатору живлення. Складено блок схему алгоритму функціонування та структурну схему блока керування.

Література

1. Касьяненко В. П. Обеззараживания зерна и комбикормов в поле СВЧ. : диссертация: дисс. на соиск. научн. степени.канд. техн. наук: спец. 05.18.12 "Процессы и аппараты пищевых производств" / В.П. Касьяненко.-М : [б.в.], 2002. - 107 с..

2. Юсупова, Г.Г. Обеспечение микробиологической безопасно-



сти зерновых культур в технологиях производства муки и хлебобулочных изделий: автореф. дис. ... д-ра с.-х. наук: 05.18.01 "Технология обработки, хранения и переработки злаковых, бобовых культур, крупяных продуктов, плодоовощной продукции и виноградарства" / Г. Г. Юсупова. – Красноярск: КрасГАУ, 2010. – 26 с.

3. Цугленок В. Н. Обоснование технологического процесса и эффективных режимов СВЧ-обеззараживания зерна при производстве зернового хлеба. : дисс. на соиск. научн. степени. канд. техн. наук: спец.: 05.20.02. «Электротехнологии и электрооборудование в сельскохозяйственном производстве» / В. Н. Цугленок - Красноярск, 2004 - 124 с.

4. Лобода А.И. Обоснование технологических параметров и режимов процесса обеззараживания комбикормов электромагнитным полем сверхвысокой частоты : дисс. на соиск. научн. степени. канд. техн. наук: спец.: 05.09.03 - "Электротехнические комплексы и системы" / А.И. Лобода.- Мелитополь : [б.в.], 2014. - 107 с..

5. Данилин А. А. Измерения в технике СВЧ: Учеб. пособие для вузов / А.А. Данилин. – М.: Радиотехника, 2008. -184 с.

АВТОМАТИЗАЦИЯ СВЧ-УСТАНОВКИ ОБЕЗЗАРАЖИВАНИЯ КОМБИКОРМА НА МАГНЕТРОНАХ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Лобода А. И.

Аннотация – в статье рассмотрены вопросы автоматизации процесса обеззараживания комбикорма в технологических комплексах с использованием магнетронов малой мощности (500-1000 Вт).

AUTOMATION OF MICROWAVE DECONTAMINATION OF FEED THE MAGNETRONS AT LOW POWER

A. Loboda

Summary

In the article the questions of automation of process of decontamination of feed in technological complexes with the use of a magnetron of low power (500-1000 watts).



УДК 621.374

БІОФІЗИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПРОЦЕСІВ ДІЇ ОПТИЧНИХ ВИПРОМІНЮВАНЬ НА КОМАХ-ШКІДНИКІВ

Адамова С. В.,

Лисенко О. В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Телефон: (0619) 42-11-74

Анотація - розглянуто біофізичні передумови і аналіз процесів дії оптичних випромінювань, які привертають комах-шкідників. Визначено оптимальну відстань залучення комах-шкідників та атрактанти, які для цього необхідні.

Ключові слова: комахи-шкідники, оптичні випромінювання, електрофізичні методи, світловий атрактант, інтенсивність випромінювання джерела світла, яскравість фону.

Постановка проблеми. Задовільнення запитів населення в фруктах пов'язано не тільки зі збільшенням площ садових масивів, але і з підвищенням ефективності захисних заходів та розвитком їх екологічної безпеки. Щорічний збиток, який наноситься шкідниками та хворобами сільськогосподарським культурам, за даними організації з продовольства і сільського господарства, становить приблизно 20-25% потенційного світового врожаю продовольчих культур. Тому роль захисту садових рослин від комах-шкідників у збільшенні виробництва і збереженні продукції садівництва дуже важлива. В якості електрофізичних методів боротьби з комахами-шкідниками в садах застосовуються різні фізичні фактори: температура, електромагнітних випромінювань різних діапазонів, акустичних сигналів і т. д. Недостатня вивченість процесів залучення і знищення комах, а також високі потенційні можливості методів, обумовлюють необхідність проведення досліджень і розробки установок і процесів електрофізичних методів боротьби з комахами шкідниками.

Аналіз останніх досягнень. Аналіз досвіду використання електрофізичних методів показав, що їх дія використовуються як для безпосереднього знищення комах, так і для збору інформації про чисельність комах. Дослідження питання підвищення ефективності електрофізичних установок, розглянуті в роботах Причип Л. Г., Лазаренко Б.

Р., отримали подальший розвиток у роботах Симонова Н. К. і Газалова В. С., які запропонували спосіб обробки саду мобільними агрегатами [3]. Цей спосіб є найбільш ефективним, але його використання вимагає великих матеріальних і трудових витрат.

Після аналізу літературних джерел [1, 2] щодо існуючих моделей інтенсивності льоту комах залежно від характеру приваблюючого оптичного випромінювання, існуючих режимів і параметрів роботи електрооптичних перетворювачів для захисту садів від комах-шкідників, електротехнологій захисту садових рослин від комах-шкідників за допомогою електрооптичного випромінювання, виникають питання, що потребують пояснення.

Незважаючи на широке використання дії залучаючого світла, в електрофізичних пристроях, механізм, що пояснює це явище, залишається не з'ясованим.

Згідно деякої теорії, нічний приліт комах на світловий аттрактант розглядається як прояв фототропічної реакції, в основі якої лежить випускання світла як сигналу вільного простору. Припускають, що приліт комах до світла лампи є проявом позитивної фототропічної реакції.

В інших теоріях залучення комах [3, 4] пояснюється порушенням орієнтації та координації рухів комах як слідство сліпучої дії джерела на тлі низької навколишньої яскравості. І все ж, ці теорії не пояснюють, чому комахи летять в зону оптичного випромінювання, де параметри оптичного випромінювання різко відрізняються від характеристик відкритого простору, і такі особливості поведінки, як втрата активності поблизу джерела оптичного випромінювання, більш сильна реакція на ультрафіолетове випромінювання [5].

Мета статті. Установити, що для залучення комах-шкідників слід використовувати в якості оптичних аттрактантів. Розглянути біофізичні передумови і аналіз процесів дій, що залучають оптичні випромінювання на комах-шкідників.

Основний зміст статті. Ультрафіолетові промені є надійним індикатором простору і роблять на комах найбільшу привертаючу дію, незважаючи на те, що максимальна чутливість ока не завжди лежить в короткохвильовій частині спектра [3].

У роботах [5] різниться максимальний літ комах, наприклад плододержки, на джерело світла з довжиною хвилі 365 нм, незважаючи на те, що в природних умовах таке випромінювання зустрічається дуже не часто.

Причину прильоту комах до джерела оптичного випромінювання, очевидно, слід шукати на клітинному і молекулярному рівнях організації комах [6].

Це можна пояснити тим, що оптичне випромінювання необхідне для життєдіяльності комах. Комахи, підлітаючи до джерела оптичного випромінювання, прагнуть отримати якомога більшу кількість опромінення. Разом з тим, різке опромінення часто викликає у комах втрату орієнтації, судорожні рухи (шокові реакції).

Під час польоту комах фіксує джерело світла особливою зоною ока, що має високу гостроту зору. Ця зона носить назву "фовеа" і служить комасі для зорового фіксування [2]. Кут зору фовеа становить близько 60 °. При цьому під дією адаптаційних процесів відбувається зниження функції зору, так як розподіл яскравостей у полі зору нерівномірно. Засліплююча дія джерела світла призводить до виникнення вуалюючої пелени β .

Блиске джерело світла, що знаходиться в полі зору комах, викликає зниження зорової функції ока, суб'єктивно вираженою у виникненні вуалюються пелени, об'єктивно виникає під дією світлової адаптації очей. При цьому об'єкти, яскравість яких нижче яскравості, яка вуалюється пеленою, комахами не розрізняються.

При наявності у полі зору виблискуючого джерела світла змінити курс польоту на кут більше кута зору фовеа, а також сісти на предмет фону комах може тільки за умови

$$\frac{L_{\phi} - \beta}{\beta} \geq K_{\text{нор}}, \quad (1)$$

де L_{ϕ} - яскравість фону;

β - яскравість вуалюючої пелени;

$K_{\text{нор}}$ - величина контрастної чутливості.

Величина яскравості фону на відстані X від джерела світла, з урахуванням спектральних особливостей, виразиться таким чином

$$L_{\phi} = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} L_{\phi}(\lambda) d\lambda = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \frac{m_{\lambda}(\lambda) \rho(\lambda)}{\pi} E_{\text{эф}}(\lambda,) \lambda, \quad (2)$$

де $L_{\phi}(\lambda)$ - яскравість фону для кожної довжини хвилі падаючого оптичного випромінювання;

$\rho(\lambda)$ - спектральний коефіцієнт відбиття від фону;

λ_1, λ_2 - межі досліджуваного діапазону спектру;

$E_{\phi}(\lambda,)$ - ефективна спектральна освітленість на відстані джерела світла, що включає освітленість, створювану нічним небом.

Величина яскравості вуалюючої пелени, що виникає в зоровому апараті комахи під дією блискучого джерела світла, дорівнює

$$\beta = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \beta(\lambda) d\lambda = m \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} m_{\lambda}(\lambda) \frac{I_{\alpha}(0) I_{\Lambda\lambda}(\lambda)}{\theta^2 x^2} d\lambda, \quad (3)$$

де $\beta(\lambda)$ - спектральна яскравість вуалюючої пелени;

λ_1, λ_2 - межі досліджуваного діапазону спектра.

Після перетворень отримаємо умову льоту комахи до лампи аттрактантів під дією осліпленості:

$$K_{\text{нор}} < \frac{L_{\phi}}{\beta} - 1 = \frac{\theta^2 x^2}{\pi m I_{\alpha}(0)}, \quad (4)$$

$$\frac{I_{\alpha}(0)}{x^2} \frac{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} m_{\lambda}(\lambda) \rho(\lambda)_{\Lambda\alpha}(\lambda) \lambda + \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} m_{\lambda}(\lambda) \rho(\lambda)_{0\lambda}(\lambda) \lambda}{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} m_{\lambda}(\lambda)_{\Lambda\lambda}(\lambda) \lambda} - 1$$

(5)

Позначивши в рівнянні (5):

$$\begin{aligned} A_1 &= \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} m_{\lambda}(\lambda)_{\Lambda\lambda}(\lambda) \lambda, \\ A_2 &= \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} m_{\lambda}(\lambda) \rho(\lambda)_{\Lambda\alpha}(\lambda) \lambda, \\ A_3 &= \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} m_{\lambda}(\lambda) \rho(\lambda) E_{0\alpha}(\lambda) d\lambda, \end{aligned} \quad (5)$$

отримаємо

$$K_{\text{нор}} < \frac{\theta^2 A_2}{\pi A_1 m} \left(1 + \frac{A_3 E_0 x^2}{A_2 I_{\alpha}(0)} \right) - 1. \quad (6)$$

Співвідношення $\frac{A_2}{A_1}$ висловлює ступінь відповідності спектрів випромінювання джерела світла і спектра відбиття його від фону. Співвідношення $\frac{A_3}{A_2}$ висловлює ступінь відповідності спектрів випро-

мінювання джерела світла і спектрів нічного неба. Вираз $\frac{\theta^2}{m}$ є характеристикою зорового апарату комах.

Величина критичної відстані до джерела світла, при якому починається засліплююча дія на комаху, яка летить, може бути визначена з наступного виразу

$$x_{кр} = \sqrt{\frac{I_{\alpha}(0)A_2}{E_0A_3} \left[\frac{(K_{нор} + 1)m\pi A_1}{\theta^2 A_2} - 1 \right]}. \quad (7)$$

Для визначення критичної відстані, яка визначає привабливість комах джерелом світла, скористаємося спектральним коефіцієнтом відображення, наведеного в роботі [7], спектральною характеристикою нічного неба та кривою відносної біологічної чутливості яблуневої плодожерки.

Після графічного обчислення інтегралів (5) в інтервалі довжин хвиль $\lambda = 280 \dots 340$ нм були отримані наступні значення коефіцієнтів A_1, A_2, A_3 ;

- для люмінесцентної лампи ЛЭ-15 $A_1 = 0,48; A_2 = 1,9 \cdot 10^{-2}$;
- для ламп типу ДРТ: $A_1 = 0,2; A_2 = 2,3 \cdot 10^{-2}$.

Коефіцієнт $\frac{m}{\Theta^2}$ враховує вплив на комаху зовнішніх джерел світла. Для ночі цей коефіцієнт дорівнює $A_3 = 3,658 \cdot 10^{-3}$ [5].

Коефіцієнт $\frac{m}{\Theta^2}$ є характеристикою зорового апарату комах і не залежить від параметрів джерел світлового атрактанту і фону. Його величина, на підставі робіт [1, 2, 3] дорівнює $5,92 \cdot 10^{-2}$.

Висновок. На основі теоретичних досліджень встановлено, що для залучення комах-шкідників на відстані до 100 м слід використовувати в якості оптичних атрактантів лампи визначених оптимальних параметрів.

Список використаних джерел.

1. Айзенберг Ю.Б. Справочная книга по светотехнике / Ю. Б. Айзенберг – М. Энергоатомиздат, 1983 - 472 с.
2. Жигальцева М. М. Исследование эффективности установок с различными излучателями яблонной плодожорки /М.М.Жигальцева, С. М. Чернобровина, С. И. Гнилюк //Сер. Биол. – Молдавия: АН МССР. – 1964. - 5 –С. 114-117
3. Блягоз А.М. Распределение насекомых и болезней в однородном садовом массиве / А.М. Блягоз, В.С. Газалов, В.Н. Беленов // Электротехнологии и электрооборудование в сельскохозяйственном про-



изводстве: сб. науч. тр. АЧГАА/[отв. ред. М.А. Таранов]. – зерноград: ФГОУ ВПО АЧГАА, 2007. – Вып. 7. – С.155 – 158.

4. *Мазохин-Поршняков Г. А.* Руководство по физиологии органов чувств насекомых /Г.А.Мазохин-Поршняков – М. МГУ, 1983 - 262 с.

5. *Поспелов С. М.* Защита растений / С. М. Поспелов, Н. Г. Бермин. Е. Д. Васильева.- М.: Агропромиздат, 1986 - 392 с.

6. *Приставко В. П.* Привлекающие ловушки защиты растений от вредных насекомых / В. П. Приставко: [Обзорная информация] – М.: ВНИИГЭИСХ, 1974 - 43 с.

7. *Чернышев В. Д.* Спектральное отражение света листьями некоторых древесных видов Дальнего востока / В. Д. Чернышев // Лесоведение – 1975. -№ 6. – С. 63 – 67.

БИОФИЗИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ПРОЦЕССОВ ДЕЙСТВИЯ ОПТИЧЕСКОГО ИЗЛУЧЕНИЯ НА НАСЕКОМЫХ-ВРЕДИТЕЛЕЙ

Адамова С. В., Лысенко О.В.

Аннотация - рассмотрены биофизические предпосылки и анализ процессов действия оптических излучений, которые привлекают насекомых-вредителей. Определены оптимальное расстояние привлечения насекомых-вредителей и аттрактанты, которые для этого необходимы.

BIOPHYSICAL BACKGROUND OF PROCESSES OF OPTICAL RADIATION ON INSECT PESTS

S. Adamova, O. Lysenko

Summary

The biophysical conditions and analysis of the processes of optical radiation, which attract insects were considered. The optimal distance to attract pests and attractants that are necessary for this purpose were determined.



УДК 629.114.2.075

ЗАВИСИМОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ НОВЫХ, ЭРГОНОМИЧНЫХ РУЛЕВЫХ УПРАВЛЕНИЙ НА БАЗЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ УСИЛИТЕЛЕЙ

Петров В.О., к.т.н.**Бондар А.М., к.т.н.***Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел. (0619) 43-45-94

Аннотация – в работе проведен анализ развития систем рулевого управления, показана перспективность электромеханических усилителей и предложен способ синтеза нетрадиционных рулевых управлений за счет их использования в качестве асинхронного сервопривода. Разработаны зависимости для различных вариантов рулевых управлений.

Ключевые слова: управление по положению, автопилот, электромеханический усилитель рулевого управления (ЭМУР), сервопривод, управляющий сигнал, баланс угловых скоростей.

Постановка проблемы. Традиционные системы рулевого управления мобильных машин достаточно просты, но способ управления объектом, который является интегратором с переменной скоростью накопления, довольно сложен и мешает водителю точно и быстро управлять направлением движения машины. Основные недостатки:

- с ростом скорости чувствительность руля линейно нарастает, ошибка слежения растет квадратично и на повышенных скоростях система работает на границе устойчивости. Попытка снизить чувствительность за счет передаточного отношения рулевого привода резко ухудшает маневренность машины;
- время реакции водителя лежит в пределах 0,3 – 0,4 сек., что обусловлено сложностью прогнозирования «поведения» интегратора.

Есть необходимость конструктивного воплощения новых концептуальных решений [1,2,3] без значительных усложнений современных систем рулевых управлений.

Анализ последних исследований и публикаций. На данном этапе развития транспортного машиностроения ведущие мировые производители транспорта, как правило, выпускали, оборудованные гидро-



усилителями рулевого управления. Однако в последние годы гидроусилители все чаще стали заменяться электроусилителями. [1]

Электромеханический усилитель рулевого управления - совершенно новое направление в рулевом управлении автомобилей и будет являться основным при разработке и оснащении новых перспективных моделей. Появление электроусилителя устраняет необходимость в насосе гидроусилителя, шлангах, гидравлических жидкостях, приводном ремне и шкиве на двигателе. В результате рулевой привод с электрическим усилителем экономит энергию и улучшает экологию окружающей среды, в то же время, по сравнению с гидроусилителем, обладает рядом преимуществ:

- упрощенная настройка;
- адаптивность в компоновке;
- независимое от двигателя внутреннего сгорания (ДВС)

рулевое управление;

Технологичность конструкции - электроусилитель рулевого управления (ЭМУР) монтируется на автомобиле одним узлом, без вторжения в моторный отсек. В то время как гидроусилитель должен иметь насос, приводимый от двигателя через шкивы и ремень, масляные трубопроводы, что требует большой трудоемкости в производстве и эксплуатации.

Электроусилитель по сравнению с гидроусилителем позволяет экономить 3-5% топлива, так как он требует затрат энергии в основном в парковочных и низкоскоростных режимах и только в процессе вращения рулевого колеса. ЭУР позволяет регулировать величину помощи в зависимости от скорости автомобиля и скорости вращения руля, что улучшает информативность рулевого управления и тем самым повышает безопасность движения.

Стоимость электроусилителя примерно в 2 раза ниже по сравнению с гидроусилителем.

Формирование целей статьи. Среди электромеханических усилителей руля можно провести следующую классификацию по наличию, либо отсутствию механической связи между рулевым колесом и рулевым механизмом:

- **традиционные**, встраиваемые в рулевое управление в качестве вспомогательных механизмов (к данному типу относятся все известные на данный момент промышленно выпускаемые ЭМУР), и

- **системы «управления по проводу» (steer-by-wire)**, в составе которых отсутствует механическая связь рулевого колеса с управляемыми колесами автомобиля.

Системы «управления по проводу» в настоящий момент находятся на стадии концептуальных разработок и на потребительском рынке отсутствуют.



Актуальность нетрадиционных рулевых управлений повышающих управляемость транспортных средств показана в работе [2]:

- рулевое управление с постоянной чувствительностью (на разных скоростных режимах) [3];
- рулевое управление по положению (гибрид обычного управления с автопилотом) [4];

Использование ЭМУР в таких рулевых управлениях, требует реализацию системы «управления по проводу» (steer-by-wire).

Основная часть.

Конструктивно электроусилитель выполнен на основе трехфазного реактивного индукторного двигателя (РИД), имеющего за рубежом аббревиатуру SRM. Характерной особенностью такого двигателя является отсутствие обмоток на зубчатом роторе. Статорная обмотка выполнена в виде катушек, охватывающих полюса, и питается однополярными импульсами от электронного блока по сигналам датчика положения ротора. Достоинствами усилителя с РИД являются повышенная надежность, обусловленная конструктивной простотой РИД и практически отсутствием потерь мощности в роторе. Кроме двигателя, в состав электроусилителя входит многозаходный червячный редуктор и датчик момента руля, который выдает напряжение с учетом направления вращения, пропорциональное усилию на рулевом колесе.

Электроусилитель рулевого управления является составной частью системы электромеханического усилителя рулевого управления, состоящей из следующих основных компонентов:

- электромеханизма с электронным блоком управления ЭМУ (контролер);
- датчика скорости движения автомобиля;
- датчика оборотов двигателя;
- жгутов проводов системы;
- индикатора неисправности ("отказ") системы.

Основные технические характеристики электроусилителя:

- напряжения питания (номинальное) - 12 В;
- максимальный компенсирующий момент - 35 Нм;
- максимальный ток потребления - 50 А;
- ток потребления (усилие на рулевом колесе приложено, выходной вал усилителя заблокирован) - не более 15 А;
- масса электроусилителя вместе с рулевой колонкой - 9 кг;

Анализ конструкции ЭМУР показал, что есть техническая возможность его преобразования в асинхронный сервопривод. Для этого следует добавить дополнительный блок управления, оснащенный группой датчиков контроля режима движения и позиционирования транспортного средства, а так же автономным задатчиком управляю-

щего воздействия. Этот дополнительный надблок управления использует в своей работе сигналы датчиков серийных (рис. 3):

- крутящего момента;
- положения ротора;
- скорости транспортного средства.

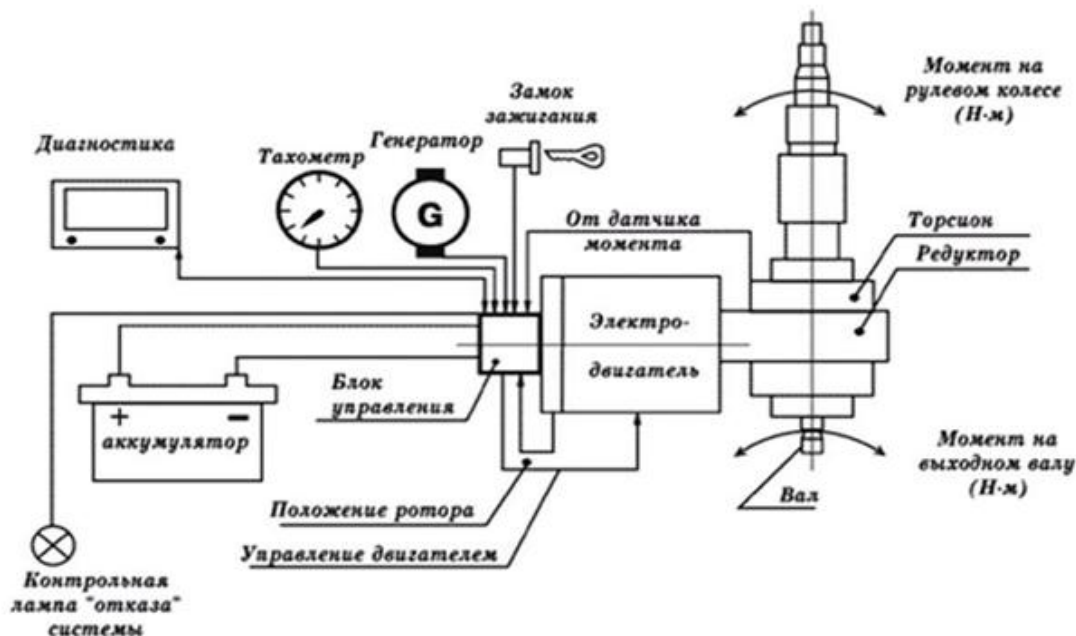


Рис. 2. Структурная схема электромеханического усилителя руля.

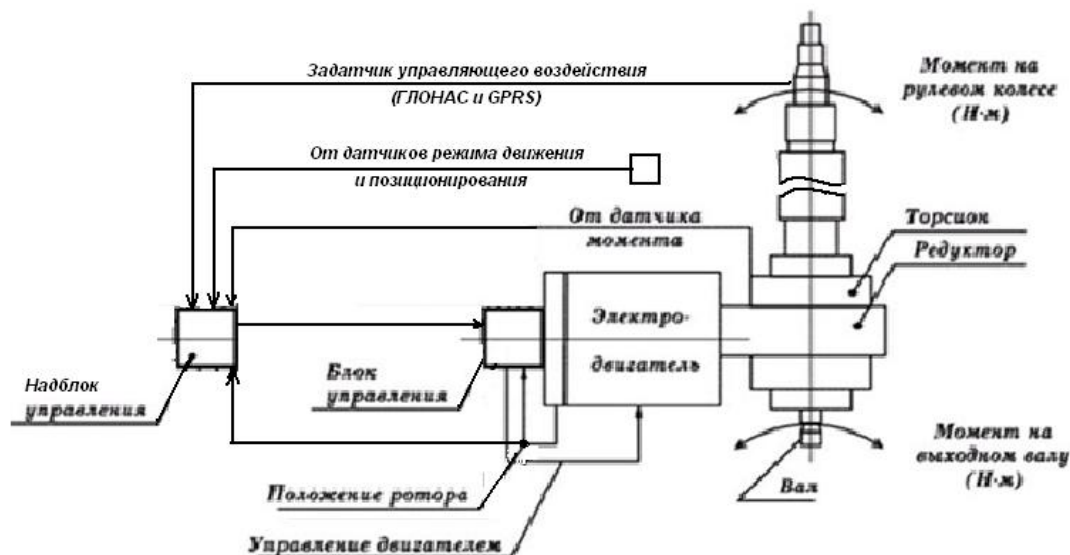


Рис. 3. Преобразованная схема сервопривода на базе ЭМУР

Рассмотрим более подробно зависимости функционирования перспективных, эргономичных рулевых управлений на базе ЭМУР в двух аспектах:

- рулевое управление с постоянной чувствительностью (на разных скоростных режимах) [3];



- рулевое управление по положению (гибрид обычного управления с автопилотом) [4];

Алгоритмы будем рассматривать в зависимости от принципа управления:

- «управление по проводу» (steer-by-wire) в случае разрыва кинематической связи между рулем и ЭМУР [7].
- тактильное управление (генерация подсказки в виде крутящего момента на рулевом колесе) [6].

Для реализации принципа «steer-by-wire» необходимо оснастить свободное рулевое колесо датчиком угловой скорости.

В устройстве рулевого управления постоянной чувствительности руля двигатель ЭМУР должен обеспечить взаимосвязь между угловой скоростью вращения рулевого колеса и угловой скорости поворота рулевой сошки с переменным передаточным отношением (W_{rp}). При этом передаточное отношение увеличивается с ростом скорости транспортного средства [7]. Приведенное значение передаточного отношения можно з

$$W' = W \left(1 + \frac{V}{V_0} \right) \quad (1)$$

- где W' – приведенное передаточного отношения (var);
 W – штатное значение передаточного отношения (const);
 V – текущая скорость транспортного средства, км/ч;
 V_0 – предельная скорость маневрирования, км/ч.

В устройстве рулевого управления по положению двигатель ЭМУР должен динамически поддерживать баланс между угловой скоростью поворота рулевой сошки и угловой скоростью поворота кузова транспортного средства (гироскоп). А с датчика рулевого колеса задается новое положение управляемых колес. При отсутствии управляющего воздействия на рулевое колесо система рулевого управления обеспечивает следование кузова транспортного средства за управляемыми колесами подобно прицепу (направление управляемых колес остается постоянным). Баланс выглядит следующим образом:

$$\omega_{\text{сошки}} = \omega_{\text{остова}} \quad (2)$$

где $\omega_{\text{сошки}}$ – угловая скорость поворота рулевой сошки относительно кузова, с-1;

$\omega_{\text{остова}}$ – угловая скорость поворота кузова транспортного средства относительно опорной поверхности, с-1.

Для реализации новых, эргономичных рулевых управлений на базе ЭМУР, без разрыва кинематической связи используется тактиль-



ный принцип. В этом случае не требуется установка дополнительного измерительного преобразователя на рулевое колесо. Необходимая информация получается со штатного датчика положения ротора. Уравнения баланса аналогичное приведенным выше. В данном случае при работе устройства в динамическом режиме образуется крутящий момент «подсказки» на рулевом колесе.

Выводы.

1. Использование ЭМУР по схеме сервопривода, в сочетании с надсистемой управления позволит значительно улучшить управляемость транспортных средств.
2. Использование современных систем позиционирования, а также спутниковых систем ГЛОНАС и GPRS в качестве надсистем управления открывает возможность роботизации мобильных машин.

Литература

1. Электромеханический усилитель рулевого управления [Электронный ресурс]: - Режим доступа: <http://www.avem.ru/production/avtoelektro/euru>
2. Петров А.В., Впровадження керування «по положенню» в конструкціях рульових управлінь мобільних машин.-Вісник Дніпропетровського Державного Аграрного Університету, 2009, спецвипуск №2-09.-С.271-273
3. Система гідрооб'ємного керування з постійною чутливістю. Пат. № 36231 Україна. Опубл.27.10.2008 Бюл. №20
4. Спосіб керування транспортним засобом по положенню №59651 від 25.05.2011 Бюл. №10
5. Комп'ютерна програма «Симулятор руху машинно-тракторного агрегату(МТА)» Авторське право на твір Від 03.2012.
6. Пат. 102574 Україна, МКИ7 B62D5/00. Тактильне рульове керування по положенню з постійною чутливістю до керуючого впливу/ А. М. Бондар, В. О. Петров, А.О. Кашкарьов (Україна). - № 201503566; заявл. 16.04.15; опубл. 10.11.15, Бюл. №21.
7. Пат. 102573 Україна, МКИ7 B62D5/00. рульове керування по положенню з постійною чутливістю до керуючого впливу/ А. М. Бондар, В. О. Петров, А.О. Кашкарьов (Україна). - № 201503559; заявл. 16.04.15; опубл. 10.11.15, Бюл. №21.



ЗАЛЕЖНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ЕРГОНОМІЧНИХ РУЛЬОВИХ КЕРУВАНЬ НА БАЗІ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ ПІДСИЛЮВАЧІВ

Петров В.О., Бондар А.М.

Анотація - в роботі наведено аналіз розвитку систем рульового керування, показана перспективність електромеханічних підсилювачів та запропоновано спосіб синтезу нетрадиційних рульових керувань за рахунок їх використання в якості асинхронного сервоприводу. Розроблені залежності для різних варіантів рульових керувань.

DEPENDENCES OF FUNCTIONING OF NEW, ERGONOMICS STEERING MANAGERMENTS ON BASE OF ELECTRO MECHANICS STRENGTHENERS

V.Petrov , A.Bondar.

Summary

The paper analyzes the development of steering systems, electromechanical power perspectivity and a method for the synthesis of non-conventional steering controls through their use as an asynchronous servo. The worked out dependences are for the different variants of steering managements.



УДК 628.511.633.85

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ЕЛЕКТРОЗЕРНОВОЇ МАШИНИ КАМЕРНОГО ТИПУ

Чебанов А. Б., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: 0619-42-11-74

Анотація – робота присвячена питанню розділення зернової суміші за її фізико-механічними і електричними властивостями. Наведено методику розрахунку конструктивних і електричних параметрів електрозернової машини камерного типу.

Ключові слова: зернова культура, електросепарація, коронний сепаратор, напруженість поля, критерій розділення, між електродна відстань.

Постановка проблеми. Підвищення врожайності та зниження витрат в процесі виробництва зернових культур певною мірою залежить від якості посівного матеріалу, а відповідно, і від способу його очищення та сортування. Одним з ефективних способів розділення зернових сумішей є електросепарація [1]. Електросепаратори мають певні переваги серед інших типів розділювачів. До них відносять: високий к.п.д., достатня чіткість розділення, простота будови, дуже малі витрати електроенергії. Одним з таких типів електросепараторів є коронний камерний [2]. Він не має рухомих деталей, зернова суміш проходить через нього потоком, просипаючись під дією сил тяжіння. Але враховуючи те, що суміш різних культур має різні фізико-механічні і електричні властивості, застосувати конкретний тип такого сепаратора не можливо. Також, важливим параметром в роботі сепаратора є його продуктивність, яка в залежності від виду та кількості зернового матеріалу в господарстві потребує конструктивної зміни в сепараторі. Таким чином, розробка методики розрахунку електрозернової машини камерного типу, яка б враховувала всі змінні фактори, є актуальним.

Аналіз останніх досліджень. Всі методи розділення матеріалів засновані на тому, що частинки суміші розрізняються за фізико-механічними і електричними властивостями. Використання цих відмінностей і робить можливим розділення.

При механічних способах розділення використовуються відмін-

ності у розмірах, щільності, стану поверхні частинок, тощо [3]. Розділення зернової суміші за електричними властивостями частинок (електропровідність, діелектрична проникність, поляризуємість, здатність приймати та віддавати заряд) засновано на властивостях частинок зернової суміші проводити електричний струм і утримувати поверхневий електричний заряд. Чим гірше частинка проводить електричний струм, тим довше вона утримує електричний заряд. Для розділення використовують статичне електричне поле і поле коронного розряду. Насіння очищають на електросепараторах камерного, барабанного або решітного типів [4]. На відміну від сепараторів барабанного і решітного типів, камерний сепаратор є найбільш простою конструкцією, в якій немає накладення декількох явищ, тому серед електросепараторів він набув найбільше розповсюдження при розділенні зернових сумішей [5].

Формування цілей статті. Висвітлення методики по розрахунку конструктивних і електричних параметрів електрозернової машини камерного типу.

Основна частина. Технологічну схему електрозернової машини камерного типу з розмірами, які потребують розрахунку представлено на рис. 1.

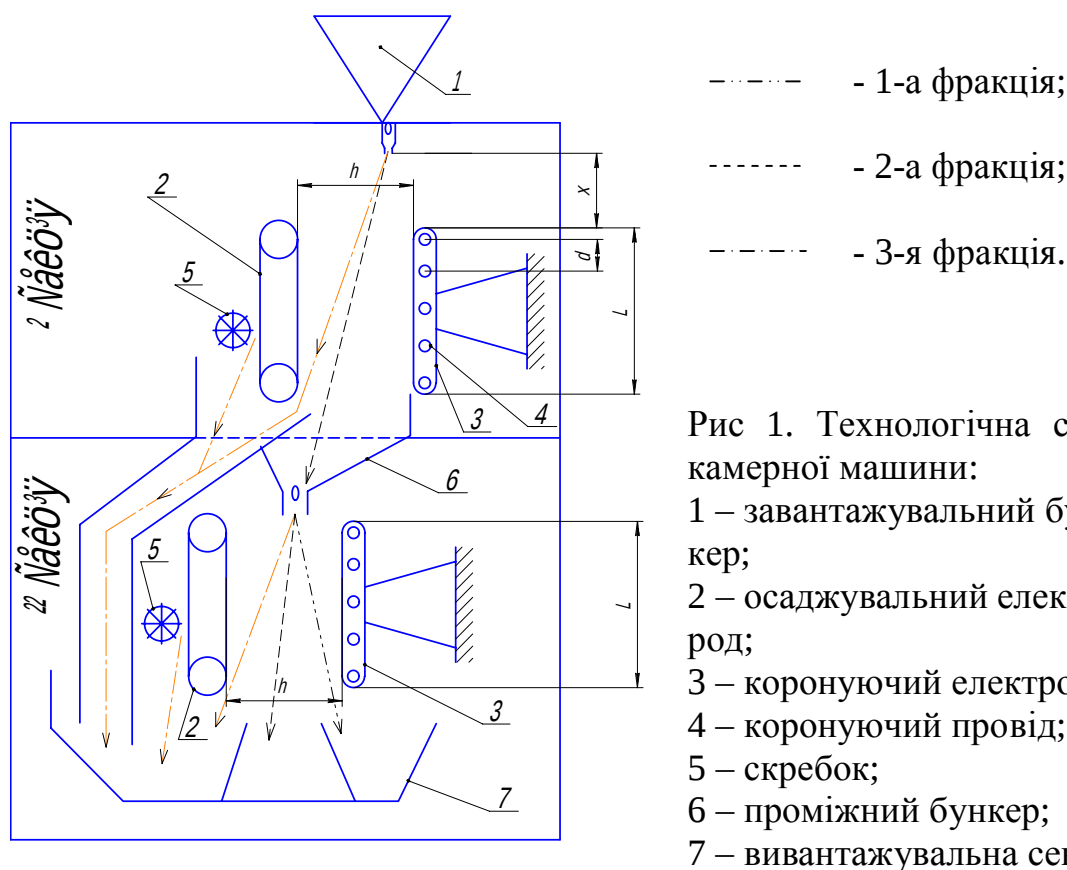


Рис 1. Технологічна схема камерної машини:

Для розрахунку машини необхідно знати:

1. призначення машини.
2. напругу джерела (U_{max} або U) і його схему випрямлення (наприклад, однонапівперіодна або схема множення);
3. фізико-механічні та електричні властивості компонентів вороху (питома вага, розміри, діелектрична проникність).

Порядок розрахунку машини наступний [6].

Число секцій вибирають в залежності від призначення: дві секції при використанні машини для очистки і сортування, одну – якщо машина призначена для передпосівної обробки.

Радіус коронуючого проводу приймають мінімальним з умов механічної стійкості, звичайно $r_0 = 0,1 \dots 0,15$ мм.

Напруженість поля вибирають згідно довідникових даних, яка залежить від культури та сорту насіння [6].

Міжелектродна відстань h , якщо дано амплітудне значення напруги, визначають наступним чином

$$h = \frac{U_{max}}{1,25 \cdot K \cdot E}, \quad (1)$$

де E – напруженість поля, $\frac{кВ}{см}$;

K – коефіцієнт сферичності.

Більшість насіння зернових культур і супутніх бур'янів мають форму, яка близька до форми трьохосного еліпсоїда. При розрахунках, за [6], таке насіння приймається за частинку двохосного еліпсоїду. Таким чином, при заміні трьохосного еліпсоїду двохосним, два найбільш близьких розміри (довжина і ширина або ширина і товщина) замінюються еквівалентними. При цьому еквівалентний розмір буде визначатися як середнє геометричне. У випадку заміни розмірів a і b (довжина і ширина) еквівалентною довжиною, трьохосний еліпсоїд замінюється зжатым еліпсоїдом обертання, а при заміні розмірів b і c (ширина і товщина) еквівалентною товщиною – подовженим еліпсоїдом обертання. Таким чином, довжина великої вісі еліпсоїда буде позначатися a , малої вісі b , і, тоді коефіцієнт сферичності буде визначатися, як

$$K = \frac{b}{a}. \quad (2)$$

Міжелектродна відстань h , якщо дано середнє значення напруги, визначають наступним чином

$$h = \frac{U}{1,25 \cdot E}. \quad (3)$$

Відстань від корони до щілини бункера приймають рівною



$$x_n = (0, 2 \dots 0, 3) \cdot h. \quad (4)$$

Найбільший кут нахилу траєкторії насіння до вертикалі визначається як

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} = \frac{3C_{pm} E^2}{2\pi g}, \quad (5)$$

де C_{pm} – критерій розділення.

Критерій розділення – це чисельний вираз сукупності фізико-механічних і електричних властивостей, який визначає можливість розділення матеріалів в електричному полі. Таким чином, щоб судити про можливість сепарації насіння двох культур, необхідно знати, в яких межах змінюється критерій розділення. Якщо межі не співпадають, то можливе повне розділення насіння, якщо частково співпадають, можливо тільки часткове розділення. Критерій розділення визначається за формулою

$$C_{pm} = \frac{1}{y \cdot a \cdot K_{\phi}}, \quad (6)$$

де y – щільність зерен, кг/м^3 ;

a – довжина зерен, м;

K_{ϕ} – діелектричний коефіцієнт форми.

$$K_{\phi} = \frac{1 + (E_q - 1)\Phi_1}{E_q}, \quad (7)$$

де Φ_1 – коефіцієнт осьової деполяризації;

E_q – діелектрична проникність

Для подовженого еліпсоїда коефіцієнт деполяризації вздовж великої вісі коефіцієнт осьової деполяризації визначається

$$\Phi_1 = \frac{K^2}{\sqrt{(1 - K^2)^3}} \left(\operatorname{arth} \sqrt{1 - K^2} - 1 - K^2 \right), \quad (8)$$

для утисненого

$$\Phi_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{K}{1 - K^2} \left(\frac{1}{\sqrt{1 - K^2}} \cdot \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{1 - K^2}}{K} - K \right). \quad (9)$$

Висота сепаратора

$$L = \frac{h}{\operatorname{tg} \alpha_m}. \quad (10)$$

Початкова напруженість корони

$$E_k = 31 \left(1 + \frac{0,308}{\sqrt{r_0}} \right). \quad (11)$$



Максимум струму корони визначається безрозмірним електричним параметром

$$\sigma = \frac{E_k r_0}{U}. \quad (12)$$

Відстань між коронуючими проводами знаходять за формулою

$$d = h \cdot \tau, \quad (13)$$

де $\tau = \frac{d}{h}$ - вибирають згідно довідникових даних в залежності від значення σ [6].

Розраховують кількість проводів

$$p = \frac{L}{d}. \quad (14)$$

Знаходять коефіцієнт конфігурації поля

$$\psi = \frac{h}{r_0}. \quad (15)$$

Визначають кратність прикладеної напруги по відношенню до початкової напруги корони

$$n = \frac{U}{U_k} = \frac{U}{E_k r_0 \left(\frac{\pi}{\tau} - \ln \frac{2\pi}{\tau \psi} \right)}. \quad (16)$$

Визначають параметр корони λ (для двостороннього сепаратора)

$$\lambda = \frac{1,28 \cdot n \cdot (n-1) \left(\frac{\pi}{\tau} - \ln \frac{2\pi}{\tau \psi} \right)}{\tau^2} \cdot \frac{2,87\tau - 0,74}{1 - 0,47 \cdot \tau}. \quad (17)$$

Еквівалентну напруженість визначають

$$e_{екв} = \frac{0,66 \cdot \sqrt{\lambda}}{\psi} \cdot \sqrt{\frac{\frac{4}{3} - \operatorname{tg} \left(x_n \cdot \frac{\pi}{4} \right) - \frac{1}{3} \cdot \operatorname{tg}^3 \left(x_n \cdot \frac{\pi}{4} \right)}{1 - x_n}}}. \quad (18)$$

Відносні величини перераховують в кВ/см

$$E_{екв} = e_{екв} \cdot E_k. \quad (19)$$

Отриманні значення порівнюють з вибраними і у випадку необхідності змінюють величину h .

Струм корони визначають за формулою

$$I = \frac{4 \pi^2 k p v}{d^2 \left(\pi \frac{h}{d} - 1 n \frac{2 \pi r_0}{d} \right)} U (U - U_k). \quad (20)$$

Визначають корисну потужність на одиницю довжини машини



$$P_l = UI . \quad (21)$$

Вибір довжини машини визначається продуктивністю

$$l = \frac{\Pi}{\Pi_0} , \quad (22)$$

де Π - задана продуктивність, т/год;
 Π_0 - питома продуктивність, т/год·м.

Корисна потужність машини знаходять

$$P_0 = P_l \cdot l . \quad (23)$$

Повну потужність, витрачену на процес сортування визначають

$$P_{\Sigma} = P_0 + P_{xx} + P_{вин} , \quad (24)$$

де P_{xx} - потужність холостого ходу високовольтного трансформатору, Вт;

$P_{вин}$ - втрати потужності у випрямлячі, Вт.

Визначають втрати електроенергії на тону зерна

$$P = \frac{P_{\Sigma}}{\Pi} , \quad (25)$$

Висновки. Наведено методику розрахунку електрозернової машини камерного типу, яка надає можливість розрахувати конструктивні і електричні параметри установки при застосуванні різних зернових культур і відмінної продуктивності.

Список використаних джерел.

1. Басов А.М. Электротехнология / А.М. Басов, В.Г.Быков, А.В.Лаптев, В.Б.Файн. – М.:Агропромиздат, 1985. – 256 с.
2. Басов А.М. Электроторонная сепарация зерна // Вестник сельскохозяйственной науки. – 1962. - № 1. – С.62-64
3. Кулагин М.С. Механизация послеуборочной обработки и хранения зерна и семян / М.С. Кулагин, В.М. Соловьев, В.С. Желтов. - М.: Колос, 1979. - 256с.
4. Тарушкин В.И. Новые электросепараторы семян // Механиз. и электриф. сел. х-ва. - 1996. - №4. - С.32-33.
5. Бородин И.Ф. Электричество на очистке и сепарации семян / И.Ф. Бородин В.Н. Шмигель // Сельский механизатор. - 1997. - №10. - С.20-22.
6. Басов А.М. Электрозерноочистительные машины: Теория, конструкции и расчет / А.М. Басов, Ф.Я. Изаков, В.Н. Шмигель и др.- М: Машиностроение, 1966.-203 с.



МЕТОДИКА РАСЧЁТА ЭЛЕКТРОЗЕРНОВОЙ МАШИНЫ КАМЕРНОГО ТИПА

Чебанов А.Б.

Аннотация – работа посвящена вопросу разделения зерновой смеси по её физико-механическим и электрическим свойствам. Представлено методику расчёта конструктивных и электрических параметров электрозерновой машины камерного типа.

THE METHOD OF CALCULATION OF ELECTRIC GRAIN MACHINE OF CHAMBER TYPE

A. Chebanov

Summary

The work is devoted to the separation of the grain mixture in its physical, mechanical and electrical properties. Given the method of calculation of design and electrical parameters of the electric grain machine of chamber type.



УДК 621.311.664.72

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ЕНЕРГОЄМНОСТІ ЗЕРНООЧИСНО-СУШИЛЬНИХ АГРЕГАТІВ

Постнікова М. В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-31-59

Анотація – проведено аналітичне дослідження енергоємності зерноочисно-сушильних агрегатів.

Ключові слова: енергозбереження, раціональне використання електроенергії, електропривод, енергоємність.

Постановка проблеми. Сучасне сільське господарство вимагає збільшення енерговитрат. В умовах обмеженості запасів традиційних видів енергії велика увага приділяється питанням економії енергоресурсів [1]. За даними різних джерел енерговитрати на післязбиральну обробку і зберігання зерна складають 25-30 % від загальних на його виробництво [2].

Аналіз останніх досліджень. Проведений аналіз літературних джерел показав, що в даний час накопичений певний практичний досвід в галузі дослідження робочих процесів електромеханічних систем обробки зерна на зернопунктах, при цьому особливий інтерес представляє питання вивчення взаємозв'язку між енергетичними характеристиками технологічного обладнання при очищенні зерна. Дослідженнями цих питань займалися вчені в системі хлібоприймальних підприємств: В.І. Калінцев, М.М. Преображенський, Д.Г. Сегеда, П.П. Ястребов. А в сільському господарстві – для агрегатів, які випускає “Вороніжсільмаш”: В.В. Громак, Н.А. Устименко, А.А. Гончаров, Г.І. Коршунова, О.П. Карпова, І.В. Киселиця [2]. Однак, відсутнє комплексне дослідження цього питання.

Мета статті. Для більш повної характеристики стану і перспективних напрямів зниження енергоємності зерноочисно-сушильних агрегатів, необхідно провести порівняльний аналіз енергоємності процесів очищення і сушки зерна на зернопунктах.

Основний зміст статті. Аналіз показав, що витрати електричної енергії в технологічних процесах обробки зерна на одиницю продукції в 2-3 рази відрізняються для однакових зерноочисних агрегатів.

На даний час відсутня методика, що дозволяє проаналізувати вплив режимів роботи обладнання на ефективність перетворення та використання електричної енергії як в окремих потокових лініях, так і в цілому по зерноочисним агрегатам. При цьому встановлено, що найбільш інформативним показником для визначення енергозберігаючих режимів роботи є питомі витрати електричної енергії на процес обробки зерна. Встановлено, що дослідження впливу режимів роботи силового електрообладнання на процеси перетворення та використання електричної енергії найбільш доцільно проводити на базі зерноочисних агрегатів вітчизняного виробництва ЗАВ-20, ЗАР-5, ЗАВ-40, ЗАВ-25 [3].

Аналіз розвитку зерновиробництва показує, що зерноочисно-сушильні агрегати, які впроваджуються в АПК і технологічні схеми яких стали класичними з початку 60-х років минулого століття, не в повній мірі відповідають сучасним вимогам з економії енергетичних і матеріальних витрат.

ОАО ГСКБ «Зерноочистка» розроблені і випускаються комплекти удосконалених зерноочисних агрегатів ЗАВ-10А, ЗАВ-20У, ЗАВ-40У, ЗАВ-100А. Агрегати можуть бути використані в якості базової основи не тільки як об'єкта післязбиральної обробки зерна і підготовки насіння, але і для переробки зерна (комбікорми, крупи, борошно).

Агрегати запроектовані таким чином, що до них може бути «прив'язана» сушарка, насіннєочисна приставка, відділення протруювання без зміни їх конструкції.

Як і їх попередники нове сімейство агрегатів ЗАВ призначено для післязбиральної обробки зерна і передбачає комплексну механізацію всього технологічного процесу.

Окрім основних конструктивних переваг нові ЗАВ мають збільшену продуктивність на 25 % [5].

Оскільки виробництво зерна залежить від погодних умов в період збирання врожаю, необхідна відповідна техніка – сушарки. Аналіз сушарок вітчизняних та закордонних конструкцій показує, що найбільше освоєні в виробництві надійні, ефективні та економічні в експлуатації зерносушарки шахтного типу з коробами (ШКЗ), реалізація яких на світовому ринку щорічно складає до 65 % [4].

В теперішній час вирішуються не тільки технологічно-конструкційні проблеми, але і економіко-експлуатаційні в поєднанні з фінансово-ринковими, які дозволяють з мінімальними витратами і в необхідні агростроки висушити зерно початкової вологості до 35 % за один прохід (поточно) [4, 5].

При цьому питомі витрати електроенергії на планову тону продуктивності знижені на 6-43 %, а приведені витрати теплоти на 1 кг випарювальної вологи – на 5,7-14,2 % [4, 5].

При порівнянні енергоємності зерноочисно-сушильних агрегатів питомі витрати електроенергії визначалися за формулою

$$W_{\text{пит}} = \frac{P_{\text{приєд}}}{Q},$$

де $P_{\text{приєд}}$ – потужність, яка споживається машинами потокової лінії з мережі, кВт;

Q – продуктивність потокової лінії, т/год.

Розрахункові дані питомих витрат електроенергії зерноочисних та зерносушильних агрегатів представлені в таблицях 1 і 2.

Таблиця 1 - Розрахункові дані питомих витрат електроенергії зерноочисних агрегатів

Агрегат	Продуктивність при очищенні пшениці, т/год.	Встановлена потужність, кВт	Питомі витрати електроенергії, кВт·год./т
ЗАВ-10	10,0	17,99	2,25
ЗАВ-20	20,0	33,19	2,07
ЗАВ-40	40,0	45,4	1,42
АЗС-30	30,0-35,0	42,0	1,75
АЗС-30М	35,0-40,9	42,6	1,78
ЗАР-5	20,0	32,44	2,03
ЗАВ-10А	18,0	21,2	1,47
ЗАВ-20У	30,0	46,37	1,93
ЗАВ-25	25,0	78,5	3,93
ЗАВ-40У	60,0	61,22	1,28
ЗАВ-50	50,0	118,0	2,95
ЗАВ-100	100,0	236,0	2,95
ЗАВ-100А	60,0	80,0	1,66

Як видно з таблиць 1 і 2, в перспективі скорочується питома витрата електроенергії під впливом росту годинної продуктивності потужності обладнання від 19,52 до 1,28 кВт·год./т [6, 7].

$$W_{\text{пит}}, \text{ кВт·год./т}$$

На практиці найбільш зручно користуватися графічними залежностями питомої витрати електроенергії від головного діючого фактора, що впливає на електропостачання, яким є, наприклад, продуктивність, тобто $W_{\text{пит}} = f(Q)$ (рис. 1, 2, 3).

Таблиця 2 - Розрахункові дані питомих витрат електроенергії зерно-сушильних агрегатів

Агрегат	Продуктивність при сушці пшениці, т/год.	Встановлена потужність, кВт	Питомі витрати електроенергії, кВт·год./т
КЗС-5	4,0	36,1	11,28
КЗС-10Б	8,0	53,3	8,32
КЗС-20Б	16,0	106,8	8,34
КЗС-10Ш	8,0	74,17	11,59
КЗС-20Ш	16,0	131,5	10,27
КЗС-40Ш	16,0	160,1	12,51
КЗР-5	16,0	249,84	19,52
КЗС-50	40,0	268,0	8,38
КЗС-25	20,0	221,0	13,81

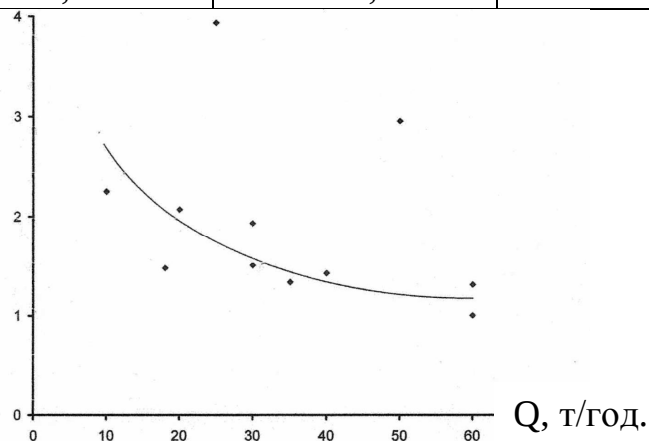


Рис. 1. Залежність $W_{\text{пит}} = f(Q)$ для зерноочисних агрегатів

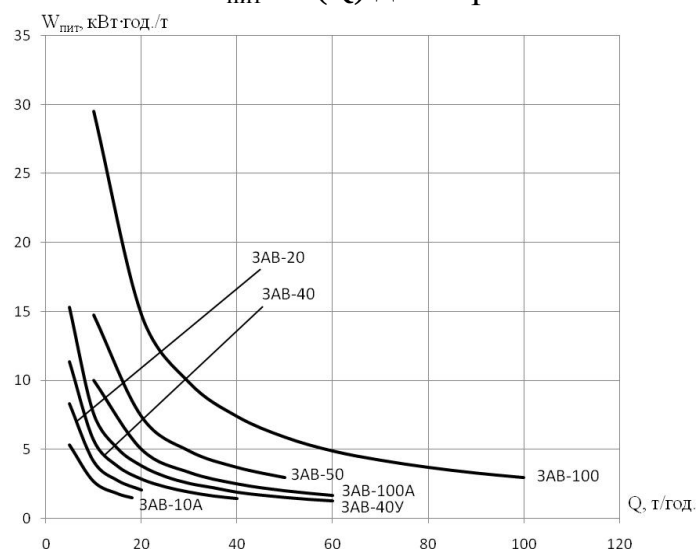


Рис. 2. Залежності $W_{\text{пит}} = f(Q)$ для зерноочисних агрегатів

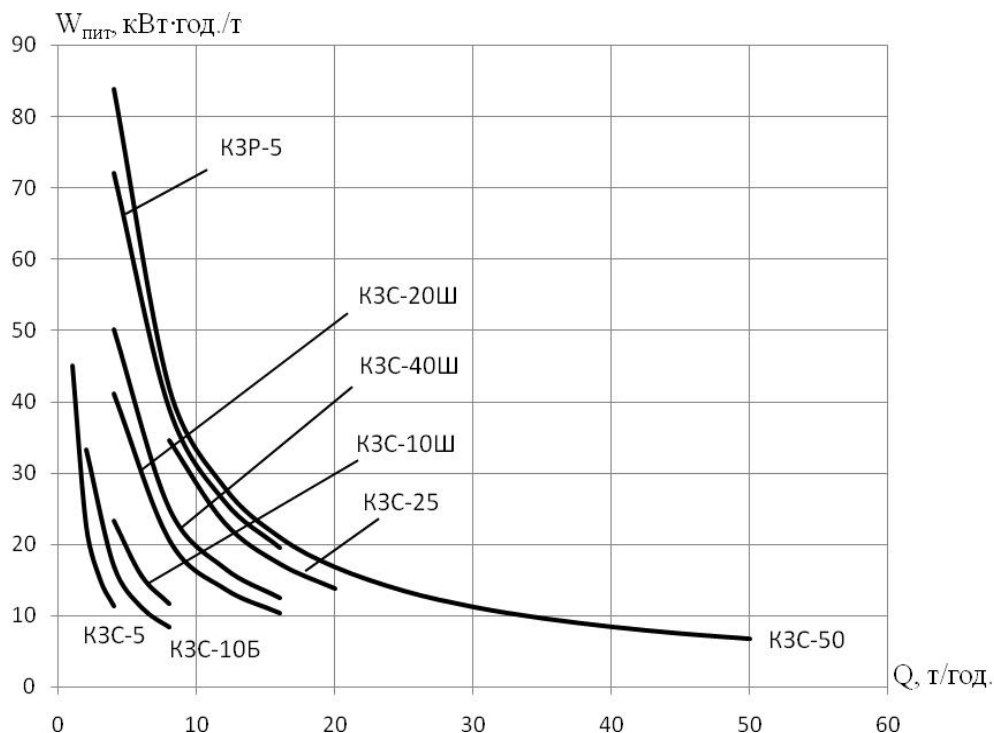


Рис. 3. Залежності $W_{\text{пит}} = f(Q)$ для зерносушильних агрегатів

Як видно з таблиць 1, 2 та рисунків 1, 2, 3, величина продуктивності потокової лінії є основним фактором, який визначає питомі витрати електроенергії, а продуктивність потокової лінії визначається набором машин, які входять в потокову лінію.

Висновки.

1 Найбільш інформативним показником для визначення енергозберігаючих режимів роботи електроприводів, є питомі витрати електричної енергії на процес обробки зерна.

2 Питомі витрати електричної енергії існуючих зерноочисних агрегатів складають 1,28-3,93 кВт·год./т, зерносушильних комплексів 8,32-19,52 кВт·год./т.

3 Питомі витрати електричної енергії удосконалених зерноочисних агрегатів зменшені на 8-10 %, зерносушильних комплексів на планову тону продуктивності на 6-43 %.

Література

1. Національна енергетична програма України // Пропозиція. – 1998. - №7. – С. 50-51.
2. Ястребов П.П. Использование и нормирование электроэнергии в процессах переработки и хранения хлебных культур / П.П. Ястребов. – М.: Колос, 1973. – 331 с.



3. Постнікова М.В. Энергозберігаючі режими роботи електромеханічних систем обробки зерна на зернопунктах : автореф. дис.... канд. техн. наук / М.В. Постнікова. – Мелітополь, 2011. – 22 с.
4. Авдеев А.В. Создание перспективной зерносушильной техники / А.В. Авдеев, М.А. Жуков, В.Д. Сапожников // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2002. №3. – С. 29-31.
5. Дринча В.М. Проблемы и перспективы использования агрегатов ЗАВ и комплексов КЗС / В.М. Дринча, В.С. Стягов, Б.И. Шахсаидов, С.В. Ратенков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2002. №3. – С. 31-33.
6. Борисенко І. Проблеми механізації зберігання і переробки зерна (стан і перспективи) / І. Борисенко // Пропозиція. - №8-9, 2000. – С. 86-88.
7. Комплексная механизация послеуборочной обработки зерна и подготовки семян // Техника и оборудование для села. – март, 2002. – С. 11-15.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭНЕРГОЁМКОСТИ ЗЕРНООЧИСТИТЕЛЬНО-СУШИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Постникова М.В.

Аннотация – проведено аналитическое исследование энергоёмкости зерноочистительно-сушильных агрегатов.

BENCHMARK ANALYSIS ENERGY CAPACIOUS UNIT ON CLEAR AND DRYING GRAIN

M. Postnikova

Summary

Analytical study energy capacity unit is organized on clear and drying grain.



УДК 681.513.2

СИЛОВИЙ ДРАЙВЕР КРОКОВОГО ДВИГУНА 2L110M**Голодний І. М., к.т.н.,****Лавріненко Ю. М., к.т.н.***Національний університет біоресурсів і природокористування України*

Тел.: (044) 527-85-22

Торопов А. В., к.т.н.*ТОВ "ЦІТ Альтера"*

Тел.: (044) 496-18-88

Анотація - описано регульований електропривод на базі крокового двигуна. Розглянуто роботу силового драйвера, наведено основні параметри та їх характеристики. Розглянуто особливості створення мікрокрокового режиму роботи двигуна та алгоритми керування силовим драйвером.

Ключові слова – кроковий двигун, контролер, силовий драйвер, імпульси, мікрокрок, піковий струм, діючий струм, стопорний струм.

Постановка проблеми. Кроковий двигун – це електромеханічний пристрій, який перетворює електричні імпульси в дискретні механічні переміщення. Ці двигуни вже давно та успішно застосовуються в дисководах, принтерах, плоттерах, сканерах, факсах, а також в різноманітному промисловому і спеціальному обладнанні. Нині випускається багато різних типів крокових двигунів. Однак важливо не тільки правильно вибрати тип двигуна, а й вірно вибрати схему драйвера та алгоритм роботи, який найчастіше визначається програмою мікроконтролера.

Аналіз останніх досліджень. Крокові двигуни використовуються в приводах машин і механізмів у стартозупинному режимі або в приводах безперервного руху, де керуюча дія задається послідовністю електричних імпульсів [1]. На противагу сервоприводам, крокові приводи дозволяють отримувати точне переміщення без використання зворотного зв'язку від датчиків кутового положення.

До складу електропривода з кроковим електродвигуном входить власне двигун (рис.1), силовий блок керування (драйвер) та зовнішній контролер. При невеликому запланованому ході платформи може використовуватися двигун із подовженим нарізаним валом, по якому рухається платформа з інструментом або деталлю. Це дозволяє здешевити систему крокового двигуна за рахунок виключення кульково-гвинтової пари або іншого пристрою перетворення обертального руху в поступальний.

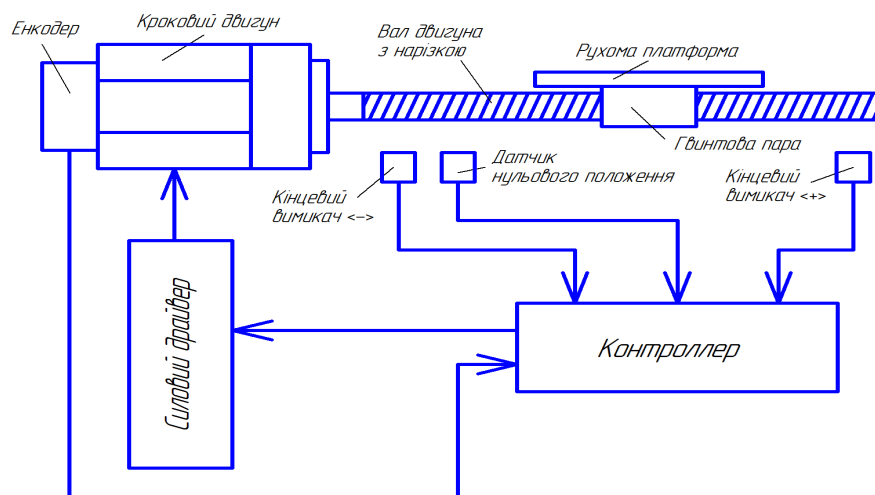


Рис. 1. Електрична схема керування кроковим приводом

Метою досліджень – є підвищення ефективності використання системи керування кроковим двигуном.

Основна частина. Аналіз роботи напівпровідникового силового блоку проводився з використанням положень теорії електропривода і силової електроніки та паспортних даних пристрою.

Для керування приводом потрібен спеціальний драйвер крокового двигуна, зокрема для гібридного двигуна серії 23HS може бути використано драйвер 2L110M (рис. 2) [2].

Драйвер являє собою силовий напівпровідниковий перетворювач з вбудованим найпростішим інтерфейсом, що забезпечує відпрацювання входних імпульсів напруги. Силовий драйвер крокового двигуна це ще й підсилювач потужності, який перетворює імпульси від зовнішньої системи керування в переміщення валу. При цьому кожен імпульс викликає переміщення валу на один мікрокрок, що дозволяє двигуну працювати плавніше з меншою вібрацією і шумом. Керування струмом двигуна за трьома рівнями, а саме рівнем пікового струму при перемиканні, робочим струмом при перемиканні, а також струмом утримання валу при стопорінні, забезпечує оптимальну роботу двигуна з точки зору перегрівання. Величина заданого струму визначається комбінацією DIP-перемикачів SW1–SW3 (див. рис. 2), а рівень струму під час стопоріння двигуна – перемикачем SW4. Так, при жорстких

вимогах до моменту утримання вала струм повинен бути номінальним. В інших випадках допускається зниження результуючого струму до 50 % від номінального. Крім того, силовий драйвер має захист від перенапруги, імпульсів напруги, перевантаження за струмом, перегріву силових транзисторів і короткого замикання.

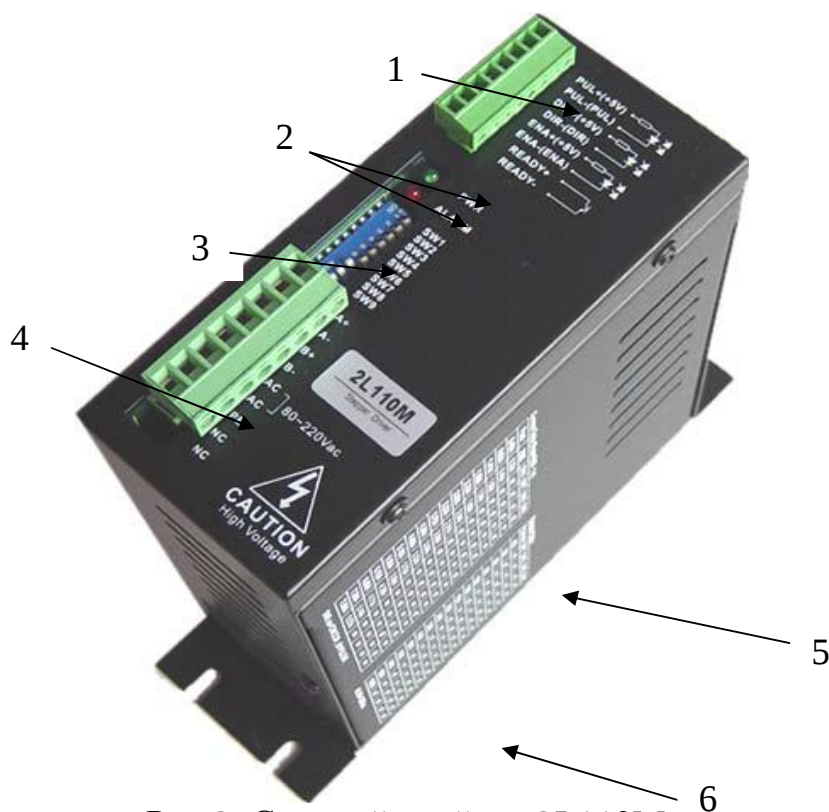


Рис 2. Силовий драйвер 2L110М:

1 – з'єднувач драйвера P1; 2 – світлодіодні індикатори; 3 – DIP-перемикачі SW1–SW9; 4 – з'єднувач драйвера P2; 5 – таблиця установки значення мікрокоду; 6 – таблиця установки значення струму

Важливою і суттєвою перевагою цього драйвера є можливість роботи при підвищеній напрузі змінного струму, тобто користувачеві не потрібно встановлювати додатковий випрямляч, вартість якого іноді перевищує навіть важіль самого приводу. В той же час наявність вбудованого джерела підвищеної напруги дозволяє забезпечити підвищені швидкості обертання без зменшення моменту обертання.

В таб. 1 та 2 описано функції сигналів, що подаються на контакти з'єднувачів P1 та P2.

Для керування силовим драйвером використовують зовнішній контролер серії PMC, який може створювати два основні типи завдання переміщення: PUL/DIR – "крок/напрямок" та CW/CCW – "імпульс/імпульс" (рис. 3).

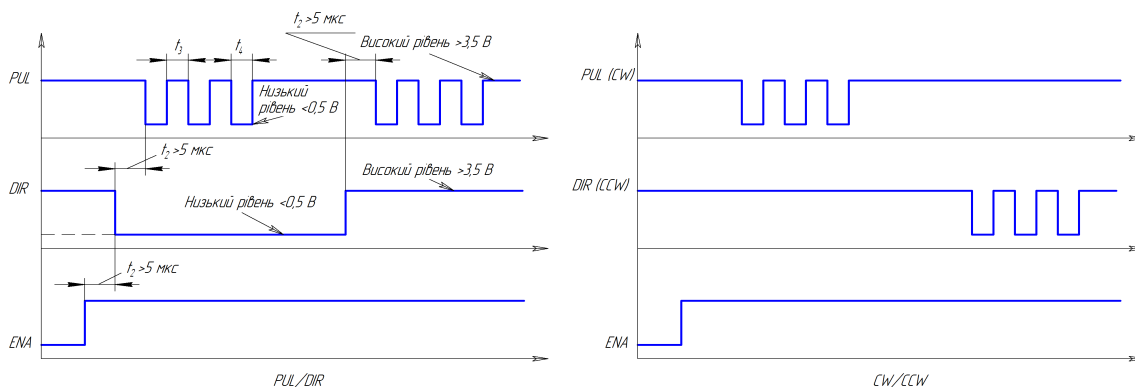


Рис. 3. Діаграма послідовності сигналів керування

Таблиця 1 - Сигнали керування контактів з'єднувача P1

Призначення клеми	Опис функції
PUL+(+5 V) PUL-(PUL)	Сигнал PULSE: в режимі роботи з одноканальним частотним входом (імпульс/напрямок) на цей вхід подається імпульсний сигнал, який відпрацьовується приводом за кожним переднім фронтом. В режимі роботи з двоканальним частотним входом (імпульс/імпульс) на цей вхід подається імпульс обертання за годинниковою стрілкою (CW). Для гарантованого спрацювання ширина імпульсів повинна бути більшою ніж 1,2 мкс
DIR+(+5 V) DIR-(DIR)	Сигнал DIR: в режимі роботи з одноканальним частотним входом цей вхід сприймає низький/високий рівні напруги, що відображують два напрямки обертання двигуна. В режимі роботи з двоканальним частотним входом (встановлюється перемикачем SW5), це вхід для подачі імпульсів руху проти годинникової стрілки (CCW), які відпрацьовуються за кожним переднім фронтом. Для гарантованого спрацювання команди переміщення сигнал визначення напрямку руху повинен бути надісланий не пізніше, ніж за 5 мкс до імпульсу переміщення
ENA+(+5 V) ENA-(ENA)	Сигнал Enable: використовується для вмикання/вимикання керування вихідними транзисторами драйвера. Високий рівень сигналу застосовується для активації ключів, а низький – для вимикання. Зазвичай цей вхід залишається як правило непідключеним (керування транзисторами активоване)
READY+	Додатний вихід сигналу аварії: READY є виходом оптопари з відкритим колектором, активним при нормальній роботі привода. Максимальна допустима напруга 30 В DC, максимальний вихідний струм 20 мА. Зазвичай підключається до клем входів програмованого логічного контролера
READY-	Від'ємний вихід сигналу аварії

Примітки: 1. Стан ON перемикача SW5 відповідає режиму PUL/DIR (імпульс/напрямок), стан OFF – режиму CW/CCW (імпульс/імпульс).

2. Напрямок руху також залежить від схеми підключення приводного двигуна. Зміна місцями двох проводів однієї обмотки призведе до реверсу руху (наприклад, підключення клем A+ і A- двигуна до клем A- і A+ драйвера призведе до зміни напрямку руху).

У режимі роботи з двоканалним частотним входом "імпульс/імпульс" імпульси подаються на обидва частотні входи PUL (CW) і DIR (CCW) залежно від необхідного напрямку обертання. При перемиканні привода в режим роботи з одноканалним частотним входом "крок/напрямок" напрямок руху визначається рівнем напруги на вході DIR. Для гарантованої обробки внутрішнім мікроконтролером, тривалість високого і низького рівня імпульсу повинна бути не менше 1,5 мкс.

Таблиця - 2 Силкові контакти з'єднувача P2

Призначення клеми	Опис функції
AC	Вхід змінного струму. Напруга може бути в межах 80...220 В. Рекомендується працювати при напрузі 180 В, тобто приєднувати силовий драйвер до мережі через потужний знижувальний трансформатор.
AC	
Phase A	Обмотки A двигуна (підключити до A+ і A- двигуна)
Phase B	Обмотки B двигуна (підключити до B+ і B- двигуна)
PE	Підключення клеми заземлення

Силовa частина драйвера складається з восьми транзисторів VT1–VT8 (рис. 4), які працюють у режимі ШІМ зі стабілізацією струму в обмотках. Ширина імпульсу визначається різницею між реальним значенням струму та струмом, заданим за допомогою DIP-перемикачів. У більшості існуючих схем кожний із силових транзисторів шунтується зворотним діодом для зменшення перенапруги (на схемі не показано). Величини струмів в обмотках вимірюються датчиками струму в кожній обмотці двигуна.

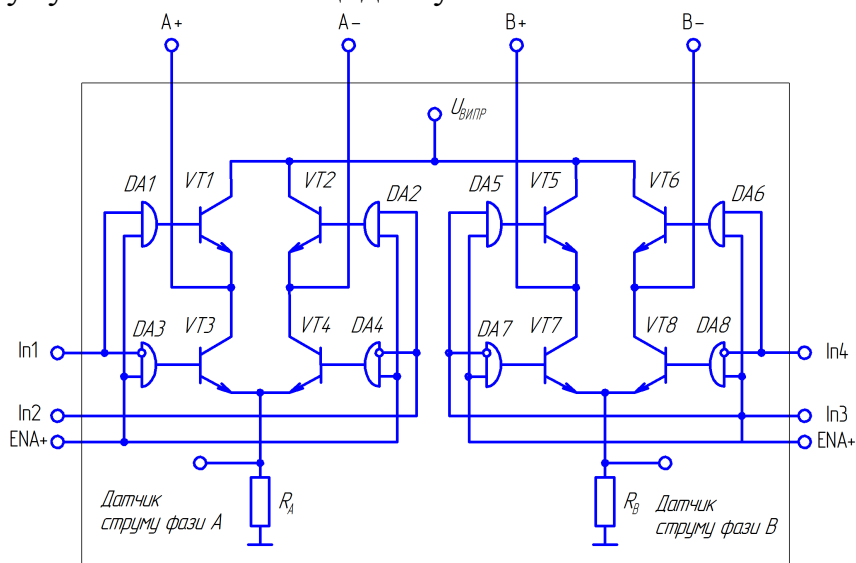


Рис. 4. Електрична схема силовій частини драйвера

На входи $In1-In4$ надходять імпульси з вбудованого в драйвер мікроконтролера. Частота перемикання пар ключів $VT1-VT8$ визначається частотою імпульсів, що надходять на вхід PUL у режимі роботи з одноканальним частотним входом та входи PUL/DIR у режимі роботи з двоканальним частотним входом. Імпульси з мікроконтролера надходять на операційні підсилювачі $DA1 - DA8$, а з них - на керування силовими ключами $VT1-VT8$. За функціональними характеристиками підсилювачі $DA3, DA4, DA7, DA8$ у схемі використані з функцією "Заборона", а $DA1, DA2, DA5, DA6$ - з функцією логічного множення "И".

Сигнал дозволу роботи $ENA+$ і $ENA-$ є апаратним дозволом роботи і забезпечує гарантоване вимкнення ключів при надходженні сигналу з нульовим потенціалом. Таке схемне рішення використовується для забезпечення вимог з електробезпеки щодо ураження персоналу електричним струмом.

Розглянемо алгоритм роботи привода в напівкровоковому режимі. В початковий момент роботи за відсутності сигналів на $In1-In4$ відкриті транзистори $VT3, VT4, VT7, VT8$. Коли сигнал надходить на $In1$, $VT3$ закривається, а $VT1$ вмикається. В цьому випадку до обмотки A прикладається випрямлена напруга живлення драйвера. Потім імпульс подається на вхід $In3$, вмикається $VT5$ і вимикається $VT7$. Обмотка B отримує напругу живлення і вал двигуна обертається на півкроку. Після цього знімається сигнал з $In1$ і двигун обертається в тому ж напрямку знову на півкроку, оскільки під напругою залишається лише обмотка B . Слід зазначити, що при живленні обох обмоток у напівкровоковому режимі струм у кожній обмотці стабілізується на рівні 0,707 від номінального.

При мікрокровоковому режимі роботи векторна сума струмів в обмотках A і B (рис. 5) формує результуючий вектор струму з амплітудою, номінальною для підключеного двигуна, та кутом, кратним

$$\alpha = \frac{360^\circ}{p_p N},$$

де p_p – число пар полюсів,

N – число перемикань обмоток двигуна.

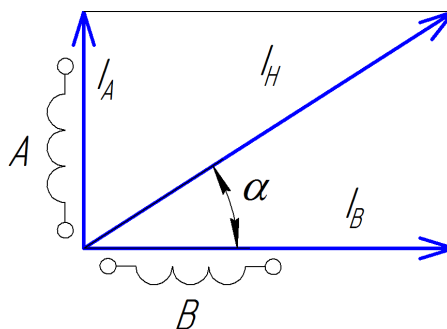


Рис. 5. Векторна діаграма струмів в обмотках двигуна



Кратність мікрокроку також виставляється за допомогою DIP-перемикачів.

Висновки

Силовий драйвер є джерелом постійного струму, який не тільки керує роботою крокового двигуна, а й здійснює захист від аварійних режимів.

Мікрокроковий режим створюється зміною співвідношення значень струму в обмотках A та B . Результируюча векторна сума відповідає номінальному значенню струму, заданому DIP-перемикачами.

Список літератури

1. Кулиниченко Г.В. Оценка характеристик мехатронного модуля на базе шагового двигателя / Г.В. Кулиниченко, В.А. Багута, А.Г. Коробов // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків, 2013. – №51(1024). – С. 43 – 53.
2. Two-phase hybrid stepper motor driver. Model 2L110M. Електронний ресурс
http://www.motionking.com/download/2L110M_Instruction_Rev.E.pdf

СИЛОВОЙ ДРАЙВЕР ШАГОВОГО ДВИГАТЕЛЯ 2L110M

И. М. Голодный, Ю. Н. Лавриненко, А. В. Торопов

Аннотация - описан регулируемый электропривод на базе шагового двигателя. Рассмотрена работа силового драйвера, приведены основные параметры и их характеристики. Рассмотрены особенности создания микрошагового режима работы двигателя и алгоритмы управления силовым драйвером.

DRIVE OF STEPPER MOTOR 2L110M

I. Golodnyi, Yu. Lawrinenko, A. Toropov

Summary

Described the regulated electric drive based on stepper motor. Work of power drivers are the key parameters and their characteristics. The features create a microstepping mode of the engine and power control algorithms driver.

**ПРИКЛАДНА ГЕОМЕТРИЯ, ИНЖЕНЕРНАЯ ГРАФИКА**

УДК 514.18

**ВАРИАТИВНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КРИВЫХ С
ЗАКОНОМЕРНЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНО-
ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК****Гавриленко Е. А., к.т.н.,****Холодняк Ю. В., ****Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел. (0619) 42-68-62

Аннотация – в работе рассматривается задача формирования одномерных обводов с закономерным изменением кривизны и кручения. Методика основана на формировании кривой по отдельным монотонным участкам, с последующей их стыковкой.

Ключевые слова: дискретно представленная кривая, тетраэдр расположения кривой, кривизна, кручение.

Постановка проблемы. Модель поверхности сложной формы, как правило, формируется на основе каркаса, элементами которого являются плоские и пространственные кривые линии. Задача обеспечения заданных функциональных свойств таких поверхностей требует разработки методов формирования линейных элементов модели в виде одномерных обводов с заданными дифференциально-геометрическими характеристиками. Для пространственных линий этими характеристиками являются порядок фиксации и порядок гладкости обвода, динамика изменения значений кривизны и кручения вдоль кривой.

Анализ последних исследований. Из методов непрерывного геометрического моделирования широкое применение получило формирование сложных геометрических образов на основе В-сплайнов [1]. В-сплайн определяется задающими точками, каждой из которых соответствует функция сопряжения. Дискретный характер исходных данных обеспечивает гибкость управления формой кривой. Порядок гладкости обвода обеспечивается степенью функций сопряжения. При увеличении порядка гладкости снижается возможность локальной

коррекции кривой. Одновременно возрастает вероятность возникновения осцилляций. Эти особенности ограничивают возможности обеспечения заданных характеристик обводов, формируемых на основе В-сплайнов.

Дискретное геометрическое моделирование предполагает задание поверхности исходным точечным массивом, а линейных элементов модели – точечным рядом. Кривую линию, представленную упорядоченным множеством принадлежащих ей точек, будем называть дискретно представленной кривой или ДПК. Кроме исходного точечного ряда в определитель ДПК входят её дифференциально-геометрические характеристики. Эти характеристики обеспечиваются в процессе моделирования. ДПК формируется методом дискретной интерполяции или сгущения, предполагающего определение положения промежуточных точек для исходного точечного ряда [2]. При этом полагаем, что исходные точки заданы без погрешности и в процессе моделирования не изменяют своего положения.

Формулировка целей статьи. Задачей исследования является разработка способа формирования ДПК с обеспечением заданных геометрических свойств.

Основная часть. В процессе моделирования дифференциально-геометрические характеристики кривой будем оценивать с помощью их дискретных аналогов, которые будем называть дискретными характеристиками.

Хорду сопровождающей ломаной линии (СЛЛ) будем рассматривать как приближенное положение касательной прямой. Дискретная характеристика, соответствующая соприкасающейся плоскости – плоскость, проходящая через три последовательные точки ДПК. Такую плоскость будем называть прилегающей. Радиус кривизны в точке ДПК будем оценивать радиусом прилегающей окружности, определяемой этой точкой и ближайшими предыдущей и последующей точками ряда. В качестве дискретного кручения будем использовать величину отношения угла между смежными прилегающими плоскостями к длине соответствующей хорды СЛЛ.

Необходимым условием формирования дифференциально-геометрических характеристик обвода являются закономерное изменение значений дискретных характеристик и существование предела, к которому в процессе последовательных сгущений стремятся их значения. Такой характер изменения значений дискретных характеристик обеспечивает алгоритм сгущения. Таким образом, дискретная геометрическая модель кривой состоит из точечного ряда, дискретных характеристик и алгоритма сгущения.

Основными характеристиками обводов, формируемых нашими методами, являются второй порядок гладкости и закономерное изме-

нение значений кривизны и кручения.

Под ДПК второго порядка гладкости будем понимать кривую линию, представленную точечным рядом, алгоритм сгущения которого обеспечивает выполнение следующих условий.

1. В процессе последовательных сгущений угол между хордами СЛЛ, ограниченными i -й точкой ДПК и ближайшими предыдущей и последующей точками стремится к нулю.

2. Прилегающие плоскости, одна из которых определяется точкой i и двумя ближайшими предыдущими точками ряда, а другая – точкой i и двумя ближайшими последующими точками ряда, в процессе последовательных сгущений стремятся занять положение i -й прилегающей плоскости, определяемой точкой i , ближайшей предыдущей и последующей точками.

3. Величина отношения угла между i -й и предыдущей прилегающими плоскостями к длине хорды СЛЛ, расположенной на прямой пересечения указанных плоскостей, стремится к значению аналогичного соотношения, определяемого i -й и последующей прилегающими плоскостями.

4. Радиусы трёх окружностей, проходящих через точку i и две ближайшие предыдущие, последующие, предыдущую и последующую точки ряда стремятся к одному значению.

В результате последовательных сгущений, в пределе, получим непрерывное однопараметрическое множество точек, в каждой точке которого выполнение условий 1 и 2 обеспечивает единственное положение основного трёхгранника, а выполнение условий 3 и 4 обеспечивает единственное значение кручения и кривизны.

Пространственная ДПК формируется сгущением упорядоченного множества точек. Каждые три последовательные точки исходного ряда определяют плоскость (рис. 1).

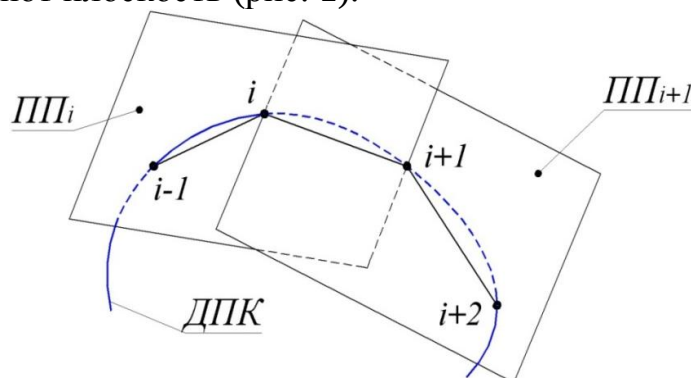


Рис. 1. Расположение прилегающих плоскостей

Будем называть эти плоскости прилегающими ($ПП_i$ – плоскость, проходящая через точки $i-1, i, i+1$). Потребуем, чтобы величина двугранного угла, ограниченного смежными ПП (φ_i), внутри которого

расположен участок ДПК, не превышала 180° . Тогда направление поворота $\Pi\Pi_i$ на угол φ_i вокруг прямой её пересечения с последующей $\Pi\Pi_{i+1}$ (прямая $(i, i+1)$), в результате которого $\Pi\Pi_i$ и $\Pi\Pi_{i+1}$ совпадают, соответствует направлению хода ДПК. ДПК разбивается на участки правого и левого хода и формируется отдельно, по этим участкам.

Касательные к ДПК постоянного хода в исходных точках (t_i) располагаются внутри двух смежных двугранных углов φ_{i-1} и φ_i одновременно (рис. 2).

Касательная к ДПК t_i определяет положение плоскостей касательных с ДПК в точке i и проходящих через соседние исходные точки $i-1$ и $i+1$.

Плоскости, касательные с ДПК в соседних исходных точках, образуют двугранный угол ψ_i , являющийся областью расположения ДПК постоянного хода (рис. 2). Плоскости касательные с ДПК в одной точке ограничивают область возможного расположения соприкасающейся плоскости ДПК в точке i (СП_i). СП_i назначается внутри двугранного угла ω_i .

Соприкасающиеся и касательные плоскости в двух соседних точках ограничивают тетраэдр.

Этот тетраэдр является областью возможного расположения ДПК постоянного хода с заданными в исходных точках основными трёхгранниками. Точка сгущения (i_{cc}) назначается внутри тетраэдра расположения ДПК. Для неё, внутри соответствующих диапазонов, назначается положение касательной прямой и соприкасающейся плоскости. В результате, на каждом участке получаем два новых тетраэдра.

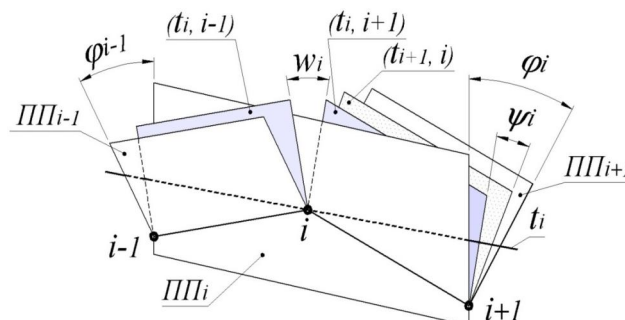


Рис. 2. Определение положения касательных прямых и плоскостей

Назначение касательных прямых, соприкасающихся плоскостей и точек сгущения внутри соответствующих диапазонов обеспечивает первый порядок гладкости, формируемого обвода.

При формировании обвода второго порядка гладкости, значения кручения и радиусов кривизны оцениваются с помощью их дискретных аналогов.

Значения радиуса кривизны в i -й точке ДПК оценивается радиусами прилегающей и касательных окружностей. i -я прилегающая ок-

ружность определяется точкой i и ближайшими предыдущей и последующей точками ДПК. i -я касательная окружность определяется точкой i , касательной прямой в этой точке и ближайшей точкой ДПК.

Среднюю величину кручения на i -м участке ДПК, в узлах которой определено положение касательных прямых, можно оценить значением:

$$B_i^{\varphi} = \frac{\psi_i}{h_i},$$

где $h_i = |i; i + 1|$ – длина хорды сопровождающей ломаной линии.

Касательные плоскости определяют в точках ДПК как значение дискретного кручения, так и радиусы касательных окружностей. Их положение назначается исходя из условия закономерного изменения дискретных характеристик.

Разработанные алгоритмы обеспечивают наличие в точках ДПК диапазонов возможных, по условиям задачи, значений кривизны и кручения и последовательное схождение этих диапазонов к единственному значению.

В результате проведенных исследований предложен алгоритм вариативного дискретного геометрического моделирования гладкой кривой. Основой алгоритма является анализ исходного точечного ряда, в результате которого определяется область возможного расположения кривой и диапазоны возможных значений ее геометрических характеристик. Назначенные характеристики уточняют область расположения кривой. Значения характеристик обеспечиваются в процессе последовательных сгущений точечного ряда.

ДПК могут формироваться на основе любого точечного ряда. При этом существует возможность пошагового контроля и коррекции получаемого решения, наложения на него дополнительных условий, а также гарантируется отсутствие осцилляций.

Выводы. Дальнейшее развитие методов вариативного дискретного геометрического моделирования направлено на повышение их универсальности и возможностей адаптации под требования конкретных прикладных задач. Такая задача может быть решена наращиванием условий, накладываемых на конструируемый обвод за счёт увеличения числа параметров формообразования.

Основной сферой использования методов является моделирование поверхностей с повышенными динамическими качествами, ограничивающих изделия, функциональное назначение которых – взаимодействие со средой. Наибольший эффект может быть получен при решении задач, требующих достижения компромисса между функциональными качествами поверхности и дополнительными требованиями компоновки, эстетики, комфортабельности.



Практическое внедрение методов предполагает разработку, на их основе, программных модулей, совместимых с существующими CAD-пакетами, такими как КОМПАС, Solid Works, AutoCAD.

Литература.

1. Ли К. Основы САПР (CAD/CAM/CAE) / Кунву Ли. – СПб.: Питер, 2004. – 560 с.
2. *Найдиш В.М.* Дискретна інтерполяція [для студентів вищих навчальних закладів III-IV рівнів акредитації] / В.М. Найдиш. – Мелітополь: Люкс, 2008. – 250 с.

**ВАРІАТИВНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КРИВИХ С ЗАКОНОМІРНОЮ
ЗМІНОЮ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНО-ГЕОМЕТРИЧНИХ
ХАРАКТЕРИСТИК**

Є.А. Гавриленко, Ю.В. Холодняк

У роботі розглядається задача формування одновимірних обводів с закономірною зміною кривини та скруту. Методика заснована на формуванні кривої по окремим монотонним ділянкам з наступним їх стикуванням.

**VARIATIVE MODELING OF CURVES WITH THE NATURAL
CHANGE OF DIFFERENTIAL-GEOMETRIC
CHARACTERISTICS**

E. Gavrilenko, Yu. Kholodnyak

Summary

The problem of formation of one-dimensional contours with the natural change of curvature and torsion is considered in this article. Methodology of curve's modeling includes formation of bounded monotonous plots and their subsequent docking.



УДК 515.2

ГЕОМЕТРИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ АВТОКОЛИВАНЬ ПОДВІЙНОГО МАЯТНИКА З ПРУЖНОЮ ПЕРШОЮ ЛАНКОЮ

Куценко Л. М., д.т.н.,

Семків О. М., к.т.н.

Національний університет цивільного захисту України

Тел. 0675726890.

Анотація – запропоновано метод візуалізації автоколивань подвійного маятника з пружною першою ланкою, коли друга ланка обертається у вертикальній площині за рахунок еластичних властивостей (енергії) першої ланки. Метод базується на розв'язанні системи диференціальних рівнянь Лагранжа другого роду.

Ключові слова: дволанковий математичний маятник, обертання другої ланки маятника, рівняння Лагранжа другого роду.

Постановка проблеми. Розглянемо математичний (абстрагований) подвійний маятник, особливість якого полягає у наявності пружного елемента у першій ланці, один кінець якого закріплено стаціонарно. Вважається, що зміна стану еластичного елемента (тобто скорочення чи подовження) відбувається згідно величини його коефіцієнта жорсткості k . До кінців другої невагомої ланки приєднано два вантажі масами m_1 і m_2 , які утворюють умовну «гантель». Коливання подвійного маятника здійснюються у вертикальній площині у полі земного тяжіння. Різновиди тертя ігноруються. Для теоретичних досліджень і практичних впроваджень актуальними будуть роботи, пов'язані з керуванням руху «гантелі» шляхом вибору значень параметрів, які впливають на процес коливання маятника. Особливу цікавість викликають випадки, коли «гантель» виконувала б обертові рухи за рахунок еластичних властивостей (енергії) першої ланки. Як показують натурні експерименти це здійснити можливо.

Аналіз відомих досліджень. Обертання «гантелі» у вертикальній площині будемо трактувати як автоколивання, і цим самим доповнимо низку прикладів пристроїв, де діють автоколивальні ефекти [1,2]. Це механічні годинники з маятником і гирями, крила літака у повітряно-

му потоці (ефект флатера), струни скрипки під дією смичка, тощо. Існують фундаментальні дослідження автоколивальних процесів [1-3] у тому числі і з пружинними елементами [4,5]. У роботі [6] зазначена коливальна система названа Dangling stick (тростина, яка бовтається). Але нам не відомі роботи геометричного моделювання автоколивань, виконані на базі подвійного маятника з пружинною першою ланкою.

Постановка завдання. Розробити метод візуалізації автоколивань моделі подвійного маятника з пружною першою ланкою, коли друга ланка здійснює обертові рухи у вертикальній площині за рахунок еластичних властивостей (енергії) першої ланки, і який базується на розв'язанні системи диференціальних рівнянь Лагранжа другого роду.

Основна частина. На коливання подвійного маятника з пружною першою ланкою впливатимуть: початкова довжина еластичної першої ланки маятника h , довжина другої ланки s , маси вантажів m_1 і m_2 , коефіцієнт жорсткості k першої ланки (пружини), а також початкові умови ініціювання коливань. Через $u(t)$ позначимо функцію від часу кута відхилення від вертикалі першої ланки маятника, через $v(t)$ – те ж саме для другої ланки, а через $w(t)$ – функцію подовження першої ланки. Функції $u(t)$, $v(t)$ і $w(t)$ оберемо як узагальнені змінні.

Відносно функцій $u(t)$, $v(t)$ і $w(t)$ кінетичну K і потенціальну P енергії обраної коливальної системи можна виразити [6] за допомогою таких формул (тут і далі використовується синтаксис мови Maple):

$$\begin{aligned} K := & \frac{1}{2} m_1 \left(\frac{d}{dt} w(t) \right)^2 + \frac{1}{2} m_1 w(t)^2 \left(\frac{d}{dt} u(t) \right)^2 + \frac{1}{2} m_2 \left(\frac{d}{dt} w(t) \right)^2 \\ & + m_2 \left(\frac{d}{dt} w(t) \right) \sin(u(t)) s \cos(v(t)) \left(\frac{d}{dt} v(t) \right) \\ & + m_2 w(t) \cos(u(t)) \left(\frac{d}{dt} u(t) \right) s \cos(v(t)) \left(\frac{d}{dt} v(t) \right) \\ & - m_2 \left(\frac{d}{dt} w(t) \right) \cos(u(t)) s \sin(v(t)) \left(\frac{d}{dt} v(t) \right) + \frac{1}{2} m_2 w(t)^2 \left(\frac{d}{dt} u(t) \right)^2 \\ & + m_2 w(t) \sin(u(t)) \left(\frac{d}{dt} u(t) \right) s \sin(v(t)) \left(\frac{d}{dt} v(t) \right) + \frac{1}{2} m_2 s^2 \left(\frac{d}{dt} v(t) \right)^2 \\ P := & \frac{1}{2} k (w(t) - h)^2 - m_1 g w(t) \cos(u(t)) - m_2 g (w(t) \cos(u(t)) + s \cos(v(t))) \end{aligned}$$

З використанням лагранжіана $L = K - P$ і за допомогою розробленої Maple-програми було складено систему трьох диференціальних рівнянь Лагранжа другого роду у вигляді



$$\begin{aligned}
ODE1 := & 2 m1 w(t) \left(\frac{d}{dt} u(t) \right) \left(\frac{d}{dt} w(t) \right) + m1 w(t)^2 \left(\frac{d^2}{dt^2} u(t) \right) \\
& - m2 w(t) \cos(u(t)) s \sin(v(t)) \left(\frac{d}{dt} v(t) \right)^2 \\
& + m2 w(t) \cos(u(t)) s \cos(v(t)) \left(\frac{d^2}{dt^2} v(t) \right) + 2 m2 w(t) \left(\frac{d}{dt} u(t) \right) \left(\frac{d}{dt} w(t) \right) \\
& + m2 w(t)^2 \left(\frac{d^2}{dt^2} u(t) \right) + m2 w(t) \sin(u(t)) s \cos(v(t)) \left(\frac{d}{dt} v(t) \right)^2 \\
& + m2 w(t) \sin(u(t)) s \sin(v(t)) \left(\frac{d^2}{dt^2} v(t) \right) + m1 g w(t) \sin(u(t)) \\
& + m2 g w(t) \sin(u(t)) = 0 \\
ODE2 := & m2 \left(\frac{d^2}{dt^2} w(t) \right) \sin(u(t)) s \cos(v(t)) \\
& + 2 m2 \left(\frac{d}{dt} w(t) \right) \cos(u(t)) \left(\frac{d}{dt} u(t) \right) s \cos(v(t)) \\
& - m2 w(t) \sin(u(t)) \left(\frac{d}{dt} u(t) \right)^2 s \cos(v(t)) \\
& + m2 w(t) \cos(u(t)) \left(\frac{d^2}{dt^2} u(t) \right) s \cos(v(t)) - m2 \left(\frac{d^2}{dt^2} w(t) \right) \cos(u(t)) s \sin(v(t)) \\
& + 2 m2 \left(\frac{d}{dt} w(t) \right) \sin(u(t)) \left(\frac{d}{dt} u(t) \right) s \sin(v(t)) \\
& + m2 w(t) \cos(u(t)) \left(\frac{d}{dt} u(t) \right)^2 s \sin(v(t)) \\
& + m2 w(t) \sin(u(t)) \left(\frac{d^2}{dt^2} u(t) \right) s \sin(v(t)) + m2 s^2 \left(\frac{d^2}{dt^2} v(t) \right) + m2 g s \sin(v(t)) = 0 \\
ODE3 := & m1 \left(\frac{d^2}{dt^2} w(t) \right) + m2 \left(\frac{d^2}{dt^2} w(t) \right) - m2 \sin(u(t)) s \sin(v(t)) \left(\frac{d}{dt} v(t) \right)^2 \\
& + m2 \sin(u(t)) s \cos(v(t)) \left(\frac{d^2}{dt^2} v(t) \right) - m2 \cos(u(t)) s \cos(v(t)) \left(\frac{d}{dt} v(t) \right)^2 \\
& - m2 \cos(u(t)) s \sin(v(t)) \left(\frac{d^2}{dt^2} v(t) \right) - m1 w(t) \left(\frac{d}{dt} u(t) \right)^2 - m2 w(t) \left(\frac{d}{dt} u(t) \right)^2 \\
& + k w(t) - k h - m1 g \cos(u(t)) - m2 g \cos(u(t)) = 0
\end{aligned}$$

Для моделювання автоколивань подвійного маятника з пружною першою ланкою запропоновано *графічний критерій вибору* необхідного значення одного з параметрів маятника – у даному випадку k_0 ,

а саме: для існування k_0 необхідно, щоб фазова траєкторія на площині $\{v, \dot{v}\}$ мала продовження вздовж координати v , а фазові траєкторії на інших площинах повинні окреслювати області мінімальної площі порівняно з площами при інших значеннях параметра k . Вибір значення k_0 у описі коливань забезпечить автоколивання моделі подвійного маятника, у чому можна переконатися за допомогою побудови анімаційного фільму.

При значеннях $h = 2$, $s = 2$, $m_1 = m_2 = 1$ (величини умовні) і змінним параметром k , який обирався у межах $10 \leq k \leq 30$ з кроком $\Delta = 0,4$, систему диференціальних рівнянь розв'язано чисельно методом Рунге-Кутти. У результаті (залежно від значень k) одержано послідовність фазових траєкторій для кожної з узагальнених змінних функцій $u(t)$, $v(t)$ і $w(t)$. Обчислення (при $g = 9,81$) на інтервалі $10 \leq k \leq 30$ виявили два значення параметра $k_0 = 10,4$ і $k_0 = 16$, які забезпечують автоколивання геометричної моделі (час інтегрування обрано $T = 8\pi$). Початкові умови обрано такі: $u(0) = \pi/2$; $v(0) = -\pi/2$; $w(0) = 1$; $Du(0) = 0$; $Dv(0) = 0$; $Dw(0) = 0$.

На рис.1 і рис.2 наведено варіанти трійок фазових траєкторій знайдених функцій $u(t)$, $v(t)$ і $w(t)$ для відповідних значень k_0 .

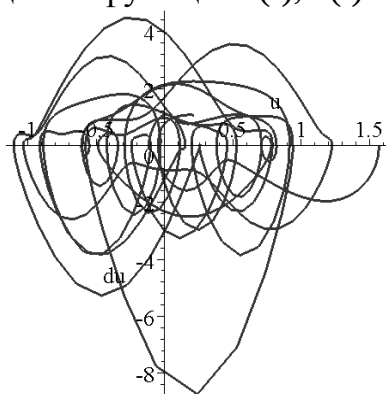
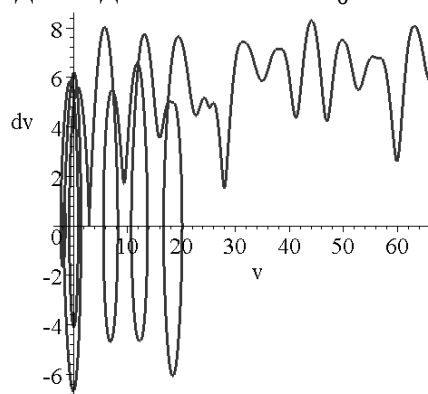
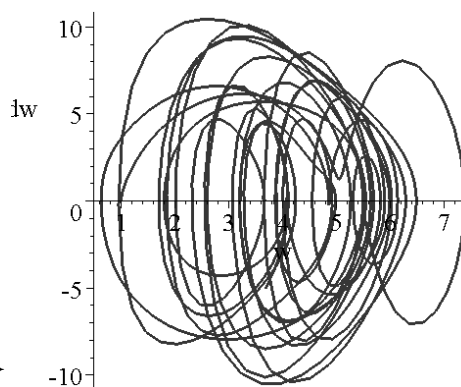
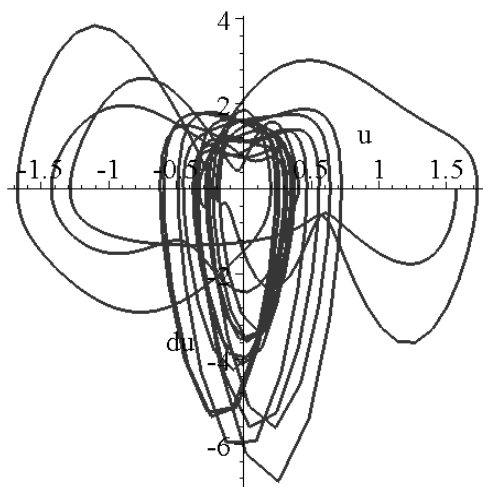
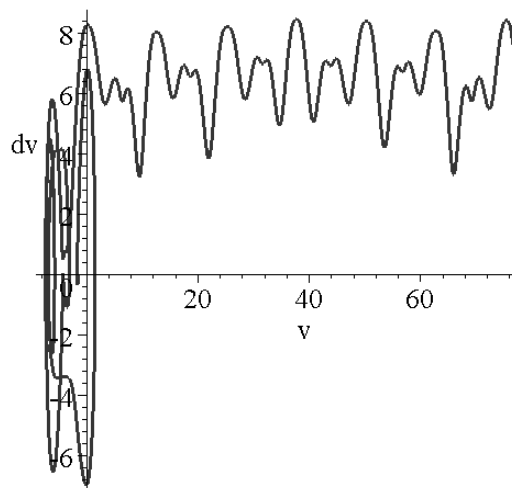

 На площині $\{u, \dot{u}\}$

 На площині $\{v, \dot{v}\}$

 На площині $\{w, \dot{w}\}$

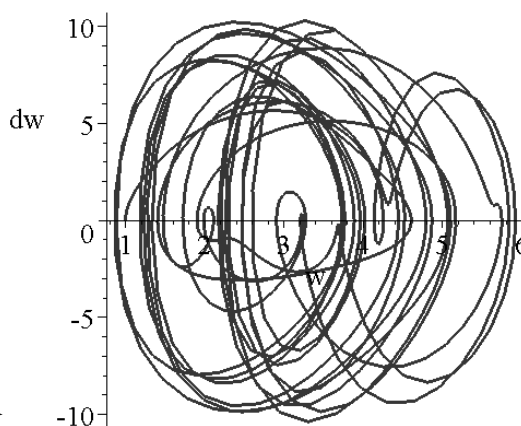
 Рис. 1. Фазові траєкторії для коефіцієнта жорсткості $k_0 = 10,4$.



На площині $\{u, \dot{u}\}$



На площині $\{v, \dot{v}\}$



На площині $\{w, \dot{w}\}$

Рис. 2. Фазові траєкторії для коефіцієнта жорсткості $k_0 = 16$.

Аналіз фазових траєкторій показує, що при $k_0 = 16$ ефект автоколивання геометричної моделі настає швидше. Причина цього полягає у «зайвій» кількості витків фазової траєкторії на площині $\{v, \dot{v}\}$.

За допомогою наведеної Maple-програми було створено фільм комп'ютерної анімації, перегляд якого дозволяє простежити за характером процесу автоколивань моделі. Унаочнення згаданого процесу виглядає як обертання «гантелі» завдяки «притягання» чи «відпускання» одного з кінців пружинної ланки. На рис. 3 зображено деякі кадри анімації.

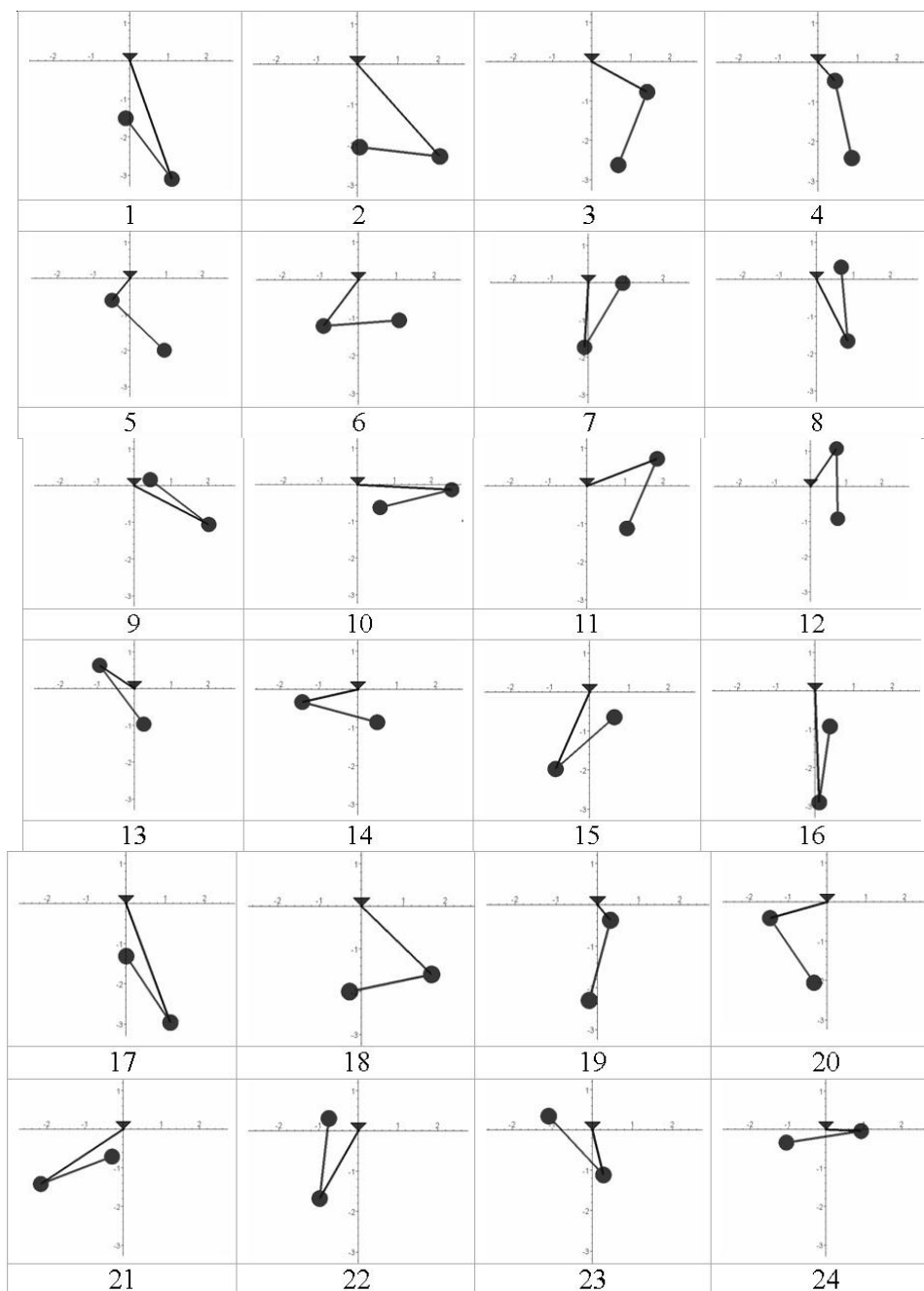


Рис. 3. Деякі кадри анімації автоколивань подвійного маятника

```

dsol := dsolve({ODE1, ODE2, ODE3,
    u(0)=Pi/2, D(u)(0)=0, v(0)=-Pi/2, D(v)(0)=0,
    w(0)=1, D(w)(0)=0}, numeric,
    method=rkf45, output=listprocedure):
solu := subs(dsol, u(t)):
solv := subs(dsol, v(t)):
solw := subs(dsol, w(t)):
for i from 1 to N do
uu := evalf(solu(T*i/N)):
vv := evalf(solv(T*i/N)):

```

```
ww := evalf(solw(T*i/N)):
xa := (h+ww)*sin(uu): ya := (h-ww)*cos(uu):
pen1 := line([0,0], [xa, ya], thickness=5);
xb := xa + s*sin(vv): yb := ya - s*cos(vv):
pen2 := line([xb,yb], [xa, ya], thickness=5);
AA := disk([xa,ya], 0.2*m1, color=red):
BB := disk([xb,yb], 0.2*m2, color=red):
Gr[i] := display(pen1, pen2, AA, BB):
end do:
display(seq(Gr[i], i=(N/2 .. N), insequence=
true);
```

У програмі через ODE1, ODE2, ODE3 позначено диференціальні рівняння системи, $N = 250$ – кількість кадрів анімації, $T = 8\pi$ – час інтегрування, $h = 2$ – початкова довжина пружної першої ланки маятника; $s = 2$ – довжина другої невагомої ланки; $m_1 = 1$ і $m_2 = 1$ – маси вантажів. Коефіцієнт жорсткості $k = 16$ пружини задається перед розв'язанням системи рівнянь оператором dsolve.

Автоколивання подвійного маятника доцільно пояснити з позицій перетворення енергії при механічних коливаннях, а саме: при відхиленні другої ланки маятника від положення рівноваги його потенціальна енергія у полі тяжіння збільшується, оскільки збільшується відстань від поверхні Землі. Крім того, на ланку впливатиме пружна енергія першої ланки. При русі до положення «еластичної» рівноваги швидкість «гантелі» зростає, її кінетична енергія збільшується. Збільшення кінетичної енергії відбувається за рахунок зменшення запасу потенціальної енергії маятника в результаті зменшення відстані від поверхні Землі та ослаблення натягу першої ланки. У положенні рівноваги кінетична енергія має максимальне значення, а потенціальна енергія мінімальна. Після проходження положення рівноваги відбувається перетворення кінетичної енергії в потенціальну, швидкість маятника зменшується і при максимальному відхиленні стає рівною нулю. При колиально-обертальному русі маятника завжди відбуваються періодичні взаємні перетворення його кінетичної і потенціальної енергії. Саме це і демонструє процес обертання «гантелі».

Висновок. Прояв ефекту автоколивань моделі подвійного маятника досягнуто за допомогою *графічного критерію вибору* параметрів системи. А саме, необхідно, щоб фазова траєкторія на площині $\{v, \dot{v}\}$ мала продовження вздовж координати v , а фазові траєкторії на площинах $\{u, \dot{u}\}$ і $\{w, \dot{w}\}$ повинні окреслювати області мінімальної площі.

Подальші дослідження будуть пов'язані з виявленням умов виникнення специфічних автоколивань «гантелі». Наприклад, коли при



обертаннях середина «гантелі» буде або нерухомою, або рухатиметься по заданій траєкторії. Крім того, цікавим буде випадок, коли «гантель» змінює напрямок обертання. Також планується дослідити автоколивання для подвійного маятника, який здійснює коливання у просторі.

Література.

1. Андронов, А.В. Теория колебаний / А.В. Андронов, А.А. Витт, С.З.Хайкин. – М. : Наука, 1981. – 568 с.
2. Молотков, Н.Я. Изучение колебаний на основе современного эксперимента / Н.Я. Молотков. – Киев : Рад. школа, 1988. – 160 с.
3. Молотков Н.Я. Исследование механической автоколебательной системы / Н.Я.Молотков, О.В.Ломакина // Вестник тамбовского государственного технического университета, том 17, № 2 , 2011 – стр.584-589
4. Лекционные демонстрации по физике./ М.А. Грабовский, А.Б. Молодзеевский, Р.В.Телеснин и др. – М.: Наука, 1972. – 639 с.
5. Ливенцев Н. М. Курс физики: Учеб. для вузов. В 2-х т. / Н.М.Ливенцев // М.: Высшая школа, 1978. – т. 1. - 336 с., т. 2. – 333 с.
6. Електронний ресурс. http://www.mypysicslab.com/dangle_stick.html

ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ АВТОКОЛЕБАНИЙ ДВОЙНОГО МАЯТНИКА С ПРУЖИНЯЩИМ ПЕРВЫМ ЗВЕНОМ

Куценко Л.Н., Семкив О.М.

Аннотация - предложен метод визуализации автоколебаний двойного маятника с пружинящим первым звеном, когда второе звено вращается в вертикальной плоскости за счет эластичных свойств (энергии) первого звена. Метод основан на решении системы дифференциальных уравнений Лагранжа второго рода.

AUTO-OSCILLATION GEOMETRIC MODELING OF DOUBLE PENDULUM WITH SPRING FIRST LINK

L. Kutsenko, O. Semkiv

Summary

The imaging method of double pendulum with spring first link auto-oscillation when the second link is revolved by the elastic properties (energy) of the first link is suggested. The method is based on solving differential Lagrange equation system of the second kind.



УДК 514.18

ГЕОМЕТРИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ Ω -ПОВЕРХОНЬ В ЗАДАЧАХ ОПТИМІЗАЦІЙНОГО ПОКРИТТЯ

Соболь О. М., д.т.н.

Національний університет цивільного захисту України,

Тел. (068) 962-81-39

Анотація – в роботі розглянуто спосіб побудови ω -поверхонь в задачах оптимізаційного покриття заданих областей геометричними об'єктами зі змінними метричними характеристиками. Дослідження властивостей ω -поверхонь дозволило здійснити формалізацію обмежень даного класу задач.

Ключові слова: ω -поверхня, оптимізаційне покриття.

Постановка проблеми. На теперішній час актуальною науково-прикладною проблемою є розробка нових методів обробки та оптимізаційного перетворення складної геометричної інформації для її подальшого ефективного використання. Це обумовлено тим, що із перетворенням геометричної інформації пов'язані задачі з різних галузей діяльності людини, які мають важливе теоретичне та практичне значення. Одним із перспективних напрямків досліджень в рамках зазначеної проблеми є розробка моделей та методів розв'язання задач оптимального покриття заданих областей геометричними об'єктами зі змінними метричними характеристиками. Основним обмеженням даного класу задач є умова повного покриття заданої області, при цьому необхідно, щоб площі взаємного перетину об'єктів покриття, а також об'єктів покриття та доповнення заданої області до відповідного простору, були мінімальними. Ускладнює розв'язання даних задач те, що форма і розміри геометричних об'єктів покриття залежать від характеристик заданої області та визначаються з урахуванням місць розміщення початків локальних систем координат об'єктів покриття.

На теперішній час для формалізації обмежень в задачах оптимального покриття використовується клас ω -функцій, введений професором С. В. Яковлевим. Разом з тим, при застосуванні об'єктів покриття зі змінними метричними характеристиками аналітичне подання ω -функцій є надмірно громіздким, що практично унеможливлює одержання аналітичного розв'язку відповідних задач. У зв'язку з цим, іс-

нує необхідність в дослідженні геометричних властивостей даного класу функцій в задачах оптимізаційного покриття заданих областей об'єктами зі змінними метричними характеристиками.

Аналіз останніх досліджень. Основні властивості класу ω -функцій покриття наведені у роботі [1]. Постановка задачі оптимізаційного покриття заданих областей геометричними об'єктами зі змінними метричними характеристиками, на прикладі задачі раціонального розміщення оперативних підрозділів для захисту рухомого складу та об'єктів залізничного транспорту, наведена у роботі [2]. Модель оптимізаційного покриття заданих областей геометричними об'єктами зі змінними метричними характеристиками та дослідження її особливості наведено в роботах [3-4].

Формулювання цілей статті (постановка задачі). В даній роботі необхідно дослідити геометричні властивості ω -функцій в задачах оптимізаційного покриття заданих областей геометричними об'єктами зі змінними метричними характеристиками та розробити спосіб побудови ω -поверхонь з метою формалізації обмежень даного класу задач.

Основна частина. Постановка задачі оптимізаційного покриття заданих областей геометричними об'єктами зі змінними метричними характеристиками має наступний вигляд.

Нехай задано область покриття S_0 , що являє собою, в загальному випадку, неопуклий багатозв'язний багатокутник у двовимірному просторі. Даній області належать області заборони (на розміщення початків локальних систем координат об'єктів покриття) S_0^v , $v=1,2,\dots,N_v$, - компоненти зв'язності, що являють собою неопуклі багатокутники.

Необхідно покрити область S_0 мінімальною кількістю геометричних об'єктів S_i , $i=1,2,\dots,N$ (опуклі та неопуклі однозв'язні багатокутники, кола), зі змінними метричними характеристиками таким чином, щоб виконувалися наступні обмеження:

- покриття всієї заданої області S_0

$$S_0 \cap \left(\bigcup_{i=1}^N S_i \right) = S_0; \quad (1)$$

- мінімум площі взаємного перетину геометричних об'єктів S_i

$$S_i \cap S_j \rightarrow \min; \quad i=1,2,\dots,N; \quad j=i+1,\dots,N; \quad (2)$$

- мінімум площі перетину об'єктів S_i з областями заборони S_0^v

$$S_i \cap S_0^v \rightarrow \min; \quad i=1,2,\dots,N; \quad v=1,2,\dots,N_v; \quad (3)$$

- належність об'єктів S_i області S_0

$$cS_0 \cap S_i \rightarrow \min; i = 1, 2, \dots, N; cS_0 \cup S_0 = R^2; \quad (4)$$

- спеціальні умови, що формують об'єкти покриття

$$p_i \in F_i(S_0); i = 1, 2, \dots, N; \quad (5)$$

де $F_i(S_0)$ - множина форм і розмірів i -го об'єкта покриття.

Як було зазначено вище, для формалізації обмежень (1)÷(4) використовується клас ω -функцій. Для розробки моделі та обґрунтованого метода розв'язання задачі оптимізаційного покриття заданих областей геометричними об'єктами зі змінними метричними характеристиками необхідно зрозуміти, що являють собою умови оптимального покриття з геометричної точки зору, особливо за умови складності аналітичного подання ω -функцій для зазначених об'єктів покриття. У зв'язку з цим, розглянемо наступні твердження та визначення.

Твердження.1. ω -функція $\omega_\Omega(p_1; \dots; p_N; x_1, y_1; \dots; x_N, y_N) = 0$, в загальному випадку, утворює ω -гіперповерхню у просторі $R^{2N+1+2\sum_{i=1}^N n_i}$, де n_i - кількість вершин i -го багатокутника покриття; p_i - координати вершин i -го об'єкта покриття; (x_i, y_i) - координати початку локальної системи координат i -го об'єкта покриття в глобальній системі координат; $i = 1, 2, \dots, N$.

Аналогічні твердження можна зробити для кіл, а також для кіл і багатокутників.

Приклад. Розглянемо ω -функцію для двох прямокутників $S_1(a_1, b_1)$ та $S_2(a_2, b_2)$: $\omega_\Omega(a_1, b_1; a_2, b_2; x_1, y_1; x_2, y_2) = 0$. В даному випадку ω -функція утворює гіперповерхню у просторі R^9 (розмірність простору відповідає кількості параметрів ω -функції).

Властивість 1. Розглянемо ω -функцію для двох геометричних об'єктів S_1 та S_2 $\omega_\Omega(p_1; p_2; x_1, y_1; x_2, y_2) = 0$. При фіксації координат вершин обох об'єктів відносно їх локальних систем координат та початку локальної системи координат об'єкта S_1 можна отримати тривимірну проекцію ω -гіперповерхні $\omega_\Omega(p_2) = \omega_\Omega(x_2, y_2)$.

Визначення 1. Множину точок, координати яких задовольняють рівнянню $\omega_\Omega(p_2) = \omega_\Omega(x_2, y_2)$ назовемо ω -поверхнею.

В даній роботі запропоновано спосіб комп'ютерного моделювання ω -поверхонь. Для цього розглянемо побудову даних поверхонь

на прикладі взаємодії двох прямокутників S_1 та S_2 зі змінними метричними характеристиками.

Зазначений спосіб полягає в тому, що координати вершин обох прямокутників фіксуються у визначений момент часу, при цьому також фіксується положення локальної системи координат прямокутника S_1 . В подальшому здійснюється комп'ютерне моделювання ω -поверхні, яку отримують у дискретному вигляді шляхом обчислення значень ω -функції при кожній зміні положення прямокутника S_2 . Надалі відбувається зміна параметрів прямокутника S_2 та відбувається побудова наступної ω -поверхні. Таким чином, реалізація запропонованого способу дозволить отримати набір ω -поверхонь, що можуть у подальшому бути використані для представлення обмежень та оптимізації цільової функції в задачі покриття заданої області геометричними об'єктами зі змінними метричними характеристиками.

Для побудови ω -поверхонь було розроблене алгоритмічне та програмне забезпечення. Розглянемо побудову ω -поверхні при трансляції прямокутника S_2 відносно прямокутника S_1 . Нехай дані прямокутники мають наступні параметри: $a_1 = 7$; $b_1 = 3$; $a_2 = 5$; $b_2 = 2$. Тоді ω -поверхня буде мати вигляд, що наведений на рис. 1.

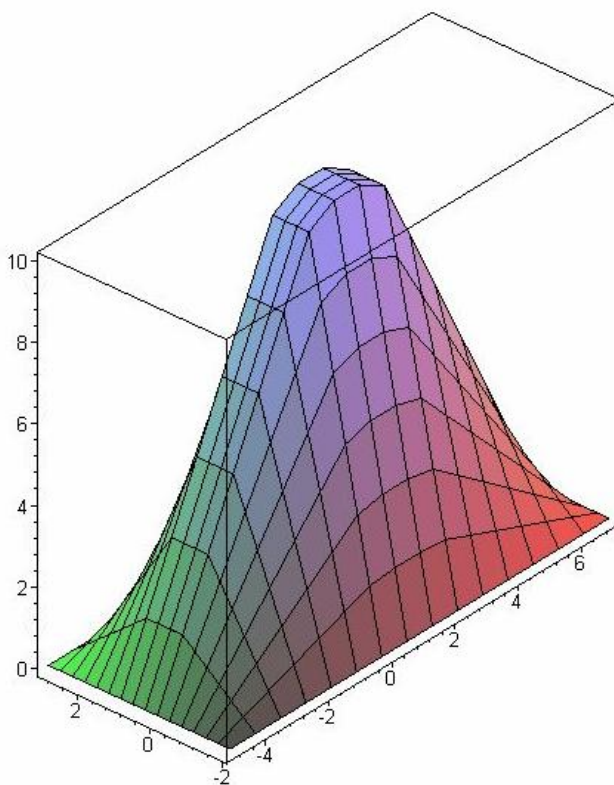


Рис. 1. ω -поверхня для двох прямокутників

Зафіксуємо параметри прямокутника S_1 , при цьому розміри прямокутника S_2 будуть змінюватись. Це призведе до перетворень ω -поверхні, що наведені на рис. 2 – 5.

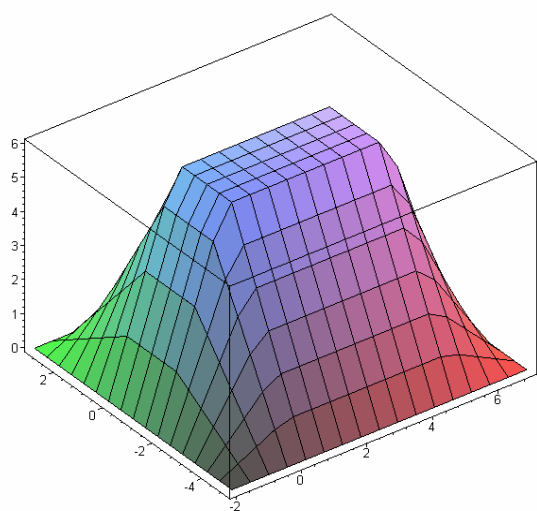


Рис. 2. ω -поверхня
($a_2 = 2$, $b_2 = 5$)

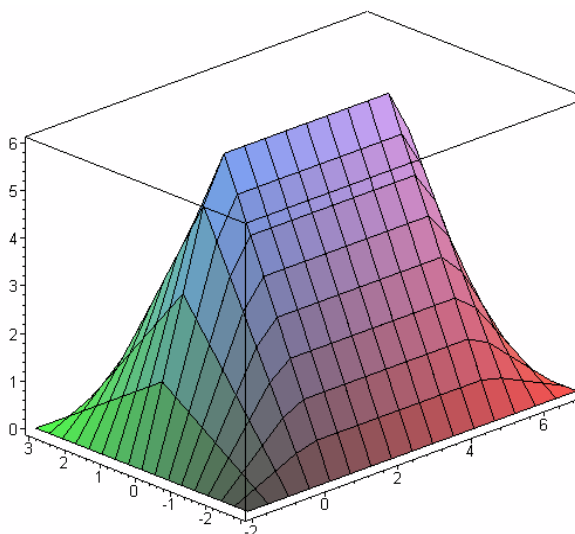


Рис. 3. ω -поверхня
($a_2 = 2$, $b_2 = 3$)

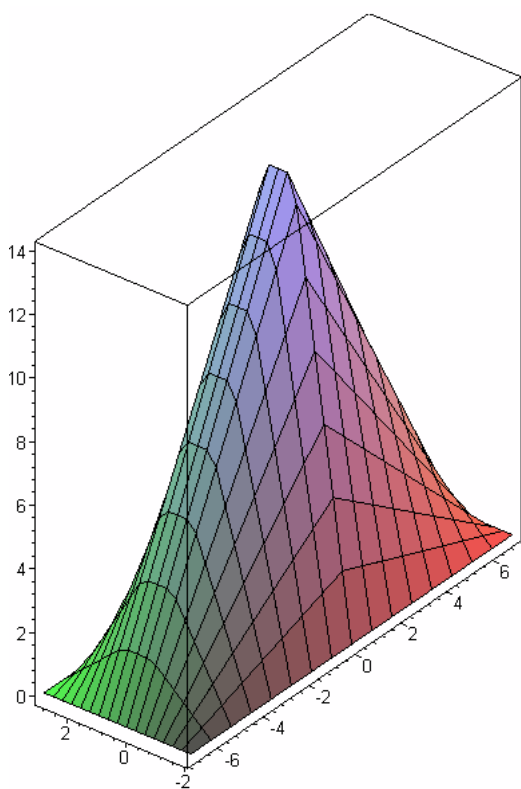


Рис. 4. ω -поверхня
($a_2 = 7$, $b_2 = 2$)

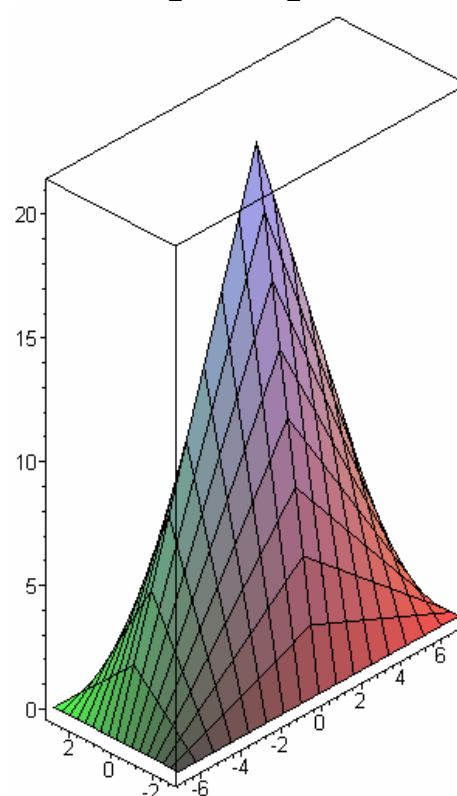


Рис. 5. ω -поверхня
($a_2 = 7$, $b_2 = 3$)

Дослідження ω -поверхонь дозволило сформулювати твердження та виявити основні їх властивості.



Твердження 2. Контур, що може бути отриманий шляхом перетину ω -поверхні для об'єктів S_1 та S_2 з площиною xOy , являє собою 0-рівень Ф-функції [1] для зазначених об'єктів.

Твердження 3. ω -поверхня для геометричних об'єктів S_1 та S_2 зі змінними метричними характеристиками являє собою об'єднання фрагментів поверхонь, що можуть бути отримані під час кожної зміни координат вершин (радіусів) відповідних об'єктів (приклад: для прямокутників S_1 та S_2 ω -поверхня являє собою об'єднання фрагментів поверхонь, що наведені на рис. 1 – 5).

Виходячи з твердження 3, можна сформулювати наступну властивість.

Властивість 2. ω -поверхня для геометричних об'єктів S_1 та S_2 зі змінними метричними характеристиками, в загальному випадку, є незв'язною.

Висновки. В даній роботі розроблено спосіб комп'ютерного моделювання ω -поверхонь в задачах оптимізаційного покриття геометричних об'єктів. Використання даного класу поверхонь є доцільним у зв'язку із складністю аналітичного подання ω -функцій для геометричних об'єктів зі змінними метричними характеристиками. Досліджені геометричні властивості ω -поверхонь дозволили формалізувати обмеження та розробити ефективний та обґрунтований метод розв'язання задачі оптимізаційного покриття заданих областей геометричними об'єктами зі змінними метричними характеристиками.

Література

1. Стоян Ю.Г. Математические модели и оптимизационные методы геометрического проектирования / Ю.Г. Стоян, С.В. Яковлев. – К.: Наукова думка, 1986. – 268 с.
2. Комяк В.М. Постановка задачі раціонального розміщення оперативних підрозділів для захисту рухомого складу та об'єктів залізничного транспорту / В.М. Комяк, О.М. Соболев, В.О. Собина // Проблеми надзвичайних ситуацій. Зб. наук. пр. УЦЗ України. – Харків: УЦЗУ, 2009. – Вип.9. – с. 56-62.
3. Комяк В.М. Загальна математична модель раціонального розміщення оперативних підрозділів для захисту рухомого складу та об'єктів залізниці / В.М. Комяк, О.М. Соболев, В.О. Собина // Вестник Херсонского национального технического университета. – Херсон, 2009. – Вып. 2(35). – с. 241-246.
4. Комяк В.М. Особливості загальної математичної моделі визначення раціональної кількості та місць розташування оперативних підрозділів для захисту об'єктів залізниці / В.М. Комяк, О.М. Соболев, А.Г. Коссе,



В.О. Собина // Проблеми надзвичайних ситуацій. Зб. наук. пр. УЦЗ України. – Харків: УЦЗУ, 2009. – Вип.10. – с. 106-111.

ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ Ω -ПОВЕРХНОСТЕЙ В ЗАДАЧАХ ОПТИМИЗАЦИОННОГО ПОКРЫТИЯ

А.Н. Соболев

Аннотация – в работе рассмотрен способ построения ω -поверхностей в задачах оптимизационного покрытия заданных областей геометрическими объектами с переменными метрическими характеристиками. Исследование свойств ω -поверхностей позволило формализовать ограничения данного класса задач.

GEOMETRIC MODELING Ω -SURFACES IN PROBLEMS OF OPTIMIZATION COVERING

O.M. Sobol

Summary

The paper considers a method for constructing ω -surfaces in problems of optimization covering defined areas by geometric objects with variable metric characteristics. Research the properties of ω -surfaces allows to formalize restrictions in the class of problems.



УДК 514.18

ГЕОМЕТРИЧНІ МНОЖИНИ В МОДЕЛЯХ ФОРМУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ МАРШРУТІВ

Шоман О. В., д.т.н.

Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут",

тел. (057)7076431,

Даниленко В. Я., доцент

Харківський національний автомобільно-дорожній університет,

тел. (057)7073724

Анотація – в статті розглянуто питання графічного подання даних в задачах формування транспортних маршрутів. Наведено деякі параметри, що обумовлюють побудову математичних моделей транспортних потоків. Пояснено доцільність геометричної інтерпретації моделей розподілу параметрів в цих задачах.

Ключові слова: формоутворення, геометричне моделювання, геометричні множини, криві та поверхні.

Постановка проблеми.

Створення нових підходів до проблем моделювання об'єктів і процесів залишається метою багатьох досліджень. Серед основних проблем можна визначити створення об'єктів, що забезпечують ефективне використання енергії, прогнозування тенденцій протікання процесів, пошуку шляхів геометричної інтерпретації та візуалізації математичних моделей і розв'язків числових розрахунків, одержаних математичними методами. Узагальнення розв'язань задач моделювання доцільно проводити на основі підходів прикладної геометрії. Звичайно, багато що залежить від виду вхідних даних і методів розрахунку. Так, під час розробки інформаційних систем (зокрема, на транспорті) проводяться спеціальні дослідження для формування транспортних маршрутів за умови стохастичного попиту. Тобто параметри для складання моделей мають випадковий характер і потребують накладення обмежень та припущень, завдяки чому стає можливим розгляд шляхів графічної інтерпретації розв'язків. Таким чином, задачі моделювання підлягають аналізу з визначенням параметрів, для яких можливо використання способів графічного подання даних.

Аналіз останніх досліджень.

Одним з найбільш поширених інноваційних підходів до прогнозування параметрів транспортних потоків вважають визначення прогнозних значень параметрів на базі моделей нейронних мереж [1]. Це прогресивний шлях, що має свої переваги, наприклад, він надає можливість обробляти складні залежності, неповну та "не відфільтровану" вхідну інформацію, якщо не відомі закономірності розвитку ситуації. В [2–4] досліджено формоутворення геометричних множин стосовно візуалізації розв'язків різних задач моделювання.

Формулювання цілей статті.

Визначити параметри, що обумовлюють побудову математичних моделей в задачах формування транспортних маршрутів. З'ясувати шляхи геометричної інтерпретації даних для цих задач.

Основна частина.

В задачах прогнозування метою, частіше за все, є одержання можливостей врахування і опису змін показників, що прогнозуються; досягнення гнучкості прогнозних моделей, точності прогнозу, можливості паралельного аналізу комплексних типів даних (особливо за умови перевезень різних видів вантажів),

Формування моделей транспортних маршрутів проводять на базі вхідних параметрів процесу доставки (випадкових впливів зовнішнього середовища [5, 6]) і параметрів попиту на транспортні послуги, в результаті чого визначаються показники якості обслуговування клієнтури.

Множини значень, якими оперують в задачах формування транспортних потоків, є множиною вантажовідправників і вантажоодержувачів [6]. В моделі, що описує ринок транспортних послуг, важливими параметрами є географічне розташування G_Q вантажовласника Q і потік (множина) P_Q замовлень попиту [7]: $Q = \{G_Q, P_Q\}$. У свою чергу, географічне розташування вантажовласників G_Q визначається (за сукупністю параметрів) координатами на сітці в прямокутній системі і рівнем географічної деталізації L : $G_Q = \{x, y, L\}$.

Розв'язання подібних задач супроводжується графічними схемами на площині, де сітка, яка моделює районування відповідно до значення географічної деталізації, є прямокутною, навіть квадратною. Тоді в алгоритм визначення географічного розташування вантажовласника вводиться лише номер географічного сегмента n , в якому той знаходиться: $G_Q = \{n, L\}$. Параметр попиту S_Q обмежується проміжком часу, оскільки характеризується як множина замовлень за цей час від вантажовласників на транспортне перевезення: $S_Q = \{k_1, \dots, k_N\}$ [6].

В задачах визначення відстаней доставки вживають значних спрощень. Так, якщо коефіцієнт непрямолінійності транспортної мережі близький до одиниці, то достатнім вважається наявність значень

параметрів географічного розташування вантажовідправника і вантажоодержувача, а відстань визначається як довжина відрізка в прямокутній системі координат за координатами кінців цього відрізка.

Для визначення оптимальної сукупності маршрутів вантажоперевезень накладають обмеження на дані: об'єм вантажів, ефективність маршрутів доставки (доцільність маршруту), час виконання замовлень.

Ми бачимо, що розв'язання багатопараметричних задач формування транспортних маршрутів вимагає обмежень і спрощень. Тільки за цих умов можливим є числовий розрахунок моделі. Оптимізаційні задачі розв'язуються методами стохастичного програмування [5].

В дослідженнях формування транспортних маршрутів (у галузі транспортних технологій) математичні моделі поки що розраховують без візуалізації результатів та їх геометро-графічного подання. А візуалізація моделі формування транспортних маршрутів суттєво збільшує можливості досліджень.

Наочною картиною поля даних з позицій прикладної геометрії є сітка ліній або низка поверхонь, які можна інтерпретувати як графіки зміни деяких параметрів поля в часі або розподіли цих параметрів у просторі на визначений момент часу. Вказані лінії та поверхні характеризують певні етапи процесу. На геометричну форму сім'ї паралельних ліній або поверхонь впливають вхідні параметри (значення та математична форма опису). Для здійснення графічної інтерпретації даних в кожній конкретній задачі необхідно мати гнучкий наочний геометричний апарат моделювання. Тоді випадкові параметри, що виникають з часом (наприклад, параметри замовлень в задачі формування транспортних маршрутів) та коригують обчислення, будуть відображатись і у наочному представленні моделі. Залежно від початкових та граничних умов задач геометричного змісту розроблено і застосовуються різні методи геометричного моделювання (рис. 1), що спираються на використання диференціальних рівнянь, конформних відображень, іміджевої екстраполяції [2].

Розв'язання задач формоутворення сімей геометричних образів часто стикається з ускладненням реалізації алгоритмів, якщо необхідно задовольнити умови, наприклад, паралельності геометричних елементів, що мають особливі точки або самоперетини. До того ж, виникають питання точності та адекватності розв'язків. При цьому розв'язок можна одержати точний, але геометрична форма отриманих об'єктів не відповідатиме вимогам практики. Таким чином, формоутворення згаданих об'єктів, у свою чергу, складає самостійну проблему.

Одні зображення можуть являти собою просторові моделі, що зберігають геометричну схожість з об'єктами, інші виступають у ро-

лі знакових і символічних позначень образів [10]. Ті з зображень, що пов'язані з тривимірним простором, забезпечуються відповідними алгоритмами прямих і обернених перетворень простору [3].

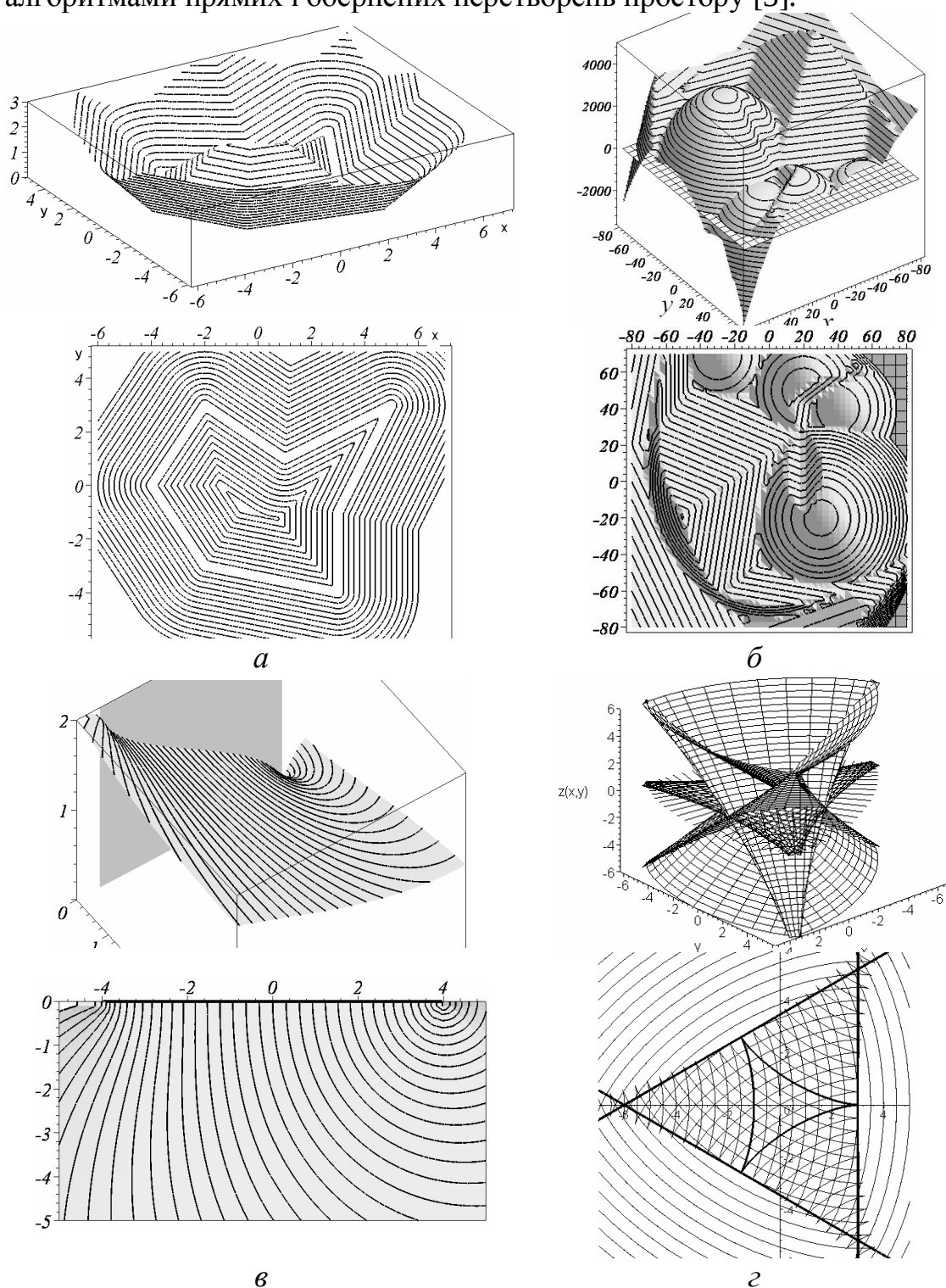


Рис. 1. Результати візуалізації розв'язків задач: *a*, *б* – за допомогою нормальних функцій [2, 8]; *в* – комплексних потенціалів аналітичних функцій [2, 4]; *г* – рівняння ейконала [2, 9]



Висновки.

Використання теорії множин в задачах формування транспортних потоків пов'язано зі складанням математичних моделей, де визначаються числові значення параметрів потоків вантажів. Візуалізація моделей розподілу параметрів можлива за умови інтерпретації масивів даних як геометричних множин.

Література

1. *Цона Н.В.* Построение нейросетевой прогнозирующей модели спроса на продукцию промышленного предприятия / *Н.В. Цона* // Экономика и управление. – 2010. – Вып. 1. – с. 14–19.
2. *Шоман О.В.* Паралельні множини в геометричному моделюванні явищ і процесів / *О.В. Шоман*. – Х.: НТУ "ХПІ", 2007. – 288 с.
3. *Даниленко В.Я.* Розробка алгоритмів лінійних та нелінійних перетворень для зображення об'єктів автомобільних доріг / *В.Я. Даниленко* // Геометричне та комп'ютерне моделювання. – Харків: ХДУХТ, 2007. – Вип. 18. – с. 203–208.
4. *Куценко Л.М.* Геометричне моделювання силових ліній вихору при розв'язанні задачі фільтрації / *Л.М. Куценко, О.В. Шоман* // Праці ТДАТА. – Мелітополь: ТДАТА, 2005. – Вип. 4. – т. 29. – с. 10–17.
5. *Кельтон В.* Имитационное моделирование / *В. Кельтон, А. Лоу*. – СПб.: Питер, 2004. – 847 с.
6. *Наумов В.С.* Информационные системы поддержки принятия решений при транспортном и экспедиторском обслуживании / *В.С. Наумов*. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 148 с.
7. *Наумов В.С.* Транспортно-экспедиционное обслуживание в логических системах / *В.С. Наумов*. – Х.: ХНАДУ, 2012. – 220 с.
8. *Рвачев В.Л.* Геометрические приложения алгебры логики / *В.Л. Рвачев*. – К.: Техніка, 1967. – 212 с.
9. *Куценко Л.М.* Визначення паралельних кривих як розв'язку диференціального рівняння ейконал / *Л.М. Куценко* // Прикладна геометрія та інженерна графіка. – К.: КНУБА, 2003. – Вип. 72. – с. 37–42.
10. *Даниленко В.Я.* Огляд напрямків використання геометричної інформації в енергозбереженні, екології та дизайні / *В.Я. Даниленко* // Прикладна геометрія та інженерна графіка. – К., 2009. – Вип. 82. – с. 142–147.



ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ МНОЖЕСТВА В МОДЕЛЯХ ФОРМИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ МАРШРУТОВ

О.В. Шоман, В.Я. Даниленко

Аннотация – в статье рассмотрены вопросы графического представления данных в задачах формирования транспортных маршрутов. Приведены некоторые параметры, обуславливающие построение математических моделей транспортных потоков. Пояснена целесообразность геометрической интерпретации моделей распределения параметров в этих задачах.

GEOMETRICAL SETS IN MODELS OF FORMING OF TRANSPORT ROUTES

O. Shoman, V. Danylenko

Summary

In the article the questions of graphic presentation of information are considered in the tasks of forming of transport routes. Some parameters, stipulating the construction of mathematical models of transport streams, are resulted. Expedience of geometrical interpretation of models of distributing of parameters is explained in these tasks.



УДК 004.925.8

ІНТЕГРОВАНЕ ПАРАМЕТРИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ФІГУР РІЗНОЇ ВИМІРНОСТІ

Вірченко Г. А., д.т.н.

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут»

Тел. (044) 204-94-46

Анотація – мета статті полягає в поданні методики комп'ютерного інтегрованого параметричного моделювання геометричних об'єктів різної вимірності. Розглянуті прийоми формоутворення проілюстровано відповідними прикладами, окреслено перспективні напрямки подальших наукових досліджень.

Ключові слова: автоматизоване проектування, вимірність, геометричні фігури, інтегроване параметричне моделювання, комп'ютерне формоутворення.

Постановка проблеми. Нині комп'ютерне формоутворення становить основу багатьох науково-технічних досліджень, які проводяться в різноманітних галузях промисловості, зокрема, машинобудівній, металургійній, нафтопереробній, хімічній і т. д. При цьому широко застосовуються такі геометричні фігури як точки, лінії, поверхні, тіла та багатовимірні об'єкти. Незважаючи на те, що серед них тільки тіла відповідають реальним фізичним предметам, а решта є суто абстракціями, останні доволі корисні, наприклад, під час автоматизованого проектування технічної продукції, математичного моделювання природних явищ і т. д.

При цьому однією з проблем постає потреба забезпечення гнучкого та продуктивного переходу від геометричних моделей, виконаних за допомогою фігур однієї вимірності, до моделей з об'єктами іншої вимірності. Наприклад, це стосується перетворення креслеників у комп'ютерні твердотільні моделі і навпаки, багатовимірних розрахунків – у конкретну конструкцію виробу тощо.

Аналіз останніх досліджень. Перспективним напрямком сучасного автоматизованого проектування є структурно-параметричний підхід до комп'ютерного формоутворення [1], який напрацьовано науковою школою прикладної геометрії Національного технічного універси-

тету України «Київський політехнічний інститут». Деякі аспекти параметричного моделювання розглянуто в публікаціях [2-7], що присвячені, зокрема, питанням побудови комбінованих об'єктів на основі ліній і поверхонь [2], твердотільному формоутворенню деталей і складаних одиниць [3], розв'язанню задач оптимізації [4, 5], у тому числі в галузі машинобудування, візуалізації багатовимірних фігур [6], а також інтеграції автоматизованого проектування складної технічної продукції на прикладі літака [7].

Формулювання цілей статті. Мета даної публікації полягає у викладенні загальних основ запропонованої методики інтегрованого параметричного моделювання геометричних фігур різної вимірності.

Основна частина. Відомо, що точки, лінії, поверхні та тіла – це відповідно нуль-, одно-, дво- та тривимірні об'єкти. Фігури, вимірність n ($n \in \mathbb{N}$) яких більша за три, називаються багатовимірними.

Під час формоутворення в нинішніх системах автоматизованого проектування, наприклад, Autodesk Inventor, SolidWorks, CATIA і т. д., широко використовуються точки, лінії, поверхні та тіла. Однак можливе для цих фігур взаємне перетворення реалізується не зміною певних їх властивостей, а належними командами, зокрема, кінематичних побудов, проєкціювання тощо. У багатьох комп'ютерних програмах зараз особливо популярний об'єктно-орієнтований підхід як на внутрішньому, для їх розробників, так і на зовнішньому, для користувачів, рівні. Для останніх, у випадку геометричного моделювання, значно зручніше, наприклад, присвоюванням нульового значення висоти прямого кругового циліндра перетворити його у необхідний круг, ніж виконувати відповідну операцію проєкціювання. Або, навпаки, визначивши бажаний вектор паралельного перенесення, зробити даний круг циліндром, за потреби, прямим чи похилим. Це ж стосується не тільки розглянутого взаємного перетворення між дво- та тривимірними фігурами, а також і між точками, лініями та поверхнями. Маючи параметрично визначену довільну поверхню (площину, сферичну, циліндричну і т. д.), за допомогою відповідних проміжків змінювання її параметрів отримуємо необхідні на ній точки та лінії. У протилежному випадку для точки або лінії обумовлюємо, зокрема, траєкторію та характер руху вздовж неї тощо.

Для іншого класу комп'ютерних систем, які мають справу з автоматизованим формоутворенням, таких як пакети математичного моделювання, наприклад, Mathcad, Matlab, Maple і т. д., характерна можливість аналітичного дослідження багатовимірних фігур, проте графічні засоби обмежені лише побудовою точок, ліній та поверхонь.

Таким чином, для сучасного комп'ютерного формоутворення актуальним завданням є реалізація інтегрованого параметричного моделювання геометричних фігур, яке забезпечує гнучкий та продуктив-

ний перехід об'єктів однієї вимірності в іншу. Далі запропоновану загальну методику проілюстровано виконаними конкретними побудовами.

Візьмемо за основу параметричне рівняння радіус-вектора $\mathbf{r}$ поверхні тора в декартовій системі координат $Oxyz$

$$\mathbf{r}(u, v) = (x, y, z) = (x_c + (R + r \cos u) \cos v, y_c + (R + r \cos u) \sin v, z_c + r \sin u), \quad (1)$$

де x_c, y_c, z_c – абсциса, ордината та апліката центра тора;

R та r – відповідно радіус напрямного та твірного кола;

$u \in [0, 2\pi], v \in [0, 2\pi]$ – параметри.

Відповідно до формули (1) зображено:

- на рис. 1, *а* – поверхню тора для значень $x_c=y_c=z_c=0, R=7, r=3$;
- на рис. 1, *б* – сферу для величин $x_c=y_c=z_c=0, R=0, r=8, v \in [0, \pi]$;
- на рис. 1, *в* – коло для значень $x_c=y_c=z_c=0, R=8, r=0$;
- нарис. 1, *г* – точку для величин $x_c=y_c=z_c=0, R=0, r=0$.

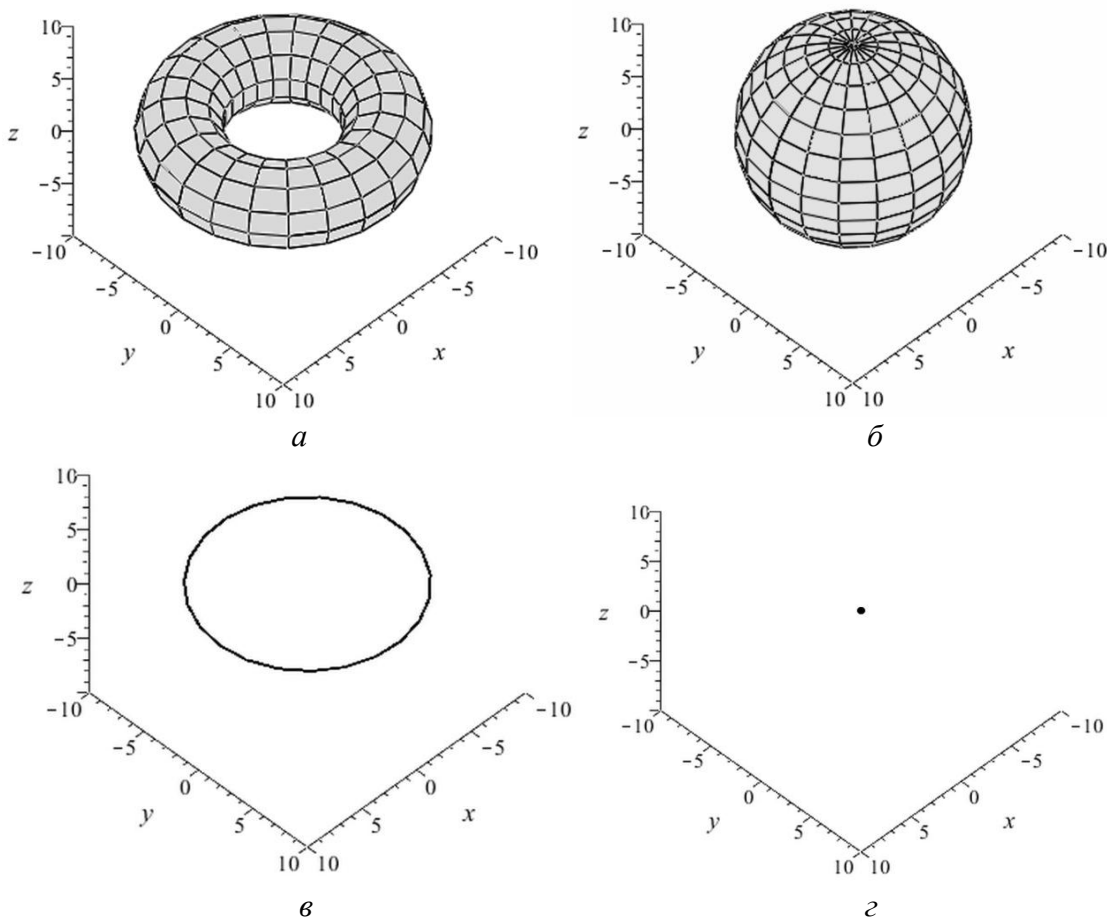


Рис. 1. Моделювання фігур згідно із залежністю (1):

а – поверхня тора; *б* – сфера; *в* – коло; *г* – точка

Таким чином бачимо, що рівняння геометричного об'єкта вищої вимірності, в даному разі поверхні, здатне відтворювати фігури нижчої вимірності, у проаналізованому випадку лінії та точки. При цьому сферу наведено для ілюстрації можливостей параметричного моделювання щодо змінювання зв'язності геометричних об'єктів.

Розглянемо узагальнення виразу (1) для опису тіла та багатовимірної фігури. Нехай це будуть відповідно залежності

$$\begin{aligned} \mathbf{r}(u, v, w) &= (x, y, z) = \\ &= (x_c + (R + (r + w) \cos u) \cos v, y_c + (R + (r + w) \cos u) \sin v, z_c + (r + w) \sin u), \end{aligned} \quad (2)$$

та

$$\begin{aligned} \mathbf{r}(u, v, w, t) &= (x, y, z) = \\ &= (x_c + (R + (r + w + t) \cos u) \cos v, y_c + (R + (r + w + t) \cos u) \sin v, z_c + (r + w + t) \sin u), \end{aligned} \quad (3)$$

де $w \in [0, W]$, $t \in [0, T]$ – додаткові параметри.

Згідно з формулою (2) на рис. 2, а наведено *тіло*, для якого $x_c = y_c = z_c = 0$, $R = 7$, $r = 2,5$ та $v \in [0, 5\pi; 1, 5\pi]$, $W = 0,5$. Зауважимо, що проміжок для параметра v тут і далі змінено лише з метою забезпечення наочності графічних ілюстрацій.

На підставі співвідношення (3) на рис. 2, б у тривимірному просторі показано два зображення *багатовимірної фігури* для величин $x_c = y_c = z_c = 0$, $R = 7$, $r = 1$, $v \in [0, 5\pi; 1, 5\pi]$, $W = 0,5$ та значень $t = 0$ і $t = 2$.

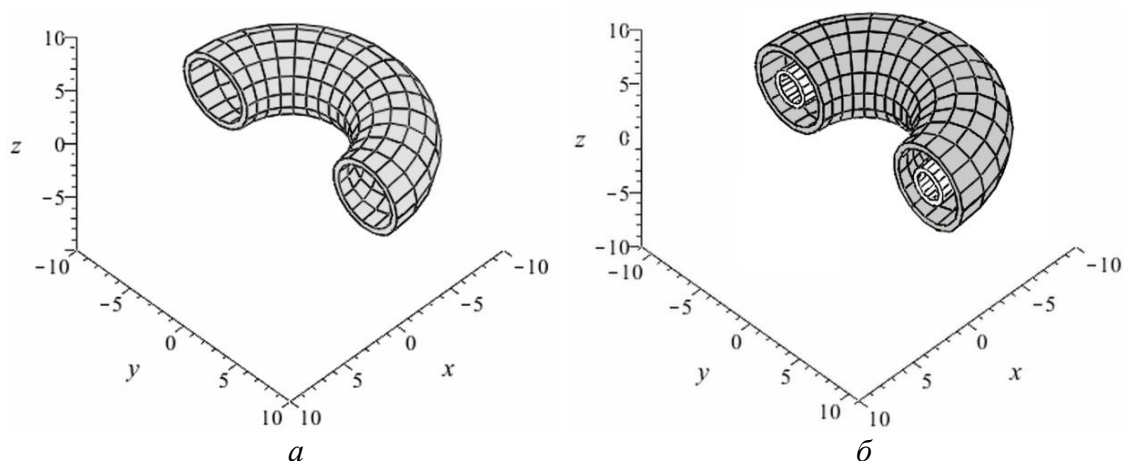


Рис. 2. Формоутворення тіла та багатовимірної фігури відповідно до:
а – рівняння (2); б – рівняння (3)

Останній приклад аналогічний випадку, коли дискретно:

- подають криволінійну поверхню на площині певною множиною впорядкованих ліній;
- відтворюють тіло у просторі потрібним чином розташованими



його перерізами.

Отже бачимо, що геометрична фігура вищої вимірності може бути подана в дискретній формі належним кортежем геометричних об'єктів нижчої вимірності.

Якщо в залежності (3) трактувати параметр t як час, то його варіюванню буде відповідати змінювання тіла, яке визначається виразом (2).

Аналіз цієї формули для наведених величин параметрів свідчить, що опрацьовувана фігура є подібною тору оболонкою, див. рис. 2, а (з урахуванням зробленого вище зауваження стосовно застосовуваного для забезпечення наочності проміжку параметра v). Тоді співвідношення (3) здатне моделювати динамічний процес модифікації зазначеної фігури.

Візуальне уявлення про його характер у діапазоні $t \in [0, 2]$ дає рис. 2, б. З нього бачимо, що досліджувана оболонка має товщину $W=0,5$, а її внутрішній радіус поступово збільшується від $r=1$ у момент $t=0$, до $r=3$ для значення $t=2$.

Таким чином, нами викладено загальні положення запропонованої методики інтегрованого параметричного моделювання геометричних об'єктів різної вимірності та проілюстровано їх конкретними прикладами.

Розглянутими матеріалами показано, що завдяки потрібним узагальненням математичних описів використовуваних фігур можна автоматизованим шляхом здійснювати не тільки перетворення фігур однієї вимірності в іншу, а й реалізовувати їх динамічну побудову. Останнє особливо важливо для візуалізації та оптимізації процесів виготовлення й експлуатації технічної продукції в багатьох галузях промисловості.

Висновки. У даній публікації проаналізовано базові аспекти інтегрованого комп'ютерного параметричного моделювання геометричних об'єктів різної вимірності, обґрунтовано теоретичну і практичну актуальність запропонованого підходу, визначено перспективні напрямки проведення подальших наукових досліджень з окресленої тематики.

Література

1. Ванін В.В. Визначення та основні положення структурно-параметричного геометричного моделювання / В.В. Ванін, Г.А. Вірченко // Геометричне та комп'ютерне моделювання. – Вип. 23. – Харків: ХДУХТ, 2009. – с. 42-48.
2. Вірченко Г.А. Комбіновані геометричні об'єкти на основі кривих і поверхонь / Г.А. Вірченко // Прикладна геометрія та інженерна графіка. – Вип. 86. – К.: КНУБА, 2010. – с. 226-231.
3. Вірченко Г.А. Твердотільне параметричне моделювання деталей і



- складальних одиниць у системі CADD5 / Г.А. Вірченко // Прикладна геометрія та інженерна графіка. – Вип. 79. – К.: КНУБА, 2008. – с. 164-170.
4. Вірченко Г.А. Структурно-параметричні методи апроксимації як засоби вирішення задач оптимізації / Г.А. Вірченко // Праці Тавр. держ. агротех. університету. – Вип. 4. Прикладна геометрія та інженерна графіка. – Т. 47. – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – с. 61-66.
 5. Вірченко Г. Використання геометричних методів апроксимації для розв'язування задач параметричної оптимізації в машинобудуванні / Г. Вірченко // Машинознавство. – 2010. – №6 (156). – с. 23 -27.
 6. Вірченко Г.А. Використання структурно-параметричного підходу для комп'ютерної візуалізації багатовимірних геометричних об'єктів / Г.А. Вірченко // Технічна естетика і дизайн. – Вип. 7. – К.: Віпол, 2010. – с. 68-73.
 7. Ванін В.В. Структурно-параметричні геометричні моделі як засіб інтеграції автоматизованого проектування сучасного літака / В.В. Ванін, Г.А. Вірченко // Вісник Херсонського національного техн. університету. – Вип. 3 (50). – Херсон: ХНТУ, 2014. – с. 571-574.

ИНТЕГРИРОВАННОЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ФИГУР РАЗНОЙ РАЗМЕРНОСТИ

Вирченко Г.А.

Аннотация – цель статьи заключается в изложении методики компьютерного интегрированного параметрического моделирования геометрических объектов разной размерности. Рассмотренные приемы формообразования проиллюстрированы соответствующими примерами, определены перспективные направления дальнейших научных исследований.

INTEGRATED PARAMETRIC MODELING OF VARIOUS DIMENSIONAL FIGURES

G. Virchenko

Summary

Purpose of the article is to present the methodology of computer integrated parametric modeling for geometric objects of various dimension. The techniques of shaping are illustrated with appropriate examples. The perspective directions for further scientific research are identified.



УДК 514.18

МОДЕЛЬ ОПТИМІЗАЦІЇ РОЗМІЩЕННЯ ПОЖЕЖНО-РЯТУВАЛЬНИХ ПІДРОЗДІЛІВ ДЛЯ ЗАХИСТУ ОБ'ЄКТІВ ПІДВИЩЕНОЇ НЕБЕЗПЕКИ ТА ПОТЕНЦІЙНО НЕБЕЗПЕЧНИХ ОБ'ЄКТІВ

Соболь О. М., д.т.н.*Національний університет цивільного захисту України,*

Тел. (068) 962-81-39

Мацулевич О. Є., к.т.н.*Таврійський державний агротехнологічний університет,*

Тел. (097) 260-43-74

Анотація – в роботі наведено постановку задачі та розроблено модель визначення оптимальної кількості та місць розташування пожежно-рятувальних підрозділів для захисту об'єктів підвищеної небезпеки та потенційно небезпечних об'єктів. Показано підхід до формалізації обмежень задачі.

Ключові слова: постановка задачі та модель, оптимальна кількість, пожежно-рятувальний підрозділ.

Постановка проблеми. На теперішній час загроза природно-техногенних катастроф постійно зростає. За останні 30 років кількість руйнівних стихійних лих і техногенних аварій, екологічних катастроф, які спричинили матеріальні збитки вищі за 1% річного валового продукту, збільшилась більше ніж у чотири рази.

Метою природно-техногенної сфери національної безпеки нашої держави є захист людини, суспільства та держави в цілому від природних і техногенних катастроф, а її завдання - зниження ризику виникнення надзвичайних ситуацій (НС), захист та життєзабезпечення населення і територій, термінове і своєчасне реагування на надзвичайні ситуації та ліквідація їх наслідків. Одним із важливих завдань у сфері цивільного захисту населення і територій є забезпечення ефективного реагування на надзвичайні ситуації на об'єктах підвищеної небезпеки (ОПН) та потенційно небезпечних об'єктах (ПНО), оскільки дані НС можуть мати катастрофічні наслідки. Особливо це стосується ОПН та ПНО, які розташовані у сільській місцевості, оскільки час прибуття пожежно-рятувальних підрозділів на місце НС може сягати до 1 годи-

ни. Більш того, не завжди може бути своєчасно реалізований відповідний номер виклику у випадку аварії на ОПН та ПНО. В зв'язку з цим, існує актуальна проблема підвищення ефективності реагування на НС (зокрема, пожежі), що можуть виникнути на об'єктах підвищеної небезпеки та потенційно небезпечних об'єктах.

Аналіз останніх досліджень. Відповідно до [1], об'єкт підвищеної небезпеки – це об'єкт, на якому використовуються, виготовляються, переробляються, зберігаються або транспортуються одна або кілька небезпечних речовин чи категорій речовин у кількості, що дорівнює або перевищує нормативно встановлені порогові маси, а також інші об'єкти як такі, що відповідно до закону є реальною загрозою виникнення надзвичайної ситуації техногенного та природного характеру. Також в [1] розглянуті питання ідентифікації ОПН, декларації безпеки, розробки плану локалізації і ліквідації аварій на ОПН тощо. Питання ідентифікації, паспортизації та моніторингу ПНО визначені в [2-4]. Разом з тим, на сьогоднішній день дослідження щодо забезпечення ефективного реагування на НС, що можуть виникнути на ОПН та ПНО (особливо у сільській місцевості) не проводились.

Формулювання цілей статті (постановка задачі). Метою даної роботи є побудова моделі оптимізації розміщення пожежно-рятувальних підрозділів для захисту об'єктів підвищеної небезпеки та потенційно небезпечних об'єктів.

Основна частина. Розглянемо постановку даної задачі. Нехай задано область S_0 , в якій знаходяться об'єкти підвищеної небезпеки та потенційно небезпечні об'єкти S_d , $d = 1, \dots, D$. Область S_0 може бути задана у вигляді багатокутника у власній системі координат. Об'єкти підвищеної небезпеки та потенційно небезпечні об'єкти являють собою точки, положення яких визначаються в системі координат об'єкта S_0 . Область S_0 має об'єкти заборони L_ξ , $\xi = 1, \dots, L$, в яких неприпустимо розміщувати пожежно-рятувальні підрозділи. Необхідно покрити область S_0 мінімальною кількістю районів функціонування пожежно-рятувальних підрозділів P_i , $i = 1, \dots, N$ (дані райони являють собою багатокутники зі змінними метричними характеристиками), так, щоб виконувались наступні обмеження:

- мінімум площі перетину районів функціонування пожежно-рятувальних підрозділів;
- належність районів функціонування пожежно-рятувальних підрозділів області S_0 ;
- мінімум площі перетину районів функціонування пожежно-рятувальних підрозділів з областями заборони L_ξ , $\xi = 1, \dots, L$;



- належність об'єктів підвищеної небезпеки та потенційно небезпечних об'єктів S_d , $d = 1, \dots, D$, області перетину M_d районів функціонування пожежно-рятувальних підрозділів, що забезпечують реагування на аварію (пожежу) на ОПН або ПНО відповідно до номеру виклику;

- час прибуття пожежно-рятувальних підрозділів до найвіддаленішої точки району виїзду P_i , $i = 1, \dots, N$, має не перевищувати заданого T^* ;

- розміщення пожежно-рятувальних підрозділів здійснюється у населених пунктах, де кількість населення перевищує задане значення C^* .

Очевидно, що дана задача являє собою задачу оптимального покриття області S_0 геометричними об'єктами зі змінними метричними характеристиками P_i , $i = 1, \dots, N$, з урахуванням «центрів тяжіння» S_d , $d = 1, \dots, D$.

Модель оптимізації розміщення пожежно-рятувальних підрозділів для захисту об'єктів підвищеної небезпеки, може бути записана за допомогою модифікованої ω - функції покриття:

$$u^* = \arg \min_{u \in W} N(u); u = \{m_i; v_i\}; i = 1, \dots, N; \quad (1)$$

де W :

$$\omega \left(\begin{matrix} m_N \\ \bigcup_{i=1}^N P_i \end{matrix}, m_0, \begin{matrix} v_N \\ \bigcup_{i=1}^N P_i \end{matrix}, v_0 \right) = S^0; \quad (2)$$

$$\omega(m_i, m_j, v_i, v_j) \rightarrow \min; \quad (3)$$

$$i = 1, \dots, N; j = i + 1, \dots, N;$$

$$\omega(m_i, m_{cS_0}, v_i, v_{cS_0}) \rightarrow \min; \quad (4)$$

$$i = 1, \dots, N; S_0 \cup cS_0 = R^2;$$

$$\omega(m_i, m_\xi, v_i, v_\xi) \rightarrow \min; \quad (5)$$

$$i = 1, \dots, N; \xi = 1, \dots, L;$$

$$S_d \in \bigcap_{k=1}^{M_d} P_k'; d=1, \dots, D; P_k' \in \{P_i'\}, i=1, \dots, N; \quad (6)$$

$$T(P_i) \leq T^*; i=1, \dots, N; \quad (7)$$

$$C(v_i) \geq C^*; i=1, \dots, N. \quad (8)$$

В моделі (1)÷(8) вираз (1) являє собою цільову функцію задачі, при цьому m_i - метричні характеристики об'єктів P_i , $i=1, \dots, N$ (наприклад, координати вершин багатокутників в локальній системі координат), v_i - параметри розміщення об'єктів P_i (положення локальної системи координат i -го об'єкта в глобальній системі координат) [5]; вираз (2) являє собою умову покриття всієї області S_0 , m_N і $\bigcup_{i=1}^N P_i$

v_N , відповідно, метричні характеристики та параметри розміщення $\bigcup_{i=1}^N P_i$

об'єкта $\bigcup_{i=1}^N P_i$, m_0 і v_0 - метричні характеристики і параметри розмі-

щення області S_0 , S^0 - площа об'єкта S_0 ; вираз (3) – умова мінімуму взаємного перетину об'єктів P_i та P_j ; вираз (4) – умова мінімуму перетину об'єктів P_i з доповненням області S_0 до евклідового простору R^2 ; вираз (5) – умова мінімуму взаємного перетину об'єктів P_i з областями заборони L_ξ , $\xi=1, \dots, L$; вираз (6) – умова належності об'єктів S_d , $d=1, \dots, D$, області перетину об'єктів P_k' , що належать множині об'єктів P_i ; вираз (7) – умова щодо припустимого часу прибуття пожежно-рятувальних підрозділів до місця виклику; вираз (8) – умова розміщення пожежно-рятувальних підрозділів у відповідних населених пунктах.

Слід відзначити, що аналіз об'єкту захисту S_0 разом з об'єктами S_d , $d=1, \dots, D$, дозволить конкретизувати модель (1)÷(8). Дослідження особливостей зазначеної математичної моделі дозволить побудувати область припустимих розв'язків задачі оптимізації розміщення пожежно-рятувальних підрозділів для захисту ОПН та ПНО, а також розробити обґрунтований метод розв'язання даної задачі.

Що стосується аналітичного подання обмежень (2)÷(5), то воно може бути здійснено за допомогою наступної функції [6]:

$$\omega_{\Omega} = \begin{cases} \frac{1}{2} \left[x_{2,1} \cdot (y_{2,n} - y_{2,2}) + \sum_{i=2}^{n-1} x_{2,i} \cdot (y_{2,i-1} - y_{2,i+1}) + \right. \\ \quad \left. + x_{2,n} \cdot (y_{2,n-1} - y_{2,1}) \right], \text{ при } S_1 \cap S_2 = S_2; \\ \frac{1}{2} \left[x_{A_1} \cdot (y_{n_{A_p}}^{A_p} - y_1^{A_1}) + \dots + x_{n_{A_1}}^{A_1} \cdot (y_{n_{A_1}-1}^{A_1} - y_{A_2}) + \right. \\ \quad \left. + x_{A_2} \cdot (y_{n_{A_1}}^{A_1} - y_1^{A_2}) + \dots \right. \\ \quad \left. + x_{n_{A_p}}^{A_p} \cdot (y_{n_{A_p}-1}^{A_p} - y_{A_1}) \right], \text{ при } S_1 \cap S_2 \neq \emptyset; \\ 0, \text{ при } S_1 \cap S_2 = \emptyset. \end{cases} \quad (9)$$

Геометрична інтерпретація виразу (9) наведена на рис. 1

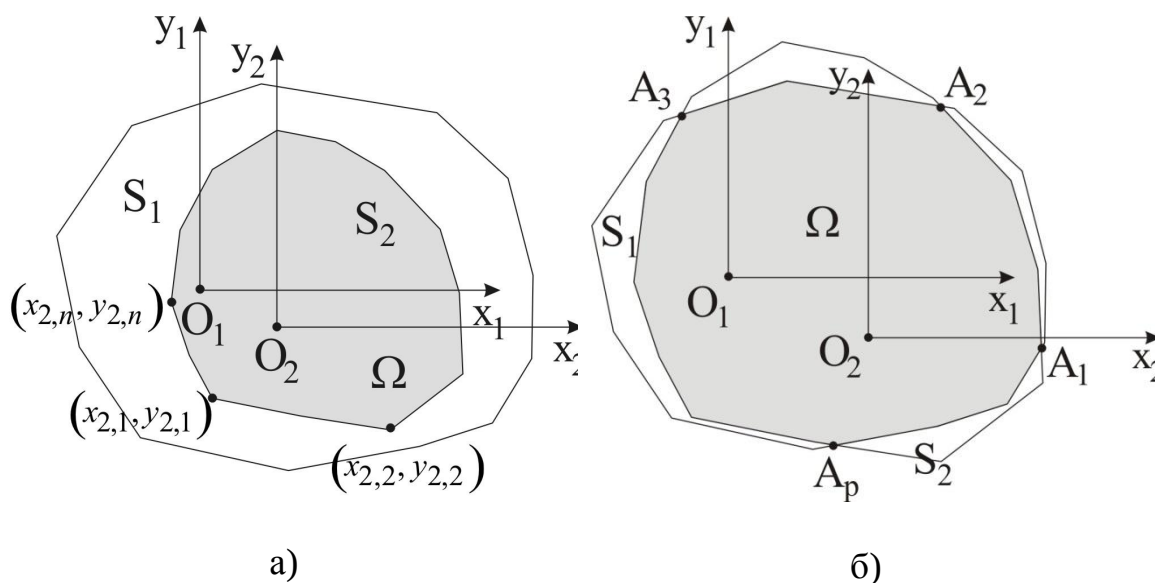


Рис. 1. Геометрична інтерпретація ω -функції покриття

Висновки. В даній роботі здійснено постановку та розроблено модель оптимізації розміщення пожежно-рятувальних підрозділів для захисту об'єктів підвищеної небезпеки та потенційно небезпечних об'єктів. Показано, що дана задача відноситься до класу задач оптимізаційного геометричного проектування, а саме, до задач оптимального покриття заданих об'єктів з урахуванням «центрів тяжіння». Подальші дослідження будуть спрямовані на аналіз області припустимих розв'язків та розробку метода розв'язання даної задачі.

*Література*

1. Закон України «Про об'єкти підвищеної небезпеки».
2. Наказ МНС України від 23.02.2006 р. №98 «Про затвердження Методики ідентифікації потенційно небезпечних об'єктів».
3. Наказ МНС України від 18.12.2000 р. №338 «Про затвердження Положення про паспортизацію потенційно небезпечних об'єктів».
4. Наказ МНС України від 06.11.2003 р. №425 «Про затвердження Положення про моніторинг потенційно небезпечних об'єктів».
5. *Стоян Ю.Г.* Математические модели и оптимизационные методы геометрического проектирования / *Ю.Г. Стоян, С.В. Яковлев.* – К.: Наукова думка, 1986. – 268 с.
6. *Собина В.О.* Раціональне покриття заданих областей геометричними об'єктами зі змінними метричними характеристиками: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.01.01 «Прикладна геометрія, інженерна графіка» / *В.О. Собина.* – Мелітополь, 2012. – 22 с.

**МОДЕЛЬ ОПТИМИЗАЦИИ РАЗМЕЩЕНИЯ
ПОЖАРНО-СПАСАТЕЛЬНЫХ ПОДРАЗДЕЛЕНИЙ
ДЛЯ ЗАЩИТЫ ОБЪЕКТОВ ПОВЫШЕННОЙ ОПАСНОСТИ
И ПОТЕНЦИАЛЬНО ОПАСНЫХ ОБЪЕКТОВ**

А.Н. Соболев, А.Е. Мацулевич

Аннотация – в работе приведена постановка задачи, а также разработана модель определения оптимального количества и мест размещения пожарно-спасательных подразделений для защиты объектов повышенной опасности и потенциально опасных объектов. Показан подход к формализации ограничений задачи.

**MODEL OF OPTIMUM PLACEMENT FIRE AND RESCUE
SERVICES FOR HIGH-RISK AND POTENTIALLY
DANGEROUS OBJECTS PROTECTION**

O. Sobol, O. Matsulevych

Summary

In this paper the problem statement and the model of definition optimum number and placement fire and rescue services for high-risk and potentially dangerous objects protection are considered. Approach to formalization restrictions of the problem is shown.



УДК 004.925.8

МЕТОД ПОЛІПАРАМЕТРИЗАЦІЇ ЯК ІНВАРІАНТНИЙ КОМПОНЕНТ КОМП'ЮТЕРНОГО ФОРМОУТВОРЕННЯ

Ванін В. В., д.т.н.

Вірченко Г. І.^{*}

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут»

Тел. (044) 204-82-51

Анотація – у публікації проаналізовано питання застосування методу поліпараметризації як інваріантної складової сучасних комп'ютерних систем геометричного моделювання, викладено загальний підхід, наведено конкретні приклади, визначено перспективи проведення подальших наукових досліджень.

Ключові слова: варіантне формоутворення, комп'ютерне геометричне моделювання, метод поліпараметризації, системи автоматизованого проектування (САПР).

Постановка проблеми. У наш час комп'ютерне геометричне моделювання являє собою основу для автоматизованого проектування багатьох технічних об'єктів, зокрема, літаків, автомобілів, верстатів, приладів, будівель і т. д. Зазначену роль обумовлено тим, що довільний досліджуваний предмет або процес існує, навіть віртуально, тільки в тому випадку, коли має певні свої параметри форми, розмірів та положення у просторі.

З метою досягнення оптимальних результатів у нинішніх САПР розробка технічної продукції здійснюється, зазвичай, варіантним способом, який забезпечує гнучку адаптацію створюваних технічних об'єктів до існуючих вимог. При цьому доволі перспективним напрямком вважається динамічне геометричне моделювання, широко застосовуване, наприклад, для відображення кінематики машин, візуалізації різноманітних технологічних процесів і т. д. У зазначених умовах актуальною проблемою постає забезпечення ефективної реалізації окреслених завдань, що суттєво залежать як від наявних програмно-технічних засобів комп'ютерної графіки, так і використовуваного відповідного математичного забезпечення. Одному з аналітичних методів

розв'язання наведених задач і присвячено дану статтю.

Аналіз останніх досліджень. Метод поліпараметризації є подальшим розвитком структурно-параметричного та комбінаторно-варіаційного підходів до варіантного формоутворення [1, 2], напрацьованих науковою школою прикладної геометрії Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Деякі сфери їх упровадження висвітлено в публікаціях [3, 4].

Загальні теоретичні основи методу поліпараметризації викладено в роботах [5, 6], а приклади практичного застосування подано у виданні [7].

Формулювання цілей статті. Завдання цієї праці полягає в обґрунтуванні інваріантного характеру методу поліпараметризації щодо динамічного формоутворення таких геометричних фігур як лінії, поверхні та тіла.

Основна частина. Параметричне визначення радіус-вектора $\mathbf{r}$ довільної фігури в n -вимірному, $n \in N$, просторі має вигляд

$$\mathbf{r} = \mathbf{r}(u_1, \dots, u_j, p_1, \dots, p_k); \quad u_j \in [u_{\min j}, u_{\max j}], \quad j \leq n, \quad (1)$$

де u_j – параметри-змінні;

p_k – параметри-сталі;

j, k – цілі невід'ємні числа.

Аналіз виразу (1) показує, що кількість k параметрів-сталих може бути довільною, навіть, нульовою, як і число j параметрів-змінних, що не перевищує вимірність n досліджуваного простору.

Акцентуємо увагу на принциповій різниці між наведеними параметрами. Для перших, під час відтворення модельованої фігури, характерним є змінювання в певних проміжках, а другі, при цьому, мають лише свої сталі величини. Число параметрів-змінних визначає вимірність геометричного об'єкта, тобто точки, лінії, поверхні та тіла є відповідно нуль-, одно-, дво- та тривимірними фігурами.

Умовно параметри-змінні вважатимемо компонентами *внутрішньої параметризації* фігури, а параметри-сталі – засобами її *зовнішньої параметризації*.

Далі досліджується застосування методу поліпараметризації до областей внутрішнього параметричного визначення ліній, поверхонь і тіл в аспекті реалізації динамічного варіантного формоутворення під час комп'ютерного геометричного моделювання. Тоді, на підставі залежностей (1), для ліній, поверхонь і тіл відповідно маємо

$$\mathbf{r} = \mathbf{r}(u_1) = \mathbf{r}(u), \quad \mathbf{r} = \mathbf{r}(u_1, u_2) = \mathbf{r}(u, v), \quad \mathbf{r} = \mathbf{r}(u_1, u_2, u_3) = \mathbf{r}(u, v, w), \quad (2)$$

де $\mathbf{r}$ – радіус-вектор у деякій системі координат (декартовій, сферичній, циліндричній тощо);

$u \in [u_{\min}, u_{\max}]$, $v \in [v_{\min}, v_{\max}]$, $w \in [w_{\min}, w_{\max}]$ – параметри.

У праці [5] для систематизації способів динамічного варіантного формоутворення прийнято множини

$$C = B_1 \times B_2 \times B_3 = (C_i)_1^8, \quad (3)$$

яка є декартовим добутком його властивостей

$$B = (B_i)_1^3,$$

де B_1 =(неперервність), $B_1=(B_{11}, B_{12})$ =(формоутворення безперервне, формоутворення дискретне);

B_2 =(напрямок), $B_2=(B_{21}, B_{22})$ =(одно-направлене, багато-направлене); B_3 =(характер ділянок параметризації);

$B_3=(B_{31}, B_{32})$ =(сталі ділянки параметризації, змінні ділянки параметризації).

У цій же роботі, зокрема, для способу C_1 =(формоутворення неперервне одно-направлене зі сталими ділянками параметризації), подано наступні аналітичні залежності для опрацьовуваних ділянок D областей параметричного визначення:

– ліній

$$D = (D_n)_1^{N_D},$$

$$D_i = (u_i \in [(i-1)/N_D, i/N_D]); \quad (4)$$

– поверхонь

$$D = (D_{i,j})_1^{N_{Du}}, {}_1^{N_{Dv}} = (D_n)_1^{N_{Du} \cdot N_{Dv}} = (D_n)_1^{N_D},$$

$$D_{i,j} = (u_i \in [(i-1)/N_{Du}, i/N_{Du}], v_j \in [(j-1)/N_{Dv}, j/N_{Dv}]); \quad (5)$$

– тіл

$$D = (D_{i,j,k})_1^{N_{Du}}, {}_1^{N_{Dv}}, {}_1^{N_{Dw}} = (D_n)_1^{N_{Du} \cdot N_{Dv} \cdot N_{Dw}} = (D_n)_1^{N_D},$$

$$D_{i,j,k} = (u_i \in [(i-1)/N_{Du}, i/N_{Du}], v_j \in [(j-1)/N_{Dv}, j/N_{Dv}], w_k \in [(k-1)/N_{Dw}, k/N_{Dw}]), \quad (6)$$

де i, j, k – індекси поточної ділянки параметризації вздовж параметра u, v, w ;

N_{Du}, N_{Dv}, N_{Dw} – відповідна кількість ділянок;

N_D – сумарне їх число.

Співвідношення (2), (4) ... (6) засвідчують узагальнене, згідно зі

зростанням вимірності опрацьовуваних фігур, використання методу поліпараметризації для способу формоутворення C_1 . Мається на увазі здатність наведених математичних описів об'єктів більшої вимірності при сталих величинах певних параметрів визначати об'єкти меншої вимірності. Здійснення динамічного варіантного комп'ютерного геометричного моделювання на базі елементів (4) ... (6) реалізується різноманітними їх комбінаціями, які відтворюються в часі відповідно до потрібних закономірностей. Також бачимо, що проаналізовані формули не залежать від конкретних аналітичних дефініцій фігур, тобто інваріантні до них.

Викладені в попередньому абзаці міркування справедливі і для решти елементів кортежу (3), іншими словами способів варіантного формоутворення методом поліпараметризації.

Проілюструємо подані вище прийоми моделювання. Розглянемо комп'ютерну побудову ліній, поверхонь і тіл на прикладі геометричних об'єктів, які визначаються гвинтовим переміщенням певних фігур. Під останнім розумітимемо обертання навколо прямолінійної осі та одночасне паралельне перенесення вздовж неї. На рис. 1, *а* показано лінію, що формується точкою, яка рухається з радіусом обертання $R=1$ і кроком $P=2\pi$, тобто відповідним переміщенням уздовж осі за один повний оборот. Рівняння даної гвинтової лінії у прямокутній декартовій системі координат $Oxyz$ має вигляд

$$\mathbf{r}(u) = (x, y, z) = (R \cos u, R \sin u, \frac{P}{2\pi} u), \quad (7)$$

де, з використанням позначень виразу (1), $p_1=R$; $p_2=P$; $u \in [0, 4\pi]$ – кут обертання навколо осі z .

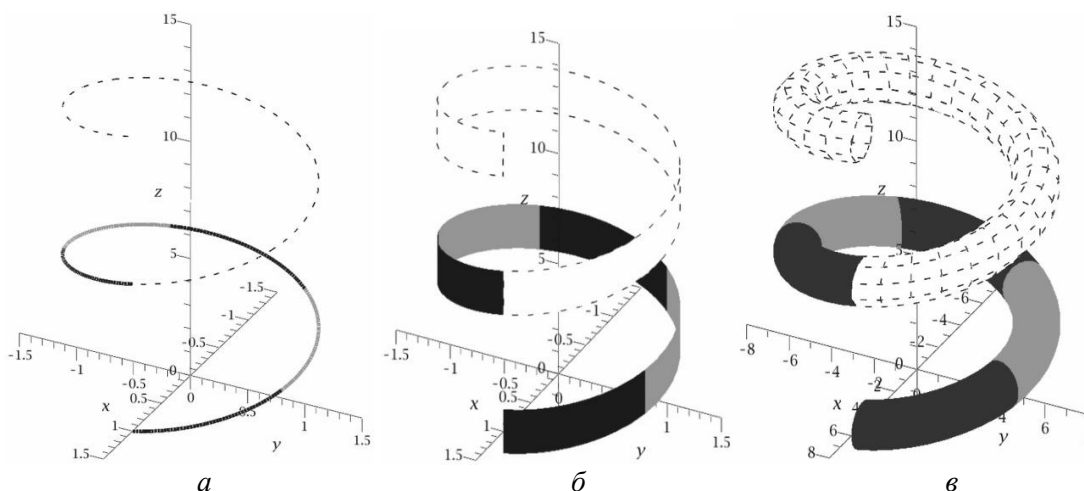


Рис. 1. Приклади комп'ютерного динамічного формоутворення:

а – ліній; *б* – поверхонь; *в* – тіл

На рис. 1 штрихами показано діапазони максимально можливого варіювання геометричних об'єктів, а їх частини, які відповідають опрацьованим ділянкам параметризації – різним кольором. На всіх зображеннях динамічні фігури подано в момент $u=2\pi$, а область визначення цього параметра поділена на 10 рівних елементів.

Рис. 1, б ілюструє комп'ютерне моделювання поверхонь, що узагальнюють попередній випадок формоутворення ліній за рахунок використання додаткового параметра v у виразі (7), тобто

$$\mathbf{r}(u, v) = (x, y, z) = (R \cos u, R \sin u, \frac{P}{2\pi}u + v), \quad (8)$$

де $v \in [-1, 1]$ – визначає для побудованої гвинтової стрічки потрібну її ширину, яка не повинна перевищувати крок P .

Шляхом подальших узагальнень залежності (8) одержуємо

$$\begin{aligned} \mathbf{r}(u, v, w) &= (x, y, z) = \\ &= ((R + v \cos w) \cos u, (R + v \cos w) \sin u, \frac{P}{2\pi}u + v \sin w), \end{aligned} \quad (9)$$

де $v \in [0, 1]$ – радіус круга, який рухається вздовж гвинтової лінії;

$w \in [0, 2\pi]$ – кут повороту зазначеного радіуса.

На рис. 1, в наведено тіло, сформоване згідно з виразом (9) та значеннями $R=5$, $P=2\pi$. Очевидним є подальше узагальнення опрацьованого геометричного об'єкта нарощуванням зовнішньої параметризації, зокрема, введенням радіуса r круга як множника перед параметром v у формулі (9), змінюванням радіуса R відповідно до певної залежності і т. д.

Таким чином, нами обґрунтовано інваріантний характер застосування методу поліпараметризації для динамічного формоутворення таких фігур як лінії, поверхні та тіла, що й було головною метою цієї публікації. Перспективними напрямками проведення подальших досліджень за даною тематикою можна вважати розв'язання в середовищі САПР конкретних задач динамічного варіантного геометричного моделювання різноманітних технічних об'єктів та процесів їх виготовлення й експлуатації.

Висновки. У даній статті висвітлено питання використання запропонованого авторами методу поліпараметризації як інваріантної складової засобів динамічного комп'ютерного формоутворення в нинішніх САПР. При цьому подано загальний підхід, проаналізовано



конкретні приклади побудов ліній, поверхонь і тіл, визначено перспективи проведення нових наукових розвідок. Наведені матеріали сприяють удосконаленню теорії та практики сучасної комп'ютерної графіки.

Література

1. *Ванін В.В.* Визначення та основні положення структурно-параметричного геометричного моделювання / В.В. Ванін, Г.А. Вірченко // Геометричне та комп'ютерне моделювання. – Вип. 23. – Харків: ХДУХТ, 2009. – с. 42-48.
2. *Ванін В.В.* Застосування структурно-параметричного підходу як методології комп'ютерної комбінаторно-варіаційної геометрії / В.В. Ванін, Г.А. Вірченко, В.Г. Вірченко // Прикладна геометрія та інж. графіка. – Вип. 87. – К.: КНУБА, 2011. – с. 12-17.
3. *Ванін В.В.* Структурно-параметричні моделі як засіб інтеграції автоматизованого проектування сучасного літака / В.В. Ванін, Г.А. Вірченко // Вісник Херсонського національного технічного університету. – Вип. 3 (50). – Херсон: ХНТУ, 2014. – с. 571-574.
4. *Ванін В.В.* Применение комбинаторно-вариационного подхода для компьютерного геометрического моделирования инженерных конструкций и сооружений / В.В. Ванин, С.Л. Шамбина, В.Г. Вирченко // Строительная механика инженерных конструкций и сооружений. – №4. – М.: ИПК РУДН, 2013. – с. 3-8.
5. *Ванін В.В.* Варіантне моделювання геометричних об'єктів методом поліпараметризації / В.В. Ванін, Г.І. Вірченко, С.Г. Вірченко // Проблеми інформаційних технологій. – №2 (16), 2014. – Херсон: ХНТУ, 2014. – с. 76-79.
6. *Вірченко Г.І.* Застосування графів-дерев для динамічного варіантного моделювання геометричних об'єктів / Г.І. Вірченко // Комп'ютерно-інтегровані технології: освіта, наука, виробництво. – № 19. – Луцьк: ЛНТУ, 2015. – с. 96-99.
7. *Ванин В.В.* Вариантное компьютерное макетирование оболочек на основе полипараметризации их срединных поверхностей / В.В. Ванин, С.Л. Шамбина, Г.И. Вирченко // Строительная механика инженерных конструкций и сооружений. – № 6. – М.: РУДН, 2015. – С. 3-8.



МЕТОД ПОЛИПАРАМЕТРИЗАЦИИ КАК ИНВАРИАНТНЫЙ КОМПОНЕНТ КОМПЬЮТЕРНОГО ФОРМООБРАЗОВАНИЯ

Ванин В.В., Вирченко Г.И.

Аннотация – в данной публикации проанализированы вопросы применения метода полипараметризации как инвариантной составляющей современных компьютерных систем геометрического моделирования, изложен общий подход, приведены конкретные примеры, определены перспективы проведения дальнейших научных исследований.

POLYPARAMETERIZATION METHOD AS INVARIANT COMPONENT OF COMPUTER SHAPING

V. Vanin, G. Virchenko

Summary

This publication analyzes the application of the polyparameterization method as an invariant component of modern computer systems of geometric modeling. The paper presents a general approach, concrete examples, identified the perspectives for further scientific researches.



УДК 004.932.72

МЕТОДИКА АНАЛІЗУ ЗОБРАЖЕНЬ ОДНОТИПНИХ ОБ'ЄКТІВ НА ОСНОВІ КЛАСИФІКАЦІЙНИХ ОЗНАК ГЕОМЕТРИЧНИХ ІНВАРІАНТІВ

Малкіна В. М., д.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

тел.: (0619) 42-68-62.

Анотація - запропонована методика розпізнавання структур однотипних за геометричною формою об'єктів на основі методів комп'ютерного зору для вирішення проблеми автоматизації аналізу даних. Переваги запропонованої методики складається у можливості виділення на зображенні однорідних об'єктів, оцінка їх кількості та взаємного розташування при наявності ефекту перетину зображень окремих об'єктів та наявності ділянок спільних границь.

Ключові слова: обробка зображень, аналіз зображень, геометричні інваріанти, методи класифікації, компактність.

Постанова проблеми. Дослідження зображень, які містять об'єкти однотипної геометричної форми можуть стати основою для проведення аналізу у певних предметних областях. Найчастіше, такі дослідження проводять шляхом візуального аналізу, який виконує, безпосередньо, сам дослідник, що може привести до складностей, які пов'язані з візуальним сприйняттям людини. Автоматизація процесу аналізу таких зображень може суттєво спростити задачу, використовуючи методи комп'ютерного аналізу зображень шляхом розробки спеціальних програмних продуктів. Методи комп'ютерного зору для виконання аналізу таких зображень частіше всього використовують в якості основної інформації показник яскравості кожного пікселя, що обмежує можливості дослідження у випадку, коли дослідне зображення низької якості. Визначення кількості об'єктів на зображенні (наприклад, еритроцитів на зображенні мазка крові або об'єктів на фото-зображенні вибірки), являє одним з етапів загального статистичного аналізу. Якщо об'єкти, кількість яких необхідно визначити, мають однотипну геометричну форму (наприклад, еритроцити крові мають форму наближену до форми круга, форма насіння соняшника наближена

до форми еліпса) і, практично, однаковий розмір, то для вирішення проблеми автоматизації визначення кількості таких об'єктів пропонується використовувати геометричні інваріантні характеристики, що дозволяє виділити зображення окремих об'єктів, оцінити їх кількість і взаємне розташування відносно друг друга.

Аналіз попередніх досліджень. На даний момент існують окремі розробки в сфері розпізнавання образів, які призначені для застосування об'єктів однотипної форми.

В роботах [2,3] запропоновано методику визначення кількості однотипних об'єктів на зображенні при наявності об'єктів з сукупною границею на прикладі аналізу зображень вибірки насіння соняшнику. В роботі [1] викладено підхід аналізу фотозображення мазка крові, суть яких складається у використанні спеціальних синтезованих алгоритмів. В роботах [4] пропонується метод аналізу і ідентифікації окремих об'єктів на зображенні, який базується на використанні геометричних характеристик виділених об'єктів.

Проблема виділення об'єктів однотипної форми виникає, також, наприклад, при розв'язанні задачі аналізу мазка крові на основі цифрового зображення. З того, що клітини крові (еритроцити, тромбоцити, лейкоцити) мають однотипну форму, випливає, що задачу можна звести до визначення кількості та взаємного розташування об'єктів однотипної геометричної форми та розпізнавання таких об'єктів у випадку ефекту їх «скупчення», тобто перетину їх границь.

Формулювання цілей статті. Метою статті є розробка методики та спеціального програмного забезпечення для визначення кількості об'єктів на зображенні, які мають однотипну геометричну форму, та їх взаємного розташування на прикладі фотозображення мазка крові. Задача аналізу ускладнює той факт, що окремі зображення можуть взаємно перетинатися або мати ділянки спільних границь (ефект «скупчення»)..

Основна частина. Пропонується методика автоматичного виділення на зображенні окремих об'єктів, визначення їх кількості та кількості груп «скупчених» об'єктів, яка базується на спеціально розроблених алгоритмах класифікації об'єктів на зображенні, де в якості класифікаційних ознак виступають геометричні показники - площа, периметр, компактність.

Запропонована методика аналізу зображень складається з наступних етапів: попередня обробка фотозображення; виділення границь об'єктів; класифікація виділених об'єктів для визначення окремих об'єктів та «скупчених об'єктів» (об'єктів, які перетинаються або мають частково спільну границю).

З метою покращення якості розпізнавання об'єктів необхідно провести попередню обробку зображення. Як показав аналіз, най-

більш ефективно застосування операції згладжування, при якому яскравість кожного пікселя на виході являється середнім арифметичним яскравостей пікселів в області 3×3 . Наступний етап передобробки зображення – бінарізація, тобто порогове перетворення, що дозволяє отримати двійкове зображення з добре диференційованими границями об'єктів.

Після передобробки зображення виконується етап виділення об'єктів методом знаходження їх контурів. Контури зображення дозволяють оцінити геометричні характеристики об'єктів та являються ефективними критеріями при класифікації. Для виділення контурів об'єктів пропонується використовувати один з найбільш точних способів – детектор границь Кенні з застосуванням оператора Собеля.

Наступний етап – класифікація всіх об'єктів зображення, виділення класу «окремих об'єктів» та класу «скупчених об'єктів» і визначення їх кількості на зображенні.

Одним з важливих моментів для розв'язання задачі класифікації є вдалий вибір класифікаційних ознак. З того, що досліджувані об'єкти мають однотипну форму (наприклад еритроцити мають форму, наближену до форми круга) і, практично, однакову площу, пропонується у якості класифікаційних ознак використовувати геометричні інваріантні характеристики – площа, периметр та компактність. Тут, під периметром об'єкту мається кількість пікселів, які належать виділеному контуру, а під площею об'єкту – кількість пікселів, розташованих всередині області, яка обмежена цим контуром. Компактність

об'єкту визначається за формулою $C = \frac{P^2}{S}$, (S – площа об'єкту, P – периметр об'єкту).

Для виділення класу «скупчених об'єктів» пропонується спеціальний алгоритм автоматичного визначення порогової ознаки.

Алгоритм визначення порогового значення при класифікації:

- розрахунок k_i за формулою

$$k_i = \sqrt{S_i^2 + C_i^2}, \quad i = \overline{1, n}$$

та ранжування об'єктів за ознакою k_i ,

- визначення $\bar{k}_j$ за формулою

$$\bar{k}_j = \frac{\sum_{i=1}^j k_i}{j}, \quad j = \overline{1, n};$$

- якщо $\frac{\bar{k}_j}{\bar{k}_{j-1}} < Q$, то k_j відповідає відокремленому об'єкту,

переходимо до пункту 3. В іншому випадку, об'єкт k_{j-1} – останній відокремлений об'єкт в ранжированому ряді, починаючи з якого компоненти відповідають «скупченим» групам. Порогове значення дорівнює k_j .

Запропонована методика представлена у вигляді спеціально розробленого програмного модуля, який реалізовано в середовищі Microsoft Visual Studio на базі C# з застосуванням набору бібліотек OpenCV Sharp. У якості тестового фотозображення для демонстрації роботи запропонованої методики використовується фото мазка крові (рис. 1). Після проведення попередньої обробки зображення відповідно до етапів запропонованого алгоритму, отримуємо зображення (рис. 2).

Після виділення контурів об'єктів та визначення їх геометричних характеристик площі і компактності отримуємо дані, які наведені на рис. 3.

Для оцінки похибки запропонованої методики було досліджено 50 фотозображень мазка крові. Аналіз показав, що середня похибка оцінки кількості об'єктів на зображенні не перевищує 4,27%. Похибка оцінки залежить від наступних причин – якість вихідного зображення, кількість «скупчених» клітин відносно кількості окремих клітин. Чим більше «скупчених» клітин, тим більша похибка результату в зв'язку з тим, що кількість клітин в «скупчених групах» визначається як усереднене значення. У випадку відсутності окремих клітин на зображенні запропонована методика мало ефективна.

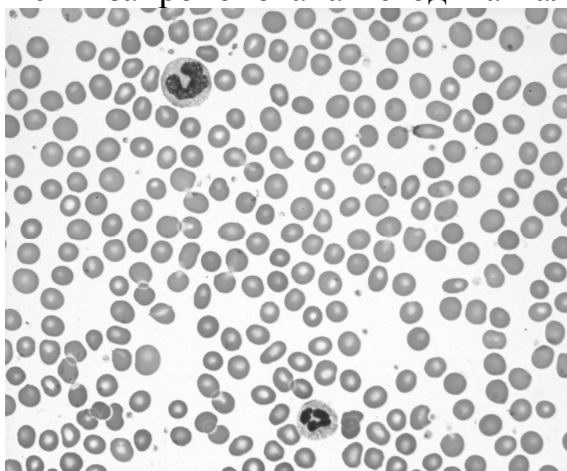


Рис. 1. Фотозображення мазка крові

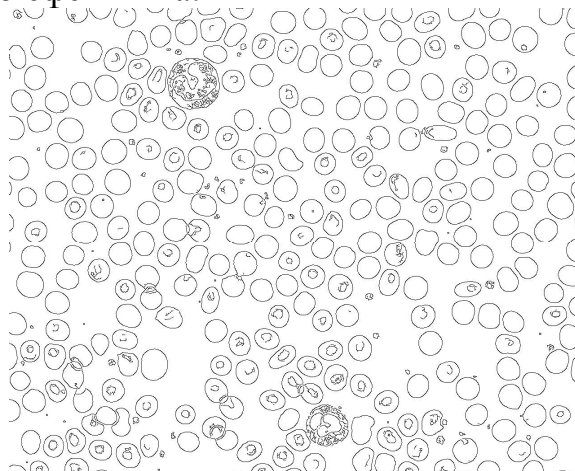


Рис. 2. Оброблене зображення

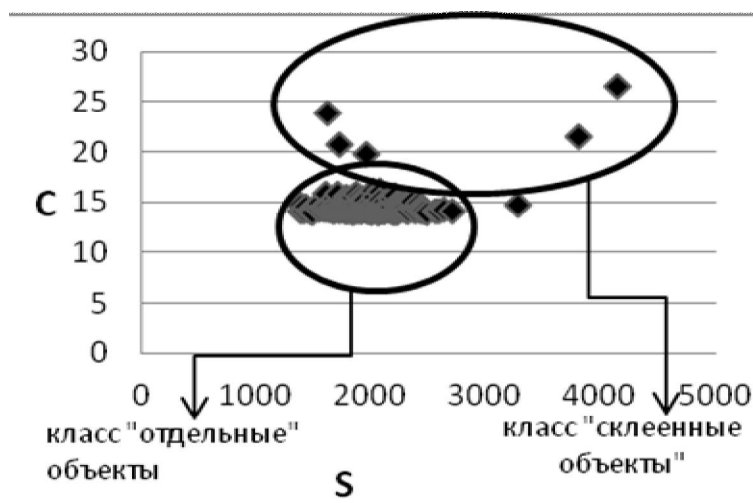


Рис. 3. Показники площі та компактності

Висновки. Методика аналізу фотозображення с метою виділення об'єктів однотипної геометричної форми і їх взаємного розташування на прикладі аналізу зображення мазка крові, яка основана на аналізі геометричних інваріантних характеристик окремих об'єктів (площа, периметр, компактність) і класифікації об'єктів за ознакою цих характеристик, дозволяє автоматизувати процес ідентифікації та визначення кількості як окремих об'єктів на зображенні так і груп «скупчених об'єктів».

Література

1. Ковригин А.В. Многоуровневый алгоритм автоматической классификации изображений в условиях отсутствия четких границ между объектами / А.В. Ковригин // Вестник КрасГАУ. - Выпуск №12. Красноярск, -2006. с.407-411.
2. Малкіна В.М. Методика визначення показників вибірових даних сільськогосподарських культур на основі аналізу їх зображень / В.М Малкіна., Н.В. Білоус // Матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні проблеми і досягнення в галузі радіотехніки, телекомунікацій та інформаційних технологій». Запоріжжя: ЗНТУ – 2014. – с. 199-200.
3. Малкіна В.М. Методика аналізу зображень вибірки соняшнику на основі класифікації за ознаками геометричних інваріантів / В.М Малкіна., Н.В. Білоус. // Наукове періодичне видання «Системи обробки інформації». Харків, 2015. –с.118-120.
4. Ильясова Н.Ю. Методы и алгоритмы оценивания геометрических параметров диагностических изображений: Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Самара, 1997. – 155 с.



МЕТОДИКА АНАЛИЗА ИЗОБРАЖЕНИЙ ОДНОТИПНЫХ ОБЪЕКТОВ НА ОСНОВЕ КЛАССИФИКАЦИОННЫХ ПРИЗНАКОВ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ИНВАРИАНТОВ

В.М. Малкина

Аннотация – предложена методика распознавания структур однотипных по геометрической форме объектов на основе методов компьютерного зрения для решения проблемы автоматизации анализа данных. Преимуществом предложенной методики является возможность выделения на изображении однородных объектов, оценка их количества и взаимного расположения при наличии эффекта пересечения изображений отдельных объектов и наличия участков общих границ.

THE TECHNIQUE OF ANALYSIS OF IMAGES OF THE SAME TYPE OBJECTS BASED ON THE CLASSIFICATIONS USING OF GEOMETRIC INVARIANTS

V. Malkina

Summary

The technique of recognizing the structure of similar tour of geometric objects forming, based on computer vision methods to solve the automation of data analysis. The advantage of the proposed technique is the ability to highlight the image of the homogeneous-governmental facilities, evaluation of their number and arrangement of the presence of the effect of the intersection of images of individual objects and the presence of areas of common borders.



УДК 514.18

ПРИКЛАДНА БАГАТОВИМІРНА ГЕОМЕТРІЯ В СУЧАСНИХ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕННЯХ

Гумен О. М., д.т.н.

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут»

Тел.: 044-204-9446

Анотація – у роботі розглянуто тенденції розвитку прикладної багатовимірної геометрії від витоків до сучасності, проаналізовано засоби прикладної геометрії багатовимірного простору, що використовуються для розв’язування актуальних задач науки і техніки, окреслено відповідні перспективні напрямки проведення подальших наукових досліджень у даній галузі.

Ключові слова : багатовимірний простір, багатокритеріальні процеси, багатопараметричні технічні об’єкти.

Постановка проблеми.

Вже багато віків учені приділяли увагу багатовимірній геометрії, проводили дослідження, описували в працях. Та особливої актуальності даний науковий напрямок набув в умовах інтенсивного технічного прогресу. У наш час, період технологічних проривів, існує нагальна потреба в подальшому його удосконаленні та розвитку.

Аналіз останніх досліджень.

З давніх-давен передових інтелектуалів хвилювало питання, що ж діється за межами нашого тривимірного простору. І ось з’являються наукові праці стародавніх вчених, де згадується багатовимірний простір. Ще давньогрецький математик Діофант написав математичний трактат «Арифметика» [1]. Уперше його твори були видані латинською мовою у 1575 р. Їх використовували у своїх дослідженнях П. Ферма, Л. Ейлер, К.-Ф. Гаусс та інші. Згодом у теорію діофантових рівнянь значний внесок зробили П. Ферма, Дж. Валліс, Л. Ейлер, Ж. Лагранж, Б.М. Делоне, А. Туе та ін.

Згодом великий внесок у розвиток багатовимірного простору вніс французький математик Рене Картезій Декарт (1596-1650). Він запропонував у математиці поняття «незалежна змінна величина» і «функція», удосконалив систему алгебраїчних позначень, розробив

розділ теорії чисел, першим почав досліджувати властивості рівнянь, заклав основи аналітичної геометрії [2]. Продовження досліджень у цій сфері належать П. Діріхле, П.Л. Чебишеву, Ш. Ерміту, Г. Мінковському, Г.Ф. Вороному, І.М. Виноградову та ін.

Вражають також праці Германа Грасмана (1809-1877) – німецького математика. Він створив так звану алгебру Грасмана для вивчення багатовимірної геометрії, дав першу систематичну побудову багатовимірного евклідового простору.

Чималий вклад у розвиток науки вніс Артур Келі (1821-1895) – англійський математик, який встановив зв'язок між теорією інваріантів та проективною геометрією. Основні праці німецького математика Фелікса Клейна (1849-1925) стосуються неевклідової геометрії.

Німецький математик Георг Фрідріх Бернгард Ріман (1826-1866) поклав початок геометричному напрямку в теорії аналітичних функцій, запровадив так звані ріманові поверхні, дослідив розкладність функцій у тригонометричні ряди, виклав загальну ідею математичного простору та вперше висловив погляд на геометрію як на теорію аналітичних багато видів (ріманових просторів).

Праці французького математика Жюля Анрі Пуанкаре (1854-1912) стосуються багатьох розділів математики та її застосувань, зокрема, теорії геометрії. Пуанкаре побудував якісну теорію диференціальних рівнянь, подав класифікацію особливих точок систем таких рівнянь, дав нову інтерпретацію геометрії Лобачевського [3].

Формулювання цілей статті.

Головною метою проведеного дослідження є визначення сучасного стану і перспективних напрямків продовження наукових досліджень у галузі прикладної багатовимірної геометрії.

Основна частина.

Розвиткові прикладної багатовимірної геометрії та розбудові її геометричного інструментарію приділяється належна увага сучасних науковців.

Засновник Української школи прикладної багатовимірної геометрії професор М.С.Гумен суттєво розвинув геометричні засади теорії багатовидів n -вимірного евклідового простору E^n , створив системний підхід до їх досліджень, запропонувавши методи конструювання, відображення та дослідження образів багатовимірного простору як геометричних моделей багатопараметричних залежностей, наслідком яких стали способи геометричного розв'язування технічних задач, зокрема, багатокритеріальних по кількох критеріях оптимізації одночасно [4]. Зауважимо, якщо за основу прийняти узагальнену косокутну декартову систему координат, то геометрична модель багатовимірного простору, запропонована професором М.С. Гуменом, має відчутні переваги при необхідності зобразити на кресленні більшу кількість

двовимірних координатних площин. Вагомим вкладом професора М.С. Гумена є поширення і розвиток його учнями положень прикладної багатовимірної геометрії на інші, крім евклідового, простори, а принцип додаткового епюра Гумена надав імпульсу розробленню засобів проєкціювання багатовимірних об'єктів у лінійні підпростори вищих розмірностей [5].

У дослідженнях професора В.М. Найдиша розроблено і використано засоби ортогонального і аксонометричного зображення геометричних об'єктів багатовимірних евклідових просторів стосовно проєктування та конструювання сільськогосподарських механізмів [6]. Подальшого розвитку геометричні засоби прикладної багатовимірної геометрії одержали в роботах професора А.В. Найдиша при дискретному геометричному моделюванні кривих ліній та поверхонь перенесенням процесу геометричного моделювання у багатовимірний евклідовий простір параметрів, коли вхідні дані для проєктування подаються впорядкованою множиною точок.

Перспективні розробки на основі синтезу методу скінчених різниць і статико-геометричного методу формоутворення дискретних геометричних об'єктів належать професору С.М. Ковальову [7]. Практично важливим результатом досліджень професора С.І. Пустюльги у рамках розробленої ним теорії є можливість одержання як дискретних, так і неперервних аналогів моделей геометричних образів у евклідових просторах різної розмірності.

Під науковим керівництвом та за безпосередньої участі професора В.М. Корчинського створюються геометричні моделі та виконуються дослідження багатопараметричних процесів формування просторових розподілів яскравості видових даних дистанційного зондування Землі, зафіксованих з аерокосмічних платформ [8].

Актуальним є розвиток геометричних методів дослідження особливостей взаємодії складових компонентів у багатокomпонентних системах, визначення певних властивостей таких систем залежно від їх складу в задачах фізико-хімічного аналізу. У роботах професора М.С. Гумена показано можливість проєкціювання геометричних образів n -простору у підпростори нижчої розмірності. Такі засоби розроблені під керівництвом професора О.М. Гумен при моделюванні проєктивних n -просторів стосовно дослідження перебігу нестационарних процесів у багатопараметричних системах візуалізацією гіперповерхонь фазових просторів [9]. Професор Є.В. Мартин здійснює дослідження геометрії комплексного простору стосовно формування областей стійкості та оптимізації параметрів регульованих систем [10].

Аналіз попередніх досліджень дозволяє вважати актуальним завдання створення геометричних засобів відображення фазових портретів багатопараметричних технічних систем з використанням багато-

вимірних просторів, розмірність яких визначається числом змінних незалежних параметрів досліджуваної технічної системи. Дослідження багатопараметричних технічних систем супроводжуються геометричними уявленнями багатовидів n -вимірних евклідових просторів, поширеними на утворені числами вищої розмірності евклідові та проєктивні простори. Широко використовуються засновані на узагальненні запропонованої для дослідження багатопараметричних систем афінної системи координат косокутні системи, осі координат яких належать сторонам симплексу відповідного n -вимірного простору.

Висновки.

Багатовимірна прикладна геометрія – це основа для проведення комплексної оптимізації багатокритеріальних складних процесів і дослідження багатопараметричних технічних об'єктів. Поєднання математичного апарату багатовимірної геометрії з можливостями сучасної обчислювальної техніки дозволяє отримувати ефективні розв'язки інженерних задач, що підтверджується практичними впровадженнями результатів наукових досліджень у різних галузях.

Література

1. *Диофант*. Арифметика и книга о многоугольных числах. / Пер. с древнегреч. – М., 1974.
2. *Рашевский П.К.* Риманова геометрия и тензорный анализ / П.К. Рашевский. – М.: Наука, 1967. – 664 с.
3. *Пуанкаре А.* О кривых, определяемых дифференциальными уравнениями / А. Пуанкаре. – М. – Л.: ГИТТЛ. – 1947. – с. 137-144.
4. *Гумен Н.С.* Применение многомерной геометрии при решении некоторых технических задач / Н.С. Гумен // Технология и автоматизация машиностроения. – К.: Техника, 1970. – В. 6. – с. 18-25.
5. *Gumen M.S.* About the Geometrical Simulation of the multiparameter Systems/ M.S. Gumen // Applied Geometry and Graphics – K.: KNUBA, 2001. – Issue 70. – P. 117-120.
6. *Найдыш В.М.* Методы и алгоритмы формирования поверхностей и обводов по заданным дифференциально-геометрическим условиям: автореф. дис. на соискание научн. степени докт. техн. наук: спец. 05.01.01 – Прикладная геометрия, инженерная графика / В.М. Найдыш. – М., 1983. – 33 с.
7. *Ковальов С.М.* Параметризація симплексів у багатовимірних просторах / С.М. Ковальов // Прикладна геометрія та інженерна графіка. – К.: КНУБА, 2005. – Вип.75. – с. 16-18.
8. *Корчинський В.М.* Геометрична структура багатотонових фотографічних зображень / В.М. Корчинський // Наукові нотатки. – Луцьк: ЛДТУ, 2008. – С. 411-415.



9. Гумен О.М. Гіперповерхні фазових n – просторів / О.М. Гумен, С.Є. Мартин // Геометричне та комп'ютерне моделювання. – Харків: ХДУХТ, 2009.-Вип.24.- с.64-69.
10. Мартин С.В. Геометрія комплексного простору стосовно формування областей стійкості та оптимізації параметрів регульованих систем: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.01.01 – Прикладна геометрія, інженерна графіка. – К.: КНУБА, 2000. – 36 с.

ПРИКЛАДНАЯ МНОГОМЕРНАЯ ГЕОМЕТРИЯ В СОВРЕМЕННЫХ НАУЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ

Е.Н. Гумен

Аннотация – в работе рассмотрены тенденции развития прикладной многомерной геометрии от истоков до современности, проанализированы средства прикладной геометрии многомерного пространства, которые применяются для решения актуальных задач науки и техники, очерчены соответствующие перспективные направления проведения дальнейших научных исследований в данной области.

APPLIED MULTIDIMENSIONAL GEOMETRY IN MODERN SCIENTIFIC STUDIES

O. Gumen

Summary

The paper discusses the development trends of applied multidimensional geometry from its origins to the present, means of applied geometry of multidimensional space which are used to solve actual problems of science and technology are analyzed, relevant prospective directions for further scientific research in this area are outlined.



УДК 514.86

СПРОЩЕНИЙ АЛГОРИТМ ПРОСТОРОВОГО ХЕШУВАННЯ ДЛЯ ЗАДАЧ МОЛЕКУЛЯРНОЇ ДИНАМІКИ

Ніщин О. Ю., д.т.н.,

Дашкевич А. О., к.т.н.,

Охотська О. В.,

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Тел. (057)707-64-31

Мацулевич О. Є., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Анотація - розглянуто алгоритми знаходження найближчих сусідів у багатовимірних просторах. Запропоновано новий алгоритм, на основі просторового хешування, який дозволяє суттєво скоротити використання машинного часу та кількість операцій, що виконуються на відміну від методу повного перебору. Наведено основні етапи використання алгоритму.

Ключові слова: алгоритм найближчих сусідів, просторове хешування, метод повного перебору.

Постановка проблеми. Для багатьох задач молекулярної динаміки суцільного середовища найбільш витратним є знаходження найближчих сусідів у багатовимірних просторах. На сьогоднішній час немає відомих точних алгоритмів для рішення цієї проблеми ніж лінійний пошук. Наближені алгоритми забезпечують більш швидкий пошук, з незначною втратою точності, але наведені в них параметри не належать корекції та уточненню. Тому стає необхідним наближений алгоритм пошуку найближчих сусідів, який буде приймати будь-які необхідні параметри та бажану ступінь точності без втрати швидкості розрахунку.

Аналіз останніх досліджень. У наступний час використовують алгоритми основані на наступних методах:

- метод зв'язаних чарунок (LC – linked cells);
- метод сортування взаємодії (IS – interaction sorting);
- метод Верле таблиць (VT – Verlet table);
- метод періодичного переупорядкування атомів (LCR –

linked cell based reordering);

– метод рандомізованих kd-дерев (K-D Tree).

Основним недоліком наведених методів є те, що з ростом кількості атомів (точок) зростають вимоги до оперативної пам'яті тому швидкість розрахунків зменшується. Крім того атоми рухаються швидше, ніж найбільша відстань, що допустима між атомами, що робить список сусідів недійсним. Параметри, що входять до складу цих методів є остаточними, та не можуть бути змінені. Усе це робить моделювання неефективним [1-5].

Формулювання цілей статті. Розробка спрощеного алгоритму пошуку найближчих сусідів в масиві часток у Евклідовому просторі для задач молекулярної динаміки.

Основна частина. Найбільш точним методом віднаходження найближчих сусідів є метод повного перебору усіх пар часток, але це потребує великих витрат часу на обчислення, адже необхідно розраховувати квадратний корінь, що є витратною операцією з точки зору машинних обчислень. Інший напрямок включає використання спеціальних структур даних (kd-дерев, г-дерев та ін.) або алгоритмів зменшення розмірності (просторове хешування). Такі алгоритми дозволяють значно скоротити час, необхідний для обчислень за рахунок точності. В роботі [6] розроблено метод просторового хешування, в якому запропоновано замінити координати x , y та z деякої точки на одну координату — хеш, який запропоновано розраховувати наступним чином:

$$h = \frac{x}{c} 2^k + \frac{y}{c} 2^m + \frac{z}{c} 2^n$$

де c – розмір сітки;

k , m та n – деякі константи, $k > m > n$ (або $k < m < n$).

В роботі [7] запропоновано наступний метод обчислення хешу для точки:

$$h = ((x \cdot p_1) \text{XOR} (y \cdot p_2) \text{XOR} (z \cdot p_3)) \bmod n,$$

де $p_1 = 73856093$, $p_2 = 19349663$, $p_3 = 83492791$ – великі прості числа;

XOR – побітова операція “Виключне АБО”;

$\bmod n$ – операція віднаходження залишку від ділення на n ;

n – загальна кількість точок.

Наведені методи дозволяють швидко розраховувати найближчих сусідів, але потребують або експериментального підбору констант, або розрахунки з великими числами, що може бути корисним

при використанні графічних процесорів (відеокарт). Таким чином вказані алгоритми не є універсальними з точки зору часу.

В роботі запропоновано модифікований метод просторового хешування для швидкого віднаходження найближчих сусідів, в якому хеш розраховується наступним чином (для двомірного випадку):

- 1) простір розбивається на сітку з розміром $C \times C$;
- 2) для координат усіх точок (x, y) розраховують індекси j – номер колонки, i – номер рядку у сітці клітинки, у якій знаходиться точка;
- 3) за заданими індексами розраховують значення хешу:

$$h = j \cdot 10^n + i \cdot 10^m,$$

де n та m є невеликими цілими числами, значення яких залежать від кількості розрядів у j та i , відповідно.

У загальному випадку:

$$n = m + 1, m = 0.$$

Для практичного використання даного хешу додатково вводяться дві структури даних:

- 1) список номерів вихідних точок, та їх хешів;
- 2) список хешів, та відповідних їм точок.

Для пошуку найближчих точок необхідно знайти усі точки з таким же хешем, та точки, у яких хеш відрізняється на одиницю в меншу або більшу сторону.

За результатами роботи було проведено тестування для заданої множини точок, які було згенеровано випадково (рис. 1), серед яких обиралась деяка довільна точка (рис. 2) і проводився розрахунок найближчих сусідів за методами повного перебору та просторового хешування. Результати роботи методу повного перебору продемонстровано на рис. 3, результати роботи методу модифікованого просторового хешування — на рис. 4.

Можна побачити, що метод повного перебору найбільш точно знаходить усі точки, що знаходяться біля заданої, але для такої точності необхідно перебирати усі пари точок, тобто кількість операцій пропорційна квадрату від кількості вихідних точок. На відміну від повного перебору, запропонований метод знаходить усі точки, які належать до клітинки з вихідною точкою, та у суміжних з нею клітинках. Це призводить до визначення надлишкових точок, від яких необхідно позбавлятися при подальшому розрахунку.

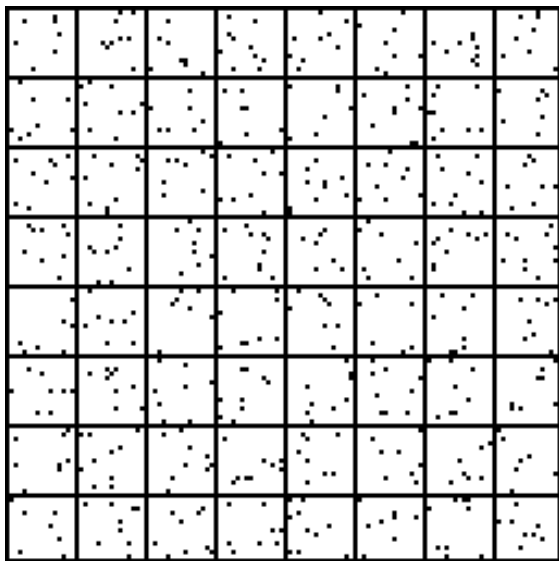
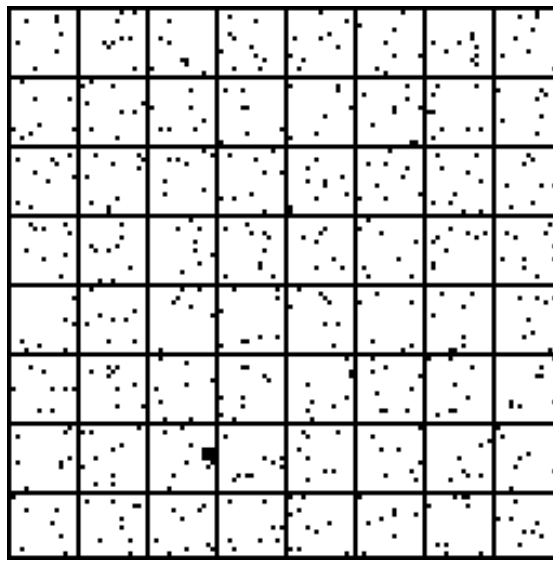
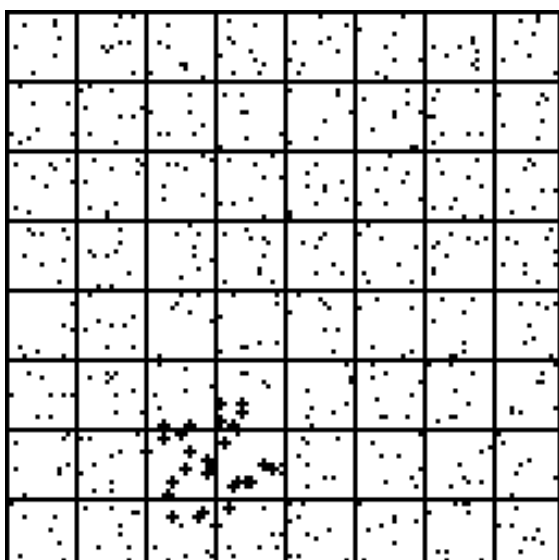
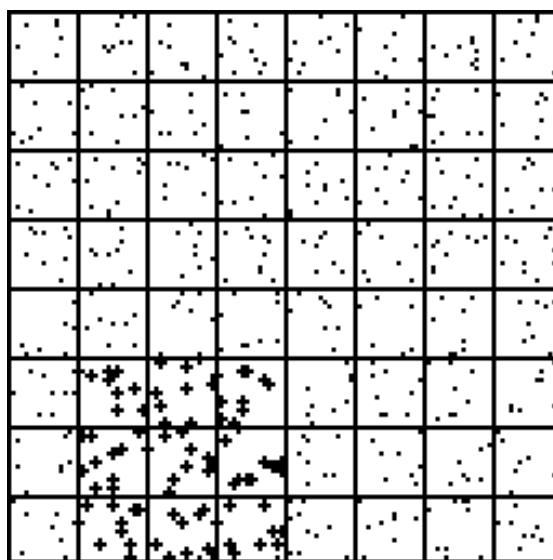


Рис. 1 Вихідна множина точок

Рис. 2 Точка для пошуку
найближчих сусідівРис. 3 Найближчі сусіди за
методом повного переборуРис. 4 Найближчі сусіди за
методом просторового хешування

Висновки. За результатами моделювання встановлено, що запропонований метод дозволяє встановити усі точки, що знаходяться в близьких клітинках сітки, що є надлишковим з точки зору кількості операцій. Наприклад, для вихідної множини з 640 точок, методом повного перебору для довільної точки було знайдено 29 найближчих точок, а запропонованим методом — 89 точок. Таким чином алгоритм потребує додаткового сортування точок за параметром необхідної відстані, наприклад, з допомогою алгоритму повного перебору для відібраних точок.

Література

1. Фомин Э. С. Сортировка массивов коротких последовательностей



- на GPU для метода сортировки взаимодействий в молекулярной динамике / Фомин Э. С.// Вестник УГТУ - Уфа : УГАТУ, 2013 Т. 17, № 2 (55). с. 75–84
2. *Nister D.* Scalable recognition with a vocabulary tree./ Nister D. Stewenius H.// CVPR,2006, pp.2161–2168
 3. *Liu T.* An investigation of practical approximate nearest neighbor algorithms./ Liu T.,Moore A., Gray A., and Yang K. //Neural Information Processing Systems, 2004
 4. *Schindler G.* Cityscale location recognition./ Schindler G., Brown, M., and Szeliski, R // CVPR, 2007, pp.1–7
 5. *Lowe D. G.* Distinctive image features from scaleinvariant keypoints./ Lowe D. G. // Journal of Computer Vision// 2004, pp.91–110
 6. *Nguyen H.* (ed.) GPU Gems 3 / Nguyen H. // Addison Wesley, 2007, 1008 p.
 7. *T. Ize* Asynchronous BVH Construction for Ray Tracing Dynamic Scenes on Parallel Multi-Core Architectures / T. Ize, I. Wald, and S. G. Parker // Proceedings of the 2007 Eurographics Symposium on Parallel Graphics and Visualization, 2007.

УПРОЩЕННЫЙ АЛГОРИТМ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ХЕШИРОВАНИЯ ДЛЯ ЗАДАЧ МОЛЕКУЛЯРНОЙ ДИНАМИКИ

А.А. Дашкевич, А.Ю. Ницын, Е.В. Охотская, А.Е. Мацулевич

Аннотация — рассмотрены алгоритмы определения ближайших соседей в многомерных пространствах. Предложен новый алгоритм на основе алгоритма пространственного хеширования, который позволяет существенно уменьшить затраты машинного времени и количество операций на поиск по сравнению с методом полного перебора. Приведены основные этапы работы алгоритма.

SIMPLIFIED SPATIAL HASHING ALGORITHM FOR MOLECULAR DYNAMICS PROBLEMS

A. Dashkevich, A. Nitsyn, E. Ohotskaya, A. Matsulevich

Summary

Nearest neighbors algorithm in multidimensional spaces is described. The modified spatial hashing algorithm, that allows to reduce time and operation number is proposed. Main stages of algorithm is shown.