



УДК 631.37

ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКА РЕЖИМУ ПОВОРОТКОСТІ ДВОМАШИННОГО ПОСІВНОГО МТА

Масалабов В.М., інженер

СВК «Дружба», Мелітопольського району, Запорізької області

Тел. (0619) 42-06-94, e-mail: imesh@zp.ukrtel.net

Анотація – виведено показник режиму повороткості двомашинного посівного МТА і оцінено можливість реалізації на практиці його оптимальної значини.

Ключові слова – зчіпка, подовжувач, повороткість, радіус повороту, центр повороту, режим повороту.

Постановка проблеми. Зменшення витрат часу на повороти будь-яким МТА сприяє організація його руху в заданому режимі. В даній статті розглянуто один з варіантів вирішення цього питання.

Аналіз останніх досліджень. Відомо [1], що для кожного виду повороту того чи іншого МТА існує оптимальний радіус $R_{\text{опт}}$, при якому довжина його маневру на поворотній смузі буде найменшою

$$R_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{L \cdot V_{\text{п}}}{2 \cdot \omega \cdot \varepsilon_{\text{max}}}}, \quad (1)$$

де L – база трактора;

$V_{\text{п}}$ – швидкість руху агрегату на поворотній смузі;

ω – середня кутова швидкість повороту керованих коліс трактора;

ε_{max} – максимальний кут повороту агрегату у момент завершення ним «входження в поворот».

У випадку, коли дійсна мінімальна значина $R_{\text{мін}}$, обумовлена конструкцією конкретного агрегату, є більшою за $R_{\text{опт}}$, будуть мати місце кругові ділянки з радіусом $R_{\text{мін}}$ і довжина повороту буде більше за мінімальну. Якщо ж мінімально допустимий радіус повороту $R_{\text{мін}}$ буде меншим за $R_{\text{опт}}$, то реалізувати його при звичайній експлуатації МТА виявиться неможливим. Найбільш оптимальним рішенням є рівність $R_{\text{опт}}$ і $R_{\text{мін}}$.

У розробленому нами двомашинному посівному агрегаті [2] величину $R_{\text{мін}}$ доцільно визначати із залежностей, які описують процес лівостороннього повороту МТА. Правосторонній його маневр розглянуто за умови відсутності зіткнення сівалок. Це, як уже встановлено в роботі [3], забезпечується, коли довжина подовжувача зчіпки є більшою за 2,5 м. Іншими умовами повороткості обох причіпних посівних

машин агрегату в межах зміни кута повороту кута керованих коліс трактора (від 0 до 0,5 рад.) практично не обмежена.

Водночас, при лівосторонньому маневрі поворотність МТА в принципі обмежується, крім інших чинників, кутом повороту правої сівалки. Здійснення цього процесу за умови відсутності уводу шин рушіїв трактора розглянуто в роботі [3].

Формулювання мети статті. Дещо інша картина матиме місце за наявності кутів уводу шин передніх і задніх коліс трактора. На з'ясування цього питання і направлена дана стаття.

Основна частина.

Методика. Спочатку визначимо максимальний кут повороту сівалки φ_3 (рис.1). Для цього розглянемо трикутник $O_{\Pi}O^1K_3$. Із його аналізу випливає, що

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = K_3O^1/O_{\Pi}O_1$$

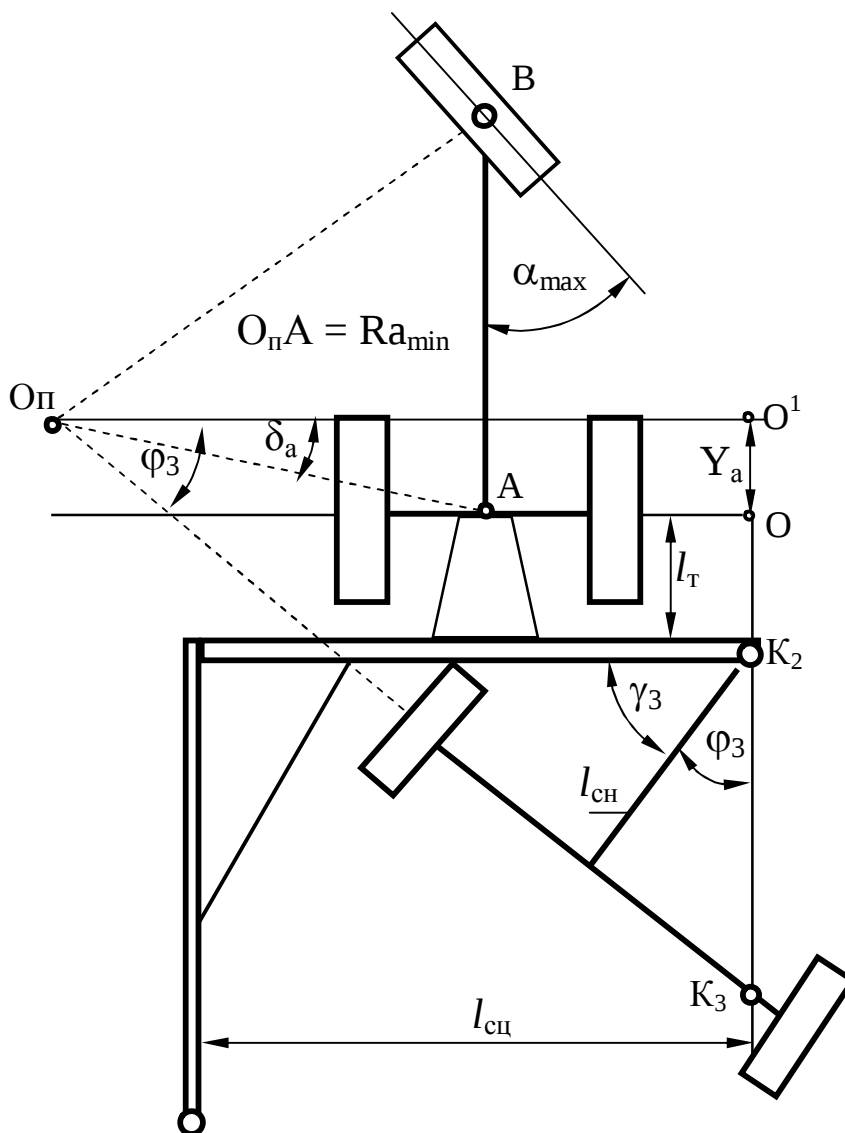


Рис. 1. Схема лівостороннього повороту МТА за наявності кутів вводу шин коліс трактора.

В свою чергу:

$$\begin{aligned} O_{\Pi}O^1 &= R_a \cdot \cos \delta_a + AO = R_a \cdot \cos \delta_a + l_{\text{сц}}/2; \\ K_3O^1 &= Y_a + l_T + K_2K_3. \end{aligned}$$

З урахуванням мализни кута уводу δ_a і того, що $K_2K_3 = l_{\text{сц}}/\cos \varphi_3$, остаточно отримуємо

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = \frac{[Y_a + l_T + (l_{\text{сц}}/\cos \varphi_3)]}{Ra_{\min} + l_{\text{сц}}/2}.$$

За іншого підходу максимальну значину кута повороту сівалки φ_3 можна визначити із рівняння, виведеного в роботі [3]. А саме:

$$\varphi_3 = 90 - \arccos[(l_{\text{сц}} - r_k)/R_1]. \quad (2)$$

Розглянемо ще один важливий аспект. Як впливає із аналізу даних роботи [4], значина параметра Y_a при зростанні кута повороту керованих коліс трактора має тенденцію до суттєвого зменшення. Більше того, за максимального рівня керуючого впливу, тобто коли $\alpha = 0,5$ рад. і радіус повороту МТА є найменшим, значина параметра Y_a є настільки малою, що для подальших розрахунків нею можна знехтувати. З урахуванням цього отримуємо

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = \frac{[l_T + (l_{\text{сц}}/\cos \varphi_3)]}{Ra_{\min} + l_{\text{сц}}/2}.$$

Звідси, в свою чергу, маємо:

$$Ra_{\min} = l_T/\operatorname{tg} \varphi_3 + l_{\text{сц}}/\sin \varphi_3 - l_{\text{сц}}/2,$$

або, з урахуванням (2)

$$Ra_{\min} = l_T/\operatorname{tg}\{90 - \arccos[(l_{\text{сц}} - r_k)/R_1]\} + l_{\text{сц}}/\sin\{90 - \arccos[(l_{\text{сц}} - r_k)/R_1]\} - l_{\text{сц}}/2 \quad (3)$$

Результати і обговорення. Із спільного розв'язання рівнянь (1) і (3) виходить, що добитися рівності $R_{\text{опт}}$ і $Ra_{\min}$ можна шляхом руху на поворотній смузі у певному режимі, показник якого K_{Π} для кожного машинно-тракторного агрегату визначається його конструктивними і кінематичними параметрами:

$$K_{\Pi} = \frac{V_{\Pi}}{\omega} = 2 \cdot [l_T/\operatorname{tg} \varphi_3 + l_{\text{сц}}/\sin \varphi_3 - l_{\text{сц}}/2]^2 \cdot \varepsilon_{\max}/L,$$

де $\varphi_3 = 90 - \arccos[(l_{\text{сц}} - r_k)/R_1]$.

Практикою встановлено, що при виборі режиму руху на поворотній смузі слід керуватися наступними вимогами [5]:

а) середня швидкість руху на поворотній смузі повинна дорівнювати гранично допустимій в даних умовах експлуатації (зазвичай вона для більшості агрегатів не перевищує 2,5 м/с);

б) середня кутова швидкість повороту керованих коліс трактора повинна приблизно складати 0,22 рад/с.

З урахуванням вищевикладених вимог оптимальна значина показника режиму повороту $K_{п\text{опт}} = 2,5 : 0,22 = 11,4$ м/рад, максимальна $K_{п\text{max}} = 25,0$ м/рад. і мінімальна $K_{п\text{min}} = 4,5$ м/рад. Причому, останні дві значини показника $K_{п}$ є точками.

Для виконання поворот агрегату в оптимальному режимі при більшій значині $K_{п}$ швидкість його руху на поворотній смузі не повинна перевищувати 2,5 м/с. При меншій значині $K_{п}$ швидкість повороту керованих коліс трактора має бути меншою за 0,22 рад./с.

На практиці застосовуються безпетльові ($\epsilon_{\text{max}} = \pi/4$) і петльові ($\epsilon_{\text{max}} = \pi/2$) повороти [1]. Розрахунки, проведені при значинах параметрів: $l_T = 1,0$ м; $l_{\text{сн}} = 2,15$ м; $l_{\text{сц}} = 3,6$ м; $L = 2,37$ м; $r_k = 0,6$ м; $R_1 = 2,5$ м, показали наступне. При виконанні агрегатом петльового повороту показник режиму його здійснення $K_{п} = 11,45$ м/рад., що практично повністю відповідає оптимальному.

Натомість, безпетльові повороти дослідним МТА будуть здійснюватися з показником режиму $K_{п} = 5,7$ м/рад. Це хоча і входить в допустимий діапазон зміни цього показника (4,5...25,0 м/рад.), проте є меншим за його оптимальний рівень (11,4 м/рад.).

Як показують розрахунки, оптимальну значину $K_{п}$ можна досягти при збільшенні відстані між рамою зчипки і віссю задніх коліс трактора (l_T) з 1,0 до 1,96 м (рис.2.).

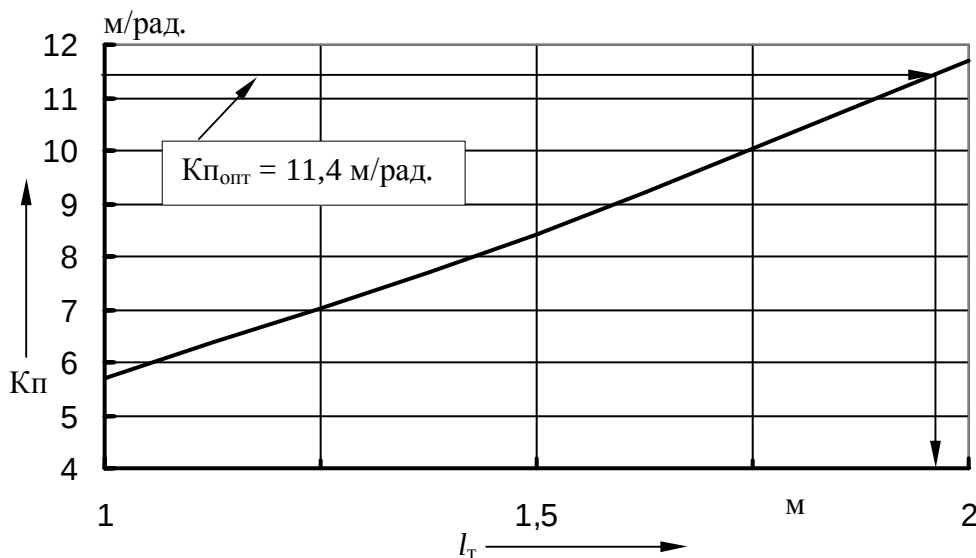


Рис.2. Залежність показника режиму повороту МТА від відстані між рамою зчипки і віссю задніх коліс трактора.

Такий результат щодо доцільності збільшення параметра l_T збігається з тим, який був отриманий при аналізі динаміки повороткості розглядуваного МТА [4].

Висновки. При виконанні агрегатом петльового повороту показник режиму його здійснення $K_p = 11,45$ м/рад., що практично повністю відповідає оптимальному ($K_{p_{opt}} = 11,4$ м/рад.).

Безпетльові повороти дослідним МТА будуть здійснюватися з показником режиму $K_p = 5,7$ м/рад., що є хоча і допустимим, але меншим за його оптимальний рівень. Оптимальну значину K_p при виконанні агрегатом безпетльових поворотів можна досягти при збільшенні відстані між рамою зчіпки і віссю задніх коліс трактора (l_T) з 1,0 до 1,96 м.

Література

1. *Иофинов С.А.* Технология производства тракторных работ / *С.А.Иофинов.* – М.: Сельхозгиз, 1959. – 242 с.
2. *Масалабов В.* Нова двомашинна зчіпка / *В. Масалабов, Л. Маргарян, А. Аюбов.* – The Ukrainian farmer, 2011, №3.
3. Напівнавісна двомашинна зчіпка / *В.Т. Надикто, В.М. Кюрчев, А.М. Аюбов, В.М. Масалабов.* – Збірник наукових праць ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип.9, т.3. – С. 132 – 140.
4. *Масалабов В.М.* Дослідження динамічної повороткості двомашинного МТА / *В.М.Масалабов, В.Т.Надикто.* – Збірник наукових праць ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип.2, т.3. – С. 15 – 26.
5. *Надикто В.Т.* Збирання зернових культур роздільним способом / *В.Т.Надикто, В.М.Кюрчев, В.Л.Семенюк, А.Є.Назін.* – Запоріжжя: Інтер-М, 2012. – 132 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЯ РЕЖИМА ПОВОРОТА ДВУХМАШИННОГО ПОСЕВНОГО МТА

Масалабов В.М.

Аннотация – выведен показатель режима поворота двухмашинного посевного МТА и оценена возможность реализации на практике его оптимального значения.

DETERMINATION INDEX THE MODE OF AGILITY TWO-MACHINES SOWING MTU

V.Masalabov

Summary

The index of the mode of agility two-machines sowing MTU is shown out and marketability is appraised in practice him optimum volume.



ОБҐРУНТУВАННЯ КРИТЕРІЇВ ОПТИМАЛЬНОСТІ СУМІСНОГО МАРШРУТИЗОВАНОГО РУХУ ТЕХНОЛОГІЧНОГО КОМПЛЕКСУ МТА

Кувачов В.П., к.т.н.,

Мітков В.Б., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел./факс (0619) 42-12-65; e-mail: kuvachoff@mail.ru

Анотація – в роботі обґрунтовані критерії оптимальності сумісного маршрутизованого руху технологічного комплексу МТА в горизонтальній площині.

Ключові слова – система паралельного водіння, **Controlled Traffic Farming**, критерії оптимальності, моделювання динамічних систем.

Постановка проблеми. В більшості сільськогосподарських операцій до 90 % перероблюємої механізатором інформації є траєкторне відслідковування напрямку руху агрегату. Це обумовлює необхідність і важливість створення систем автоматичного водіння МТА, які дозволяють автоматизувати процес керування.

Маршрутизація водіння машинно-тракторних агрегатів (МТА) або система автоматичного водіння (**Controlled Traffic Farming**) вже довела свою ефективність за кордоном [1]. Вона сприяє вирішенню завдань переходу від комплексної механізації до комплексної автоматизації сільськогосподарського виробництва і виступає потужним фактором інтенсифікації рільництва, де відкриває можливості підвищення продуктивності праці в сільському господарстві. Тому розв'язання наукових основ маршрутизованого руху МТА є однією з найактуальних науково-технічних проблем сучасності.

Сьогодні у світовій практиці використовуються кілька систем паралельного водіння машинно-тракторних агрегатів різних виробників (**Outback S**, **Greenstar**, **Trimble EZ Guide**, **Raven Starlink** та ін.), які дозволяють забезпечити точність автоматичного водіння від 9 до 23 см [2].

При використанні систем паралельного водіння спеціальні навігаційні прилади розраховують кожний наступний прохід по полю так, щоб він був паралельний попередньому. За допомогою такого водіння можна робити паралельні прямі й криві, а також кругові й спіральні ряди. Система автоматичного водіння дозволяє зменшити перекриття агрегатів в роботі, витрати палива, трудовитрати, незалежно від виконаної операції - обробка ґрунту, посівні роботи, обприскування або внесення добрив, зокрема під час туманів, запиленості, у період темряви. За даними [4] система паралельного водіння дозволяє виключити огріхи при виконанні сільськогосподарських робіт, які становлять 15-25% від площі поля. Економія технологічних матеріалів становить близько 20% на га, продуктивність збільшується на 13-20%. За рахунок концентрації уваги механізатора тільки на керуванні трактором (немає необхідності орієнтуватися на попередні гони) і за рахунок виконання робіт уночі продуктивність агрегату збільшується в 1,5-1,8 рази відносно виробітку у світлий час доби, скорочуються агрономічні строки виконання сільськогосподарських робіт. До того ж, система дозволяє швидше проходити поворотні смуги, оскільки мінімізуються помилкові дії при проходженні поворотів. Крім цього, знижується стомлюваність механізатора, що підвищує безпеку проведення робіт та їх якість.

Маршрутизація руху МТА створює передумови технології колійного землеробства, згідно з якою функціональне призначення площі поля розподіляється на плодоносну (агротехнічну) та технологічну (інженерну) зони [3], які представляють собою технологічні колії для руху агрегатів. І в процесі підготовки ґрунту, сівби та догляду за посівами всі операції виконуються по постійній колії.

Використання енергонасичених тракторів кл. 3 та вище дозволяє створювати системи машин для комплексної механізації технології колійного землеробства. До основних критеріїв ефективності моделювання оптимальних комплексів машин в системі колійного землеробства є мінімізація площі на полі під технологічну зону. Це реалізується за рахунок використання широкозахватних агрегатів, застосовування більш вузьких шин коліс енергозасобів, відповідності параметрів колії ходових систем с.-г. машин і енергозасобів.

При сумісному руху технологічного комплексу МТА в горизонтальній площині по одній траєкторії виникає проблема забезпечення щонайменшої ширини технологічної колії.

Аналіз останніх досліджень. Дослідженням руху широкозахватних МТА було приділено достатньо уваги як вітчизняними, так і іноземними вченими.

З питань моделювання динамічних систем, механізмів та приводів робочих органів сільськогосподарських машин відомі роботи: А.Б.Лур'є, П.М. Василенка, В.Д. Шаповалова, І.С. Нагорського, Л.Ф.Ханка, Л.В. Погорілого, Д.Г. Войтюка, В.В. Брея, А.С. Кушнар'ова, Б.Х. Драганова, В.М. Булгакова, Л.Г. Гром-Мазнічевського, В.М.Третьяка, І.В. Баєва та інших.

З питань технологічної надійності динамічних систем сільськогосподарських машин найбільший вклад внесли: В.Я. Анілович, М.М.Севернов, В.М. Міхлін, В.А. Кузнецов, Б.І. Костецкий, Р.В. Кугель, А.Ш. Рабінович, Г.В. Величкін, Л.В. Погорілий, В.І. Прейсман, В.Я. Сковородін, А.І. Бойко, В.В. Адамчук, М.В. Молодик та інші.

В напрямку розробки та проектування адаптованих систем сільськогосподарських машин вклад внесли: В.П. Горячкін, П.М. Василенко, Г.М. Синеоков, В.Т. Надикто, Л.В. Погорілий, Д.Г. Войтюк, Я.С.Гуков, В.О. Дубровін, І.І. Мельнік, С.С. Тищенко, В.С. Обухова, В.І. Корабельський, В.П. Юрчук, Л.В. Аніскевич та інші.

На основі проведеного аналізу зроблено висновок, що для теоретичного моделювання сумісного руху технологічного комплексу МТА в горизонтальній площині за критеріями оптимальності приділено недостатньо уваги. До того ж, доцільно мати узагальнений критерій, який дозволяє здійснювати порівняння різних варіантів комплектування агрегатів і режимів їх руху при розбіжних оцінках за різними критеріями.

Формулювання цілей статті. Обґрунтування параметрів агрегування і режиму руху агрегатів, з метою забезпечення мінімальної площі технологічної зони і покращення експлуатаційних показників роботи є актуальною задачею колійної технології землеробства. Для цього слід обґрунтувати критерії оптимальності сумісного маршрутизованого руху технологічного комплексу МТА в горизонтальній площині.

Основна частина. Розглянемо динамічну модель сумісного руху технологічного комплексу МТА в горизонтальній площині (рис. 1).

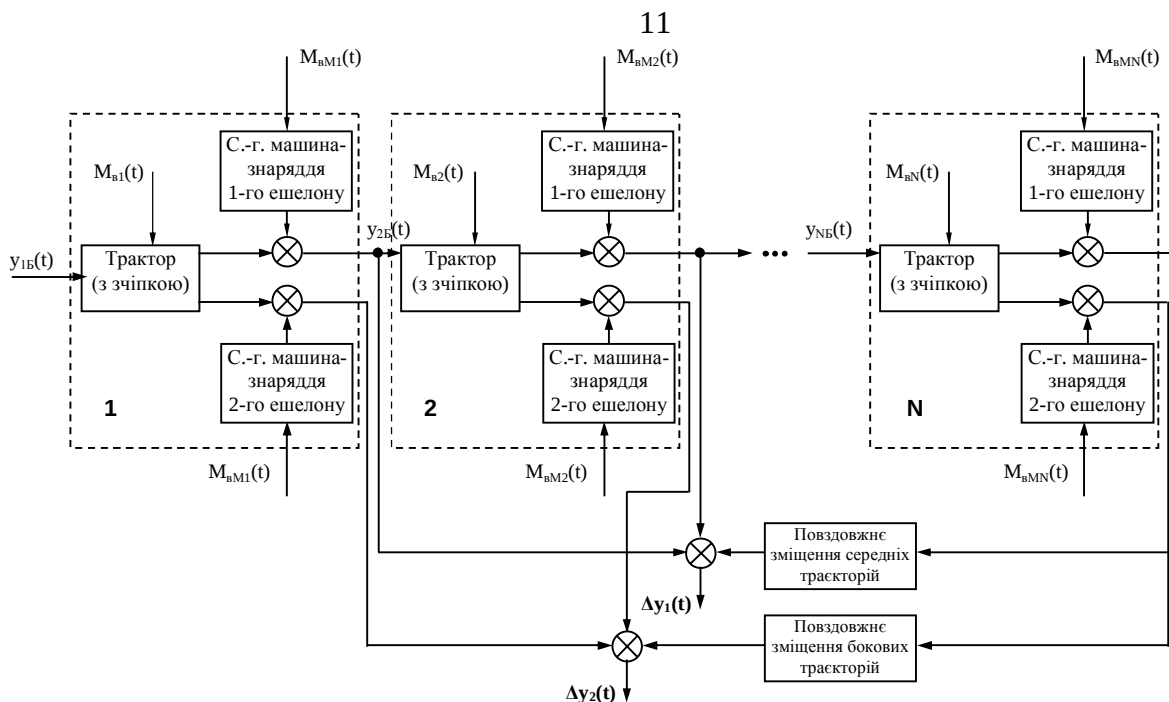


Рис. 1. Схема утворення взаємних поперечних відхилень сумісного руху технологічного комплексу МТА:

- $u_{НБ}(t)$ – вхідний вплив базової траєкторії, відповідно N-го агрегату в технологічному комплексі;
- $M_{вН}(t)$ – вхідний вплив збурюючого моменту, що діє на трактор, відповідно N-го агрегату в технологічному комплексі;
- $M_{вМН}(t)$ – вхідний вплив збурюючого моменту, що діє на машину-знаряддя N-го агрегату;
- $\Delta y_1(t), \Delta y_2(t)$ – реалізації взаємних поперечних відхилень траєкторії робочих органів технологічного комплексу МТА, відповідно по ешелонам.

В якості критеріїв оптимальності руху можна використовувати – сталість, стабільність, керованість, якість і енерговитрати [5].

Аналіз кількісних вимірників цих показників дозволив обґрунтувати критерії (табл. 1).

В якості узагальненого критерію оптимальності сумісного руху технологічного комплексу МТА в горизонтальній площині можна використовувати комплексний частотно-дисперсний показник оцінки непрямої лінійності рядків просапних культур, запропонований к.т.н. Чорною Т.С. [6]. Тобто, прямої лінійності руху агрегату можна вважати прийнятною, коли виконуються дві наступні умови:

- 1) дисперсія коливань траєкторій руху агрегату $Dy \leq 12,5 \text{ см}^2$;
- 2) спектральна щільність коливань траєкторій руху $Sy(\omega) \leq 0,25 \text{ м}^{-1}$.

**Критерії оптимальності сумісного руху
технологічного комплексу МТА в горизонтальній площині**

№ j-го критерію	Властивість руху МТА	КРИТЕРІЙ			
		Основний		Допоміжний	
		Позначення	Найменування	Позначення	Найменування
1	Ступінь (запас) динамічної сталості	$\tau_{\max}$	Максимально допустима затримка в керуванні МТА, с	-	-
2	Практична сталість	D_y	Середня дисперсія поперечних відхилень центру опору машини-знаряддя, см^2	$P_{\text{уст}}$	Показник сталості, рад.с/м
3	Стабільність руху	D_v	Середня дисперсія поперечних швидкостей центру опору машини-знаряддя, $\text{см}^2/\text{с}^2$	$P_{\text{ст}}$	Показник стабільності, м^{-1}
4		σ_α	Середньоквадратичне відхилення кутових зміщень трактора і машини-знаряддя, рад	$K_\beta(\tau)$	Тривалість спадання до нуля автокореляційної функції
5	Керованість	$D_{\Delta v}$	Дисперсія відхилень точки візування від базової лінії, см^2	$P_{\text{упр}}$	Показник керованості, рад.с
6	Стабільність керування	$D_{\Delta v}$	Дисперсія поперечних швидкостей точки візування, $\text{см}/\text{с}$	-	-
7	Статична робота водіння	D_β	Дисперсія кутових відхилень рульового колеса, рад	σ_β	Середньоквадратичне кутове відхилення рульового колеса, рад
8	Енерговитрати	g	Погектарна витрата палива, кг/га	-	-
9	Якість	D_y	дисперсія коливань траєкторій руху агрегату	-	-
		$S_y(\omega)$	спектральна щільність коливань траєкторій руху		
10	Стабільність якості	$\dot{D}_{\Delta v}$	Середня дисперсія взаємних поперечних швидкостей траєкторії центру опору машин-знарядь, $\text{см}/\text{с}$	-	-

Висновок. Проведений аналіз кількісно-якісних показників руху МТА в горизонтальній площині дозволив обґрунтувати критерії оптимальності сумісного маршрутизованого руху технологічного комплексу МТА, що дозволяє створювати умови для підвищення точності управління процесом автоводіння за заданим напрямком та оптимізувати технологічну зону траєкторії руху агрегатів.

Для оцінки сумісного маршрутизованого руху технологічного комплексу МТА в горизонтальній площині за вищерозглянутими критеріями оптимальності необхідно мати реалізації спектральних характеристик траєкторії руху в горизонтальній площині, збурюючих моментів, які діють на трактор і окремі машини-знаряддя, частотних характеристик поперечних відхилень траєкторії робочих органів технологічного комплексу МТА.

Література.

1. Agriculture. Tracks vs. Wheels: Режим доступу: <http://www.finning.ca/industries/divisions/agriculture/trackswheels.asp>
2. Баранов Г.Л. Навігаційне забезпечення динамічної точності високошвидкісної реалізації агротехнологічних операцій механізованого виробництва сільськогосподарської продукції рослинництва у зонах ризикованого землеробства / Г.Л. Баранов, Р.В. Мельник // Системи управління, навігації та зв'язку. - 2009. – Вип. 3(11). – С. 8-12.
3. Надикто В.Т. Колійна та мостова системи землеробства. Монографія / В.Т. Надикто, В.О. Улексін. – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2008. – 270 с.
4. Ридецкая И.Н. Снижение затрат на сельскохозяйственное производство путем внедрения систем параллельного вождения / И.Н. Ридецкая, А. М. Минченко // Материалы VII Международной научно-практической конференции: «стратегия и тактика развития производственно-хозяйственных систем». - Гомель, 24–25 ноября 2011.-С.41-43.
5. Басев І.В. Обоснование параметров агрегатирования и режима движения трехмашинных полунавесных агрегатов с трактором Т-150 на посеве и на междурядной обработке пропашных культур: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук / І.В. Басев. - Харків, 1989. – 20 с.

6. Чорна Т.С. Частотно-дисперсійний показник оцінки непрямолінійності рядків просапних культур / Т.С. Чорна, В.Т. Надикто, А.І. Панченко // Праці ТДАТА. – Мелітополь: ТДАТА, 2007. – Вип.7, т.1. – С. 240 – 243.

ОБОСНОВАНИЕ КРИТЕРИЕВ ОПТИМАЛЬНОСТИ СОВМЕСТНОГО МАРШРУТИЗИРОВАННОГО ДВИЖЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА МТА

Кувачев В.П., Митков В.Б.

Аннотация – в работе обоснованы критерии оптимальности совместного маршрутизированного движения технологического комплекса сельскохозяйственных агрегатов в горизонтальной плоскости.

BACKGROUND CRITERIA FOR OPTIMUM CONTROLLED TRAFFIC FARMING TECHNOLOGY COMPLEX AGRICUL- TURAL UNITS

V. Kuvachev, V. Mitkov

Summary

The paper joint optimality criteria controlled traffic farming technological complex farm units in the horizontal plane is grounded.



УДК 631.37

МОСТОВЕ ЗЕМЛЕРОБСТВО НА БАЗІ ДОЩУВАЛЬНИХ МАШИН

Кувачов В.П., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*Тел./факс (0619) 42-12-65, E-mail: kuvachoff@mail.ru

Анотація – В роботі представлено результат вдосконалення мостового землеробства шляхом використання серійних дощувальних машин в якості агротехнічних багатоцільових агрегатів, які здатні виконувати різні с.-г. роботи. Обґрунтовані первинні параметри мостового засобу, побудованого на базі самохідного електрошасі опорних та кінцевих візків фронтальної дощувальної машини «Дніпро» з колією 2,8 м і двома штатними мотор-редукторами.

Ключові слова – мостове землеробство, мостовий засіб, агро-мост, дощувальні машини, ефективність.

Постановка проблеми. Запровадження сучасних технологій у сільському господарстві з глибоким ступенем використанням механізації, автоматизації і роботизації відкриває широкі можливості для ресурсозбереження, покращення екологічного стану ґрунтів, підвищення якості виконання технологічних операцій, освоєння перспективної технології точного землеробства.

Реалізувати новий технологічний рівень можливо шляхом впровадження, так званого, мостового землеробства. На відміну від тракторно-комбайнової системи машин електрифіковані комплекси в рослинництві можуть забезпечити [1]:

- використання єдиного енергетичного модуля для виконання всього комплексу с.-г. робіт при вирощуванні і збиранні культури;
- можливість комплексної автоматизації виробництва в рослинництві;
- маршрутизацію руху с.-г. агрегатів і технологічного транспорту по постійним напрямним коліям протягом всього технологічного циклу вирощування і збирання культури;
- усунення негативного впливу ходових робочих органів машин на ґрунт;
- виконання з високою точністю агротехнічних прийомів у встановлені строки незалежно від рівня вологості і несучої здатності ґрунту;
- виконання операцій, які неможливо виконати тракторною технікою - ремонт посівів, оброблення проміжних культур та ін.;
- скорочення витрат матеріалів і продукції.

До того ж, впровадження такої системи дозволяє програмувати врожай; зменшує пошкоджуваність рослин, питому витрату невідтворних ресурсів, витрати праці; підвищує престиж с.-г. праці, завдяки надання йому інтелектуального характеру. За орієнтовною оцінкою науковців [2], застосування мостової системи в порівнянні з тракторною забезпечить підвищення урожайності в 1,6...2,5 разів. Електрифіковані агрегати дозволяють розширити область використання електроенергії, відмовитися, або значно скоротити, застосування хімічних речовин для боротьби з бур'янами, добрив, що забезпечить отримання екологічно чистих продуктів.

Але, мостова система землеробства не набула широкого впровадження у с.-г. виробництві на цей час по причині складності, дороговизни і металоємності агромоств.

Реалізація технології мостового землеробства, на нашу думку, можлива, за принципами уніфікації і агрегатування, тобто використання вторинних матеріальних ресурсів.

Так, основою агромоств можуть служити дощувальні машини. Як відомо, всі дощувальні мобільні агрегати при значних капіталовкладеннях мають низький річний коефіцієнт використання, який не перевищує 0,1. Тобто, в залежності від погодних умов вони експлуатуються не більше 1000 год на рік, а в інший час простоюють.

За принципами уніфікації і агрегатування основна умова підвищення ефективності використання дощувальних машин - перетворення їх в агротехнічні багатоцільові агрегати, які здатні виконувати різні с.-г. роботи. А це дозволяє підвищити коефіцієнт їх використання в 5...7 разів [2].

Аналіз останніх досліджень. Відомо багато технічних рішень в напрямку створення електрифікованих польових систем на базі серійних дощувальних машин, наприклад "Кубань" [2-4]. Науковцями ВІЕСГ обґрунтована ефективність використання агромоств на основі дощувальних машин при виконанні усіх агротехнологічних процесів в рослинництві [2].

Але, таких дощувальних машин, як «Дніпро» та «Кубань» в Україні лишилися одиниці. Кількість дощувальних агрегатів ДДА-100МА скоротилась в 5,4 рази, «Фрегат» у 1,5 рази [5]. Сьогодні на полях українських господарств представлена дощувальна техніка світових фірм-виробників: «Zimmatic» («Lindsay Manufacturing Co»), «Valley» («Valmont Irrigation») T-L («T-L Irrigation»), «Pierce» («Pierce Corporation»), США, «Centerliner», «Linerstar», «Centerstar» («Bauer», Австрія), «Western» («Western Irrigation», ОАЕ) [5]. За способом водозабору, технічною схемою поливу, приводу пересування, продуктивністю всі ці машини різняться. Але багато спільного мають в плані тех-

ніко-технологічних рішень в побудові конструкції основних вузлів. В більшості конструкцій дощувальних машин використовується електричний привод опорних візків. Старт-стопний режим роботи електродвигунів мотор-редукторів опорних візків зумовлює мале споживання енергії від генератора на свій привод.

Формування цілей статті. Метою роботи є вдосконалення мостового землеробства шляхом використання серійних дощувальних машин в якості агротехнічних багатоцільових агрегатів, які здатні виконувати різні с.-г. роботи.

Основна частина. Використовуючи елементи конструкції опорного візка (кінцевого або проміжного) серійної електрифікованої фронтальної дощувальної машини «Дніпро», науковцями ТДАТУ пропонується побудова конструкції мостового засобу для сільськогосподарських робіт (рис.1).

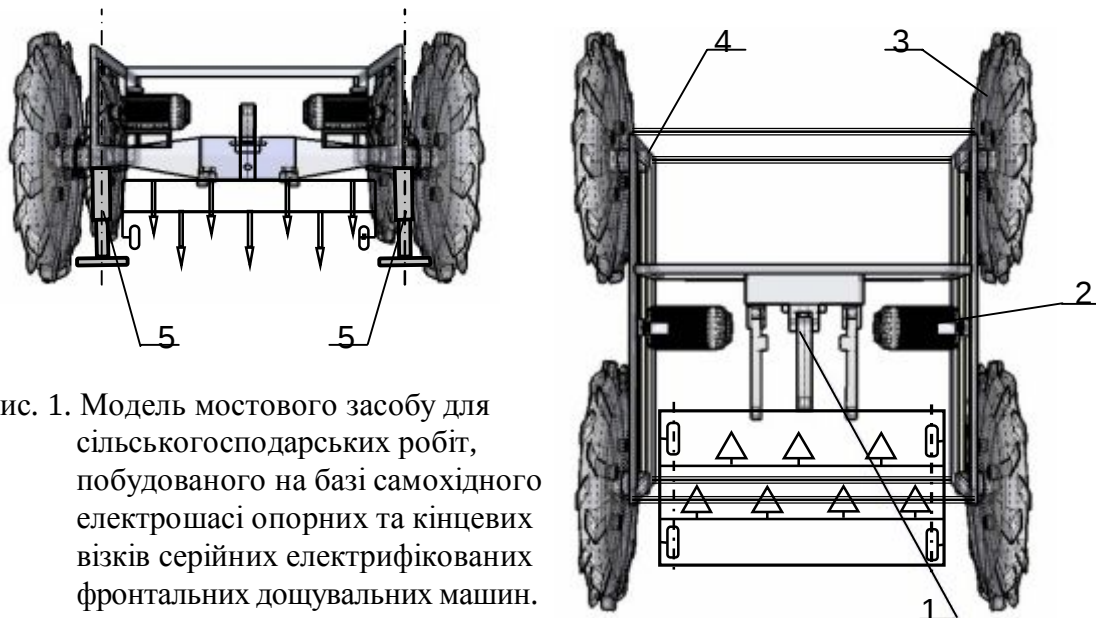


Рис. 1. Модель мостового засобу для сільськогосподарських робіт, побудованого на базі самохідного електрошасі опорних та кінцевих візків серійних електрифікованих фронтальних дощувальних машин.

Мостовий засіб для сільськогосподарських робіт (див. рис. 1) складається із самохідної електрифікованої машини з сільськогосподарським знаряддям 1, комплекту електрообладнання 2 для приводу рушіїв 3 самохідного електрошасі 4. На рамі електрошасі розміщені два мотор-редуктори, які через ланцюгову і циліндричну зубчасту передачі приводять в обертання колеса, і навісний механізм для агрегування сільськогосподарських знарядь.

Але для практичної реалізації мостового засобу безпосередньо на сільськогосподарських операціях необхідно вирішити проблемне питання його розвороту. Оскільки серійні фронтальні дощувальні машини (наприклад «Дніпро» та «Кубань») рухаються прямолінійно, з одного краю поля до іншого, переключаючи електропривід на прямий і зворотній хід [6]. А тому, для більшості серійних фронтальних дощу-

вальних машин, опорні та кінцеві візки мають некеровані колеса без можливості їх повороту. Для переїзду на іншу позицію рушії опорних та кінцевих візків вручну повертаються на 90 град. за допомогою домкратів і машина перетягується трактором на наступну позицію. Така складність здійснення розвороту представленого самохідного мостового засобу для сільськогосподарських робіт, побудованого на базі самохідного електрошасі опорних та кінцевих візків фронтальної дощувальної машини, збільшує втрати часу на його переміщення на наступну робочу позицію, що зменшує продуктивність сільськогосподарських робіт.

Технічно вирішити питання розвороту мостового засобу, на нашу думку, можливо, шляхом його обертання на місці навколо центру повороту, який розміщений в центрі колії, по якій рухається машина. Для чого мостовий засіб додатково оснащений механічними висувними опорами 5 (див. рис. 1), прикріпленими до електрошасі для підйому одного із його бортів при розвороті, відносно вісі, яка співпадає з повздовжньою віссю опори. Такий принцип розвороту мостового засобу з некерованими колесами на місці дозволяє здійснювати його переміщення на наступну позицію за мінімальний проміжок часу, що підвищує продуктивність роботи.

Засіб працює таким чином. При виконанні сільськогосподарських робіт самохідне електрошасі 4 з комплектом електрообладнання 2 і сільськогосподарським знаряддям 1 рухається прямолінійно по фронту. Для переміщення мостового засобу на наступну позицію самохідне електрошасі зупиняють, виключаючи живлення електрообладнання. За допомогою висувної опори 5 піднімають один із бортів електрошасі. Включають електрообладнання приводу рушіїв 3 електрошасі на прямий або зворотній хід. Самохідне електрошасі, опираючись на рушії одного борту і висувну опору робить обертання мостового засобу відносно вісі, яка співпадає з повздовжньою віссю опори. Це дозволяє здійснити розворот мостового засобу з одночасним його переміщенням на наступну позицію за мінімальний проміжок часу, що підвищує продуктивність сільськогосподарських робіт.

Якщо для приводу рушіїв електрошасі мостового засобу використовувати два штатних мотор-редуктора дощувальної машини «Дніпро» типорозміру 1МП₃2-40-35,5-110УЗ [6] проведемо тяговий розрахунок запропонованої машини.

Характеристика мотор-редуктора 1МП₃2-40-35,5-110УЗ:

- номінальна частота обертання вихідного валу, хв. ⁻¹	35,5
- номінальний крутний момент на тихохідному валу, Н·м	293
- потужність електродвигуна, кВт	1,1
- маса мотор-редуктора, кг	38

Експлуатаційна вага мостового засобу $G_{мз}$ визначається за умови зчеплення рушіїв з ґрунтом. Зчеплення повинно бути достатнім для того, щоб машина на горизонтальній ділянці змогла розвивати задане номінальне тягове зусилля при роботі на агрофоні нормальної вологості з буксуванням не більше допустимого.

Експлуатаційна вага мостового засобу $G_{мз}$ розраховується за рівнянням [7]

$$G_{мз} = \frac{P_{кр.н}}{\lambda_k \varphi_k - f_k}, \quad (1)$$

де $P_{кр}$ – номінальне тягове зусилля, кН;

λ_k – коефіцієнт навантаження ведучих коліс;

φ_k – коефіцієнт зчеплення;

f_k – коефіцієнт опору перекочування.

Номінальне тягове зусилля $P_{кр}$ при заданій експлуатаційній потужності тягового електродвигуна мостового засобу $N_{мз}$ і швидкості руху $v_{ам}$ по горизонтальній ділянці розраховується за рівнянням [7]

$$P_{кр.н} = \frac{N_{мз}^e \cdot \eta_{тр} (1 - \delta_n)}{v_{ам}} - P_f, \quad (2)$$

де P_f – сила опору перекочування, $P_f = f_k \cdot G_{ам}$, кН;

$\eta_{тр}$ – механічний ККД трансмісії;

δ_n – коефіцієнт буксування рушіїв.

При розрахунках по (1) та (2) прийемо значення коефіцієнта навантаження $\lambda_k = 1$, оскільки всі колеса мостового засобу ведучі. Коефіцієнти φ_k та f_k в першому наближенні прийемо на рівні значень для колісних тракторів при роботі на полі, підготовленому під посів ($\varphi_k = 0,4-0,6$; $f_k = 0,16-0,18$) [7]. Результати тягового розрахунку та продуктивності роботи за годину основного часу представлено в таблиці 1.

Таблиця 1 -

Результат тягового розрахунку мостового засобу та продуктивності його роботи при використанні двох штатних мотор-редукторів типу 1МП₃2-40-35,5-110УЗ

Швидкість руху $v_{ам}$, м/с	Експлуатаційна вага $G_{мз}$, кН	Номінальне тягове зусилля $P_{кр}$, кН	Основна продуктивність роботи, га/год.
0,136*	22,2	9,7	0,13
0,5	6,0	2,6	0,50
1,0	3,0	1,3	1,00
1,5	2,0	0,8	1,51
2,0	1,5	0,6	2,01

*Примітка: паспортна швидкість руху дощувальної машини «Дніпро»

Аналіз таблиці 1 свідчить, що при збереженні механізму приводу коліс електрошасі запропонованого мостового засобу, як це у приводі опорного візка серійної дощувальної машини «Дніпро», швидкість його руху становить 0,136 м/с, при цьому можна розвивати тягове зусилля до 9,7 кН при його експлуатаційній вазі 22,2 кН. Але, основна продуктивність роботи машини при такій швидкості і ширині захвату 2,8 м становить лише 0,13 га/год. Для збільшення продуктивності роботи мостового засобу за годину основного часу до 1 га/год швидкість руху необхідно збільшувати до 1 м/с. При цьому тягове зусилля може бути реалізоване до 1,3 кН при експлуатаційній вазі 3 кН. Якщо збільшити швидкість мостового засобу до 2 м/с – реалізація тягового зусилля мала і становить близько 0,6 кН при експлуатаційній вазі 1,5 кН. Але ж, при цьому, основна продуктивність дорівнюватиме 2 га/год. Зрозуміло, що реалізація тягових зусиль буде залежати від умов технологічного процесу робочої машини.

Реалізація мостового землеробства шляхом використання серійних дощувальних машин в якості агротехнічних багатоцільових агрегатів нами запропоновано у такий спосіб (рис. 2). Для багатопрольотної фронтальної дощувальної машини її прольоти розміщують під постійну технологічну колію, яка додатково прокладена на ґрунті з відстанню між центрами колій 2,8 м. Сама ж дощувальна машина може виступати як агромо́ст – технологічний засіб із сільськогосподарським знаряддям. Також, на площі агроугіддя працюють тягові машини – мостові засоби з сільськогосподарським знаряддям, які рухаються по слідах технологічної колії.

В процесі роботи багатопрольотна фронтальна дощувальна машина 1 рухається по постійній технологічній колії 2. Мостові засоби з сільськогосподарським знаряддям 3 виконують сільськогосподарські технологічні операції. В процесі робочого руху вони переміщуються по постійній колії 2. Для переміщення мостового засобу 3 на наступну позицію при досягненні кінця гону здійснюється їх розворот на 180 град. на місці. Розворот, як було сказано раніше, здійснюється обертанням мостового засобу за допомогою висувної опори на місці. Але центр повороту 4 повинен знаходитися в центрі колії 2.

Висновки. Вирішити проблему механізації рослинництва на новому технологічному рівні можливо за рахунок впровадження мостового землеробства. Мостові засоби, побудовані за принципами уніфікації і агрегаткування електрифікованих дощувальних машин та елементів їх конструкцій, можливо успішно реалізовувати на сільськогосподарських роботах. Побудова електрошасі мостового засобу на основі елементів конструкції опорних візків дощувальних машин із некерованими колесами робить можливим здійснювати розворот агромо́ста,

шляхом його обертання на місці, навколо центру додатково встановленої опори. При використанні двох штатних мотор-редукторів опорного візка дошувальної машини «Дніпро» та штатного механізму приводу коліс електрошасі мостовий засіб на чотирьох металевих штатних колесах може розвивати тягове зусилля до 9,7 кН при його експлуатаційній вазі 22,2 кН. Але основна продуктивність роботи машини при такій швидкості і ширині захвату 2,8 м становить лише 0,13 га/год. Збільшити продуктивність роботи можливо перебудовою механізму приводу електрошасі та використання знарядь меншого тягового опору.

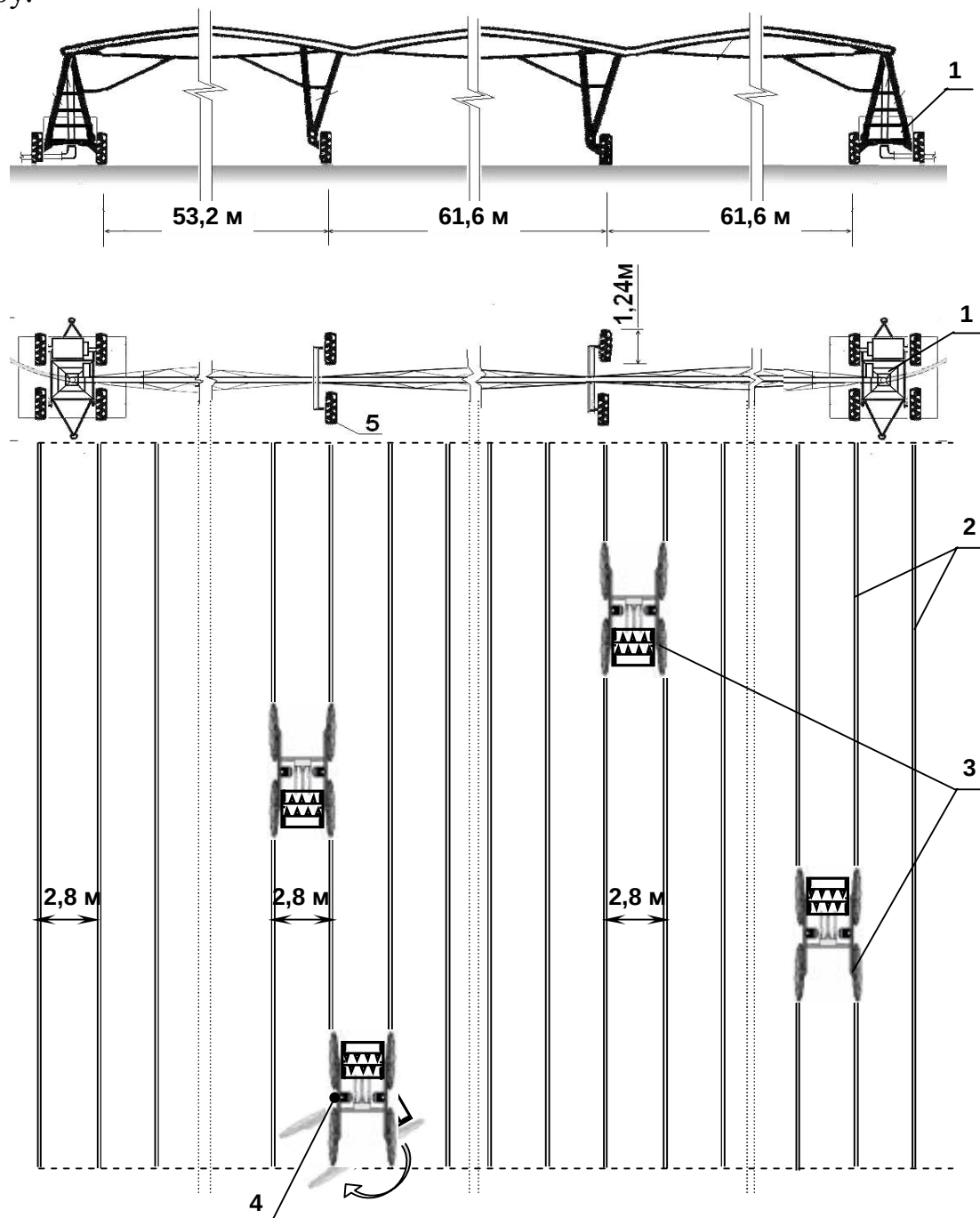


Рис. 2. Спосіб мостового землеробства.

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. *Бойко И.Ф.* Система фермерского земледелия на базе дождевальных машин / Бойко И.Ф., Уссаковский В.М. // Техника в сельском хозяйстве, 1996, № 6, с.25-27.
3. Пат. 2175174 С2 Росія, МПК⁶ А01В49/00. Способ выполнения мостового земледелия / Майсов И.А.; опубл. 27.10.2001.
4. Пат. 2048717 С1 Росія, МПК⁶ А01В49/00. Мостовое устройство для сельскохозяйственных работ / Майсов И.А.; опубл. 27.11.1995.
5. Практика застосування нових широкозахватних дощувальних машин на існуючих зрошувальних мережах в господарствах півдня України / Митрофанов О.П., Мігальов А.О., Сидоренко В.В., Гончар П.А. [та ін.]. – Херсон: ПФ УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2010. – 79 с.
6. Дождеватель фронтальный с механизированным перемещением «Днепр». Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Киев: Реклама, 1986.
7. *Кутьков Г.М.* Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства: Учебн. пособ. / Кутьков Г.М. – М.: Колос, 2004. – 504 с.

МОСТОВОЕ ЗЕМЛЕДЕЛИЕ НА БАЗЕ ДОЖДЕВАЛЬНЫХ МАШИН

Кувачев В.П.

Аннотация – в работе представлен результат усовершенствования мостового земледелия путем использования серийных дождевальных машин в качестве агротехнических многоцелевых агрегатов, которые способны выполнять разные сельскохозяйственные работы. Обоснованы первичные параметры мостового средства, построенного на базе самоходного электрического шасси опорных или концевых тележек фронтальной дождевальной машины «Днепр» с колесей 2,8 м и двумя штатными мотор-редукторами.

BRIDGING FARMING BASED SPRINKLING MACHINES

V. Kuvachev

Summary

In the work is the output of the bridge improvement of agriculture through the use of serial sprinkling machines as agricultural multipurpose units that are capable of performing various agricultural activities. Substantiated primary parameters of the bridge means constructed on the basis of self-supporting chassis electric carts or front end sprinkler "Dnepr" with a track of 2.8 m and two motor-reducers.



УДК 631.171.075.3

ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЧНОГО СТИМУЛЮВАННЯ (МАСАЖУ) ВИМЕНІ ВИСОКОПРОДУКТИВНИХ КОРІВ

Болтянська Н.І., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: +38 (0619) 42-05-70; e-mail: natali.28@inbox.ru

Анотація – у статті проаналізовано наслідки неправильної слабкої підготовки до доїння та вплив збільшення тривалості переддоїльної стимуляції на рефлекс молоковіддачі, продуктивність та здоров'я вимені і тварини в цілому.

Ключові слова – молоко, технологія доїння, машинне доїння, фізіологія тварини, рефлекс молоковіддачі, переддоїльна стимуляція, окситоцин, додоювання, продуктивність.

Постановка проблеми. Продуктивність корів залежить від багатьох факторів, в тому числі і від стимулювання вимені корови перед доїнням. Найкраща стимуляція відбувається безпосередньо телятами.

Машинне доїння не може змоделювати такий природний процес, як наслідок, відбуваються втрати молока з-за недосконалості технологічного обладнання для доїння. Також втрати відбуваються через неякісне виконання оператором технологічних операцій або через не своєчасність їх виконання. При чому підготовчі операції машинного доїння мають достатньо важливий вплив [1 – 7].

Тому, враховуючи той факт, що природної стимуляції в промисловому виробництві досягти досить складно, постає проблема адекватної заміни природної стимуляції штучною.

Аналіз останніх досліджень. За останніми дослідженнями встановлено, що при масажі вимені нетелей продуктивність корів першої тільності підвищується на 400-700 кг молока за лактацію поряд із покращенням показників машинного доїння. Однак, механічні засоби процесу стимуляції (масажу) вимені запропоновані Карташовим Л.П., Ужицом В.Ф. були призначені для поголів'я з плановою продуктивністю до 4000 кг/рік [5 – 7]. Рівень впливу на поголів'я високопродуктивних корів до тепер не досліджувався.

Формулювання мети статті. Обґрунтування технологічних параметрів обладнання переддоїльного стимулювання вимені та уникнення недоліків недостатньої стимуляції.

Основна частина. Доїння корів припускає знання фізіології тварини і організацію процесу доїння з урахуванням всіх параметрів життєдіяльності тварини.

Під час доїння і смоктання активізуються нервові рецептори, що знаходяться на шкірі соска і реагують на тиск. Ця механічна стимуляція викликає передачу імпульсу в гіпофіз мозку, при цьому відбувається вивільнення гормону окситоцину. Разом з потоком крові гормон поступає до тканин вимені. Доїння корів припускає облік механізму рефлексу молоковіддачі. На рис. 1 схематично зображений механізм рефлексу молоковіддачі. Стимуляція сосків (1) викликає передачу нервового імпульсу через спинний мозок (2) в гіпофіз (3), при цьому вивільняється окситоцин, який потім поступає у вим'я з потоком крові (4).

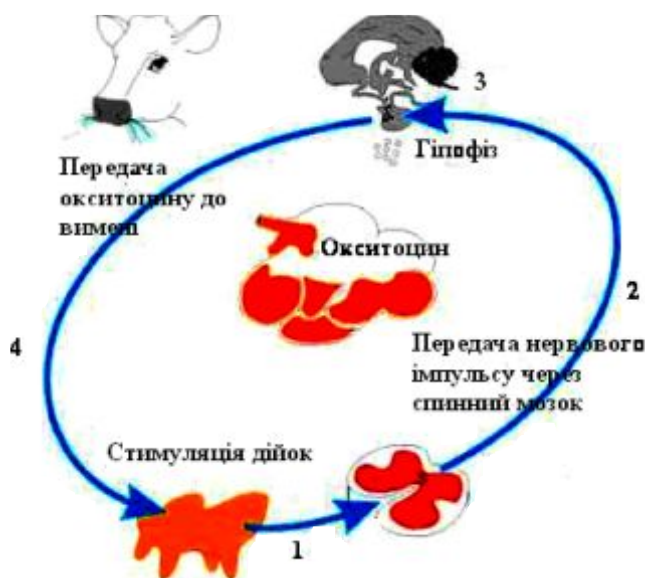


Рис.1. Рефлекс молоковіддачі.

У вимені гормон викликає скорочення епітеліально-м'язових кліток, що оточують альвеоли, в результаті чого молоко видавлюється в молочні протоки і цистерни.

Час, який проходить з початку стимуляції соска до настання молоковіддачі, складає близько 30...60 секунд (воно відмінне у різних корів і залежить також від стадії лактації). Раніше вважалося, що секреція окситоцину носить миттєвий характер і вивільнення відбувається водночас доїння. Проте, недавні дослідження показали, що окситоцин вивільняється протягом всього процесу доїння.

Рефлекс молоковіддачі, включаючи секрецію окситоцину, може стимулюватися багатьма способами, наприклад, застосуванням тактильної стимуляції соска, знаходженням у полі зору корови теляти, а також шляхом формування умовного рефлексу на годування концентратами під час доїння (рис. 2).

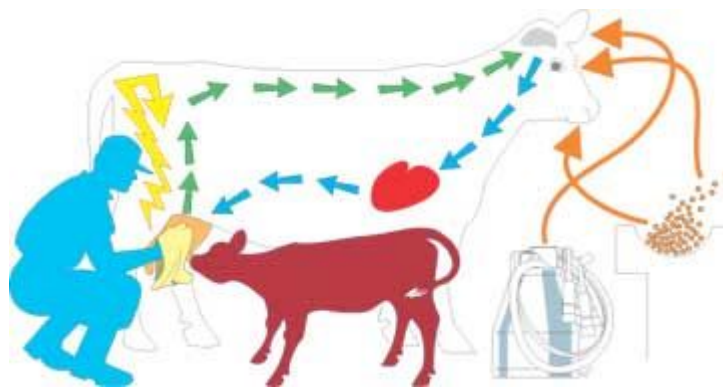


Рис. 2. Формування умовного рефлексу на годування концентратами під час доїння.

Найефективніша стимуляція сосків корови здійснюється телям. Оптимальна техніка доїння повинна, таким чином, імітувати смоктання теляти. Смоктання соска телям складається з трьох фаз включає переддоїльну стимуляцію, висмоктування молока і стимуляцію, що настає безпосередньо за фазою висмоктування.

Переддоїльна стимуляція в загальному випадку процедура, здійснювана до розміщення на вимені корови доїльного апарату. Вона включає здоювання перших цівок молока, очищення і витирання сосків, масаж сосків і вимені. Під час переддоїльної стимуляції активізуються рецептори сосків і запускається рефлекс молоковіддачі.

Це призводить до виділення молока, коли вже почалась дія окситоцину на епітеліально-м'язові клітки після надівання доїльного апарату на вим'я. Переваги, які дає правильно організована фаза переддоїльної стимуляції, це коротший час доїння, більший потік молока, і, в деяких випадках, ефективніше видоювання молока. Оскільки перед розміщенням на вимені доїльного апарату рефлекс молоковіддачі вже запущений, крива молоковіддачі вкрай рідко буває двовершинною. Це означає відсутність затримки молоковіддачі між надходженням молока з цистерн і надходженням молока з альвеол, що сприяє кращій обробці сосків. Переддоїльна стимуляція може проводитися вручну або машинним способом. Проте, ручна стимуляція поза сумнівом є набагато ефективнішою за машинну.

Процес доїння повинен бути швидким і щадним, але при цьому ефективним. Чисельні дослідження в молочних підприємствах показали, що достатньо велика кількість корів доїться неправильно. Недостатній облік фізіологічних особливостей при підготовці до доїння призводить до неповноцінної молоковіддачі. Якщо підготовка проведена правильно, це приводить, внаслідок підвищення внутрішнього тиску у вимені, до набухання і напруги сосків і кращої «посадки» доїльних стаканів.

Але дуже часто підготовка до доїння недостатня. Можна почути думку, що сучасні високоудійні корови вимагають лише незначної стимуляції, для того, щоб почався нормальний процес молоковіддачі. Здоювання перших цівок молока і обмивання вимені їм повинно вистачити. Додатковий масаж вимені з застосуванням технічних засобів стимуляції буде пов'язаний лише з додатковими витратами і навряд чи зможе привести до помітного поліпшення ситуації. Отже, ще в 2007 році при перебудові молочних підприємств встановлювалося устаткування без автоматичної стимуляції.

Останні дослідження з питань трудовитрат при доїнні показали, що на початкове здоювання потрібно 6 секунд і стільки ж витрачається на очищення вимені. Сумарна тривалість такої підготовки на 48 секунд менше оптимальної. Недостатня попередня стимуляція (через що окситоцин виділяється фракціями) призводить до зниження молочного потоку, виникнення бімодальності кривої молоковіддачі, холостого доїння, підвищення тривалості додоювання і частки молока, що отримується за рахунок додоювання, а також до зниження загального удою і збільшення загальної тривалості доїння [8,9].

Бімодальність – це наявність в процесі доїння двох піків молоковіддачі: після видоювання цистернальної порції молока відбувається зниження молочного потоку. Бімодальність кривої молоковіддачі може спостерігатися і в тому випадку, якщо корова в доїльному верстаті отримує стрес.

Численні дослідження показали, що традиційні доїльні апарати (без автоматичної стимуляції) не в змозі забезпечити повноцінну молоковіддачу у великої кількості тварин. Але, оскільки потреба в стимуляції у окремих корів сильно варіює, у деяких корів під впливом стимулюючої дії звичайних доїльних апаратів молоковіддача настає і після короткої підготовки [8, 9].

Поширеність у корів молоковіддачі за бімодальним типом підтверджується даними Організації з контролю молочної продуктивності у федеральних землях Мекленбург – Передня Померанія і Шлезвіг-Гольштейн. Від 30 до 40% корів мають в процесі доїння два піки підвищення, автори ж даної статті досліджували залежність середнього потоку молока від різних варіантів автоматичної попередньої стимуляції вимені.

Було встановлено, що при збільшенні тривалості стимуляції спостерігається і значна надбавка молока. Останні дослідження підтвердили величезний вплив, який надає тривалість стимуляції вимені на час, необхідний для машинного додоювання. При стимуляції протягом всього лише 8 секунд і швидкому надіванні доїльних стаканів витрати праці на отримання останньої порції молока були дуже високі порівняно з 20-секундною стимуляцією. Витрати часу на машинне до-

доювання знижуються з 1,05 хв. при 8-секундній стимуляції до 0,62 хв. при стимуляції протягом 20 секунд, хоча і така підготовка ще не дає оптимальної фізіологічної тривалості.

Зменшення часу додоювання і загальної тривалості доїння позитивно впливає на стан сосків, а, отже, і на самопочуття, і на здоров'я тварини.

Стимуляцію після доїння можна розглядати як процедуру стимулювання сосків і вимені після зменшення або припинення потоку молока. Прикладом є машинна або ручна стимуляція. Експерименти, що проводяться з дійними коровами, показали, що машинна стимуляція або додаткова стимуляція після доїння (у останню хвилину здійснювався перехід від машинного доїння до ручного) призвела до збільшення виходу молока на 4...5%. У інших порід виявилось, що смоктання після закінчення молока сприяє підвищенню виробництва молока. Така дія на молоковіддачу за рахунок стимуляції після доїння може пояснюватися активізацією локальних регуляторних механізмів вимені. Ці механізми можуть впливати на спорожнення вимені і на продуктивність секреторних кліток.

Дуже важливим моментом є те, як саме проводиться тактильна стимуляція соска під час доїння. З'ясувалося, що виділення гормонів окситоцину і пролактину стимулюється тактильною стимуляцією сосків. Експерименти, в процесі яких ручне доїння порівнювалося з машинним доїнням (ручне доїння – це процедура доїння, що чудово імітує смоктання телям), показали, що виділення гормонів, пов'язаних з молоковіддачею, виявилось активнішим і тривалішим під час ручного доїння порівняно з машинним доїнням. Цей процес може частково впливати і на продуктивність тварин.

Під час стимуляції сосків також можна активізувати локальні регуляторні механізми нервової системи молочної залози. Гарним прикладом, що демонструє важливість локальних механізмів молочної залози, є самка кенгуру. Вона може вигодовувати двох дитинчат різного віку двома молочними залозами, при цьому молоко з кожної залози відповідає потребам даного дитинчати. Старше дитинча смоче молоко з соска, що виділяє молоко, відповідне його потребам, а молодше дитинча смоче інший сосок, який також виділяє молоко, склад якого відповідає його специфічним потребам, не дивлячись на те, що обидві молочні залози піддаються дії тих же гормонів і поживних елементів. Адаптація кількості і складу молока до потреб різних дитинчат у кожному конкретному випадку відбувається тільки за рахунок різного режиму смоктання.

Доїння корів припускає активізацію локальних механізмів у молочних корів як для молоковіддачі, так і для поліпшення складу мо-

лока. Експерименти показали, що ручне доїння корів збільшує вихід молока і підвищує його жирність порівняно з машинним доїнням.

Фізіологічний механізм, що стоїть за цими результатами, ще не зовсім ясний. Існує думка, що у вимені існують локальні нервові рефлексії, які впливають на збільшення синтезу молока. І дійсно, вже у 50-і і 60-і роки російські вчені знали про це явище.

Висновки. Результатами проведеної роботи можна вважати обґрунтовані технологічні параметри процесу машинного стимулювання (масажу), а саме витрати часу на машинне додоювання знижуються з 1,05 хв. при 8-секундній стимуляції до 0,62 хв. при стимуляції протягом 20 секунд, хоча і така підготовка ще не досягає оптимальної фізіологічної тривалості. Отримані результати дозволяють уникнути зменшення молочного потоку, холостого доїння, підвищення тривалості додоювання і збільшення загальної тривалості доїння.

Література.

1. Даниленко, А. Л. Молочное животноводство – привлекательный бизнес / А. Л. Даниленко // Переработка молока: технология, оборудование, продукция. – 2009. – № 10. – С. 24 – 26.
2. Алейник, С. Обеспечивать устойчивый рост продуктивности молочного стада / С. Алейник // Экономика сельского хозяйства России. – 2009. – № 3. – С. 10 – 16.
3. Ганеев, А. Доильная аппаратура – фундамент высококачественного молока / А. Ганеев // Молочное и мясное скотоводство. – 2008. – № 1. – С. 17 – 19.
4. Фененко А.І. Техніко-технологічні аспекти удосконалення біотехнічної ланки “машина-тварина” процесу виробництва молока / А.І.Фененко // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха. – 2007. – Вип. 91. – С. 65 – 77.
5. Карташов Л.П. Методы расчета биологических и технических параметров системы “человек-машина- животное”: Учебное пособие. – Оренбург: Изд-во Центр ОГАУ, 2007. – 152 с.
6. Фененко А.І. Техніко-технологічні параметри біотехнічної ланки “машина-тварина” процесу виробництва молока / А.І.Фененко // Молочное дело. – 2008. – № 1. – С. 46–49; № 3. – С. 50–51.
7. Карташов Л.П. Стратегия создания адаптивной техники для эффективной биотехнической системы производства молока / Л.П. Карташов, А.І.Фененко // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха. – 2005. – Вип. 89. – С. 347–354.
8. Баймишев, Х.Б. Молочная продуктивность первотелок чернопестрой породы / Х. Б. Баймишев, Л. А. Якименко // Аграрная наука. - 2008. - № 12. - С. 15-16.
9. Винников, И. К. Автоматизация и роботизация доения коров в параллельно-проходных станках / И. К. Винников // Техника в сельском хозяйстве. - 2009. - № 4. - С. 12-14.

ПРАВИЛЬНАЯ ПОДГОТОВКА К ДОЕНИЮ – ВЫСОКИЙ УДОЙ И ЗДОРОВЬЕ ВЫМЕНИ

Болтянская Н.И.

Аннотация – в статье проанализированы последствия неправильной слабой подготовки к доению и влияние увеличения длительности преддоильной стимуляции на рефлекс молокоотдачи, производительность и здоровье вымени и животного в целом.

CORRECT PREPARATION TO MILKING IS HIGH YIELD OF MILK AND HEALTH OF UDDER

N. Boltyanska

Summary

In the article the consequences of wrong weak preparation to milking and influence of increase of duration of pre-milking stimulation are analysed on milking reflex, productivity and health of udder and animal on the whole.



УДК 631.331.021:62.001.57

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВЫСЕВА КАПСУЛИРОВАННЫХ В ГЛИНУ СЕМЯН ОВОЩЕЙ МЕХАНИЧЕСКИМ ЯЧЕИСТО-ДИСКОВЫМ ВЫСЕВАЮЩИМ АППАРАТОМ

Кушнарєв А.С., чл.-кор. НААНУ, д.т.н.,

Сербий Е.К., к.т.н.,

Кушнарєв А.С., инженер

Украинский научно-исследовательский институт прогнозирования и испытаний техники и технологий для сельскохозяйственного производства имени Леонида Погорелого (УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого)
Тел.: 066-79-50-135

Аннотация – в статье рассмотрено влияние физико-механических параметров посевного материала на точность высева сеялками с механическими высевающими аппаратами и обоснованы требования к размерным и фрикционным свойствам капсулированных семян.

Ключевые слова – сеялка, точный высев, капсулированные семена, размер, коэффициент трения.

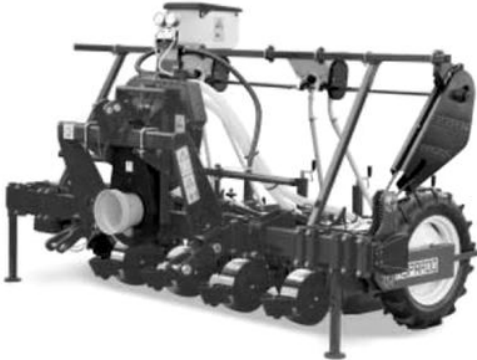
Постановка проблемы. Залогом получения высоких урожаев овощей является равномерное распределение посевного материала по полю и последующий уход за растениями в первые дни их развития. Семена овощных культур разнообразны как по форме, размерам так и свойствам поверхности. Даже в пределах одной культуры размеры семян различаются в 2 и более раза. Эти особенности высеваемого материала ставят перед создателями высокоточных сеялок весьма сложные требования к их конструкции, которые, следовательно, будут отличаться высокой ценой высевающих аппаратов.

Более точными овощными сеялками являются пневматические сеялки с вертикальным высевающим диском. На украинском рынке хорошо зарекомендовали себя пневматические сеялки (табл. 1).

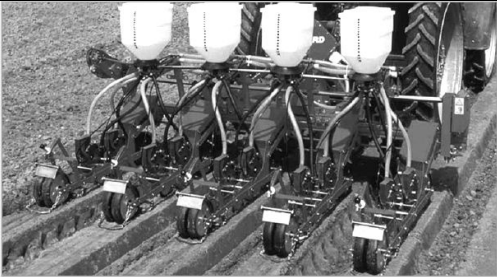
Мощность, затрачиваемая одним высевающим аппаратом, составляет от 6 до 10 кВт/секция, а цена – более 30 тыс. гривен в пересчете на одну секцию. Механические овощные сеялки менее энергоемки (3...5 кВт/секция) и более дешевы (табл. 1).

Мы предлагаем альтернативный путь – использование простых по конструкции, надежных и дешевых механических сеялок, а семена овощных (и других мелкосеменных) культур заключать в глиняную шарообразную капсулу (своего рода дражировать в глину) с целью получения посевного материала в виде шарообразных глиняных капсул.

Таблица 1 –

Овощные сеялки				
№	Марка	Общий вид	Мощность, кВт/секция	Цена, тис. грн.
Пневматические				
1	Olimpia (MASCHIO GASPARDO), Италия		6,7	
2	ORIETTA (MASCHIO GASPARDO), Италия		6,0	300
3	SFOGGIA «□алибра», Италия		8,9	150
4	SFOGGIA «Сигма Кинг», Италия		9,3	200

Продолжение таблицы 1.

№	Марка	Общий вид	Мощность, кВт/секция	Цена, тис. грн.
5	“KVERNELAND” Miniar S		8,5	
6	Agricola		8,8	180
Механические				
7	BASSI SP 2002, Италия		4,7	4.7
8	Stanhay, Англия		3...4	90

Продолжение таблицы 1.

№	Марка	Общий вид	Мощность, кВт/секция	Цена, тис. грн.
9	2BYF-3, Китай		3...4	5.1
10	Alex 2		3...4	

При этом все семена мелкосеменных овощных культур можно закапсулировать в шарики одного диаметра или трех диаметров (2...3 мм, 4...5 мм, 6...8 мм) в зависимости от размеров семян. При этом высевальной аппарат взаимодействует с капсулами шарообразной, практически калиброванной формы, массой глиняных шариков, имеющих для всех капсулированных семян разных культур один и тот же коэффициент внешнего и внутреннего трения. Этим обеспечивается как универсализация высевальных аппаратов, так и овощных сеялок.

Идея заключать рис и другие семена в глиняные капсулы размером 1...2 см принадлежит Фукуоку [1]. Назначением глиняных капсул в этой идее была защита семян от поедания мышами и птицами, а также предотвращение от загнивания.

Мы вкладываем другой смысл в капсулировании мелкосеменных овощных культур – получить однородный посевной материал, обеспечивающий высокое качество посева простыми дешевыми механическими сеялками. При этом форма капсул, их размер, однородность и механические свойства – как коэффициенты трения, пределы прочности и коэффициент восстановления при ударе становятся важнейшими характеристиками, определяющими качество посева. Более того, при совмещенных посевах можно в капсулу одновременно заключать семена разных культур, удобрения и средства защиты.

Двухлетний опыт капсулирования в глиняные шарики показывает, что этот прием обеспечивает как высокую всхожесть [2], так и сохранность высокой всхожести закапсулированных семян в течение 2 лет [9].

Формообразование или заключение семян в глиняные шарики обеспечивает следующие преимущества:

- все капсулы различных по форме и размеров семян имеют форму шаров;
- стандартное отклонение размеров шаров при их изготовлении можно довести практически до нуля;
- статический и динамический коэффициенты трения глиняных капсул существенно меньше, чем семян в чистом виде;
- при разрушении капсулы заключенные в них семена не травмируются, а выделяются из разрушенной массы глины.

Капсулирование семян в глиняные шарики обеспечивает следующие свойства посевного материала [2]:

- коэффициент вариации размеров капсул снижается до 2...5%, что обеспечивает высокую однородность высеваемой массы;
- динамический коэффициент трения глиняных капсул уменьшается в 3...6 раз по сравнению с исходными семенами (рис. 1);
- угол естественного откоса глиняных шариков в 2...4 раза меньше чем исходных семян (рис. 2).

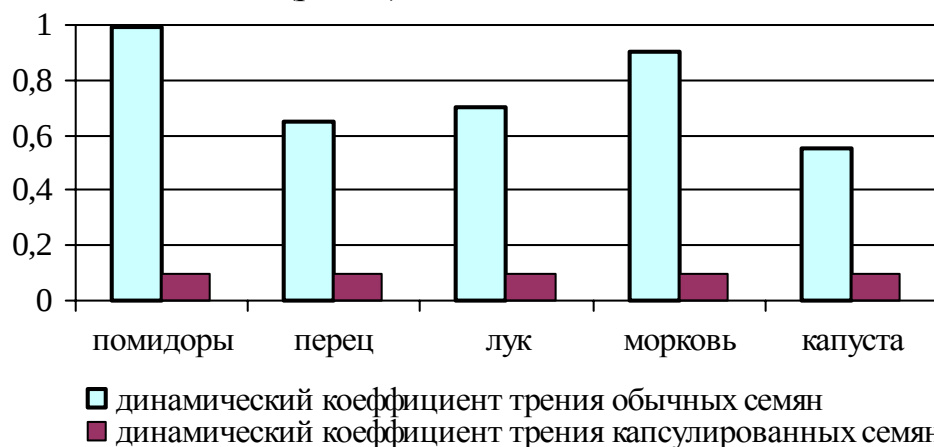


Рис. 1. Динамические коэффициенты трения капсулированных и естественных семян.



Рис. 2. Угол естественного откоса: а – обычные семена, б – капсулированные семена.

Основная часть. Ранее нами была разработана методика имитационного моделирования процесса высева семян механическими ячеисто-дисковым высевающим аппаратом с горизонтальной осью вращения [3]. Формализованная схема процесса высева состоит из нескольких подпроцессов. Алгоритм имитационного моделирования процесса высева включает информацию по физико-механическим свойствам семян – диаметр, стандартное отклонение размера диаметра, коэффициент трения семян (внутренний и внешний), а также влияние механического воздействия вытравливателя на всхожесть семян.

Еще раз детальнее рассмотрим, как проявляются вышеуказанные свойства семян в процессе высева. При функционировании высевающего аппарата семена постоянно находятся в движении: перемещение активных слоев в семенной камере, движение отдельных семян в отбирающий орган, выпадение из ячейки и движение в борозде. Характер этого движения зависит от способности семени сопротивляться перемещению по трущимся поверхностям, которое определяется коэффициентами внутреннего и внешнего трения.

Коэффициент внутреннего трения определяет характер взаимодействия семян между собой и определяется углом естественного откоса и сыпучестью.

Семена с гладкой не опушенной поверхностью имеют слабое сцепление, вследствие чего они сравнительно легко пересыпаются из одного объема в другой – из бункера в семенную камеру и ячейку. Семена с шероховатой поверхностью (томаты, морковь и др.) имеют увеличенный угол естественного откоса ($\alpha_T \approx 39^\circ$), повышенный статический и динамический коэффициент трения ($f_d = 0,4$). Полирование, шлифование, обрушивание или добавление примесей (графитовых или др.) уменьшает значение динамического коэффициента трения до 0,25, то есть почти в 1,5 раза [4].

С увеличением коэффициента трения семян по диску от 0,4 до 0,61 уменьшается относительная скорость от 0,1 до 0,03 м/с [5] и увеличивается время их взаимодействия. Вследствие того, что невозможно отдельно регулировать внутреннее и внешнее трения семенной материал наделяют повышенной сыпучестью, а коэффициент трения с диском регулируют за счет выбора его состояний поверхности и материала.

Фрикционные свойства определяют сыпучесть и подвижность семенной массы в семенной камере и способность одного семени без образования агломератов свободно проникать в отбирающий орган. Поэтому при проектировании и расчете рабочих органов овощных сеялок, учитывая динамический характер их работы с разными

скоростними режимами, необхідно знати общие закономірності коефіцієнтів тертя від швидкості [6].

Прочність насіння визначається максимальною силовою навантажкою, яка призводить до пошкодження окремих насіння з різким зниженням загальної всхожості (критична сила для свекли – 45...50Н) [7].

Супротивлення насіння пошкодженню залежить від строєння оболонки, форми, вологості і місця приложення навантажки.

Пошкодження внаслідок дії робочих органів з руйнувальною силою при висіві негативно виражається на всхожості і якості розподілення рослин, призводить до збільшенню норми висіву і лишнім затратам енергії [8].

Зменшення коефіцієнта внутрішнього тертя забезпечує більш швидке западання насіння в ячею і полегчає виділення з ячеї другого «лишнього» насіння, що влечє наступнє:

- збільшення коефіцієнта западання, зменшення подвійного висіву і пошкодження насіння, як наслідок покращення якості висіву,
- можливість збільшення швидкості сїялки, а значить збільшення її продуктивності.

В результаті імітаційного моделювання процесу висіву закапсульованих насіння в глиняні капсули ми отримали зменшення середньквдратического відхилення розмірів насіння і вибiр відповідного розміра ячеї висїваючого диска покращує точність висіву, викликає зменшення подвійного висіву і дроблення насіння (рис. 3, 4, 5).

Зменшення коефіцієнтів тертя (внутрішнього і зовнішнього тертя, кута естесвенного відкося) насінного матеріала веде до покращенню точності висіву (рис. 6).

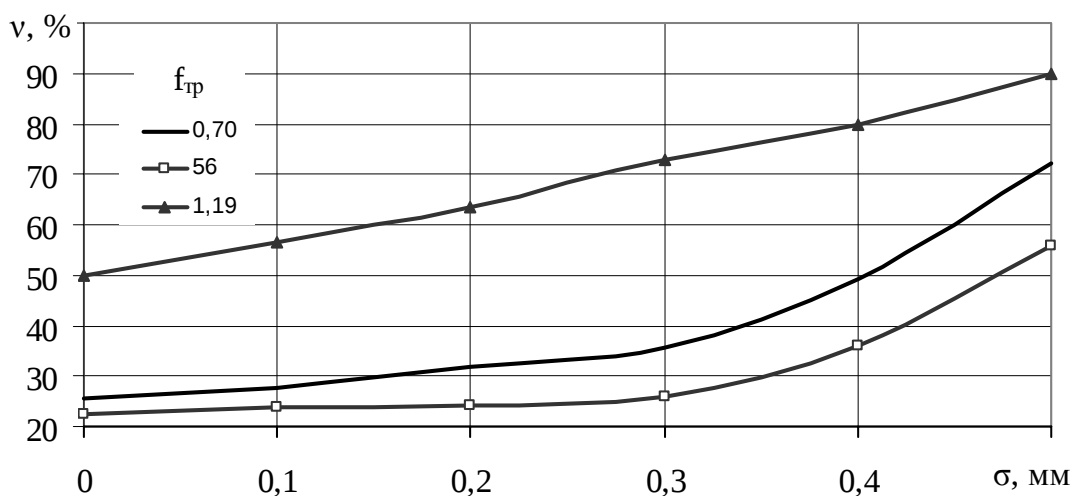


Рис. 3. Залежність точності висіву від середньквдратического відхилення розмірів насіння при різних коефіцієнтах внутрішнього тертя.

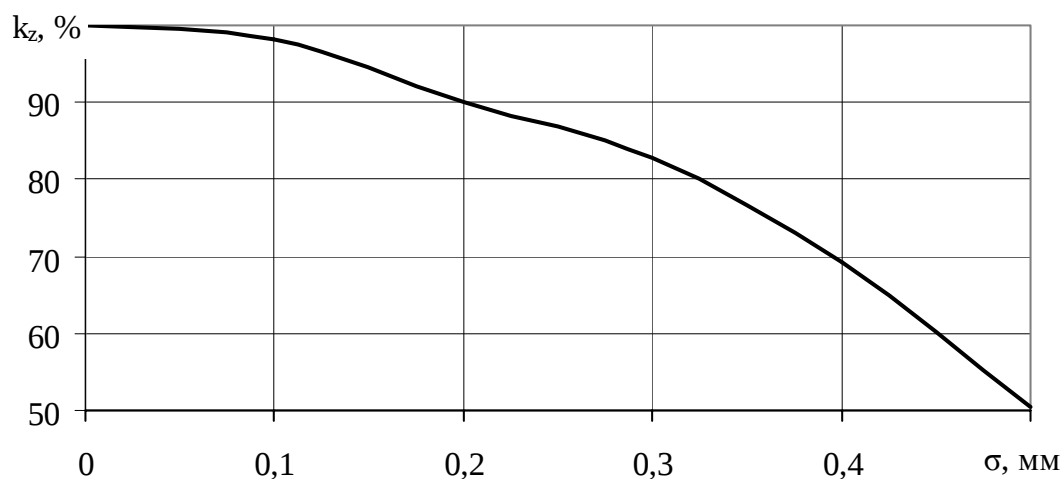


Рис. 4. Зависимость коэффициента западания от среднеквадратичного отклонения размеров семян.

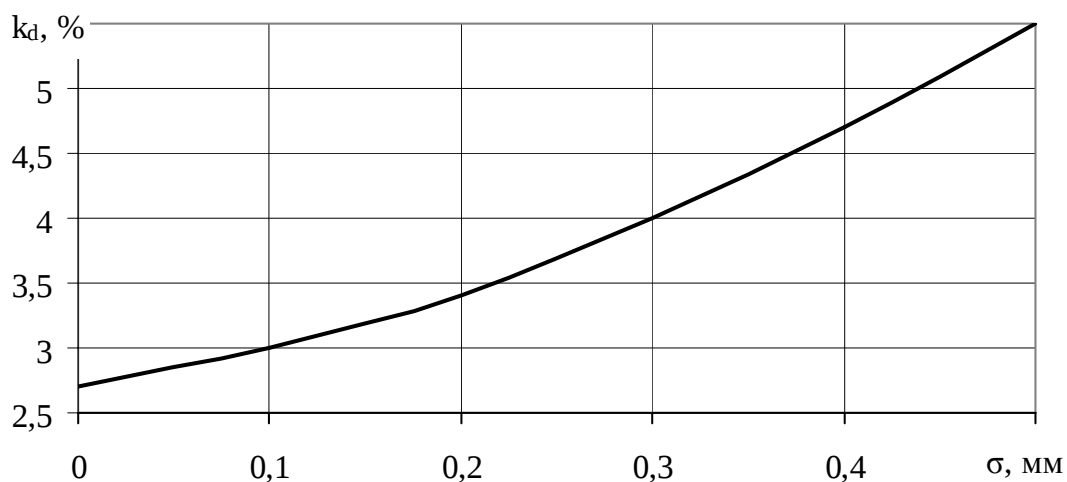


Рис. 5. Зависимость коэффициента дробления от среднеквадратичного отклонения размеров семян.

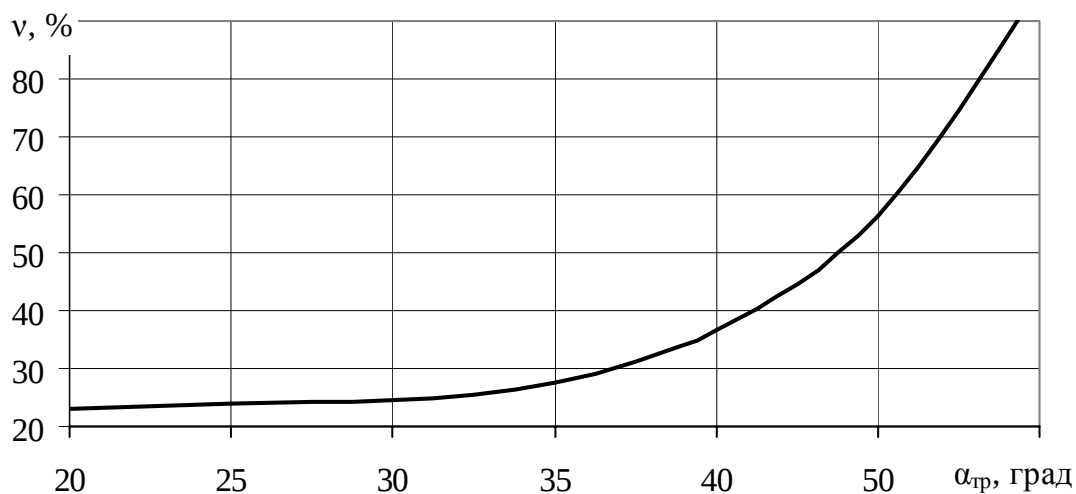


Рис. 6. Зависимость точности высева от угла естественного откоса семян

Вывод. Анализ полученных результатов позволяет сформулировать требования к капсулированию семян в глинистые шарики, обеспечивающие отклонение расстояний в ряду не более 20%:

- среднеквадратическое отклонение размеров капсул не должно превышать 0,1 мм;
- угол естественного откоса массы капсул не должен превышать 30°.

Литература.

1. *Маанобу Фукуока.* Революция одной соломинки (Введение в натуральное земледелие) // *Маанобу Фукуока* : [Электронный ресурс]. - Режим доступа к журн.: - <http://netu.central.ru>
2. *Кушнарѡв А., Мазурик Л.* Дослїдження процесу капсулювання насїннї овочевих культур // *А. Кушнарѡв, Л. Мазурик* // Технїка і технологїї АПК. – 2011 р., № 4 (19). – стор. 23-25
3. Использование методов математического (имитационного) моделирования при разработке конструктивных и технологических параметров высевающего аппарата / *А. Кушнарѡв, Е. Сербий, С. Кушнарѡв, В. Шейченко* // Технїка і технологїї АПК. – 2008 р., № 3 – 4. – стор. 11 – 15.
4. *Чичкин В. П.* Овощные сеялки и комбинированные агрегаты: теория конструкция и расчет / *В. П. Чичкин* – Кишинев: ШТИИИЦА, 1984. – 392 с.
5. Механїко-технологїчні властивості сїльськогосподарських матерїалів: Пїдручник / *Царенко О. М., Войтюк Д. Г.* [та ін.] – К.: Мета, 2003. – 448с.
6. Transfer and water-retention properties of seed-pelleting materials / *P. Grelliera, L. M. Riviereb, P. Renaultc* // *European Journal of Agronomy*, 1999. - Vol. 10, Issue 1. - p. 57-65
7. Effect of seed pellet modification on spiral root formation of tobacco seedlings / *Caruso, L. V. Rearce. B. Gilkinson and L. P. Bush* // Cooperative Extension Service. University of Kentucky. College of Agriculture. Agronomy notes, 2001. - Vol. 33, No. 2/. - 7p.
8. Development of seed pelleting technique for surface sowing of alfalfa / *Kim J. D., Kwon C. H., Kim S. G., Kim J. K., Hur S. N.* // *Journal of Animal Science and Technology*, 2005. - Vol. 47, No. 3. - p. 475-480
9. Использование предпосевной обработки семян пектином и микроэлементами для повышения их посевных качеств / *Костин В. Н., Дроздов А. П.* // *Международный СХ журнал*. – 2001. – № 5. – с. 28-30.

**ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ВИСІВУ
КАПСУЛЬОВАНИХ В ГЛИНУ НАСІННЯ ОВОЧІВ
МЕХАНІЧНИМ КОМІРЧАСТО-ДИСКОВИМ ВИСІВАЮЧИМ
АПАРАТОМ**

Кушнар'єв А.С., Сербій Е.К., Кушнар'єв А.С.

Анотація – у статті розглянутий вплив фізико-механічних параметрів посівного матеріалу на точність висіву сівалками з механічними висіваючими апаратами і обґрунтовані вимоги до розмірних і фрикційних властивостей капсульованого насіння.

**IMITATION MODELING OF VEGETABLE PELLETTED SEEDS
PROCESS BY MECHANICAL CELL-DISC DRILL**

A. Kushnarev, E. Serbii, A. Kushnarev

Summary

Influence of physics-mechanical parameters of seeding material to seed exactness by mechanical cell-disc drill are considered in this article, demands to size and friction behaviors of pelleted seeds are grounded.



УДК 631.348

ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ РАЗРАБОТАННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПОСЕВА ПРОПАШНЫХ КУЛЬТУР

Мельник В.И., д.т.н.,

Аль-Фтиххат Моусаб Абдулвахид Моххамед, аспирант*,

Никитенко С.А., студент

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П.Василенка

Тел (057) 732-98-21

Аннотация – Предлагается методика оценки двумерного распределения растений вдоль и поперек рядка пропашных культур. Для оценки этой методики используется авторская математическая модель посева, адекватность которой проверяется на физической модели.

Ключевые слова – посев, рядок, отклонение, распределение, лента посева, скользящее среднее, моделирование.

Постановка проблемы. Необходимость в оценке параметров распределения семян вдоль и поперек оси рядка, а также их глубины заделки, возникает всякий раз, когда совершенствуется техника и технология посева, или когда следующие за посевом операции могут внести изменения в расположение ранее высеванных семян.

Анализ последних исследований. Отраслевым стандартом на испытания посевных машин [1] предусмотрено определение ряда показателей качества рядков посевов: 1) равномерность распределения семян вдоль оси рядка; 2) глубина заделки семян; 3) ширина ленты посева семян.

Первые два показателя в стандарте [1] детально освещены и были приняты без изменений. Что касается ширины ленты посева, то стандартом [1] не предусмотрена проверка этого показателя для кукурузы, подсолнечника и некоторых пропашных культур. В отношении свеклы в нем оговорено следующее: «ширину ленты посева определяют по каждому сошнику измерением расстояния между крайними растениями по ширине полосы. Повторность по каждому следу сошника четырехкратная. Качество измерений по каждой повторности не менее десяти» [1].

* Научный руководитель – В.И. Мельник

© В.И. Мельник, Аль-Фтиххат Моусаб Абдулвахид Моххамед, С.А. Никитенко

Из приведенной цитаты видно, что стандарт [1] допускает значительный субъективизм в оценке данного показателя. Для измерения расстояния между крайними растениями необходимо сначала правильно выбрать направление рядка, что полностью зависит от исследователя, выполняющего измерения, и ничем не оговорено. Кроме этого стандарт не поясняет понятие «крайние растения». Крайними можно считать каждую пару соседних растений, или, например, каждое первое и третье, или четвертое растение. Можно выбрать крайние растения на какой-то длине рядка, например 0,5 м и т.д..

Предлагаемая методика оценки распределения растений вдоль и поперек оси рядка. Исходя из приведенного выше, потребовалось уточнение и доработка упомянутой методики [2 – 4]. Изложим ее основные положения.

1) Параметры распределения семян по ширине ленты посева определяют косвенно по взошедшим растениям, и невзошедшие семена в расчет не принимают.

2) Длина учетного участка должна быть равной 10 м.

3) Учетный участок располагают на середине двухсотметрового контрольного участка.

4) Измерения проводят на прямом и обратном проходах агрегата по всем шести сошникам сеялки.

5) Повторность измерений четырехкратная.

6) Количество измерений с учетом прямого и обратного прохода агрегата должна быть не менее 300.

7) В процессе измерений отклонений растений от оси рядка сначала вдоль каждого учетного участка рядка натягивают струну, располагая ее сбоку рядка так, чтобы она не пересекала последнего, а расстояние между струной и двумя крайними растениями учетного участка были равными.

8) Выборку, в которой размах значений отклонений растений от струны превышает 150 мм, в расчет не принимают и выбирают новый двухсотметровый контрольный участок

9) После закрепления струны, начиная с первого растения учетного участка, по порядку, масштабной линейкой измеряют не только удаление каждого растения от струны, а и интервалы между соседними растениями. В качестве последних следует понимать расстояние между нормлями, опущенными на струну с точек произрастания растений.

10) Интервалы между соседними растениями следует измерять даже в том случае, если в конечном итоге интересуется только распределение отклонений растений от оси рядка.

11) Все измерения интервалов между растениями, относящиеся к прямому и обратному проходу каждого из сошников сеялки объединяют в одну выборку.

12) Математическую обработку совокупности отклонений растений относительно оси рядка следует проводить после определения оценок среднего арифметического интервала между растениями $\bar{a}$, и среднеквадратического отклонения σ_a этих интервалов [5].

13) Отклонение текущего растения относительно оси рядка следует выполнять методом скользящего среднего [3, 4, 6] по пяти растениям, используя формулу

$$r_i = y_i - \frac{y_{i-2} + y_{i-1} + y_i + y_{i+1} + y_{i+2}}{5}, \quad (1)$$

где: r_i — отклонение текущего (i -того) растения от оси рядка; $i = 1, 2, 3, \dots, n-2$ — диапазон изменения индекса; n — количество растений в выборке, относящейся к одному рядку 10-метрового прямого или обратного прохода; y_i — измеренное значение отклонения i -того растения относительно струны.

14) Полученные в процессе выполнения предыдущего пункта отклонения растений относительно оси рядка r_i , относящиеся ко всем сошникам прямого и обратного прохода сеялки, объединяют в одну выборку, которую подвергают статистической обработке согласно стандарту [5].

15) После выполнения математических расчетов по определению оценки σ_r среднего квадратического отклонения растений относительно оси рядка, следует определить σ_r^* — несмещенную оценку искомого параметра. Для этого необходимо использовать предварительно найденное значение среднего арифметического интервала $\bar{a}$, и среднеквадратического отклонения σ_a интервалов между растениями, а также формулы:

$$\sigma_r^* = A_\sigma (\sigma_r)^{B_\sigma} + C_\sigma \exp\left(\frac{D_\sigma}{\sigma_r}\right) \quad (2)$$

$$A_\sigma = A_{1\sigma} (\sigma_a)^{\left(B_{1\sigma} + \frac{C_{1\sigma}}{\ln \bar{a}}\right)} + \frac{D_{1\sigma}}{\bar{a}} \quad (3)$$

$$B_\sigma = A_{2\sigma} (\sigma_a)^{\left(B_{2\sigma} + \frac{C_{2\sigma}}{\bar{a}}\right)} + \frac{D_{2\sigma}}{\bar{a}} \quad (4)$$

$$C_\sigma = \frac{\sigma_a}{A_{3\sigma} + B_{3\sigma} \bar{a} + C_{3\sigma} \sqrt{\bar{a}}} \quad (5)$$

$$D_\sigma = \frac{A_{4\sigma}}{\bar{a}} + B_{4\sigma} \exp(C_{4\sigma} \sigma_a) + \frac{D_{4\sigma}}{\bar{a}^2} \quad (6)$$

где коэффициенты $A_{i\sigma}$, $B_{i\sigma}$, $C_{i\sigma}$, $D_{i\sigma}$ ($i = 1, 2, 3, 4$) приведены в таблице 1.

16) В процессе математической обработки выборок разных повторностей производят проверку выборок на принадлежность одной генеральной совокупности, используя ранговый критерий Вилькоксона [7].

Подробное обоснование каждого из пунктов изложенной выше методики приведено в работах [3, 4]. Тут скажем только, что для получения значений коэффициентов из таблицы 1, использовали метод имитационного моделирования реальных процессов на ЭВМ (метод Монте-Карло [8]). Для чего были разработаны математические модели как посева пропашных культур, так и процесса применения предлагаемой методики оценки распределения отклонений растений вдоль и поперек оси рядка.

Таблица 1 –
Значения коэффициентов из выражений (3) – (6)

Обозначения	Значение i — первого индекса в обозначениях коэффициентов			
	1	2	3	4
$A_{i\sigma}$	2,24564854	0,74538452	– 5305,88623270	– 4461,20112720
$B_{i\sigma}$	– 0,49916749	0,07369380	– 25,68941305	13,58605064
$C_{i\sigma}$	2,63114642	– 14,78296193	669,79817216	0,00087707
$D_{i\sigma}$	– 206,48421061	50,53228544	—	392263,96006000

Целью настоящих исследований является проверка адекватности предлагаемой методики оценки распределения растений вдоль и поперек оси рядка пропашных культур.

Основная часть. Результаты исследований. Трудности проверки адекватности предлагаемой методики состоят в том, что фактические параметры распределения растений вдоль и поперек оси рядка реального посева неизвестны, и всегда останутся таковыми, даже если прибегнуть к высокоточным дорогостоящим и небезопасным для здоровья изотопным методам исследований [3, 4]. Применив предлагаемую методику можно получить только оценки этих параметров, а значит, нет возможности оценить, насколько полученные оценки отличаются от фактических.

Но ситуация все же не тупиковая. Если предлагаемую методику применить к физической модели посева, для которой все требуемые параметры изначально известны, то полученные в результате оценки будут с чем сравнивать.

Для реализации обозначенной идеи была разработана физическая модель посева, или, точнее 10-ти метрового участка рядка одной из пропашных культур, например, кукурузы (рис. 1). Эта модель включает в себя уложенный на пол 10-ти метровый отрезок миллиметровой бумаги 1, на которой нанесена линия оси рядка

параметры кривизны которого известны и находятся в пределах реальных значений [3, 4]. Вдоль этой линии на бумагу 1 на ребро уложено металлическое полотно 2 рулетки. Фиксируется оно с помощью множества расположенных по обе стороны воткнутых в пол булавок. Длина полотна рулетки заведомо больше чем 10 м бумаги. Вдоль полотна рулетки в точках расположения растений закреплены *m*-образные металлические планки 3, на каждой из которых точкой показано положение растения с учетом заданного отклонения его положения относительно оси рядка. Планки 3 пронумерованы, на них обозначена положительная и отрицательная сторона и кроме того их можно перемещать вдоль полотна рулетки, добиваясь точного положения в соответствии с заданными значениями. Нанесенные на планки 3 точки растений, относящиеся к разным опытам, отличаются цветом. Кроме того, предполагается использование нескольких комплектов планок, которых для имитации 10 м рядка посева кукурузы необходимо не меньше 70 шт. Струна 4 располагается в соответствии с пунктом № 7 методики.

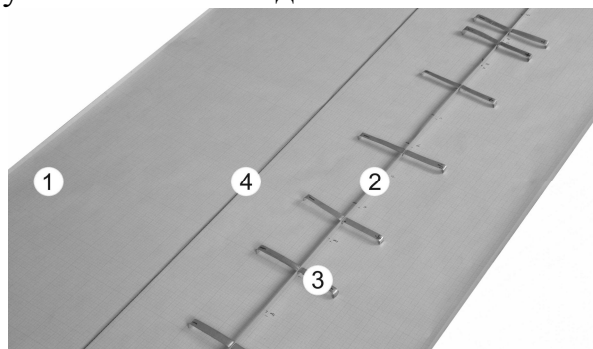


Рис. 1. Физическое моделирование посева и применение предлагаемой методики по оценке распределения растений вдоль и поперек оси рядка: 1 – миллиметровая бумага; 2 – полотно рулетки; 3 – металлические планки; 4 – струна.

На рис. 2 показана схема крепления *m*-образных планок 1 к полотну рулетки 2. Позиция 3 указывает на метку одного из растений с отклонением его положения от оси рядка (полотна рулетки) на величину r_i^0 . После установки планки на полотно ее обжимали плоскогубцами так, чтобы она могла перемещаться вдоль полотна рулетки с некоторым усилием.

Цифровые данные, необходимые для сборки физической модели 10-ти метрового участка рядка посева кукурузы, получали путем использования математической модели посева, изложенной в работах [3, 4]. Таким образом, фактические значения среднего арифметического интервала $\bar{a}^0$, и среднеквадратического отклонения σ_a^0 интервалов

между растениями (планками), а также фактическое значение σ_r^0 среднего квадратического отклонения растений относительно оси рядка (точек на планках относительно полотна рулетки) было известно изначально.

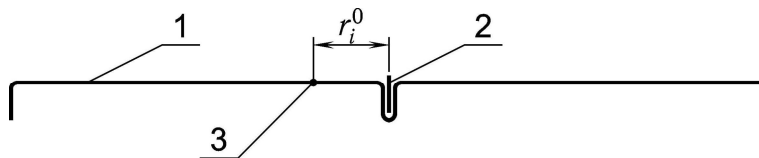


Рис. 2. Схема крепления т-образной планки к полотну рулетки: 1 – т-образная планка; 2 – полотно рулетки; 3 – метка, обозначающая растение; r_i^0 – отклонение текущей метки от полотна рулетки

Далее, без всяких исключений, реализовывали все 16 пунктов предлагаемой методики и сначала получали необходимые для использования формул (3) – (6) экспериментальные значения среднего арифметического интервала $\bar{a}$, и среднеквадратического отклонения σ_a интервалов между растениями (планками), а затем смещенную σ_r и несмещенную σ_r^* оценки среднего квадратического отклонения растений (точек на планках) относительно оси рядка (рулетки). Результаты заносили в таблице 2.

Первые три строки таблицы 2 содержат параметры фактических распределений, полученных путем применения разработанных математических моделей посева [3, 4] и примененных для реализации 7-ми опытов физического моделирования по проверке точности предлагаемой методики. Первая строка, это $\bar{a}^0$ — средние арифметические значения совокупности интервалов между растениями. Вторая: σ_a^0 — среднеквадратические отклонения интервалов между растениями. Третья: σ_r^0 — фактические значения среднеквадратических отклонений растений относительно кривой рядка, которые измерялись путем математического моделирования по нормали к оси рядка. Для последующего сравнения, все эти три параметра приняты за 100%.

Четвертая строка таблицы содержит σ_r^m смещенные оценки среднеквадратических отклонений растений относительно оси рядка, полученные на математической модели путем имитации измерений в поле и последующего сглаживания по 5-ти растениям.

Следующая пятая строка содержит $\sigma_r^0 - \sigma_r^m$ отклонение смещенной оценки σ_r^m от фактического значения σ_r^0 выраженное в процентах. Как видим, для 7-ми опытов погрешность укладывается в интервал от 8,19 до 17,75% и в среднем составила 12,02%.

Таблица 2 –

Сравнение показателей распределений растений
вдоль и поперек оси рядка полученных с применением
математической и физической моделей

Параметры		Единицы измерения	Номер опыта						
			1	2	3	4	5	6	7
Фактические распределения, полученные на математической модели:									
А) интервалов между растениями									
1	$\bar{a}^0$	мм, (100%)	227,04	171,09	293,17	229,40	228,25	225,42	234,30
2	σ_a^0	мм, (100%)	154,48	118,87	191,15	164,43	161,74	157,71	169,14
б) отклонений растений относительно оси рядка									
3	σ_r^0	мм, (100%)	4,94	5,01	5,11	4,93	5,13	3,94	6,17
Распределения отклонений растений относительно оси рядка полученные на математической модели путем имитации измерений в поле и последующего сглаживания по 5-ти растениям:									
4	σ_r^m	мм	4,54	4,51	4,56	4,35	4,59	3,34	5,08
5	$\sigma_r^0 - \sigma_r^m$	%	8,19	9,85	10,87	11,66	10,48	15,33	17,75
Распределения, полученные на физической модели:									
А) интервалов между растениями									
6	$\bar{a}$	мм	217,03	172,93	297,20	223,12	228,26	230,97	237,50
7	$\bar{a}^0 - \bar{a}$	%	4,41	-1,07	-1,38	2,74	-0,00	-2,47	-1,37
8	σ_a	мм	151,33	118,30	190,38	166,80	166,88	157,87	167,77
9	$\sigma_a^0 - \sigma_a$	%	2,04	0,48	0,40	-1,44	-3,18	-0,10	0,81
б) отклонений растений относительно оси рядка									
10	σ_r	мм	4,52	4,51	4,64	4,25	4,36	3,45	5,12
11	$\sigma_r^0 - \sigma_r$	%	8,54	10,03	9,26	13,68	14,95	12,55	16,98
12	σ_r^*	мм	5,03	5,07	5,03	4,65	4,78	3,65	5,73
13	$\sigma_r^0 - \sigma_r^*$	%	-1,86	-1,19	1,57	5,70	6,76	7,45	7,18

Все последующие строки 6 – 13 таблицы 2 относятся к физическом эксперименту. Строки 6 – 9 содержат данные по оценке интервалов между растениями: $\bar{a}$ и σ_a — среднее арифметическое и средне-квадратическое значение совокупности интервалов между растениями в рядке. Как видно из строк 7, и 9, эти параметры определены с высокой точностью. Так, абсолютная величина погрешности $\bar{a}^0 - \bar{a}$ оценки среднего арифметического значения совокупности интервалов между растениями укладывается в интервал от 0 до 4,41% при средней погрешности в 1,92%, а абсолютная величина погрешности $\sigma_a^0 - \sigma_a$ оценки среднеквадратического значения составила интервал от 0,10 до 2,04% при средней погрешности в 1,21%. Как видим, физический экс-

перимент показал высокую точность оценки параметров распределения интервалов между растениями в рядке.

Строки 10 и 12 таблицы содержат смещенные σ_r и несмещенные σ_r^* оценки среднеквадратического отклонения растений в сторону от оси рядка, а строки 11 и 13 — погрешности $\sigma_r^0 - \sigma_r$ и $\sigma_r^0 - \sigma_r^*$ этих оценок. Из цифрового материала строки 11 видно, что смещенная оценка σ_r содержит погрешность от 8,54 до 16,98% при средней величине 12,28%, а несмещенная оценка σ_r^* определена существенно точнее (строка 13), т.е. с погрешностью от 1,19 до 7,45% и средним значением 4,53% (по абсолютной величине).

Выводы. Предлагаемая методика оценки параметров распределения растений в рядке пропашных культур позволяет получить высокую точность оценок параметров распределения интервалов между растениями и несколько меньшую точность при оценке отклонения растений от оси рядка. Во втором случае основную долю погрешности составляет смещение, которое можно компенсировать, применив приведенные в работе математические выражения и коэффициенты к ним. Если эксперимент предполагает контрольный опыт, а так бывает в подавляющем большинстве случаев, то компенсацию смещения оценок среднеквадратического отклонения растений относительно оси рядка можно не выполнять. Это несколько упростит математическую обработку экспериментальных данных.

Литература

1. Испытания сельскохозяйственной техники. Машины посевные. Программа и методы испытаний: ОСТ 70.5.1-82. — М.: Госстандарт СССР, 1983. — 148 с. — (Государственный комитет СССР по стандартам).
2. Разработка и исследование технических средств для внутрипочвенного ленточного предпосевного внесения гербицидов под посев пропашных культур: Отчет о НИР (заключительный) / Харьковский институт механизации и электрификации сельского хозяйства. № ГР 01.86.0032083. Инв. № 6320247. Харьков, 1986. — 22 с.
3. Мельник В. И. Внутрипочвенное внесение жидкостей в растениеводстве: [монография] / В. И. Мельник. — Харьков: «Міськдрук», 2010. — 439 с.
4. Мельник В. И. Распределение жидкостей под слоем почвы: [монография] / В. И. Мельник. — Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2012. — 441 с.
5. Прикладная статистика. Правила определения оценок и доверительных границ для параметров нормального распределения (СТ СЭВ 867-78): ГОСТ 11.004-74. — М.: Издательство

стандартов, 1981. — 20 с. — (Государственный комитет СССР по стандартам).

6. Поллард Дж. Справочник по вычислительным методам статистики / Дж. Поллард; пер. с англ. В. С. Занадворова; под ред. Е. М. Четыркина. — М.: Финансы и статистика, 1982. — 344 с.
7. Кардашевский С. В. Испытания сельскохозяйственной техники / [С. В. Кардашевский, Л. В. Погорелый, Г. М. Фудиман и др.]. — М.: Машиностроение, 1979. — 288 с.
8. Соболев И. М. Метод Монте-Карло / И. М. Соболев. — [4-е изд.] — М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1985. — 80 с. — (Популярные лекции по математике).

ПЕРЕВІРКА АДЕКВАТНОСТІ РОЗРОБЛЕНОЇ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПОСІВУ ПРОСАПНИХ КУЛЬТУР

*Мельник В.І., Аль-Фтіххат Моусаб Абдулвахід Моххамед,
Нікітенко С.О.*

Анотація – пропонується методика оцінки двовимірного розподілу рослин вздовж і поперек рядка просапних культур. Для оцінки цієї методики використовується авторська математична модель посіву, адекватність якої перевіряється на фізичній моделі.

THE VERIFICATION OF ADEQUACY TO THE WORKED OUT MATHEMATICAL MODEL SOWING OF THE CULTIVATED CULTURES

V. Melnik, Al-Ftihhat Mousab Abdulwahid Mohamed, S. Nikitenko

Summary

The method of evaluation of two-dimensional distribution of plants along and across the row crops. To evaluate this technique the author used the mathematical model of seeding, the adequacy of which is checked on a physical model.



УДК 631.3.072

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ МОДУЛЯ ГНУЧКОЇ БОРОНИ З РОЗПУШУЮЧИМИ ЗУБАМИ

Усенко М.В.

Луцький національний технічний університет

Тел. (0332) 26-17-10

Анотація – Обґрунтовано застосування гнучкої борони з розпушуючими зубами в різноманітних умовах роботи. Приведені експериментальні залежності режимів роботи борін.

Ключові слова – гнучка борона з розпушуючими зубами, режими роботи борін, експериментальні дослідження.

Постановка проблеми. Щоб отримати якісний урожай будь-якої культури, необхідно провести ряд сільськогосподарських операцій в оптимальні агротехнічні терміни. Першими в ряду цих операцій стоять основна і передпосівна обробка ґрунту. Тому якісні показники виконання даної операції визначають і якісні показники подальших операцій.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Сьогодні разом з комбінованими машинами для основного і передпосівного обробітку ґрунту, таких як плуг з дисковими і з зубчатими робочими органами, знаходять застосування і плуги з гнучкими боровами [2, 3]. Такі машини інтенсивніше обробляють ґрунт в різних умовах роботи. Проте плуги з існуючими гнучкими боровами все-таки недостатньо пристосовані для роботи на різних за фізико-механічному складу ґрунтах, оскільки їх зуби закріплені жорстко і, відповідно, не мають можливості коливань. Відповідно і в наукових роботах в цій області не висвітлені дані питання [1, 4].

Формулювання цілей статті. Отримання експериментальних залежностей режимів роботи борін.

Основна частина. Проведені дослідження дозволили розробити плуг з модулем гнучкої борони обертальної з розпушуючими зубами для мінімального обробітку ґрунту(рис.1) [5]. Він містить ланки 1 ланцюга, пару зубів 2 робочих, основних, і пару зубів 3 додаткових, при цьому і основна пара зубів і додаткова прикріплені до встановленої з можливістю кутових відхилень втулці 4, яка вільно насаджена на вісь 5, а вільні кінці осі 5 кріпильними елементами 6 приєднані до ланки 1 ланцюга, втулка 4 оснащена кріпильним елементом 7, який використовується залежно від типу ґрунтів і їх вологості. Весь модуль встановлений дещо позаду і збоку плуга по ходу руху агрегату.

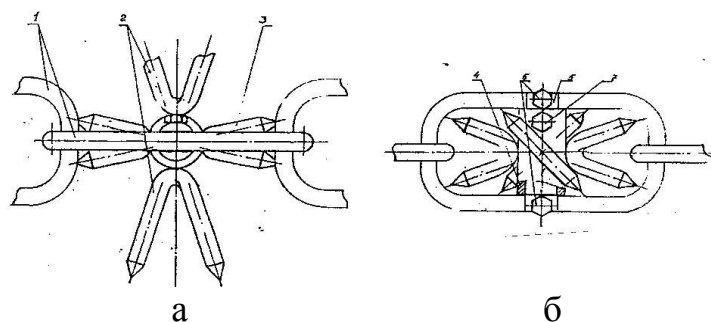


Рис. 1. Модуль гнучкої борони обертальної з розпушуючими зубами (фрагмент): а – вигляд збоку; б – вигляд зверху.

Технологічний процес обробітку ґрунту відбувається таким чином. При боронуванні ґрунтів модуль борони встановлюється на заздалегідь розраховану глибину. При русі агрегату модуль (ланки ланцюга) обертаються за рахунок контакту основної робочої пари зубів 2 з ґрунтом. Завдяки тому, що зуби 3 додаткової пари встановлені під невеликим кутом один до одного, а також завдяки тому, що втулка насаджена на вісь вільно, додаткові зуби здійснюють подвійну функцію: дорозрихлюють ґрунт, що потрапив до них від корпусу плуга, а також сприяють самоочищенню ланки. Забезпечення цієї здатності пристрою стає особливо важливим при роботі на тяжких і надмірно вологих ґрунтах. Якщо боронування ведеться на легких ґрунтах, додаткову пару зубів 3 практично в процесі роботи не використовують, для чого кріпильним елементом 7 втулку 4 жорстко закріплюють до її осі 5. Тобто у такому разі в процесі боронування ґрунтів активно використовується тільки робоча пара зубів 3.

Проведені експериментальні дослідження деяких показників режимів роботи існуючих (стандартних) і нових гнучких борін.

Досліджена грудкуватість ґрунту при обробітку її двома типами гнучких борін. Нашими попередніми дослідженнями і даними інших дослідників встановлено, що оптимальний відсоток якості розпушення ґрунту на схилах крутістю до 12° повинен становити 45-50%, при грудкуватості ґрунту перед початком роботи 30-35% [1].

На рис. 2 представлені графіки залежності якості розпушення ґрунту агрегатом мотоблок з плугом із стандартною гнучкою бороною. У цій бороні зуби закріплені жорстко і не можуть обертатися у різних напрямках щодо своєї осі. Графіки описуються криволінійною залежністю, що наближається за значенням до функції вигляду $k = bh^c$, де $-1 < c < 0$. Варіаційні показники:

- для $W = 18\%$ - $\bar{k} = 64,4\%$, $y = \pm 1,4\%$, $V = 2,17\%$, $m = \pm 0,3\%$, $P = 0,47\%$;
- для $W = 22\%$ - $\bar{k} = 61,3\%$, $y = \pm 1,7\%$, $V = 2,77\%$, $m = \pm 0,38\%$, $P = 0,6\%$;
- для $W = 25\%$ - $\bar{k} = 60,2\%$, $y = \pm 1,2\%$, $V = 2\%$, $m = \pm 0,27\%$, $P = 0,45\%$.

Як показують криві графіка, грудкуватість ґрунту в необхідних границях в 40-45% забезпечується даною бороною тільки на глибині 4-6 см. При інших глибинах якість розпушення змінюється (при збільшенні глибини обробітку якість розпушення зменшується) і його значення відрізняється від необхідного за агротехнічними правилами. Це відбувається в результаті того, що зуби даної борони не забезпечують достатнє руйнування глиб ґрунту.

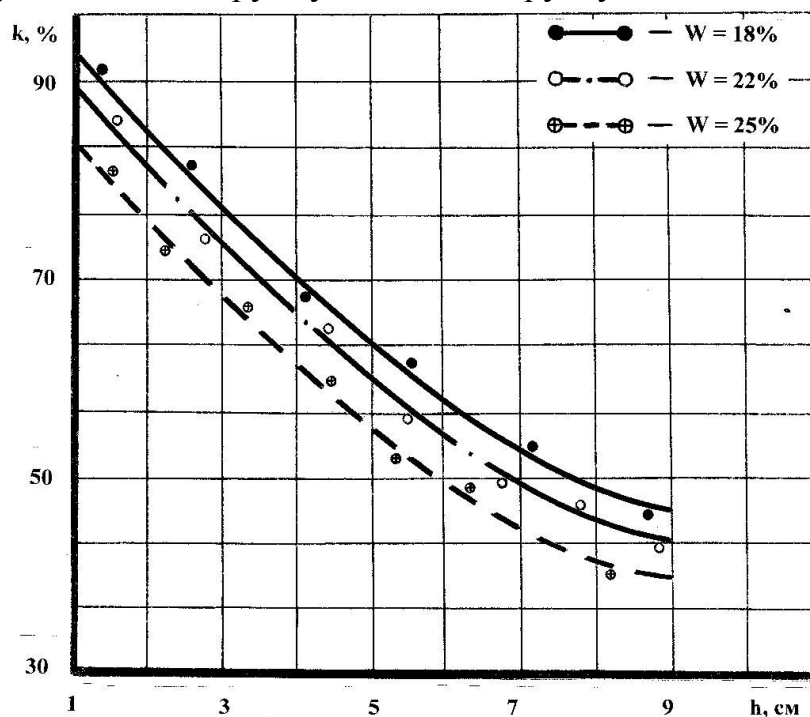


Рис. 2. Залежність грудкуватості ґрунту k від глибини його обробітку h при різній вологості W ґрунту при роботі стандартної гнучкої борони.

Слід зазначити, що при глибині обробітку ґрунту, яка максимально наближається до нуля, значення k відповідає якості попереднього обробітку 30-35%. Проте при обробітку ґрунту даною бороною, що дещо відрізняються від нуля на мінімальну величину, значення k по глибині обробітку різко підвищується (майже вертикально при графічному зображенні) майже до 100%, а потім у міру збільшення цієї глибини (до 10 см) – зменшується. Це відбувається внаслідок того, що при мінімальній глибині обробітку зуби борони інтенсивніше руйнують оброблюваний шар ґрунту, ніж при більшій глибині обробітку.

Проте, процес зміни якості розпушення ґрунту при мінімальній глибині обробітку (до 1 см) не представляє інтерес у сфері досліджуваних тут умов роботи і тому опущений.

На рис. 3 подані графіки залежності якості розпушення ґрунту агрегатом мотоблок з плугом з експериментальною гнучкою бороною

з розпушуючими зубами. Графіки описуються криволінійною залежністю, що наближається за значенням до функції вигляду $k = bh^c$, де $-1 < c < 0$. Варіаційні показники:

- для $W = 18\%$ - $\bar{k} = 69,2\%$, $y = \pm 1,9\%$, $V = 2,75\%$, $m = \pm 0,43\%$, $P = 0,62\%$;
- для $W = 22\%$ - $\bar{k} = 67,5\%$, $y = \pm 1,7\%$, $V = 2,52\%$, $m = \pm 0,38\%$, $P = 0,56\%$;
- для $W = 25\%$ - $\bar{k} = 63,7\%$, $y = \pm 1,4\%$, $V = 2,2\%$, $m = \pm 0,31\%$, $P = 0,49\%$.

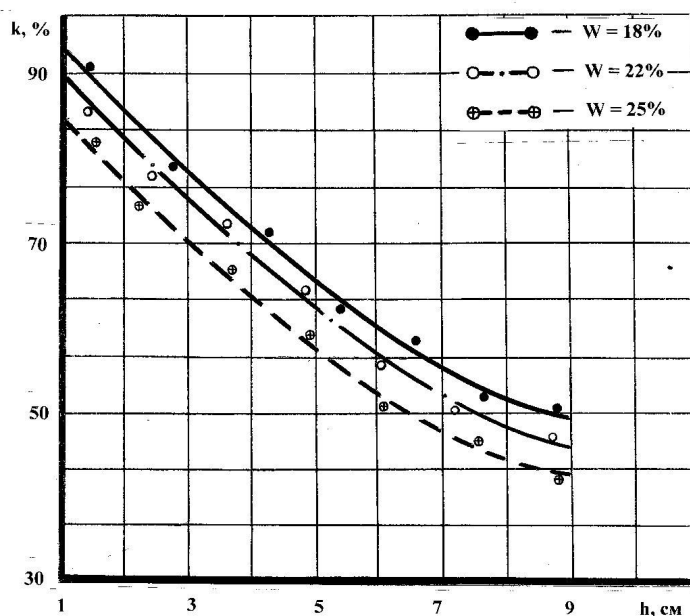


Рис. 3. Залежність грудкуватості ґрунту k від глибини його обробітку h при різних вологості W ґрунту при роботі експериментальної гнучкої борони.

Як показують криві графіка, грудкуватість ґрунту в необхідних границях в 40-45% забезпечується даною бороною на необхідній глибині 9-10 см. При інших глибинах якість розпушення змінюється (при збільшенні глибини обробітку якість розпушення зменшується) і його значення відрізняється від необхідного за агротехнічними правилами.

Слід зазначити, що дані показники отримують при оптимальній швидкості агрегату 1,4 км./год. (0,4 м/с), наприклад, при використанні мотоблоку, при його швидкості на першій передачі, оптимальній для даного випадку.

Від водотривкої структури ґрунту залежить наявність і ступінь ерозійних процесів, особливо на схилах. Відповідність даного показника агротехнічним правилам дозволяє уникнути негативної дії на ґрунт водної і вітрової ерозії. Тут досліджена водотривка структура ґрунту при двох способах його обробітку.

На рис. 4 подані графіки залежності водотривкої структури ґрунту агрегатом мотоблок з плугом із стандартною гнучкою

бороною. Графіки описуються криволінійною залежністю, що наближається за значенням до функції виду $g = g_1 + bh^c$, где $0 < c < 1$. Варіаційні показники:

- для $W = 18\%$ - $\bar{g} = 20,4\%$, $y = \pm 0,4\%$, $V = 1,96\%$, $m = \pm 0,09\%$, $P = 0,44\%$;
- для $W = 22\%$ - $\bar{g} = 20,1\%$, $y = \pm 0,4\%$, $V = 1,99\%$, $m = \pm 0,09\%$, $P = 0,45\%$;
- для $W = 25\%$ - $\bar{g} = 19,8\%$, $y = \pm 0,35\%$, $V = 1,78\%$, $m = \pm 0,08\%$, $P = 0,4\%$.

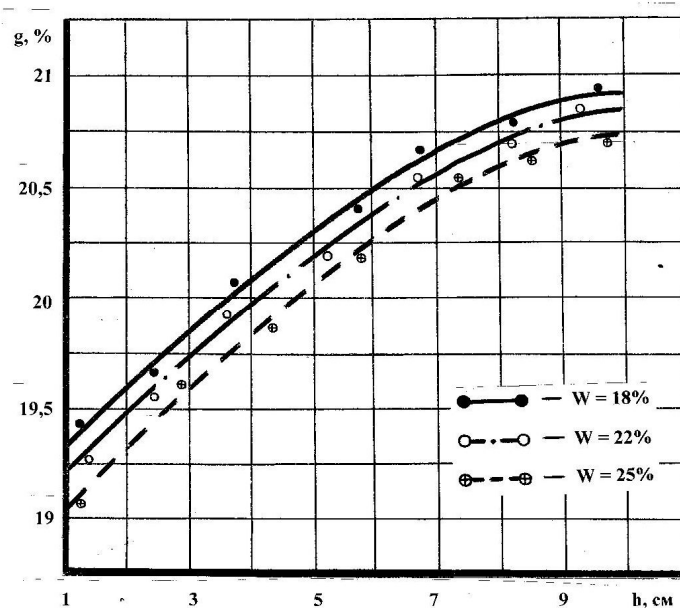


Рис. 4. Залежність водотривкої структури ґрунту g від глибини його обробки h при різних вологості W ґрунту при роботі стандартної гнучкої борони.

Слід зазначити, що при глибині обробки ґрунту, яка максимально наближається до нуля, значення g відповідає відсотку водотривкої структури попереднього його обробки (21,8%). При значеннях же глибини обробки ґрунту, що дещо відрізняються від нуля на мінімальну величину, відбувається різке падіння значення g (майже вертикально при графічному зображенні) приблизно до 19%, а потім у міру збільшення глибини обробки (до 10 см) – збільшення його. Це явище пов'язане з тим, що при мінімальній глибині обробки відбувається більш інтенсивне подрібнення обробленого шару ґрунту зубами борони, ніж при великій глибині обробки. Проте процес зміни показника водотривкої структури ґрунту при мінімальній глибині його обробки (до 1 см) не представляє інтерес у сфері умов роботи, що вивчаються тут, і тому опущений. З графіка на рис. 4 видно, що стандартна борона відповідає оптимальному значенню даного показника в досліджуваних границях вологості ґрунту і глибини його обробки.

На рис. 5 подані графіки залежності водотривкої структури ґрунту агрегатом мотоблок з плугом з експериментальною гнучкою бороною. Графіки описуються криволінійною залежністю, що наближається за значенням до функції виду $g = g_1 + bh^c$, где $0 < c < 1$. Варіаційні показники:

- для $W = 18\%$ - $\bar{g} = 21,3\%$, $y = \pm 1,1\%$, $V = 5,16\%$, $m = \pm 0,25\%$, $P = 1,17\%$;
- для $W = 22\%$ - $\bar{g} = 20,7\%$, $y = \pm 0,9\%$, $V = 4,35\%$, $m = \pm 0,2\%$, $P = 0,97\%$;
- для $W = 25\%$ - $\bar{g} = 20,1\%$, $y = \pm 0,8\%$, $V = 3,98\%$, $m = \pm 0,18\%$, $P = 0,89\%$.

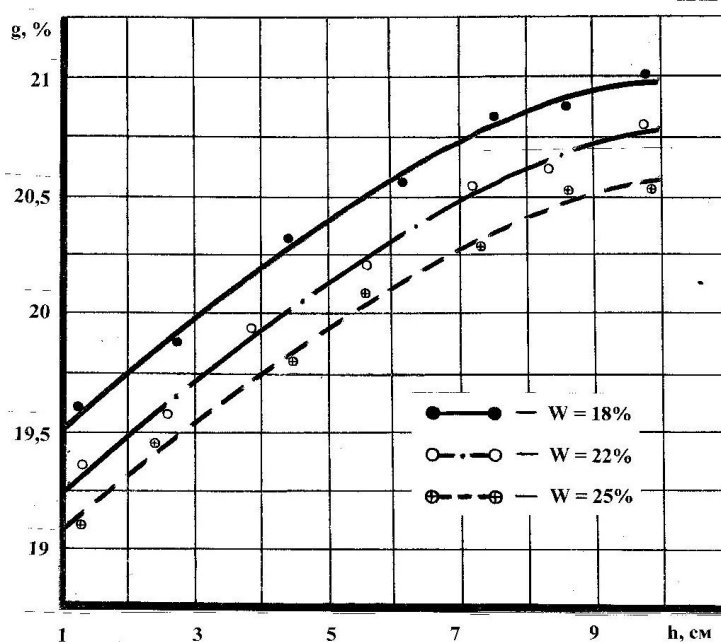


Рис. 5. Залежність водотривкої структури ґрунту g від глибини його обробки h при різних вологості W ґрунту при роботі експериментальної гнучкої бороны.

Як показують криві графіка, водотривка структура ґрунту в необхідних границях в 20-22% забезпечується даною бороною на необхідній глибині 9-10 см. При інших глибинах значення даного показника змінюється (при збільшенні глибини обробки ґрунту він збільшується), але його значення дещо відрізняється від необхідного за агротехнічними правилами. Таким чином, експериментальна борона забезпечує оптимальне значення показника водотривкої структури ґрунту в ширших діапазонах в порівнянні із стандартною бороною.

Висновки. Експериментальна гнучка борона на відміну від стандартної здатна забезпечити необхідний відсоток грудкуватості ґрунту і показник її водотривкої структури при різних вологості і необхідній глибині обробки завдяки тому, що тут зуби бороны встановлені вільно, можуть здійснювати коливальні рухи і, відповідно, інтенсивніше обробляти ґрунт і самоочищатися.

Література.

1. Александрян К.В. Машины для освоения горных склонов и борьбы с водной эрозией почвы / К.В. Александрян, А.А. Гаспарян, К.Г. Караханян. – М.: Агропромиздат, 1985. – 191 с.
2. Патент № 20445144 Россия, МКВ А 01 В 49/02. Устройство для обработки почвы Н.И. Бездольного / Бездольный Н.И.; - № 5061626/15; заявл. 07.09.1992, опубл. 10.10.1995.
3. Патент № 2046579 Россия, МКВ А 01 В 49/02. Сельскохозяйственный агрегат Н.И. Бездольного / Бездольный Н.И. - № 5059091/15; заявл. 18.08.1992, опубл. 27.10.1995.
4. Канарев Ф.М. Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия / Ф.М. Канарев. – М.:Машиностроение, 1983. - 144 с.
5. Пат. № 74089 Україна, МКВ А01В 49/02. Модуль гнучкої борони обертової з розрихляючими зубами / Усенко М.В., Понікарчук А.М., Божидарнік В.В., Мірчук В.С., Кужель Е.В., Фесенко О.О.; Луцький державний технічний університет. – № 2004031965; заявл. 17.03.2004; опубл. 17.10.2005, Бюл. № 10.

**ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ МОДУЛЯ ГИБКОЙ БОРОНЫ
С РАЗРЫХЛЯЮЩИМИ ЗУБАМИ**

Усенко М.В.

Аннотация – обосновано применение гибкой бороны с рыхлящими зубами в разнообразных условиях работы. Приведены экспериментальные зависимости режимов работы борон.

**RESEARCH OF WORK OF THE MODULE OF A FLEXIBLE
HARROW WITH LOOSENING TEETH**

M. Usenko

Summary

Employment of a flexible harrow with loosening teeth in various conditions of the work is proved. Experimental dependences of conditions of work of the harrows are given.



УДК 631.356.02

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ НА ПЕОМ ЗУСИЛЬ, ЩО ДІЮТЬ В ТОЧЦІ КОНТАКТУ НОВОГО ВІДОКРЕМЛЮВАЧА ГИЧКИ З ГОЛОВКОЮ КОРЕНЕПЛОДУ

Борис А. М.

Національний університет біоресурсів і природокористування України
Тел.. (044) 267-82-26

Анотація – На підставі побудованої математичної моделі руху очисного елемента нового відокремлювача гички по головці коренеплоду цукрових буряків та розв’язку отриманих виразів на ПЕОМ отримані аналітичні залежності зусиль у вказаній точці контакту. Були, також, побудовані графічні залежності зміни складових нормальної реакції в точці контакту робочого елемента з головкою коренеплоду. Значення складових нормальної реакції були використані у подальшому для силового аналізу вказаної взаємодії.

Ключові слова – математична модель, гичка, коренеплід, головка коренеплоду, робочий елемент, точка контакту, силова взаємодія.

Постановка проблеми. Цукрові буряки у світі є стратегічною культурою, оскільки цукор, жом та зелена маса гички є корисними продуктами для людей та тварин. Ключовим питанням при вирощування цукрових буряків є їх збирання. Особливої уваги заслуговує операція відокремлення гички з головок на корені. Незначна кількість залишків гички на головках коренеплодів перед їх збиранням значно погіршує якісні показники, що в цілому може знизити якість продукції на 10-15%. Тому, відокремлення гички з головок коренеплодів є актуальним науково-технічним завданням.

Аналіз останніх досліджень. Питаннями теоретичних та експериментальних досліджень відокремлення гички з головок коренеплодів присвячені чисельні праці П. М. Василенка, В. М. Булгакова, Л. В. Погорілого, П. В. Савича, М. В. Татьянка [1, 2, 3, 4].

Формулювання мети статті. Аналітичне визначення зусиль, які виникають в точці контакту робочого елемента відокремлювача гички з головкою коренеплоду.

Основна частина. Для визначення зусиль, що виникають при взаємодії робочого елемента з головкою коренеплоду нами насамперед побудована еквівалентна схема (рис. 1), на якій робочий елемент при обертальному русі, а також поступальному переміщені контактує з головкою коренеплоду.

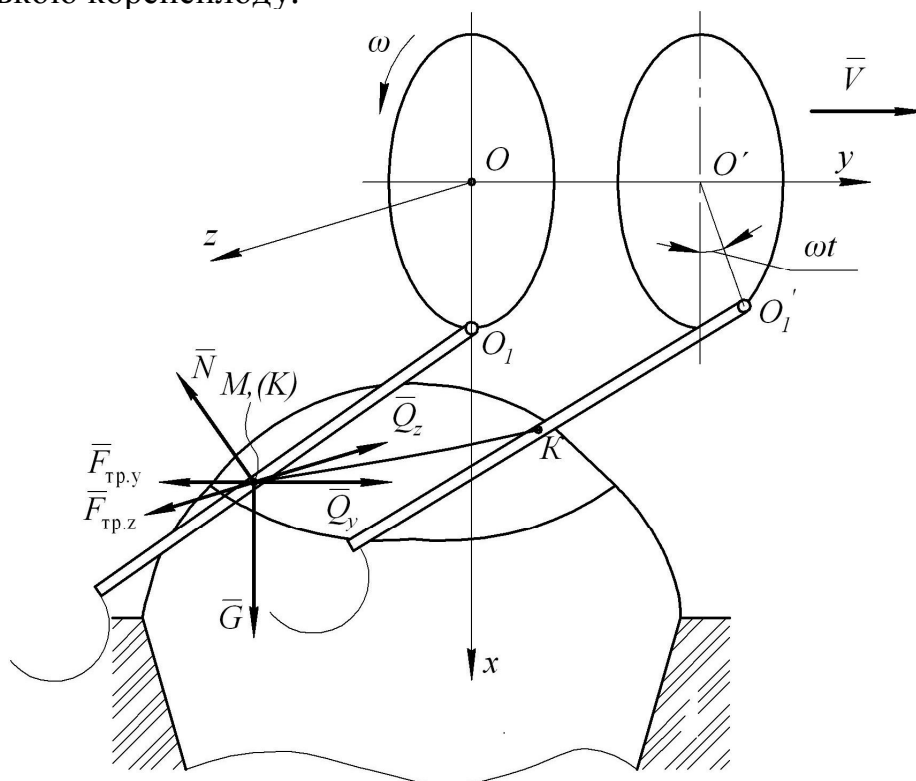


Рис. 1. Еквівалентна схема взаємодії робочого елемента з головкою коренеплоду.

В точці K контакту робочого елемента з головкою коренеплоду будуть діяти наступні сили: $\bar{Q}$ – сила зчісування гички, яка напрямлена по дотичній до поверхні головки коренеплоду, в бік вектора абсолютної швидкості точки M робочого елемента; $\bar{N}$ – нормальна реакція з боку головки коренеплоду, напрямлена вздовж нормалі $\bar{n}$ до головки коренеплоду, проведеної крізь дане положення точки контакту; $\bar{F}_{тр}$ – сила тертя, що виникає при русі робочого елемента по головці коренеплоду, напрямлена в бік, протилежний напрямку вектора абсолютної швидкості точки M робочого елемента, яка співпадає з точкою контакту K , яка представлена у вигляді складових на осі x та y ; $\bar{G}$ – сила ваги робочого елемента.

Диференціальне рівняння руху точки контакту K по головці коренеплоду у векторній формі матиме такий вигляд:

$$m\bar{a} = \bar{Q} + \bar{N} + \bar{F}_{тр} + \bar{G}, \quad (1)$$

де $\bar{a}$ – абсолютне прискорення руху точки контакту K по головці коренеплоду;

m – маса робочого елемента, зведена до точки контакту.

Після підстановки в (1) необхідних величин і проведених перетворень отримано систему нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку відносно невідомих функцій $x(t)$, $y(t)$ і $z(t)$ та невідомої нормальної реакції N :

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= Q \frac{\dot{x}}{V} + N \frac{x}{R} - f \frac{\dot{x}}{V} N + mg, \\ m\ddot{y} &= Q \frac{\dot{y}}{V} + N \frac{y}{R} - f \frac{\dot{y}}{V} N, \\ m\ddot{z} &= Q \frac{\dot{z}}{V} + N \frac{z}{R} - f \frac{\dot{z}}{V} N, \\ x^2 + y^2 + z^2 - R^2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Таким чином, отримана система нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку відносно невідомих функцій $x(t)$, $y(t)$ і $z(t)$ та невідомої нормальної реакції N . Систему диференціальних рівнянь (2) можна розв'язати лише чисельними методами з використанням комп'ютерних програм при заданих початкових умовах. Оскільки, в систему диференціальних рівнянь (2) входить невідомий силовий фактор нормальна реакція N , то для її визначення було проведене дослідження кінематики взаємодії робочого елемента з головкою коренеплоду. В результаті цього дослідження отримана залежність кута відхилення робочого елемента φ та його кутового прискорення $\ddot{\varphi}$ від часу.

Розв'язавши системи рівнянь (2) відносно невідомих функцій $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$ ми фактично отримаємо рівняння траєкторії руху точки контакту K по головці коренеплоду в параметричній формі:

$$\left. \begin{aligned} x &= x(t), \\ y &= y(t), \\ z &= z(t). \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Це рівняння просторової кривої, довжину якої можна виразити з наступним виразом [5]:

$$L = \int_0^{t_1} \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2} dt, \quad (4)$$

де t_1 – час контакту копірної частини робочого елемента з головкою коренеплоду.

На підставі цього можна обчислити площу зчісування $S_{зч}$, за час контакту робочого елемента з головкою коренеплоду. Дійсно, якщо відома ширина захвату копірної частини робочого елемента (фактично це її ширина), то площа зчісування гички за час контакту робочого елемента з головкою коренеплоду буде дорівнювати:

$$S_{зч} = Lb. \quad (5)$$

Таким чином, аналітично знайдений вираз площі зчісування нового відокремлювача гички.

Для визначення нормальної реакції N використаємо розрахункову схему рис. 1), звідки:

$$\varphi = \operatorname{arccctg} \left(\frac{-\operatorname{tg} \varphi_0 \left(\sqrt{\delta^2 + (d-h)^2} - \left(\frac{b}{2} \right)^2 - r_0 \right) - Vt}{\sqrt{\delta^2 + (d-h)^2} \sin \left[\omega t - \arccos \left(\frac{b}{2\sqrt{\delta^2 + (d-h)^2}} \right) \right] - r_0} \right), \quad (6)$$

$$\ddot{\varphi} = - \frac{[-V[\rho \sin(\alpha_0 + \omega t) - r_0]] + [(y_1 - Vt)\omega \rho \cos(\alpha_0 + \omega t)]}{\left[(\rho \sin(\alpha_0 + \omega t) - r_0)^2 + (y_1 - Vt)^2 \right]^2} \times$$

$$\times \frac{[2[\rho \sin(\alpha_0 + \omega t) - r_0] \cos(\alpha_0 + \omega t) \rho \omega + 2(y_1 - Vt)(-V)]}{\left[(\rho \sin(\alpha_0 + \omega t) - r_0)^2 + (y_1 - Vt)^2 \right]^2} \quad (7)$$

З врахуванням припущень про те, що головка коренеплоду є абсолютно тверде тіло, а робочий елемент безвідривно контактує з коренеплодом, а також використовуючи отриману залежність (7), було складене диференціальне рівняння обертового руху робочого елемента навколо власної осі підвісу, при його взаємодії з головкою коренеплоду [6]:

$$J\ddot{\varphi} + \sum M = 0, \quad (8)$$

Оскільки, робочий елемент обертається внаслідок дії моменту відцентрових сил інерції та моменту сили нормальної реакції, переписемо рівняння у наступному вигляді:

$$J\ddot{\varphi} + M_R + M_N = 0, \quad (9)$$

де M_R – момент відцентрової сили; M_N – момент нормальної реакції коренеплоду на робочий елемент відносно осі підвісу лопаті.

Визначимо значення M_N . Воно буде дорівнювати:

$$M_N = -NOK, \quad (10)$$

де OK - плече нормальної реакції відносно осі підвісу, яке визначається наступним чином:

$$OK = \sqrt{x_k^2 + y_k^2}, \quad (11)$$

або

$$OK = \sqrt{\left[\rho \sin(\alpha_0 + \omega t)\right]^2 + \left(-tg\varphi_0 \left(\sqrt{\delta^2 + (d-h)^2 - \left(\frac{b}{2}\right)^2} - r_0\right) - Vt\right)^2}. \quad (12)$$

З рівняння (9), використовуючи вирази (10)-(12) та провівши алгебраїчні перетворення, визначено його нормальну реакцію на коренеплід цукрових буряків при дії на нього системи з двох робочих елементів

$$N = \frac{J\ddot{\varphi} + M_R - \frac{J\ddot{\varphi}_2 + M_{R2} \sqrt{\sin^2 \varphi_2 \cos^2 \alpha + \cos^2 \varphi_2} m_{21}}{\sqrt{\left[(r_0 + l_{nn} \cos \varphi_2) \cos \alpha - \frac{b}{2} \sin \alpha\right]^2 + \left[(r_0 + l_{nn} \cos \varphi_2) \sin \alpha - \frac{b}{2} \cos \alpha\right]^2}}}{\sqrt{\left[\rho \sin(\alpha_0 + \omega t)\right]^2 + \left[-tg\varphi_0 \left(\sqrt{\delta^2 + (d-h)^2 - \left(\frac{b}{2}\right)^2} - r_0\right) - Vt\right]^2}}, \quad (13)$$

де δ – відхилення осі ротора від умовної осьової лінії рядка;

b – конструктивна ширина робочого елемента;

M_R та M_{R2} – моменти відцентрових сил інерції попереднього та наступного робочих елементів відносно їх осей підвісу;

m_{21} – плече нормальної реакції дії наступного робочого елемента на попередній відносно його осі підвісу;

φ_2 – кут відхилення наступного робочого елемента від площини обертання;

α – кут повороту вала ротора;

ρ – відстань від осі ротора до вершини головки коренеплоду;

d – відстань від осі ротора до основи ґрунту;

r_0 – радіус осі підвісу робочого елемента;

l_{nn} – довжина копірної частини робочого елемента.

Рухаючись по головці коренеплоду, робочий елемент може діяти на неї у поздовжньому напрямі рядка та в поперечному, а також він стискає головку коренеплоду в вертикальному напрямі. Це зумовлено наявністю силових факторів, які являють собою проекції загальної нормальної реакції на вказані напрямки. Зокрема, складова нормальної реакції N_z спричинює вибивання коренеплодів в поперечному напрямі, а N_y у поздовжньому напрямі відносно рядка. Вертикальна ж складова нормальної реакції N_x , який забезпечує необхідне зусилля в контактні головки коренеплоду-робочий елемент. Ці сили впливають на такі показники якості процесу відокремлення гички, як пошкодження та вибивання головок коренеплодів. Вони мають наступні значення:

$$N_x = \left[\frac{\gamma s l \omega^2 \left(\frac{1}{2} r_0 \sin \varphi + \frac{l^2}{6} \sin 2\varphi \right)}{OK} + \frac{\ddot{\varphi}}{OK} \right] \cos \omega t \times \sin \left[\varphi_0 + \right. \\ \left. + \operatorname{arccctg} \left(\frac{-\operatorname{tg} \varphi_0 \left(\sqrt{\delta^2 + (d-h)^2} - \left(\frac{b}{2} \right)^2 - r_0 \right) - Vt}{\sqrt{\delta^2 + (d-h)^2} \sin \left[\omega t - \arccos \left(\frac{b}{2\sqrt{\delta^2 + (d-h)^2}} \right) \right] - r_0} \right) \right], \quad (14)$$

$$N_y = \left[\frac{\gamma s l \omega^2 \left(\frac{1}{2} r_0 \sin \varphi + \frac{l^2}{6} \sin 2\varphi \right)}{OK} + \frac{\ddot{\varphi}}{OK} \right] \times \cos \left[\varphi_0 + \right. \\ \left. + \operatorname{arccctg} \left(\frac{-\operatorname{tg} \varphi_0 \left(\sqrt{\delta^2 + (d-h)^2} - \left(\frac{b}{2} \right)^2 - r_0 \right) - Vt}{\sqrt{\delta^2 + (d-h)^2} \sin \left[\omega t - \arccos \left(\frac{b}{2\sqrt{\delta^2 + (d-h)^2}} \right) \right] - r_0} \right) \right], \quad (15)$$

$$N_z = \left[\frac{\gamma s l \omega^2 \left(\frac{1}{2} r_0 \sin \varphi + \frac{l^2}{6} \sin 2\varphi \right)}{OK} + \frac{\ddot{\varphi}}{OK} \right] \times \sin \left[\varphi_0 + \right. \\ \left. + \operatorname{arccctg} \left(\frac{-\operatorname{tg} \varphi_0 \left(\sqrt{\delta^2 + (d-h)^2} - \left(\frac{b}{2} \right)^2 - r_0 \right) - Vt}{\sqrt{\delta^2 + (d-h)^2} \sin \left[\omega t - \arccos \left(\frac{b}{2\sqrt{\delta^2 + (d-h)^2}} \right) \right] - r_0} \right) \right], \quad (16)$$

де N_x – вертикальна складова нормальної реакції, яка буде деформувати головку і притискати коренеплід в глиб ґрунту;

N_y – горизонтальна складова нормальної реакції, що буде вивалювати коренеплід у напрямку руху машини;

N_z – горизонтальна складова нормальної реакції, яка буде вибивати коренеплід у напрямку перпендикулярному осі ротора.

За результатами чисельного моделювання на ПЕОМ були побудовані графічні залежності (рис. 2) вказаних складових сил від часу.

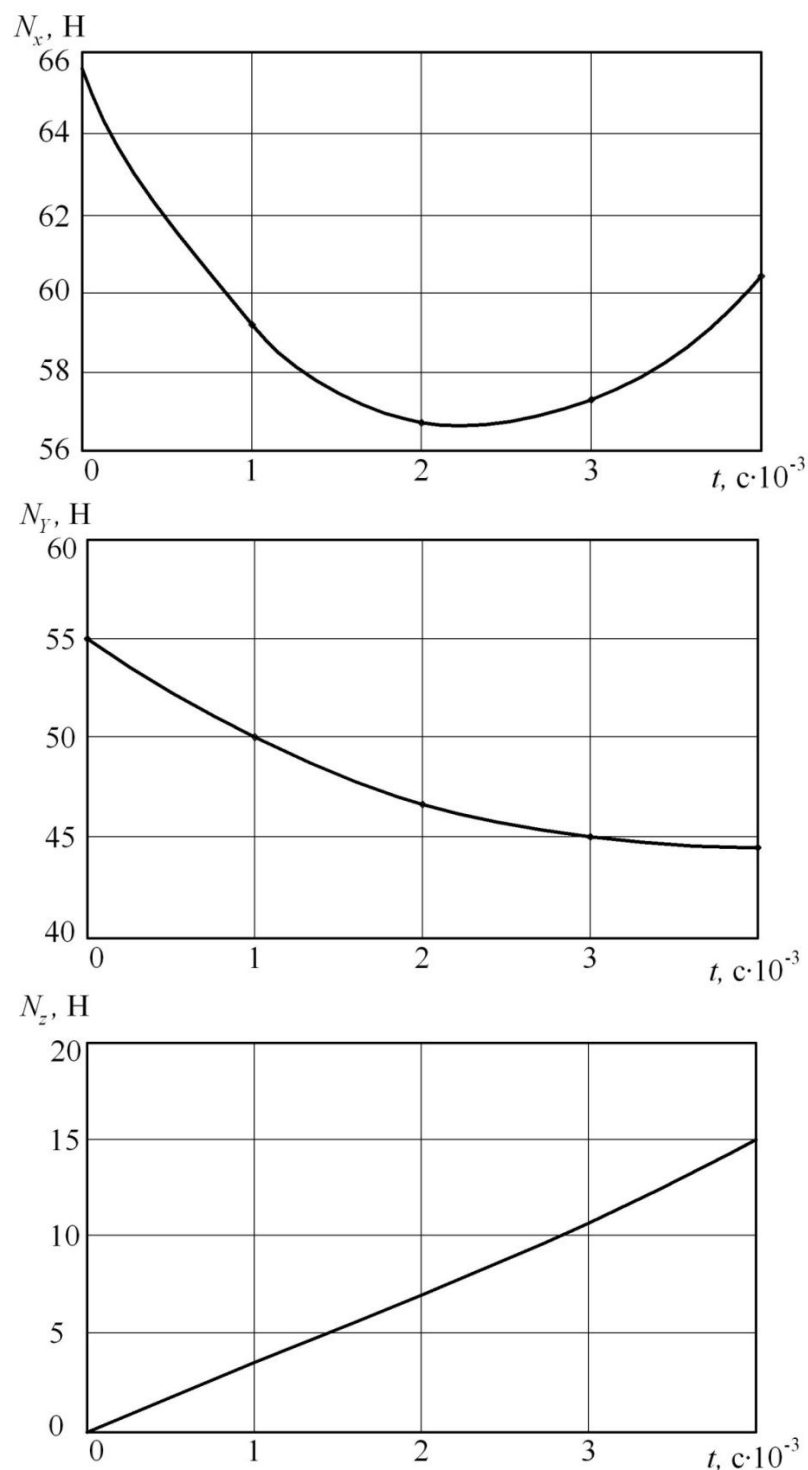


Рис. 2. Залежність вертикальної N_x , поздовжньо-горизонтальної N_y та поперечно-горизонтальної N_z складових нормальної реакції від часу.

Як бачимо з графіків (рис. 2) максимальні значення вказаних складових нормальної реакції складають $N_{x\max} = 65$ Н, $N_{y\max} = 55$ Н, $N_{z\max} = 15$ Н. Ці значення були у подальшому використані при моделюванні силової взаємодії очисного елемента з головкою коренеплоду цукрового буряку.

Висновки:

1. Складена система диференціальних рівнянь другого порядку, яка описує рух точки контакту робочого елемента по головці нерухомо закріпленого у ґрунті коренеплоду цукрових буряків.
2. В результаті розв'язку отриманої системи рівнянь знайдено аналітичний вираз для визначення площі зчесаної поверхні з головки коренеплоду одним робочим елементом.
3. В результаті розв'язку диференціального рівняння обертового руху робочого елемента знайдено аналітичний вираз нормальної реакції головки коренеплоду на робочий елемент.
4. Таким чином, на підставі математичного моделювання одержані значення нормальних реакцій, що діють в точці контакту робочого елемента з головкою коренеплоду. А саме, $N_{x\max} = 65$ Н, $N_{y\max} = 55$ Н, $N_{z\max} = 15$ Н.

Література.

1. Булгаков В.М. Теорія бурякозбиральних машин. Монографія. / В.М. Булгаков – Київ: Видавничий центр НАУ, 2005. – 245 с.
2. Василенко П. М., Погорельий Л. В. Основы научных исследований (Механизация сельскохозяйственного производства). / П. М. Василенко, Л. В. Погорельий – К.: Вища школа, 1984. – 266 с.
3. Комплексная механизация производства сахарной свеклы / [А.А. Василенко, П. Т. Бабий, П. В. Савич и др.]. – К., 1962. – 243 с.
4. Погорельий Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. / Л.В. Погорельий, Н.В. Татьяна – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
5. Фильчаков П. Ф. Справочник по высшей математике / П. Ф. Фильчаков – К.: Наукова думка, 1974 – 743 с.
6. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики: учебн. [для высш. технич. заведений] / С.М. Тарг – М.: Высш. шк., 1986. – 416 с.

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И
РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ НА ПЭВМ УСИЛИЙ, КОТОРЫЕ
ДЕЙСТВУЮТ В ТОЧКЕ КОНТАКТА НОВОГО ОТДЕЛИТЕЛЯ
БОТВЫ С ГОЛОВКОЙ КОРНЕПЛОДА**

Борис А.Н.

Аннотация – на основании построенной математической модели движения элемента нового отделителя ботвы по головке коренеплода сахарной свеклы и решения полученных выражений **ПВМ** получены аналитические зависимости усилий в указанной точке контакта. Были, также, построены графические зависимости изменения составляющих нормальной реакции в точке контакта рабочего элемента с головкой коренеплода. Значения составляющих нормальной реакции были использованы в дальнейшем для силового анализа указанного взаимодействия.

**MATHEMATICAL MODELLING AND ANALYSIS OF EFFORTS
TO PC THAT APPLY AT THE CONTACT POINTS NEW HEAD
SEPARATOR PLANT WITH ROOTS**

A. Borys

Summary

Based on the mathematical model of motion cleaning element of the new separator tops on the head sugar beet roots and the solution obtained expressions for PC obtained analytical dependences of effort in that point of contact. Were also constructed image depending on changes in components of the normal reaction at the point of contact of the working element of bolt root. The value of the normal components of the reaction were used in the future for power analysis indicated interaction.



УДК [631.3:614.712].001.4

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ З ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОТАЦІЙНОГО ПРОТИПОТОКОВОГО ОЧИСНИКА ПОВІТРЯ

Мохнатко І.М., к.т.н.,

Рогач Ю. П., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (06192) 42-14-38

Анотація – Робота присвячена теоретичним дослідженням з обґрунтування конструктивних параметрів ротаційного протипотокового очисника повітря.

Ключові слова – ротаційний протипотоковий очисник повітря, нерівномірність розподілу повітряного потоку, швидкість всмоктування повітря, радіус ротора пиловіддільника.

Постановка проблеми. Аналіз результатів зразків ротаційних протипотокових очисників повітря показав, що одним із основних недоліків протипотокового очисника повітря є нерівномірність розподілу повітряного потоку по його довжині, тому найбільш перспективним напрямком усунення цього недоліку є застосування в його конструкції зон місцевого опору (наприклад, перфорованої бічної поверхні).

Аналіз останніх досліджень. Використання ротаційних пиловловлювачів є одним із найефективніших засобів боротьби з підвищеною запиленістю в кабіні трактора через те, що на їх роботу не впливає зміна концентрації пилу, вологості, температури і рухливості зовнішнього повітря. Крім того, ротаційні пиловловлювачі мають меншу масу, розміри і витрати енергії, а також характеризуються меншими витратами на технічне обслуговування. Проте вони мають ряд недоліків, серед яких: складність конструкції, утворення завихрень у ділянці торцевого захисного кожуха, а також нерівномірний спектр швидкостей всмоктування по довжині ротора. Проблеми, пов'язані із запиленістю повітря й підтримкою необхідних параметрів мікроклімату у робочій зоні тракториста, вирішуються за допомогою установки в кабіні трактора надійної системи вентиляції, обов'язковим елементом якої є пиловідділення [1, 2, 3].

Проблемою при розробці систем вентиляції є складність врахування специфічних особливостей використання пилоочисних пристроїв на конкретному об'єкті.

Формулювання цілей статті. Метою цієї роботи являється проведення теоретичних досліджень з обґрунтування конструктивних параметрів ротаційного протипотокового очисника повітря.

Основна частина. Одним із основних недоліків протипотокового очисника повітря є нерівномірність розподілу повітряного потоку по його довжині, тому найбільш перспективним напрямком усунення цього недоліку є застосування в його конструкції зон місцевого опору (наприклад, перфорованої бічної поверхні). При цьому, якщо перфорацію поверхні очисника здійснити по всій його довжині, то при виборі його параметрів можна використовувати такий же методичний підхід, як і при розрахунку параметрів витяжного повітроводу із щільною змінної ширини. При проведенні аналітичних досліджень повітроводів приймали наступні допущення, які було вже враховано при аналогічних розрахунках [1,2,3]:

- 1) коефіцієнт витрати по всій довжині щілини постійний;
- 2) поля швидкостей у поперечних перерізах повітроводу (пилоочисника) рівномірні, що дозволяє вважати коефіцієнти Коріоліса й Буссінеска рівними одиниці;
- 3) коефіцієнт опору тертя по всій довжині повітроводу (пилоочисника) постійний.

Правомірність першого допущення пояснюється тим, що характер впливу коефіцієнта витрати на динаміку процесу подачі або всмоктування повітря через свою складність мало вивчений.

Точно кажучи, розрахунок відцентрового протипотокового очисника повітря варто було б проводити з урахуванням питомих втрат на тертя й коефіцієнтів місцевого опору [3,4]. Однак, явища, які відбуваються в місцевих опорах, досить складні, і оскільки точних аналітичних залежностей для них не встановлено, то на першому етапі з достатньою для практики точністю можна зупинитися на сталості прояву даних параметрів, вважаючи друге й третє допущення коректними.

Конструкції відцентрового протипотокового пиловіддільника повітря, які ми досліджуємо, для забезпечення рівномірної швидкості всмоктування передбачається застосовувати циліндричні кільця різного діаметра (рис. 1), закон зміни якого й потрібно встановити [5].

По всій бічній циліндричній поверхні очисника розміщено n позовдовжніх щілин, довжина кожної з яких дорівнює довжині ротора L . Поверхню над останнім можна умовно розділити на n об'ємних сегментів ABCDEFGH з кутом розхилу γ і круговими основами. Радіус нижнього з них приймаємо рівним радіусу ротора R_p , а радіус верхнього сегмента дорівнює зовнішньому радіусу кільця R_k . Ширина (товщина) кожного сегмента дорівнює відстані між суміжними кільцями очисника.

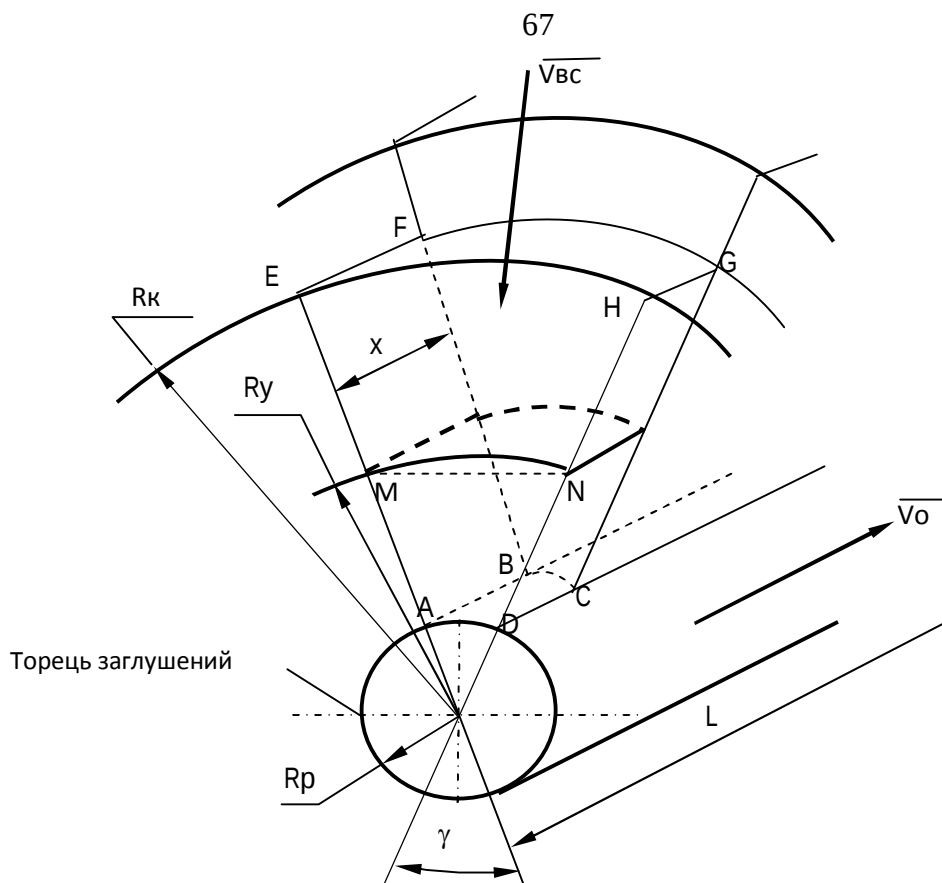


Рис.1. Схема відцентрового протипотокового очисника повітря з установленими на ньому кільцями: R_p – радіус ротора; R_k – зовнішній радіус кільця; R_y – радіус середнього перерізу.

У першу чергу мова йде про швидкість усмоктування повітря з пиловіддільник (V_{BC}), і в загальному випадку вона може бути визначена з наступного виразу [1,2]:

$$V_{BC} = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_o - P_x)}, \quad (1)$$

де μ – коефіцієнт витрати повітря;

ρ – щільність повітря, кг/м^3 ;

P_o, P_x – статичний тиск повітря усередині й поза пиловіддільником відповідно, Па.

Стосовно до об'єму, обмеженого перерізами X і $X = 0^1$, а також стінками пиловіддільника, скористаємося відомим рівнянням кількості руху в проекції на його поздовжню вісь [6]:

$$S \cdot (P_o - P_x) - \int_0^X \phi_k \cdot P_v \cdot dx = S \cdot (P_o - P_x) - \phi_k \cdot P_v \cdot x_0^X = S \cdot (P_o - P_x) - \phi_k \cdot P_v \cdot x, \quad (2)$$

де S – площа поперечного перерізу пиловіддільника, м^2 ;

τ_x – напруга тертя повітря зі стінками повітроводу;

P_v – периметр повітроводу, м;

V_x – швидкість повітря у повітроводі пиловіддільника в перерізі X , м/с.

Слід зазначити, що при дотриманні умови сталості швидкості усмоктування в кожному перерізі X справедливою є така рівність:

$$V_X = V_0, \quad (4)$$

де V_0 – швидкість руху повітря у повітроводі пиловіддільника, м/с.

Швидкість усмоктування повітря пиловіддільником можна виразити через його конструктивні параметри в такий спосіб:

$$V_{вс} = \frac{L_k}{2 \cdot \pi R_p L k_0}, \quad (4)$$

де L_k – витрата повітря пиловіддільником (тобто його продуктивність), м³/с;

k_0 – коефіцієнт, що враховує зменшення площі усмоктування повітря конкретним пиловіддільником.

Тепер формула Рейнольдса буде мати такий вигляд:

$$Re = \frac{L_k \cdot d}{2 \cdot \pi R_p L k_0 \nu}. \quad (5)$$

Визначимо це число при вихідних даних, прийнятих для протипотокового ротаційного пиловіддільника, технічну характеристику якого викладено в методичному розділі дисертації [5]:

$$L_k = (0,05 \dots 0,12) \text{ м}^3/\text{с}; \quad d = (3 \dots 5) \cdot 10^{-6} \text{ м}; \quad R_p = 0,065 \text{ м};$$

$$L = 0,1 \text{ м}; \quad k_0 = 0,98; \quad \nu = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}.$$

У результаті розрахунків установлюємо, що для частинок пилу розміром від $5 \cdot 10^{-6}$ до $8 \cdot 10^{-6}$ м (а питома вага в повітрі частинок із такими розмірами, як показують дослідження інших авторів [7,8], становить не менше 50%) число Рейнольдса становить 5...8 одиниць. Відповідно до цього приймаємо допущення, що режим течії повітря в пиловіддільнику - ламінарний. При такому режимі коефіцієнт опору тертя може бути визначений з наступної залежності [2]:

$$\lambda = \frac{64}{Re}.$$

Підставивши значення λ з останнього виразу з урахуванням виразу (5) остаточно одержимо:

$$R_{\kappa\kappa} = \frac{128 \cdot \pi \cdot R_p \cdot L \cdot k_0 \cdot \nu}{L_k \cdot d} \cdot \frac{\mu^2}{1 - \mu^2} \cdot X. \quad (6)$$

Аналіз залежності (6) проводили при наступних значеннях вхідних у неї величин:

$$\nu = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}; R_p = 0,05 \dots 0,10 \text{ м}; L = 0,08 \dots 0,12 \text{ м}; k_0 = 0,98$$

$$\mu = 0,25; \quad L_k = 0,08 \dots 0,12 \text{ м}^3/\text{с}; \quad d = (3 \dots 5) \cdot 10^{-6} \text{ м}; \quad X = 0 \dots L$$

Теоретично встановлене, що збільшення радіуса ротора протипотокового пиловіддільника (R_p) приводить до більш інтенсивного зростання радіусів додаткових кілець. Так, якщо при $R_p = 5 \cdot 10^{-2}$ м зна-

чення $R_{\text{кк}}$ по довжині ротора змінюється від 0 до $4,9 \cdot 10^{-2}$ м, те при $R_p = 0,1$ м – від 0 до $9,8 \cdot 10^{-2}$ м, тобто збільшується практично вдвічі.

Щоб характер зміни параметра $R_{\text{кк}}$ при цьому залишався таким же (тобто не збільшувався), необхідно, як випливає з аналізу виразу (6), збільшити продуктивність пиловіддільника. Зі зростанням значення цієї величини інтенсивність наростання значень радіусів додаткових кілець по довжині ротора зменшується хоча й не так істотно, як при зміні параметра R_p .

Таким чином, при незмінному режимі роботи (очищення повітря) збільшення радіуса ротора протипотокового відцентрового пиловіддільника однозначно призводить до збільшення його зовнішніх габаритів.

Висновки. В результаті проведення теоретичних досліджень з обґрунтування конструктивних параметрів ротаційного протипотокового очисника повітря було визначено, що для забезпечення рівномірної швидкості всмоктування по всій довжині ротора доцільно застосувати циліндричні кільця різного діаметра, закон зміни яких було встановлено в результаті проведення досліджень.

Література.

1. *Талиев В.Н.* Аэродинамика вентиляции / *В.Н. Талиев.* – М.: Стройиздат. – 1979. – 295 с.
2. *Повх И.Л.* Аэродинамический эксперимент в машиностроении / *И.Л. Повх.* – Л: Машиностроение, 1974. – 480 с.
3. *Титов Л.В.* Исследование влияния выравнивания скоростей всасывания на эффективность противопоточного ротационного пылеуловителя транспортных систем кондиционирования воздуха: автореф. дис... канд. тех. наук / *Л.В. Титов.* – М., 1981. – 10 с.
4. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям / *И.Е. Идельчик.* – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.
5. Пат. № 40794 Україна, МПК D01D54/14. Протипотоковий ротаційний пиловіддільник / *Ю.П. Рогач, І.М. Мохнатко* (Україна). – №2000031542; заявл. 20.03.2000; опубл. 15.08. 2001, Бюл №7.
6. *Штокман Е.А.* Очистка воздуха от пыли на предприятиях пищевой промышленности / *Е.А. Штокман.* – М.: Пищевая промышленность, 1989. – 312 с.
7. *Белянин П.Н.* Промышленная чистота машин / *П.Н. Белянин, В.И. Данилов.* – М.: Машиностроение, 1982. – 224 с.
8. *Якуба А.Р.* Анализ и оценка сил, действующих на частицы в сепараторах с закрученными потоками / *А.Р. Якуба, А.Н. Калашников* // Вестник Сумского Государственного университета. – 1998. – №2(10). – С.41-45.

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОБОСНОВАНИЮ
КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РОТАЦИОННОГО
ПРОТИВОПОТОЧНОГО ОЧИСТИТЕЛЯ ВОЗДУХА**

Мохнатко И.Н., Рогач Ю. П.

Аннотация – работа посвящена проблеме теоретических исследований по обоснованию конструктивных параметров ротационного противопотокового очистителя воздуха.

**THEORETICAL RESEARCHES ON JUSTIFICATION OF
DESIGN DATA OF THE ROTATIONAL ANTILINE AIR PURIFIER**

J. Mohnatko, Y. Rogach

Summary

Work is devoted to a problem of theoretical researches on justification of design data of the rotational protivopotokovy air purifier.



УДК 633.8+634:1:581.19:664.8

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРЯНО-АРОМАТИЧЕСКОГО СЫРЬЯ В ПРОИЗВОДСТВЕ ХЛЕБОБУЛОЧНЫХ ИЗДЕЛИЙ

Паромчик И.И., к.б.н.,

Челомбитько М.А., к.с.-х.н.,

Королева Н.Ю., к.б.н.,

Светлугина А.А., студент

Государственное научное учреждение «Центральный ботанический сад» Национальной академии наук Беларуси, Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет»
Тел. (8017) 285-78-97

Аннотация – данная работа посвящена использованию пряно-ароматического сырья в производстве хлебобулочных изделий.

Ключевые слова – функциональные продукты питания, нутрицевтики, пряно-ароматическое сырье, хлебобулочные изделия.

Постановка проблемы. В последние годы потребительский спрос на продовольственные товары претерпел значительные изменения. Сегодня пищевые продукты не только предназначены для утоления голода и снабжения человеческого организма необходимыми питательными веществами, они должны предотвращать связанные с питанием болезни и улучшать физическое и умственное состояние потребителей. В этом отношении функциональные продукты играют уникальную роль.

Термин "функциональная пища" был сначала использован в Японии в 1980 годах для продовольственных продуктов, обогащенных специальными элементами, которые обладают выгодными физиологическими эффектами. Традиционная функциональная пища расценивается как отдельный класс продукта, на этикетке которого может быть помещен символ "FOSHU". В таких продуктах (часто называемых первым поколением функциональных продуктов) функции выше по сравнению с традиционными продуктами и такие продукты могут иметь вид как обычной пищи, так и выпускаться в форме капсул и таблеток.

Анализ последних исследований. Японский интерес к функциональным продуктам нашел понимание также в странах Европы и США. Однако различия в культуре питания Востока и Запада привели к неодинаковому пониманию природы функциональных продуктов. В Европе и

США под функциональным продуктом понимается продукт с дополнительными функциональными возможностями по отношению к существующему традиционному продовольственному продукту (часто господствующий продукт), и такие продукты питания не объединяются в отдельную группу. Кроме того, в противоположность Японии функциональные продукты должны иметь вид нормальной пищи и не выпускаться в виде пилюль или капсул [1].

Функциональные продукты питания неравномерно распределены по сегментам продовольственного рынка. Главным образом производство функциональной пищи произошло на рынках молочных, хлебобулочных изделий, безалкогольных напитков и продуктов детского питания [2].

В то время как функциональные продукты быстро увеличиваются в популярности в таких секторах как молочные и кондитерские продукты, сектор хлебобулочных изделий развит пока слабо. Например, в Германии приблизительно 20-21 % новых функциональных продовольственных продуктов, выпущенных в 2001, составляли молочные продукты, кондитерские изделия, и только приблизительно 13 % составляли хлебобулочные. Например, в 2006 году в Испании среди функциональной пищи на молочные продукты приходилось 45 %, на хлебобулочные – 13 %. Однако хлебопродукты представляют собой идеальную основу для создания функциональных продуктов. В конце 2003 британо-нидерландская компания Unilever обновила ассортимент хлебобулочных изделий, введя белый хлеб под названием Blue Band Coede Start, который был первым белым хлебом, содержащим пищевые элементы, обычно доступные в сером хлебе, включая волокна, витамины В₁, В₃ и В₆, железо, цинк, инулин, крахмал. Однако необходимо понимать, что в развитии функциональных хлебобулочных продуктов важно не только достижение функционального качества пищи, но и обеспечение вкуса и структуры этих изделий, которые отвечают требованиям потребителя.

Основным из перспективных направлений оздоровления питания населения является производство продуктов питания по рецептурам на основе композитов растительного происхождения, основу которых составляют ценные вещества.

Формулировка цели статьи. Целью исследований явилось определение влияния сырьевых композитов на основе пряно-ароматических трав на качественные показатели хлебобулочных изделий.

Пряно-ароматические добавки разработаны отделом биохимии и биотехнологии растений ГНУ «Центральный ботанический сад» НАН Беларуси. В качестве добавок использовали следующие виды трав: пастернак, сельдерей, укроп (зеленая масса), тмин (плоды).

Согласно таблице 1 наибольшее содержание углеводов было отмечено в высушенной массе сельдерея (7,5 %), наименьшее – в пастернаке. Углеводы, хотя и не являются незаменимыми питательными веществами, должны присутствовать в рационе человека в количестве, удовлетворяющем физиологическую потребность организма в них.

Таблица 1 –

Содержание влаги и углеводов в пряно-ароматическом сырье

Наименование	Влажность, %	Углеводы, %
Пастернак посевной	8,4	1,02
Сельдерей	8,5	7,5
Укроп	9,2	4,2
Тмин обыкновенный	8,7	3,1

С целью обеспечения экономической эффективности использования растительного сырья как источника получения биологических активных веществ в условиях Беларуси, актуальным является изучение показателей выхода эфирных масел из исследуемых видов пряно-ароматических растений.

Как видно из таблицы 2, наибольшее содержание эфирного масла отмечено в зеленой массе укропа и сельдерея, а также у плодов тмина обыкновенного, а наименьшее – у пастернака посевного.

Таблица 2 –

Выход и цвет эфирных масел в пряно-ароматическом сырье

Наименование растений	Выход, %	Цвет эфирного масла
Пастернак посевной	2,0	Желтоватое
Сельдерей	3,5	Желтоватое
Тмин обыкновенный	2,5	Желтоватое
Укроп	3,9	Желтоватое

На основе экспертной оценки комбинаций состава компонентов пряно-ароматического сырья наилучшим признан композит по показателю «аромат», состав которого представлен в таблице 3.

Таблица 3 –

Формирование композита с вводом пряно-ароматического сырья

Пряно-ароматическая композиция	% ввода сырья в композиции			
	Пастернак посевной	Сельдерей	Тмин обыкновенный	Укроп
	20	30	30	20

Характеристика пряно-ароматического композита, рекомендуемого для ввода в хлебобулочные изделия, представлена в таблице 4.

Таблица 4 –

Состав пряно-ароматического композита для хлебобулочных изделий

Содержание, %				Энергетическая ценность, ккал
Влага	Белки	Жиры	Углеводы	
8,75	3,3	0,25	3,89	31,01

Таким образом, композит пряно-ароматического сырья имеет высокую энергетическую ценность, включает в большей степени белки и углеводы, а также эфирные масла (до 3,0 %).

В Ивьевском филиале Гродненского ОПО совместно с Гомельским УО Белорусским ТЭУПК проводили выпечку и оценку потребительских свойств хлебобулочных изделий из пшеничной муки, обогащенных пряно-ароматической добавкой. Были разработаны органолептические показатели качества хлеба для экспертной оценки выпеченного пшеничного хлеба и 2 рецептуры пшеничного хлеба с вводом пряно-ароматических добавок (ПАД): 1 образец – с вводом 5 % ПАД; 2 образец – с вводом 10 % ПАД.

Для оценки качества выпеченных хлебобулочных изделий экспертной комиссией установлены показатели качества, а также коэффициенты их весомости. Данные оценки коэффициентов весомости показателей качества свидетельствуют о том, что наиболее значимым показателем является гармоничность, а наименее значимым – окраска корки. Установлены численные значения уровней качества по каждому показателю на основе разработанной пятибалльной шкалы.

Полученные значения единичных показателей качества были статистически обработаны, представлены в виде комплексных характеристик, экспертно сгруппированы по уровням качества и представлены в таблице 6.

Результаты дегустационной экспертизы образцов хлебобулочных изделий показали, что наилучшими органолептическими характеристиками обладает образец № 2 с вводом 5 % композита. Обогащение хлебобулочных изделий пряно-ароматической добавкой с вводом 5 % композита дает положительный эффект.

Вывод. Мировой рынок функциональных продуктов питания и напитков, как ожидается, достигнет \$ 130 млрд. к 2015 году. Лидирующей группой продуктов в этой категории являются пищевые продукты, включающие в себя соевый белок, полиненасыщенные жирные кислоты омега-3, лютеин, пробиотики, глюкозамин, минералы, такие как магний и кальций, а также все более популярный коэнзим Q10.

Таблица 6 –

Качество хлебобулочных изделий по данным экспертной оценки

Дегустатор	Внеш- ний вид	Окрас- ка кор- ки	Состоя- ние мякиша	Физико- механичес- кие свойст- ва мякиша	Запах	Вкус	Гармо- нич- ность
Без ввода пряно-ароматической добавки (вариант 1)							
Всего оценок	25	24	25	23	23	21	25
Средняя оценка	5,0	4,8	5,0	4,6	4,6	4,2	5,0
Коэффициент весомости	2,0	0,8	3,6	3,0	1,6	4,2	4,8
Оценка с учетом коэффици- ента весомости	10,00	3,84	18,00	13,80	7,36	17,64	24,00
Дисперсия	0	0,2	0	0,3	0,3	0,2	0
Коэффициент вариации, %	0	9,3	0	11,9	11,9	10,6	0
С вводом пряно-ароматической добавки 5 % (вариант 2)							
Всего оценок	25	25	25	25	25	24	23
Средняя оценка	5	5	5	5	5	4,8	4,6
Коэффициент весомости	2,0	0,8	3,6	3,0	1,6	4,2	4,8
Оценка с учетом коэффи- циента весомости	10,00	4,00	18,0	15,0	8,0	20,16	22,08
Дисперсия	0	0	0	0	0	0,447	0,548
Коэффициент вариации, %	0	0	0	0	0	9,3	11,9
С вводом пряно-ароматической добавки 5 % (вариант 3)							
Всего оценок	25	21	20	21	18	18	17
Средняя оценка	5	4,2	4,0	4,2	3,6	3,6	3,4
Оценка с учетом коэффи- циента весомости	10,0	3,36	14,4	12,6	5,76	15,12	16,32
Дисперсия	0	0,2	0	0,2	0,3	0,3	0,3
Коэффициент вариации, %	0	10,6	0	10,6	15,2	15,2	16,1
Комплексная оценка образцов							
№ образца	Суммарная оценка с учетом коэффициента весомости						
1	94,64						2
2	97,24						1
3	77,56						3

На мировом рынке функциональных продуктов доминируют США, Европа и Япония, на долю которых приходится более 90 % общего объема продаж. Как показывает анализ рынка отношение потребителей к функциональной пище положительный, поэтому этот сегмент среди пищевых продуктов является весьма перспективным (18).

Литература.

1. Биохимические основы разработки современных технологий получения пищевых добавок из местного плодово-ягодного и пряно-

- ароматического сырья/ Инновационные технологии в пищевой промышленности. Материалы VIII Международной научно-практической конференции (8-9 октября 2009 г.). / *И.И. Паромчик [и др.]* Минск – 2009, С. 517 – 523.
2. Разработка получения сухих пщевых концентратов «instant» на основе местного сырья / Сборник «Инновационные технологии в пищевой промышленности». Материалы X Международной научно-практической конференции 5-6 декабря / *И.И. Паромчик, В.Н. Решетников [и др.]*. – Минск. – 2011, С. 150-154.
 3. *Ramesh, C.K., Jamuna, K.S.* Concepts and trends of functional foods: a review/*C.K. Ramesh, K.S.Jamuna*. International Journal of Pharmaceutical Research and Development (IJPRD). UPRD, 2012; volume 4(06): August-2012, pp. 273-290.
 4. *Alldrick A.J.* The Bakery: A potential leader in functional food applications. Functional Food News, 2007. <http://www.functionalfoodnet.eu/images/site/assets/5-bread.pdf>.
 5. *Biacs P. A.* Regulations and claims of functional foods. In Proceedings of the fourth international FFNet meeting on Functional foods. 2007.

ВИКОРИСТАННЯ ПРЯНО-АРОМАТИЧНОЇ СИРОВИНИ У ВИРОБНИЦТВІ ХЛІБОБУЛОЧНИХ ВИРОБІВ

Паромчик І.І., Челомбітько М.А., Корольова Н.Ю., Светлугина А.А.

Анотація – дана робота присвячена використанню пряно-ароматичної сировини у виробництві хлібобулочних виробів.

THE USE OF SPICILY-AROMATIC RAW MATERIAL IS IN PRODUCTION OF BAKEGOODS

I. Paromchik, M. Chelombit'ko, N. Koroleva, A. Svetlugina

Summary

This work is devoted to using aromatic composite at the producing of bakery products.



УДК 674:621.928.93

ПУТИ СНИЖЕНИЯ ЭНЕРГОЗАТРАТ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА В ВИДЕ БРИКЕТОВ ИЛИ ПЕЛЛЕТ

Войтов В.А., д.т.н.,

Тел.: (057)-700-38-98

*Харьковский национальный технический университет сельского
хозяйства им. П.Василенко*

Вороновский И.Б., к.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел.: (0619)-44-02-74

Аннотация – в работе изложены пути снижения энергозатрат при производстве путем применения тонкого помола. Приведена оценка затрат электроэнергии на измельчение биомассы ударом и истиранием.

Ключевые слова – твердое топливо, биомасса, брикеты, пеллеты, энергозатраты.

Постановка проблемы. По заказу Национального агентства Украины по вопросам обеспечения эффективного использования энергетических ресурсов Институтом технической теплофизики НАН Украины в 2008 году был исследован и проанализирован потенциал нетрадиционных и возобновляемых источников энергии и выполнена оценка сельскохозяйственных отходов, отходов деревообработки, энергетических культур, биодизеля, биоэтанола, биогаза с отходов животноводства, торфа [1]. Как показали расчеты экономический потенциал биомассы в Украине, доступной для получения энергии, составляет 27 млн. тонн условного топлива на год [2].

Альтернативой отходам деревообработки для прессования топливных гранул (пеллет) являются сельскохозяйственные отходы (солома, лузга зерновых культур, риса, кукурузы, подсолнечника). Сельскохозяйственные отходы могут быть значительным источником твердого топлива для сельских регионов.

Наиболее экономически выгодным является использование твердого топлива из биомассы в виде брикетов или пеллет, т.к. это не требует замены котлов и экономит средства на транспортных расходах.

Анализ последних исследований. Сельскохозяйственная биомасса, которая может использоваться как топливо, имеет ряд особенностей, которые отличаются от традиционных энергоресурсов. Некоторые характеристики биотоплива, в первую очередь такие, как плотность, размер частиц, специфика поверхности, с помощью измельчения и уплотнения могут быть изменены, при этом основные топливно-энергетические характеристики принято рассматривать как постоянные.

Наиболее важной топливно-энергетической характеристикой биомассы является ее теплотворная способность, которая зависит от множества факторов: генетических особенностей энергетических растений; влияния окружающей среды; условий хранения; влажности. В табл. 1 приведена средняя теплотворная способность биомассы при влажности на уровне 20% [1].

Таблица 1 –
Средняя теплотворная способность биомассы

Название биомассы	Теплотворная способность, МДж/кг
Солома зерновых культур	10,5
Стебли кукурузы	12,5
Ветки плодовых деревьев	10,5
Стебли подсолнечника	12,5
Виноградная лоза	14,5

В таблице 2 приведена сравнительная характеристика разных видов топлива и влияние влажности на теплотворную способность, а также содержание серы и золы [1].

Таблица 2 –
Сравнительная характеристика разных видов топлива

Вид топлива	Влажность, %	Теплотворная способность, МДж/кг	Содержание серы, %	Содержание золы, %
Природный газ	-	35-38 МДж/м ³	0	0
Каменный уголь	-	15-25	1-3	10-35
Дизельное топливо	-	42,5	0,2	1,0
Мазут	-	42	1,2	1,5
Отходы дерева, щепа	40-45	10,5-12,0	0	2,0
Брикеты из дерева	7-8	14,8-16,5	0,1	1,0
Брикеты из соломы	8-10	12,5-14,8	0,2	4,0

Как следует из представленных табл. 1 и 2 брикеты из отходов биомассы по теплотворной способности, а также содержанию серы и золы могут выступать хорошей альтернативой традиционным ископаемым видам топлива.

При производстве брикетов или пеллет большое значение на стоимость конечной продукции оказывает начальная влажность сырья. Анализ технической литературы позволяет выполнить ранжирование затрат при производстве твердого топлива [1, 2, 5]:

- стоимость сырья – 42,8%;
- предварительная сушка сырья – 34,2%;
- прессование – 13%;
- персонал – 2,8%;
- измельчение биомассы – 2,6%;
- общие затраты – 2%;
- хранение – 1,6%;
- охлаждение – 1,0%.

Анализ затрат показывает, что сушка сырья перед измельчением и прессованием занимает 34,2% общих затрат. Кроме того, сушка эффективна для измельченной биомассы.

Типовой технологический процесс производства брикетов и пеллет, который широко применяется в Западной Европе и Украине представлен на рис. 1 [3].

Анализ технологического процесса позволяет сделать вывод, что снижение энергозатрат на производство единицы продукции можно добиться, исключив сушку при одновременном перераспределении энергии на измельчение и прессование.

Формулирование цели статьи. Обоснование пути снижения энергозатрат при производстве твердого топлива из биомассы за счет применения тонкого помола.

Основная часть. После предварительного измельчения биомассы с влажностью 20-30%, без применения сушки, выполняется тонкое измельчение. Такой путь позволяет получить уменьшение помола до значений 100-50 мкм при одновременной активации биомассы перед прессованием.

Мелкоизмельченная и одновременно активированная биомасса с влажностью 10-14% требует в 25 раз меньшей энергии при прессовании в шнековых прессах, где реализуется эффект снижения динамической вязкости биомассы за счет наличия больших скоростей сдвига.

В качестве устройства для измельчения биомассы может выступать дезинтегратор [4]. Научные основы применения дезинтегратора для измельчения строительных материалов разработаны Й.О. Хинтом, однако для измельчения биомассы, имеющей влажность до 20%, например соломы, используемый принцип удара – малоэффективен.



Рис. 1. Типовой технологический процесс получения твердого топлива.

Поэтому была разработана конструкция дезинтегратора, где используются два принципа измельчения: удар и истирание одновременно. В начале измельчения в большей степени используется удар, на конечной стадии измельчения – в большей степени используется истирание. Такая конструкция позволяет снизить энергозатраты на измельчение при одновременном повышении качества помола.

Вид общий дезинтегратора представлен на рис. 2, из которого следует, что устройство состоит из двух, вращающихся навстречу друг другу роторов 3. Загрузка биомассы происходит через полый вал ротора с помощью шнека 7 внутрь помольной камеры 1.

На основании гипотез Риттингера и В.Н. Кирпичева [6] о механизмах измельчения твердых тел теоретическим путем нами были получены расчетные формулы для определения мощности на измельчение за счет удара, $N_{y\partial}$

$$N_{y\partial} = \frac{p^2 y^2 D_{cp} n l h \left(\frac{d_n}{d_k} - 1 \right)}{60 E}, \quad (1)$$

где σ - временный предел прочности измельчаемого материала, Па;

D_{cp} – средний диаметр помольной камеры (рабочего колеса), м;

n – обороты ротора, об/мин;

l – ширина помольной камеры (рабочего колеса), м;

h – глубина помольной камеры (расстояние между рабочими колесами), м;

d_n, d_k – начальный и конечный диаметр частиц, м;

E – модуль упругости измельчаемого материала.

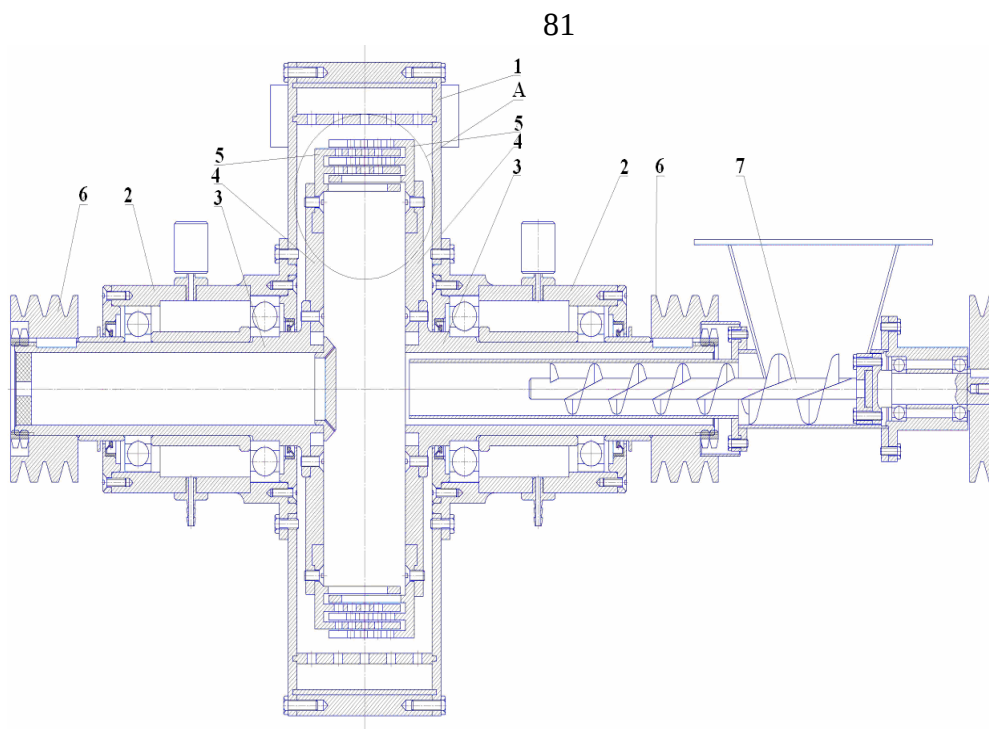


Рис. 2. Вид общий дезинтегратора: 1 – помольная камера; 2 – корпус шпинделя; 3 – опора; 4 – диск ротора; 5 – рабочие кольца; 6 – шкив; 7 – загрузочный шнек.

Минимальная скорость для измельчения материала за счет удара $U_{y\partial}$, определяется выражением:

$$U_{y\partial} = y \sqrt{\frac{\left(\frac{d_H}{d_K} - 1\right)}{cE}}, \quad (2)$$

где ρ - плотность измельчаемого материала.

Расчеты по формулам (1) и (2) показывают, что для тонкого измельчения (до 50 мкм) биомассы (например, древесных отходов), скорость удара должна быть не менее 62 м/с, а затрачиваемая мощность составляет более 6,4 кВт.

Мощность затрачиваемая на измельчение за счет истирания:

$$N_{uc} = \frac{24\mu\rho^3 D_{cp}^2 n^2 l \left(\frac{d_H}{d_K} - 1\right)}{3600}, \quad (3)$$

где μ - динамическая вязкость помольной среды (биомасса + воздух), Па·с.

Минимальная скорость для измельчения материала за счет истирания (внутреннего трения частиц между собой):

$$U_{uc} = \frac{12\mu \left(\frac{d_H}{d_K} - 1\right)}{hc}, \quad (4)$$

Расчеты по формулам (3) и (4) показывают, что для измельчения по механизму истирания скорость движения рабочих колес должна быть не менее 10 м/с, а затрачиваемая мощность не более 7 кВт.

Потери на трение помольной среды о внутренние рабочие поверхности колес определяются выражением:

$$N_{mp} = \frac{f_{cp}^4 D_{cp}^3 n^3 l h}{54000}. \quad (5)$$

Потери составляют величину соизмеримую с величиной, расходуемой на измельчение по механизму истирания.

Удар и истирание происходит между рабочими колесами 2, конструкция которых представлена на рис. 3.

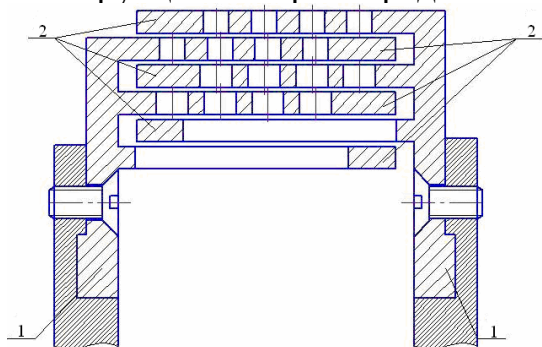


Рис. 3. Рабочие колеса дезинтегратора:

1 – рабочие диски; 2 – рабочие кольца.



Рис.4. Рабочее кольцо.

При столкновении биомассы с отверстиями происходит измельчение за счет удара, а в зазоре между вращающимися навстречу друг другу колесами, происходит измельчение истиранием. Внешний вид колеса представлен на рис. 4.

При применении для измельчения различных видов биомассы такого принципа помола средний размер тонины составляет 70 мкм при производительности 3,6 т/ч. При этом дезинтегратор потребляет мощность 18 кВт.

Выводы. Новый технологический процесс исключает из цепи измельчения молотковую дробилку, вместо которой применяется дезинтегратор. Дезинтегратор может обеспечивать измельчение до уровня 5...10 мкм. Кроме этого, дезинтегратор может выполнять измельчение биомассы с уровнем влажности до 40 %, что исключает из технологического процесса сушку.

Тонкий помол биомассы будет способствовать активному сдвигу слоев прессуемого материала внутри шнекового пресса, их саморазогрев до пластичного состояния, а, следовательно, и снижению энергозатрат на прессование по причине снижения динамической вязкости увлажненной и разогретой биомассы. Конечные продукт – пеллета или брикет, имеет физико-механические характеристики на уровне древесного угля, что соответствует международным стандартам.

Литература

1. Біопалива: Технології, машини, обладнання / В.О. Дубровін, М.О. Корчемний, І.П. Масло [та ін.] – К.: ЦТІ «Енергетика і електрифікація», 2004. – 256 с.
2. Новітні технології біоенергоконверсії: Монографія / Я.Б. Блюм, Г.Г. Гелетуха, І.П. Григорюк [та інші] – К.: «Аграр Медіа Груп», 2010. – 326 с.
3. Бунецький В.О. Аналіз технологічних процесів отримання твердого палива у вигляді пеллет або брикетів / В.О. Бунецький // Інститут рослинництва ім. В.Я. Юр'єва НААН, Вісник центру наукового забезпечення АПВ Харківської області, випуск 10, 2011. – с. 328-340.
4. Пат. 2353431 Российская федерация, МПК В02С13/22. Дезинтегратор / заявитель и патентообладатель ГОУВПО Белгородский государственный технологический университет В.Г. Шухова; заявлено 01.10.2007; опубліковано 27.04.2009.
5. Технології та обладнання для використання поновлюваних джерел енергії в сільськогосподарському виробництві / Під ред. Кравчука В.І., Дубровіна В.О. // Укр.НДПВТ ім. Л. Погорілого, Дослідницьке, 2010, - 184 с.
6. Общий курс процессов и аппаратов химической технологии. Кн. 2 // Под ред. В.Г. Айништейна. – М.: Химия, 2000. – 162 с.

**ШЛЯХИ ЗНИЖЕННЯ ЕНЕРГОВИТРАТ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ
ТВЕРДОГО ПАЛИВА У ВИГЛЯДІ БРИКЕТІВ АБО ПЕЛЛЕТ**

Войтов В.А., Вороновський І.Б.

Анотація – в роботі викладені шляхи зниження енерговитрат при виробництві твердого палива з біомаси у вигляді брикетів або пеллет шляхом застосування тонкого помолу. Наведено оцінку витрат електроенергії на подрібнення біомаси ударом і стиранням.

**WAYS TO REDUCE ENERGY CONSUMPTION OF
BIOMASS IN THE PRODUCTION OF A SOLID FUEL IN THE
FORM OF BRIQUETTES OR PELLETS**

V. Vojtov, I. Voronovsky

Summary

The paper ways to reduce energy consumption in the manufacture of solid fuels from biomass in the form of briquettes or pellets by applying a fine grind was described. The estimation of energy consumption for grinding of biomass impact and abrasion was presented.



УДК 629.017

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ УСКОРЕНИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН ПУТЕМ СНИЖЕНИЯ МОНТАЖНОЙ ПОГРЕШНОСТИ ДАТЧИКОВ

Подригало М.А., д.т.н.,

Полянский А.С., д.т.н.,

Клец Д.М., к.т.н.,

Дубинин Е.А., к.т.н.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Артёмов Н.П., к.т.н.,

Задорожня В.В., аспирант

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. Петра Василенко

Тел.: 057-700-38-98

Анотация – получены выражения для расчета поправок на неточность установки трехкомпонентных датчиков ускорений при испытаниях мобильных машин.

Ключевые слова – ускорения мобильных машин, монтажная погрешность, датчик, тестовый сигнал, математическое моделирование, угловые отклонения осей системы координат автомобиля.

Постановка проблемы. Монтажная погрешность установки датчиков оказывает существенное влияние на точность измерения ускорений. Для повышения точности измерений необходимо вводить поправки на положения датчиков относительно системы координат мобильной машины. В настоящей статье определены выражения для расчета поправок позволяющие в автоматическом режиме при проведении измерений уточнить положения осей.

Анализ последних исследований. С каждым годом в мире существенно увеличивается производство автомобилей, их технологический уровень и, вместе с этим, повышаются требования к системам безопасности [1].

Использование датчиков инерции, так называемых акселерометров, играет значительную роль в решении указанных проблем. В ХНАДУ О. П. Алексеевым предложен микропроцессорный комплекс [2], основанный на использовании метода косвенных измерений динамики транспортного средства с помощью датчиков ускорения.

Творческим коллективом кафедр «Технологии машиностроения и ремонта машин» ХНАДУ под руководством проф. Подригало М.А. и «Тракторы и автомобили» ХНТУСХ под руководством проф. Лебедева А.Т. предложен новый метод исследования динамики машин – метод парциальных ускорений. В монографии [3] приведены примеры использования метода при проведении динамических (квалиметрических) испытаний мобильных машин.

В работах [4, 5] исследована динамика изменения параметров в процессе тарировки датчиков линейных ускорений для быстрой проверки чувствительности разработанного мобильного контрольно-измерительного комплекса перед началом дорожных испытаний колесных машин. Автором работы [6] разработана методика определения угла продольного наклона автомобиля, а также уклона дороги при проведении динамических (квалиметрических) испытаний. Данная методика значительно снижает погрешность при записи траектории колесной машины, а также испытаниях на дороге с неровностями или неравномерным уклоном. Автор работы [7] сформулировал основы формирования бортовой контрольно-измерительной системы для проведения динамических испытаний колесных машин, что позволило разработать программное обеспечение для обработки полученных с датчиков сигналов.

В работе [8] предложена система для определения параметров движения автотранспортных средств (АТС) при динамических (квалиметрических) испытаниях, которая состоит из элементов измерения, устройств обработки и визуализации информации. Особенностью системы является то, что определение параметров движения осуществляют одновременно двумя датчиками ускорений, причем датчики ускорений измеряют ускорение АТС в продольной, поперечной и вертикальной плоскостях, информацию о параметрах движения АТС в этих плоскостях получают путем математической обработки без применения интегрирования сигналов с датчиков ускорений.

В работе [9] предложены способ и конструкция снижения вертикальных ускорений, определяющая динамические нагрузки и повышающая поперечную устойчивость колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой.

Однако в известных работах отсутствует метод введения автоматической поправки на неточность установки датчиков ускорений относительно осей средств транспорта. Данный вопрос весьма актуален при проведении испытаний на неровной дороге и требует дальнейшего исследования.

Формулирование целей работы. Целью работы является снижение монтажных погрешностей датчиков ускорений корректировкой отклонений их сигналов в устройстве обработки и визуализации информации.

Для достижения поставленной цели необходимо путем математического моделирования установить зависимости ускорений от угловых отклонений осей системы координат автомобиля и разработать методику введения автоматической поправки на неточность установки датчиков ускорений на средствах транспорта.

Основная часть. Разработка методики введения автоматической поправки на неточность установки датчиков ускорений.

При монтаже оси датчиков устанавливаются по величинам сигналов:

- ось OZ – сигнал $a_z=g$;
- ось OX – сигнал $a_x=0$;
- ось OY – сигнал $a_y=0$,

где g – ускорение свободного падения, $g=9,81 \text{ м/с}^2$;

a_x ; a_y ; a_z – значения линейных ускорений по координатным осям, м/с^2 .

Однако сам автомобиль может находиться на опорной площадке, положение которой отлично от горизонтального. Поэтому необходимо ввести автоматическую поправку на отклонения сигналов датчиков ускорений по координатным осям, вызванное несоответствием их направлений направлениям осей автомобиля.

Предположим, что в продольной плоскости автомобиля система координат датчиков XOZ повернута относительно системы координат X_1OZ_1 , связанной с автомобилем на угол α (рис. 1а). В поперечной плоскости автомобиля система координат датчиков YOZ повернута относительно системы координат Y_1OZ_1 , связанной с автомобилем на угол β (рис. 1б).

В плоскости дороги система координат датчиков YOZ повернута относительно системы координат автомобиля Y_1OZ_1 на угол χ . При повороте по часовой стрелке системы координат автомобиля относительно системы координат датчиков углы α , β , χ считаются отрицательными, а против часовой стрелки – положительными (рассматриваются положительные направления координатных осей).

Определение углов α , β , χ возможно при трогании с места, путем создания тестовых сигналов: a_{x0} (рис. 1а), a_{y0} (рис. 1б), a_{z0} (рис. 1в). Тестовый сигнал a_{x0} создается при трогании автомобиля с места, a_{y0} – поворотом рулевого колеса в одну из сторон после трогания автомобиля с места. Углы поворота системы координат датчиков относительно системы координат автомобиля определяются по величинам тестовых сигналов

$$\alpha = \arctg\left(\frac{\Delta a_{z0}}{a_{x0}}\right) = \arctg\left(\frac{a_{z0} - g}{a_{x0}}\right); \quad (1)$$

$$\beta = \arctg\left(\frac{\Delta a_{z0}}{a_{y0}}\right) = \arctg\left(\frac{a_{z0} - g}{a_{y0}}\right); \quad (2)$$

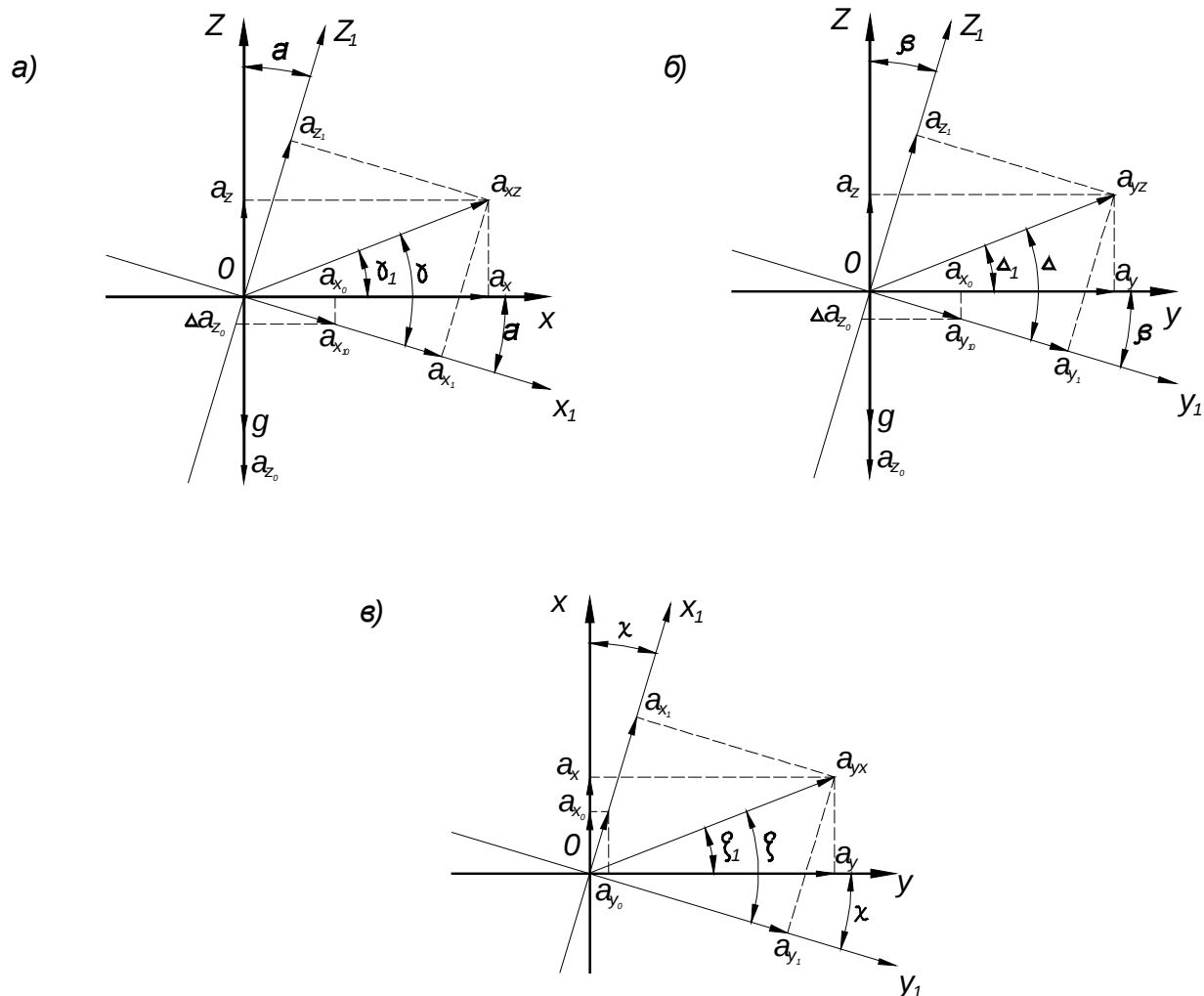


Рис.1. Определение взаимосвязи между координатами в:
а – продольной плоскости; б – поперечной плоскости;
в – горизонтальной плоскости.

$$\chi = \arctg\left(\frac{a_{y0}}{a_{x0}}\right) \quad (3)$$

Предположим, что система координат датчиков смещена относительно системы координат автомобиля только в продольной плоскости на угол α . При этом $\beta=0$ и $\chi=0$. В этом случае (см. рис. 1а).

$$\left[\alpha_{xz}^2 = a_{z1}^2 + a_{x1}^2 = a_z^2 + a_x^2; \right. \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\alpha_z}{a_x} &= tg\gamma; \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$\frac{\alpha_{z1}}{a_{x1}} = tg\gamma_1; \quad (6)$$

$$\left| \gamma_1 = \gamma - \alpha. \right. \quad (7)$$

Уравнение (4) приводим к виду

$$a_{x1}^2(1 + \frac{a_{z1}^2}{a_{x1}^2}) = a_x^2(1 + \frac{a_z^2}{a_x^2}); \quad (8)$$

Откуда получим

$$a_{x1} = a_x \sqrt{\frac{1 + \frac{a_z^2}{a_x^2}}{1 + \frac{a_{z1}^2}{a_{x1}^2}}} = a_x \sqrt{\frac{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma}{1 + \operatorname{tg}^2 (\gamma - \alpha)}} = a_x \frac{\cos(\gamma - \alpha)}{\cos \gamma} =$$

$$= a_x \cos \alpha (1 + \frac{a_z}{a_x} \operatorname{tg} \alpha) = a_x \cdot \delta_x$$

где δ_x – поправка на величину показаний датчика, ориентированного по оси ОХ

$$\delta_x = \cos \alpha (1 + \frac{a_z}{a_x} \operatorname{tg} \alpha). \quad (10)$$

Очевидно, что (см. уравнение (6))

$$a_{z1} = a_{x1} \cdot \operatorname{tg} \gamma_1 = a_{x1} \operatorname{tg} (\gamma - \alpha) = a_{x1} \frac{\frac{a_z}{a_x} - \operatorname{tg} \alpha}{1 + \frac{a_z}{a_x} \operatorname{tg} \alpha}. \quad (11)$$

Подставляя (9) в (11), получим

$$a_{z1} = a_z \cos \alpha (1 - \frac{a_x}{a_z} \operatorname{tg} \alpha) = a_z \cdot \delta_z, \quad (12)$$

где δ_z – поправка на величину датчика, ориентированного по оси ОZ

$$\delta_z = \cos \alpha (1 - \frac{a_x}{a_z} \operatorname{tg} \alpha). \quad (13)$$

Проведя аналогичные преобразования, получим при $\beta \neq 0$; $\alpha = 0$; $\chi = 0$ (в поперечной плоскости)

$$a_{y1} = a_y \cos \beta (1 + \frac{a_z}{a_y} \operatorname{tg} \beta) = a_y \cdot \delta_y; \quad (14)$$

$$a_{z1} = a_z \cos \beta (1 - \frac{a_y}{a_z} \operatorname{tg} \beta) = a_z \cdot \delta_z; \quad (15)$$

$$\delta_y = \cos \beta (1 + \frac{a_z}{a_y} \operatorname{tg} \beta); \quad (16)$$

$$\delta_z = \cos \beta (1 - \frac{a_y}{a_z} \operatorname{tg} \beta). \quad (17)$$

В горизонтальной плоскости $\chi \neq 0$; $\alpha = 0$; $\beta = 0$

$$a_{y1} = a_y \cos \chi \left(1 + \frac{a_x}{a_y} \operatorname{tg} \chi\right) = a_y \cdot \delta_y; \quad (18)$$

$$a_{x1} = a_x \cos \chi \left(1 - \frac{a_y}{a_x} \operatorname{tg} \chi\right) = a_x \cdot \delta_x. \quad (19)$$

Рассмотрим общий случай при $\alpha \neq 0$; $\beta \neq 0$; $\chi \neq 0$. В этом случае справедливо равенство

$$a_x^2 + a_y^2 + a_z^2 = a_{x1}^2 + a_{y1}^2 + a_{z1}^2 \quad (20)$$

Из выражения (20) определим

$$a_{x1} = a_x \sqrt{\frac{1 + \frac{a_y^2}{a_x^2} + \frac{a_z^2}{a_x^2}}{1 + \frac{a_{y1}^2}{a_{x1}^2} + \frac{a_{z1}^2}{a_{x1}^2}}} = a_x \sqrt{\frac{1 + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \xi} + \operatorname{tg}^2 \gamma}{1 + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \xi_1} + \operatorname{tg}^2 \gamma_1}} \quad (21)$$

Учитывая соотношения (5), (6) и (7), а также (см. рис. 1в)

$$\operatorname{tg} \xi = \frac{a_x}{a_y}; \quad (22)$$

$$\operatorname{tg} \xi_1 = \frac{a_{x1}}{a_{y1}}; \quad (23)$$

$$\xi_1 = \xi - \chi, \quad (24)$$

получим

$$a_{x1} = a_x \sqrt{\frac{1 + \frac{a_y^2}{a_x^2} + \frac{a_z^2}{a_x^2}}{1 + \left(\frac{1 + \frac{a_x}{a_y} \operatorname{tg} \chi}{\frac{a_x}{a_y} - \operatorname{tg} \chi}\right)^2 + \left(\frac{1 + \frac{a_z}{a_x} \operatorname{tg} \alpha}{\frac{a_z}{a_x} - \operatorname{tg} \alpha}\right)^2}} = a_x \delta_x. \quad (25)$$

Из выражения (20) также определим

$$a_{y1} = a_y \sqrt{\frac{1 + \frac{a_x^2}{a_y^2} + \frac{a_z^2}{a_y^2}}{1 + \frac{a_{x1}^2}{a_{y1}^2} + \frac{a_{z1}^2}{a_{y1}^2}}} = a_y \sqrt{\frac{1 + \operatorname{tg}^2 \xi + \operatorname{tg}^2 \Delta}{1 + \operatorname{tg}^2 \xi_1 + \operatorname{tg}^2 \Delta_1}}. \quad (26)$$

Учитывая соотношения (22) – (24), а также (см. рис. 1б)

$$\operatorname{tg} \Delta = \frac{a_z}{a_y}; \quad (27)$$

$$\operatorname{tg} \Delta_1 = \frac{a_{z1}}{a_{y1}} ; \quad (28)$$

$$\Delta_1 = \Delta - \beta , \quad (29)$$

получим

$$a_{y1} = a_y \sqrt{\frac{1 + \frac{a_x^2}{a_y^2} + \frac{a_z^2}{a_y^2}}{1 + \frac{\left(\frac{a_x}{a_y} - \operatorname{tg} \chi\right)^2}{1 + \frac{a_x}{a_y} \operatorname{tg} \chi} + \frac{\left(\frac{a_z}{a_y} - \operatorname{tg} \beta\right)^2}{1 + \frac{a_z}{a_y} \operatorname{tg} \beta}}} = a_y \delta_y . \quad (30)$$

Из выражения (20) определим

$$a_{z1} = a_z \sqrt{\frac{1 + \frac{a_x^2}{a_z^2} + \frac{a_y^2}{a_z^2}}{1 + \frac{a_{x1}^2}{a_{z1}^2} + \frac{a_{y1}^2}{a_{z1}^2}}} \sqrt{\frac{1 + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \gamma} + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \Delta}}{1 + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \gamma_1} + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \Delta_1}}} . \quad (31)$$

Учитывая соотношения (5) – (7) и (27) – (29), получим окончательно

$$a_{z1} = a_z \sqrt{\frac{1 + \frac{a_x^2}{a_z^2} + \frac{a_y^2}{a_z^2}}{1 + \frac{\left(1 + \frac{a_z}{a_x} \operatorname{tg} \alpha\right)^2}{\frac{a_z}{a_x} - \operatorname{tg} \alpha} + \frac{\left(1 + \frac{a_z}{a_y} \operatorname{tg} \beta\right)^2}{\frac{a_z}{a_y} - \operatorname{tg} \beta}}} = a_z \delta_z . \quad (32)$$

Таким образом, полученные зависимости позволяют вводить автоматическую поправку на неточность установки датчиков ускорений относительно осей средств транспорта при проведении дорожных испытаний.

Выводы. Путем математического моделирования установлены зависимости ускорений от угловых отклонений осей системы координат автомобиля, позволяющие вводить автоматическую поправку на неточность установки датчиков ускорений относительно осей средств транспорта.

Полученные уравнения позволяют количественно оценить величину ошибки при установке датчиков ускорений на средствах транспорта.

Литература.

1. *Аш Ж.* Датчики измерительных систем: В 2 книгах / *Аш Ж.* [пер. с франц.] – М.: Мир, 1992. – 480 с.
2. *Гаврилов Э. В.* Принципы работы мобильных вычислительных комплексов / *Алексеев О.П., Смирнов О.П.* // Информационные технологии. – Харьков: Магдебург. – ХГПУ, 1999. – с.139 – 141.
3. *Артемов Н.П., Лебедев А.Т., Подригало М.А., Полянский А.С., Клец Д.М., Коробко А.И., Задорожная В.В.* Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин. Монография / под ред. проф. *Подригало М.А.* – Харьков: «Міськдрук», 2012. – 220 с.
4. *Клец Д.М.* Градуировка акселерометров методом постоянного ускорения // *Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво).* – Вип. 2 (32), т. 1. – Полтава: ПолтНТУ, 2012. – с. 87 – 92.
5. *Клец Д.М.* Определение угла продольного наклона автомобиля при проведении динамических испытаний // *Транспортне машинобудування: збірник наукових праць / Д.М. Клец.* – Харків: НТУ «ХП», 2011. – № 18 – с. 24 – 29.
6. *Клец Д.М.* Разработка мобильного регистрационно-измерительного комплекса для проведения динамических испытаний колесных машин / *Д.М. Клец* // *Вісник Національного транспортного університету. Науково-технічний збірник.* – К.: НТУ, 2012. – Випуск 25, с. 234 – 241
7. Пат. 51031 Україна, МПК G01P 3/00 25.06.2010. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / *Подригало М. А., Коробко А.И., Клец Д. М., Файст В.Л.*; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. університет. - № u 2010 01136; заявл. 04.02.10 ; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.
8. *Подригало М. А.* Метрологічне забезпечення динамічних випробувань тягово-транспортних машин / *М.А. Подригало, А.І. Коробко, Д.М. Клец, В.І. Гацько* // *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Тракторна енергетика в рослинництві.* – 2009. – Вип. 89. – С. 87 – 99.
9. Снижение динамических нагрузок колесных машин с шарнирно-сочленённой рамой и использованием электронных систем *М.А. Подригало, А.С. Полянский, Е.А. Дубинин, Д.М. Клец, В.В. Задорожная* // *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки. Механізація сільськогосподарського виробництва.* 2012 – Вип. 124, Том 2 – с.149 – 153.

**ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ВИМІРЮВАННЯ ПРИСКОРЕНЬ
МОБІЛЬНИХ МАШИН ШЛЯХОМ ЗНИЖЕННЯ МОНТАЖНОЇ
ПОХИБКИ ДАТЧИКІВ**

*Подригало М.А., Полянський О.С., Клец Д.М., Дубінін Є.О.,
Артьомов М.П., Задорожня В.В.*

Анотація – отримані вирази для розрахунку уточнень на неточність установки трикомпонентних датчиків прискорень при випробуваннях мобільних машин.

**ENHANCE THE ACCURACY OF MOBILE MACHINES
ACCELERATED BY LESS INSTALLATION SENSOR ERROR**

*M. Podrigalo, A. Polyanski, D. Klets, E. Dubinin, N. Artyomov,
V. Zadorozhnyaya*

Summary

Expressions for the calculation of the corrections for the installation of three-component sensors inaccuracy acceleration of mobile machines test are obtained.



ИССЛЕДОВАНИЯ МЕСТНЫХ ИЗНОСОВ ДЕТАЛЕЙ ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР ТОПЛИВНЫХ НАСОСОВ ДВС

Журавель Д.П., к.т.н.,

Юдовинский В.Б., к.т.н.,

Коломоец В.А., инженер

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-13-54 e-mail: dmitriy041169@mail.ru

Аннотация – Работа посвящена исследованию местных износов плунжера и гильзы топливных насосов высокого давления ДВС.

Ключевые слова – топливный насос, местный износ, плунжерные пары, топливо, цикловая подача, выбраковка.

Постановка проблемы. Эксплуатационные характеристики дизельных двигателей во многом зависят от надежности топливной аппаратуры, в частности от сопряжения плунжер – гильза. Даже незначительный износ элементов плунжера и гильзы, резко сказывается на давлении впрыска и объеме топлива, подаваемого в цилиндр. Это приводит к снижению мощности двигателя и тяговых характеристик трактора [1].

Анализ последних исследований. От топливной аппаратуры зависят основные мощностные и экономические показатели дизеля, его надежность, стабильность параметров, удельные массовые и объемные характеристики, уровень создаваемого звука, а также токсичность и дымность отработавших газов.

В процессе работы происходит изнашивание деталей сопряжения плунжер – гильза за счет трения плунжера по корпусу из-за больших скоростей движения топлива в период перекрытия плунжером отверстий. Прецизионные детали, вблизи которых топливо движется с большой скоростью, изнашиваются быстрее [2].

Быстрее всего изнашивается поверхность плунжера вблизи верхней его кромки, обращенная при работе к впускному окну корпуса, и поверхность, прилегающая к отсечной кромке со стороны отсечного окна. Зеркало втулки (корпуса) изнашивается в зонах впускного и отсечного окон, то есть плунжерные пары изнашиваются в определенных местах, от чего эти участки получили название местных износов. Статистический анализ замера износов деталей плунжерных пар топливных насосов ДВС, выбранных на ремонтных предприятиях, позволил установить величины местных износов плунжера и гильзы (рис. 1).

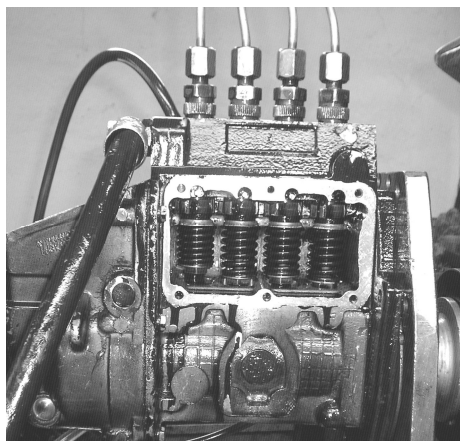


Рис. 1. Производственное испытание топливного насоса и выбраковка плунжерных пар.

Формулирование целей статьи. Целью статьи является исследования местных износов деталей плунжерных пар топливных насосов ДВС.

Основная часть. Значительному износу подвержена головка плунжера, особенно участок в ее верхней части, расположенный против впускного окна гильзы. Износ охватывает поверхность в виде желобообразной канавки, которая размещается вдоль плунжера от верхнего торца и несколько ниже середины головки (рис. 2).

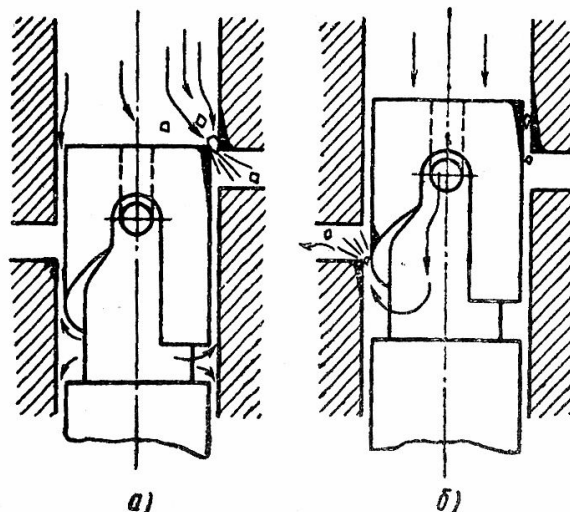


Рис. 2. Местные износы головки плунжера (а) и гильзы (б) топливного насоса.

Распределение размеров износов плунжеров против впускного окна гильзы представлены на рис. 3. Максимальная глубина 0,023-0,025 мм и ширина 4,5-5 мм канавки находятся у верхнего торца головки плунжера; длина изношенного участка 9,5-10 мм. Чем дальше от верхнего торца тем мельче делается канавка и за серединой головки она выравнивается с поверхностью.

Чистая блестящая поверхность плунжера в результате износа на этом участке становится изрезанной продольными рисками в виде бороздок средней глубины 0,004-0,005 мм. Изношенный участок при больших износах виден невооруженным глазом. Характер изношенной поверхности и микронеровности на ней позволяют утверждать, что рассматриваемый участок плунжера подвергается абразивному износу.

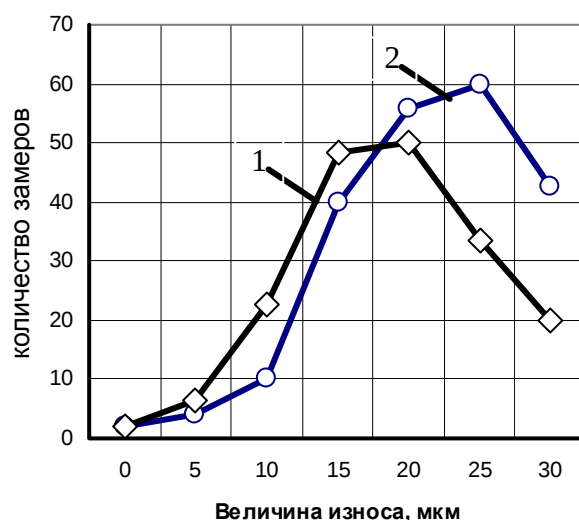


Рис. 3. Распределение размеров износов плунжеров (1) и гильзы (2) в зоне впускного окна.

В первый период, когда частицы попадают в зазор, они снимают большую микростружку, так как режущие кромки их остры. Передвигаясь далее между стенками деталей, режущие кромки абразива затупляются, частицы размельчаются и режущая способность абразива уменьшается. Вследствие этого и наблюдается большая глубина микробороздок и износ в верхней части плунжера, и чем дальше от торца, тем глубина бороздок и износ меньше. Меньше у головки плунжера изнашивается винтовая кромка.

Изношенная поверхность расположена в 5,5 мм от верхнего торца и захватывает участок, близкий к винтовой кромке. Ширина поврежденного участка по цилиндрической поверхности незначительная, наибольшая его часть (2,5-2,7 мм) находится против перепускного отверстия. По высоте головки износ распространяется на 4мм.

Величина износа винтовой кромки на ее длине различна: максимальная находится на участке против перепускного бокового отверстия плунжера, расположенного в 6,5 мм от верхнего торца, и составляет 0,018-0,020 мм, минимальная, равная 0,003-0,005 мм находится от торца на 9,5 мм.

Распределение размеров износов плунжеро́в против перепускного бокового отверстия плунжера представлены на рис. 4.

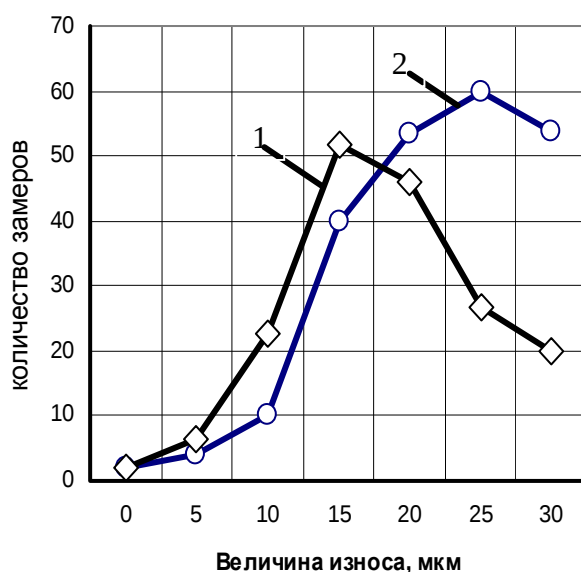


Рис. 4. Распределение размеров износов плунжеров (1) и гильзы (2) в зоне перепускного бокового отверстия плунжера.

Нарушается чистота доведенных рабочих поверхностей: на них появляется продольно расположенные бороздки глубиной в среднем 0,004-0,005мм, а также отсечная кромка, которая на участке перепускного отверстия плунжера под воздействием сосредоточенного местного размыва изменяет свою форму. Такой характер износа объясняется тем, что в момент перетекания из области высокого давления в область низкого давления (период отсечки) топливо устремляется с большой скоростью из бокового перепускного отверстия плунжера к отсечному окну гильзы. При этом, двигаясь по кратчайшему пути, топливо омывает, прежде всего участок отсечной кромки против перепускного отверстия плунжера. В первый момент отсечки перепускное окно гильзы открыто частично, и при своем движении топливо встречает значительное сопротивление. Поэтому на указанном участке отсечная кромка размывается топливом с находящимся в нем абразивом.

У гильзы изнашивается внутренняя поверхность, примыкающая к впускному и перепускному окнам. Большой износ гильзы находится у впускного окна, меньший – у перепускного окна.

Износ зоны впускного окна имеет вид прямоугольной желобчатой полосы шириной 4,5-5 мм, расположенной вдоль гильзы. В большей мере изношенная поверхность над окном протяженностью 6-7 мм от ее кромки вверх. Под окном участок захватывает 4,5-5 мм. В непосредственной близости к кромке находится максимальный износ, который у верхней ее части составляет 0,025-0,027 мм и у нижней – 0,015-0,017 мм.

Рабочая поверхность гильзы над верхней кромкой окна покрыта параллельными бороздками, расположенными вдоль гильзы. Кромка окна имеет большой завал с неровной рваной кромкой.

Изношенный участок находится с левой стороны окна и имеет вид фигурной полосы шириной 2-2,5 мм, к верхнему торцу он расширяется на 2-3 мм, к нижнему - 4,5-5 мм. Величина износа на край кромки равна 0,015-0,017 мм. С приближением к торцам гильзы он резко уменьшается. Кромка левой нижней части окна сильно изнашивается, круглая форма его нарушается, происходит процесс жидкостного размывания с абразивом.

Местные износы деталей плунжерных пар влияют на работоспособность ДВС.

При активном рабочем ходе плунжера, после перекрытия верхним торцом его головки впускного окна гильзы, наступает момент подачи топлива в цилиндры двигателя. У изношенных плунжерных пар момент подачи запаздывает, так как после перекрытия впускного окна топливо из надплунжерной камеры обратно перетекает в то же окно по желобобразной канавке местного износа.

По мере движения плунжера вверх глубина и ширина канавки местного износа уменьшается, следовательно, зазор в этом месте становится меньше, утечки сокращаются и в определенный момент с запаздыванием подается топливо. Чем больше величина местного износа, тем сильнее обратное перетекание топлива и, следовательно, больше запаздывает момент впрыска.

На запаздывание момента впрыска влияет также износ толкателя, кулачкового вала. Нагнетательного клапана и других деталей.

В случае максимальной величины местного износа головки плунжера у верхнего торца по глубине канавки 0,023-0,025 мм, ширине 4,5-5 мм и длине изношенного участка 9,5-10 мм момент впрыска запаздывает на 5-6⁰ по кулачковому валу топливного насоса (4ТН8х10).

Кроме того, износ плунжерных пар значительно снижает их производительность из-за утечек топлива, особенно на пусковых оборотах. Так, если износ достигает указанной выше предельной величины, то утечки топлива составляют: при нормальных оборотах 33-35%, а при пусковых – 70-73%. Рост утечек топлива с уменьшением оборотов объясняется тем, что при медленном движении плунжера время перетекания возрастает. Следовательно, на участках местного износа плунжера и гильзы будет больше утекать топлива.

При недостаточной подаче топлива и самовыключения отдельных секций из-за сильного снижения давления значительно затрудняется пуск двигателя.

Износ плунжерных пар сопровождается значительным снижением давления подаваемого топлива. На пусковых оборотах новые пары должны развивать давление подачи топлива не ниже 50-60 МПа, а при износе оно снижается в четыре-пять раз. В практике изношенные плунжерные пары часто допускают в эксплуатацию, если они развивают давление не ниже 15 МПа по максиметру на пусковых оборотах вала насоса (200-250 об/мин). Этот показатель, безусловно, низкий, так как только на преодоление сопротивления трубки высокого давления в зависимости от ее длины теряется от 3 до 7 МПа. Поэтому рекомендуется выбраковывать плунжерные пары, если они развивают дав-

ление ниже 20 МПа. При ремонте насосов рекомендуется устанавливать плунжерные пары, развивающие давление не ниже 30 МПа.

Выводы. Исследования местных износов деталей плунжерных пар топливных насосов ДВС показали, что:

1. Чем больше величина местного износа, тем сильнее обратное перетекание топлива и, следовательно, больше запаздывает момент впрыска.
2. Износ плунжерных пар значительно снижает их производительность из-за утечек топлива, особенно на пусковых оборотах. Так, если износ достигает указанной выше предельной величины, то утечки топлива составляют: при нормальных оборотах 33-35%, а при пусковых – 70-73%. Рост утечек топлива с уменьшением оборотов объясняется тем, что при медленном движении плунжера время перетекания возрастает. Следовательно, на участках местного износа плунжера и гильзы будет больше утекать топлива.
3. Рекомендуется выбраковывать плунжерные пары, если они развивают давление ниже 20 МПа. При ремонте насосов рекомендуется устанавливать плунжерные пары, развивающие давление не ниже 30 МПа.

Литература.

1. *Фанлейб Б.Н.* Топливная аппаратура автотракторных дизелей / *Б.Н. Фанлейб* // – М.: Машиностроение, 1974. – 263 с.
2. *Журавель Д.П.* Прогнозирование ресурса плунжерных пар топливных насосов / *Д.П. Журавель* // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград: КНТУ, 2012. – Вип.39. – С. 347 – 352.
3. *Гидроаэромеханика и ее использование в энергетике АПК / В.А. Дидур, Л. И. Грачева, Н.Н. Радул, А. Н. Орел* // – Москва: МГАУ, 2008. – 395 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ МІСЦЕВИХ ЗНОСІВ ДЕТАЛЕЙ ПЛУНЖЕРНИХ ПАР ПАЛИВНИХ НАСОСІВ ДВЗ

Журавель Д.П., Юдовинський В.Б., Коломоєць В.А.

Анотація – Робота присвячена дослідженню місцевих зносів плунжера і гільзи паливних насосів високого тиску ДВЗ.

THE LOCAL RESEARCH DETERIORATION OF DETAILS PLUNGER OF FUEL PUMPS ICE

D.Juravel, V.Yudovinskiy, V. Kolomoec

Summary

Work is devoted local wear sleeve and plunger high pressure fuel pumps ICE.



ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ГАЗООБМІНУ В ПОРШНЕВИХ ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ З АЛЬТЕРНАТИВНИМИ МЕХАНІЗМАМИ ГАЗОРОЗПОДІЛУ (Частина 1)

Ковбаса В.П., д.т.н.,

Бешун О.А., к.т.н.,

Роговський Л.Л., к.т.н.,

Топчій С.І., інженер

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Тел. (044) 527-88-95

Анотація – стаття присвячена актуальному питанню – математичному моделюванню процесів газообміну в циліндрах ДВЗ, обладнаних альтернативними електрогідравлічним і електромагнітним приводами клапанів газорозподілу, застосування яких спрямоване на покращення експлуатаційної паливної економічності та зниження токсичності та димності відпрацьованих газів. Розроблена математична модель враховує основні явища, які мають місце при газообміні в ДВЗ. Газообмін розглядається як процес перетікання газів між декількома резервуарами, зв'язаними трубопроводами. Рішення рівнянь представленої моделі дозволяє підвищити точність інженерних розрахунків при проектуванні ДВЗ з альтернативними механізмами газорозподілу, а також може бути використане при розробці бортових систем оптимального управління автотракторними двигунами.

Ключові слова – моделювання, процес, газообмін, двигун, привод, клапан, газорозподіл, трубопровод, механізм, система

Постановка проблеми. Сучасне машинобудування характеризується стрімким розвитком мікропроцесорної техніки, що створює сприятливі умови для вдосконалення машин в цілому та їх систем, механізмів, агрегатів і вузлів зокрема. Не виключенням у цьому відношенні є і така галузь як двигунобудування. За останні 10...20 років створились умови для застосування в серійному виробництві електронних систем, які значно розширили спектр резервів покращення економічних, екологічних та інших важливих показників двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), особливо при роботі на часткових та перехідних швидкісних і навантажувальних режимах і холостому ході, де вони далекі від оптимальних.

Перспективними напрямками вдосконалення ДВЗ в т.ч. й авто-тракторних на сьогоднішній день вважаються: покращення процесів згоряння палива на часткових і перехідних режимах та оптимізація процесів газообміну з використанням механізмів газорозподілу нового покоління, бо традиційні механізми газорозподілу з механічним приводом клапанів обмежують можливості покращення техніко-економічних показників ДВЗ. Системи зміни фаз газорозподілу і ходу клапанів призначені для регулювання параметрів роботи газорозподільного механізму залежно від режимів роботи двигуна. Застосування таких систем забезпечує підвищення потужності і крутного моменту двигуна, покращення паливної економічності і зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами.

Враховуючи значні затрати часу і матеріальних ресурсів на проведення експериментальних робіт доцільно оптимізацію фаз газорозподілу при розробленні систем автоматичного управління клапанами газорозподілу з електрогідравлічним чи електромагнітним приводом виконувати в першу чергу на математичній моделі процесів газообміну, тому розроблення такої моделі є актуальною задачею.

Аналіз останніх досліджень. На сьогоднішній день відомо достатньо велика кількість математичних моделей, що дозволяють моделювати робочий процес ДВЗ, в т.ч. і процес газообміну [1-6] та інші.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. Слід відмітити, що до теперішнього часу відомі моделі будувалися з використанням численних припущень, зважаючи на надзвичайну складність задачі, та не враховували особливості альтернативного приводу клапанів газорозподілу (за винятком роботи [1]).

Формування цілей статті. Метою даної роботи є аналіз факторів та врахування особливостей альтернативних механізмів газорозподілу з електрогідравлічним чи електромагнітним приводом клапанів при математичному моделюванні процесів газообміну в поршневому ДВЗ.

Основна частина. До регульованих параметрів роботи газорозподільного механізму належать: моменти відкриття і закриття клапанів; тривалість відкриття клапанів; висота підйому клапанів. В сукупності ці параметри складають фази газорозподілу – тривалість процесів впуску і випуску, виражену через кут повороту колінчастого валу відносно відповідних мертвих точок. Фази газорозподілу в ДВЗ з «класичними» механізмами газорозподілу є сталими і визначаються формами кулачків розподільного валу, що задають закони руху клапанів. Широко відомо, що на різних режимах роботи двигуна фази газорозподілу доцільно оптимізувати. Так, при низьких частотах обертання фази газорозподілу повинні мати мінімальну тривалість («вузькі фази»), а при високих частотах обертання – навпаки, бути максимально «широкими» і при цьому забезпечувати перекриття процесів впуску і випуску.

Основними параметрами альтернативних механізмів газорозподілу, що оптимізуються, при конструюванні і доведенні двигуна є закони відкриття клапанів, фази газорозподілу, хід клапанів, а також геометричні характеристики впускних і випускних трубопроводів (довжина, діаметр і конфігурація). При цьому слід зазначити неоднозначність самого визначення оптимальності параметрів системи газорозподілу, оскільки параметри, що задовольняють умові отримання найбільшої потужності, не завжди співпадають з параметрами, що відповідають мінімальній витраті палива. Останні, у свою чергу, можуть не бути задовільними з погляду токсичності викидів та інших властивостей двигуна. Тому визначення оптимальних параметрів доцільно виконувати за допомогою математичної моделі, в якій необхідно обов'язково враховувати тип, призначення двигуна, умови його експлуатації та інші фактори.

Виконаємо короткий аналіз можливого впливу окремих факторів на ефективні та екологічні показники ДВЗ та ефектів, які мають місце при його роботі [1-6].

Оптимальний кут закриття впускного клапана в поєднанні з оптимальною довжиною і діаметром впускного трубопроводу для певної частоти обертання колінчастого валу вибирається з врахуванням двох протилежних явищ: з одного боку, при збільшенні кута помітно зростає час-переріз впускного клапана і наповнення покращується, з іншої ж сторони, можливий зворотний викид заряду.

Початок відкриття випускного клапана встановлюють таким, щоб отримати найбільшу корисну роботу газів в циліндрі. У разі надмірно великого кута випередження випуску корисна робота за такт розширення помітно зменшується, а якщо кут випередження дуже малий, то значно зростає негативна робота газів в процесі примусового випуску. В міру зростання частоти обертання колінчастого валу кут випередження випуску повинен збільшуватися.

Значний вплив на показники робочого процесу створює кількість залишкових газів в циліндрі. Якщо на режимах підвищених навантажень для отримання найбільшої потужності доцільне повне очищення циліндрів від продуктів згоряння, то при роботі на малих навантаженнях і холостому ході поліпшення робочого процесу досягається рециркуляцією відпрацьованих газів (особливо актуально для двигунів з безпосереднім впорскуванням палива, що експлуатуються при низькій температурі навколишнього повітря, зважаючи на високі значення коефіцієнта надлишку повітря).

Одним з важливих чинників, що чинять вплив на протікання процесів наповнення і випуску, є закон руху клапана (див. рис. 1). Найвідчутніший вигравш по час-перерізу мають альтернативні електромагнітний та електрогідравлічний приводи клапанів, оскільки реалі-

зований закон підйому клапана наближається до П-подібної форми. Тому можна прогнозувати, що заміна класичного приводу на альтернативний (при однаковому часі відкриття і максимальному підйомі клапана) приведе до збільшення крутного моменту на 3...5 %.

Більш низькі економічні показники бензинового двигуна в порівнянні з дизельним на режимах часткових навантажень та холостого ходу обумовлені не стільки відмінністю в геометричному ступені стиснення, скільки наявністю дросельної заслінки у впускному трубопроводі, яка по суті є додатковим гідравлічним опором. При неповному навантаженні двигуна повітря дроселюється через прикриту заслінку з насосними втратами, що приводить до додаткових витрат палива (на холостому ході до 50 %).

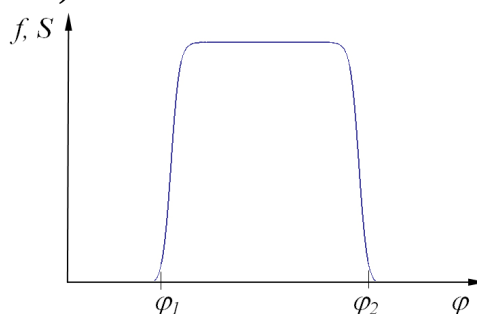


Рис. 1. Функція клапана ГРМ з електрогідравлічним або електромагнітним приводом.

За допомогою регульованого механізму газорозподілу, що забезпечує плавну зміну висоти підйому клапана залежно від режиму експлуатації, кількісне регулювання бензинового двигуна здійснюється без дросельної заслінки. На режимах малих навантажень і холостого ходу впускний клапан відкривається лише частково, що сприяє руху паливо-повітряної суміші через клапанну щілину з високими швидкостями і, як наслідок, кращому розпилюванню навіть при «холодному двигуні» і низькій температурі навколишнього повітря. Тому відмова від дросельної заслінки позитивно позначається на всіх техніко-економічних показниках двигуна.

Один з напрямів поліпшення характеристик наддувних і атмосферних (безнаддувних) двигунів пов'язаний з використанням хвильових явищ в газоповітряних трактах з метою збільшення наповнення циліндрів на всіх режимах роботи двигуна [2].

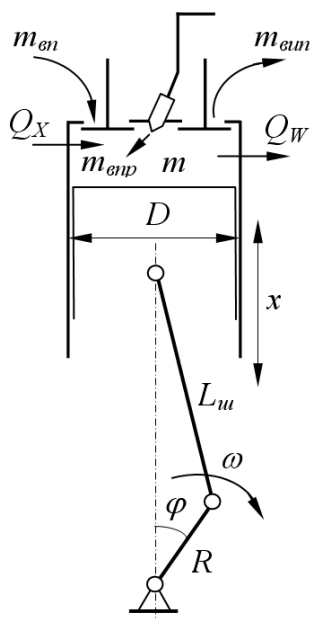
Слід зазначити, що оптимізація геометричних характеристик впускних і випускних трубопроводів, як один з чинників підвищення ефективності ДВЗ, пов'язана зі значними об'ємами досліджень в т.ч. і обов'язкових експериментальних, бо деякі ефекти передбачити при моделюванні неможливо.

На основі виконаного вище аналізу складемо математичну модель процесу газообміну для ДВЗ з альтернативними механізмами га-

зорозподілу, тобто запишемо систему рівнянь, що враховують основні явища, що мають місце при газообміні. Враховуючи значний обсяг матеріалу в даній статті обмежимося лише моделлю впливу закону руху клапанів ГРМ на показники процесу газообміну ДВЗ.

Для моделювання процесу газообміну в ДВЗ використаємо підхід, запропонований в роботі [1], розглядаючи задачу про перетікання газу в системі з трьох резервуарів (оточуюче середовище – циліндр – оточуюче середовище), зв'язаних впускним і випускним трубопроводами (див. рис. 2), але з урахуванням маси введенного в циліндр палива.

Поточні значення мас газу m , m_{en} , m_{vun} і m_{vnp} є змінними величинами і функціями часу. Проте за відсутності теплообміну параметри газу залежатимуть тільки від безрозмірної змінної η (відношення мас у суміжних об'ємах), а швидкість процесу не робитиме ніякого впливу. Початкові значення мас газу, очевидно, є постійними для конкретної задачі.



m – маса суміші в камері згоряння;
 m_{en} – маса свіжого заряду;
 m_{vun} – маса відпрацьованих газів;
 m_{vnp} – маса введенного палива;
 Q_X – підведена теплота;
 Q_W – відведена теплота;
 ω – кутова швидкість обертання колінчатого валу;
 φ – кут повороту колінчатого валу;
 R – радіус кривошипа;
 D – діаметр циліндра;
 $L_{ш}$ – довжина шатуна;
 x – переміщення поршня.

Рис. 2. Схема до моделювання газообміну в поршневому двигуні.

Запишемо рівняння масообміну (збереження маси)

$$\frac{dm}{d\tau} = \frac{dm_{en}}{d\tau} + \frac{dm_{vnp}}{d\tau} - \frac{dm_{vun}}{d\tau}, \quad (1)$$

де τ – час;

$\frac{dm_{vnp}}{d\tau}$ – швидкість (характеристика) впорскування (приріст маси введенного в камеру згоряння (КЗ) палива);

$\frac{dm_{en}}{d\tau}$ – швидкість надходження свіжого заряду через впускний клапан;

$\frac{dm_{\text{вип}}}{d\tau}$ – швидкість виходу відпрацьованих газів через випускний клапан.

При закритих клапанах

$$\frac{dm_{\text{вп}}}{d\tau} = \frac{dm_{\text{вип}}}{d\tau} = 0, \quad \frac{dm}{d\tau} = \frac{dm_{\text{вп}}}{d\tau} = \frac{dm_{\text{зг}}}{d\tau} = \frac{1}{H_u} \cdot \frac{dQ_x}{d\tau}, \quad (2)$$

де H_u – нижча теплота згоряння палива.

Виходячи з позначень рис. 2, на якому представлено також схему зв'язку переміщення поршня з кутом повороту і кутовою швидкістю обертання колінчатого валу, функцію зміни об'єму запишемо у вигляді

$$x = R \cdot \sin \omega \tau, \quad V = V_0 + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \sin \omega \tau, \quad (3)$$

де V – поточне значення об'єму;

V_0 – початкове значення об'єму.

Виконаємо перехід до формули через кутову швидкість ω і час τ до кута повороту колінчатого валу φ , який приймемо в якості незалежного аргумента

$$d\tau = \frac{d\varphi}{d\omega} \rightarrow \frac{dm_{\text{зг}}}{d\tau} = \frac{df \cdot \omega}{d\varphi}; \quad \tau = \frac{\varphi}{\omega}. \quad (4)$$

Режим перетікання залежно від показника адіабати представимо у вигляді рівняння

$$\left(\frac{p}{p_0} \right)_{kp} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (5)$$

де p_0 – тиск в резервуарі;

p – тиск в середовищі;

k – показник адіабати.

Приймаємо наступні значення кутів п.к.в. для початків відповідних процесів: $\varphi = 0 = 4\pi$ – НМТ (початок стиснення); $\varphi = \pi$ – ВМТ (початок розширення); $\varphi = 2\pi$ – НМТ (початок випуску); $\varphi = 3\pi$ – ВМТ (початок впуску) та введемо функції Хевісайда для співвідношень різниць тиску в КЗ і впускному та випускному трубопроводах.

Тоді об'єм КЗ визначається за формулою (див. рис. 3)

$$V = V_0 + \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{R}{2} \cdot (1 + \cos \varphi). \quad (6)$$

Функцію клапана представимо у вигляді

$$S = \frac{\varphi - \varphi_1}{\varphi_1}; \quad \text{sign} S_k - S \cdot \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_1} \right); \quad S, f = (S, h) \cdot \left(\frac{1}{1 + e^{-2 \cdot \psi_6 \cdot (\varphi - \varphi_1)}} - \frac{1}{1 + e^{-2 \cdot \psi_3 \cdot (\varphi - \varphi_2)}} \right), \quad (7)$$

де S, h – хід клапана;

φ_1 та φ_2 – фази відкриття та закриття клапана;

ψ_6 та ψ_3 – коефіцієнт крутизни фронту відповідно відкриття та закриття клапана.

Причому

$$S, f = \frac{(S, h)}{2} \cdot (\text{th}(\psi_6 \cdot (\varphi - \varphi_1)) - \text{th}(\psi_3 \cdot (\varphi - \varphi_2))). \quad (8)$$

Якщо впускному клапану присвоїти індекс «1», а випускному – «2», а для фаз відкриття та закриття клапанів такі індекси: відкриття впускного клапана – «1»; закриття впускного клапана – «2»; відкриття випускного клапана – «3»; закриття випускного клапана – «4», то можна записати рівняння функцій клапанів ГРМ.

$$f_1 = \frac{1}{2} s_1 \left(\text{th} \left[\frac{1}{2} \psi_1 (-2\beta_1 + \varphi - 2\varphi_1) \right] + \text{th} \left[\psi_2 \left(\beta_2 - \frac{\varphi}{2} + \varphi_2 \right) \right] \right) = \frac{1}{2} s_1 \left(\text{th} \left[\psi_1 \left(\frac{\varphi - (\varphi_1 + \beta_1)}{2} \right) \right] + \text{th} \left[\psi_2 \left(\frac{-\varphi + (\varphi_2 + \beta_2)}{2} \right) \right] \right); \quad (9)$$

$$f_2 = \frac{1}{2} s_2 \left(\text{th} \left[\frac{1}{2} \psi_3 (-2\beta_3 + \varphi - 2\varphi_3) \right] + \text{th} \left[\psi_4 \left(\beta_4 - \frac{\varphi}{2} + \varphi_4 \right) \right] \right) = \frac{1}{2} s_2 \left(\text{th} \left[\psi_3 \left(\frac{\varphi - (\varphi_3 + \beta_3)}{2} \right) \right] + \text{th} \left[\psi_4 \left(\frac{-\varphi + (\varphi_4 + \beta_4)}{2} \right) \right] \right), \quad (10)$$

де $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$ – кути зміщення відповідних фаз відносно паспортних для даного двигуна, з штатним ГРМ.

З метою аналізу представимо функції впускного і випускного клапанів ГРМ в поєднанні з залежністю зміни об'єму КЗ, причому на рис. 4а наведемо ці функції для штатного ГРМ з механічним кулачковим приводом, а на рис. 4б – для альтернативного ГРМ з електрогідравлічним або електромагнітним приводом.

Запишемо рівняння масообміну (збереження маси) з урахуванням, що $\frac{d\varphi}{d\tau} = w$

$$\frac{dm}{d\tau} = w \frac{dm}{d\varphi} = w \frac{dm_{en}}{d\varphi} - w \frac{dm_{out}}{d\varphi}. \quad (11)$$

Для газу в циліндрі справедливі рівняння

$$m = \rho \cdot V; \quad \rho = \frac{p}{R \cdot T}, \quad (12)$$

де p, T і ρ – тиск, температура і густина газу в КЗ (в циліндрі);

V – надпоршневий об'єм;

R – газова стала.

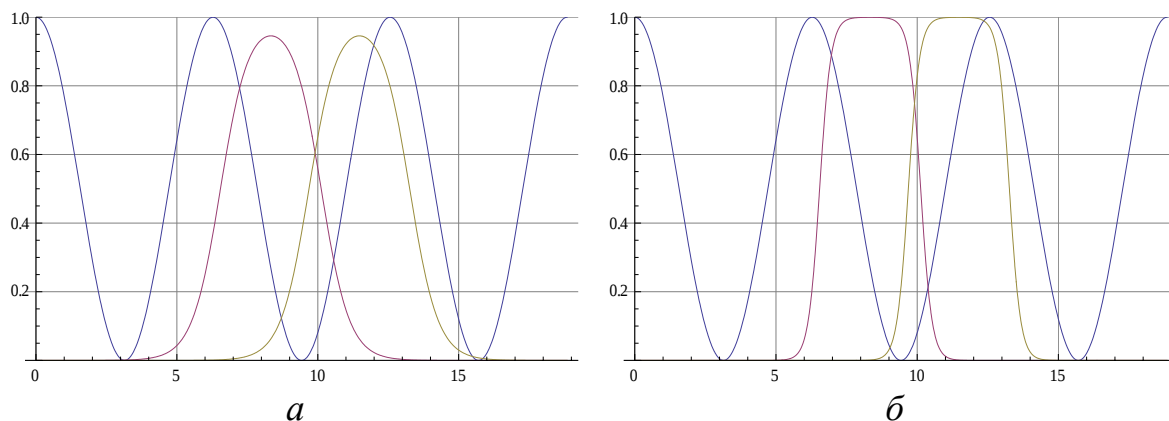


Рис. 3. Функції впускного і випускного клапанів ГРМ в поєднанні з залежністю зміни об'єму КЗ: *а* – для штатного ГРМ (з механічним кулачковим приводом); *б* – для альтернативного ГРМ (з електрогідравлічним або електромагнітним приводом).

Зміна маси газу в циліндрі визначається за формулою

$$m(\varphi) = -\frac{1}{8 \cdot R \cdot T(\varphi)^2} \cdot w \cdot \{ -[D^2 \cdot \pi \cdot R + 8 \cdot V_0 + D^2 \cdot \pi \cdot R \cdot \cos \varphi] \cdot T(\varphi) \cdot p'(\varphi) + p(\varphi) \cdot [D^2 \cdot \pi \cdot R \cdot \sin \varphi \cdot T(\varphi) + (D^2 \cdot \pi \cdot R + 8 \cdot V_0 + D^2 \cdot \pi \cdot R \cdot \cos \varphi) \cdot T'(\varphi)] \} .(13)$$

На рисунку 4 наведено залежність зміни тиску в КЗ від кута повороту колінчатого вала, а на рис. 5 – зміну швидкості руху газів через клапан в залежності від тиску в КЗ.

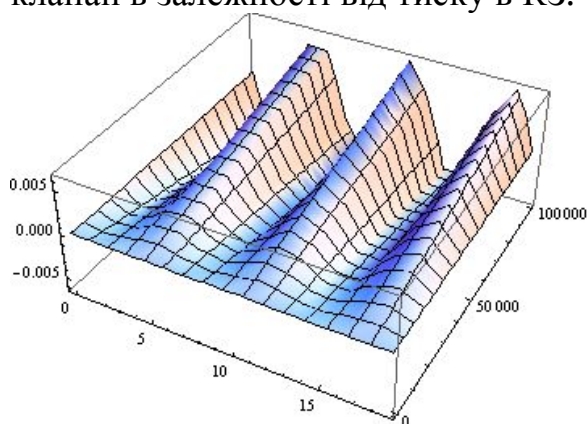


Рис. 4. Залежність зміни тиску в КЗ від кута повороту вала.

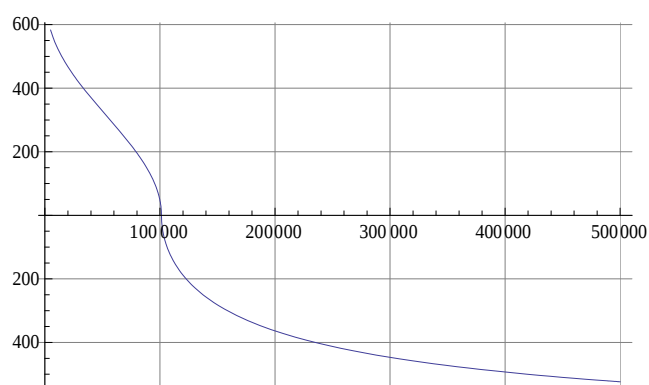


Рис. 5. Зміна швидкості руху газів через клапан в залежності від тиску в КЗ.

Визначимо функції витрат через клапани на впуску в КЗ і на випуску з КЗ.

Рівняння для визначення маси газу, яка надходить у КЗ через впускний клапан (16) та яка витікає з КЗ через випускний клапан (17) за 1 с мають вигляд:

$$w_1(\varphi) = \sqrt{2}\chi_{11} \sqrt{\frac{p_1 k \left(1 - \left(\frac{p(\varphi)}{p_1}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right)}{(-1+k)\rho_1}} - \sqrt{2}\chi_{12} \sqrt{\frac{k \left(1 - \left(\frac{p_1}{p(\varphi)}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right) p(\varphi)}{(-1+k)\rho(\varphi)}}; \quad (14)$$

$$w_2(\varphi) = \sqrt{2}\chi_{21} \sqrt{\frac{p_2 k \left(1 - \left(\frac{p(\varphi)}{p_2}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right)}{(-1+k)\rho_2}} - \sqrt{2}\chi_{22} \sqrt{\frac{k \left(1 - \left(\frac{p_2}{p(\varphi)}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right) p(\varphi)}{(-1+k)\rho(\varphi)}}, \quad (15)$$

де χ (з відповідними індексами) – функції Хевісайда.

Маса газу, що подається в циліндр через впускний клапан за 1 с:

$$w \frac{dm_{en}}{d\varphi} = \mu(\varphi) \partial_{\varphi} ((\rho_1 f_1(\varphi) w_1(\varphi)), \quad (16)$$

$$\text{де } \rho_1 = \frac{p_1}{RT_1}, \text{ а } \rho(\varphi) = \frac{p(\varphi)}{RT(\varphi)}.$$

Маса газу, що подається в циліндр через впускний клапан:

$$\begin{aligned} m_{en} = & \frac{1}{2\sqrt{2}RT_1} p_1 s_1 \mu(\psi_1 (\text{sech}[\frac{1}{2}\psi_1(\beta_1 - \varphi + \varphi_1)]^2 - \\ & \text{sech}[\frac{1}{2}\psi_2(\beta_2 - \varphi + \varphi_2)]^2) (\chi_{11} \sqrt{\frac{RT_1 k \left(1 - \left(\frac{p(\varphi)}{p_1}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right)}{-1+k}} - \chi_{12} \sqrt{\frac{Rk \left(1 - \left(\frac{p_1}{p(\varphi)}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right) T(\varphi)}{-1+k}}) + \\ & (-\text{th}[\frac{1}{2}\psi_1(\beta_1 - \varphi + \varphi_1)] + \text{th}[\frac{1}{2}\psi_1(\beta_2 - \varphi + \varphi_2)]) (-\frac{RT_1 \chi_{11} \left(\frac{p(\varphi)}{p_1}\right)^{-1/k} p'(\varphi)}{p_1 \sqrt{\frac{RT_1 k \left(1 - \left(\frac{p(\varphi)}{p_1}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right)}{-1+k}}} - \\ & (R\chi_{12} \left(\frac{p_1}{p(\varphi)}\right)^{-1/k} (p_1(-1+k)T(\varphi)p'(\varphi) + kp(\varphi)(-p_1 + \left(\frac{p_1}{p(\varphi)}\right)^{\frac{1}{k}} p(\varphi))T'(\varphi))) / \\ & ((-1+k)p(\varphi)^2 \sqrt{\frac{Rk \left(1 - \left(\frac{p_1}{p(\varphi)}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right) T(\varphi)}{-1+k}})))). \end{aligned} \quad (17)$$

Маса газу, яка виходить з циліндра через випускний клапан за 1 с:

$$w \frac{dm_{out}}{d\varphi} = \mu(\varphi) \partial_{\varphi} ((\rho(\varphi) f_2(\varphi) w_2(\varphi)), \quad (18)$$

$$\text{де } \rho_2 = \frac{p_2}{RT_2}.$$

Маса газу, яка виходить з циліндра через випускний через впускний клапан:

$$\begin{aligned}
 m_{\text{вун}} = & \frac{1}{2\sqrt{2}RT(\varphi)^2} s_2 \mu \varphi (kp(\varphi) (\text{sech}[\frac{1}{2}\psi_3(\beta_3 - \varphi + \varphi_3)]^2 - \text{sech}[\frac{1}{2}\psi_3(\beta_4 - \\
 & \varphi + \varphi_4)]^2) T(\varphi) (\chi_{21} \sqrt{\frac{RT_2 k \left(1 - \left(\frac{p(\varphi)}{p_2}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right)}{-1+k}} - \chi_{22} \sqrt{\frac{Rk \left(1 - \left(\frac{p_2}{p(\varphi)}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right) T(\varphi)}{-1+k}}) + \\
 & 2(-\text{th}[\frac{1}{2}\psi_3(\beta_3 - \varphi + \varphi_3)] + \text{th}[\frac{1}{2}\psi_4(\beta_4 - \varphi + \varphi_4)]) T(\varphi) (\chi_{21} \sqrt{\frac{RT_2 k \left(1 - \left(\frac{p(\varphi)}{p_2}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right)}{-1+k}} - \\
 & \chi_{22} \sqrt{\frac{Rk \left(1 - \left(\frac{p_2}{p(\varphi)}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right) T(\varphi)}{-1+k}}) p'(\varphi) + 2p(\varphi) (\text{th}[\frac{1}{2}\psi_3(\beta_3 - \varphi + \varphi_3)] - \text{th}[\frac{1}{2}\psi_4(\beta_4 - \varphi + \\
 & \varphi_4)]) (\chi_{21} \sqrt{\frac{RT_2 k \left(1 - \left(\frac{p(\varphi)}{p_2}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right)}{-1+k}} - \chi_{22} \sqrt{\frac{Rk \left(1 - \left(\frac{p_2}{p(\varphi)}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right) T(\varphi)}{-1+k}}) T'(\varphi) + p(\varphi) (-\text{th}[\frac{1}{2}\psi_3(\beta_3 - \\
 & \varphi + \varphi_3)] + \text{th}[\frac{1}{2}\psi_4(\beta_4 - \varphi + \varphi_4)]) T(\varphi) (-\frac{RT_2 \chi_{21} \left(\frac{p(\varphi)}{p_2}\right)^{-1/k} p'(\varphi)}{\sqrt{\frac{RT_2 k \left(1 - \left(\frac{p(\varphi)}{p_2}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right)}{-1+k}}} - (R \chi_{22} \left(\frac{p_2}{p(\varphi)}\right)^{-1/\kappa} (p_2 (-1 + \\
 & k) T(\varphi) p'(\varphi) + kp(\varphi) (-p_2 + \left(\frac{p_2}{p(\varphi)}\right)^{\frac{1}{k}} p(\varphi)) T'(\varphi))) / ((-1+k) P(\varphi)^2 \times \\
 & \sqrt{\frac{Rk \left(1 - \left(\frac{p_2}{p(\varphi)}\right)^{\frac{-1+k}{k}}\right) T(\varphi)}{-1+k}})). \tag{19}
 \end{aligned}$$

На рис. 6 наведено залежність маси газу, яка надходить у КЗ через впускний клапан, а на рис. 7 – масу, яка витікає з КЗ через випускний клапани за 1 секунду.

Тоді рівняння збереження маси з урахуванням всіх вищенаведених функцій в розмірності [кг/рад] представимо у наступному вигляді:

$$\frac{dm}{d\tau} = \frac{dm_{\text{вн}}}{d\tau} - \frac{dm_{\text{вун}}}{d\tau}; w \frac{dm}{d\varphi} = w \frac{dm_{\text{вн}}}{d\varphi} - w \frac{dm_{\text{вун}}}{d\varphi}; m = m_{\text{вн}} - m_{\text{вун}}; m - m_{\text{вн}} - m_{\text{вун}} = 0. \tag{20}$$

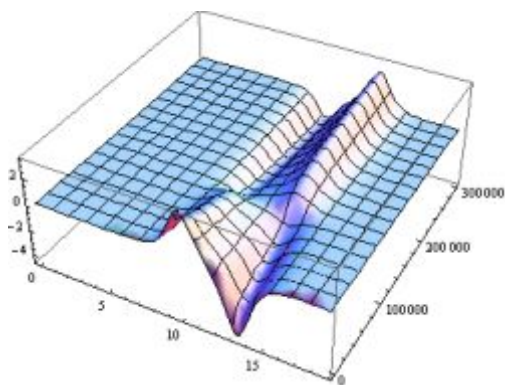


Рис. 6. Залежність маси газу, яка надходить у КЗ через впускний клапан за 1 с.

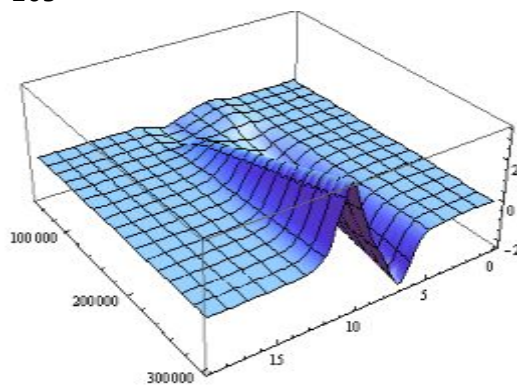


Рис. 7. Залежність маси газу, яка витікає з КЗ через впускний клапани за 1 с.

Запишемо рівняння стану газу.

Для 1 кг газу:

$$p = \frac{RT}{V}; \quad p(\varphi) = \frac{RT(\varphi)}{V(\varphi)}; \quad \partial_{\varphi} p(\varphi) = \partial_{\varphi} \frac{RT(\varphi)}{V(\varphi)}. \quad (21)$$

$$V(\varphi) = V_0 + \frac{\pi D^2}{4} \frac{R}{2} (1 + \cos \varphi); \quad V'(\varphi) = \partial_{\varphi} [V_0 + \frac{\pi D^2}{4} \frac{R}{2} (1 + \cos \varphi)]. \quad (22)$$

$$p'(\varphi) = \frac{R(D^2 \pi R \sin \varphi T(\varphi) + 8(V_0 + \frac{1}{8} D^2 \pi R (1 + \cos \varphi)) T'(\varphi))}{8 \left(V_0 + \frac{1}{8} D^2 \pi R (1 + \cos \varphi) \right)^2}. \quad (23)$$

Для m кг газу:

$$p = \frac{mRT}{V}; \quad p(\varphi) = \frac{m(\varphi)RT(\varphi)}{V(\varphi)}; \quad (24)$$

$$T(\varphi) = \frac{p(\varphi)V(\varphi)}{m(\varphi)}. \quad (25)$$

Запишемо рівняння енергії газу в КЗ (питомі значення віднесені до маси):

$$dq = du + dL; \quad (26)$$

$$dq = dq_{\text{en}} - dq_{\text{vun}} - dq_{\text{нал}}. \quad (27)$$

Якщо втрати теплоти прийняти рівними нулю то рівняння енергії газу в КЗ матиме наступний вигляд:

$$\frac{dq}{d\tau} = \left(\frac{du}{d\tau} + \frac{dL}{d\tau} \right) \cdot \frac{d\tau}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{d\tau} = \frac{dq_{\text{en}}}{d\tau} - \frac{dq_{\text{vun}}}{d\tau} = w \frac{du}{d\varphi} + w \frac{dL}{d\varphi}; \quad (28)$$

$$w \frac{dL}{d\varphi} = \frac{1}{1-n} w \partial_{\varphi} [p(\varphi)V(\varphi)]. \quad (29)$$

Рівняння зміни механічної роботи:

$$Ld = \frac{w \left[-\frac{1}{8} D^2 \pi R p(\varphi) \sin \varphi + \left(V_0 + \frac{1}{8} D^2 \pi R (1 + \cos \varphi) \right) p'(\varphi) \right]}{1-n}; \quad (30)$$

$$w \frac{du}{d\varphi} = C_v \mu(\varphi) \partial_{\varphi} ((\rho_1 f_1(\varphi) w_1(\varphi))(T_1 - T(\varphi))). \quad (31)$$

Для ізоентропійних процесів у яких відсутні теплообмін і втрати, справедливі рівняння:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^k; \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{k-1}}; \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (32)$$

Згідно з другим законом термодинаміки для ізоентропійної системи справедливо $dp = 0 \rightarrow dS \geq 0$ (тобто ентропія не зменшується).

Для адіабатного процесу, в якого відсутній теплообмін згідно першого закону термодинаміки:

$$-dU = dL; \quad S = p \cdot V^k = \text{const}; \quad T^k \cdot p^{(1-k)} = \text{const}; \quad T \cdot V^{(k-1)} = \text{const}; \quad (33)$$

$$c_p + c_v = R; \quad c_p \succ c_v; \quad \frac{c_p}{c_v} = k; \quad c_v = \frac{R}{k-1}.$$

Згідно другого закону термодинаміки ентропія визначається з наступних рівнянь:

$$ds = \frac{dq}{T}; \quad T \cdot ds = di - \frac{dp}{\rho}; \quad ds = (c_p - R) \cdot \frac{dT}{T} + \frac{p}{T} \cdot d\left(\frac{1}{\rho}\right) = \frac{R}{k-1} \cdot \frac{dT}{T} + R \cdot \rho \cdot d\left(\frac{1}{\rho}\right). \quad (34)$$

Сумісне рішення представлених рівнянь з використанням програмного середовища Wolfram Mathematica 8 дає можливість визначити шукані температуру і тиск в циліндрі. Знання тиску дозволяє знайти витрати енергії на привод клапанів газорозподілу, а також більш точно обчислювати коефіцієнт наповнення і індикаторну потужність двигуна, що дозволяє уточнити індикаторну діаграму в інтервалі газообміну.

Висновки. Найближчим часом спостерігатиметься подальше впровадження в серійне виробництво механічних систем регулювання фаз газорозподілу і зміни ходу клапанів. В подальшій же перспективі можна прогнозувати і більш радикальну зміну в конструкції ДВЗ – відмову від «класичного» ГРМ з розподільним валом та перехід до гнучких адаптивних систем з електрогідравлічним чи електромагнітним приводом клапанів механізму газорозподілу. Проведений аналіз публікацій дав змогу встановити фактори і особливості, які необхідно враховувати при розробленні математичної моделі процесів газообміну в ДВЗ.

Запропонована математична модель дозволяє визначати вплив закону руху клапанів ГРМ, повноти діаграми їх переміщення та фаз газорозподілу на показники процесу газообміну ДВЗ, обладнаних альтернативними механізмами (системами) газорозподілу, які можуть бу-

ти використані, як окремо, так і в системах регулювання потужності багатоциліндрових двигунів відключенням окремих робочих циклів та дроселюванням свіжого заряду впускним клапаном. Проте в даній статті (через обмеження в об'ємі) представлені залежності не враховують теплообмін (підведення та відведення теплоти через впускні і випускні клапани та стінки циліндрів), тому друга частина буде присвячена розгляду саме цих питань.

Література.

1. *Калугин С.П., Балабин В.Н.* Математическое моделирование процессов газообмена двигателя внутреннего сгорания / *С.П. Калугин, В.Н. Балабин* // Прикладная физика, 2007. – №1. – С. 20-28.
2. *Крайнюк А.И.* Регулируемые системы газораспределения ДВС. Монография. / *А.И. Крайнюк* – Луганск: Изд-во СНУ им. В. Даля, 2006. – 232 с.
3. *Дьяченко В.Г.* Газообмен в двигателях внутреннего сгорания: учеб. пособие. / *В.Г. Дьяченко* – К.: УМК ВО, 1989. – 204 с.
4. *Кавтарадзе Р.З.* Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для вузов. / *Р.З. Кавтарадзе* – М.: Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 720 с.
5. *Хмелёв Р.Н.* Математическое и программное обеспечение системного подхода к исследованию и расчёту систем двигателей внутреннего сгорания: Монография. / *Р.Н. Хмелёв* – Тула: Изд-во ТулГУ. – 2011. – 229 с.
6. *Рудой Б.П., Березин С.Р.* Расчёт на ЭВМ показателей газообмена ДВС / *Б.П. Рудой, С.Р. Березин* // Труды Уфимского авиационного института. – Уфа: УфАИ. – 1979. – 66 с.

ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ГАЗООБМЕНА В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С АЛЬТЕРНАТИВНЫМИ МЕХАНИЗМАМИ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Ковбаса В.П., Бешун А.А., Роговский Л.Л., Топчий С.И.

Аннотация – статья посвящена актуальному вопросу – математическому моделированию процессов газообмена в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания (ДВС), оборудованных альтернативными электрогидравлическим и электромагнитным приводами клапанов газораспределения, применение которых направлено на улучшение эксплуатационной топливной экономичности и снижения токсичности и дымности отработавших газов. Разработанная математическая модель учитывает основные явления, которые имеют место при газообмене в ДВС. Газообмен

рассматривается как процесс перетекания газов между несколькими резервуарами, связанными трубопроводами. Решение уравнений представленной модели позволяет повысить точность инженерных расчётов при проектировании ДВС с альтернативными механизмами газораспределения, а также может быть использовано при разработке бортовых систем оптимального управления автотракторными двигателями.

FEATURE OF GAS EXCHANGE PROCESSES MODELING FOR RECIPROCATING INTERNAL COMBUSTION ENGINES WITH THE ALTERNATIVE VALVE CONTROL MECHANISMS

V. Kovbasa, O. Beshun, L. Rogovskiy, S. Topchiy

Summary

The article is devoted to the actual question – mathematical design of gas exchange processes in the cylinders of the internal combustion engines (ICE), equipped by the alternative electro-hydraulic and electromagnetic valve control mechanisms drive, application of which is directed into the improvement of operating fuel economy and decreasing of exhaust gases toxic and smoke. The developed mathematical model takes into account the basic phenomena which take place at the gas exchange in ICE. The gas exchange is considered as a process of gases motions between a few reservoirs connected by means of branches. The decision of equation of the presented model allows to increase exactness of engineering calculations at engine alternative valve control mechanisms design, and also can be used for development of vehicle engine electronic digital optimum control systems.



УДК 621.43.068.4

СУЧАСНІ ТА ПЕРСПЕКТИВНІ ЕКОЛОГІЧНІ СТАНДАРТИ ДЛЯ ДИЗЕЛІВ ЛІСО- І СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МОБІЛЬНИХ МАШИН ТА ТЕХНОЛОГІЙ, ЯКІ ДОЗВОЛЯЮТЬ ЇХ ВИКОНАТИ

Бешун О.А., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Тел. (044) 527-88-95

Анотація – наведені сучасні екологічні стандарти для дизелів лісо- і сільськогосподарських мобільних машин Stage і Tier, що діють в країнах Європейського Союзу і США відповідно, та проаналізовано технології, які дозволяють виконати норми токсичності й димності відпрацьованих газів цих стандартів.

Ключові слова – мобільна машина, двигун, дизель, стандарт, токсичність, димність, екологія, економічність, норма, Stage, Euro, Tier.

Постановка проблеми. Дві проблеми – економія енергетичних ресурсів та зменшення навантаження на довкілля – на сьогоднішній день є найгострішими у світі. Очевидно, що актуальність пошуку шляхів вирішення цих проблем буде лише посилюватись з часом. Не виключенням у цьому відношенні є галузі лісо- і сільськогосподарського виробництва, в яких задіяно велику кількість машин, обладнаних, як правило, дизельними двигунами. Останні, як відомо, є одними з найбільших забруднювачів довкілля і, як показує практика, далеко не вичерпали потенціалу свого вдосконалення.

Введення на законодавчому рівні жорстких норм токсичності і димності ВГ (відпрацьованих газів) автотракторних двигунів та жорстка конкуренція – два фактори, які останнім часом стимулюють провідні двигунобудівні корпорації та фірми кардинально вдосконалювати двигуни в т.ч. і дизельні, застосовуючи прогресивні новітні технології. Сприяє цьому також стрімкий розвиток мікропроцесорної техніки, цифрових технологій, датчиків та виконавчих механізмів, які стають невід’ємними складовими сучасних двигунів і їх систем.

Аналіз останніх досліджень. З метою зниження інтенсивності забруднення навколишнього повітря в Європейському Союзі (ЄС) введені норми токсичності ВГ Euro і Stage, а в США – норми EPA Emission Standards і EPA Tier. До магістральної (дорожньої) техніки відносяться норми Euro і EPA Emission Standards, до позашляхових машин і спецтехніки – Stage і Tier. Екологічні стандарти ЄС і США гармонізовані між собою.

Екологічні норми вмісту токсичних речовин у ВГ двигунів тракторів, самохідних машин, автомобілів і спеціальної техніки послідовно посилюються у всьому світі, у тому числі і в Україні. Тому норми токсичності набувають все більшого значення як для виробників цієї техніки, так і для експлуатаційників.

Проте, на сьогоднішній день, як показав аналіз літературних джерел в Україні, практично не висвітлено дане питання. В Росії опубліковано декілька статей по даній темі [1-3].

Формулювання цілей статті. Тому метою даної роботи є огляд сучасних та перспективних екологічних стандартів для дизелів лісогосподарських і сільськогосподарських мобільних машин Stage і Tier, що діють в країнах Європейського Союзу і США відповідно, та аналіз технологій, які дозволяють виконати норми токсичності й димності відпрацьованих газів згідно цих стандартів.

Основна частина. Нормами Stage I, II, III і IV встановлюються максимальні допустимі рівні токсичності та димності ВГ дизельних двигунів спеціальних (позашляхових) машин, не призначених для експлуатації на дорогах загального користування. Ці норми актуальні або будуть через деякий час актуальні для України і країн СНД в міру введення їх після країн ЄС.

Перші європейські норми токсичності ВГ мобільних позашляхових машин (Директива 97/68/ЕС) вводилися в два етапи: Stage I вступили в дію з 1999 р., а Stage II – поступово, з 2001-го по 2004 р. залежно від потужності двигуна. Під дію цих стандартів підпадають: промислові бурові установки; компресори; будівельні колісні навантажувачі; бульдозери; вантажні автомобілі підвищеної прохідності; екскаватори, які можуть пересуватися по дорогах загального користування; автонавантажувачі; машини для будівництва доріг, снігоприбиральні машини; машини наземного обслуговування аеропортів; підйомники, автовишки і мобільні крани.

Токсичність сільськогосподарських і лісових тракторів регулюється цими ж стандартами, але терміни введення в дію розрізняються (Директива 2000/25/ЕС). Двигуни суднові, залізничні, авіаційні і промислових генераторних установок не підпадають під дію норм Stage I/II.

9 грудня 2002 р. Європарламент прийняв Директиву 2002/88/ЕС, яка доповнює Директиву 97/68/ЕС відносно токсичності та димності ВГ позашляхових машин. В останній додані стандарти токсичності ВГ бензинових двигунів невеликого об'єму для комунальних машин з потужністю менше 19 кВт. Директива також розширює сферу дії норм Stage II на двигуни, що працюють в стаціонарних режимах. Норми токсичності двигунів комунальних машин в значній мірі гармонізовані з аналогічними нормами США.

Норми Stage III і IV токсичності ВГ двигунів позашляхових машин схвалені Європарламентом 21 квітня 2004 р. (Директива 2004/26/ЕС), а для сільськогосподарських і лісових тракторів – 21 лютого 2005 р. (Директива 2005/13/ЕС).

Норми Stage III вводяться в дію поетапно з 2006-го до 2013 р., Stage IV набудуть чинності в 2014 р. Дія норм Stage III і IV, окрім категорій двигунів, що підпадають під дію Stage I/II, розповсюджується на залізничні та суднові двигуни, які експлуатуються на внутрішніх водних артеріях. Норми Stage III та IV стосуються тільки нових машин і обладнання, а також нових двигунів, встановлених на машини замість штатних (за винятком двигунів залізничних дрезин, локомотивів і суден, які експлуатуються на внутрішніх водних артеріях).

Слід зазначити, що кожний стандарт токсичності ВГ, встановлений ЄС, зазвичай має дві актуальні дати: дату схвалення типу, після якої всі нові моделі, які отримали схвалення типу, повинні відповідати даному стандарту та дату виходу на ринок (або першої реєстрації), після якої всі нові двигуни, що випускаються на ринок, повинні відповідати даним стандартам. Всі дати, вказані в наступних таблицях, є датами виходу на ринок. Дата схвалення типу встановлюється на рік раніше відповідної дати виходу на ринок. До двох років встановлюється тривалість періоду продажу, який передбачається для двигунів, вироблених до відповідної дати виходу на ринок. Оскільки конкретну тривалість періоду продажу – від нуля до двох років – кожна держава ЄС визначає самостійно, точні часові рамки дії законодавства в різних країнах можуть відрізнятися.

Виробники двигунів і іншого обладнання всіма засобами впливають на законодавчі органи ЄС, США і Японії, прагнучи гармонізації норм токсичності ВГ у всьому світі. Уніфікація законодавств усуне перешкоди відносно вдосконалення двигунів і сертифікації (схвалення типу) двигунів на різних ринках. Норми Stage I/II були частково гармонізовані з нормами США. Норми ж Stage III і IV гармонізовані зі стандартами США Tier 3 і 4 (див. табл. 1).

Таблиця 1 –

Порівняння європейського та американського законодавства відносно екологічних стандартів дизелів позашляхових мобільних машин

Європейські стандарти токсичності	Американські стандарти токсичності
Stage I (1999 p.)	Tier 1
Stage II (2001 p.)	Tier 2
Stage IIIa (2004 p.)	Tier 3
Stage IIIb (2012 p.)	Tier 4i
Stage IV(2014 p.)	Tier 4f

Таким чином, в 1999 р. в ЄС було введено в дію норми токсичності і димності ВГ позашляхових машин Stage I, які пізніше були замінені нормами Stage II, а ще пізніше – Stage IIIa, які діяли в країнах ЄС до кінця 2011 р. В Північній Америці діяли аналогічні адміністративні норми, але з іншою назвою (див. табл. 1 та рис. 1). Зокрема, до кінця 2011 р. там діяли норми Tier 3, а з 1 січня 2012 р. обидві системи нормативів перейшли на новий етап: в країнах ЄС в дію вступили норми Stage IIIb, а в США та Канаді – Tier 4i (Interim). В 2014 р. їх змінять стандарти Stage IV і Tier 4f (Final) відповідно.



Рис. 1. Карта введення в дію законодавчих норм токсичності і димності ВГ дизелів позашляхових самохідних машин станом на 1 січня 2012 р.

Отже, 1 січня 2012 року ознаменувало вступ в силу нових норм токсичності і димності ВГ. Це – наступний етап заходів, спрямованих на зниження викидів нормованих шкідливих речовин, таких як оксиди азоту (NO_x), тверді частинки (сажа), незгорілі вуглеводні (C_nH_m) і моноксид вуглецю (CO) або, як його ще називають, чадний газ. Підкреслимо, що з 1 січня 2012 р. нові екологічні стандарти стосуються всієї лісо- і сільськогосподарської техніки (дизелів лісо- і сільськогосподарських тракторів, самохідних шасі, комбайнів та інших самохідних машин), причому введення норм Stage IIIb (Tier 4i) для тракторів і машин потужністю 177-762 к.с. сприятимуть зниженню викидів оксидів азоту (NO_x) до 15 %, частинок сажі – до 3 %, що є по суті викликом

для виробників двигунів і машин. Крім того, в 2014 р. набудуть чинності норми Stage IV (Tier 4f), які повинні зменшити викиди оксидів азоту додатково до 3 %.

Екологічні стандарти Stage I/II встановлюють граничні значення токсичності та димності ВГ, які виходять безпосередньо з дизельного двигуна і не підлягають ніякому подальшому обробленню (див. табл. 2). При цьому токсичність ВГ вимірюється згідно методики ISO 8178C1 – 8-режимний цикл, і визначається в г/(кВт·год). Двигуни, які відповідають стандартам Stage I/II, повинні випробовуватися на паливі, яке містить 0,1...0,2 % (по масі) сірки.

Таблиця 2 –

Норми екологічних стандартів Stage I/II для дизелів позашляхових машин

Категорія	Корисна потужність N , кВт	Дата *	CO, г/(кВт·год)	CnHm, г/(кВт·год)	NO _x , г/(кВт·год)	PM, г/(кВт·год)
Stage I						
A	$130 \leq N \leq 560$	Січень 1999 р.	5.0	1.3	9.2	0.54
B	$75 \leq N < 130$	Січень 1999 р.	5.0	1.3	9.2	0.70
C	$37 \leq N < 75$	Квітень 1999 р.	6.5	1.3	9.2	0.85
Stage II						
E	$130 \leq N \leq 560$	Січень 2002 р.	3.5	1.0	6.0	0.2
F	$75 \leq N < 130$	Січень 2003 р.	5.0	1.0	6.0	0.3
G	$37 \leq N < 75$	Січень 2004 р.	5.0	1.3	7.0	0.4
D	$18 \leq N < 37$	Січень 2001 р.	5.5	1.5	8.0	0.8

* Дія стандарту Stage II з січня 2007 поширюється також на двигуни, які працюють на стаціонарних режимах.

Норми Stage III, які у свою чергу розділені на два рівні – Stage IIIa і Stage IIIb, і норми Stage IV токсичності ВГ дизельних двигунів позашляхових машин представлені в табл. 3, 4 і 5 відповідно. Ці значення не відносяться до залізничних двигунів і суднових двигунів, які експлуатуються на внутрішніх водних артеріях. Норми Stage IIIb обмежують максимально допустимий вміст сажі значенням 0,025 г/(кВт·год), тобто на 90 % менше в порівнянні зі Stage II. Щоб виконати цю умову, передбачається, що системи випуску двигунів будуть обладнуватимуться сажевими фільтрами. В стандарті Stage IV вводиться також дуже жорстке обмеження відносно вмісту у ВГ NO_x: не більше 0,4 г/(кВт·год), для виконання якого, очевидно, необхідне обов'язкове оброблення ВГ в системі випуску.

Спільно з Агентством з охорони довкілля США (EPA) розроблена нова методика випробувань двигунів позашляхових машин на неусталених режимах NRTC. Нова методика використовуватиметься паралельно зі старою методикою випробувань на усталених режимах NRSC (ISO 8178C1).

Таблиця 3 –

Норми екологічного стандарту Stage IIIa для дизелів позашляхових машин

Категорія	Корисна потужність N , кВт	Дата *	CO, г/(кВт·год)	NO _x + C _n H _m , г/(кВт·год)	PM, г/(кВт·год)
H	$130 \leq N \leq 560$	Січень 2006 р.	3.5	4.0	0.2
I	$75 \leq N < 130$	Січень 2007 р.	5.0	4.0	0.3
J	$37 \leq N < 75$	Січень 2008 р.	5.0	4.7	0.4
K	$19 \leq N < 37$	Січень 2007 р.	5.5	7.5	0.6

* Дати для двигунів, які працюють на стаціонарних режимах: січень 2011 р. – для категорій H, I та K; січень 2012 р. – для категорії J.

Таблиця 4 –

Норми екологічного стандарту Stage IIIb для дизелів позашляхових машин

Категорія	Корисна потужність N , кВт	Дата *	CO, г/(кВт·год)	C _n H _m , г/(кВт·год)	NO _x , г/(кВт·год)	PM, г/(кВт·год)
L	$130 \leq N \leq 560$	Січень 2011 р.	3.5	0.19	2.0	0.025
M	$75 \leq N < 130$	Січень 2012 р.	5.0	0.19	3.3	0.025
N	$56 \leq N < 75$	Січень 2012 р.	5.0	0.19	3.3	0.025
P	$37 \leq N < 56$	Січень 2013 р.	5.0	4.7*		0.025

* NO_x + C_nH_m.

Таблиця 5 –

Норми екологічного стандарту Stage IV для дизелів позашляхових машин

Категорія	Корисна потужність N , кВт	Дата *	CO, г/(кВт·год)	C _n H _m , г/(кВт·год)	NO _x , г/(кВт·год)	PM, г/(кВт·год)
Q	$130 \leq N \leq 560$	Січень 2014 р.	3.5	0.19	0.4	0.025
R	$56 \leq N < 130$	Жовтень 2014 р.	5.0	0.19	0.4	0.025

Методика NRTC (неусталені режими) повинна використовуватися для визначення вмісту сажі у ВГ по Stage IIIb і IV всіх двигунів, за винятком двигунів, які працюють на стаціонарних режимах. За вибором виробника NRTC може використовуватися при визначенні по Stage IIIa рівня газоподібних токсичних речовин у ВГ по Stage IIIb і IV. Методика NRSC (усталені режими) повинна використовуватися для вимірювань при Stage I, II і IIIa, у тому числі двигунів, що працюють на стаціонарних режимах, а також при Stage IIIb і IV для вимірювання рівня газоподібних токсичних складових.

Наступні перспективні норми 2012-2016 р.р. Euro 6, Stage IV і Tier 4 рано чи пізно будуть прийняті в Україні, тому ми вважаємо корисним розповісти також і про них.

Екологічні норми ЄС, США і Японії дуже близькі і в значній мірі гармонізовані за рівнем токсичних складових і за термінами введення в дію, але все ж таки відмінності є, наприклад, в методиках вимірювання димності на режимах розгону двигуна.

Норми Euro 6 ще остаточно не складені і не затверджені, але вже можна сказати, що посилення вимог буде значним. Слід зазначити, що для вимірювання токсичності ВГ при сертифікації на відповідність вимогам Euro 6 вводяться нові цикли (методики) випробувань: замість ETC (European Transient Cycle), ймовірно, буде введений новий цикл WHTC (World Harmonized Transient Cycle). При випробуваннях згідно цього циклу частота обертання і навантаження двигунів будуть, загалом, меншими, тому і температури ВГ будуть нижчими. Проте при зниженні температури ВГ, як відомо, зменшується кількість аміаку, що утворюється з розчину сечовини, і каталітичний нейтралізатор втрачає частину своєї ефективності. Внаслідок цього обмежується і розкладання NO_x . Додатково цикл WHTC включає «холодний» режим роботи в першій частині циклу, при якому NO_x нейтралізується ще менше. В результаті рівень NO_x у ВГ збільшується, оскільки друга, «гаряча» частина циклу не може компенсувати цього збільшення токсичних складових.

Вимоги екологічних стандартів для позашляхової техніки Stage IV, EEV і Tier 4 подібні нормам для магістральних автомобілів Euro 5 та 6 і US'7, US'10, тільки терміни вступу в дію перших запізнюються приблизно на три роки по відношенню до других. Обмеження за рівнем вмісту NO_x у ВГ і сажі в «магістральних» і «позашляхових» стандартах розрізняються не значно (див. табл. 5, 6, 7 і 8).

Таблиця 6 –

Норми викидів шкідливих речовин згідно стандарту Tier 4, г/(кВт·год)

Корисна потужність	Дата введення	CO	NMHC*	NMHC+NO _x	NO _x	PM
$N < 8$ кВт	2008 р.	8,0	–	7,5	–	0,4
$8 \text{ кВт} \leq N < 19$ кВт	2008 р.	6,6	–	7,5	–	0,4
$19 \text{ кВт} \leq N < 37$ кВт	2008 р.	5,5	–	7,5	–	0,3
	2013 р.	5,5	–	4,7	–	0,03
$37 \text{ кВт} \leq N < 56$ кВт	2008 р.	5,0	–	4,7	–	0,3
	2013 р.	5,0	–	4,7	–	0,03
$56 \text{ кВт} \leq N < 130$ кВт	2012-2014 р.р.	5,0	0,19	–	0,40	0,02
$130 \text{ кВт} \leq N \leq 560$ кВт	2011-2014 р.р.	3,5	0,19	–	0,40	0,02
Генераторні установки $N > 900$ кВт	2011-2014 р.р.	3,5	0,40	–	0,67	0,10
Всі двигуни, крім генераторів $N > 900$ кВт	2011-2014 р.р.	3,5	0,40	–	3,5	0,10
Генераторні установки від 560 до 900 кВт	2015 р.	3,5	0,19	–	0,67	0,03
Всі двигуни, крім генераторів від 560 до 900 кВт	2015 р.	3,5	0,19	–	3,5	0,04

* NMHC – неметанові вуглеводні.

Таблиця 7 –

Терміни введення в дію циклу NRTC і норм NTE

Корисна потужність, кВт	Дата NRTC	Дата NTE
$N < 56$	2013 р.	2013 р.
$56 \leq N < 130$	2012 р.	2012 р.
$N > 130$	–	2011 р.
$P > 560$	2011 р.	Н.д.

Примітка. Двигуни всіх потужнісних категорій, що працюють при постійній частоті обертання колінчатого вала при різних навантаженнях, згідно NRTC не випробовуються.

Таблиця 8 –

Норми викиду шкідливих речовин згідно вимог Euro 4, 5 і 6

Норма	Дата введення	Методика випробувань	CO, г/(кВт·год)	CH, г/(кВт·год)	NOx, г/(кВт·год)	PM (сажа), г/(кВт·год)	Димність, м–1
Еуро 4	Жовтень 2005 р.	ESC/ELR	1,5	0,46	3,5	0,02	0,5
Еуро 5	Жовтень 2008 р.	ESC/ELR	1,5	0,46	2,0	0,02	0,5
Еуро 6	Січень 2013 р.*	WHTC/ELR	1,5	0,13	0,4	0,01	Н.д.

* Проект положення (станом на 16 грудня 2008 р.).

В комплексі вимог нових стандартів токсичності важливе місце займають вимоги до складу дизельного палива ULSD (Ultra-Low Sulfur Diesel – дизельне паливо з наднизьким вмістом сірки). При більш високому вмісті сірки в паливі нейтралізація ВГ буде менш ефективною, і в результаті токсичність ВГ може виявитися вищою, ніж вимагають нові стандарти, через підвищений вміст сульфатів і діоксиду сірки SO_2 . Для сертифікації згідно Tier 4 з 2011 р. повинно використовуватися дизельне паливо ULSD з вмістом сірки до 7.15 ppm. Перехід з вмісту сірки 2000 ppm до 7.15 ppm проводився поетапно в період з 2006-го по 2010 р. В ЄС рівень вмісту сірки в дизельному паливі повинен зменшитися з 500 ppm спочатку до 15 ppm, потім до 5 ppm і далі практично до 0 ppm. Норми ULSD ЄС вводяться з 2009 р. – перед вступом в дію норм Stage IIb. В Японії для палива позашляхових машин норми ULSD вже прийняті.

Слід зазначити, що в результаті оброблення палива, спрямованого на зниження вмісту в ньому сірки, може зменшитися його стійкість до окислення, тому, очевидно, виявиться потреба у введенні в нього протиокислювальних присадок. Користуватися низькосортним дизельним паливом, від якого відмовилися всі розвинуті країни, українцям доведеться ще як мінімум декілька років. Проте в країні ще довго буде експлуатуватися велика кількість машин з дизельними двигунами, які відповідають стандартам Euro 2 (Stage II) і нижче. Для таких дизелів застарілі марки палива підходять краще (зокрема, за цетановим числом), що теж треба брати до уваги. Та і вартість низькосортного палива повинна бути нижчою (хоча за ціноутворення в Росії і Україні поручитися, нажаль, не можливо).

Звичайно, всі двигунобудівні компанії та всі провідні виробники тракторів і інших мобільних машин поступово модернізують свою продукцію з метою дотримання вимог екологічних стандартів Stage IIb (Tier 4i). Адже їм на відміну від заводів країн СНД не можна сподіватися на те, що уряди ЄС та США відстрочать введення цих норм лише з тієї причини, що двигунобудівні заводи не побажали вчасно вкласти засоби в модернізацію.

Основні технології, системи і агрегати для зниження викидів шкідливих речовин з ВГ дизелів наступні:

- EGR (Exhaust Gas Recirculation) – рециркуляція (перепуск) ВГ;
- SCR (Selective Catalyst Reduction) – селективна (вибіркова) каталітична нейтралізація ВГ (відновлення із застосуванням реагенту – сечовини);
- DOC (Diesel Oxidation Catalyst) – каталітичний окислювальний нейтралізатор;
- DPF (Diesel Particulate Filter) – сажевий фільтр (сажовловлювач);
- VGT (Variable Geometry Turbine) – турбокомпресор зі змінною геометрією;
- HPCR (High-Pressure Common Rail) – акумуляторна система паливоподачі з підвищеним тиском впорскування палива (від 120 (перше покоління) до 220 (четверте покоління) МПа);
- ULSD (Ultra-Low Sulfur Diesel) – дизельне паливо з наднизьким вмістом сірки;
- застосування проміжного охолодження повітря за рахунок інтеркулера (радіатора типу «повітря-повітря»);
- вдосконалення процесу згоряння за рахунок розроблення ефективніших камер згоряння;
- використання спеціальної моторної оливи;
- нові ущільнення клапанів та ін.

Висновки. Не дивлячись вже на тривалий час розроблення екологічних технологій світове двигунобудування так і не вирішило, яка з технологій – EGR або SCR – на сьогоднішній день вигідніша. Більше того, для виконання найжорсткіших вимог екологічних стандартів обидві технології застосовуються в комплексі. Використання системи EGR частіше всього вимагає застосування двоступеневого турбонаддуву зі змінною геометрією VGT і підвищення тиску впорскування, що у свою чергу збільшує рівень робочих температур в двигуні і вимушує піднімати потужність системи охолодження. Все це в кінцевому результаті істотно збільшує вартість двигунів. Проте застосування системи SCR передбачає установку на автомобіль цілого ряду додаткових компонентів, використання реагенту – сечовини і наявність мережі його заправок. А це також не здешевлює силовий агрегат.

Разом з тим управління складним комплексом екологічного обладнання неможливе без електроніки, яка теж, як відомо, «не безкош-

товна». Тому саме для невеликих машин нові екологічні норми створюють найбільші складнощі, оскільки в компактних машинах мало місця для розміщення додаткових агрегатів, призначених для знешкодження ВГ. Також для них є значно відчутнішим збільшення вартості через цю модернізацію. А при установці всіх агрегатів нейтралізації ВГ на велику мобільну машину її маса може збільшитися майже до тонни. До того ж, двигуни високих екологічних класів можуть працювати тільки на високоякісному паливі з низьким, а інколи і наднизьким, вмістом сірки, оскільки сірка «отрує» каталітичні нейтралізатори. Моторні оливи теж повинні бути з низькою зольністю і низьким вмістом сірки, класу EN590.

Позитивною стороною двигунів, які відповідають новим екологічним нормам, за твердженнями представників майже всіх двигунобудівних компаній, у порівнянні з двигунами попередніх випусків на 3...10 % краща паливна економічність, часто збільшені міжсервісні інтервали, спрощене технічне обслуговування, збільшені питома потужність і термін служби.

Варто відмітити, що роботи по вдосконаленню дизельних двигунів з метою забезпечення їх відповідності високим екологічним нормам ведуться і в країнах СНД, зокрема в Росії та Білорусії.

Література

1. Подгурский С. Наше настоящее и будущее. Нормы токсичности для внедорожных машин / С.Подгурский // Основные средства. – 2008. – №1.
2. Подгурский С. Стандарты Евросоюза по токсичности отработавших газов. Высоконагруженные дизельные двигатели грузовиков и автобусов / С.Подгурский // Основные средства. – 2008. – №2.
3. Протасов С. Euro, Stage, Tier. Перспективные экологические нормы / С.Протасов // Основные средства. – 2009. – №4.

СОВРЕМЕННЫЕ И ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ СТАНДАРТЫ ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ ЛЕСО- И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕХНОЛОГИИ, КОТОРЫЕ ПОЗВОЛЯЮТ ИХ ВЫПОЛНИТЬ

Бешун А.А.

Аннотация – рассмотрены современные экологические стандарты для дизелей лесо- и сельскохозяйственных мобильных машин Stage и Tier, которые действуют в странах Европейского Союза и США соответственно, и проанализированы технологии, которые позволяют выполнить нормы токсичности и димности отработавших газов, обусловленные этими стандартами.

**MODERN AND PERSPECTIVE ECOLOGICAL STANDARDS FOR
DIESELS OF FOREST AND AGRICULTURAL MOBILE
MACHINES AND TECHNOLOGY, WHICH ALLOW THEM TO
EXECUTE**

O. Beshun

Summary

The article is devoted to the resulted modern ecological standards for the diesels of forest and agricultural mobile machines Stage and Tier, that operate in the countries of European Union and the USA accordingly, and technologies which allow to fulfil quotas of toxic gases and exhaust smoke opacity of these standards are analysed.



УДК 504.064.3:634.21.634.25

АЛГОРИТМ ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ ЩОДО ПРОВЕДЕННЯ ПОЛИВІВ НАСАДЖЕНЬ ЧЕРЕШНІ

Караєв О.Г., к.т.н.,

Сушко С.Л., к.т.н.,

Кузмінов В.В., інженер

*Мелітопольська дослідна станція садівництва імені М.Ф.Сидоренко
інституту садівництва НААН України,*

Тел. (0619) 43-13-20.

Анотація – наведено текстовий опис та схему алгоритму прийняття рішень щодо проведення освіжно-зволожувальних поливів насаджень черешні стаціонарною системою надкронового дрібнодисперсного дощування.

Ключові слова – алгоритм, датчик, дрібнодисперсне дощування, ксилема, насадження черешні, фітоманіторинг.

Постановка проблеми. Погодні умови літнього періоду в останні роки наочно показали, що плодові дерева, особливо черешні, навіть при підтримці вологості ґрунту на оптимальному рівні, перебувають у стресовому стані від дії повітряної посухи і перегріву листя. Знизити негативні наслідки від такого природного явища можливо за рахунок підвищення вологості повітря дрібнодисперсним дощуванням крони дерев, тобто проведенням освіжно-зволожувальних поливів стаціонарними системами в автоматизованому режимі. Це можливо при наявності алгоритму прийняття рішень щодо управління режимами поливів та відповідного програмного забезпечення.

Аналіз останніх досліджень. Для спостереження за фізіологічним станом рослин застосовують методологію фітомоніторингу [1,3], головним завданням якого є діагностика рослин відповідного генотипу при різних ґрунтово-кліматичних умовах [2]. Методи фітомоніторингу надають можливість спостерігати за динамікою водного потоку в органах рослин на фоні змін параметрів навколишнього середовища і визначати індекс швидкості ксилемного потоку у стовбурах дерев, який вважається інтегрованим показником їх фізіологічного стану [3].

Формулювання цілей статті. На підставі аналізу даних про стан водного потоку в ксилемі стовбура дерева черешні розробити алгоритм прийняття рішень щодо проведення зволожувальних поливів.

Основна частина. З травня по жовтень 2012 р. на Мелітопольській дослідній станції садівництва імені М.Ф.Сидоренка Інституту садівництва НААН України було проведено досліді з автоматизованої реєстрації значень градієнту температур термопар датчиків індексу швидкості ксилемного потоку у стовбурах дерев черешні, а також температури повітря і сонячної радіації. За результатами вимірювань встановлено закономірності змін у часі швидкості ксилемного потоку у стовбурах дерев черешні (рис.1).

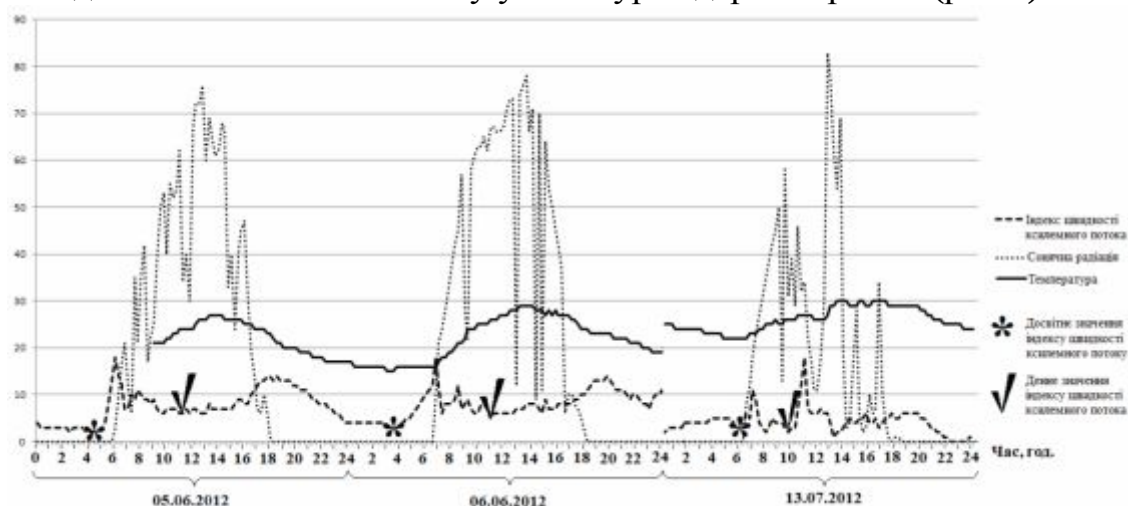


Рис.1. Закономірності змін швидкості ксилемного потоку у стовбурах дерев черешні від дії температури повітря і сонячної радіації.

На підставі отриманих даних розроблено алгоритм управління режимами освіжно-зволожувальних поливів за фізіологічним станом дерев [4] :

- 1) поливи починаються тоді, коли значення співвідношення (k) передсвітанкової швидкості ксилемного потоку до денної стає більше одиниці;
- 2) поливи з усунення водного дефіциту дерев черешні у денні часи відбуваються при температурі повітря більше плюс 25°C та вологості повітря менше 70%;
- 3) поливи припиняють при досягненні значення $k < 1$;
- 4) обов'язковою умовою проведення поливів дрібнодисперсним дощуванням є переривчастий цикл роботи системи зрошення (полив-пауза);
- 5) тривалість поливу залежить від часу, протягом якого листя дерев повністю змочуються водою, тривалість паузи залежить від швидкості випаровування води з листової пластинки.

На базі фізіологічного алгоритму розроблено алгоритм прийняття рішень автоматизованою системою управління освіжно-зволожувальними поливами.

Схематичне представлення та текстовий опис алгоритму.

Блок-схема процесу управління режимом зрошення наведена на рисунку 2.

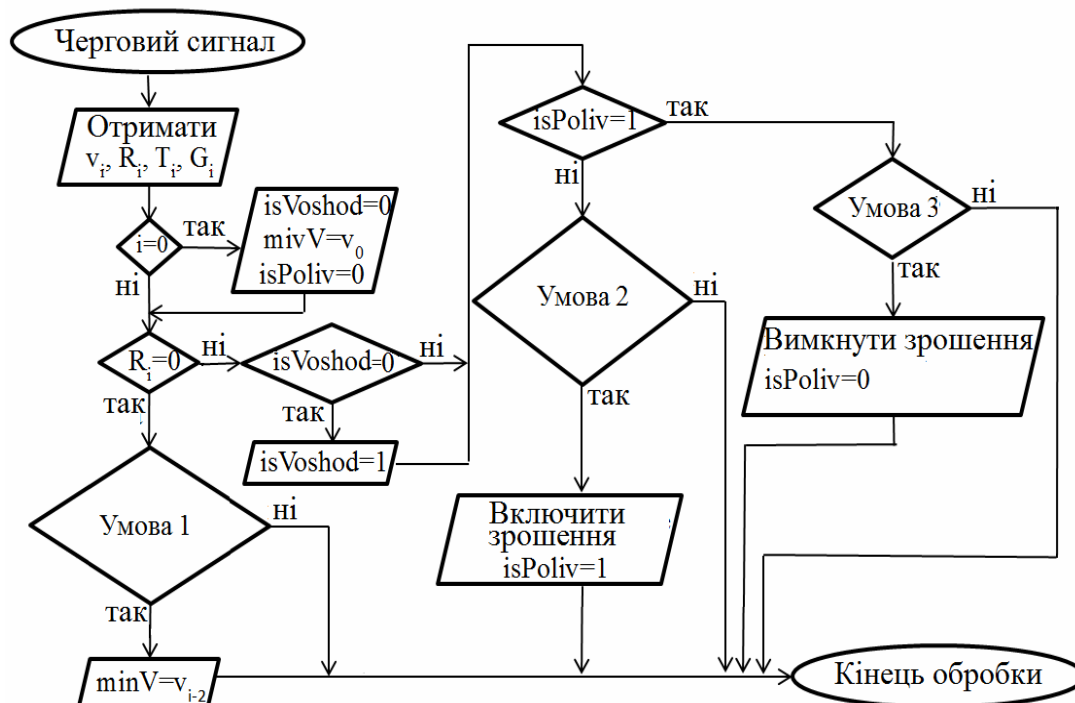


Рис. 2. Блок-схема процесу управління режимами полива.

Вона відображає алгоритм прийняття рішень щодо необхідності призначення поливу за даними параметрів навколишнього середовища і фізіологічними параметрами дерева. Вимірювання параметрів відбуваються через певні проміжки часу.

Вимірюванню підлягають такі параметри:

v_i – індекс швидкості ксилемного потоку у стовбурі дерева;

R_i – сонячна радіація;

T_i – температура повітря, °C;

G_i – відносна вологість повітря, %.

На блок-схемі (рисунок 2) прийнято наступні позначення:

Умова 1 –

$i \geq 4 \text{ AND } (v_{i-4} \geq v_{i-2}) \text{ AND } (v_{i-3} \geq v_{i-2}) \text{ AND } (v_{i-1} \geq v_{i-2})$
 $\text{AND } (v_i \geq v_{i-2}) \text{ AND } isVoshod = 0;$

Умова 2 –

$\min V \geq v_i \text{ AND } T_i \geq 25^\circ\text{C AND } G_i < 70\%;$

Умова 3 –

$\min V < v_i \text{ OR } R_i = 0;$

Змінні алгоритму:

$\min V$ – останнє мінімальне передсвітанкове значення швидкості ксилемного потоку у стовбурі дерева;

isPoliv – приймає значення 0, 1 (відповідно вимкнута або увімкнута система зрошення);

isVoshod – приймає значення 0, 1 (0-час реєстрації параметрів від нуля годин до світанку, 1- від світанку до двадцяти чотирьох годин).

При увімкнутому поливі система функціонує за алгоритмом, який представлено блок-схемою на рисунку 3.

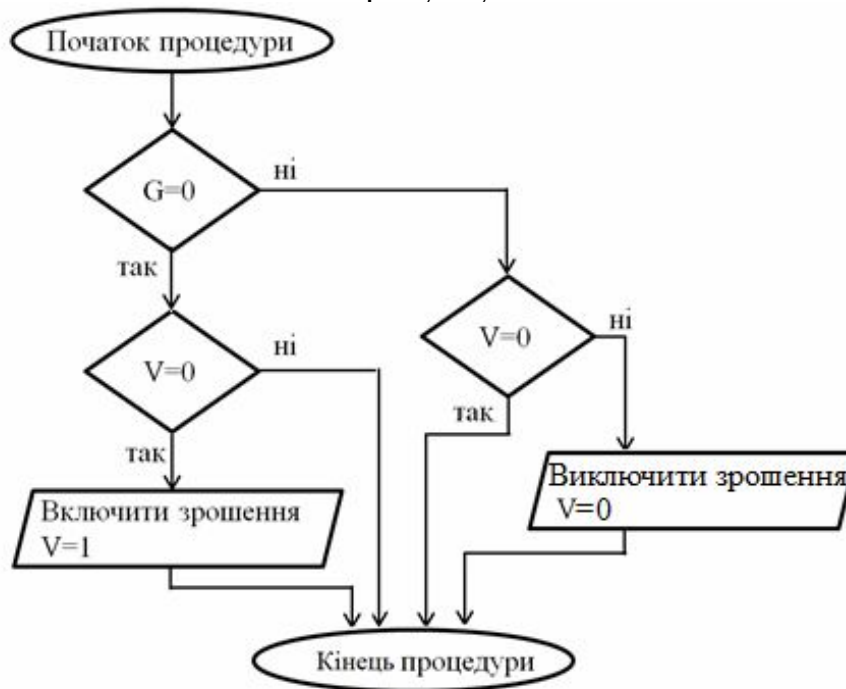


Рис. 3. Блок-схема процесу управління внутрішнім циклом системи зрошення.

В алгоритмі використано такі змінні:

G – зволоження листа 0, 1 (0 – поверхня листової пластини суха, 1 – поверхня листової пластини волога);

V – змінна, що приймає значення 0, якщо дощування вимкнута та 1, якщо дощування увімкнута.

З блок схеми видно, що алгоритм є циклічним. Якщо листова поверхня суха ($G=0$) і на цей момент система поливу була вимкнута, то її потрібно увімкнути. При $G=1$ відбувається зворотна дія.

Для реалізації алгоритму прийняття рішень розроблено програму у середовищі DELPHI 2009, яка призначена для застосування на програмованому контролері UNITRONIX.

Висновки. Розроблені алгоритми надають можливість в автоматизованому режимі приймати рішення щодо проведення освіжно-зволожувальних поливів насаджень черешні системою дрібнодисперсного дощування. Надалі передбачається розробка програмно-апаратного комплексу для дистанційного управління виконуючими механізмами системи зрошення.

Література.

1. *Ильницкий О.А.* Основы фитомониторинга / *О.А. Ильницкий, М.Ф. Бойко, М.И. Федорчук [и др.]* – Херсон, 2005. – 345 с.
2. *Надеждина Н.Е.* Пространственные и временные вариации скорости водного потока в ксилеме яблони/ *Н.Е. Надеждина, О.А.Ильницкий, В.А.Одинцова [и др.]* // Физиология и биохимия культурных растений. – 1991. – Т.23, №6.– С.588-594.
3. *Радченко С.С.* Фитомониторинг и диагностика / *С.С.Радченко* // Биофизика растений и фитомониторинг: сб.науч. трудов. – Ленинград: АФИ, 1990. – С.11-27.
4. Автоматизована система управління фізіологічним станом дерев персика та абрикоса дрібнодисперсним дощуванням/ *О.Г.Караєв, С.Л.Сушко, В.А.Одинцова, В.В.Кузьминов* // Рекомендації. Загальний опис системи. – ИЗС НААНУ, 2011. – 23 с.

АЛГОРИТМ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ ПО ПРОВЕДЕНИЮ ПОЛИВОВ НАСАЖДЕНИЙ ЧЕРЕШНИ

Караев А.И., Сушко С.Л., Кузьминов В.В.

Аннотация – приведено текстовое описание и схема алгоритма управления освежительно-увлажнительными поливами насаждений черешни стационарной системой мелкодисперсного дождевания.

ALGORITHM OF DECISION-MAKING ON CARRYING OUT OF WATERINGS OF PLANTINGS OF THE SWEET CHERRY

A. Karaev, S.Sushko, V. Kuzminov

Summary

The text description and the scheme of algorithm of management by refreshing-moistening waterings of plantings of a sweet cherry by stationary system shallow-dispersible overhead irrigations is resulted.



УДК 631.331.54

ВПЛИВ ФОРМИ ПРИСМОКТУЮЧИХ КОМІРОК НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ПНЕВМОМЕХАНІЧНИХ ВИСІВНИХ АПАРАТІВ, АДАПТОВАНИХ ДЛЯ СИСТЕМ ТОЧНОГО ЗЕМЛЕРОБСТВА

Свіреня М.О., д.т.н.,

Лещенко С.М., к.т.н.

Кіровоградський національний технічний університет

Бойко А.І., д.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Тел.: 044-527-88-95

Анотація – в статті представлено основні результати експериментальних досліджень впливу форми присмоктуючих комірок на ефективність роботи пневмомеханічних висівних апаратів.

Ключові слова – системи точного землеробства, пневмомеханічні висівні апарати, дозуючий елемент, тороїдальна подовжена комірка.

Постановка проблеми. Посівні системи в умовах точного землеробства мають забезпечувати заданий розподіл насіння в залежності від конкретних польових умов. Це дозволяє, крім економії на посівному матеріалові, забезпечити приріст врожайності за рахунок диференційованого підходу до забезпечення ефективних площ живлення культурних рослин. Для здійснення посіву за вказаних умов необхідно вдосконалити існуючі висівні системи і конструктивно забезпечити виконання агротехнічних вимог до посівних операцій

Аналіз останніх досліджень. Для обґрунтування параметрів висівних систем, які можна використовувати в точному землеробстві, проведено значну кількість досліджень [1, 2, 3]. На основі більшості із досліджень встановлено, що саме висівні апарати пневмомеханічного типу в більшій мірі здатні забезпечити необхідну якість дозування насіння, але конструкція таких висівних систем вимагає адаптації до умов точного землеробства.

Формулювання мети й задач статті. Провести експериментальну перевірку впливу параметрів пневмомеханічного висівного апарату на якість дозування насіння.

Задачі:

1. Дослідити вплив форми комірки на якість присмоктування насіння.
2. Вивчити вплив розрідження у вакуумній камері та зміни діаметра присмоктуючої комірки на технологічні показники посіву.

Основна частина. Узагальнена оцінка переваг того чи іншого виду присмоктуючих комірок можлива на основі їхнього пріоритетного положення в присмоктуванні насіння тієї або іншої культури. Ранжирування рядів ефективності роботи комірок з відповідними культурами і, як наслідок, займання пріоритетного місця комірками дозволило встановити, що кращою за ефективністю присмоктування і захоплення насіння в статичному випробуванні при розрідженні в $P = 4$ кПа є тороїдальна комірка (рис. 1). Усі інші форми комірок розташовуються в наступній послідовності: конічна, циліндрична і сферична.

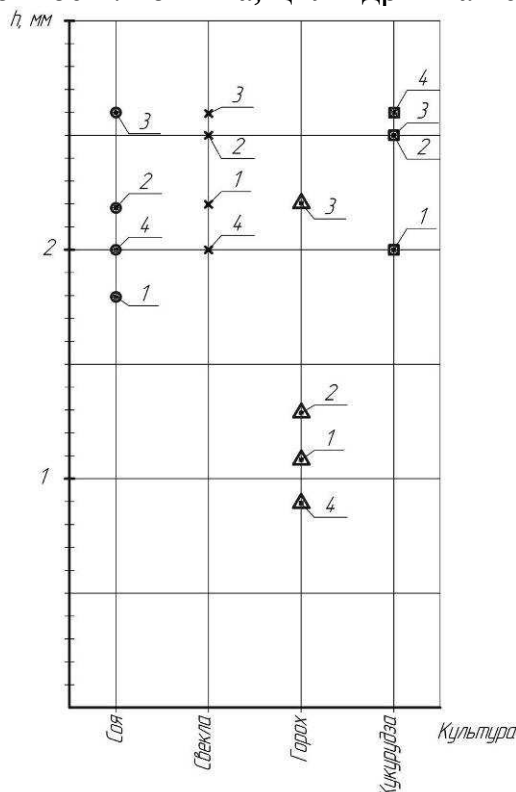
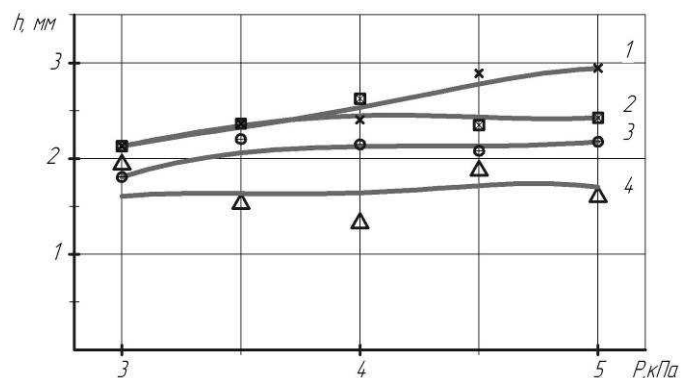


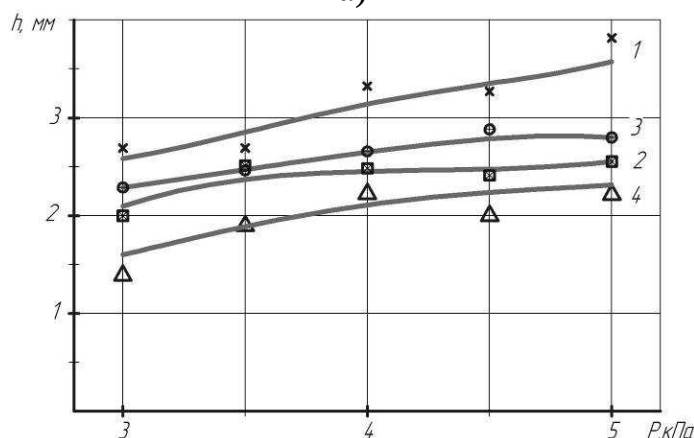
Рис. 1. Ефективність присмоктування насіння комірками різних форм: 1 – циліндричної; 2 – конічної; 3 – тороїдальної; 4 – сферичної ($P = 4$ кПа).

Втрата вакууму в пневмомеханічному висівному апараті може бути викликана різними причинами, пов'язаними як зі зниженням продуктивності вентилятора, так і втратами в магістралі або зношенням ущільнюючих елементів системи. Це обумовлює необхідність вивчення впливу втрати вакууму на присмоктуючу силу, що створюється комірками дозуючого пристрою.

Дослідження впливу ступеню розрідження у вакуумній камері на присмоктуючу здатність комірок показали загальну закономірність збільшення критичної відстані захоплення насіння зі збільшенням ступеня розрідження. Цей результат підтверджує фізичну суть процесів, що відбуваються. Проте для різних комірок і різних культур встановлений взаємозв'язок виражається по-різному. Дуже близькі дані отримані для конічної і тороїдальної комірок (рис. 2. а, б).



а)



б)

Рис. 2. Залежність критичної відстані захоплення насіння від розрідження у вакуумній камері: а – для комірки конічної форми; б – для комірки тороїдальної форми (1 – буряк; 2 – кукурудза; 3 – соя; 4 – горох).

Для обох видів комірок дані групуються в інтервалі значень критичної відстані $h = 1,5 \dots 3,2$ мм із незначною перевагою у тороїдальної комірки.

Спостерігається деяка нерівномірність у втраті критичної відстані присмоктування при зниженні вакууму. Так, на ділянці розрідження 3...4 кПа зменшення критичної відстані присмоктування дещо нижче, ніж на ділянці 4...5 кПа. Тобто, з підвищенням розрідження спостерігається деяке насичення у збільшенні критичної відстані присмоктування. Для сферичної комірки на насінні сої і кукурудзи звертає на себе увагу загальне зниження величини критичної відстані присмоктування порівняно із іншими видами комірок. Це вказує на низьку ефективність роботи даної форми присмоктуючої комірки.

Дещо кращий, ніж у конічної, присмоктуючий ефект спостерігається для комірки тороїдальної форми. Для таких комірок забезпечуються загальні закономірності зміни критичної відстані присмоктування від міри розрідження у вакуумній камері. Підтверджується і ступінню захоплення насіння просяпних культур за ефективністю

присмоктування комірною. Проте, порівняно з конічною, результат досліджень для тороїдальної дещо зміщений у бік великих значень відстаней h . Це вказує на кращу її працездатність у присмоктуванні насіння.

Зниження ступеню розрідження в камері зменшує захоплюючу здатність комірок, а значить і викликає збільшення кількості пропусків при проведенні посіву. Причому цей негативний ефект наростає за нелінійним законом при тисках, менших за $P = 3,5$ кПа. З іншого боку, при тисках, більших за $P = 4$ кПа, залежність між ступенем розрідження і ефективністю присмоктування зменшується, про що свідчить практично горизонтальний характер залежностей на цій ділянці.

Істотним недоліком роботи пневмомеханічних висівних апаратів є потрапляння і засмоктування пилу у вакуумну камеру апаратів через присмоктуючі комірки дозаторів. У результаті пил осідає на поверхнях комірок, змінюючи їх прохідні перерізи. Звуження отворів негативно позначається на роботі пневмомеханічних висівних апаратів.

Виходячи з раніше отриманих даних про вплив форми отворів комірок на присмоктування насіння, для подальших досліджень, щодо виявлення впливу величини прохідного перерізу на ефективність захоплення насіння вибрана комірка тороїдальної форми з прохідним діаметром від 2 до 4 мм. Результати проведених експериментів у вигляді графічних залежностей зображені на рисунку 3.

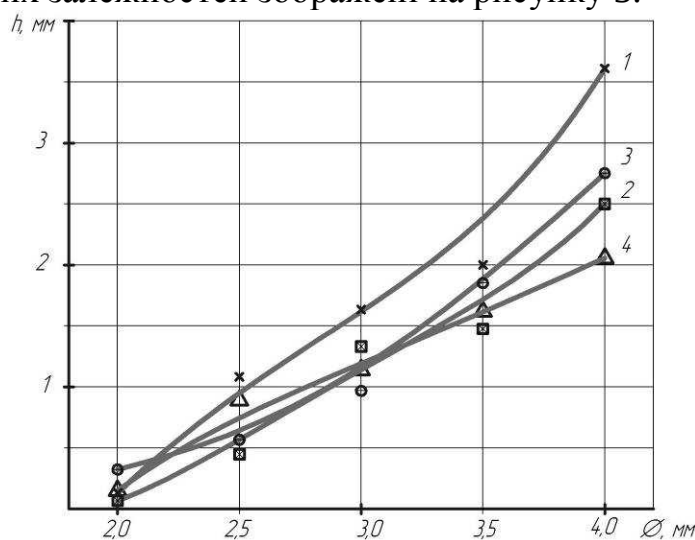


Рис. 3. Вплив зміни діаметра присмоктуючої комірки тороїдальної форми на ефективність захоплення насіння: 1 – буряк; 2 – кукурудзи; 3 – сої; 4 – гороху ($P=5$ кПа).

Як видно з графіків (рис. 3), зменшення діаметру комірки для усіх видів насіння просапних культур, які досліджувались, призводить до зниження присмоктуючого ефекту – критична відстань зменшується. Проте це зменшення для різних культур проходить по-різному.

Найбільш чутливим до зниження площі прохідного перерізу виявилось насіння гороху. Практично лінійна залежність зниження ефективності присмоктування спостерігається для насіння кукурудзи. З деяким уповільненням втрачається присмоктуюча здатність комірок для насіння буряка та сої. Причому для буряка це відбувається інтенсивніше, ніж для насіння сої. Зосереджує на собі увагу те, що при малих значеннях діаметрів комірок розбіжність у критичних відстанях присмоктування менша, ніж для великих значень. Тобто, зі збільшенням діаметра присмоктуючої комірки чутливість дозуючого елемента до виду насіння просапних культур зростає.

Попередніми дослідженнями встановлено, що різні за формою комірки дозуючих пристроїв створюють різні силові поля присмоктування насіння. Проте, отримані результати вимагають експериментальної перевірки розвитку і підтвердження в динаміці протікання процесу захоплення насіння, коли час взаємодії (експозиції) обмежено. Такі дослідження більшою мірою моделюють реальну роботу пневмомеханічного висівного апарата.

Враховуючи наявність чинника швидкості у взаємному переміщенні дозуючого пристрою і насіння просапних культур, з метою вивчення можливості підвищення якості дозування проведено дослідження працездатності зміненої тороїдальної комірки. Зміни торкнулися подовження зовнішньої частини комірки у напрямі її руху (рис. 4). Тобто, основа комірки набула замість кола форму еліпса, напрям більшої півосі якого під час руху збігається з вектором швидкості переміщення V .

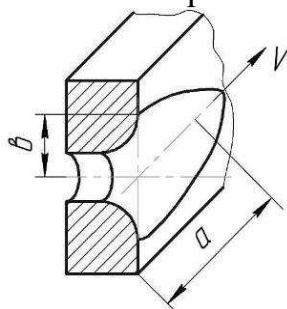


Рис. 4. Тороїдальна подовжена присмоктуюча комірка дозуючого елемента.

За задумом, така комірка внаслідок подовження основи повинна більший час взаємодіяти з насінням просапних культур. Збільшення експозиції комірки з насінням може сприятливо вплинути на ймовірність його захоплення і скидання.

На рис. 5 зображені графіки зміни ймовірності захоплення насіння сої присмоктуючими комірками різної геометричної форми. Кращі показники встановлені для тороїдальної подовженої комірки, де вірогідність захоплення, навіть при порівняно високій швидкості $V = 0,4$ м/с, не опускається нижче $\xi = 0,4$.

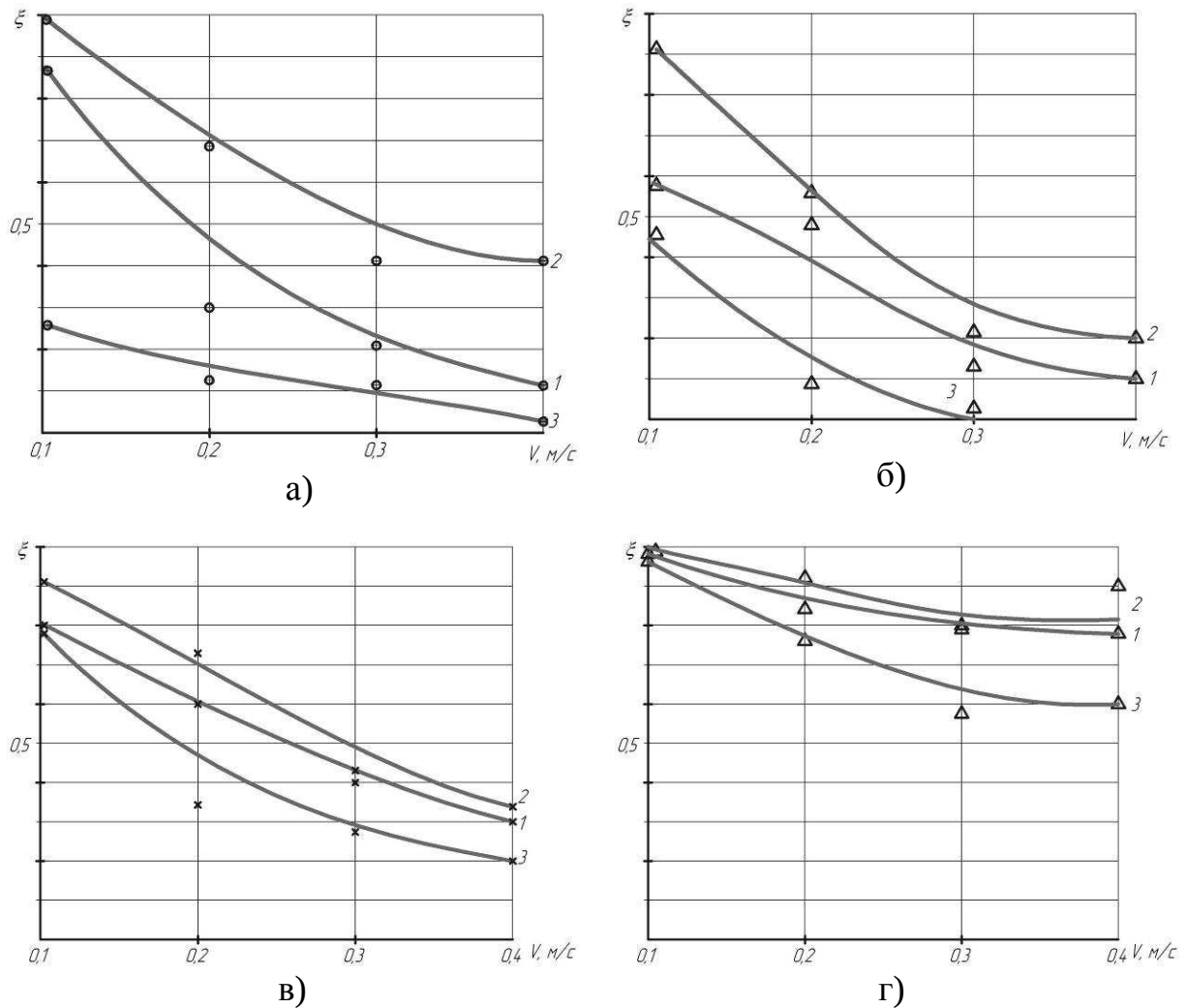


Рис. 5. Зміна ймовірності захоплення насіння (а – сої; б – кукурудзи; в – буряка; г – гороху) присмоктуючими комірками різних форм: 1 – тороїдальної; 2 – тороїдальної подовженої; 3 – циліндричної.

Результати досліджень насіння кукурудзи (рис. 5, б) показали, що вони добре присмоктуються комірками циліндричної форми лише до швидкості відносного переміщення $V = 0,3$ м/с. З перевищенням її, присмоктування насіння не відбувається, що свідчить про низьку ефективність роботи такого дозуючого пристрою. Проте і в інтервалі швидкостей $V = 0,1 \dots 0,3$ м/с робота комірки циліндричної форми відрізняється низькою ймовірністю захоплення насіння. Навіть при низькій швидкості в $V = 0,1$ м/с вона не перевищує $\xi = 0,5$. Очевидно, пояснення цьому полягає в складному рельєфі поверхонь насіння кукурудзи, слабкому їх захопленні потоком повітря, внаслідок недостатнього контакту з поверхнею комірки.

Дещо вищі отримані результати захоплення насіння кукурудзи комірками тороїдальної форми. Особливо їх переваги позначаються при підвищенні швидкості відносного переміщення. На відносно високих швидкостях $V > 0,3$ м/с відмінності між комірками тороїдальною і тороїдальною подовженою незначні на користь подовженої комірки, а ймовірність захоплення насіння перебуває на рівні $\xi \sim 0,25$.

Складну рельєфну поверхню має насіння буряка. Результати досліджень їх присмоктування зображені на рис. 5, в.

Відмінною особливістю при дозуванні насіння буряка є кучність отриманих даних за ймовірністю їх захоплення комірками різних форм. Тобто, для цього насіння форма присмоктуючої комірки менш істотна, ніж для інших, раніше досліджених. Тому ймовірність захоплення в інтервалі швидкостей $V = 0,1 \dots 0,4$ м/с знаходиться в межах $\xi = 0,9 \dots 0,3$. Дещо нижчий результат присмоктування окремого насіння отриманий для циліндричної комірки. Результати для тороїдальної і тороїдальної подовженої комірки кращі на користь подовженої. Вони перебувають на задовільному рівні якості дозування насіння.

Дослідження захоплення насіння гороху зображені на рис. 5, г. Як і для попередніх культур, для насіння гороху спостерігається загальна тенденція зниження ймовірності захоплення зі збільшенням швидкості відносного переміщення. Проте це зниження відбувається значно повільніше і ймовірність захоплення насіння, навіть у найнесприятливішому випадку, не опускається на рівень, нижчий за $\xi = 0,6$. Очевидно така досить висока ймовірність обумовлена сфероїдальною формою насіння при його нижчій щільності порівняно з подібним за формою насінням сої.

Як і в попередніх випадках, підтверджуючи загальну закономірність, переваги в присмоктуванні насіння мають комірки тороїдальних форм. Причому тороїдальна подовжена комірka працює дещо ефективніше за симетричну тороїдальну. Водночас встановлено, що циліндрична присмоктуюча комірka для всіх видів насіння просапних культур, які висіваються, має показники, гірші порівняно з тороїдальною. Так, для насіння гороху, на максимальній швидкості відносного переміщення $V = 0,4$ м/с, ймовірність захоплення циліндричною коміркою не перевищує $\xi = 0,6$ тоді, коли в рівних умовах, тороїдальна подовжена дає ймовірність близьку, до $\xi = 0,85$.

Якість виконання операції висіву можна оцінити в лабораторних умовах. Дослідження проводилися на висіві насіння кукурудзи, сої, гороху і буряка в ідентичних умовах для експериментального дозувального висівного диска з комірками подовженої тороїдальної форми.

Дослідженнями з висіву насіння сої із заданим інтервалом в 6 см встановлено, що спостерігаються істотні відхилення інтервалів від встановленого значення. Так, мінімальне значення інтервалу складає

$A_{\min} = 4,1$ см, тоді як максимальне досягає $A_{\max} = 7,1$ см. Таким чином, загальний розмах відхилень становить 3 см.

Статистична обробка даних вимірювань дала наступні результати:

- середнє значення відстані між насінинами $\bar{A}_g = 5,8$ см;
- середньоквадратичне відхилення $\sigma = 0,72$ см;
- коефіцієнт варіації $V = 0,12$.

Найбільш точно випадкова величина інтервалів між насінинами вздовж рядка описується трипараметричним законом Вейбулла:

$$f(A) = \frac{e}{a} \left(\frac{A - A_{cm}}{a} \right)^{e-1} \cdot e^{-\left(\frac{A - A_{cm}}{a} \right)^e}.$$

Значення параметрів закону розподілу для різних досліджуваних культур подані в таблиці 1, а данні порівняльних експлуатаційних досліджень серійної і експериментальної посівної секції – таблиці 2.

Метою експлуатаційних випробувань посівних секцій з експериментальними висівними апаратами, що обладнані дозуючими дисками з комірками тороїдальної подовженої форми, є перевірка в реальних польових умовах посіву ефективності роботи висівного апарата. Дослідження проводились на полях агрофірми «Авангард ЛТД» Новоархангельського району Кіровоградської області.

Таблиця 1 –

Основні дані розподілу насіння просапних культур уздовж рядка

Культура	Показники висіву						Закон роз- поділу
	Середня відстань $\bar{A}_e$, см.	Середньо- квадр. відхи- лення σ , см.	Коефіці- єнт варіа- ції V	Параметри законів ро- зподілу			
				a	e	A_{cm}	
Соя	5,8	0,72	0,12	6	2,1	3,8	Вейбулла
Кукурудза	5,82	0,7	0,12	5,8	2,1	3,87	Вейбулла
Цукровий буряк	9,8	2,3	0,23	11,5	4,3	6,8	Вейбулла

Таблиця 2 –

Данні порівняльних експлуатаційних досліджень серійної і експериментальної посівної секції

Культура	Показники роботи висівних апаратів			
	серійний		експериментальний	
	% пропусків при посіві	% появи двійників	% пропусків при посіві	% появи двійників
Соя	15	13	5	1
Кукурудза	14	13	6	2
Цукровий буряк	18	17	4	3

Висновки.

1. Найменшу ефективність захвату насіння при статичному присмоктуванні мають комірки сферичної форми, а найбільшу показали комірки конічної і тороїдальної форми.
2. Зниження рівня розрідження істотно зменшує присмоктууючу здатність дозуючих комірок, особливо при розрідженнях менших 3 кПа.
3. Експериментальні дослідження показали, що застосування на висівному диску комірки подовженої тороїдальної форми у напрямі обертання висівного диска знижує пропуски при посіві на 4...6%, поява двійників при цьому складає 1...3%.

Література.

1. Сисолін П.В. Сільськогосподарські машини: Теоретичні основи, конструкція, проектування. – Кн. 1: Машини для рільництва. / П.В. Сисолін, В.М. Сало, В.М. Кропівний; за ред. М.І. Черновола – К.: Урожай, 2001. – 384 с.
2. Войтюк Д.Г. Аспекты системы точного земледелия // Аграрный вестник Причерноморья : Сб. научн. работ / Д.Г. Войтюк, Л.В. Анискевич, Г.Р. Гаврилюк – Одесса, 1999. – Вып. 3(6). – С. 497 – 501.
3. Бойко А.И. Повышение эффективности и надежности работы высевальных аппаратов посевных машин: Монография. / А.И. Бойко, Н.А. Свирень. – Кировоград: КОД, 2011. – 276 с.

**ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ПРИСАСЫВАЮЩИХ ЯЧЕЕК НА
ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ПНЕВМОМЕХАНИЧЕСКИХ
ВЫСЕВАЮЩИХ АППАРАТОВ, АДАПТИРОВАННЫХ ДЛЯ
СИСТЕМ ТОЧНОГО ЗЕМЛЕДЕЛИЯ**

Свирень М.О., Лещенко С.М., Бойко А.И.

Аннотация – в статье представлены основные результаты экспериментальных исследований влияния формы присасывающих ячеек на эффективность работы пневмомеханических высевальных аппаратов.

**INFLUENCE FORM OF ADDING CELLS ON EFFICIENCY OF
WORK OF THE PNEUMOMASSAGE SOWING VEHICLES
ADAPTED FOR SYSTEMS EXACT AGRICULTURE**

M. Sviren, S. Leschenko, A. Boyko

Summary

The basic results of experimental researches influence of form are presented in the article, cells on efficiency of work of pneumomassage sowing vehicles.



УДК 631.331.54

АВТОМАТИЗОВАНИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ВИПРОБУВАНЬ ВИСІВНИХ АПАРАТІВ СІВАЛОК КНТУ – 80

Свірень М.О., д.т.н.,

Лісовий І.О., інженер

Кіровоградський національний технічний університет

Бойко А.І., д.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Тел.: 044-527-88-95

Анотація – в статті представлено будову, роботу, мету, задачі, методику проведення випробувань автоматизованого комплексу для досліджень та випробувань висівних апаратів.

Ключові слова – висівні апарати, дослідження, автоматизований комплекс, насіння, висів.

Постановка проблеми. Виділення окремих насінин із загальної маси є складним стохастичним процесом від ефективності проведення якого в значній мірі залежить точність виконання посівних операцій. Складність вивчення процесу виділення окремого насіння, насамперед пов'язана із недоступністю спостереження контактної взаємодії насіння з дозуючим елементом висіваючого апарату з однієї сторони і насінини з рештою насінням, що її оточує в момент захоплення дозуючим елементом. Тому більшість досліджень по вивченню виділення насіння із загальної маси проводилася за методом «чорного ящика» шляхом оцінки зміни вхідних параметрів і аналізу вихідних, як реакції на взаємодію перших.

Аналіз останніх досліджень. Пристрої для проведення досліджень і випробувань висівних апаратів сівалок відомі. Так, стенд Всесоюзного інституту механізації (ВІМ м. Москва) для дослідження висівних апаратів з застосуванням фотозйомки. При роботі висівного апарата “Липка стрічка” рухається з визначеною швидкістю, насіння прилипає до стрічки, потім проводяться підрахунки відстаней між насінинами, які обробляються відомими статистичними методами для визначення середньоарифметичних та середньоквадратичних відхилень від заданих параметрів висіву і коефіцієнта варіації. Такі ж підрахунки можна вести після обробки кіно (фото) плівок. Недоліками цього стенду є ненадійність прилипання насіння в місці падіння та довготермінова і трудомістка обробка результатів висіву насіння.

Стенд для експериментальних досліджень висівних апаратів ВІМ дещо простіший – має два привідних двигуна – постійного та змінного струму і варіатори, але недоліком його є значна трудоемкість обробки даних досліджень.

Формулювання мети й задач статті. Підвищення точності даних досліджень і випробувань висівних апаратів та автоматизація проведення підрахунків статистичних показників з застосуванням ЕОМ і цифрової відеокамери [1].

Задачі: вивчення впливу розмірних характеристик насіння, кінематичних, динамічних і конструктивних параметрів висіваючого апарату на виділення насіння із загальної маси і захоплення дозуючими елементами:

- встановлення залежності впливу кутової швидкості обертання висівного диску і радіусу розташування присмоктуючих комірок на час захоплення насіння;
- встановлення впливу розмірних характеристик насіння на інтенсивність їх присмоктування і виділення із загальної маси;
- виявлення впливу форми комірок висіваючих дисків на ефективність присмоктування насіння;
- дослідження впливу перепаду тисків (присмоктуючої сили) на час захоплення насіння дозуючим елементом.

Основна частина. Для проведення лабораторних експериментальних досліджень розроблено дослідний зразок пневмомеханічного висіваючого апарату точного висіву. В основу його конструкції покладено принцип реалізації всіх фаз роботи апарату такого типу: захоплення насіння, рівномірного його транспортування, входження в фазу скидання, природнє і примусове скидання, організація регулярного потоку насіння для вкладання в борозну. Вивчення кінематичних режимів і динамічних характеристик апарату проводиться з допомогою набору змінних робочих органів і варіації регулювання кутової швидкості обертання дозуючих елементів, а також зміною фаз і величини перепаду тиску в пневматичній системі.

Автоматизований комплекс представляє собою оригінальне обладнання для дослідження висівних апаратів, який розроблений на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету [1]. Загальний вигляд комплексу та його схема представлені на рисунку 1.

Універсальність автоматизованого комплексу заключається в можливості проведення на ньому експериментальних робіт різного роду по оцінці якості і ефективності виконання висіву. Попередній контроль якості висіву може здійснюватися візуально по розміщенню насіння на липкій стрічці чи липкому барабані, які імітують польову борозну [2]. Суміщення обертового і поступового руху барабана дає можливість забезпечувати розподіл насіння по гвинтовій лінії, а їх фіксація забезпечується липкою поверхнею барабана рисунку 2.

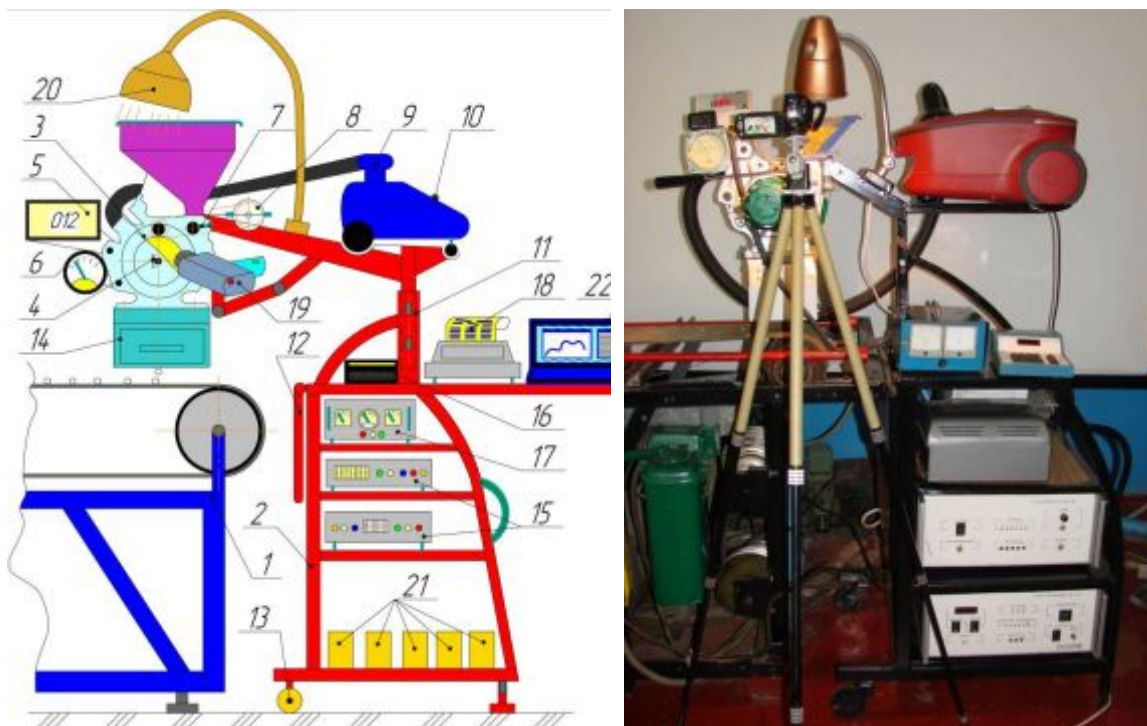


Рис. 1. Загальний вигляд та схема комплексу по дослідження висівних апаратів КНТУ-80: 1 – липка стрічка чи липкий барабан; 2 – рама; 3 – бункер для насіння; 4 – тахометр; 5 – табло тахометра; 6 – манометр; 7 – механізм зміни частоти обертання валу; 8 – електропривод; 9 – вентилятор; 10 – регулятор вакууму; 11 – кронштейн вентилятора; 12 – відкидний стіл; 13 – опорні колеса; 14 – датчик контролю висіву насіння; 15 – класифікатор насіння; 16 – блок керування класифікатором; 17 – блок керування роботою висіваючого апарату; 18 – принтер; 19 – цифрова відеокамера; 20 – лампа підсвітки; 21 – ємкості для висіваємого насіння; 22 – ЭВМ (ноутбук).



Рис. 2. Загальний вид липкого барабана.

Нанесення насіння по гвинтовій лінії обумовлено необхідністю отримання достатнього для аналізу і оцінки роботи висівального апарату шляху висіву. Так, розвернута загальна довжина гвинтової лінії одного досліджу дає при інтервалі між насінням 15 см. можливість висіяти до 100 шт., що відповідає 15 м. шляху висіву.

Експериментальні дослідження починаються із запуску висівального апарату і його налаштування на задані режими роботи. Для цього бункер апарату заповнюється насінням, а липкий барабан встановлюється в одне із крайніх положень під висівним апаратом. При досягненні стійкої роботи апарату вмикається привід обертового і зворотно-поступального руху барабана. Дослідження показників роботи висівального апарату заключається в нанесенні на барабан потоку висівного насіння і аналізу точності його взаємного розміщення порівняно із прийнятими агровимогами. Розміщення насіння на барабані по гвинтовій лінії дає можливість суттєво подовжити тривалість експерименту, що безперечно підвищує точність отриманих результатів [3].

Регульований привід обертання барабану і зворотно-поступального переміщення каретки на якій його встановлено дає можливість моделювати посів при різних швидкостях руху сівалки. Так швидкість руху сівалки може змінюватись в межах від 3,5 до 12 км/год. Це відповідає швидкісному режиму сучасних посівних агрегатів.

Проведення експериментальних досліджень на комплексі КНТУ-80 по можливості автоматизовано як безпосередньо при проведенні досліджень, так і при обробці результатів. Використання даного автоматизованого комплексу дає можливість отримати оперативні дані відносно якості формування потоку насіння при рядовому точному посіві зернових і просапних культур. Обробка результатів на міні-ЕОМ дозволяє визначити [3, 4]:

- довжини інтервалів між насінням;
- порівняльні показники висіву по відношенню до вибраного еталону;
- напрямки зміни параметрів висівального апарату для оптимізації показників дозування при точному однозерновому висіву насіння;
- оптимальні величини змінних конструктивних параметрів висівальних апаратів для досягнення якісного стійкого висіву насіння.

Дані про виконання процесу у вигляді його якісних характеристик виводяться на інформаційне табло комплексу чи при необхідності роздруковуються на принтері. Для проведення досліджень із заданим ступенем автоматизації отримання і опрацювання даних комплекс КНТУ-80 оснащено спеціально розробленим методичним і математичним забезпеченням [3, 4]:

- алгоритмом оптимізації параметрів і режимів роботи висівальних апаратів;
- програмною обробкою отриманих експериментальних даних.

Висновки. Таким чином, використання запропонованого комплексу по дослідженню посівних систем дозволяє ефективно, якісно та в короткі строки провести повну оцінку ефективності дозування насіння. Продуктивність оператора підвищується до 50 разів.

Література.

1. Пат. 44528 Україна, МПК А01С7/00. Комплекс для дослідження та випробування висівних апаратів сівалок КНТУ-80. / *М.О. Свірень, П.В. Сисолін, А.І. Бойко, С.І. Шмат, В.В. Федорчак, І.О. Лісовий*; заявник і патентотримач Кіровоградський національний технічний університет. – № U200903277; заявл. 06.04.09; опубл. 12.10.09, Бюл. № 19.
2. А. с. № 1662390 СССР, МКИ А01С 7/00. Стенд для исследования распределения семян при высеве / *Петренко Н.Н., Середя Л.И., Свирень Н.А., Кобзин В.В., Юзбашев В.А.* (СССР). – № 4728331/30-15; заявл. 15.06.1989; опубл. 15.07.1991.
3. *Гуца В.* Методика експериментального дослідження роботи висівних апаратів сівалок точного висіву / *В. Гуца, М.О. Свірень* // Матеріали студентської науково-практичної конференції “Підвищення технічного рівня сільськогосподарських машин та їх робочих органів” 18 жовтня 2011 року. Кіровоград: СНТ КНТУ, 2011. – С 5–7. <http://www.snt-kntu.ho.ua/doc/snpk.pdf>.
4. Методика оцінки якості показників роботи висівних систем точного землеробства/ *М. Свірень, А Бойко, С Леценко, О. Банний* // Техніка і технології АПК.– 2012.– №8. – С. 35–39.

**АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ
ИССЛЕДОВАНИЙ И ИСПЫТАНИЙ ВЫСЕВНЫХ АППАРАТОВ
СЕЯЛОК КНТУ – 80**

Свирень М.О., Лісовий І.О., Бойко А.І.

Аннотация – в статье представлено строение, работа, мету, задачи, методику проведения испытаний автоматизированного комплекса для исследований и испытаний высевных аппаратов.

**AUTOMATED UNITS FOR RESEARCH AND TESTING
OF SOWING MACHINES KNTU – 80**

M. Sviren, I. Lisoviy, A. Boyko

Summary

The paper article the structure, operation, purpose, objectives, methods of testing of automated units for research and testing of sowing machines.



УДК 631.372

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ З ВИЗНАЧЕННЯ ВАНТАЖОПІДЙОМНОСТІ ПРИСТРОЮ ДЛЯ АГРЕГАТУВАННЯ

Погорілий С.П., к.т.н.

Президія Національної академії аграрних наук України,

Шкарівський Г.В., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України,

Присяжний В.Г., к.т.н.,

Третяк В.М., к.т.н.

*Національний науковий центр “Інституту механізації та електрифікації
сільського господарства” НААН України*

Тел.: (066) 79-50-135

Анотація – наведено результати експериментальних досліджень визначення вантажопідйомності пристрою для агрегування напілних технологічних модулів з самохідним шасі типу Т-16МГ. Встановлено вплив основних конструкційних параметрів технологічних модулів на технологічні параметри самохідного шасі.

Ключові слова – вантажопідйомності, пристрій для агрегування технологічний модуль, самохідне шасі, конструкційні параметри.

Постановка проблеми. Теоретичні дослідження впливу основних конструкційних параметрів технологічного модуля (ТМ) на параметри мобільного енергетичного засобу (МЕЗ) під час агрегування на рамі останнього представлено в роботі [1]. Для перевірки отриманих теоретичних залежностей [1] та визначення вантажопідйомності пристрою для агрегування (ПА) [2] необхідно провести експериментальні дослідження дослідного зразка вищезгаданого пристрою.

Аналіз останніх досліджень. В ННЦ «ІМЕСГ» було розроблено дослідний зразок ПА [3], який встановлювався на самохідне шасі Т-16МГ. Для проведення експериментальних досліджень з визначення вантажопідйомності ПА було розроблено вимірювально-реєструюче обладнання, та імітатор ТМ (рис. 1). Останній, було виготовлено з урахуванням можливості зміни його ваги та відстані від осі обертання монтажної рамки ПА до центру ваги (Ц.в.) ТМ, що досягалося шляхом установки додаткових вантажів, масою 72,8 та 81,5 кг (в їх

якості використано траки гумово-металевої гусениці РМГ-170-470), і закріпленням їх у різних положеннях по відношенню до осі обертання монтажної рамки ПА, що давало можливість змінювати відстанню від осі обертання монтажної рамки ПА до Ц.в. ТМ.

Формулювання цілей статті. Провести експериментальні дослідження процесу агрегування ТМ з самохідним шасі типу Т-16МГ, визначити вантажопідйомність ПА та провести перевірку отриманих результатів експериментальних даних на адекватність теоретичним даним.



Рис. 1. Самохідне шасі Т-16МГ під час проведення досліджень: 1 – самохідне шасі Т-16МГ; 2 – імітатор ТМ; 3 – пристрій для агрегування; 4 – датчики вимірювання тиску ПМ-100; 5 – пристрій швидкодіючий самопишучий НЗ38-6П.

Основна частина. Для проведення експериментальних досліджень в порожнини гідроциліндрів ПА самохідного шасі встановлювались датчики вимірювання тиску ПМ-100 та підключалися до пристрою швидкодіючого самозаписувального НЗ38-6П. Змінна вага встановлювалась на імітаторі ТМ з подальшим опусканням–підніманням монтажної рамки з імітатор ТМ на раму самохідного шасі. При цьому змінювався тиск в порожнинах гідроциліндрів, який відслідковував датчик і перетворював його в електричний сигнал і за допомогою пристрою НЗ38-6П реєструвався на паперовій стрічці.

Досліди експериментальних досліджень були організовані згідно повнофакторному плану 2^2 . Керованими чинниками були: "вага вантажу m " та "відстань від осі обертання монтажної рамки до Ц.в. вантажу r ". Нижні та верхні значення рівнів чинників приведені в таблиці 1.

Значення рівнів чинника "вага вантажу m " обґрунтовано з точки зору вантажопідйомності шин, а значення нижнього та верхнього рівнів чинника "відстань від осі обертання монтажної рамки до Ц.в. вантажу r " визначалися з урахуванням конструкційних особливостей самохідного шасі та розробленого ПА.

Таблиця 1 –

Нижній і верхні рівні чинників повнофакторного експерименту 2²

Чинник	Натуральні значення рівнів		Значення чинників у досліді			
	нижній	верхній	1	2	3	4
Вага вантажу, m , кН	0	8,2	–	+	–	+
Відстань від осі обертання монтажної рамки до Ц.в. вантажу, r , мм	584	910	–	–	+	+

В результаті проведення обробки експериментальних даних отримано залежність тиску в порожнині гідроциліндра монтажної рамки від "маси вантажу m " та "відстані від центра обертання монтажної рамки до центра ваги вантажу r ":

– під час опускання вантажу на раму самохідного шас з імовірністю довіри 99 %:

$$p_w = -3,1 + 0,004 \cdot r + 2,41 \cdot m - 0,002 \cdot m \cdot r \quad (1)$$

де p_w – тиск у штоковий порожнинах гідроциліндрів ПА, МПа;

m – вага вантажу, кН;

r – відстань від центра обертання монтажної рамки до центра ваги вантажу, мм.

– під час підйому вантажу з рами самохідного шасі з імовірністю довіри 95 %:

$$p = -0,39 + 0,61 \cdot m \quad (2)$$

де p_n – тиск у поршневіх порожнинах гідроциліндрів ПА, МПа.

Для порівняння експериментальних досліджень з теоретичними було побудовано коридори довіри для експериментальних даних з ймовірністю 95 % за відомою методикою [4].

На рисунку 2 представлено залежність впливу ваги ТМ на тиск у гідросистемі відповідно під час переміщення ТМ на раму (рис. 2а) та з рами (рис. 2б) самохідного шасі при максимально віддаленому положенні ТМ від осі обертання ПА (0,91 м). Характер зміни тиску в гідросистемі прогнозований із збільшенням ваги ТМ (2,3 – 8,2 кН) – збільшується тиск в гідросистемі (0,9 – 5,2 МПа) під час переміщення ТМ на раму та (1,4 – 6,2 МПа) з рами самохідного шасі.

Підвищення тиску під час переміщення ТМ з рами самохідного шасі можна пояснити тим, що в початковому положенні (на рамі самохідного шасі) гідроциліндр ПА займає положення, в якому найменше плече між віссю обертання ПА та віссю штока гідроциліндра, а тому для переміщення ТМ тиск у гідравлічній системі підвищується. Аналогічний характер мають залежності при зміні положення Ц.в. ТМ відносно осі обертання (0,73, 0,62, 0,58 м), але з меншими значеннями тиску, що не мають великої цінності, оскільки нас цікавить чи не перевантажена гідравлічна система самохідного шасі під час агрегування ТМ (робочий тиск гідравлічної системи самохідного шасі 10,0 МПа [5]).

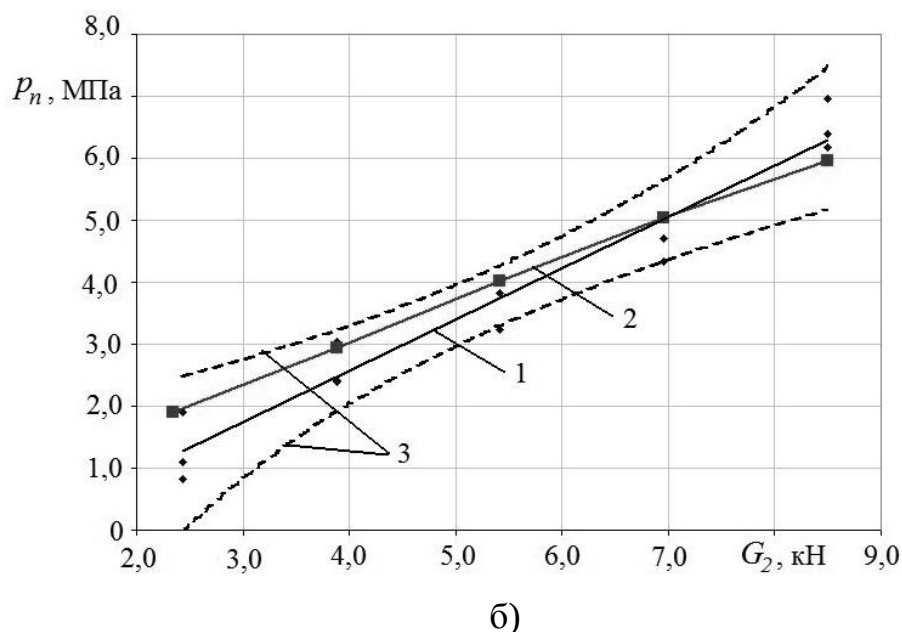
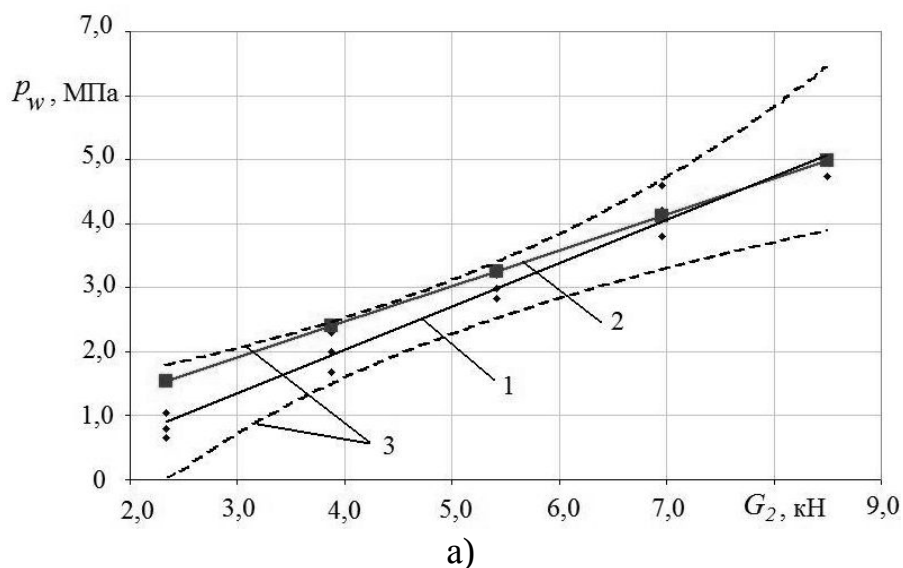


Рис. 2. Залежність тиску в гідросистемі від ваги ТМ під час агрегування: а – опускання ТМ на раму; б – підйом ТМ з рами; 1 – експериментальні дані; 2 – теоретичні дані; 3 – коридори довіри.

Для вищенаведених експериментальних результатів досліджень (рис. 2) теоретичні дані лежать у коридорах довіри експериментальних даних з ймовірністю 95 %, що підтверджує їх адекватність.

Висновки. Результати експериментальних досліджень з ймовірністю довіри 95 % підтверджують адекватність отриманих теоретичних залежностей та дають можливість стверджувати що основні конструкційні параметри ТМ вага (8,2 кН) та відстань від Ц.в. ТМ до осі обертання пристрою для агрегування (0,91 м) не перевантажують гідравлічну систему самохідного шасі типу Т-16МГ.

Література.

1. *Погорілий С.П.* Дослідження процесу агрегування технологічних модулів з самохідним шасі / *С.П. Погорілий* // Науковий вісник ТДАТУ. – 2012. – Вип. 2, Том 3. – С. 108 – 113.
2. *Пат. № 82744 України, МПК (2006) B01B 63/10, B 60 P1/64* Начіпний пристрій енергозасобу / *Шкарівський Г.В., Погорілий С.П., Понуровський А.П., Лободко М.М., Присяжний В.Г., Михайличенко С.І., Оляднічук Р.В.* (Україна). №а200607029; Заявлено 23.06.2006; Опубл. 16.10.2006; Бюл. № 10. - 4 с.
3. *Погорілий С.П.* Перспективи агрегування самохідних шасі / *С.П. Погорілий, Г.В. Шкарівський* // Motrol “Motoryzacja i tntrgetyka rolnictwa” Tom 9A. Lublin. –2007. – С. 194 – 2007.
4. *Закс Л.* Статистическое оценивание / *Л.Закс* – М.: Статистика, 1976. – 598 с.
5. Самоходное шасси Т-16МГ. Техническое описание и инструкция по эксплуатации / *А.Н. Лысенко, А.Р. Щуров, Р.М. Шинднес и др.* – Харьков: "Прапор", 1988. – 152 с

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ УСТРОЙСТВА ДЛЯ АГРЕГАТИРОВАНИЯ

Погорелый С.П., Шкаровский Г.В., Присяжный В.Г., Третьяк В.М.

Аннотация – приведены результаты экспериментальных исследований определения грузоподъемности устройства для агрегатирования навесных технологических модулей с самоходным шасси типа Т-16МГ. Установлено влияние основных конструкционных параметров технологических модулей на технологические параметры самоходного шасси.

RESULTS OF EXPERIMENTAL RESEARCHES ON DETERMINATION OF CARRYING CAPACITY OF DEVICE FOR UNITIZATION

S. Pogorelyy, G. Shkarovsky, V. Prisyazhny, V. Tretyak

Summary

The results of experimental researches of determination of carrying capacity of device for the unitization of the navesnykh technological modules are resulted with the self-propelled undercarriage of type of T-16MG. Influence of basic construction parameters of the technological modules is set on the technological parameters of self-propelled undercarriage.



МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ КОПІЮВАННЯ ГОЛОВОК КОРЕНЕПЛОДІВ КОПІРНО-РОТОРНИМ ВІДОКРЕМЛЮВАЧЕМ ГИЧКИ

Булгаков В.М., д.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Борис А.М., старший науковий співробітник

*Національний науковий центр “Інституту механізації та електрифікації
сільського господарства” НААН України*

Тел.: 044-527-87-20

Анотація – розроблено нову математичну модель вільних коливань робочого органу копірно-роторного відокремлювача гички цукрових буряків, при складному його русі. За допомогою розв’язування на ПЕОМ даної моделі досліджено процес ефективного копіювання головок коренеплодів. В результаті проведених досліджень встановлено можливість використання даного робочого органу на швидкостях поступального руху машини 2,0...2,5 м/с.

Ключові слова – коренеплід, гичка, копірно-роторний відокремлювач, копіювання, математична модель, коливання, диференціальні рівняння.

Постановка проблеми. Збирання цукрових буряків є однією з найбільш трудомістких та енергомістких операцій у сільськогосподарському виробництві. Враховуючи те, що Україна належить до високорозвинених бурякосіючих країн Європи та світу і цукор є одним із стратегічних продуктів харчування, вітчизняному сільськогосподарському машинобудуванню необхідно налагодити випуск бурякозбиральних машин, функціональні та експлуатаційні показники яких повинні відповідати рівню кращих світових аналогів.

Підвищення якісних показників процесу збирання цукрових буряків є комплексною науково-технічною проблемою, вирішення якої повинно базуватись на пошуку нових конструктивних рішень робочих органів та компоновальних схем машин, ґрунтовному теоретичному обґрунтуванні їх конструктивних та технологічних параметрів, експериментальному підтвердженні проведених теоретичних досліджень з кінцевою метою аналізу та синтезу оптимальних їх параметрів [3].

Однією з головних та відповідальних операцій у технологічному процесі збирання цукрових буряків є видалення гички з головок коренеплодів на корені. Останнім часом широкого розповсюдження у світі набули гичкозбиральні машини з ротаційними різальними апаратами. Однак, більшість із запропонованих гичкорізальних апаратів цих машин мають загальні для всіх робочих органів проблеми, які пов'язані з копіюванням головок коренеплодів, розташованих на різній висоті виступання над рівнем поверхні ґрунту, різних їх відхилень від осьової лінії рядка, наявності на головках сухої і полеглої гички тощо [3].

Аналіз останніх досліджень. Близько 50 років науковці працюють над удосконаленням технологічного процесу та створенням нових робочих органів, що дозволять якісно відокремлювати гичку цукрових буряків на швидкостях більше 2 м/с.

Наукові дослідження технологічного процесу і робочих органів для відокремлення гички відображені в роботах Л.В. Погорілого, В.М. Булгакова, М.В. Татянюк, В.Я. Мартиненка, М.М. Зуєва, М.М. Хелемендика, С.А. Топоровського, М.Г. Березового, О.П. Гурченка, М.М. Бориса, О.О. Сипливця, та ін. Але дані дослідження орієнтовані на традиційні технології та робочі органи для відокремлення гички.

При найменших втратах цукроносної маси найбільш повно гичка відокремлюється копірним зрізом, але при цьому швидкість виконання технологічного процесу перевищує 1,5 м/с. Обмеженість копірного зрізу змусила шукати інші технологічні рішення. Одним із таких рішень є широке застосування в сучасних машинах безкопірного зрізу основної маси гички на рівні високовиступаючих коренеплодів та копірне дообрізування головок коренеплодів пасивними ножами. Це дозволяє зменшити діапазон копірного зрізу та інерційні навантаження на головки коренеплодів, покращує точність їх копіювання і показники якості відокремлення гички та збільшує швидкість процесу відокремлення гички. Негативною стороною такого робочого процесу є збільшення втрат цукроносної маси, погіршення якості зрізу. При зрізі пасивним дообрізувачем можлива поява сколів окремих головок коренеплодів, що знижує технологічні властивості коренеплодів цукрових буряків. Використання відомих роторних гичкозрізувачів значно збільшило енергоємність процесу. Поряд з цим робоча швидкість процесу збільшилась у порівнянні із копірними апаратами всього на 0,5 м/с (від 1,5 до 2,0 м/с). Таким чином, машинами для відокремлення гички не досягнуто робочих швидкостей співрозмірних із швидкостями коренезбиральних машин.

Останнім часом ряд фірм (Alway Indastris, Grimme [12, 5]) в процесі дообрізування головок коренеплодів від гички використовують копірні гичкозрізувальні апарати активного типу із зменшеною масою. На нашу думку це є поверненням до відомих механіко-технологічних принципів відокремлення гички, що не забезпечить суттєвого підвищення швидкості.

Відомі дефоліатори гички в яких використовуються гнучкі робочі елементи для відокремлення гички. Робочий процес, що виконується даними машинами, характеризується значними витратами енергії та робочою швидкістю не більше 2 м/с. Але позитивною стороною є добре копіювання головок коренеплодів, завдяки використанню відцентрових сил інерції для відновлення робочими елементами початкового положення.

На нашу думку створення ефективних робочих органів з використанням відцентрових сил для відновлення їх початкового положення та копіювання головок коренеплодів є перспективним напрямком розвитку конструкцій. В технологічному плані перспективним є використання для відокремлення гички безкопінного зрізу коренеплодів, що високо виступають над поверхнею ґрунту з наступним копірним дообрізуванням головок коренеплодів. Але науково даний процес нажалі поки що не обґрунтовано.

Формулювання цілей статті. Побудувати математичну модель вільних коливань робочого елемента нового копірно-роторного відокремлювача гички цукрових буряків, при складному його русі для обґрунтування оптимальних його параметрів.

Основна частина. Внаслідок проведених теоретичних досліджень розподілення наземних цукроносних мас, нами пропонується удосконалений технологічний процес комбінованого відокремлення гички. Удосконалення технологічного процесу полягає в науковому обґрунтуванні параметрів безкопінного зрізу низько виступаючих коренеплодів, копірного зрізу середньо виступаючих коренеплодів та безкопінного зрізу високо виступаючих коренеплодів, та виконання всіх операцій процесу одним робочим – копірно-роторним відокремлювачем гички. Основні параметри робочого органу обґрунтовані теоретично та експериментально в лабораторних умовах [2, 1].

Копірно-роторний відокремлювач гички (рис. 1) складається з несучого диска 1, встановлених на шарнірах 2 робочих елементів, що складаються з жорстко зв'язаних між собою копірної частини 3, упорів 4 та ріжучої частини 5. Між сусідніми робочими елементами існує кінематичний зв'язок за допомогою упорів 4. За напрямком обертання кожний наступний робочий елемент опирається на упор попереднього елемента.

Обертання ротора відокремлювача гички здійснюється в поперечному напрямі до умовної осьової лінії рядка. Процес відокремлення гички даним робочим органом складається з фаз копіювання копірною частиною головок коренеплодів, видалення гички ріжучою частиною та відновлення вихідного положення робочим органом. Під час фази копіювання відокремлювач гички рухається вздовж рядка коренеплодів і взаємодіє з головою коренеплоду копірною частиною. При наїзді на коренеплід робочий елемент відхиляється і за допомогою

упорів з певною закономірністю починають відхилятися наступні елементи. Після проходження копірною частиною головки коренеплоду, система робочих елементів орієнтується на необхідну висоту зрізу і порційно, кожним робочим елементом, видаляється частина головки коренеплоду з гичкою. Після досягнення головкою коренеплоду кінця ріжучої частини відбувається схід системи елементів з головки і відновлення вихідного положення відокремлювача гички до взаємодії з наступною головкою коренеплоду.

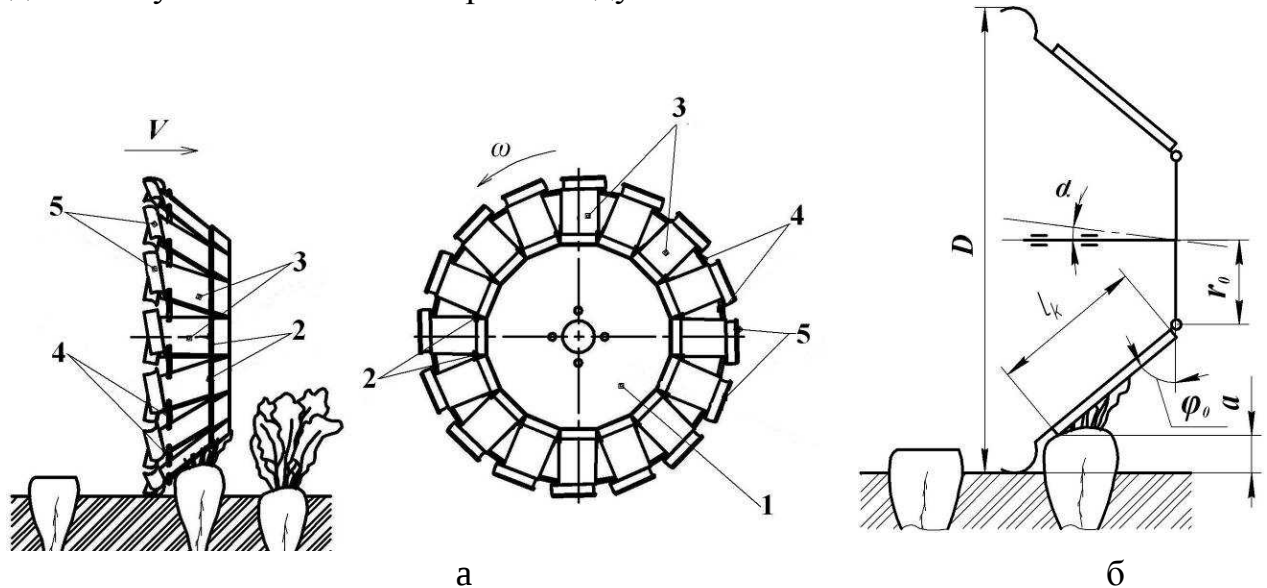


Рис. 1. Конструктивна (а) та кінематична (б) схеми нового копірнороторного відокремлювача гички.

Виходячи з механіко-технологічних властивостей коренеплодів цукрових буряків та умов їх копіювання нами обґрунтовано основні конструктивно-технологічні параметри (рис. 1 б):

- α – кут нахилу осі ротора до горизонталі: $\alpha = 0^\circ$;
- l_k – довжина копірної частини робочого елемента: $l = 0,109$ м;
- φ_0 – кут встановлення робочого елемента до площини обертання: $\varphi_0 = 50^\circ$;
- r_0 – радіус осі підвісу робочих елементів: $r_0 = 0,200$ м;
- D – діаметр ротора: $D = 0,600$ м.

Для перевірки даного робочого органу на здатність копіювати різновисокі головки коренеплодів необхідно вирішити наступні завдання:

- скласти розрахункову схему;
- побудувати теоретичну модель вільних коливань від площини обертання прямолінійного стрижня постійного поперечного перерізу;
- за конструктивно-технологічними параметрами визначити диференціальне рівняння вільних коливань реального робочого елемента;
- визначити залежність зміни кута відхилення від часу кожного ро-

бочого елемента при сході системи робочих елементів з головки коренеплоду;

- графічно промодельовувати процес копіювання робочими елементами екстремального випадку розташування суміжних головок коренеплодів при різних режимах роботи.

Для виконання поставлених завдань розглянемо еквівалентну схему робочого органу, що складається із валу на якому жорстко закріплена маточина у вигляді диска і приєднаних до нього за допомогою циліндричних шарнірів робочих елементів (рис. 2). Робочий елемент складається із копірної частини у вигляді стрижня постійного перерізу та дугоподібної ножової частини. В першому наближенні розглянемо коливання прямолінійної частини стрижня навколо осі підвісу. Введемо праві прямокутні системи координат: $OXYZ$ – інерціальна система координат, пов'язана з геометричним центром маточини і $Oxyz$ – жорстко пов'язана з валом ротора. Осі OY і Oy сумістимо з віссю обертання ротора, вісь Ox – з поздовжньою віссю стрижня у не відхиленому стані, тобто коли кут відхилення стрижня $\varphi = 0$. Ротор обертається з кутовою швидкістю $\omega = \text{const}$ навколо своєї осі. Шарнірне закріплення стрижня дозволяє йому здійснювати маховий рух з площини обертання Oxz .

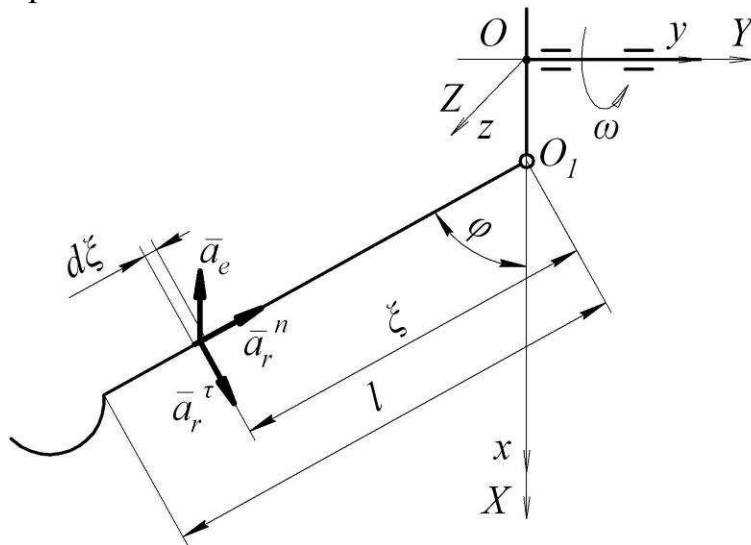


Рис. 2. Еквівалентна схема робочого органу.

Для побудови рівняння руху стрижня, визначимо прискорення, з яким рухається її елемент $d\xi$ та підрахуємо обумовлену ним силу інерції.

Вектор абсолютного прискорення елемента стрижня $d\xi$ буде дорівнювати [8]:

$$\bar{a} = \bar{a}^e + \bar{a}^r + \bar{a}^c, \quad (1)$$

де $\bar{a}^e$, $\bar{a}^r$ та $\bar{a}^c$ – відповідно вектори переносного, відносного і коріолісового прискорення елемента стрижня.

Переносне прискорення елемента стрижня визначається за формулою

$$|\bar{a}_e| = (r_o + \xi \cos \varphi) \omega^2, \quad (2)$$

де ξ – поточна координата елемента стрижня $d\xi$;

φ – відхилення стрижня від площини обертання.

Знайдемо проекції вектора $\bar{a}^e$ на осі системи Oxy :

$$a_x^e = -\omega^2 (r_o + \xi \cos \varphi), \quad (3)$$

$$a_y^e = 0. \quad (4)$$

Відносне прискорення стрижня визначимо як векторну суму нормального і тангенціального прискорень:

$$a_r = a_r^n + a_r^\tau \quad (5)$$

Нехай стрижень знаходиться у відхиленому стані і відцентрові сили інерції намагаються встановити його у площину обертання ротора. Очевидно, що в даному випадку лінійна швидкість його буде збільшуватись і кутове прискорення a_r^τ буде додатнім і направлене згідно рисунка. У цій же системі координат визначимо складові вектора $\bar{a}^r$:

$$a_{rx}^n = -\varphi^2 \xi \cos \varphi, \quad (6)$$

$$a_{ry}^n = \dot{\varphi}^2 \xi \sin \varphi, \quad (7)$$

$$a_{rx}^\tau = \ddot{\varphi} \xi \sin \varphi, \quad (8)$$

$$a_{ry}^\tau = \ddot{\varphi} \xi \cos \varphi. \quad (9)$$

В даному випадку коріолісове прискорення направлене перпендикулярно площині рисунку, тому будемо вважати, що воно не впливає на маховий рух стрижня навколо осі підвісу.

З урахуванням рівностей (1 – 9) визначимо компоненти абсолютного прискорення елемента стрижня.

Спроекуємо складові абсолютного прискорення на осі x і y :

$$a_x = -r\omega^2 - \xi \cos \varphi \omega^2 - \dot{\varphi}^2 \xi \cos \varphi + \ddot{\varphi} \xi \sin \varphi, \quad (10)$$

$$a_y = \dot{\varphi}^2 \xi \sin \varphi + \ddot{\varphi} \xi \cos \varphi. \quad (11)$$

Знаючи компоненти вектора a , знайдемо компоненти елементарної сили інерції:

$$dF_x^j = -dm a_x,$$

$$dF_y^j = -dm a_y,$$

де dm – маса елементарного перерізу стрижня.

Виразивши масу елементарного перерізу через густину та площу:

$$dm = \gamma s d\xi,$$

отримаємо:

$$dF_x^j = -\gamma s a_x d\xi, \quad (12)$$

$$dF_y^j = -\gamma s a_y d\xi, \quad (13)$$

де γ , s – щільність матеріалу і площа поперечного перерізу стрижня.

Для побудови рівняння руху стрижня визначимо елементарні моменти сил інерції відносно осі шарніра.

У даному випадку досліджується маховий рух стрижня в площині Oxy . В цьому випадку до рівняння рівноваги увійдуть елементарні моменти сил інерції F_x^J і F_y^J , що діють в цій площині.

Скориставшись звичайним правилом знаків: позитивним будемо вважати момент сил направлений проти ходу годинникової стрілки. Елементарний момент сил інерції, що діють в площині Oxy :

$$dM = -\gamma s (a_x \sin \varphi + a_y \cos \varphi) \xi d\xi. \quad (14)$$

Та інтегруючи елементарний момент в межах від 0 до l отримаємо момент сил інерції, що діють на стрижень, відносно осі шарніра:

$$M = \int_0^l [-\gamma s (a_x \sin \varphi + a_y \cos \varphi)] \xi d\xi \quad (15)$$

Підставивши вирази (10, 11) в (15) та спростивши, отримаємо:

$$M = -\gamma s \int_0^l \left(\xi \ddot{\varphi} - \omega^2 \sin \varphi r_0 - \frac{\xi \omega^2 \sin 2\varphi}{2} \right) \xi d\xi,$$

або

$$M = -\gamma s \int_0^l \left(\xi^2 \ddot{\varphi} - \xi \omega^2 \sin \varphi r_0 - \frac{\xi^2 \omega^2 \sin 2\varphi}{2} \right) d\xi.$$

Після інтегрування в межах від 0 до l остаточно отримаємо:

$$M = \gamma s \left(\frac{r_0 l^2 \omega^2 \sin \varphi}{2} + \frac{r_0 \omega^2 l^3 \sin 2\varphi}{6} - \frac{\ddot{\varphi} l^3}{3} \right). \quad (16)$$

Використовуючи принцип Даламбера, запишемо рівняння динамічної рівноваги стрижня відносно осі підвісу O_1 у наступному вигляді:

$$M + M_{III} = 0, \quad (17)$$

де M_{III} – момент сил реакції шарніра відносно осі шарніра.

Оскільки момент реакції шарніра відносно осі шарніра $M_{III} = 0$, то із (17) отримуємо:

$$M = 0, \quad (18)$$

або враховуючи (16) матимемо

$$\gamma s \left(\frac{r_0 l^2 \omega^2 \sin \varphi}{2} + \frac{r_0 \omega^2 l^3 \sin 2\varphi}{6} - \frac{\ddot{\varphi} l^3}{3} \right) = 0. \quad (19)$$

Враховуючи, що $\gamma s l = m$ запишемо:

$$m \omega^2 \left(\frac{l}{2} r_0 \sin \varphi + \frac{l^2}{6} \sin 2\varphi \right) - m \frac{l^2}{3} \ddot{\varphi} = 0. \quad (20)$$

Друга складова рівності (20) є моментом сил інерції стрижня відносно осі підвісу. Логічно припустити, що перша складова є момен-

том відцентрових сил інерції і вираз (20) є диференціальним рівнянням обертального руху шарнірно закріпленого стрижня навколо осі підвісу, яка обертається навколо перпендикулярної осі, розташованої на віддалі r_0 .

Виходячи із даних міркувань та використовуючи принцип Даламбера, запишемо рівняння динамічної рівноваги для робочого елемента в наступному вигляді

$$J\ddot{\varphi} + \sum M_R = 0, \quad (21)$$

де J – момент інерції робочого елемента відносно осі підвісу;

$\sum M_R$ – сума моментів відцентрових сил інерції складових робочого елемента відносно осі підвісу.

Робочий елемент складається з шарніра 1, копірної частини 2, пластинки 3 та ножа 4 (рис. 3).

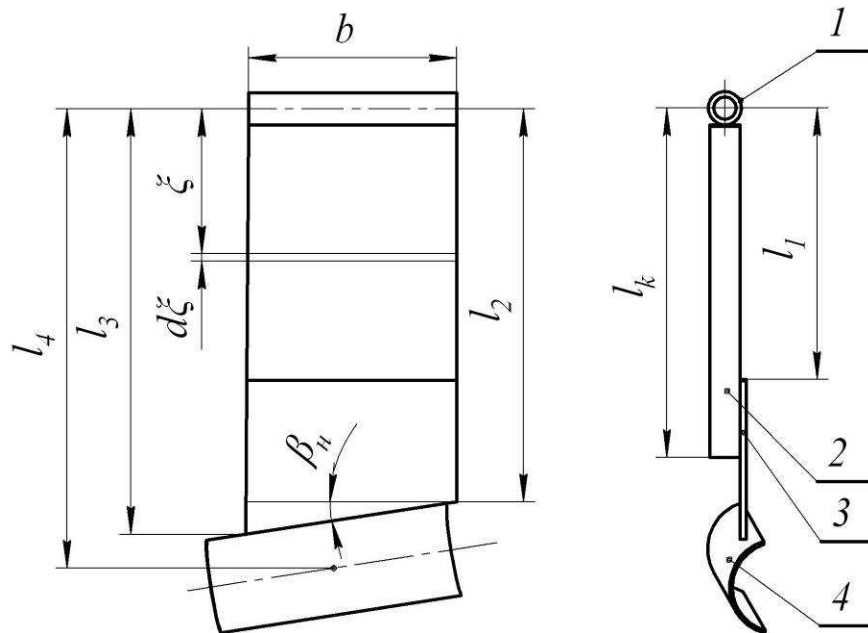


Рис. 3. Схема робочого елемента.

Враховуючи, що момент відцентрових сил інерції циліндричного шарніра буде рівним нулю, то сумарний момент інерції відцентрових сил робочого елемента визначимо, як:

$$M_R = M_K + M_{II} + M_H, \quad (22)$$

де M_K , M_{II} , M_H – відповідно моменти відцентрових сил інерції копірної частини, пластинки і ножа.

Для знаходження моменту відцентрових сил інерції копірної частини визначимо, обумовлену доцентровим прискоренням a_e , елементарну відцентрову силу інерції dF_e , що діє на елементарний переріз копірної частини (рис. 4), матимемо:

$$dF_e = -a_e dm, \quad (23)$$

де dm – маса елементарного перерізу.

Масу елементарного перерізу виразимо наступним чином:

$$dm = \gamma s d\xi, \quad (24)$$

де γ – густина матеріалу копірної частини;

s – площа поперечного перерізу копірної частини.

Враховуючи вирази (2) і (24) рівняння (23) набуде такого вигляду:

$$dF_e = -\omega^2 \gamma s (r_0 + \xi \cos \varphi) d\xi. \quad (25)$$

Визначимо елементарний момент відцентрових сил інерції:

$$dM_k = -dF_e^\tau dm, \quad (26)$$

де dF_e^τ – тангенціальна складова елементарної відцентрової сили інерції (рис. 4), яка буде дорівнювати:

$$dF_e^\tau = dF_e \sin \varphi. \quad (27)$$

Враховуючи вирази (25), (27) рівняння (26) запишемо у наступному вигляді:

$$dM_k = -\omega^2 \gamma s \sin \varphi (r_0 + \xi \cos \varphi) \xi d\xi. \quad (28)$$

Момент відцентрових сил інерції копірної частини визначимо шляхом інтегрування виразу (28), тобто:

$$M_k = \int_0^{l_k} [-\omega^2 \gamma s \sin \varphi (r_0 + \xi \cos \varphi) \xi] d\xi. \quad (29)$$

Після інтегрування в межах від 0 до l_k отримаємо момент відцентрових сил інерції, що діють на копірну частину, відносно осі шарніра:

$$M_k = -\frac{\gamma s \omega^2 l_k^3 \sin 2\varphi}{6} - \frac{\gamma s r_0 \omega^2 l_k^2 \sin \varphi}{2}. \quad (30)$$

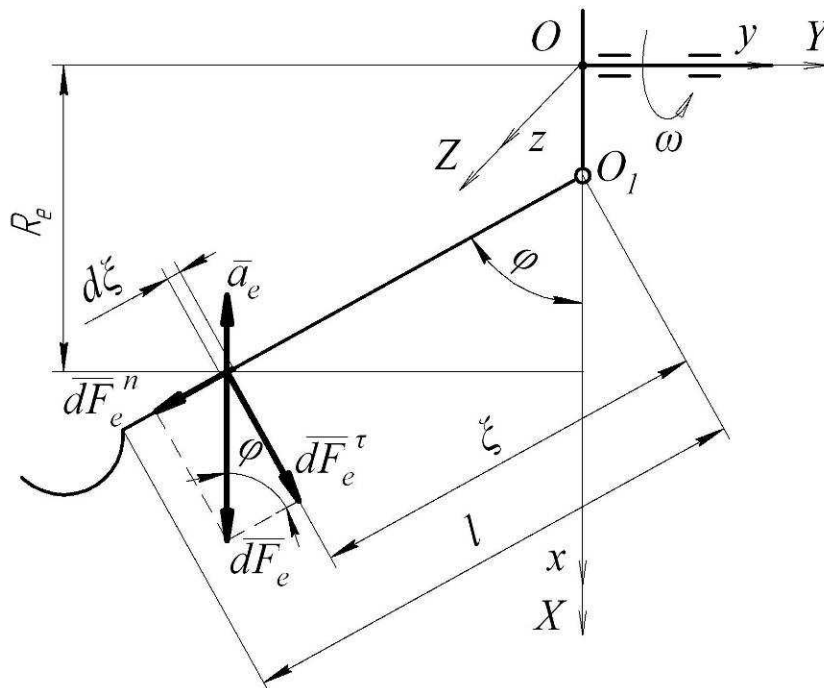


Рис. 4. Схема до визначення моменту відцентрових сил інерції прямолінійного стрижня постійного перерізу.

Враховуючи, що $\gamma s l_k = m_k$ остаточно запишемо:

$$M_k = m_k \omega^2 \left(\frac{l_k}{2} r_0 \sin \varphi + \frac{l_k^2}{6} \sin 2\varphi \right). \quad (31)$$

Аналізуючи вираз (31), бачимо, що він аналогічний першому члену виразу (20). Отже припущення про те, що перший доданок виразу (20) є моментом відцентрових сил інерції стрижня прямокутного перерізу відносно осі підвісу підтверджено.

Визначимо момент відцентрових сил інерції прямокутної пластинки. Для цього, у свою чергу, розділимо її на прямокутну та трикутну частини. Тоді загальний момент відцентрових сил інерції визначимо, як суму моментів прямокутної і трикутної частин:

$$M_{II} = M_{III} + M_{III}. \quad (32)$$

Прямокутна частини пластинки має постійний поперечний переріз. Тому, момент відцентрових сил інерції прямокутної частини пластинки визначимо за аналогією з копірною частиною з урахуванням виразу (29):

$$M_{III} = \int_{l_1}^{l_2} \left[-\omega^2 \gamma_1 s_1 \sin \varphi (r_0 + \xi \cos \varphi) \xi \right] d\xi, \quad (33)$$

де γ_1 – густина пластинки;

s_1 – площа поперечного перерізу пластинки;

l_1 та l_2 – відповідно відстані від осі підвісу до початку прямокутної частини пластинки та до її кінця.

Після інтегрування виразу (33) отримаємо момент відцентрових сил прямокутної частини пластинки у наступному вигляді:

$$M_{III} = \frac{\gamma_1 s_1 \omega^2 l_1^3 \sin 2\varphi}{6} + \frac{\gamma s r_0 \omega^2 l_1^2 \sin \varphi}{2} - \frac{\gamma_1 s_1 \omega^2 l_2^3 \sin 2\varphi}{6} + \frac{\gamma s r_0 \omega^2 l_2^2 \sin \varphi}{2}.$$

Оскільки трикутна частина пластинки має змінний поперечний переріз, то необхідно визначити залежність зміни площі її перерізу від координати ξ за таким виразом:

$$s_2 = b_2(\xi) t, \quad (34)$$

де $b_2(\xi)$ – поточне значення ширини трикутної частини;

t – товщина трикутної частини.

Визначимо залежність ширини трикутної частини визначимо $b_2(\xi)$ у наступному вигляді:

$$b_2(\xi) = b - \frac{\xi - l_2}{\tan \beta_H}, \quad (35)$$

де b – ширина робочого елемента (рис. 3);

β_H – кут нахилу ножового обрізу пластинки.

Тоді запишемо значення виразу (34) з врахуванням виразу (35):

$$s_2 = b - \frac{\xi - l_2}{\tan \beta_H} t. \quad (36)$$

По аналогії запишемо вираз для моменту відцентрових сил інерції трикутної частини пластинки, врахувавши значення виразу (36):

$$M_{III} = \int_{l_2}^{l_3} \left[-\omega^2 \gamma_1 \left(b - \frac{\xi - l_2}{\operatorname{tg} \beta_H} t \right) \sin \varphi (r_0 + \xi \cos \varphi) \xi \right] d\xi. \quad (37)$$

Через громіздкість кінцевого виразу інтегрування не наводимо.

У зв'язку із складністю інтегрування моменту відцентрових сил інерції ножа, прийемо, що його маса сконцентрована в центрі мас. Тоді момент відцентрових сил ножа запишемо у наступному вигляді:

$$M_H = m_H \omega^2 l_4 (r_0 + l_4 \cos \varphi), \quad (38)$$

де m_H – маса ножа;

l_4 – відстань від осі підвісу до центру мас ножа.

Визначимо сумарний момент інерції робочого елемента:

$$J = J_k + J_{II} + J_H, \quad (39)$$

де J_k – момент інерції копірної частини робочого елемента;

J_{II} – момент інерції пластинки;

J_H – момент інерції ножа.

Момент інерції копірної частини робочого елемента знайдемо із залежності, що наведена у [9]:

$$J_k = \gamma s \frac{l^3}{3}. \quad (40)$$

Загальний момент інерції пластинки визначимо, як суму моментів інерції прямокутної J_{III} та трикутної J_{III} частин:

$$J_{II} = J_{III} + J_{III}. \quad (41)$$

Момент інерції прямокутної частини пластинки буде дорівнювати:

$$J_{III} = \gamma_1 s_1 \int_{l_1}^{l_2} \xi^2 d\xi. \quad (42)$$

Після інтегрування виразу (42) отримаємо:

$$J_{III} = \frac{1}{3} \gamma_1 s_1 [l_2^3 - l_1^3]. \quad (43)$$

Момент інерції трикутної частини пластини дорівнюватиме:

$$J_T = \gamma_1 t \int_{l_2}^{l_3} \left(b - \frac{\xi - l_2}{\operatorname{tg} \beta_H} t \right) \xi^2 d\xi. \quad (44)$$

Після інтегрування виразу (44) отримаємо:

$$J_T = \frac{t \gamma_1 l_2 l_3 \operatorname{ctg} \beta_H}{3} - \frac{b t \gamma_1 l_2^3}{3} - \frac{t \gamma_1 l_2^4 \operatorname{ctg} \beta_H}{12} - \frac{t \gamma_1 l_3^4 \operatorname{ctg} \beta_H}{4} - \frac{b t \gamma_1 l_3^3}{3}. \quad (45)$$

Розрахунок сумарних значень моменту відцентрових сил інерції та моменту інерції робочого елемента проведено на ПЕОМ із застосуванням прикладної програми Mathcad. Розрахунки проведено для на-

ступних значень розмірно-масових параметрів робочого елементу: $l_k = 0,11$ м, $l_1 = 0,083$ м, $l_2 = 0,12$ м, $l_3 = 0,13$ м, $l_4 = 0,14$ м, $\gamma = 700$ кг/м³, $\gamma_1 = 7000$ кг/м³, $s = 0,0007$ м², $s_1 = 1,4 \cdot 10^{-4}$ м², $b = 0,07$ м, $\beta_H = 0,173$ рад, $t = 0,001$ м, $m_H = 0,025$ кг.

В результаті розрахунків залежність (22) прийме наступний вигляд:

$$M_R = \omega^2 (a \sin 2\varphi + b \sin \varphi), \quad (46)$$

де a , b – постійні коефіцієнти, що враховують розмірно-масові параметри робочого елемента ($a = 6,8 \cdot 10^{-4}$ Н·м·с², $b = 2,4 \cdot 10^{-3}$ Н·м·с²).

Враховуючи вирази (39 – 45), обчислимо сумарний момент інерції робочого елемента відносно осі підвісу – $J = 1,587 \cdot 10^3$ кг/м².

З врахуванням конкретних значень конструктивних параметрів диференціальне рівняння коливань робочого елемента навколо осі підвісу (21) набуде остаточного вигляду:

$$J\ddot{\varphi} + \omega^2 (a \sin 2\varphi + b \sin \varphi) = 0. \quad (47)$$

Для вирішення задачі копіювання головок коренеплідів необхідно ввести окремі визначення та припущення. Останній ріжучий робочий елемент – робочий елемент, що зрізає під час фази різання останню частинку головки коренеплоду. Час закінчення фази різання – час коли останній ріжучий робочий елемент проходить крайнє нижнє положення на роторі. Час відновлення вихідного положення робочим елементом – час від закінчення фази різання до відновлення робочим елементом вихідного положення. Час відновлення робочим органом початкового положення – час від закінчення фази різання до відновлення вихідного положення першим з робочих елементів, що рухаються слідом за останнім ріжучим елементом. Максимально виступаючий коренеплід – коренеплід у якого головка коренеплоду максимально виступає над рівнем ґрунту. За нашими розрахунками при комбінованому зрізі це коренеплоди з висотою виступання головок над рівнем ґрунту більше 80 мм. Мінімально виступаючий коренеплід – коренеплід, у якого головка розташована на рівні ґрунту.

Звідси сформулюємо необхідну умову копіювання головок коренеплідів запропонованим робочим органом. Час відновлення робочим органом вихідного положення повинен бути меншим за час від кінця фази різання максимально виступаючого коренеплоду до початку контакту з мінімально виступаючим коренеплодом без пошкоджень основи головки максимально виступаючого коренеплоду або з допустимими, за агротехнічними вимогами, незначними пошкодженнями.

Перевірку виконання необхідної умови копіювання проведемо у наступній послідовності:

– визначимо залежність зміни кута відхилення $\varphi(t)$ для кожного з робочих елементів (рис. 6), що відновлюють своє вихідне положення після зрізу високо виступаючого коренеплоду;

- визначимо момент часу проходження кожним з відхилених робочих елементів крайнього нижнього положення на роторі t_i і відобразимо їх на графіках (рис. 6):

$$t_i = \frac{2i\pi}{\omega z}, \quad (48)$$

де i – порядковий номер робочого елемента після останнього ріжучого робочого елемента (рис. 6);

- для кожного i -го робочого елемента порівнюємо в момент часу t_i значення $\varphi_i(t_i)$ із φ_0 за умовою: якщо $\varphi_i(t_i) > \varphi_0$, то робочий елемент не відновив вихідне положення, а якщо $\varphi_i(t_i) = \varphi_0$, то робочий елемент відновив вихідне положення;
- визначимо робочий елемент, що першим відновив вихідне положення, і таким чином, встановимо час відновлення робочим органом вихідного положення;
- для визначення можливості копіювання екстремального випадку розташування суміжних головок коренеплодів цукрових буряків та не підрізання основи головки високо виступаючого коренеплоду проведемо графічний аналіз положень робочих елементів при проходженні ними крайнього нижнього положення у фазі відновлення вихідного положення при різних режимах роботи.

Для дослідження часу відновлення початкового положення робочим органом визначимо вплив висоти виступання головок коренеплодів та кутової швидкості ротора на рух системи робочих елементів після сходу їх з головки коренеплоду. За нашими розрахунками [1] висота безкопінного зрізу високо виступаючих коренеплодів над рівнем ґрунту не буде перевищувати 80 мм. Для порівняння результатів розрахунків виберемо дві висоти виступання коренеплодів $h = 80$ мм і $h = 40$ мм. З метою отримання горизонтальної поверхні зрізу нами конструктивно закладено співвідношення між кутовою швидкістю ротора і поступальною швидкістю робочого органу:

$$\omega = 10\pi V. \quad (49)$$

Тому, при поступальних швидкостях 1,0...2,5 м/с вибираємо значення кутової швидкості $\omega = 40, 60, 80$ с⁻¹. Враховуючи початкові умови для кожного з робочих елементів, із диференціального рівняння (47), визначимо чисельними методами залежність $\varphi(t)$ для останнього ріжучого та декількох наступних робочих елементів (рис. 5).

Відмітимо на графіках час t_1 і t_2 , при якому перший та другий ріжучі елементи будуть проходити крайнє нижнє положення. При сходженні з головки коренеплоду висотою 40 мм до часу t_2 всі робочі елементи відновлюють своє початкове положення. При сходженні з головки коренеплоду висотою 80 мм всі робочі елементи відновлюють своє вихідне положення між часом t_2 і t_3 . Слід відмітити зменшення часу відновлення робочими елементами вихідного положення при збільшенні кутової швидкості ротора. Очевидно, це пояснюється відомим із теорії коливань, зменшенням періоду коливань при збільшенні кутової швидкості.

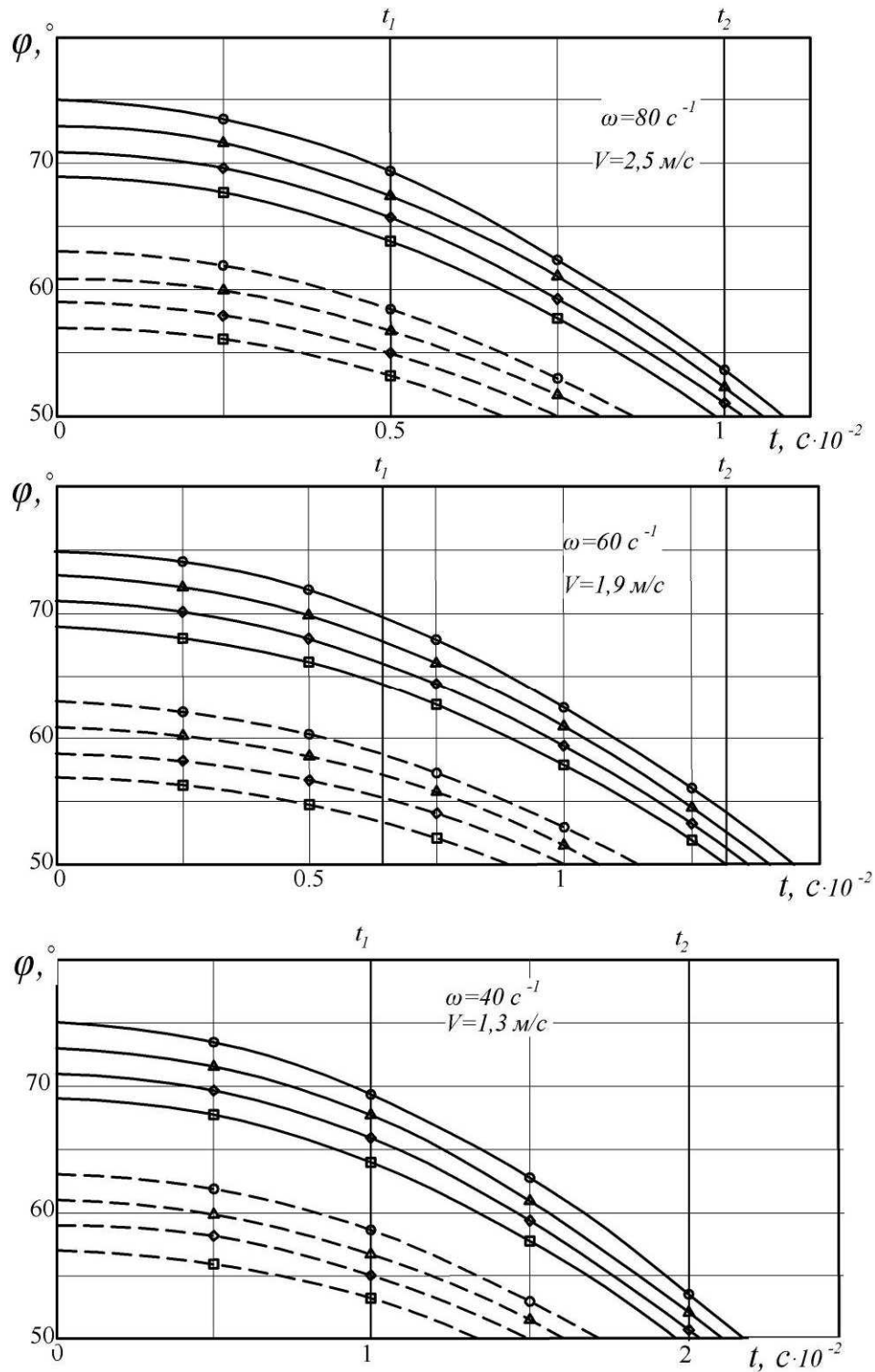


Рис. 5. Залежність кута відхилення робочого елемента від часу:
 $\circ \Delta \diamond \square$ – відповідно кути відхилення останнього ріжучого та 1, 2, 3 наступних елементів системи; — кути відхилення робочих елементів у випадку взаємодії з коренеплодом $h = 80 \text{ мм}$; - - кути відхилення робочих елементів у випадку взаємодії з коренеплодом $h = 40 \text{ мм}$.

Проведемо додатково аналіз процесу взаємодії копірно-роторного робочого органу з головкою коренеплоду (рис. 6). Процес взаємодії буде складатись з фази копіювання t_k , фази різання t_r і фази сходження з головки t_c . Положення робочих елементів при проходженні фаз копіювання та різання нами отримано в попередніх дослідженнях.

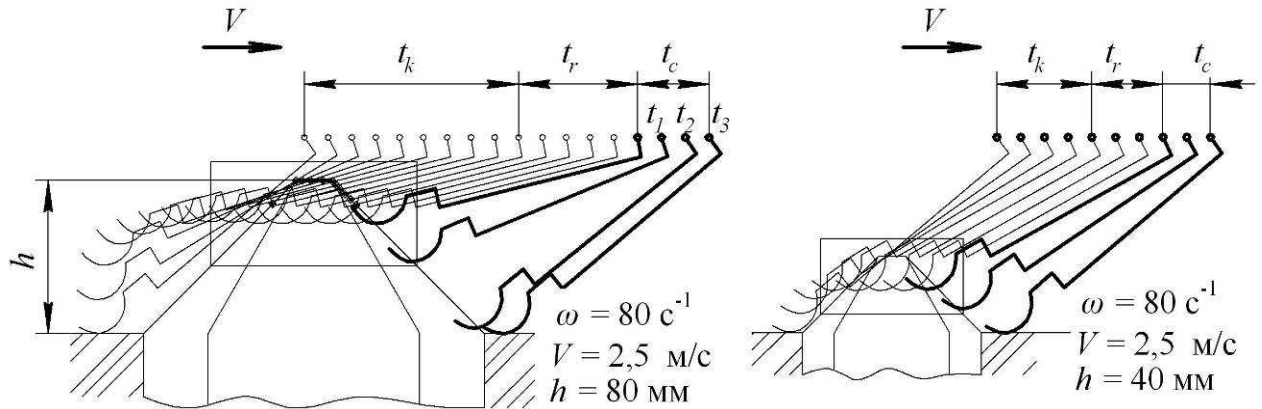


Рис. 6. Графічний аналіз копіювання головок коренеплодів робочими елементами копірно-роторного відокремлювача гички.

Як бачимо із наведеного графічного аналізу (рис. 6), при сходженні робочого органу з головки коренеплоду робочі елементи, при проходженні крайнього нижнього положення, практично копіюють тильну сторону головки. Причому, при зміні кутової швидкості і відповідній їй швидкості поступального руху, положення робочих елементів практично не змінюється. Це свідчить про правильність вибору кінематичного режиму, нечутливість робочого органу до зміни поступальної швидкості та добре копіювання головок коренеплодів різної висоти виступання. Слід відмітити можливе підрізання тильної сторони головки при збільшених кутах конусності головки та підвищених значеннях кутової швидкості. Але даний недолік усувається зміною кінематичного режиму – збільшенням поступальної швидкості руху робочого органу або зменшенням кутової швидкості ротора. Можливі рішення конструктивного плану, наприклад, збільшення моменту інерції робочого елемента, що збільшить період коливань. При проведенні експериментальних польових досліджень підрізання спостерігалось лише в окремих випадках і глибина пошкоджень головок коренеплодів не перевищувала 5 мм, що є в межах допустимих вимог.

Висновки:

1. При взаємодії копірно-роторного відокремлювача гички з коренеплодами цукрових буряків можливе якісне копіювання різновисоких головок коренеплодів і виконання технологічного процесу відокремлення гички при швидкостях руху більше ніж 2 м/с.

2. З метою визначення можливості широкого застосування робочого органу в гичкозбиральних машинах необхідно продовжити дослідження його динамічної взаємодії в процесі роботи з головками коренеплодів цукрових буряків.

Література.

1. Борис А.М. Моделювання технологічного процесу видалення гички комбінованим способом / А.М. Борис // Вісник аграрної науки. – Київ, 2011. – Вип. 7. – С. 66-68.
2. Борис А.М. Обґрунтування раціонального діапазону копінного зрізу гички цукрових буряків / А.М. Борис / Збірник наукових статей Луцького національного технічного університету. № 21(1). – Луцьк, 2011. – С. 26-30.
3. Булгаков В.М. Бурякозбиральні машини. / В.М. Булгаков – К.: Аграрна наука, 2011. – 352 с.
4. Булгаков В.М. Методика та засоби лабораторних досліджень процесу відокремлення гички експериментальними робочими органами / В.М. Булгаков, А.М. Борис / Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка, Вип. 107, т. 1. – Харків, 2011. – С. 175-188.
5. Булгаков В.М. Теорія робочого процесу видалення гички з коренеплодів цукрових буряків / В.М. Булгаков, А.М. Борис / Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Вип. 166, ч. 1. – К., 2011. – С. 335-342.
6. Дефолиатор 4 Row 30 фірми Alloway Standard Industries [Електронний ресурс] // Інформація виробника – Режим доступу: <http://www.alowaystandart.com>.
7. Зуев Н.М. Безкопирный срез головок корнеплодов. / Н.М. Зуев, С.А. Топоровский // Сахарная свекла. – 1988, № 6. – С. 42-45.
8. Гуляев В.И. Колебания систем твердых и деформируемых тел при сложном движении / В.И. Гуляев, П.П. Лизунов. – К.: Вища школа, 1989. – 197 с.
9. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: Учебник для ВТУЗов. / С.М. Тарг – 10-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1986. – 416 с.
10. Мартиненко В.Я. Гичкозбиральні машини / В.Я. Мартиненко – Тернопіль: Поліграфіст, 1997. – 110 с.
11. Погорелый Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины: История, конструкция, прогноз. / Л.В. Погорелый, Н.В. Татьяна – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
12. Уборка сахарной свеклы с ВМ330 и Rootster 604 [Электронный ресурс] // Сельскохозяйственная техника. – 2008, № 2. – Режим доступа до журнала: <http://russia.profi.com>.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА КОПИРОВАНИЯ ГОЛОВОК КОРНЕПЛОДОВ КОПИРНО-РОТОРНЫМ ОТДЕЛИТЕЛЕМ БОТВЫ

Булгаков В.М., Борис А.Н.

Аннотация – разработана новая математическая модель свободных колебаний рабочего органа копирно-роторного отделителя ботвы сахарной свеклы, при сложном его движении. С помощью решения на ПЭВМ данной модели исследован процесс эффективно-го копирования головок корнеплодов. В результате проведенных исследований установлена возможность использования данного рабочего органа на скорости поступательного движения машины 2,0...2,5 м/с.

MATHEMATICAL MODEL OF PROCESS OF PRINTING-DOWN OF HEADS OF ROOT CROPS BY TEMPLATE-CONTROLLED- ROTOR SEPARATOR OF HAULM

B. Bulgakov, A. Boris

Summary

The new mathematical model of free vibrations of working organ of template-controlled-rotor separator of haulm of sugar beet is developed, at his difficult motion. By a decision on PEVM of this model the process of effective printing-down of heads of root crops is investigation-al. As a result of the conducted researches possibility of the use of this working organ is set on the rate of forward movement of machine 2,0...2,5 m/ss.



УДК 631.372

ТЕХНІЧНА ДІАГНОСТИКА – ВАЖЛИВИЙ ЕЛЕМЕНТ В ПІДВИЩЕННІ НАДІЙНОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

Яременко В.В., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Свіреня М.О., д.т.н.

Кіровоградський національний технічний університет

Тел.: (0522)-39-04-19

Анотація – сформовано та проаналізовано методичні основи вибору правил, методів та засобів діагностування гідроприводів на етапах створення і реалізації системи технічного діагностування. Приведено техніко-економічні показники, які очікується отримати в разі реалізації системи технічного діагностування гідроприводів.

Ключові слова – діагностика, технічний сервіс, гідропривод, сільсько-господарська техніка, алгоритм.

Постановка проблеми. Встановлено, що до 25% відмов від загальної кількості відмов по тракторах і комбайнах припадає на складові частини гідроприводів. Відсутність інформації про можливість виникнення відмов, неможливість оперативно виконати пошук на усунення відмов (несправності), а також невизначеність з фактичним значенням залишкового ресурсу агрегатів призводить до вимушених простоїв техніки, які в 5-20 разів перевищують нормативні значення, та заміни агрегатів з залишковим ресурсом, який досягає 40 %. Збільшення тривалості простоїв техніки порушує агротехнічні строки виконання сільськогосподарських робіт, що призводить до значного зменшення урожайності сільськогосподарських культур та втрат під час їх збирання (можуть досягати 40 % від вирощеного врожаю), а передчасна заміна агрегатів збільшує на 15-20 % витрати на технічне обслуговування та ремонт техніки [1,2]. Однією з ланок технічного сервісу в системі управління надійністю техніки є технічне діагностування, яке має забезпечувати своєчасне інформування споживачів техніки щодо їх технічного стану, можливість появи відмов, оперативний пошук та усунення відмов. Успішне проведення технічного діагностування можливе в разі застосування комплексу взаємно погоджених правил,

методів, алгоритмів і засобів необхідних для визначення технічного стану об'єкта за участі відповідних виконавців.

Аналіз останніх досліджень. Основи проектування систем технічного діагностування розглянуто в роботі [3], де сформовано основні задачі організації системи та визначення показників об'єкта діагностичних засобів з урахуванням затрат на діагностування. Форма та методи діагностування та алгоритми пошуку несправностей розкриті в фундаментальній науковій праці [4]. В зазначених роботах даються основні напрямки досліджень в питаннях створення систем технічного діагностування техніки в загальних аспектах, а для розроблення системи технічного діагностування гідроприводів сільськогосподарської техніки мають виконуватись дослідження з конкретними об'єктами діагностування з урахуванням специфіки їх експлуатації та техсервісу.

Формування цілей статті. Розробити основоположні напрямки створення та реалізації системи технічного діагностування гідроприводів сільськогосподарської техніки, як структурного елемента системи техсервісу, який би слугував гарантом в управлінні надійністю техніки.

Основна частина. Діагностування слід проводити для конкретних типів гідравлічних приводів за видами:

- експрес-діагностування проводити за обмеженою кількістю діагностичних параметрів для визначення загального технічного стану гідравлічного привода;
- періодичне діагностування проводити через встановлені, для даного типу техніки інтервали часу (ТО2, ТО3, сезонне ТО), або за потребою для визначення технічного стану складових частин, залишкового ресурсу та потреби в ремонті об'єктів діагностування [5, 6, 7].

Діагностування гідравлічного привода навісного пристрою тракторів. *Експрес-діагностування.* Приєднати до націпного пристрою сільськогосподарську машину або вантаж потрібної маси відповідно до класу трактора: клас 0,6 – 500 кг; клас 0,9 – 650 кг; клас 1,4 – 800 кг; клас 3 – 1500 кг; клас 5 – 1700 кг. Трактор встановлюють на відповідну площадку і прогрівають робочу рідину до температури 45...55 °С. Встановлюють номінальну частоту обертання колінчастого вала двигуна ($n_{ном}$), виконують п'ять повних підіймань та опускань машини або вантажу, заміряють тривалість їх підіймання та опускання. Підняти машину або вантаж в крайню верхню позицію і зупинити двигун. Заміряти транспортну усадку штока (поршня) гідроциліндра за 1800 с (30 хв). Розрахувати середні значення замірів діагностичних параметрів і співставити їх з нормативними.

ПЕРІОДИЧНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ. *Визначення технічного стану насоса.* Діагностичні засоби до об'єкта діагностування приєднати за схемою наведеною на рис. 1. Комутатор включити в позицію перекриття надходження робочої рідини до розподільника, тоді весь потік спрямовується через діагностичний засіб до витратоміра. Встановити ($n_{\text{ном}}$) та ($P_{\text{ном}}=10 \text{ кгс/см}^2$) і заміряти витратоміром подачу робочої рідини насосом. Співставити заміряну подачу робочої рідини насосом з нормативним значенням наведеним в паспорті.

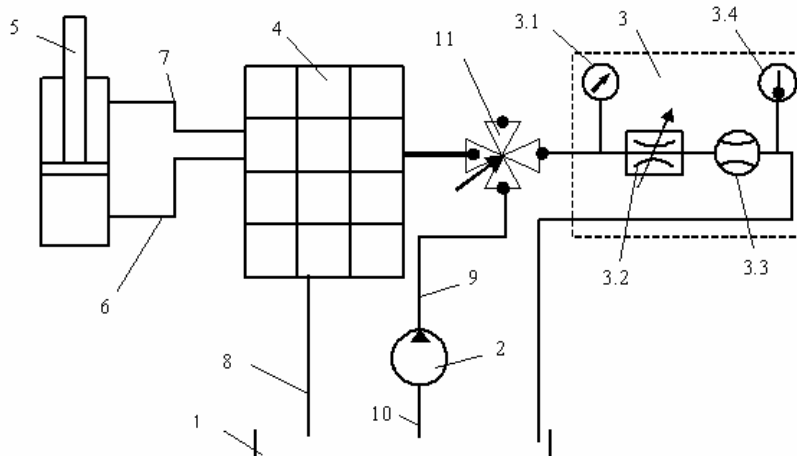


Рис. 1. Схема під'єднання засобів діагностування до гідравлічного привода напірного пристрою тракторів для визначення технічного стану гідронасоса: 1- гідробак; 2 – гідронасос; 3 – діагностичний засіб (3.1 – манометр; 3.2 – дросель; 3.3 – витратомір; 3.4 – термометр); 4 – гідророзподільник; 5 – гідроциліндр; 6,7,8,9,10 – гідропроводи; 11 – комутатор потоків.

Визначення технічного стану розподільника. Комутатор включити в позицію, при якій робоча рідина може надходити паралельно до розподільника і діагностичного засобу. Встановити ($n_{\text{ном}}$), включити важіль керування золотником розподільника, до якого під'єднано основний гідроциліндр трактора, в позицію “Піднімання”, створити ($P_{\text{ном}}$) і заміряти витрату робочої рідини. Різниця значень подачі робочої рідини насосом і заміряної витрати характеризує втрати робочої рідини в спряженнях деталей розподільника та основного гідроциліндра. Співставити заміряне значення витрати робочої рідини з нормативними.

Для визначення тиску спрацювання клапанів автоматичного повернення золотників розподільника з робочих позицій “Підіймання” та “Опускання” в “Нейтральне” потрібно, на середній частоті обертання колінчастого вала двигуна ($n_{\text{ср}}$), золотник розподільника включити в позицію “Підіймання, а дроселем створювати тиск робочої рідини до його повернення в позицію “Нейтральне”.

Для визначення тиску спрацювання запобіжного клапана розподільника, на (p_{cp}), важіль керування золотником розподільника включити в положення “Підймання” і зафіксувати його в такій позиції. Дроселем повністю перекрити злив робочої рідини з розподільника через діагностичний засіб. Зафіксоване, при цьому, максимальне значення тиску робочої рідини відповідає тиску спрацювання запобіжного клапана.

Якщо значення тиску спрацювання клапанів розподільника не відповідають нормативним значенням, встановленими нормативними документами на конкретний тип техніки, то потрібно провести регулювальні та ремонтні роботи по усуненню несправностей, або замінити розподільник.

Діагностування гідравлічного привода рульового керування тракторів і комбайнів. *Експрес-діагностування.* Встановити об’єкт діагностування на рівному майданчику з твердим покриттям. На (p_{cp}) рульове колесо повернути в крайню позицію і, притримуючи його, нагріти робочу рідину. Виконати шість поворотів керованих коліс з однієї крайньої позиції в іншу на ($p_{ном}$) та заміряти зусилля (силу) яке прикладається до рульового колеса для його повертання. Зусилля для повертання рульового колеса не повинно перевищувати 30 Н при працюючому насосі живлення і 600 Н – при непрацюючому насосі живлення. Частота обертання рульового колеса має забезпечуватись гідравлічним приводом від 1 c^{-1} (60 об/хв) до $1,6 \text{ c}^{-1}$ (100 об/хв) на частоті обертання колінчастого вала двигуна не більше 60 % номінального значення. Заміряти люфт рульового колеса, встановивши керовані колеса в позицію, що відповідає прямолінійному переміщенню об’єкта, який не повинен перевищувати 15 градусів. Для гідравлічних приводів з насосами-дозаторами, визначити частоту обертання рульового колеса (швидкість сковзання) при крайній позиції керованих коліс, яка не повинна перевищувати $0,05 \text{ c}^{-1}$ (3 об/хв). Повертання керованих коліс з однієї крайньої позиції в іншу, при працюючому насосі живлення, має відбуватись не більше ніж за шість обертів рульового колеса. Якщо значення заміряних параметрів відповідають зазначеним вимогам, то гідравлічний привод рульового керування справний і машина може експлуатуватись до наступного випробування (періодичність випробування встановлюється нормативними документами на конкретну машину), а якщо не відповідає то слід провести діагностування для пошуку несправності та визначення технічного стану його складових частин.

ПЕРІОДИЧНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ. *Визначення технічного стану насоса.* Приєднати діагностичні засоби до об’єкта діагностування за схемою наведеною на рис. 2. Комутатор включити в позицію, при якій перекривається подача робочої рідини до рульових

механізмів та насос-дозаторів, а весь потік спрямовується через діагностичний засіб до витратоміра. Встановити ($n_{\text{ном}}$) та ($P_{\text{ном}}$), заміряти подачу робочої рідини насосом і співставити її значення з нормативними наведеними в паспорті.

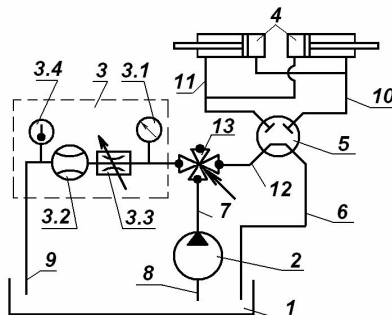


Рис. 2. Схема під'єднання засобів діагностування до гідравлічного привода рульового керування тракторів та комбайнів: 1 – гідробак; 2 – гідронасос; 3 – діагностичний засіб (3.1 – манометр; 3.2 – дросель; 3.3 – витратомір; 3.4 – термометр); 4 – гідроциліндри; 5 – насос-дозатор; 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 – гідропроводи; 13 – комутатор потоків.

Визначення технічного стану рульових механізмів та насос-дозаторів. Комутатор (рис. 2) включити в позицію при якій робоча рідина подається до рульових механізмів та насос-дозаторів і діагностичних засобів. Встановити ($n_{\text{ном}}$), повернути рульове колесо в крайню позицію і утримувати його в такій позиції на час випробування, створити ($P_{\text{ном}}$) і заміряти витрату робочої рідини. Різниця значень подачі робочої рідини насосом та заміряної витрати характеризує втрати робочої рідини в рульовому механізмі або насос-дозаторі. Співставити заміряне значення втрат робочої рідини з нормативними значеннями наведеними в паспорті.

Визначення тиску спрацювання запобіжного клапана. Комутатор (рис. 2) включити в позицію при якій робоча рідина паралельно подається до рульових механізмів та насос-дозаторів і діагностичних засобів. Встановити ($n_{\text{сп}}$), повернути рульове колесо в крайнє положення і утримувати його в такій позиції на час випробування. Дроселем перекрити злив робочої рідини через діагностичний засіб в бак і заміряти тиск робочої рідини в нагнітальному гідроканалі. Максимальне значення тиску робочої рідини зафіксоване при випробуванні, характеризує тиск спрацювання запобіжного клапана. Співставити заміряне значення тиску спрацювання запобіжного клапана з нормативними значеннями наведеними в паспорті.

Визначення тиску спрацювання запобіжного клапана. Комутатор (рис. 2) включити в позицію при якій робоча рідина паралельно подається до рульових механізмів та насос-дозаторів і діагностичних засобів. Встановити ($n_{\text{сп}}$), повернути рульове колесо в

крайне положення і утримувати його в такій позиції на час випробування. Дроселем перекрити злив робочої рідини через діагностичний засіб в бак і заміряти тиск робочої рідини в нагнітальному гідроканалі. Максимальне значення тиску робочої рідини зафіксоване при випробуванні, характеризує тиск спрацювання запобіжного клапана. Співставити заміряне значення тиску спрацювання запобіжного клапана з нормативними значеннями наведеними в паспорті.

Алгоритм діагностування основного гідравлічного привода комбайнів. *Експрес-діагностування.* Нагріти робочу рідину і перевірити функціонування всіх споживачів гідравлічної енергії. Включання та виключання має відбуватися чітко, а спарені виконавчі елементи (гідроциліндри) повинні працювати синхронно. Переміщення вихідних ланок (штоків, плунжерів) виконавчих механізмів має відбуватись плавно, без ривків, заїдань та вібрації. Для визначення загального технічного стану основного гідравлічного привода комбайна необхідно виконати п'ять повних підйомів та опускань найбільш енергоємних пристроїв (жниварки, копачів та інших складових комбайна). Заміряти тривалість виконання цих операцій.

Якщо тривалість підйомання перевищує 5 с, а опускання менше 2 с, то потрібно провести діагностування для визначення технічного стану складових частин основного гідравлічного привода комбайна. Транспортну усадку штоків (плунжерів) гідроциліндрів вказаних пристроїв визначити за алгоритмом наведеним раніше. Якщо значення транспортної усадки штоків гідроциліндрів більше 50 мм за 180 с (3 хв.) то потрібно визначити технічний стан складових частин основного гідравлічного привода.

ПЕРІОДИЧНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ. *Визначення технічного стану насоса.* Діагностичні засоби до об'єкта діагностування приєднати за схемою наведеною на рис. 3. Комутатор включити в позицію, при якій перекривається подача робочої рідини від насоса до розподільників, а весь потік направляється до діагностичного засобу та витратоміра.

Встановити ($n_{\text{ном}}$) та ($P_{\text{ном}}$), заміряти витратоміром подачу робочої рідини насосом, співставити її з нормативними значеннями наведеними в паспорті.

Визначення технічного стану розподільників. Комутатор (рис. 3) включити в позицію, при якій робоча рідина від насоса подається паралельно до розподільника і діагностичного засобу. Включити один із золотників розподільника в робочу позицію і утримувати його в такій позиції на час випробування. Встановити ($n_{\text{ном}}$) та ($P_{\text{ном}}$), заміряти витратоміром подачу робочої рідини. Різниця значень подачі робочої рідини насосом і заміряним значенням витрати характеризує загальні втрати робочої рідини в розподільниках та інших складових частинах основного гідравлічного привода комбайна. Співставити заміряні значення втрат робочої рідини з нормативними значеннями наведеними в паспорті.

171

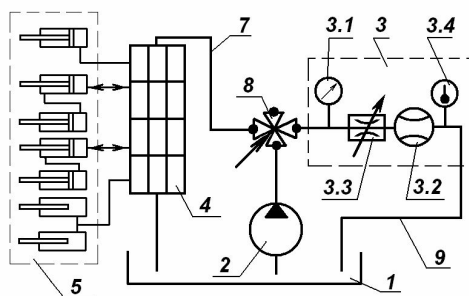


Рис. 3. Схема під'єднання засобів діагностування до основного гідравлічного привода комбайнів для визначення технічного стану його складових частин: 1- гідробак; 2 – гідронасос; 3 – діагностичний засіб (3.1 – манометр; 3.2 – дросель; 3.3 – витратомір; 3.4 – термометр); 4 – гідророзподільник; 5 – гідроциліндри; 6,7,9, – гідропроводи; 8 – комутатор потоків.

Для визначення тиску спрацювання запобіжного клапана комутатор (рис. 3) включити в позицію, при якій робоча рідина може надходити паралельно до розподільника (запобіжного клапана) і діагностичного засобу. Включити один із золотників розподільника в робочу позицію і утримувати його в такій позиції на час випробування, на (n_{cp}) дроселем перекрити злив робочої рідини через діагностичний засіб в бак і заміряти тиск робочої рідини. Максимальне значення тиску робочої рідини зафіксоване при випробуванні, характеризує тиск спрацювання запобіжного клапана. Співставити заміряне значення тиску спрацювання запобіжного клапана з нормативними значеннями наведеними в паспорті.

Діагностування гідравлічного привода ходової системи комбайнів. Експрес діагностування. Комбайн встановити на рівному майданчику з твердим покриттям. Встановити (n_{cp}) і прогріти робочу рідину. Важіль керування коробкою зміни діапазонів встановити в позицію “Нейтральне”. Від’єднати механізм керування гідравлічним приводом від розподільника аксіально-поршневого насоса. Встановити ($n_{ном}$), важіль керування розподільником гідравлічного приводу ходової системи, почергово встановити в робочі позиції, що відповідають рухові комбайна “Вперед” і “Назад” та заміряти час (тривалість), протягом якого важіль повертається з робочих позицій в “Нейтральне”. Під’єднати важіль керування розподільником і на ($n_{ном}$) перевірити функціонування механізму керування гідравлічним приводом. Важіль має плавно переміщуватись в усьому діапазоні і надійно фіксуватися фрикційним механізмом. Зусилля на переміщення важеля має знаходитись в діапазоні від 20 Н до 30 Н.

Почергово, важелем керування коробкою зміни діапазонів, включати передачі, а важелем керування гідравлічним приводом на

(n_{cp}) задавати комбайну відповідний напрямок руху. Напрямок руху, інтенсивність підвищення (набирання) швидкості комбайна має відповідати технічним вимогам на комбайн. Якщо включена будь-яка передача, а важіль керування встановлений в позицію “Нейтральне”, комбайн не повинен рухатись. Під час випробувань потрібно спостерігати за показаннями вакуумметра. Результати випробувань співставити з нормативними значеннями наведеними в паспорті.

ПЕРІОДИЧНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ. *Визначення тиску робочої рідини та вакууму в системі керування (підживлення).* Під’єднати діагностичні засоби до об’єкту діагностування за схемою наведеною на рис. 4. Важіль керування коробкою зміни діапазонів включити в позицію “Нейтральне”. Встановити ($n_{ном}$), важіль керування розподільником гідравлічного привода ходової системи, по чергово встановити в робочі позиції, що відповідають рухові комбайна “Вперед” і “Назад”, зафіксувати значення тиску та вакууму за показаннями відповідних приладів і співставити їх з нормативними значеннями наведеними в паспорті.

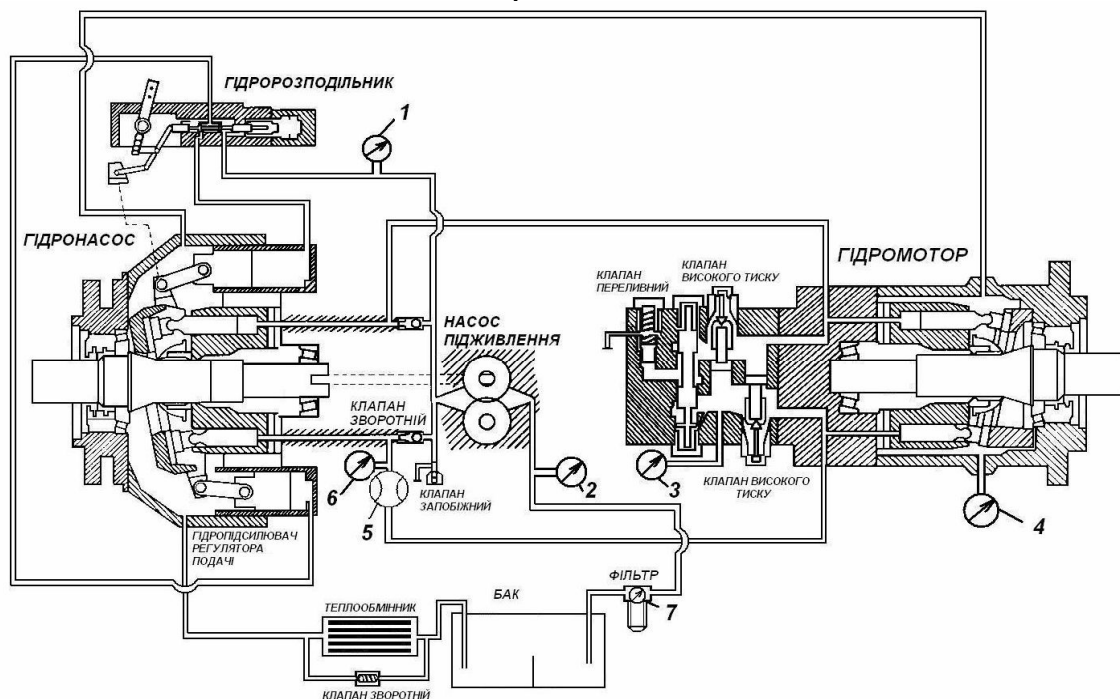


Рис. 4. Схема під’єднання засобів діагностування до гідравлічного привода ходової системи комбайна для визначення технічного стану його складових частин: 1 – манометр для вимірювання тиску в системі керування; 2 – вакуумметр для контролю вакууму у всмоктувальній магістралі; 3 – манометр для вимірювання високого тиску; 4 – манометр для вимірювання тиску в дренажній системі; 5 – витратомір; 6 – манометр витратоміра; 7 – штатний вакуумметр.

Якщо заміряні значення відповідають номінальним або допустимим значенням то система керування справна, а невідповідність може бути внаслідок таких несправностей: недостатня кількість робочої рідини в баку або вона не відповідає встановленим нормативним документом вимогам; забруднений фільтр або деформований усмоктувальний гідропровід; порушення у функціонуванні відповідних клапанів; порушення в механізмах привода аксіально-поршневого та підживлюючого насосів; порушення в функціонуванні розподільника (золотник не встановлюється в відповідні позиції); насос підживлення не працездатний.

Визначення технічного стану запобіжних клапанів високого тиску. Важелем керування коробкою зміни діапазонів включити одну з передач. Гальмівною системою зафіксувати комбайн від переміщення. Встановити (n_{cp}), важіль керування гідравлічного привода ходової системи, почергово встановити в робочі позиції, що відповідають рухові комбайна “Вперед” і “Назад”, зафіксувати значення тиску робочої рідини в системі керування та гідролініях високого тиску. Співставити результати випробувань з нормативними значеннями наведеними в паспорті. Якщо заміряні значення відповідають номінальним або допустимим значенням то клапани і система високого тиску справні, а якщо не відповідають то потрібно перевірити технічний стан складових частин гідравлічного привода: запобіжних клапанів високого тиску; шунтувального золотника та переливного клапана гідромотора; запірних клапанів; аксіально-поршневих насоса та гідромотора.

Визначення технічного стану аксіально-поршневих насоса та гідромотора. Важіль керування коробкою зміни діапазонів включити в позицію “Нейтральне”. Встановити ($n_{ном}$), важіль керування гідравлічного привода ходової системи перемістити в крайню позицію, що відповідає переміщенню комбайна “Вперед”, витратоміром заміряти подачу робочої рідини аксіально-поршневим насосом при ($P_{ном}=250 \text{ кгс/см}^2$). Співставити заміряну подачу з нормативним значенням для даного типу гідравлічного привода. Якщо значення подачі відповідає номінальному або допустимому значенню то насос справний і може працювати до наступного діагностування, а якщо відповідає граничним то насос потребує ремонту.

Якщо за результатами діагностування встановлено, що аксіально-поршневий насос і елементи системи керування та клапани високого тиску справні, а гідравлічний привод в цілому працює незадовільно то потрібно замінити несправний аксіально-поршневий гідромотор.

Діагностичні засоби рекомендовані до виконання. Сучасні імпортовані комбайни обладнані вмонтованими електронними (комп'ютеризованими) засобами діагностування, які забезпечують оператора (комбайнера) інформацією, в основному, про загальний технічний стан гідроприводу, а для локального (поелементного) діагностування використовуються переносні засоби (гідротестери). Більшість комбайнів, які експлуатуються в Україні (“Нива”, “Колос”, “Дон-1500”, “Славутич”, “КСКУ-6АС”, “РКМ-6”, “МКК-6-02”, “КС-6Б-02”, “Полісся-250”, “Марал-125” та інші), не обладнані вмонтованими засобами діагностування, а тому для діагностування їх гідроприводів доцільно використовувати переносні технічні засоби діагностування. При цьому слід враховувати те, що кожна модель комбайна обладнана декількома гідроприводами (основний, рульового керування, ходової системи), які мають особливості щодо будови та компоновальних схем розміщення гідроагрегатів, а також нормативних значень діагностичних параметрів. З врахуванням таких особливостей гідравлічних приводів комбайнів доцільним є виготовлення двох комплектів засобів: для діагностування гідроагрегатів основного гідроприводу та гідроприводу рульового керування; другий комплект засобів для діагностування гідравлічних приводів ходової системи.

Основними складовими цих комплектів є витратоміри робочої рідини. Для вимірювання витрати робочої рідини при діагностуванні гідроагрегатів основного гідроприводу та рульового керування розроблено витратомір постійного перепаду тиску, схема якого наведена на рис. 5.

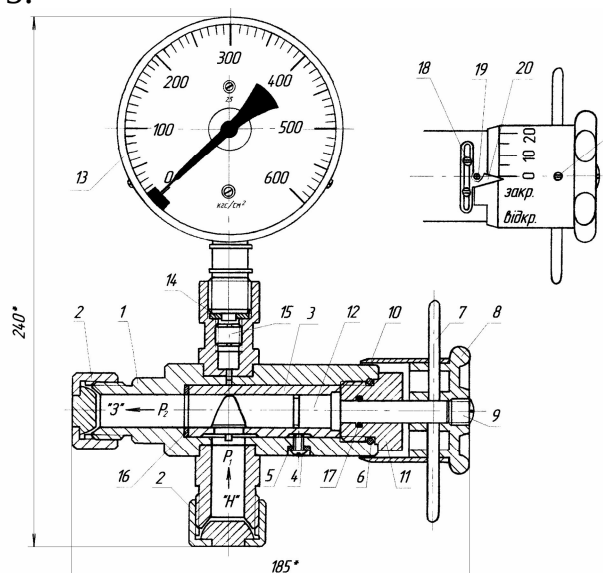


Рис. 5. Витратомір постійного перепаду тиску: 1, 6, 16, 19-прокладки; 2-корпус; 3, 4-шайба і пластина демпфера; 5-манометр; 7-гвинт- демпфер; 8-втулка; 9, 13, 18-гвинт; 10-стрілка; 11-гайка; 12-стержень; 14-рукоятка; 15-лімб; 17-плунжер.

Вимірювальним перетворювачем цього витратоміра є втулка 8 з щілиною та плунжер 17, який має осьовий отвір і на зовнішній поверхні фігурну відсічну кромку. При повертанні плунжера, його фігурна відсічна кромка змінює площу щілини, через яку перетікає робоча рідина. Об'ємна витрата робочої рідини через щілину характеризується виразом:

$$Q_0 = \mu \cdot F \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_2)}{\rho}}, \quad (1)$$

де Q_0 - об'ємна витрата (подача) робочої рідини через щілину, м³/с;

μ - коефіцієнт витрати для даного типу перетворювача;

F - площа щілини, через яку перетікає робоча рідина, м²;

P_1 - тиск робочої рідини на вході у витратомір, Па;

P_2 - тиск робочої рідини на виході з витратоміра, Па;

ρ - щільність робочої рідини, кг/м³.

Для гідравлічних приводів основних механізмів та рульового керування комбайнів номінальним значенням тиску робочої рідини при їх функціонуванні прийнято 10 МПа. Тому для розробленого витратоміра різниця значень тисків у нагнітальній магістралі “Н” та зливній “З” ($P_1 - P_2$) прийнято постійною в 10 МПа. Робочі рідини, які використовуються в гідравлічних приводах комбайнів, мають щільність у діапазоні від 850 кг/м³ до 905 кг/м³ і кінематичну в'язкість (при температурі 100 °С) від 8 сСт до 11 сСт. Контроль тиску робочої рідини в нагнітальній магістралі (P_1) проводиться манометром 5 класу 2,5 з верхньою межею вимірювання 250 кгс/см². В зливній магістралі тиск (P_2) не контролюється, оскільки забезпечується її вільний злив у бак (тиск у зливній магістралі не повинен перевищувати 0,5 МПа). В'язкість робочої рідини змінюється при зміні її температури, а тому вимірювання витрати слід проводити при значенні температури від 45 °С до 55 °С. З урахуванням таких вимог розроблена конструкція витратоміра, яка забезпечує вимірювання витрати робочої рідини в діапазоні від 5 л/хв до 90 л/хв, з відносною похибкою не більше 5 %. На рис. 6 представлено тарувальну характеристику витратоміра постійного перепаду тиску (Q'), яка характеризує залежність витрати робочої рідини від кута повороту плунжера при постійному значенні перепаду тиску ($P_1 - P_2$) – 10 МПа і температурі (45-55 °С). Повертання плунжера здійснюється за допомогою рукоятки 14, яка жорстко з ним з'єднана стержнем 12. Разом з рукояткою повертається лімб 15, який має шкалу протаровану в л/хв, що відповідає відповідним значенням кута повороту плунжера. Точність вимірювання витрати робочої рідини складає 5 л/хв.

Для під'єднання витратоміра до об'єктів діагностування розроблено відповідні комутатор потоків робочої рідини та перехідники. Нагнітальна магістраль витратоміра за допомогою

трубопроводів з'єднується з нагнітальною магістраллю гідроагрегату, а зливна магістраль витратоміра з'єднується з баком комбайна.



Рис. 6. Тарувальна характеристика витратоміра постійного перепаду тиску.

Перед під'єднанням витратоміра до гідроагрегату, його рукоятку 14 слід обов'язково повернути в крайнє положення проти стрілки годинника.

Для вимірювання витрати рідини, при прогрітій робочій рідині (45-55 °С) і регламентованій частоті обертання приводного вала гідроагрегату, рукоятку 14 витратоміра повертають за ходом стрілки годинника до досягнення тиску робочої рідини 10 МПа (100кгс/см²), за показаннями манометра 5 і за шкалою лімба визначають значення витрати.

Крім вимірювання витрати даний прилад використовується для створення потрібного тиску робочої рідини в гідроприводі, при визначенні таких діагностичних параметрів як: тиск спрацювання запобіжних, переливних та інших клапанів; внутрішні та зовнішні втрати робочої рідини. Визначення фактичної витрати робочої рідини даним витратоміром, при значеннях тиску ($P_1 - P_2$) інших ніж 10 МПа (100кгс/см²), проводиться на підставі розрахунку за формулою:

$$Q_{\phi} = Q_{III} \cdot 0,1 \cdot \sqrt{(P'_1 - P'_2)} \quad , \quad (2)$$

де Q_{ϕ} – фактичне значення витрати робочої рідини, яка перетікає через витратомір, л/хв;

Q_{III} – значення витрати робочої рідини зафіксоване за шкалою витратоміра, л/хв;

P'_1 – фактичне значення тиску рідини за показаннями манометра витратоміра, кгс/см²;

P'_2 – тиск робочої рідини в зливній магістралі витратоміра (допускається не контролювати, якщо він не перевищує 5 кгс/см²).

Враховуючи особливість гідравлічного приводу ходової системи, яка заключається в його роботі з замкнутою циркуляцією робочої рідини, а також потребою у вимірюванні, крім витрат робочої рідини в діапазоні від 5 л/хв до 212 л/хв, високого тиску від 10 МПа до 40 МПа, низького тиску в системі керування та дренажу від 0,2 МПа до 2,0 МПа та вакууму від 0,02 МПа до 0,04 МПа, доцільним є розробка окремого комплекту засобів для його діагностування. Комплект має складатись з витратоміра, манометрів високого та низького тиску, вакуумметра, перехідників та трубопроводів для під'єднання приладів до гідроагрегатів. Витратомір може використовуватись змінного перепаду тиску, схема якого представлена на рис. 7.

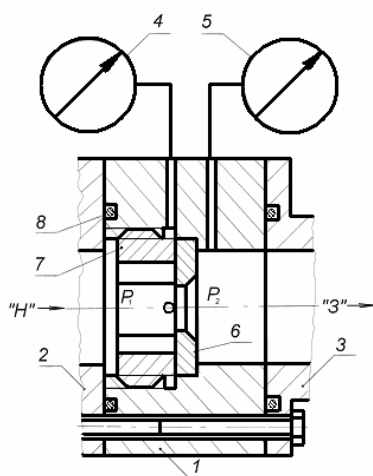


Рис. 7. Витратомір змінного перепаду тиску.

В корпусі 1 за допомогою гайки 7 кріпиться діафрагма з отвором відповідного діаметра. Тиск в нагнітальній магістралі P_1 вимірюється манометром 4, а тиск у зливній магістралі P_2 вимірюється манометром 5. Під'єднується витратомір до насоса 2 за допомогою подовжених болтів разом з трубопроводом високого тиску 3, який попередньо від'єднується від насоса 2. Для витратомірів змінного перепаду тиску характерним є те, що площа отвору діафрагми є постійною, а показником витрати робочої рідини, яка перетікає через отвір діафрагми, є значення перепаду тиску робочої рідини ($P_1 - P_2$). В результаті проведених досліджень обґрунтовано конструктивні параметри витратоміра, виготовлено та проведено його тарування.

На рис. 8 представлено тарувальну характеристику (ΔP) витратоміра змінного перепаду тиску, яка характеризує залежність перепаду тиску ΔP ($P_1 - P_2$) від кількості робочої рідини Q , яка перетікає через отвір діафрагми (діаметр отвору 5,5 мм, температура робочої рідини від 45 °С до 55 °С, в'язкість робочої рідини від 8 сСт до 11 сСт при температурі 100 °С).



Рис. 8. Тарувальна характеристика витратоміра змінного перепаду тиску.

За результатами експериментальних досліджень розроблених конструкцій витратомірів встановлено значення коефіцієнтів витрати (μ): для витратоміра постійного перепаду тиску $\mu_{\text{п}}=0,52$; для витратоміра змінного перепаду тиску $\mu_{\text{з}}=0,66$.

Вимірювання таких діагностичних параметрів, як: частота обертання рульового колеса, швидкість переміщення робочих органів гідрофікованих механізмів, температура робочої рідини, втрати, тиск та вакуум проводиться стандартизованими засобами при відповідних технологічних режимах.

Висновки.

1. Комплексне застосування взаємоузгоджених правил, методів та засобів в сукупності з оператором та об'єктом забезпечує майже в два-три рази зменшення трудомісткості і вартості діагностування гідроприводів сільськогосподарської техніки.
2. В результаті оперативного пошуку та усунення відмов в гідроприводах на 0,09 підвищується коефіцієнт готовності техніки в період виконання сільськогосподарських робіт.
3. Річний економічний ефект від реалізації системи технічного діагностування гідроприводів може складати в середньому 2,2-2,4 тис.грн. на одиницю складної гідрофікованої сільськогосподарської техніки.

Література.

1. Качество и комплектность техники, поставляемой АПК / В. Семейкин, В. Теремиков, И. Мельникова // Сельский механизатор 1998. – № 7. – С. 23 – 25; № 8. – С. 24 – 25.
2. Аналіз впливу технічного сервісу на роботоздатність зернозбиральних комбайнів / В.Д. Войтюк, А.А. Демко, С.А. Демко // Пропозиція. – 2004. – № 12. – С. 91 – 94; 2005. – № 1. – С. 108.
3. Моралевский А.В. Вопросы проектирования систем диагностирования. / А.В. Моралевский, А.Н. Койда – Л.: Энергоатомиздат, Ленингр. отд-ние, 1985.- 112 с.- (Б-ка по автоматике: Вып. 648).

4. Основы технической диагностики. В 2-х книгах. Кн. I. Модели объектов, методы и алгоритмы. Под ред. П.П.Пархоменко. – М.: «Энергия», 1976. – 464 с.
5. Яременко В.В. Обґрунтувати важливості діагностування гідравлічних приводів на шляху до підвищення технічної готовності комбайнів та скорочення затрат на техсервіс / В.В. Яременко // Вісник ХНТУСГ, Вип. 75, том 1, 2008, С. 375 – 381.
6. СОУ 29.3-37-438:2006. Техніка сільськогосподарська. Діагностичне забезпечення гідравлічних приводів. Загальні технічні вимоги // М.В.Молодик, В.М.Яременко, В.В.Яременко. – К.: Укргростандартсертифікація, 2006. – 48 с.
7. Техническая диагностика гидравлических приводов / Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская, Т.М. Башта и др.; Под общ. ред. Т.М. Башты.- М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.
8. Войтюк Д.Г. Технічний сервіс – як засіб розв'язання проблеми надійності сільськогосподарської техніки / Д.Г. Войтюк, А.А. Демко, С.А. Демко // Техніка АПК. – 2004, №6-7. – С.37-38.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА – ВАЖНЫЙ ЭЛЕМЕНТ В ПОВЫШЕНИИ НАДЁЖНОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

Яременко В.В., Свірень М.О.

Аннотация – сформировано и проанализировано методические основы по выбору правил, методов и средств диагностирования гидравлических приводов на этапах создания и реализации системы технического диагностирования. Приведены технико-экономические показатели, которые возможно получить в случае реализации системы технического диагностирования гидроприводов.

TECHNICAL DIAGNOSTICS-IMPORTANT AN ELEMENT IN INCREASE OF RELIABILITY OF HYDRAULIC DRIVES OF AGRICULTURAL MACHINERY

V. Yaremenko, M. Sviren'

Summary

It is generated and analysed methodical bases for choice rules, methods and diagnostics tools of hydraulic drives at stages of creation and test system realisation. Technical and economic indicators which probably to receive in case of realisation of the test system of hydrodrives are resulted.



УДК 504.064.3:634.21.634.25

ІМІТАЦІЙНА МОДЕЛЬ ОПТИМІЗАЦІЇ ФУНКЦІОНУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО КОМПЛЕКСУ “НАСОСНА СТАНЦІЯ – МЕРЕЖА – ДОЩУВАЛЬНА ТЕХНІКА”

Музика О.П., к.т.н.,

Войтович І.В., к.т.н.,

Стасюк Н.О., науковий співробітник

Інститут водних проблем і меліорації НААНУ

Тел.: 044-257-40-30

Анотація – запропоновано імітаційну модель вибору та оптимізації функціонування технологічного комплексу “насосна станція – мережа – дощувальна техніка”, яка може бути використана на стадії розроблення проектів реконструкції та модернізації зрошувальних систем.

Ключові слова – дощувальна техніка, мережа, насосна станція, модель функціонування технологічного комплексу.

Постановка проблеми. Сільськогосподарське виробництво на зрошуваних землях обумовлюється необхідністю постійного удосконалення технічних характеристик зрошувальних систем та інженерно-технічного забезпечення і переоснащення технологічного комплексу “насосна станція–мережа–дощувальна техніка” за рахунок використання нової сучасної техніки і обладнання та впровадження нових технологій вирощування сільськогосподарських культур.

Відомо, що для нарощування та отримання гарантованих врожаїв зернових, технічних і кормових культур на зрошувальних системах України необхідно забезпечити зрошення на площі щонайменше 1,5 – 1,7 млн. га та впровадити близько 30 тис. шт. сучасної широкозахватної дощувальної техніки, як вітчизняного так і зарубіжного виробництва [1]. Відновлення зрошення в Україні

Одним із основних напрямків щодо відновлення зрошення є реконструкція та модернізація існуючих зрошувальних систем.

Побудовані в Україні в 1975–1990 рр. зрошувальні системи на площі 2,6 млн. га фізично і морально застарілі, забезпеченість їх дощувальною технікою становить не більше 16%. За останні 20 років кількість працездатних дощувальних машин зменшилась з 32 тис. шт. до 5 тис. шт., внаслідок чого фактична площа поливу в останні роки не перевищувала 600–700 тис. га. Основними причинами цього є незадовільний технічний стан внутрішньогосподарських мереж,

відсутність необхідної кількості дощувальних машин у сільгосптоваровиробників, які використовують зрошувані землі.

Таким чином, необхідність вирішення задачі вибору та оптимізації функціонування технологічного комплексу “насосна станція–мережа–дощувальна техніка” з метою відновлення зрошення є актуальним та необхідним.

Аналіз останніх досліджень. Вибір оптимального технологічного комплексу “насосна станція–мережа–дощувальна техніка” – задача математичного моделювання, вирішення якої потребує застосування традиційних методів або поєднання методів лінійного програмування, імітаційного моделювання, тощо [2].

При вирішенні задачі вибору та оптимізації функціонування такого технологічного комплексу нами застосовано імітаційну модель, яка враховує витрати на кожній із ланок системи, фіксуючи алгоритм управління подачі води насосною станцією та процеси роботи дощувальної техніки.

Слід відмітити, що сфера застосування подібних моделей не обмежується лише приведеною вище задачею оптимізації технологічного комплексу. Дані моделі можуть бути використані також на стадії розроблення проектів, в тому числі при реконструкції та модернізації зрошувальних систем [3].

Формування цілей статті. Розроблення імітаційної моделі вибору та оптимізації функціонування технологічного комплексу “насосна станція – мережа – дощувальна техніка”.

Основна частина. Для вирішення задачі вибору та оптимізації функціонування технологічного комплексу “насосна станція–мережа–дощувальна техніка” нами розроблено імітаційну модель в якій використовуються наступні допущення:

- перехідні процеси в мережі виключаємо;
- відключення дощувальної техніки пов’язано лише з виходом її із ладу;
- напірно-витратні характеристики насосних агрегатів апроксимуються параболою;
- час роботи і відновлення дощувальних машин підпорядковуються експоненціальному розподілу:

$$X=1-e^{-\lambda t}$$

- гідравлічний опір трубопровідної мережі описується квадратичним законом:

$$\Delta h=\zeta Q^2$$

(в подальшому величину ζ називаємо гідравлічним опором).

Розроблену нами блок-схему алгоритму функціонування технологічного комплексу “насосна станція – мережа – дощувальна техніка” наведено на рисунку 1.

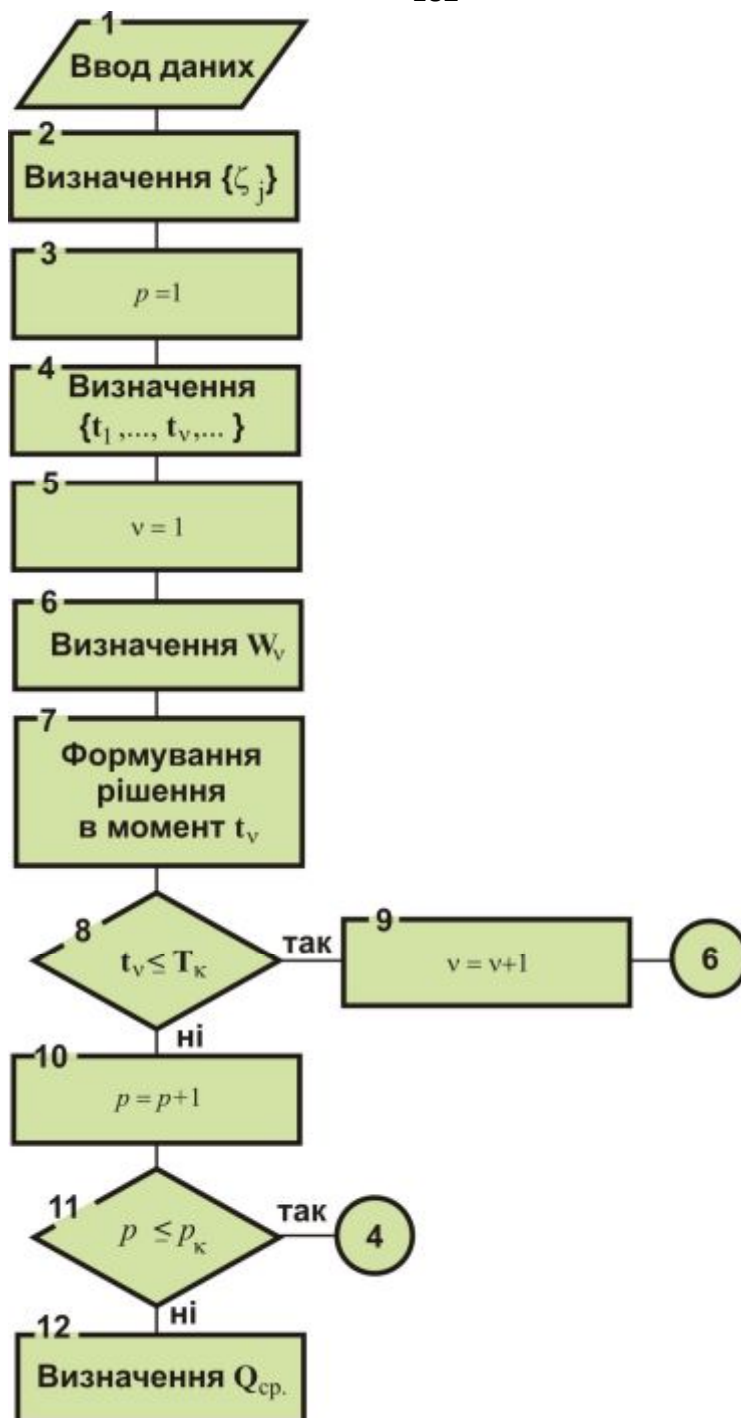


Рис. 1. Блок-схема алгоритму функціонування технологічного комплексу “насосна станція–мережа–дощувальна техніка”

Опис алгоритму. Блок 1. Вводяться наступні дані:

T_n, T_κ – термін спостереження (год);

η – кількість стану насосної станції (НС) підкачки;

$\left. \begin{matrix} H\eta \\ S\eta \end{matrix} \right\}$ – параметри Q - H характеристики НС підкачки

Q^*_{η} – витрати НС підкачки.

Масив чисел, який визначає граф мережі, формується таким чином: для підвищення ефективності алгоритму спочатку нумеруються гідранти $1, \dots, I_1$, а потім наступна арматура, що різко змінює падіння тиску (вставки, трійники, кутники, тощо) $I_1+1, \dots, I_2$; номер ділянки трубопроводу j співпадає з номером арматури j , в межах яких подається вода.

Наприклад, для мережі, зображеної на рисунку 2, масив чисел, який визначає її граф наступний: 8, 1, 2, 9, 3, 8, 10, 11, 4, 5, 8, 10, 11, 6, 8, 10, 11, 7, 1, 2, ..., 7 – гідранти, до яких підключені дощувальні машини, які мають ті ж самі номери, що і гідранти;

8, ..., 11 – інша арматура;

d_j – діаметр j -го трубопроводу;

l_j – довжина j -ї ділянки трубопроводу;

r_j – код матеріалу, із якого виготовлено j -у ділянку трубопроводу;

ζ_j – гідравлічний опір j -ї арматури на j -й ділянці трубопроводу;

τ – тип дощувальної техніки, яка враховує якісні показники поливу (коефіцієнт ефективного поливу, середню інтенсивність дощу, витрати води, тощо);

ζ_τ – гідравлічний опір дощувальної техніки τ типу;

T_n – масив чисел, який характеризує роботу дощувальних машин на початковий момент (0 – дощувальна машина не працює; 1 – дощувальна машина працює; $1/\lambda_1$ – наробка на відмову дощувальної машини (год.));

$1/\lambda_2$ – час відновлення дощувальної машини, або її заміна (год);

p_k – кількість реалізації виходу з ладу і відновлення або заміна дощувальних машин;

p – номер реалізації.

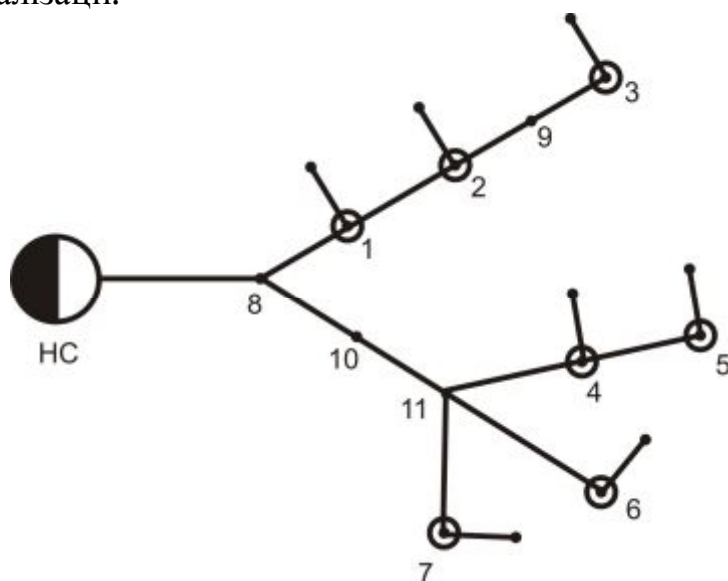


Рис.2. Мережа зрошувальної системи: 1, 2, ..., 7 – гідранти, до яких підключаються дощувальні машини.

Блок 2. Визначаємо гідравлічний опір ділянок трубопроводу ζ_j :

– якщо $r_j=1$ (не нова сталева або чавунна труба), то $\zeta_j=0,001736 \frac{l_i}{d_j^{5,3}} + \zeta'_j$

– якщо $r_j=2$ (азбестоцементна труба), то $\zeta_j=0,001736 \frac{l_i}{d_j^{5,19}} + \zeta'_j$

Блок 3. Присвоюємо p значення 1.

Блок 4. Визначаємо упорядковану по “зростанню” на інтервалі спостережень (T_n, T_k) послідовність моментів часу початку роботи і початку виходу з ладу дощувальних машин, і відповідно, кожному моменту часу підключення дощувальних машин.

Використовуючи генератор випадкових чисел на інтервалі $(0;1)$; RND, визначаємо час виходу з ладу дощувальної машини:

$$t_v = t_{v-1} - \frac{1}{\lambda_1} \cdot \ln(1 - \text{RND}(v))$$

Аналогічно визначаємо час відновлення дощувальної машини (λ_1 замінюємо на λ_2):

$$t_v = T_n; \quad t_v \leq T_k$$

Блок 5. Присвоюємо змінній t початковий момент часу спостереження

$$t = t_0$$

Блок 6. Визначаємо витрату насосної станції підкачки (НС) на вході в мережу зрошувальної системи $\tilde{Q}_p$, яка є сумою витрат працюючих дощувальних машин. Ці витрати є рішенням системи квадратних рівнянь.

Для прикладу розглянемо мережу зрошувальної системи (рис. 2).

Система квадратичних рівнянь для такого випадку має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} H_{\eta} - S_{\eta} \tilde{Q}_p^2 = \zeta_8 \left(\sum_{i=1}^7 Q_i \right)^2 + \zeta_1 \left(\sum_{i=1}^3 Q_i \right)^2 + \zeta_1 Q_1^2 \\ H_{\eta} - S_{\eta} \tilde{Q}_p^2 = \zeta_8 \left(\sum_{i=1}^7 Q_i \right)^2 + \zeta_1 \left(\sum_{i=1}^3 Q_i \right)^2 + \zeta_2 \left(\sum_{i=2}^3 Q_i \right)^2 + \zeta_2 Q_2^2 \\ H_{\eta} - S_{\eta} \tilde{Q}_p^2 = \zeta_8 \left(\sum_{i=1}^7 Q_i \right)^2 + \zeta_1 \left(\sum_{i=1}^3 Q_i \right)^2 + \zeta_2 \left(\sum_{i=2}^3 Q_i \right)^2 + (\zeta_9 + \zeta_3 + \zeta_3) Q_3^2 \\ H_{\eta} - S_{\eta} \tilde{Q}_p^2 = \zeta_8 \left(\sum_{i=1}^7 Q_i \right)^2 + (\zeta_{10} + \zeta_{11}) \left(\sum_{i=4}^7 Q_i \right)^2 + \zeta_4 \left(\sum_{i=4}^5 Q_i \right)^2 + \zeta_4 Q_4^2 \\ H_{\eta} - S_{\eta} \tilde{Q}_p^2 = \zeta_8 \left(\sum_{i=1}^7 Q_i \right)^2 + (\zeta_{10} + \zeta_{11}) \left(\sum_{i=4}^7 Q_i \right)^2 + \zeta_4 \left(\sum_{i=4}^5 Q_i \right)^2 + (\zeta_5 + \zeta_5) Q_5^2 \\ H_{\eta} - S_{\eta} \tilde{Q}_p^2 = \zeta_8 \left(\sum_{i=1}^7 Q_i \right)^2 + (\zeta_{10} + \zeta_{11}) \left(\sum_{i=4}^7 Q_i \right)^2 + (\zeta_6 + \zeta_6) Q_6^2 \\ H_{\eta} - S_{\eta} \tilde{Q}_p^2 = \zeta_8 \left(\sum_{i=1}^7 Q_i \right)^2 + (\zeta_{10} + \zeta_{11}) \left(\sum_{i=4}^7 Q_i \right)^2 + (\zeta_7 + \zeta_7) Q_7^2 \end{array} \right.$$

$$\text{де, } \tilde{Q}_p = \sum_{i=1}^7 Q_i$$

Дана система квадратичних рівнянь вирішується наступним чином: формуємо матриці C , I , A .

Кожен рядок матриці C є напрямком подачі води від насосної станції до ближнього гідранту, до якого підключена дощувальна машина.

Кількість рядків матриці C дорівнює кількості гілок графа мережі, до яких підключені дощувальні машини.

Кожен рядок матриці I складається із номерів гідрантів на гілці, до якої підключені працюючі дощувальні машини. Першим елементом рядка матриці I є номер ближнього гідранту на відповідній гілці.

Рядки матриці I відповідають рядкам матриці C .

Матриця A – матриця коефіцієнтів, які визначають витрати води дощувальних машин на гілках графу мережі зрошувальної системи через витрати води дощувальних машин, які знаходяться у кінцевій точці відповідних гілок. Якщо дощувальна машина на k -ій гілці буде єдиною, то

$$a_{k1} = 0;$$

якщо дощувальних машин буде дві, то

$$a_{k1} = \sqrt{\frac{\xi_1}{\xi_{i+1} + \tilde{\xi}_{i+1}}}$$

а у разі якщо їх більше двох, то

$$a_{kj} = \sqrt{\frac{\xi_i}{\tilde{\xi}_{i+1} \left(1 + \sum_{n=j+1}^{j_k-1} a_{kn}\right)^2 + \xi_{i+1}}}, \quad j = 1 \div j_k - 1$$

де ξ_i ; ξ_{i+1} – опір дощувальних машин, підключених до гідрантів з номерами i та $i+1$ ($i \in I$);

$\tilde{\xi}_{i+1}$ – опір трубопроводу між i та $i+1$ гідрантами ($i \in I$);

j_k – кількість працюючих дощувальних машин на k -ій гілці.

Для мережі зрошувальної системи, яка зображена на рисунку 2, матриці C , I , A мають вигляд:

$$C = \begin{pmatrix} 8 & 1 & 0 & 0 \\ 8 & 10 & 11 & 4 \\ 8 & 10 & 11 & 6 \\ 8 & 10 & 11 & 7 \end{pmatrix} \quad I = \begin{pmatrix} 1 & 2 & 3 \\ 4 & 5 & 0 \\ 6 & 0 & 0 \\ 7 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad A = \begin{pmatrix} \frac{\xi_1}{\xi_2 + \xi_2} & \frac{\xi_2}{\tilde{\xi}_3(1+a_{11})^2 + \xi_3} \\ \frac{\xi_4}{\xi_5 + \xi_5} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$\text{де } a_{11} = \frac{\xi_1}{\xi_2 + \xi_2}; \quad \tilde{\xi}_3 = \xi_3 + \xi_9.$$

Матрицю C перетворюємо в матрицю B перекодувавши граф мережі за точками розміщення трубопроводу, враховуючи тільки ті гілки трубопроводу, до яких підключені працюючі дощувальні машини.

N – найбільший елемент матриці B .

Одночасно з матрицею B формуємо масив опору відповідних матриці B ділянок трубопроводу мережі зрошувальної системи $\{z_i\}$.

z_i – розраховується як сума опору попередніх ділянок трубопроводу мережі зрошувальної системи.

Для мережі зрошувальної системи, яка зображена на рис. 3, матриця буде мати такий вигляд:

$$B = \begin{pmatrix} 8 & 1 & 0 \\ 8 & 9 & 4 \\ 8 & 9 & 6 \\ 8 & 9 & 7 \end{pmatrix},$$

а граф мережі в нових позначеннях мати вигляд:

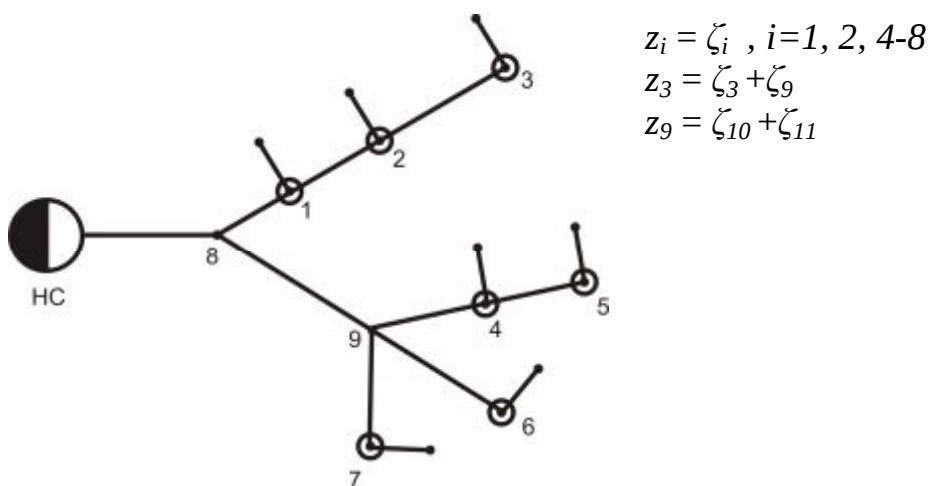


Рис. 3. Мережа зрошувальної системи в нових позначеннях.

Присвоюємо $n=N$. Визначаємо допоміжні коефіцієнти:

$$F_{1i} = 1 + \sum_{j=1}^{j_k} a_{kj};$$

$$F_{2i} = z_i (F_{1i})^2 + \zeta_i,$$

де i – номера гідрантів із першого стовпця матриці I .

Для випадку мережі зрошувальної системи, зображеної на рисунку 2, $N = 9$.

Для вирішення системи рівняння, наведеної вище, використовуємо допоміжні коефіцієнти:

$$F_{11} = 1 + a_{11} + a_{12}; \quad F_{21} = z_1 (F_{11})^2 + \zeta_1$$

$$F_{14} = 1 + a_{21}; \quad F_{24} = z_4 (F_{14})^2 + \zeta_4$$

$$F_{16} = 1; \quad F_{26} = z_6 + \zeta_6$$

$$F_{17} = 1; \quad F_{27} = z_7 + \zeta_7$$

Допоміжні коефіцієнти, які визначають витрати води дощувальних машин підключених до гідрантів з номерами i та i^* ,

маючих загальну ділянку трубопроводу з номером n визначаємо наступним чином:

$$l_i = \sqrt{\frac{F_{2i*}}{F_{2i}}}$$

де i^* – номер гідранту, який має найменший номер рядка в матриці B .

Тоді допоміжний коефіцієнт зміниться:

$$F_{1i*} = F_{1i*} + F_{1i} + l_i - 1$$

Із елементів i та i^* формуємо масив M :

$$M_{1k} = i; \quad M_{2k} = i^*.$$

Для прикладу, який нами розглядається (рис. 3), коефіцієнти розраховуються наступним чином:

$$l_6 = \sqrt{\frac{F_{24}}{F_{26}}}; \quad i^* = 4; \quad F_{14} = 1 + a_{21} + \sqrt{\frac{F_{24}}{F_{26}}};$$

$$l_7 = \sqrt{\frac{F_{24}}{F_{27}}}; \quad i^* = 4; \quad F_{14} = 1 + a_{21} + \sqrt{\frac{F_{24}}{F_{26}}} + \sqrt{\frac{F_{24}}{F_{27}}};$$

$$M_1 = (6,4);$$

$$M_2 = (7,4).$$

Якщо гідрант i – останній з розглянутих гідрантів, то розраховуємо коефіцієнт:

$$F_{2i*} = z_n \cdot F_{1i*}^2 + F_{2i*}.$$

Змінюємо n на одиницю: $n=n-1$.

Аналогічно розраховуємо інші коефіцієнти до того часу поки значення n не стане рівне найменшому елементу матриці B .

В такому випадку:

$$F_{2i*} = (z_n + S_\eta) \cdot F_{1i*}^2 + F_{2i*}.$$

Використовуючи масив M розраховуємо невідомі витрати води для дощувальних машин:

Для першої гілки:

$$Q_{i1} = \sqrt{\frac{H_\eta}{F_{2i*}}}$$

$$Q_{ij+1} = a_{1j} \cdot Q_{ij}; \quad j=1, \dots, j_{1-1}$$

Для k -ї гілки

$$Q_{ik} = l_{M1k} \cdot Q_{M2k}$$

$$Q_{ij+1} = a_{kj} \cdot Q_{ij}; \quad j=1, \dots, j_{k-1}$$

Визначаємо суму цих витрат $\tilde{Q}_v$. При цьому $\tilde{Q}_v$ є витратою на вході в мережу. Визначаємо об'єм W_v за час між початком періоду спостережень і наступним моментом часу t_{v+1} , закінчуючи конфігурацію підключення дощувальних машин:

$$W_v = W_{v-1} + \tilde{Q}_v (t_{v+1} - t_v)$$

Якщо t_v – останній момент зміни конфігурації підключення дощувальних машин на мережі, то $t_{v+1}=T_K$.

Блок 7. В залежності від того яка величина витрати, приймається рішення: чи включити додатково один насосний агрегат, або, навпаки, виключити один працюючий насосний агрегат, чи залишити все без зміни.

Блок 8. Якщо термін спостереження t_v закінчився, то переходимо до блоку 10.

Блок 9. Визначаємо наступний момент часу t_v – час зміни конфігурації підключення дощувальних машин на мережі. Переходимо до блоку 6.

Блок 10. Визначаємо значення середньої витрати НС для p -го набору за формулою:

$$Q_p = \frac{W_v}{T_K - T_H} \quad .$$

Змінюємо p : $p = p + 1$.

Блок 11. Якщо $p \leq p_k$, то переходимо до блоку 4.

Блок 12. Визначаємо Q_{cp} за формулою:

$$Q_{cp} = \frac{\sum_{p=1}^{p_k} Q_p}{p_k} \quad .$$

Таким чином, наведено алгоритм функціонування технологічного комплексу “насосна станція–мережа–дощувальна техніка”, який дає змогу на стадії прийняття проектних рішень змодельовати різні варіанти та визначитись з оптимальним рішенням щодо вибору технологічного комплексу.

Висновок. Розроблена імітаційна модель дасть можливість здійснити оптимізацію функціонування технологічного комплексу “насосна станція–мережа–дощувальна техніка” на етапі розроблення проектів реконструкції та модернізації зрошувальних систем. Виконання технологічного процесу буде забезпечено раціональним вибором сучасної дощувальної техніки різного типу та насосного обладнання насосних станцій.

Література.

1. Комплексна реконструкція і модернізація зрошувальних систем / М.І. Ромащенко, О.В. Шевченко, С.А. Балюк, О.П. Музика // Наукові основи охорони та раціонального використання зрошуваних земель України (за науковою редакцією: С.А. Балюка, М.І. Ромащенко, В.А. Старука). – Київ, Аграрна наука – 2009. – С. 246 – 251.
2. Перехов А.П. Цифровое моделирование механизированных процессов сельскохозяйственного производства / А.П. Перехов. – М. Машиностроение, 1971. – 243 с.
3. Златник А.А. Композиционный метод эволюционного моделирования в проектных задачах / А.А. Златник. – Черкассы, 2002. – 7 с.

**ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ОПТИМИЗАЦИИ
ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
КОМПЛЕКСА «НАСОСНАЯ СТАНЦИЯ-СЕТЬ-
ДОЖДЕВАЛЬНАЯ ТЕХНИКА»**

Музыка А.П., Войтович И.В., Стасюк Н.О.

Аннотация – предложено имитационную модель выбора и оптимизации функционирования технологического комплекса «насосная станция-сеть-дождевальная техника», которая может быть использована на стадии разработки проектов реконструкции и модернизации оросительных систем.

**SIMULATION MODEL FOR FUNCTIONING OPTIMIZATION OF
“PUMPING FACILITY – NETWORK- SPRINKLING
EQUIPMENT” TECHNOLOGICAL COMPLEX**

O. Muzyka, I. Voytovych, N. Stasuk

Summary

It is proposed a simulation model for the selection and functioning optimization of “pumping facility – network- sprinkling equipment” technological complex which can be used at the project development stage on reconstruction and modernization of irrigation systems.



УДК 615.4.001.6

ОЦІНКА ЯКІСНИХ ПАРАМЕТРІВ БАГАТОКОМПОНЕНТНИХ СУМІШЕЙ РОСЛИННИХ ІНГРЕДІЄНТІВ ЗА ВІБРОВІДЦЕНТРОВОГО ДЕЗІНТЕГРУВАННЯ

Паламарчук І.П., д.т.н.,

Янович В.П., аспірант*

Вінницький національний аграрний університет

тел. (097) 12-78-638

Анотація – проведені експериментальні дослідження основних амплітудно - частотних та якісних параметрів процесу вібровідцентрового дезінтегрування за використанням експериментальної моделі вібраційної машини для виробництва складних фармацевтичних сумішей. В результаті було встановлено оптимальні параметри досліджуваного процесу за мінімальних енерговитрат та порівняно високої інтенсивності обробки.

Ключові слова – амплітудно-частотні параметри, дезінтегрування, фармацевтичні суміші, ступінь подрібнення та однорідність суміші.

Постановка проблеми. Частка ринку складних фармацевтичних сумішей у загальному обсязі фармацевтичного ринку України складає за різними оцінками від 1,5 до 4% (у європейських країнах аналогічна продукція займає до 15% від загального обсягу лікарського ринку) [1].

Досягнення в існуючих машинах якісного сумішоутворення вимагає порівняно високих енерговитрат. Комбінування в одній технологічній машині процесів змішування, подрібнення, рівномірного розподілу часток опосередково є потенціалом для енергоощадження. Тому такі дослідження є актуальними в процесах приготування складних багатокомпонентних сумішей.

Існуюча технологічна схема виробництва складних сумішей має ряд недоліків, одними з яких є енергозатратне поетапне здійснення технологічних операцій подрібнення, сепарації та почергового змішування фітокомпонентів з фармацевтичними інгредієнтами у вигляді окремих порошкоподібних мас.

Аналіз останніх досліджень. Для усунення даного недоліку авторами було розроблено вібровідцентровий дезінтегратор [2], який поєднує в собі елементи кульового млина, ситового сепаратора та змішувача, що здійснює коливний та обертовий рухи у двох взаємно перпендикулярних площинах (рис. 1).

* Науковий керівник – д.т.н., професор Паламарчук І.П.

© І.П. Паламарчук, В.П. Янович

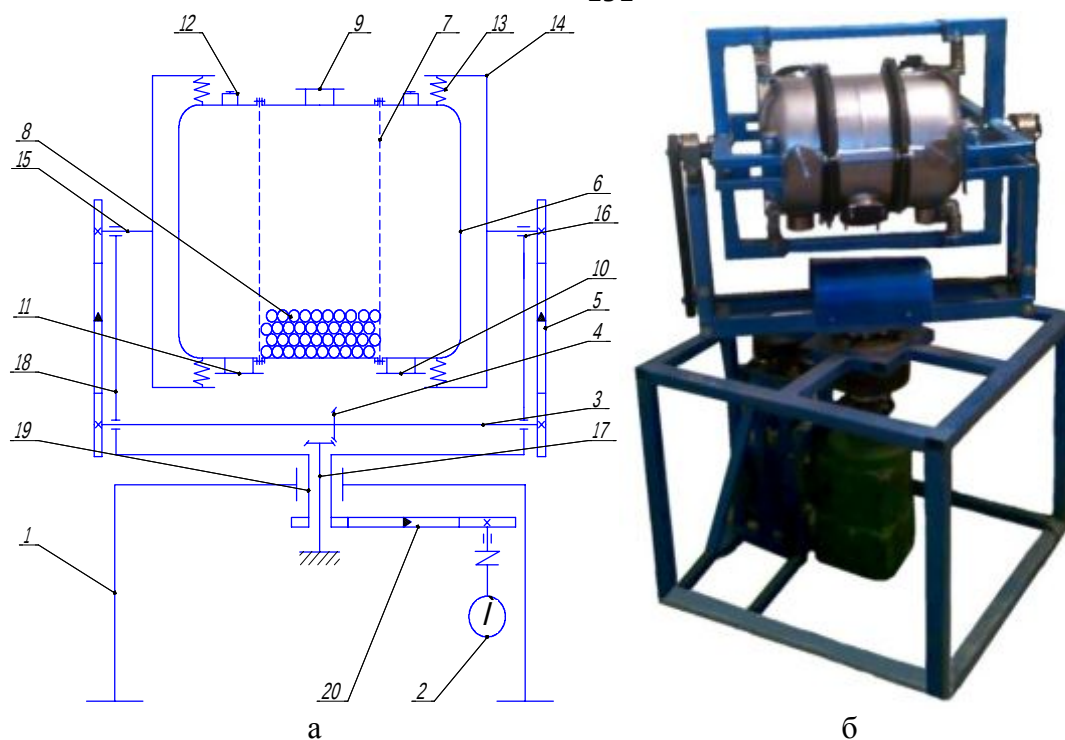


Рис. 1. Розроблений вібровідцентровий дезінтегратор: а – принципова схема; б – розроблене обладнання; 1 – станина; 2 – електродвигун; 3, 15, 17, 19 – приводні вали; 4 – конічна передача; 5, 19 – клинопасові передачі; 6 – трикамерний контейнер; 7 – ситові елементи; 8, 9, 10 – патрубки; 11 – незрівноважені маси; 12 – пружні елементи; 13 – обод; 15 – підшипникові вузли; 16 – проміжний вал; 17 – водило.

Формулювання цілей статті. Метою даного дослідження є оптимізація режимних параметрів роботи вібровідцентрового дезінтегратора для інтенсифікації процесу виробництва складних фармацевтичних сумішей за якісними параметрами процесу обробки. Дана мета досягається шляхом проведення експериментальних досліджень якісних характеристик комплексного технологічного впливу на сировину рослинного походження, а саме ступення подрібнення та однорідності змішування продукції, коефіцієнта використання робочого об'єкту, енерговитрат на здійснення технологічної операції.

Основна частина. Одними з найвагоміших етапів технологічного процесу виробництва складних фармацевтичних сумішей є подрібнення лікарської рослинної сировини з поетапним просіюванням та приведенням його до однорідної консистенції з додатковими фармацевтичними інгредієнтами за рахунок змішування. Останні надходять на виробництво у вигляді дрібнодисперсних сипких мас [3].

При експериментальному дослідженні амплітудно-частотних характеристик розробленого обладнання використовувався безпровід-

ний датчик на основі акселерометра LIS3DH компанії STMicroelectronics (рис. 2), та електронний частотомір ЧЗ-22 із стандартними п'єзокерамічними приймачами прискорень KD 35 (акселерометрами). Керування та зміна частоти обертання валу електродвигуна здійснювали за допомогою автотрансформатора АОСН-20-220-75, який призначений для роботи зі змінним струмом, регулюючи частоту обертання приводного валу вібропривода механічним тахометром. Спожиту потужність замірювали електронним ватметр EMF-1, який призначений для вимірювання споживаної потужності у мережі 220В, 16А (максимум). Інтервал контрольного часу протікання експерименту був обраний в межах 60 с. Якісні характеристики отриманої суміші проводили на основі ситового [4] та фотоаналітичного методу [5]. Межі експериментальних досліджень приведені в таблиці 1.

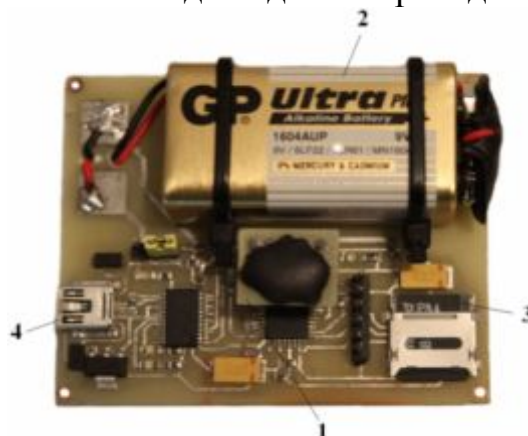


Рис. 2. Розроблений автономний акселерометр: 1 – акселерометр; 2 – батареяка типу крона; 3 – карта пам'яті; 4 – адаптивний мікропорт для зчитування даних.

Таблиця 1 –

Межі технологічних параметрів експериментальних досліджень

Найменування фактора	Значення
Частота обертання приводного валу ω , рад/хв	0...120
Амплітуда коливань A , мм	0...8
Сила струму, що споживається i , А	0...20
Напруга в електромережі установки U , В	0...220
Потужність привода вібромашини N , кВт	0...1,3
Сумарний ступінь завантаження робочого простору змішувальних камер $V_{зм}$, %	0...85
Ступінь завантаження робочого простору дробильної камери технологічним наповнювачем $V_{др}$, %	0...70
Ступінь завантаження оброблювального середовища	0...60
Розміри дробильних елементів технологічного наповнювача, мм	4-10

В якості параметрів оцінки досліджувального процесу дезінтегрування було обрано ступінь подрібнення у якості питомої поверхні матеріалу ΔS , кінцеву однорідність вихідної суміші $M\%$ та споживані енерговитрати на реалізацію даного процесу (рис. 3, 4).

Після проведення експериментів згідно вищезначеної методики було встановлено оптимальні режими роботи вібровідцентрового дезінтегратора за його амплітудно-частотними та енергетичними характеристиками; якісними параметрами оброблювального матеріалу.



Рис. 3. Дослідження процесу вібровідцентровго подрібнення:
а – дробильна камера; б – розміщення дробильних елментів та оброблювального матеріалу в дробильній камері.

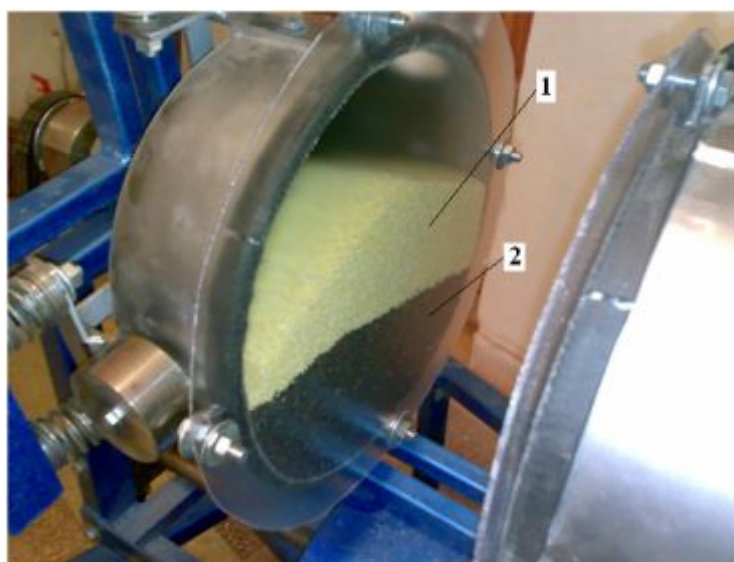


Рис. 4. Розподіл частин імітаційного матеріалу при завантаженні:
1 – пшono; 2 – рапс.

На основі отриманих даних було побудовано наступні графічні залежності: для процесів дроблення (рис. 5, 6, 7) та змішування (рис. 8, 9, 10)

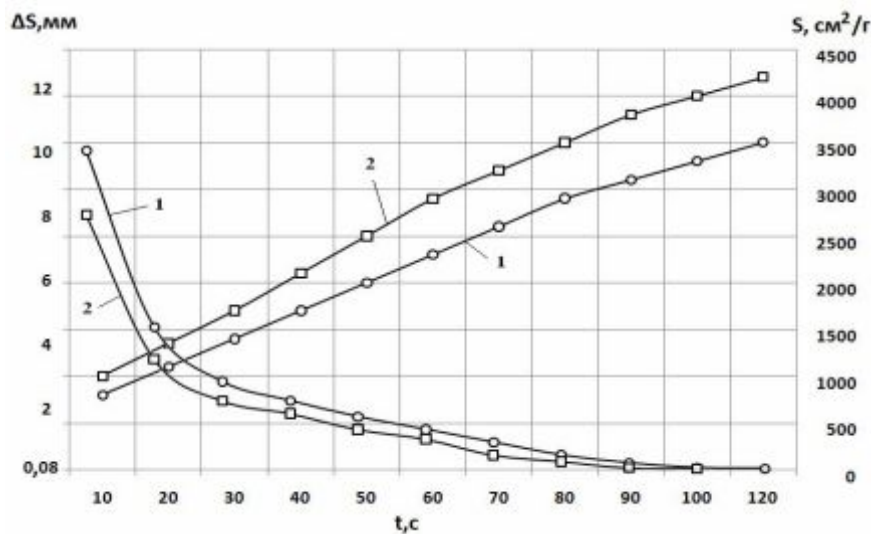


Рис. 5. Залежність фізико-механічних характеристик матеріалу від частоти коливань контейнера: 1 – частота коливань $\omega=9$ Гц; 2 – частота коливань $\omega=11$ Гц.

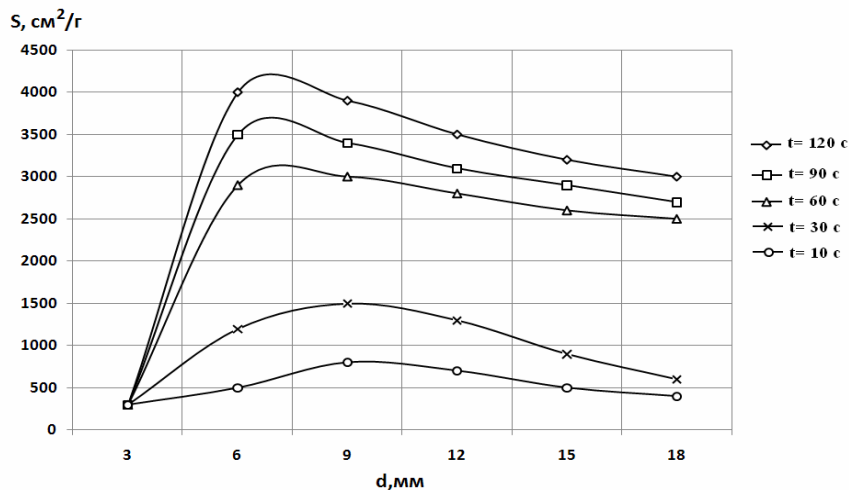


Рис. 6. Залежність питомої поверхні імітаційного матеріалу від часу і діаметра дробильних елементів.

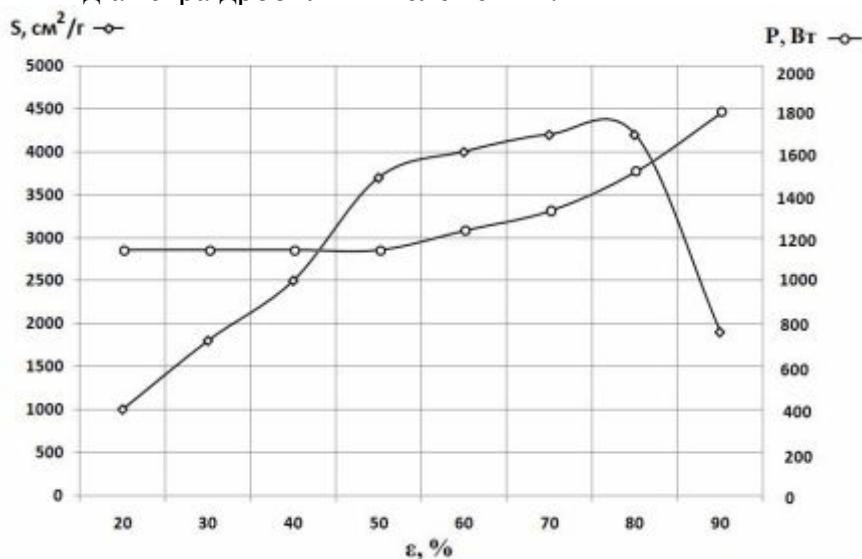


Рис. 7. Залежність тонини помелу від ступеня завантаження робочого простору технологічним наповнювачем.

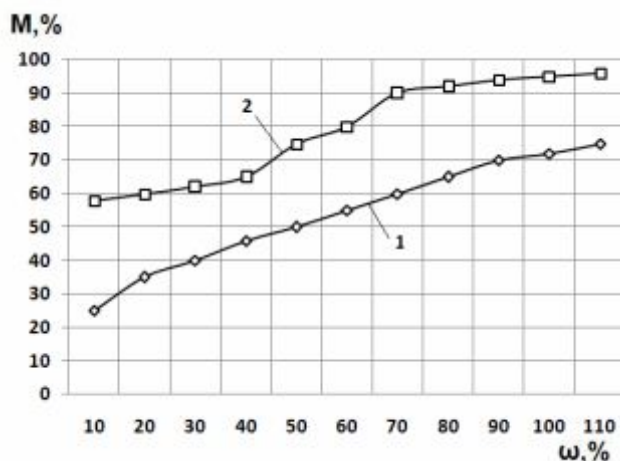


Рис. 8. Залежність ступеня однорідності імітаційної суміші від частоти обертання виконавчого органу: 1 – відцентровий рух контейнера; 2 – вібровідцентровий рух контейнера.

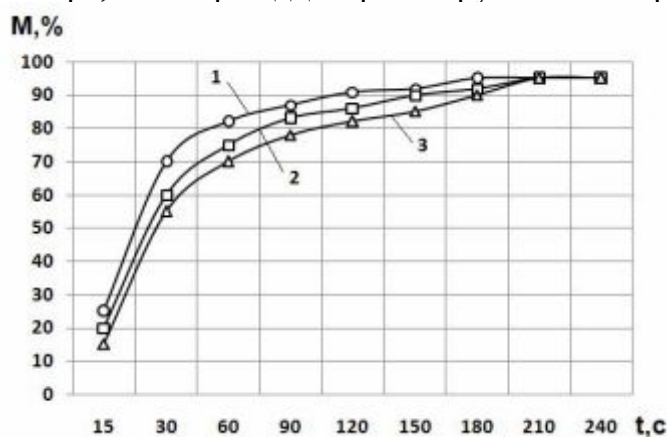


Рис. 9. Залежність ступеня однорідності імітаційної суміші від часу при вібровідцентровому впливі: 1 – при завантаженні $\frac{1}{2}$ від повного об'єму контейнера; 2 – при завантаженні $\frac{3}{4}$ від повного об'єму контейнера; 3 – при повному завантаженні змішувальних контейнерів.

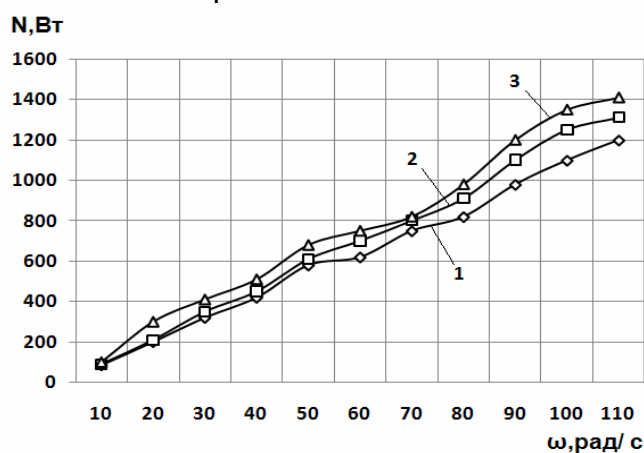


Рис. 10. Енергетична характеристика досліджуваного процесу: 1 – при завантаженні $\frac{1}{2}$ від повного об'єму контейнера; 2 – при завантаженні $\frac{3}{4}$ від повного об'єму контейнера; 3 – при повному завантаженні змішувальних контейнерів.

Висновки. Аналіз отриманих даних експериментальних досліджень дозволив отримати ефективні технологічні режими роботи досліджувального обладнання: віброприскорення в межах $a = 24 - 28 \text{ м/с}^2$; геометричні параметри технологічного завантаження $d = 4 - 6 \text{ мм}$; ступінь завантаження робочого об'єму технологічним наповнювачем $50 - 60 \%$ при реалізації процесу подрібнення; ступінь завантаження змішувальних компонентів $70 - 80\%$ при реалізації процесу змішування та загальний час технологічного впливу становить $180 - 200 \text{ с}$. При цих параметрах споживана потужність приводу дезінтегратора становить $P = 1,2 - 1,3 \text{ кВт}$, питома поверхня новоутвореного матеріалу $S = 4100 \text{ см}^2/\text{г}$ та ступінь однорідності вихідної суміші $M = 97 \%$.

Література.

1. Технология лекарственных форм / [Т.С. Кондратьева, Л.А. Иванова, Ю.И. Зеликсон и др.]; под ред. Т.С. Кондратьева. – [2-й том] – М.: Медицина, 1989. – С. 320 С.
2. Янович В.П. Розробка вібровідцентрового дезінтегратора для виробництва складних фармацевтичних сумішей / В.П. Янович // Збірник наукових праць вінницького національного аграрного університету, серія технічні науки. – 2012. – №11.т.2.(66) – С. 366 – 369
3. Муравьев И.А. Технология лекарственных форм / И.А. Муравьев. – М.: Медицина, 1988. – С. 79 – 104;
4. Ходаков Г.С. Основные методы дисперсного анализа порошков / Г.С. Ходаков. – М.: Стройиздат, 1968. – 199с.
5. Королев Л.В. Метод оценки качества смешения сыпучих материалов по распределению частиц в плоском сечении рабочего объема / Л.В. Королев, М.Ю. Таршис // Известия вузов. Химия и химическая технология. – 2002. – т.45.вып 1, – С. 98-100.

**ОЦЕНКА КАЧЕСТВЕННЫХ ПАРАМЕТРОВ
МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ СМЕСЕЙ РАСТИТЕЛЬНЫХ
ИНГРЕДИЕНТОВ ЗА ВИБРОЦЕНТРОБЕЖНОГО
ДЕЗИНТЕГРИРОВАНИЯ**

Паламарчук И.П., Янович В.П.

Аннотация – проведены экспериментальные исследования основных амплитудно-частотных и качественных параметров процесса виброцентробежного дезинтегрирования при использовании экспериментальной модели вибрационной машины для производства сложных фармацевтических смесей. В результате чего было установлено оптимальные параметры исследуемого процесса при минимальных энергозатрат и сравнительно высокой интенсивности обработки.

**EVALUATION OF QUALITY PARAMETERS
MULTICOMPONENT MIXTURES OF HERBAL INGREDIENTS
FOR VIBRATORY MIXING DISINTEGRATION**

I. Palamarchuk, V. Yanovich

Summary

Experimental study of basic amplitude - frequency and quality of process parameters vibratory mixing disintegration by using an experimental model of vibration machines for complex pharmaceutical mixtures. As a result, it was found the optimum parameters of the studied process with minimum energy consumption and relatively high intensity treatment.



УДК. 631.362.3:631.1

АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ШВИДКОСТІ ТА КОЕФІЦІЄНТУ ПАРУСНОСТІ СКЛАДОВИХ ЗЕРНОВОГО ВОРОХУ

Білокопитов О.О., аспірант^{*}

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: (0619) 42-21-32

Анотація – в роботі представлено аналіз результатів визначення критичної швидкості та коефіцієнту парусності складових зернового вороху, що надходить до зерноочисних комплексів господарств Запорізької області.

Ключові слова – критична швидкість, коефіцієнт парусності, ротаметричний парусний класифікатор, машина попереднього очищення зерна, повітряний потік, ворох зерновий.

Постановка проблеми. Аналіз конструкції машини попереднього очищення зерна, яка має живлячу і сепаруючу складові повітро-розподілюючого каналу [1, 2] свідчить, що важливішим показником її роботи є швидкість руху повітряного потоку пов'язана з використанням способів очищення та сортування зернового вороху. Незважаючи на широке використання явища руху матеріальних частинок у сучасних зерноочисних машинах, пов'язаних із сепарацією складових зернового вороху, кількісні закономірності руху тіл із урахуванням опору повітряного середовища і сьогодні потребують досліджень. Залежить це від умов вирощування, культури землеробства, використання технічних засобів у технологічному процесі збирання і післязбирального обробітку зерна, і тому ця проблема є актуальною.

Аналіз останніх досліджень. Особливу увагу у виробництві зернових приділяється післязбиральному обробітку. Зерновий ворох, що надходить на післязбиральний обробіток, представляє собою суміш зерна основної культури, насіння інших культур, бур'янів, мінеральних (грудочки землі), органічних домішок (полова, збоїна соломи, частки рослин) і біологічних (комахи, шкідники) [3, 4].

Основу інтенсифікації процесів очищення зернових матеріалів від сторонніх повітровідокремлюємих домішок покладено в працях В.П. Горячкіна[5].

^{*} Науковий керівник к.т.н. Михайлов Є.В.

© О.О. Білокопитов

Суттєвий вклад в збагаченні теорії відокремлення від сторонніх домішок представлено в працях Нелюбова А.І., Ветрова Є.Ф. [6], Буркова А.І., Сичугова М.П. [7], та їх учнів [8, 9, 10]. І якщо ці дослідження в основному направлені на експериментальне визначення критичної швидкості, то дослідження Молодика М.С. [11], С. Лещенко, О. Васильковського [12] створюють теоретичне обґрунтування критичної швидкості вороху в першому випадку смородини, а в другому зернових культур.

Формування цілей статті. Визначення значень критичної швидкості та коефіцієнту парусності складових зернового вороху пшениці, що надходить на зерноочисні комплекси господарств Запорізької області.

Основна частина. Як відомо, на первинному етапі очистки зернового матеріалу, найбільш частіше розділення складових зернового вороху відбувається по аеродинамічним властивостям. У відповідності до методики досліджень головною метою було поставлено визначити мінімальну і максимальну критичну швидкість та коефіцієнт парусності для повноцінного зерна пшениці та їх домішок: подрібненого зерна, полови, змолоченого і невимолоченого колоса, насіння бур'янів, тощо [13].

Результати досліджень визначення критичної швидкості представлено у таблиці 1, а коефіцієнту парусності – таблиці 2.

Аналіз результатів критичної швидкості повноцінного зерна показують, що найбільше його значення у ПП «Росія» і складає $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\min)} = 8,98\text{м/с}$, $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\max)} = 11,80\text{м/с}$. У ТОВ «40 років Жовтня», ПП «Лана», та ТОВ «Райз-Максимко» відповідно: $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\min)} = 9,01\text{м/с}$, $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\max)} = 11,15\text{м/с}$; $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\min)} = 8,60\text{м/с}$, $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\max)} = 11,05\text{м/с}$ та $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\min)} = 7,22\text{м/с}$, $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\max)} = 11,21\text{м/с}$. При цьому різниця між мінімальним і максимальними значеннями критичної швидкості складають 3...4 м/с, при відносно низькому значення коефіцієнту варіації. Найвище його значення $v = 8,57\%$ при мінімальному значенні критичної швидкості у ПП «Лана», і обумовлено негативною дією шкідників.

Стосовно зернових домішок, то ми бачимо, що в усіх чотирьох господарствах по щуплому, подрібненому і пошкодженому зерну, значення критичної швидкості знаходяться приблизно на одному рівні.

Так, по щуплому зерну середнє мінімальне значення критичної швидкості за математичним очікуванням склало $\bar{V}_{\dot{e}\dot{\sigma}(\bar{n}\dot{\sigma})} = 5,08\text{м/с}$ при мінімальному і максимальному значеннях критичної швидкості відповідно $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\min)} = 4,71\text{м/с}$, $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\max)} = 5,57\text{м/с}$ та середньоквадратичному відхиленні $\sigma = 0,10\%$ і коефіцієнті варіації $v = 3,83\%$, а середнє максимальне значення критичної швидкості за математичним очікуванням склало $\bar{V}_{\dot{e}\dot{\sigma}(\bar{n}\dot{\sigma})} = 7,09\text{м/с}$ при мінімальному і максимальному значеннях критичної швидкості відповідно $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\min)} = 6,78\text{м/с}$, $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\max)} = 7,63\text{м/с}$ та середньоквадратичному відхиленні $\sigma = 0,22\%$ і коефіцієнті варіації $v = 3,18\%$.

Таблиця 2 –
Відомість результатів визначення коефіцієнту парусності (Кп) зернового вороху у господарствах Запорізької області

№ п.п	Зерно повноцінне		Зернова домішка				Крупна домішка		Насіння бур'янів		Легка домішка				Живе сміття			
			Шупле зерно		Подрібнене зерно		Пошкоджене зерно				Колос (змішаний і недожарений), солома		Полова			Збірна солома		
			MAX	MIN	MAX	MIN	MAX	MIN			MAX	MIN	MAX	MIN		MAX	MIN	MAX
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
в ТОВ «40 років Жовтня» Куйбишевського району Запорізької області																		
$K_{п(ф)}$	0,121	0,078	0,383	0,198	0,318	0,176	0,908	0,159	0,632	0,141	4,496	0,562	4,367	1,385	10,625	3,641	-	-
$K_{п(мін)}$	0,103	0,071	0,326	0,180	0,286	0,109	0,796	0,130	0,209	0,067	2,334	0,406	2,289	0,796	2,502	1,776	-	-
$K_{п(макс)}$	0,138	0,084	0,429	0,215	0,346	0,259	1,054	0,189	1,166	0,205	5,895	0,814	6,278	2,083	20,02	7,417	-	-
$\sigma, \%$	0,013	0,006	0,031	0,012	0,028	0,061	0,084	0,021	0,40	0,064	1,51	0,146	1,633	0,424	7,081	2,21	-	-
$v, \%$	11,00	7,77	8,29	6,41	8,94	34,65	9,31	13,36	64,18	45,47	33,71	26,14	37,44	30,65	66,65	60,89	-	-
в приватному підприємстві «Росія» Бердянського району Запорізької області																		
$K_{п(ф)}$	0,121	0,070	0,361	0,19	0,299	0,135	0,827	0,149	0,836	0,073	4,032	0,762	4,28	0,984	5,52	1,315	-	-
$K_{п(мін)}$	0,110	0,065	0,316	0,168	0,274	0,104	0,628	0,127	0,224	0,051	1,806	0,569	2,805	0,641	4,797	0,638	-	-
$K_{п(макс)}$	0,137	0,076	0,408	0,217	0,344	0,239	0,970	0,166	2,929	0,104	6,278	0,952	6,380	1,269	6,179	2,142	-	-
$\sigma, \%$	0,008	0,004	0,033	0,015	0,02	0,045	0,126	0,125	0,902	0,072	2,098	0,138	1,096	0,144	0,512	0,386	-	-
$v, \%$	6,58	5,77	9,10	8,00	6,63	33,63	15,29	8,38	107,87	23,49	52,03	18,17	25,56	14,72	9,28	29,35	-	-
в приватному підприємстві «ЛАН» Михайлівського району Запорізької області																		
$K_{п(ф)}$	0,134	0,081	0,38	0,193	0,336	0,114	0,795	0,158	0,286	0,105	4,164	0,672	3,173	0,857	4,696	0,568	3,145	0,753
$K_{п(мін)}$	0,089	0,096	0,308	0,183	0,274	0,104	0,712	0,136	0,195	0,057	2,224	0,453	2,357	0,471	2,527	0,444	1,242	0,438
$K_{п(макс)}$	0,160	0,071	0,429	0,218	0,389	0,215	0,946	0,169	0,495	0,176	6,278	0,848	4,478	1,007	6,590	0,724	5,987	1,485
$\sigma, \%$	0,018	0,008	0,035	0,012	0,042	0,012	0,083	0,018	0,12	0,048	1,599	0,151	0,708	0,146	1,316	0,1	1,385	0,314
$v, \%$	13,68	10,69	9,36	6,30	12,58	11,14	10,43	11,61	41,90	46,28	38,40	22,52	22,33	17,04	28,03	17,67	44,04	41,63
в ТОВ Агрофірма «Райз-Максимо» Токмацького району Запорізької області																		
$K_{п(ф)}$	0,188	0,077	0,388	0,2	0,346	0,145	0,824	0,149	0,247	0,099	3,505	0,682	3,822	1,584	2,935	0,939	-	-
$K_{п(мін)}$	0,181	0,071	0,355	0,186	0,293	0,099	0,619	0,133	0,196	0,066	1,806	0,406	2,404	0,976	2,162	0,681	-	-
$K_{п(макс)}$	0,196	0,080	0,442	0,213	0,383	0,261	1,001	0,182	0,309	0,182	5,804	0,946	5,463	2,502	4,665	1,112	-	-
$\sigma, \%$	0,05	0,002	0,024	0,01	0,032	0,059	0,163	0,015	0,031	0,041	1,659	0,212	0,978	0,632	0,799	0,137	-	-
$v, \%$	2,83	3,71	6,39	5,35	9,47	40,62	19,89	9,95	12,43	41,56	47,33	31,14	25,59	39,94	27,22	14,63	-	-
Сумарне по чотирьох господарствах Запорізької області																		
$K_{п(ф)}$	0,142	0,076	0,378	0,195	0,325	0,146	0,844	0,154	0,482	0,105	3,974	0,681	3,93	1,182	5,876	1,551	1,350	1,125
$K_{п(мін)}$	0,089	0,065	0,308	0,168	0,274	0,099	0,619	0,127	0,195	0,051	1,806	0,406	2,289	0,471	2,162	0,444	1,242	0,438
$K_{п(макс)}$	0,196	0,084	0,442	0,218	0,389	0,261	1,054	0,189	2,929	0,205	6,278	0,952	6,380	2,502	20,02	7,417	5,987	1,485
$\sigma, \%$	0,03	0,006	0,03	0,012	0,034	0,051	0,12	0,016	0,519	0,05	1,677	0,173	1,162	0,476	4,381	1,577	7,085	6,661
$v, \%$	21,49	8,81	8,134	6,41	10,55	35,28	14,19	10,71	107,69	47,93	42,20	25,47	29,58	40,32	74,55	101,65	524,81	592,23

По подрібненому зерну середнє мінімальне значення критичної швидкості за математичним очікуванням склало $\bar{V}_{\dot{e}\dot{\sigma}(\bar{n}\bar{\sigma})} = 5,50\text{м/с}$ при мініальному і максимальному значеннях критичної швидкості відповідно $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\min)} = 5,02\text{м/с}$, $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\max)} = 5,98\text{м/с}$ та середньоквадратичному відхиленні $\sigma = 0,28\%$ і коефіцієнті варіації $v = 5,19\%$, а середнє максимальне значення критичної швидкості за математичним очікуванням склало $\bar{V}_{\dot{e}\dot{\sigma}(\bar{n}\bar{\sigma})} = 8,49\text{м/с}$ при мініальному і максимальному значеннях критичної швидкості відповідно $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\min)} = 6,15\text{м/с}$, $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\max)} = 9,71\text{м/с}$ та середньоквадратичному відхиленні $\sigma = 1,23\%$ і коефіцієнті варіації $v = 14,55\%$.

Значення коефіцієнту варіації по подрібненому зерну обумовлено його ймовірнісною природою. При цьому існує суттєва різниця між окремими господарствами. Так, максимальне значення коефіцієнту варіації $v = 17,63\%$ зафіксовано у ТОВ «40 років Жовтня», а мінімальне $v = 5,81\%$ у ПП «ЛАНА».

По пошкодженому зерну середнє мінімальне значення критичної швидкості за математичним очікуванням склало $\bar{V}_{\dot{e}\dot{\sigma}(\bar{n}\bar{\sigma})} = 3,44\text{м/с}$ при мініальному і максимальному значеннях критичної швидкості відповідно $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\min)} = 3,05\text{м/с}$, $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\max)} = 3,92\text{м/с}$ та середньоквадратичному відхиленні $\sigma = 0,25\%$ і коефіцієнті варіації $v = 7,43\%$, а середнє максимальне значення критичної швидкості за математичним очікуванням склало $\bar{V}_{\dot{e}\dot{\sigma}(\bar{n}\bar{\sigma})} = 8,0\text{м/с}$ при мініальному і максимальному значеннях критичної швидкості відповідно $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\min)} = 7,31\text{м/с}$, $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\max)} = 8,77\text{м/с}$ та середньоквадратичному відхиленні $\sigma = 0,42\%$ і коефіцієнті варіації $v = 5,26\%$.

Аналіз складових зернового вороху по зерновим домішкам, показує, що в усіх чотирьох господарствах по шуплому, подрібненому і пошкодженому зерну критична швидкість, значний її відсоток, входить в межі критичної швидкості повноцінного зерна. Тобто, це підтверджує той висновок, який стверджувався багатьма дослідниками [3, 4, 15, 16], що за рахунок повітряного потоку виділення з зернового вороху зернових домішок, без втрат, або без засмічення ними повноцінного зерна - неможливо.

Аналіз крупних сторонніх домішок, а сюди входить частково недомолочений колос, частки соломи, показує, що мінімальне середнє значення критичної швидкості за математичним очікуванням по чотирьох господарствах склало: $\bar{V}_{\dot{e}\dot{\sigma}(\bar{n}\bar{\sigma})} = 5,46\text{м/с}$ при мініальному і максимальному значеннях критичної швидкості відповідно $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\min)} = 1,83\text{м/с}$, $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\max)} = 7,50\text{м/с}$ та середньоквадратичному відхиленні $\sigma = 1,46\%$ і коефіцієнті варіації $v = 26,78\%$. Максимальне середнє значення критичної швидкості за математичним очікуванням по чотирьох господарствах склало: $\bar{V}_{\dot{e}\dot{\sigma}(\bar{n}\bar{\sigma})} = 10,33\text{м/с}$ при мініальному і максимальному значеннях критичної швидкості відповідно $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\min)} = 6,91\text{м/с}$, $V_{\dot{e}\dot{\sigma}(\max)} = 13,78\text{м/с}$ та середньоквадратичному відхиленні $\sigma = 3,12\%$ і коефіцієнті варіації $v = 20,56\%$.

Окремо по господарствах середнє значення критичної швидкості $\bar{V}_{\dot{\epsilon}\delta(\bar{n}\delta)}$ за математичним очікуванням, мінімальне $V_{\dot{\epsilon}\delta(\min)}$ і максимальне $V_{\dot{\epsilon}\delta(\max)}$ значення критичної швидкості, середньоквадратичне відхилення σ і коефіцієнт варіації v крупних сторонніх домішок відповідно складо:

– у ТОВ «40 років Жовтня»

при мінімальній критичній швидкості

$$\bar{V}_{\dot{\epsilon}\delta(\bar{n}\delta)} = 4,65 \text{ м/с}; V_{\dot{\epsilon}\delta(\min)} = 2,92 \text{ м/с}, V_{\dot{\epsilon}\delta(\max)} = 7,50 \text{ м/с}, \sigma = 1,70\%; v = 36,69\%;$$

при максимальній критичній швидкості

$$\bar{V}_{\dot{\epsilon}\delta(\bar{n}\delta)} = 8,93 \text{ м/с}; V_{\dot{\epsilon}\delta(\min)} = 6,91 \text{ м/с}, V_{\dot{\epsilon}\delta(\max)} = 12,06 \text{ м/с}, \sigma = 2,02\%; v = 22,62\%.$$

– у ПП «Росія»

при мінімальній критичній швидкості

$$\bar{V}_{\dot{\epsilon}\delta(\bar{n}\delta)} = 4,54 \text{ м/с}; V_{\dot{\epsilon}\delta(\min)} = 1,83 \text{ м/с}, V_{\dot{\epsilon}\delta(\max)} = 6,61 \text{ м/с}, \sigma = 1,71\%; v = 37,62\%;$$

при максимальній критичній швидкості

$$\bar{V}_{\dot{\epsilon}\delta(\bar{n}\delta)} = 11,73 \text{ м/с}; V_{\dot{\epsilon}\delta(\min)} = 9,67 \text{ м/с}, V_{\dot{\epsilon}\delta(\max)} = 13,78 \text{ м/с}, \sigma = 1,31\%; v = 11,2\%.$$

– у ПП «ЛІАНА»

при мінімальній критичній швидкості

$$\bar{V}_{\dot{\epsilon}\delta(\bar{n}\delta)} = 6,12 \text{ м/с}; V_{\dot{\epsilon}\delta(\min)} = 4,45 \text{ м/с}, V_{\dot{\epsilon}\delta(\max)} = 7,09 \text{ м/с}, \sigma = 0,99\%; v = 16,20\%;$$

при максимальній критичній швидкості

$$\bar{V}_{\dot{\epsilon}\delta(\bar{n}\delta)} = 10,34 \text{ м/с}; V_{\dot{\epsilon}\delta(\min)} = 7,45 \text{ м/с}, V_{\dot{\epsilon}\delta(\max)} = 13,09 \text{ м/с}, \sigma = 2,29\%; v = 22,21\%.$$

– у ТОВ «Райз-Максимко»

при мінімальній критичній швидкості

$$\bar{V}_{\dot{\epsilon}\delta(\bar{n}\delta)} = 6,31 \text{ м/с}; V_{\dot{\epsilon}\delta(\min)} = 5,63 \text{ м/с}, V_{\dot{\epsilon}\delta(\max)} = 7,06 \text{ м/с}, \sigma = 0,40\%; v = 6,30\%;$$

при максимальній критичній швидкості

$$\bar{V}_{\dot{\epsilon}\delta(\bar{n}\delta)} = 10,41 \text{ м/с}; V_{\dot{\epsilon}\delta(\min)} = 7,33 \text{ м/с}, V_{\dot{\epsilon}\delta(\max)} = 12,47 \text{ м/с}, \sigma = 1,81\%; v = 17,37\%.$$

Дані отриманих значень дозволяють зробити висновок, що крупні сторонні домішки, входять у діапазон критичної швидкості зерна і зернових домішок, але мають значно більший коефіцієнт парусності (табл. 2), а у зв'язку із більшою площею опору, може перейти у псевдозріджений стан, мета створення якого є головною задачею подальших досліджень.

Стосовно результатів по визначенню критичної швидкості насіння бур'яних домішок.

Так, середнє мінімальне значення критичної швидкості за математичним очікуванням по чотирьом господарствам складо $\bar{V}_{\dot{\epsilon}\delta(\bar{n}\delta)} = 1,72 \text{ м/с}$ при мініальному і максимальному значеннях критичної швидкості відповідно $V_{\dot{\epsilon}\delta(\min)} = 1,22 \text{ м/с}$, $V_{\dot{\epsilon}\delta(\max)} = 2,33 \text{ м/с}$ та середньоквадратичному відхиленні $\sigma = 0,38\%$ і коефіцієнті варіації $v = 22,55\%$, а середнє максимальне значення критичної швидкості за математичним очікуванням складо $\bar{V}_{\dot{\epsilon}\delta(\bar{n}\delta)} = 3,89 \text{ м/с}$ при мініальному і максимальному значеннях кри-

тичної швидкості відповідно $V_{\dot{\epsilon}\delta(\min)} = 3,18 \text{ м/с}$, $V_{\dot{\epsilon}\delta(\max)} = 4,91 \text{ м/с}$ та середньоквадратичному відхиленні $\sigma = 0,52\%$ і коефіцієнті варіації $v = 13,42\%$.

З таблиці 1 бачимо, що максимальне значення при максимумі критичної швидкості насіння бур'янів складає у ТОВ «40 років Жовтня» та у ТОВ «Райз-Максимко» - $V_{\dot{\epsilon}\delta(\max)} = 4,91 \text{ м/с}$; у ПП «Росія» - $V_{\dot{\epsilon}\delta(\max)} = 4,15 \text{ м/с}$; та у ПП «ЛАНА» - $V_{\dot{\epsilon}\delta(\max)} = 4,6 \text{ м/с}$ при відносно високому значенні коефіцієнту варіації – відповідно $v = 11,45\%$ та $v = 16,39\%$, $v = 9,55\%$, $v = 13,32\%$. Аналіз значень критичної швидкості насіння бур'янів показує, що за своїми показниками вони вище мінімальних значень показників критичної швидкості пошкодженого зерна, а в господарствах ТОВ «40 років Жовтня» та ПП «ЛАНА» вище або співпадають з мінімальними показниками критичної швидкості щуплого зерна. Таким чином, виділити насіння бур'янів за рахунок повітряного потоку можливо частково.

Інтерес представляють дослідження з визначення критичної швидкості (табл. 1) та коефіцієнту парусності (табл. 2) легких домішок (полови, збоїни соломи).

Так, з таблиці 1 ми бачимо, що мінімальне значення критичної швидкості за математичним очікуванням у ТОВ «40 років Жовтня» на полові склало $\bar{V}_{\dot{\epsilon}\delta(\bar{n}\delta)} = 1,59 \text{ м/с}$ при $V_{\dot{\epsilon}\delta(\min)} = 1,25 \text{ м/с}$, $V_{\dot{\epsilon}\delta(\max)} = 2,07 \text{ м/с}$, середньоквадратичному відхиленні $\sigma = 0,36\%$ і коефіцієнті варіації $v = 22,51\%$. Максимальне значення критичної швидкості за математичним очікуванням на полові склало $\bar{V}_{\dot{\epsilon}\delta(\bar{n}\delta)} = 2,75 \text{ м/с}$ при $V_{\dot{\epsilon}\delta(\min)} = 2,17 \text{ м/с}$, $V_{\dot{\epsilon}\delta(\max)} = 3,51 \text{ м/с}$, середньоквадратичному відхиленні $\sigma = 0,45\%$ і коефіцієнті варіації $v = 16,38\%$.

Мінімальне значення критичної швидкості за математичним очікуванням збоїни соломи склало $\bar{V}_{\dot{\epsilon}\delta(\bar{n}\delta)} = 1,19 \text{ м/с}$ при $V_{\dot{\epsilon}\delta(\min)} = 0,70 \text{ м/с}$, $V_{\dot{\epsilon}\delta(\max)} = 2,03 \text{ м/с}$, середньоквадратичному відхиленні $\sigma = 0,52\%$ і достатньо високому коефіцієнті варіації $v = 43,95\%$. Максимальне значення критичної швидкості за математичним очікуванням збоїни соломи склало $\bar{V}_{\dot{\epsilon}\delta(\bar{n}\delta)} = 1,84 \text{ м/с}$ при $V_{\dot{\epsilon}\delta(\min)} = 1,15 \text{ м/с}$, $V_{\dot{\epsilon}\delta(\max)} = 2,35 \text{ м/с}$, середньоквадратичному відхиленні $\sigma = 0,49\%$ і коефіцієнті варіації $v = 27,10\%$.

Коефіцієнт парусності (табл. 2), його максимальне значення за математичним очікуванням, в цьому господарстві, на полові склав $\bar{K}_{\dot{\epsilon}(\bar{n}\delta)} = 4,367$ при $K_{\dot{\epsilon}(\min)} = 2,289$, $K_{\dot{\epsilon}(\max)} = 6,278$, середньоквадратичному відхиленні $\sigma = 1,63\%$ і коефіцієнті варіації $v = 37,44\%$. Мінімальне значення коефіцієнту парусності за математичним очікуванням полови склало $\bar{K}_{\dot{\epsilon}(\bar{n}\delta)} = 1,385$ при $K_{\dot{\epsilon}(\min)} = 0,796$, $K_{\dot{\epsilon}(\max)} = 2,083$, середньоквадратичному відхиленні $\sigma = 0,424\%$ і коефіцієнті варіації $v = 30,65\%$.

Максимальне значення за математичним очікуванням коефіцієнту парусності збоїни соломи склало $\bar{K}_{i(\text{п\ddot{a}d})} = 10,625$ при $K_{i(\text{min})} = 2,502$, $K_{i(\text{max})} = 20,02$ середньоквадратичному відхиленні $\sigma = 7,081\%$ і коефіцієнті варіації $v = 66,65\%$. Мінімальне значення коефіцієнту парусності за математичним очікуванням збоїни соломи склало $\bar{K}_{i(\text{п\ddot{a}d})} = 3,641$ при $K_{i(\text{min})} = 1,776$, $K_{i(\text{max})} = 7,417$, середньоквадратичному відхиленні $\sigma = 2,2\%$ і коефіцієнті варіації $v = 60,89\%$.

Аналіз значень критичної швидкості половини та збоїни соломи за математичним очікуванням у приватних підприємствах «Росія», «ЛІАНА» та товаристві обмеженої відповідальності «Райз-Максимко» мало відрізняються від вище описаного господарства. Відносно високий рівень коефіцієнту варіації обумовлено широким розбігом критичної швидкості від мінімального в межах 1,5 м/с до 3...4 м/с, за рахунок різниці в вологості складових легких домішок. На різницю в вологості складових легких домішок, за рахунок чого в значній мірі підвищується вологість зерна, звертають увагу багато дослідників [4, 16, 17, 18]. Так, за дослідженнями [18], коливання між окремими частками складає 15...20%, а інколи і 30...40%.

Високе значення коефіцієнту парусності легких домішок (табл. 2), характеризує що, чим вище цей показник, тим з більшою ймовірністю дозволяє передбачити виділення їх з зернового вороху і транспортування повітряним потоком.

Слід звернути увагу, що коефіцієнту парусності на легких домішках коливається у дуже широкому діапазоні від $K_{i(\text{min})} = 0,444$ до $K_{i(\text{max})} = 20,02$ при достатньо і навіть дуже високому коефіцієнті варіації v . Так, загальне його значення на половині склало $v_{(\text{min})} = 29,58\%$ і $v_{(\text{max})} = 40,32\%$, а збоїни соломи – $v_{(\text{min})} = 74,55\%$ і $v_{(\text{max})} = 101,65\%$.

Наявність живого сміття в приватному підприємстві «ЛІАНА» при аналізі зернового вороху чотирьох господарств, не є закономірністю. При сучасних засобах боротьби зі шкідниками вони є лише виключенням з правил і може бути використано для аналізу лише в окремому господарстві.

Висновки.

1. Представлено результати і зроблено аналіз аеродинамічних властивостей складових зернового вороху, що надходять на зерноочисні комплекси господарств Запорізької області.
2. Значення критичної швидкості $V_{\text{кр}}$ і коефіцієнту парусності $K_{\text{п}}$ зернових домішок частково входять у діапазон $V_{\text{кр}}$ і $K_{\text{п}}$ повноцінного зерна і це свідчить про те, що частина зернових домішок може бути відокремлена повітряним потоком і скласти фуражну фракцію.
3. Повітряний потік в машинах попереднього очищення зерна переважно можна використовувати не для сортування, а для виділення з зерна збоїни соломи, половини, пилу, для звільнення зерна від насіння бур'янів, неповноцінного і легкого зерна.

Література.

1. Михайлов Є.В. Аспекти методики визначення параметрів повітряного потоку в пневмосистемі машини попереднього очищення зерна / Є.В. Михайлов, О.О. Білокопитов, М.П. Кольцов // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. — Мелітополь, 2010. -Вип. 11, т. 1.- С.242-250.
2. Пат. № 61469 U Україна, МПКВ07В1/28. Решітний сепаратор / Є.В. Михайлов, О.О. Білокопитов, В.С. Дудка, А.В. Перетяцько; Заявник та патентовласник Таврійський державний агротехнологічний університет.-№; заявл. 23.11.2010; опубл. 25.07.2011, Бюл.№ 14. - 4 с.
3. Механизация послеуборочной обработки зерна / П.И.Макаров [и др.] – Йошкар-Ола: МарГУ, 2007. – 284 с.
4. Казаков Е.Д. Методы оценки качества зерна / Е.Д. Казаков. – М.: Агропромиздат, 1987. – 215 с.
5. Горячкин В.П. Собрание сочинений: в 3-х т. / В. П.Горячкин ;отв. ред. Н.Д. Лучинский. - М. : Колос, 1965. - Т. 3. - 720 с.
6. Нелюбов А.И. Пневмосепарирующие системы сельскохозяйственных машин/ А.И. Нелюбов, Е.Ф. Ветров. - М.: Машиностроение, 1977. - 192с.
7. Бурков А.И. Зерноочистительные машины. Конструкция, исследование, расчет и испытание / А.И.Бурков, Н.П. Сычугов. – Киров: НИИСХ Северо-Востока, 2000. – 261 с.
8. Тимофеев И.В. Интенсификация процесса сепарации зернового вороха замкнутой малогабаритной пневмосистемой: автореф. дис... канд. техн. наук / И.В. Тимофеев. - Л., 1991.-17 с.
9. Саитов В.Е. Повышение эффективности функционирования машины предварительной очистки зернового вороха совершенствованием основных рабочих элементов:автореф. дис... канд. техн. наук / В.Е. Саитов. - Л., 1991.-17 с.
10. Жолобов Н.В. Повышение эффективности функционирования воздушных систем зерно- и семяочистительных машин с диаметрально- вентильным вентилятором : автореф. дис... канд. техн. наук / Н.В. Жолобов. - Л., 1989.-16 с.
11. Молодик М. С. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів системи пневмосепарації вороху в комбайнах для збирання смородини: автореф. дис... канд. техн. наук / М.С. Молодик. - Мелітополь, 2005.-21 с.
12. Визначення якісних показників пневмосепараційного процесу аналітичними методами [Електронний ресурс]/ С. Леценко, О. Васильковський, М. Васильковський, Д. Петренко. – Кіровоградський національний технічний університет. – Режим доступу: www.nbuv.gov.ua/portal/.../10lspbam.pdf
13. Михайлов Є.В. Методика визначення критичної швидкості складових зернового вороху / Є.В. Михайлов, О.О. Білокопитов // Науковий вісник ТДАТУ -Мелітополь, 2012.– Вип. 2,т. 3.- С. 50-56.

14. *Вобликов Е.М.* Послеуборочная обработка и хранение зерна / *Е.М. Вобликов, В.А. Буханцов, А.С. Проконец.* - Ростов-на-Дону: МарТ, 2003. – 231 с.
15. *Михайлов Є.В.* Післязбиральна обробка зерна у господарствах півдня України: монографія / *Є.В. Михайлов.*- Мелітополь: Люкс, 2012. 260 с.
16. *Тарасенко А.П.* Совершенствование технологии послеуборочной обработки зерна/ *А.П. Тарасенко М.Э. Марчалова, И.В.Баскаков //* Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – Воронеж, 2009.-Вип.3 (22). - С. 22-24.
17. *Макушенко С.* Аналіз сучасних технічних засобів для післязбирального обробітку зернового вороху / *С. Макушенко //* Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України; УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого. – Дослідницьке, 2009. – Вип. 13 (27). – Кн. 1 - С. 389-394.
18. *Чеботарев В.П.* Направление совершенствования послеуборочной обработки зерна в республике Беларусь / *В.П. Чеботарев, И.В. Барановский, А.А. Князев //* Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы науч.-практич. конф.; РУП НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства.-Минск, 2010. – Т.1.- С.181-183.

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ И КОЭФФИЦИЕНТА ПАРУСНОСТИ СОСТАВЛЯЮЩИХ ЗЕРНОВОГО ВОРОХА

Белокопытов А.А.

Аннотация – в работе представлен анализ результатов определения критической скорости и коэффициента парусности составляющих зернового вороха, что поступает на зерноочистительные комплексы предприятий Запорожской области.

RESULTS ANALYSIS OF CRITICAL SPEED AND WINDAGE COEFFICIENT FOR GRAIN HEAP COMPONENT

A. Belokopytov

Summary

The analysis of critical speed and windage coefficient for grain heap being delivered to winnowing complexes of Zaporizhia region enterprises has been made and presented in the article.



КРИТЕРІЇ ДЛЯ ОЦІНЮВАННЯ МОБІЛЬНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАСОБІВ

Шкарівський Г.В., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Тел.: (067) 1858338

Анотація – на основі положень теорії структури конструкцій технологічних машин и приборів обґрунтовано кількісні критерії оцінювання мобільних енергозасобів з урахуванням технологічних, експлуатаційних та економічних вимог до них.

Ключові слова - мобільний енергетичний засіб, конструктивно-компонувальна схема, критерій, оцінювання.

Постановка проблеми. Використання мобільних енергетичних засобів (МЕЗ) нагромаджує значну частку витрат при вирощуванні сільськогосподарської продукції. Якщо використання МЕЗ не ефективне, то це веде до збільшення собівартості продукції за рахунок як втрат врожаю, так збільшення металомісткості технологічних процесів. Це можна пояснити як некомплектністю типорозмірного ряду, що веде до використання на певній технологічній операції енергозасобу низької ефективності, так і незадовільною його (енергозасобу) адаптацією до окремих технологічних операцій.

Обидві причини висувують цілу низку проблем, які потребують нагального вирішення. Однією із них є оцінювання погодження конструкції енергозасобу з вимогами технологій вирощування культур на стадії проектування машини, як одного з головних етапів забезпечення ефективності подальшої технологічної експлуатації МЕЗ, і є одним з напрямів державної цільової програми реалізації технічної політики в агропромисловому комплексі.

Аналіз останніх досліджень. Вивченню і вирішенню проблеми оцінювання МЕЗ на різних стадіях присвячено ряд праць як в Україні, так і за її межами. На особливу увагу заслуговують праці, присвячені методичним аспектам визначення показників для оцінювання. В цьому аспекті основна увага дослідниками приділена методикам визначення рівнів універсальності конструкцій МЕЗ.

Так, у праці [1] запропоновано методику визначення коефіцієнта універсальності конструкції за залежністю

$$K_{ук} = \sum_i^j Z_{ji} / \sum_i^m Z_{i\max}, \quad (1)$$

де $K_{ук}$ – коефіцієнт універсальності конструкції;

i, j – відповідно i -й репрезентативний показник і j -а машина, а також загальне число показників в j -й машині;

Z_{ji} – кількісна оцінка i -го репрезентативного показника в j -й машині;

$Z_{i\max}$ – максимальна оцінка i -го показника в балах;

m – загальна кількість показників для машини цього типу.

Методика визначення коефіцієнта універсальності конструкції заведеною залежністю передбачає визначення співвідношення між сукупними реальними показниками та їх максимальними оцінками в балах.

Основним недоліком цієї методики є використання балових оцінок, що вносить певний суб'єктивізм у кінцевий результат, а також при застосуванні балових оцінок оціночні значення $K_{ук}$ можуть досягати значень, порівняння яких є не коректне. Крім того, така методика ускладнює оцінку конструкції МЕЗ при його подальшому використанні у складі машинно-тракторного агрегату (МТА) різної комплектації та призначення, тобто за умови розгляду кількох технологічних процесів.

Кількісну оцінку наявного, використовуваного в технологічних процесах та потенційно можливого для існуючих конструкцій МЕЗ рівнів універсальності, сформовану на базі їх технічних характеристик та технологічних карт, дано в роботах [2 і 3]. Зокрема результати досліджень висвітлені в цих роботах вказують на те, що досягнутий в світовому тракторобудуванні рівень універсальності найбільш поширених конструкцій МЕЗ знаходиться в межах 0,38-0,79 (в якості оціночного показника в даних роботах вибрано коефіцієнт універсальності конструкції $K_{ук}$, імовірні значення якого можуть окреслюватися межами $0 \leq K_{ук} \leq 1,00$). При цьому найменшим значенням характеризуються енергозасоби, конструкція яких за технічною характеристикою найгірша серед відомих, або в технологічному процесі даний енергозасіб виконує найменшу кількість операцій з застосуванням найгірших характеристик своїх систем, механізмів і агрегатів. Найбільшим же значенням оціночного показника $K_{ук}$ характеризуються енергозасоби, конструкція яких за технічною характеристикою найкраща серед відомих, або в технологічному процесі даний енергозасіб виконує максимальну кількість операцій з застосуванням всіх найкращих характеристик своїх систем, механізмів і агрегатів), а потенційно можливий рівень для енергозасобів класичної конструктивно-

компонувальної схеми рівний 0,80, інтегральної – 0,82 і самохідного шасі – 1,00. При цьому вітчизняні технології передбачають використання вже наявного в конструкціях МЕЗ рівня універсальності не більше ніж на 25-30%. Недоліком робіт [2 і 3] є відсутність критеріїв, які дозволили б оцінити умови комплектування агрегатів на базі МЕЗ даного типу, що дозволило б споживачу сформулювати уявлення про його потенційні можливості, а тракторобудівнику – окреслювати вимоги до конструкцій, реалізовувати їх в реальних конструкціях.

Таким чином можна зробити висновок, що запропоновані критерії для оцінювання конструкцій МЕЗ далеко не повні і не враховують таких важливих аспектів, як умови агрегування енергозасобів з урахуванням технологічних, експлуатаційних та економічних вимог, а на їх базі і можливий рівень зайнятості МЕЗ в технологічних процесах. Однією з головних причин цього є відсутність належної наукової оцінки майбутнього МЕЗ ще на стадії проектування, що повинна базуватися на використанні системи кількісних критеріїв. Це передусім стосується конструктивно-компонувальної схеми, яка і визначає на першому етапі розробки призначення енергетичного засобу і в подальшому його експлуатаційні показники. На сьогодні відсутні кількісні критерії, які допомогли б дати таку оцінку і уникнути надмірних і часто невиправданих витрат.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є розробка кількісних критеріїв для оцінювання умов комплектування агрегатів на базі МЕЗ з урахуванням технологічних, експлуатаційних та економічних вимог.

Основна частина. З метою розв'язання поставленої проблеми проводили теоретичні дослідження, які дали можливість розробити кількісні критерії оцінки впливу конструктивно-компонувальної схеми енергозасобу на умови комплектування, обслуговування і експлуатації МТА на його базі. В основу розробки цих критеріїв були покладені положення теорії структури конструкцій [4].

МТА можна уявити як збірну одиницю, до складу якої входять енергетичний і один або кілька технологічних модулів. У процесі експлуатації названі модулі взаємодіють між собою завдяки пристроям передачі енергії, однак, для ефективної роботи агрегату необхідною умовою є можливість оперативної заміни того чи іншого модуля з метою зміни функціональних можливостей агрегату або ж ремонту без істотної зміни структури агрегату в цілому. Оцінити такі його можливості можна за допомогою критеріїв збирання та ремонтпридатності.

Кількісний критерій збирання МТА можна визначити як відношення кількісного складу множини можливих підмножин різних послідовностей приєднання модулів до кількісного складу множини степені агрегату [4]:

$$K_3 = \frac{211}{m(P_n)}, \quad (2)$$

де K_3 – критерій збирання;

$m(P)_3$ – кількісний склад множини можливих підмножин МТА, які можна отримати при збиранні агрегату;

$m(P_n)$ – кількісний склад множини степені МТА, підрахований, виходячи тільки з його складу

$$m(P_n) = 2^n, \quad (3)$$

де n – кількість модулів, з яких складено МТА.

Процедуру визначення K_3 розглянемо на прикладі кормозбирального агрегату в складі трактора типу «Fendt-926 Vario» класичної конструктивно-компонувальної схеми та начіпного комбайна (рис. 1). До складу агрегату входять два модулі: a – енергетичний (трактор); b – технологічний (кормозбиральний комбайн). За таких умов при визначенні кількісного складу $m(P)_3$, отримаймо множину підмножин $\{\{a\}; \{b\}; \{ab\}\}$, яка включає окремо енергозасіб $\{a\}$, комбайн $\{b\}$ та агрегат у складі трактора і комбайна $\{ab\}$. Тоді $m(P)_3=3$, а $m(P_n)$ при $n = 2$ буде дорівнювати 4. Підставивши значення $m(P)_3$ та $m(P_n)$ у співвідношення (2) отримаємо $K_3= 1$.

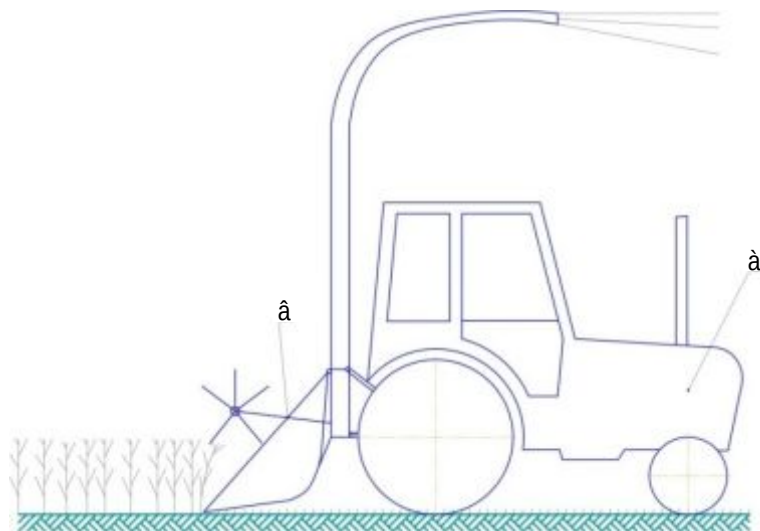


Рис. 1. Розрахункова схема кормозбирального агрегату на базі трактора класичної конструктивно-компонувальної схеми.

Якщо значення критерію збирання дорівнює 1, то це означає, що компонентна схема енергозасобу дає можливість всі модулі агрегату за будь-яких умов з'єднувати між собою. Логічно допустити, що значення K_3 не перевищують 1 і завжди більші нуля. Значення менші одиниці вказують, що на певному рівні комплектування (збирання агрегату) використовують додаткові модулі, без яких зібрати агрегат неможливо. Як правило, ці модулі не є основними виконавцями технологічного процесу, а лише додатковими (зчіпки, ходова система причіпних і напівпричіпних машин тощо).

Кількісний критерій ремонтпридатності МТА логічно визначати як відношення кількісного складу множини можливих підмножин, яку можна отримати за будь-якої послідовності розбирання агрегату (можливість зняти необхідний модуль, не знімаючи інші) до кількісного складу множини степені цього МТА [4]:

$$K_P = \frac{m(P)_P + 1}{m(P_n)}, \quad (4)$$

де K_P – критерій ремонтпридатності;

$m(P)_P$ – кількісний склад множини можливих підмножин, які можна отримати при будь-якій послідовності розбирання МТА на визначеному рівні.

Звертаючи увагу на запис співвідношень (2) і (4) можна стверджувати, що вони подібні між собою. Це справді так, адже на практиці для існуючих агрегатів значення критеріїв збирання та ремонтпридатності рівні, оскільки процедури визначення $m(P)_3$ і $m(P)_P$ аналогічні. Однак можливі випадки, коли останнє твердження не буде дійсним, наприклад, коли мова йтиме про начіпний зернозбиральний комбайн із подрібнювачем. Начепити його на енергозасіб, за умови обладнання останнього необхідними пристроями, можливо, можна і зняти подрібнювач з начепленого комбайна без додаткових складних пристроїв, а от встановити його на вже начеплений комбайн без допомоги допоміжних пристроїв (наприклад, підйомного обладнання) неможливо. Тому на практиці доцільно користуватися обома критеріями.

Визначення критеріїв збирання і ремонтпридатності та оцінку різних компоновальних схем проведемо, користуючись ще одним прикладом. Для цього розглянемо кормозбиральний агрегат у складі трактора типу ХТЗ-17021 конструктивно-компоновальної схеми близької до інтегральної і причіпного кормозбирального комбайна (рис. 2). Причиною уваги до нього є незадовільна оглядовість робочих органів жатки начіпного комбайна з поста керування трактором, викликана між базовим розташуванням кабіни енергозасобу, тобто саме конструктивно-компоновальною схемою останнього. За таких умов до розгляду буде прийнято три модулі: a – енергетичний (трактор); b – технологічний (кормозбиральний комбайн); c – додатковий (ходово-ва частина причіпного комбайна). Тоді кількісні значення $m(P)_3$ і $m(P)_P$ будуть визначатися з множини підмножин $\{\{a\}; \{bc\}; \{abc\}\}$ і дорівнюватимуть 3, у той час, як $m(P_n)=2^3=8$. Значення критеріїв збирання і ремонтпридатності для розглядуваного агрегату не будуть перевищувати 0,5, що нижче ніж для агрегату розглянутого раніше. Отримані результати свідчать про те, що конструктивно-компоновальна схема трактора ХТЗ-17021 менш придатна для створення начіпних кормозбиральних агрегатів порівняно з конструктивно-компоновальною схемою трактора «Fendt-926 Vario», враховуючи їх роботу на реверсі, і потребує доробки самої схеми (можливо, за ра-

хунок застосування рухомого поста керування, що може поліпшити оглядовість робочих органів) або технологічного модуля, що не завжди можливо.

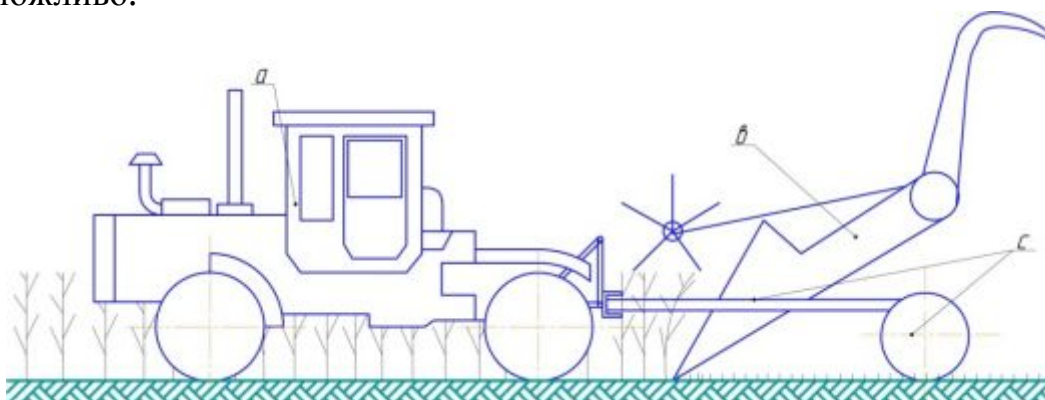


Рис. 2. Розрахункова схема кормозбирального агрегату на базі трактора конструктивно-компонувальної схеми близької до інтегральної.

Ефективність використання МЕЗ залежить від його зайнятості у технологічному процесі, тобто від того, яку кількість технологічних операцій. Він може виконувати, поєднуючись з різними технологічними модулями, враховуючи особливості їх з'єднання з енергозасобом та характеристики технологічного процесу. Тому до розгляду необхідно ввести і критерій функціональної насиченості енергозасобу K_{Φ}

$$K_{\Phi} = \frac{M_{\Phi}}{M}, \quad (5)$$

де M_{Φ} – фактична кількість технологічних операцій, виконання яких забезпечує енергозасіб;

M – загальна кількість операцій у технологічному процесі на яких використовуються енергозасоби.

Для технологічного процесу загальна кількість технологічних операцій M є величина визначена, а кількість операцій, виконуваних розглядуваним енергозасобом M_{Φ} може характеризуватися множиною $\{0, 1, 2, \dots, M\}$. У такому випадку K_{Φ} набуватиме значень від 0 до 1. Якщо $K_{\Phi} = 0$, то це означає, що енергетичний засіб при всіх наявних у нього системах і пристроях для агрегування (начіпних системах, системах відбору потужності) не може агрегуватися з жодним технологічним модулем, тобто технологічний процес не може бути виконаний за його участі. Якщо ж $K_{\Phi} = 1$, то це означає, що енергозасіб задовільно агрегується з усіма наявними технологічними модулями і технологічний процес може бути виконаний лише при використанні енергетичного засобу такого типу.

Висновки. В результаті проведених досліджень встановлено, що для оцінювання умов комплектування агрегатів на базі мобільних енергетичних засобів з урахуванням технологічних, експлуатаційних та економічних вимог, які визначаються їх конструктивно-

компонувальною схемою енергозасобу запропоновано три критерії: збирання; ремонтпридатності; функціональної насиченості енергозасобу. Вони дозволяють визначати загальні прийоми агрегування з технологічними модулями, встановити недоліки компонентальної схеми, які впливають на агрегування, визначати напрями адаптації як компонентальних схем енергозасобів до технологічних модулів, так і, навпаки, та оцінювати перспективність розробки енергозасобу з точки зору його зайнятості в технологічних процесах.

Література.

1. Кальченко Б.И. Анализ универсальности тракторов и самоходных машин / Б.И. Кальченко, А.Е. Писаренко, О.М. Сидоренко, В.Г. Евтенко // Тракторы и сельскохозяйственные машины. -1997. - №1. – С. 21-23.
2. Шкарівський Г.В. Дослідження впливу загальної конструкції МЕЗ на показники його універсальності при створенні машинно-тракторних агрегатів /Г.В. Шкарівський // Міжвідомчий тематичний науковий збірник “Механізація та електрифікація сільського господарства”. - Глеваха, ННЦ “ІМЕСГ”, 2004. – Вип. 88. – С. 70-77.
3. Шкарівський Г.В. Дослідження показників універсальності тракторів зайнятих у виконанні основних технологічних процесів / Г.В. Шкарівський, С.П. Погорілий, А.С. Кохно// Міжвідомчий тематичний науковий збірник “Механізація та електрифікація сільського господарства”.. - Глеваха, ННЦ “ІМЕСГ”, 2004. – Вип. 88.– С. 78-85.
4. Лось Л.В. Теория структуры конструкций технологических машин и приборов / Л.В. Лось. – Житомир: Житом. сельскохоз. ин-т, 1991. – 167 с., ил.

КРИТЕРИИ ДЛЯ ОЦЕНИВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Шкаровский Г.В.

Аннотация – на основании положений теории структуры конструкций технологических машин обосновано количественные критерии оценивания мобильных энергосредств с учетом технологических, эксплуатационных и экономических требований к ним.

CRITERIA FOR EVALUATION OF MOBILE POWER

G. Shkarovsky

Summary

Based on the structure of the theory of structures technological machines justified quantitative evaluation criteria of mobile power machine with the technological, operational and economic requirements for them.



УДК 631.311

ОБГРУНТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОТРИМАННЯ БІОГАЗУ З ВІДХОДІВ ТВАРИННИЦТВА

Мітков Б.В., к.т.н.,

Чорна Т.С., к.т.н.,

Мітков В.Б., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*Тел./факс (0619) 42-12-65; e-mail: tatachyorna@yandex.ua

Анотація – в роботі розглядається питання доцільності переробки відходів тваринництва в біогазових реакторах з отриманням горючого газу (біометану) та високоякісних органічних добрив для забезпечення потреб життєдіяльності сільського населення.

Ключові слова – технологічна лінія переробки гною тваринництва, біореактор, біометан, біометаногінезис, нетрадиційні джерела енергії, забруднення навколишнього середовища, екологічний аспект.

Постановка проблеми. Загострення світової економічної кризи, яка не оминула й Україну, зменшення запасів традиційних, природних енергоносіїв, загострення екологічних проблем примушує людство в необхідності пошуку альтернативних паливно-енергетичних ресурсів. Використання альтернативних видів палива забезпечить розв'язання проблеми залежності від потреб нафтових палив, та природного газу.

Україна володіє великим запасом нетрадиційних джерел енергії на основі рослинних залишків, а також біологічних відходів тваринництва – це в першу чергу гній великої рогатої худоби, свиней та пташиного посліду.

На теперішній час потенціал їх використання залишається на низькому рівні. Враховуючі постійне зростання цін на природний газ, одним із способів розв'язання даної проблеми є використання біогазових технологій, суть яких полягає в переробці біологічних відходів в реакторі біогазової установки, в якій відбувається переробка суміші рослинних відходів та гноїв, з одержанням горючого біогазу і високоякісних органічних добрив.

Аналіз останніх досліджень. Виробництво біогазу має ряд переваг: в першу чергу, це джерело енергії, а відходи технологічного процесу використовуються як високоякісні добрива, в яких відсутні насіння бур'янів. Після біогазової обробки гною 99% насіння втрачає схожість. Крім цього, сам процес переробки відходів вирішує глобальний екологічний аспект – підтримання чистоти навколишнього середовища. Доцільність переробки відходів життєдіяльності тваринництва представлена на рис. 1.

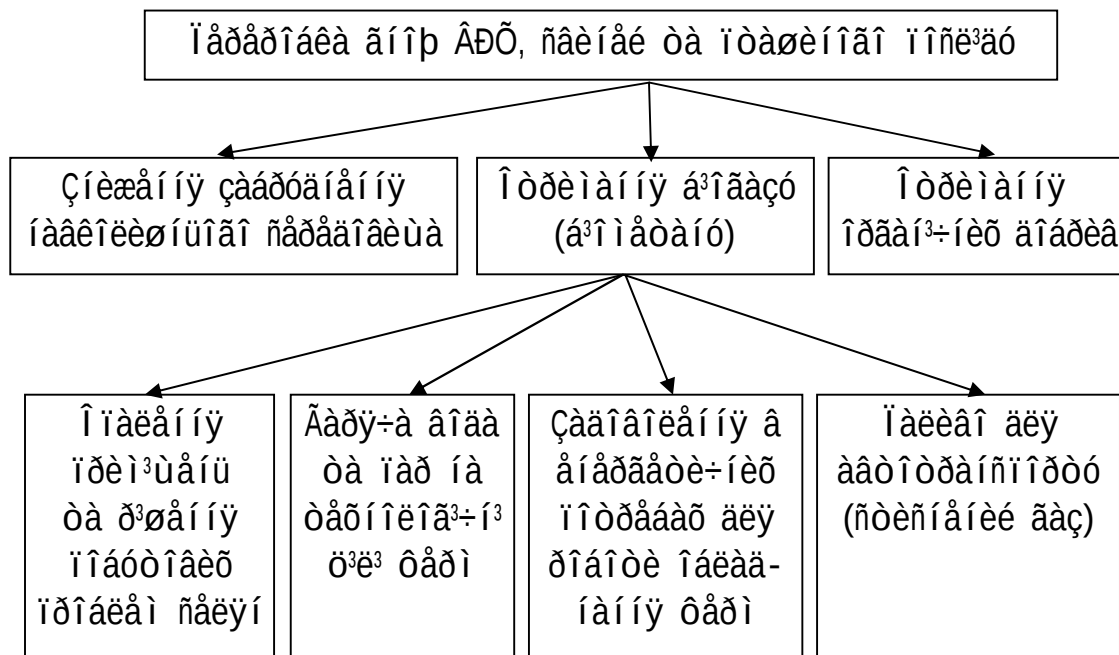


Рис. 1. Схема переробки відходів тваринництва.

На теперішній час багато населених пунктів України не мають природного газу, його доставляють балонами, що значно підвищує його вартість. Протяжка одного кілометра газопроводу коштує більше мільйона доларів [6]. Тому, замість побудови нових газопроводів та подальшої оплати вартості газу, кошти доцільно витратити на побудову біогазових установок, що працюють на відходах тваринництва та рослинництва. Таким чином, отримання біогазу шляхом метанового збродження відходів (біометаногінез) є одним з можливих рішень енергетичної проблеми більшості малих населених пунктів та сільських районів.

Отриманий біогаз містить від 60 до 80% метану (CH_4), 20 – 40% вуглекислого газу (CO_2), [1, 2]. Після очищення біогазу отримуємо біометан – повний аналог природного газу.

В результаті біометаногінезу побічною продукцією є біодобрива, які на відміну від гною штабельного зберігання, позбавлені насіння бур'янів. Установлено, що їх застосування збільшує врожайність сільськогосподарських культур на 12...15% порівняно з гноєм, який зберігається звичайним способом [2].

Також вирішується екологічна проблема. Переробка відходів життєдіяльності тварин попереджує попадання метану в атмосферу. Відомо, що метан впливає на парниковий ефект в 21 раз сильніше, ніж CO_2 і здатен залишатися в атмосфері до 12 років [2].

На теперішній час контрольований біогаз неминуче потрапляє в атмосферу, що призводить до низки негативних наслідків. Так, відомо чимало випадків отруєння під час технічного обслуговування комунікацій ферм. Накопичення біогазу часто призводить до самозаймання смітників. Процес горіння супроводжується утворенням токсичних речовин, зокрема діоксинів. Останнім часом особливої актуальності набули питання, пов'язані з парниковими властивостями метану, що міститься в біогазі, у зв'язку з проблемою зміни клімату. Найефективнішим способом усунення зазначених наслідків є збір і, по можливості, використання біогазу як джерела енергії.

Тому запобігання викиду метану із відходів тваринництва, один із кращих способів запобігання глобального потепління.

Біогаз має високий вміст енергії, яка прямо залежить від кількості метану. З одного кубічного метру метану можна одержати майже 10(9,94) кіловат годин електроенергії [3]. Відомо [2], що в біогазі міститься 60% метану, тоді з одного кубічного метру біогазу можна одержати близько 6 кіловат годин електроенергії.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є обґрунтування доцільності та ефективності переробки відходів тваринництва з отриманням біометану й використанням його у якості альтернативної енергії для забезпечення життєдіяльності сільського населення.

Основна частина. Сировина для виробництва біогазу, вихід біогазу і вміст в ньому метану залежить від багатьох умов. Вихід біогазу звичайно підраховується в літрах чи кубічних метрах на кілограм сухої речовини, що є у гною. Так у середньому з 1 тони гною (ВРХ, свиней, птахів) можна отримати 400 м^3 біогазу (табл.1).

Таблиця 1 –

Вихід біогазу (метану) при метановому бродінні відходів тваринництва та рослинництва після 20 днів ферментації [4]

Відходи	Вихід CH_4 $\text{м}^3/\text{кг}$	Вміст CH_4 , у %
Гній свинячий	0,58	77,6
Гній ВРХ	0,3 – 0,4	60
Пташиний послід	0,45	62
Силосні відходи	0,25	84
Солома	0,31	80
Трава	0,47	84
Стебла кукурудзи	0,42	53

На підставі проведеного аналізу існуючого зараз обладнання з переробки відходів [2, 4, 5] запропонована технологічна лінія отримання біогазу з відходів тваринництва (рис.2) з об'ємом реактора 5 м^3 і виходом біогазу за добу 15 м^3 .

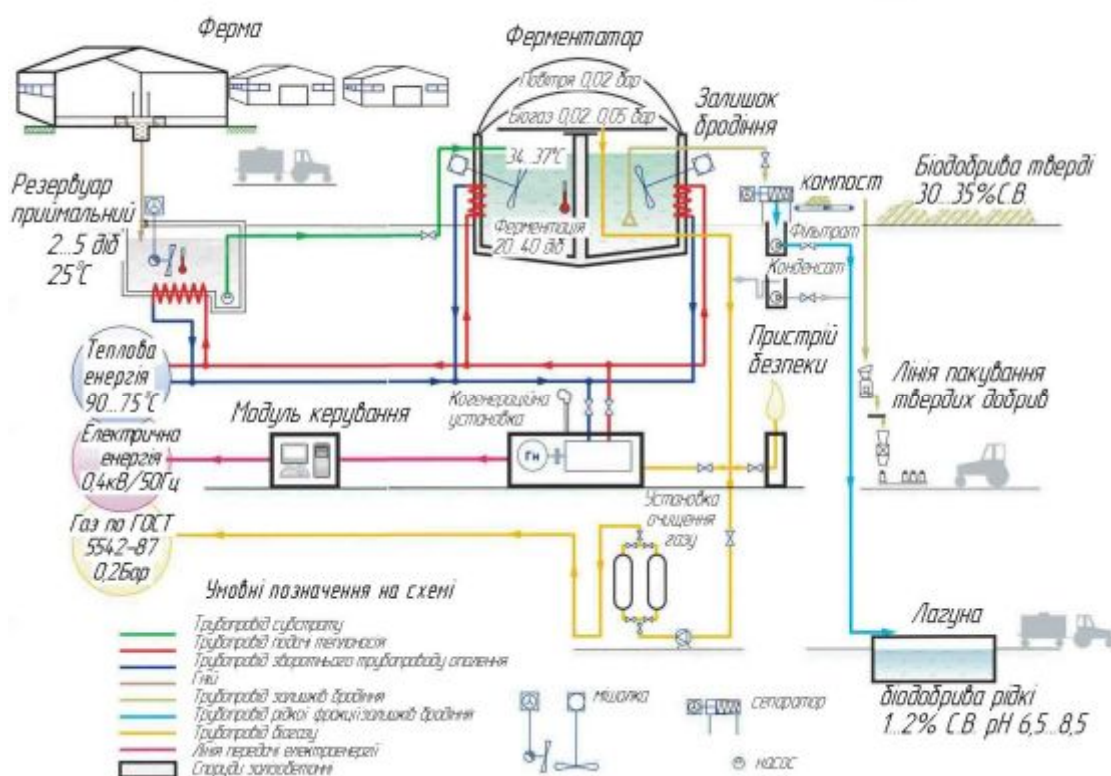


Рис. 2. Технологічна лінія отримання біогазу з відходів тваринництва.

Враховуючи погодні умови в Україні, для підвищення ефективності біогазових установок доцільно, щоб їх реактор підігрівався для забезпечення постійної температури.

Оцінка ефективності застосування лінії для отримання біогазу з відходів тваринництва можна проілюструвати на наступному прикладі.

Сім'я з 4...5 людей має можливість утримувати 5...6 голів ВРХ, близько 20 свиней і не менше 100 голів різної птиці. За добу виходить близько 300 кг навозу. Відомо, що з 1 тони навозу отримують близько 400 м³ біогазу [3], тоді добова норма складе 120 м³.

Тривалість роботи реактора установки за рік складає 10 місяців. Тоді за рік можна отримати 36000 м³ біогазу.

У залежності від теплоізоляції приміщень для обігріву 1 м² житлової площі витрачається від 15 до 25 м³ газу. Тоді сім'я з житловою площею у 100 м² споживає 2500 м³ газу за рік, а при використанні вугілля – до 4 тонн, вартістю близько 5 тис. грн..

Отже біогазом, що отримують від утримання тварин однією сім'єю можна забезпечити теплоспоживанням й приготуванням їжі близько 15 домів із площею кожного 100 м².

Економічна оцінка технологічної лінії, що застосовується для переробки відходів продукції тваринництва й рослинництва, визначається строком її окупності. Розрахунок витрат по її впровадженню включає: загальну вартість самої установки, оренду землі, витрати на будівництво й експлуатацію. Орієнтовна розрахункова вартість складає близько 50 тис. грн. [7].

Для обігріву вугіллям 15 домів необхідно 60 тонн вугілля загальною вартістю 90 тис. грн. Тоді строк окупності технологічної лінії складає 0,6 роки чи 7 місяців.

Висновок. Таким чином, впровадження технологічних ліній переробки відходів тваринництва з альтернативним джерелом енергії є актуальним і економічно доцільним.

Література.

1. Бударин В.А. Особенности получения биогаза и биологически активного органического вещества из растительных отходов.: Институт энергетики и электроники южного отделения Национальной академии наук Кыргызской Республики. / В.А. Бударин, С.К. Кыдыралиев. – Джалалабад: 2004. – 137с.
2. Веденев А.Г. Биогазовые установки: практика / А.Г. Веденев. – К.: ОФ. «Флюид» Ассоциации «Фермер», 2005. – 16 с.
3. Матвеев Ю.Б. Перспективы добычи и использования биогаза: методика / Ю.Б. Матвеев – К.: институт аграрной экономики, 2002. – 190 с.
4. Горбачев С.П. Перспектива использования емкостного оборудования с упрощенной изоляцией для хранения газа: методика / С.П. Горбачев. – Газовая промышленность, 2003. – 15-18с.
5. Гайваронский А.И. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях: пособие / А.И. Гайваронский, В.А. Марков, Ю.В. Илатовский. – М.: «ООО НРЦ», Газпром, 2007 – 408 с.
6. Центр Возобновляемой Энергетики (Renewable Energy Centre). Биотопливо. – Режим доступа: <http://www.fuelalternative.com.ua>
7. Эффективное животноводство. Краткий обзор рынка. – Режим доступа: <http://www.agroyug.ru/page/item/id-236>.

РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ЛИНИИ ПОЛУЧЕНИЯ БИОГАЗА С ОТХОДОВ ЖИВОТНОВОДСТВА

Митков Б.В., Черная Т.С., Митков В.Б.

Аннотация – в работе рассматривается вопрос целесообразности переработки отходов животноводства в биогазовых реакторах с получением горючего газа (биометана) и высококачественных органических удобрений для обеспечения потребностей жизнедеятельности сельского населения.

DEVELOPMENT OF TECHNOLOGICAL LINE RECEIPTS OF BIOGAS FROM OFFCUTS OF STOCK-RAISING

B. Mitkov, T. Chorna, V. Mitkov

Summary

The question of expedience of processing of offcuts of stock-raising is in-process examined in biogas reactors with the receipt of combustible gas (to biomethane) and high-quality organic fertilizers for providing of necessities of vital functions of rural population.



УДК 621.225.001.4

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ И ПРИНЦИП РАБОТЫ ГЕРОТОРНЫХ ГИДРОМАШИН

Волошина А.А., к.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0169) 42-04-42

Аннотация – Работа посвящена анализу конструктивных особенностей героторных гидромашин по трем основным узлам: силовому соединению со специальным циклоидальным профилем вытеснителей; механизму, компенсирующему героторное движение ротора; распределительному механизму, создающему гидравлическое поле, необходимое для работы вытеснителей.

Ключевые слова – героторная гидромашина, героторное движение вытеснителей, компенсирование героторного движения, героторное распределение, направляющая, корпус, передняя крышка, задняя крышка, вал-шестерня, ротор, рабочая жидкость.

Постановка проблемы. Самыми распространенными гидромашинами, применяемыми в силовых гидроприводах мобильной техники, являются планетарные гидромашинки [1,2]. Эти гидромашинки допускают форсирование по давлению, устойчиво работают в большом диапазоне частот вращения (в зависимости от кинематической схемы работы вытеснителей), обеспечивают режимы работы с высоким КПД во всем диапазоне регулирования, что позволяет получить большие пусковые моменты при работе на низких частотах вращения. Большим преимуществом этих гидромашин является возможность установки их непосредственно в приводной механизм транспортеров, лебедок, битеров, мотор-колес и т.д.

При множестве различных конструктивных исполнений, планетарные гидромашинки, можно объединить по трем основным узлам [1,2], определяющим эксплуатационную эффективность этих гидромашин: силовому соединению, со специальным циклоидальным профилем вытеснителей; механизму, компенсирующему планетарное движение ротора; распределительному механизму, создающему гидравлическое поле, необходимое для работы вытеснителей.

Развивающийся гидропривод мобильной техники постоянно предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного дей-

ствия. Сегодня для приводов мобильной сельскохозяйственной техники нужны высокооборотные гидромашины с большими частотами вращения (до 5000 об/мин). Таким требованиям удовлетворяют героторные гидромашины.

Таким образом, перед нами стоит важная научно-практическая задача – проведение комплексных исследований в области расчета, проектирования и эксплуатации героторных гидромашин.

Анализ последних исследований. Анализ показал, что все большее применение в гидроприводах вращательного действия мобильной техники на ряду с аксиально-поршневыми и шестеренными гидромашинами, получили сравнительно новые – планетарные и героторные (гидромашины с циклоидальной формой вытеснителей) [1,2].

Несмотря на то, что планетарные гидромашины являются гидромашинами с циклоидальной формой вытеснителей они имеют явные отличия по трем основным показателям:

- по виду движения вытеснителей (несмотря на то, что вытеснители в этих гидромашинах выполнены совершенно одинаково из расчета перемещения одних и тех же кривых);
- по способу компенсирования планетарного движения (потому что в планетарных гидромашинах необходимо компенсировать планетарное движение одного из вытеснителей);
- по способу распределения рабочей жидкости.

Анализ конструктивных особенностей планетарных гидромашин [1,2] свидетельствует о малоизученности героторных гидромашин, в которых применяется героторное распределение рабочей жидкости. В этой связи необходимо отметить, что вопросы расчета и проектирования героторного распределительного механизма малоисследованы.

Основная часть. На сегодняшний день развивающийся гидропривод мобильной техники постоянно предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия. Сегодня для приводов мобильной сельскохозяйственной техники нужны высокооборотные гидромашины с большими частотами вращения (до 5000 об/мин). Таким требованиям удовлетворяют героторные гидромашины (рис. 1).

Героторные гидромашины представляют собой конструктивное соединение шестеренных гидромашин с внутренним зацеплением и зубчатой парой планетарных гидромашин. Поэтому в героторных гидромашинах есть два ротора (рис. 2), которые не осуществляют планетарного движения, а вращаются (перемещаются) героторно (со сдвигом) относительно друг друга.

В корпусе 4 героторной гидромашин устанавливается подвижный ротор 2 со вставными роликами (зубьями) 3. Передняя крышка 5 героторной гидромашин является энергонагруженной, потому что в ней расположены окна распределительного механизма и отверстия для подвода и отвода рабочей жидкости.



Рис. 1. Героторная гидромашина.

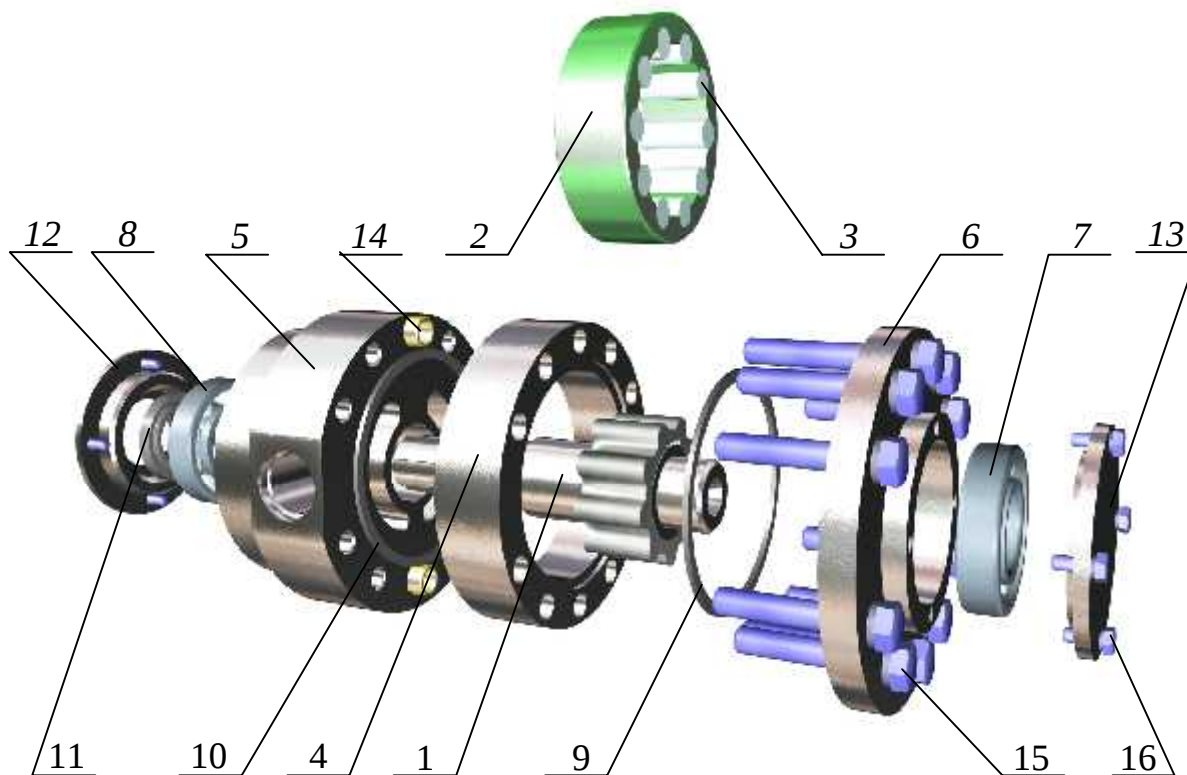


Рис. 2. Героторная гидромашина: 1 – вал-шестерня; 2 – ротор; 3 – ролики (зубья); 4 – корпус; 5 – передняя крышка; 6 – задняя крышка; 7, 8 – подшипники качения; 9, 10 – кольцевые уплотнения; 11 – уплотнение вала; 12 – крышка уплотнения; 13 – крышка подшипника; 14 – направляющие; 15, 16 – соединительные болты.

Корпус 4 устанавливается эксцентрично к передней крышке 5 с помощью направляющих 14. После установки корпуса, в ротор 2 устанавливают вал-шестерню 1 и закрывают образовавшиеся рабочие камеры задней крышкой 6. Вал-шестерня 1 устанавливается на подшипники качения 7 и 8, которые закрываются крышками 12 и 13.

Для предотвращения утечек между корпусом 4, передней 5 и задней 6 крышками на их контактирующих поверхностях устанавливают кольцевые уплотнения 9 и 10. Для предотвращения утечек по выходному концу вала-шестерни 1, в крышке 12 установлено манжетное уплотнение 11. Все элементы соединяются болтами 15 и 16.

Рабочая жидкость поступает через отверстия подвода, расположенные в передней крышке 5, к распределительным окнам и дальше в рабочие камеры, образованные вал-шестерней 1 и ротором 2 со вставными роликами (зубьями) 3, что приводит в движение вала-шестерню 1 и ротор 2. Отработанная рабочая жидкость вытесняется из рабочих камер в распределительные окна и поступает через отверстие отвода, выполненное в передней крышке 5, на слив.

Несмотря на указанные конструктивные особенности, героторные гидромашины находят свое применение при гидрофикации машин различных отраслей народного хозяйства, когда необходима высокая частота вращения выходного вала от 1500 до 5000 об/мин.

Героторное движение представлено следующим образом [2] (рис. 3): внутри подвижного (охватывающего) вытеснителя 1 с вставными зубьями 2 (роликами) вращается внутренний (охватываемый) вытеснитель 3. Охватывающий вытеснитель 1 вращается вокруг центра O_1 , а охватываемый вытеснитель 3 - вокруг центра O_2 , т.е. каждый из вытеснителей вращается вокруг своего центра. Справа красным цветом показана зона нагнетания 4, слева желтым – зона слива 5, которые расположены строго симметрично. Гидравлическое поле в данном случае неподвижно. В этом случае охватываемый вытеснитель (внутренняя шестерня) повернется на один зуб относительно охватывающей шестерни, когда вал совершит один оборот.

Компенсирование героторного движения (частный случай планетарного движения) вытеснителей осуществляется с помощью смещения вытеснителей (роторов) (рис. 4).

Подвижный (охватывающий) вытеснитель 1 (рис. 4) эксцентрично установлен в корпусе 4. Внутри подвижного (охватывающего) вытеснителя 1 со вставными зубьями 2 (роликами) вращается внутренний (охватываемый) вытеснитель 3. Центр охватываемого вытеснителя 3 расположен в центре корпуса 4, а центр охватывающего вытеснителя 2 смещен на величину эксцентриситета зубчатой пары (вытеснителей).

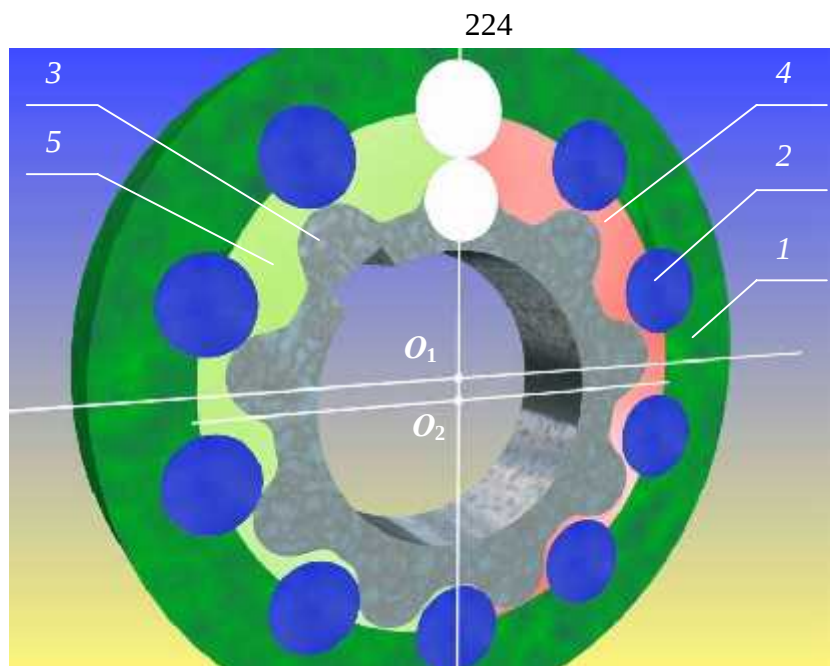


Рис. 3. Героторное движение вытеснителей: 1 – охватывающий вытеснитель; 2 – ролики; 3 – охватываемый вытеснитель; 4 – зона нагнетания; 5 – зона слива.

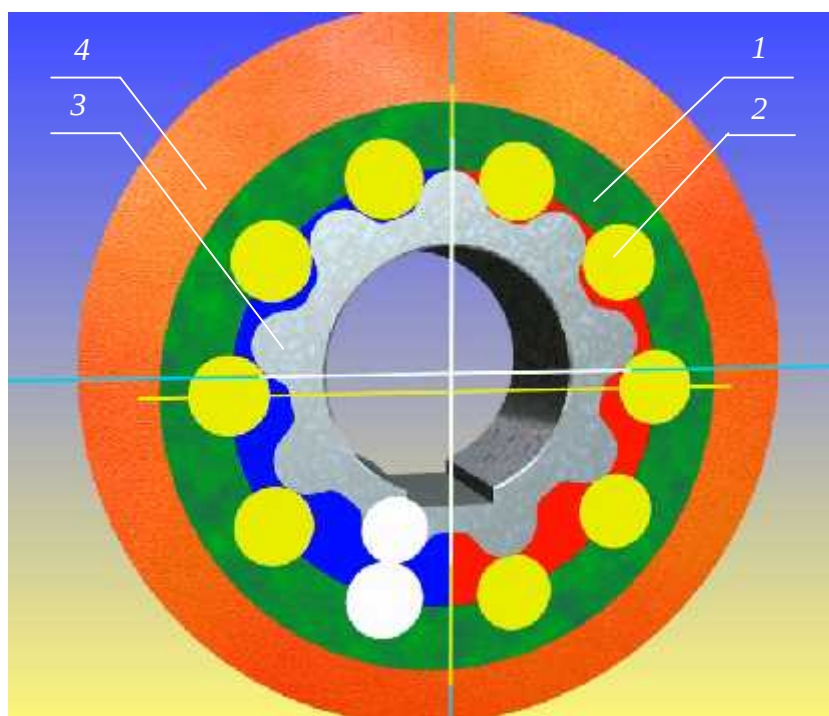


Рис. 4. Компенсирование героторного движения вытеснителей с помощью смещения вытеснителей (роторов): 1 – охватывающий вытеснитель; 2 – ролики; 3 – охватываемый вытеснитель; 4 – корпус.

Таким образом, охватывающий 1 и охватываемый 3 вытеснители вращаются каждый вокруг своего центра, а гидравлическое поле в данном случае неподвижно. Компенсирование героторного движения происходит за счет смещения центра охватывающего вытеснителя 1.

В героторных гидромашинах применяется героторное распределение рабочей жидкости [2] (рис. 5).

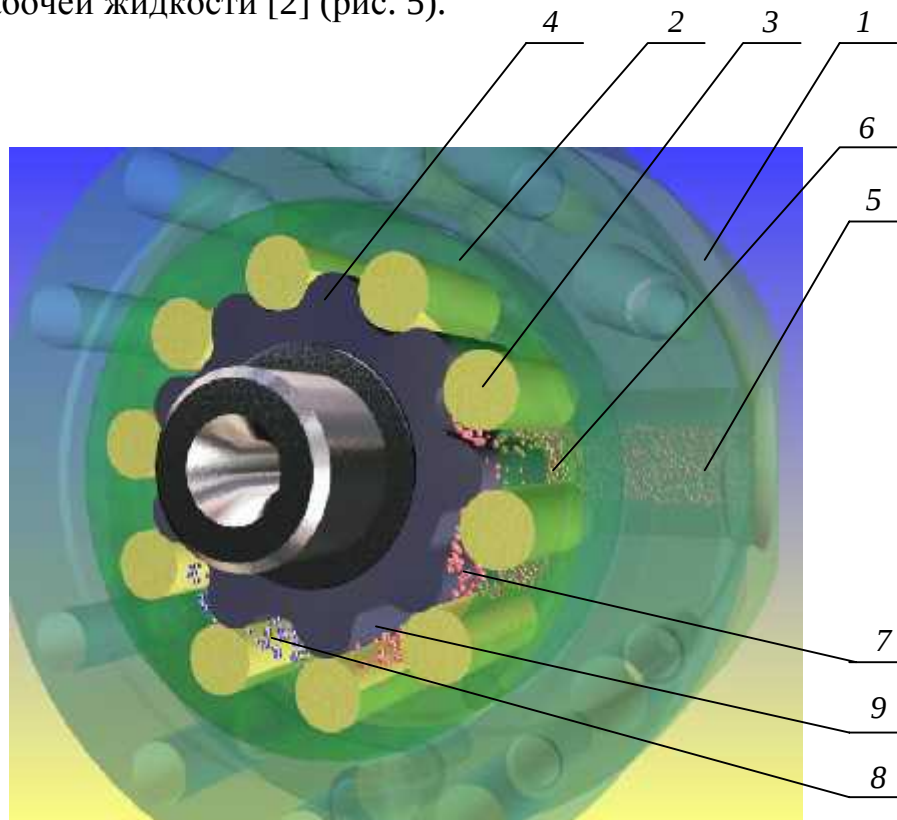


Рис. 5. Принцип работы героторного распределения рабочей жидкости: 1 – крышка; 2 – охватывающий вытеснитель; 3 – ролики; 4 – охватываемый вытеснитель; 5 – входное отверстие; 6 – серповидное окно нагнетания; 7 – зона нагнетания; 8 – зона слива; 9 – рабочие камеры.

Рабочая жидкость (рис. 5) под давлением подается во входное отверстие 5 крышки 1, откуда поступает в серповидное окно 6, выполненное в крышке 1, а затем в рабочие камеры 9, образованные охватывающим 2 и охватываемым 4 вытеснителями. В режиме гидромотора, поступающая жидкость разжимает вытеснители 2 и 4, заставляя их вращаться. Гидравлическое поле (зона нагнетания 7 и зона слива 8) в данном случае неподвижно.

Если влияние конструктивных особенностей компенсирующего и распределительного механизмов планетарных гидромашин на их выходные характеристики достаточно изучено и рассмотрено рядом авторов в работах [3,4], то влияние конструктивных особенностей компенсирующего и распределительного механизмов героторных гидромашин на их выходные характеристики малоисследованно, что требует дальнейших исследований.

Выводы. Проведенный анализ конструктивных особенностей героторных гидромашин показал, что при проведении дальнейших исследований необходимо разработать физическую и математическую модели работы распределительной системы героторного типа, что позволит ее оптимизировать путем проведения параметрических исследований.

Литература.

1. Волошина А.А. Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей // Промислова гідроліка і пневматика / А.И. Панченко, А.А. Волошина. – №3(29). – 2010. – С.57–69.
2. Волошина А.А. Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники // Праці ТДАТУ / А.А. Волошина. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.1. – С.67-85.
3. Волошина А.А. Исследование влияния изменения конструктивных параметров распределительных систем на выходные характеристики планетарного гидромотора // Праці ТДАТА / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 37. – с.72-82.
4. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа // Праці ТДАТУ / А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.П. Кувачов, И.А. Панченко. – Мелітополь. – 2012. – Вип. 12. – т.3. – с. 174-184.

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ І ПРИНЦИП РОБОТИ ГЕРОТОРНИХ ГІДРОМАШИН

Волошина А.А.

Анотація – робота присвячена аналізу конструктивних особливостей героторних гідромашин по трьом основним вузлам: силовому з'єднанню із спеціальним циклоїдним профілем витіснювачів; механізму, компенсуючому героторний рух ротора; розподільчому механізму, що створює гідролічне поле, необхідне для роботи витіснювачів.

CONSTRUCTIVE FEATURES AND PRINCIPLE OF GEROTOR HYDRAULIC MACHINES OPERATION

A. Voloshina

Summury

The article is devoted to the analysis of gerotor hydraulic machines constructive features in three main units. They are power joint with a specific cycloidal displacers shape; the mechanism which compensates gerotor movement of rotor and the distributive mechanism which makes hydraulic field that is necessary for the displacers operation.



УДК 514.18

КОМП'ЮТЕРНІ ТЕХНОЛОГІЇ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ЧАСТИНКИ ПО ШОРСТКИХ НЕРУХОМИХ ПОВЕРХНЯХ НА ПРИКЛАДІ ВЕРТИКАЛЬНОГО КОНУСА

Несвідомін В.М., д.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Тел. (044) 267-82-26

Анотація – розроблено maple-модель руху частинки по шорсткій внутрішній поверхні вертикального конуса та наведено результати комп'ютерного дослідження її траєкторно-кінематичних властивостей.

Ключові слова – матеріальна частинка, шорстка поверхня, вертикальний конус, тригранник Дарбу, диференціальні рівняння, траєкторія, швидкість.

Постановка проблеми. Для більшості технологічних процесів сільськогосподарського виробництва характерно переміщення твердої частинки по шорстких рухомих або ж нерухомих поверхнях різних форм та положень [2]. Зокрема, це стосується розсіювання мінеральних добрив ротаційними робочими органами, очищення зернової маси коливальними решітними станами, змішування кормів гвинтовими шнеками і т.д. Теоретичне визначення траєкторно-кінематичних закономірностей руху частинки по шорстких поверхнях приводить до необхідності формування системи диференціальних рівнянь 2-го порядку та її наближеного аналізу, що є дуже трудомісткими процесами і без застосування сучасних пакетів символьної алгебри здійснити практично не можливо.

Аналіз існуючих досліджень. Розробку програмних додатків комп'ютерного моделювання взаємодії «шорстка поверхня – рухома частинка» здійснимо в середовищі символьної алгебри Maple [1]. Для опису руху частинки по поверхні в проекціях на осі тригранника Дарбу скористаємося дослідженнями із праці [3].

Формулювання цілей статті. Розробити для середовища символьної алгебри Maple [1] імітаційну модель руху частинки по шорсткій внутрішній поверхні конуса, за допомогою обчислювальних експериментів з'ясувати її траєкторно-кінематичні властивості в залежності від:

- 1) кута α_0 напрямку кидання частинки;
- 2) коефіцієнта зовнішнього тертя f ;
- 3) початкової швидкості V_0 частинки;
- 4) її початкового положення $[u_0, v_0]$ на поверхні.

Основна частина. Якщо частинку кинути на внутрішню поверхню конуса то під дією сили тяжіння вона буде рухатися по певній траєкторії до найнижчої точки поверхні. Місце зупинки частинки залежить від співвідношень кута нахилу твірних конуса, коефіцієнта тертя, початкової її швидкості та кута кидання. В проекціях на осі тригранника Дарбу $OTPN$ закон руху частинки матиме вигляд [3]:

$$\begin{cases} OT := m W_\tau = F_g \cos(\widehat{\mathbf{G}, \boldsymbol{\tau}}) - f(F_g \cos(\widehat{\mathbf{G}, \mathbf{N}}) \pm F_C \cos(\widehat{\mathbf{n}, \mathbf{N}})) \\ OP := m W_n \sin(\widehat{\mathbf{n}, \mathbf{N}}) = F_g \cos(\widehat{\mathbf{G}, \mathbf{P}}) \\ ON := 0 = F_g \cos(\widehat{\mathbf{G}, \mathbf{N}}) \pm F_C \cos(\widehat{\mathbf{n}, \mathbf{N}}) \end{cases}, \quad (1)$$

де: $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – константа прискорення вільного падіння тіла;
 $\mathbf{G} = [0, 0, -1]$ – напрямок сили тяжіння $F_g = mg$ в системі $Oxyz$;
 $F_N = F_g \cos(\widehat{\mathbf{N}, \mathbf{G}}) \pm F_C \cos(\widehat{\mathbf{N}, \mathbf{n}})$ – сила нормальної реакції;
 $F_g = mg$ та $F_C = mV^2k$ – сила тяжіння та відцентрова сила;
 $W_\tau = \frac{d}{dt}V(t)$ і $W_n = V^2k$ – тангенціальне та нормальне прискорення;
 k – кривина траєкторії $\mathbf{r}$ частинки, м^{-1} ;
 V – швидкість частинки, м/с ;
 $\mathbf{N}$ – нормаль до поверхні $\mathbf{R}(u, v)$ в точках траєкторії $\mathbf{r}$;
 $\mathbf{n}$ – головна нормаль траєкторії $\mathbf{r}$ частинки на поверхні;
 $\boldsymbol{\tau}$ – вектор дотичної траєкторії $\mathbf{r}$;
 $\mathbf{P} = \mathbf{N} \times \boldsymbol{\tau}$ – вектор Дарбу тригранника $O\boldsymbol{\tau}PN$;
 f – коефіцієнт зовнішнього тертя.

Запропоноване рівняння (1) є шаблоном для опису руху матеріальної частинки по будь-якій шорсткій поверхні. Конкретний його вигляд, який формується автоматично в середовищі символічної алгебри Maple, буде залежати від вихідної поверхні. Покажемо це на прикладі руху частинки по внутрішній поверхні вертикального конуса, параметричне рівняння uv -координатної сітки якого є:

$$\mathbf{R}(u, v) = \mathbf{R}[v \cos(u), v \sin(u), a v], \quad (2)$$

де $a = \tan(\alpha)$ – параметр нахилу твірних конуса.

Траєкторію частинки будемо шукати у внутрішніх uv -координатах поверхні конуса (2) у загальному вигляді:

$$u = u(t), v = v(t). \quad (3)$$

Підставимо вирази (3) до рівняння (2) u, v -сітки поверхні конуса – одержимо траєкторію частинки $\mathbf{r}(t)$ вже у системі декартових координат $Oxyz$

$$\mathbf{r}(t) = \mathbf{r}[v(t) \cos(u(t)), v(t) \sin(u(t)), a v(t)]. \quad (4)$$

За рівняннями (2)-(4) визначаються всі геометро-кінематичні складові, які входять до системи (1). Опустимо досить громіздкі символічні перетворення в середовищі Maple за розробленим відповідним програмним забезпеченням, а наведемо тільки систему диференціальних рівнянь закону руху частинки по шорсткій внутрішній поверхні конуса в проекціях на осі тригранника Дарбу

$$\left\{ \begin{array}{l} OT := (1 + a^2) \frac{d}{dt} v(t) \frac{d^2}{dt^2} v(t) + v(t) \left(\frac{d}{dt} u(t) \frac{d}{dt} v(t) + v(t) \frac{d^2}{dt^2} u(t) \right) = \\ \frac{f \left(av(t) \left(\frac{d}{dt} u(t) \right)^2 + g \right) \sqrt{\left(\frac{d}{dt} v(t) \right)^2 (1+a^2) + v(t)^2 \left(\frac{d}{dt} u(t) \right)^2 + ga \frac{d}{dt} v(t) \sqrt{1+a^2}}}{\sqrt{1+a^2}} \\ OP := \left((1 + a^2) v(t) \frac{d^2}{dt^2} v(t) - v(t)^2 \left(\frac{d}{dt} u(t) \right)^2 - 2(1 + a^2) \left(\frac{d}{dt} v(t) \right)^2 \right) \frac{d}{dt} u(t) - \\ - (1 + a^2) v(t) \frac{d}{dt} v(t) \frac{d^2}{dt^2} u(t) = -g v(t) \frac{d}{dt} u(t) \end{array} \right. \quad (5)$$

Початковими умовами для знаходження шуканих залежностей $u(t)$ і $v(t)$ із одержаної системи (5) диференціальних рівнянь є:

$$Oi := \frac{d}{dt} u(t_o) = \frac{V_o \sin(\alpha_o)}{v_o}, \quad u(t_o) = u_o, \quad \frac{d}{dt} v(t_o) = \frac{V_o \cos(\alpha_o)}{\sqrt{1+a^2}}, \quad v(t_o) = v_o. \quad (6)$$

Розв'язати систему рівнянь (5)-(6) можливо тільки наближено, наприклад, за методом Рунге-Кутта [1]. Підстановка знайдених залежностей $u(t)$ і $v(t)$ до рівняння (4) дозволяє побудувати траєкторію $\mathbf{r}(t)$ частинки по поверхні конуса та відшукати всі інші кінематичні властивості руху частинки, зокрема її швидкість $V(t)$, прискорення $V(t)$, сили $F_N(t)$ нормальної реакції, кривина $k(t)$.

На рис. 1а побудовано траєкторії частинки по внутрішній шорсткій поверхні конуса за умови $a = \tan(20^\circ)$, $V_o = 4 \text{ м/с}$, $u_o = \pi$, $v_o = 2$, $t = 3.4 \text{ с}$, $\alpha_o = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ$, $f = 0.3$. За графіками (рис.1,б) швидкостей $V(t)$ можна стверджувати, що матеріальні частинки тіла, розмірами яких можна знехтувати, за умови $a = \tan(20^\circ) > f = 0.3$, на поверхні конуса теоретично ніколи не зупиняться. Коли частинки знаходяться у верхній частині конуса, їх швидкість зигзагоподібно сповільнюється. Потім частинки переходять через вершину конуса на зовнішню його сторону, де швидкість зростає прямолінійно – частинки рухаються вздовж прямолінійних твірних. Зрозуміло, що в реальних умовах, всі частинки зупиняться у вершині конуса.

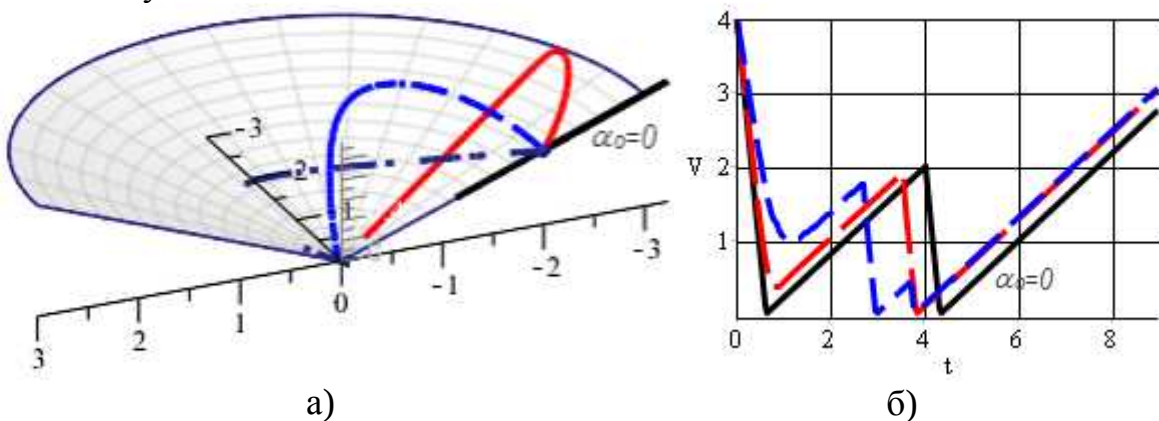


Рис.1. Траєкторії $\mathbf{r}(t)$ та графіки її швидкості $V(t)$ частинки в залежності кута α_o її кидання.

На рис. 2 побудовано траєкторії $\mathbf{r}(t)$ частинки, графіки її швидкості $V(t)$, нормальної реакції $F_N(t)$ та кривини $k(t)$ в залежності коефіцієнта тертя $f = 0.01, 0.15, 0.3, 0.45$ та за умови $\alpha_0 = 90^\circ$ і $V_0 = 4 \text{ м/с}$. Із графіків швидкостей $V(t)$ бачимо, що частинка із коефіцієнтом тертя $f = 0.45 > \tan(20^\circ)$ зупиниться через проміжок часу $t \approx 1.5$ (рис.2,б). При цьому сила нормальної реакції F_N дорівнюватиме $mg \cos(20^\circ) = 9.21$ (рис.2,в) за умови $m=1 \text{ кг}$, а значення кривини - $k = 0$ (рис. 2,г). Чим більший коефіцієнт тертя f , тим швидше частинка сповільнює свій рух до певної мінімальної швидкості, а потім розганяється.

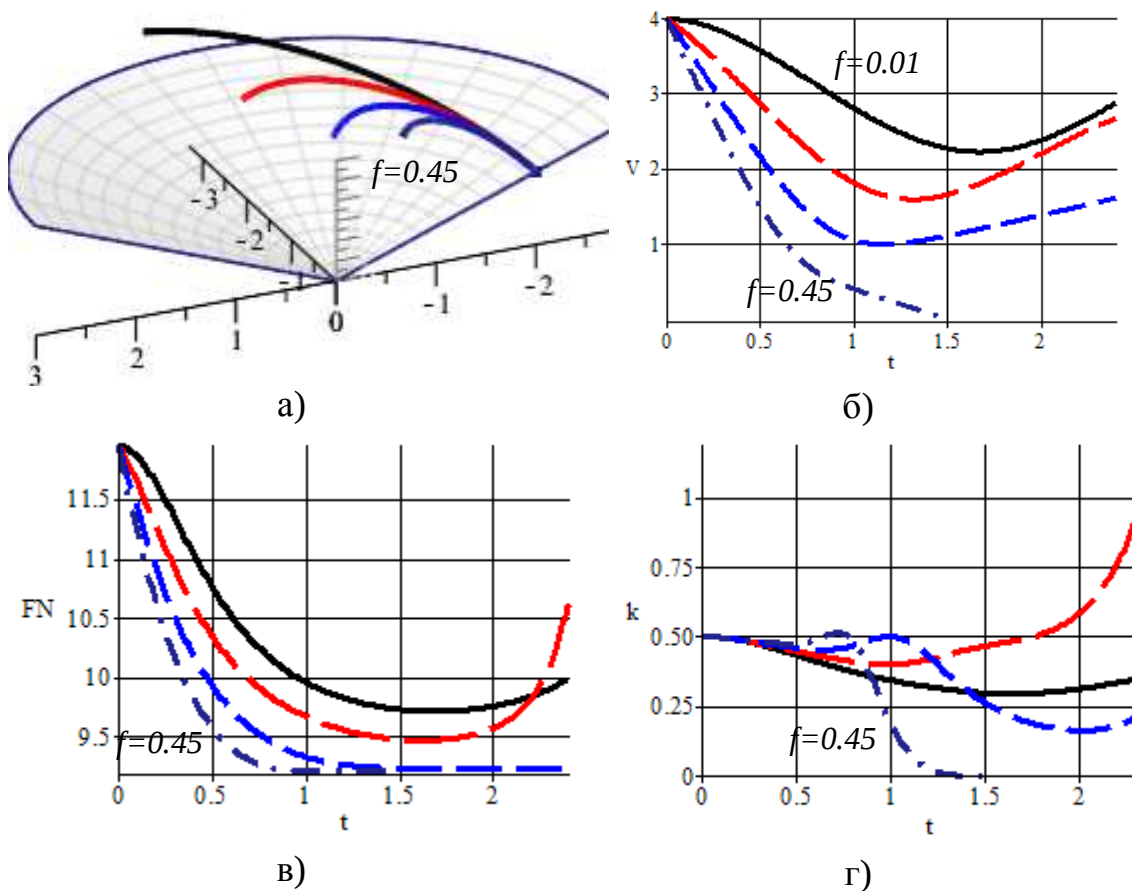


Рис.2. Траєкторно-кінематичні характеристики руху частинки в залежності коефіцієнта тертя f .

На рис. 3 побудовано траєкторно-кінематичні характеристики частинки з різною її початковою швидкістю $V_0 = 2, 4, 6, 8 \text{ м/с}$ та значеннями $\alpha_0 = 90^\circ$ і $f = 0.3$. Можна бачити (рис. 3,б), що графіки швидкостей $V(t)$ частинки незалежно від її початкової швидкості V_0 , вже через проміжок $t \approx 1,2 \text{ с}$ починають сходитися. Аналогічно поведуться графіки прискорення $W(t)$ – рух частинки становиться рівномірним (рис.3,в). За графіками кривини $k(t)$ траєкторії $\mathbf{r}(t)$ частинки (рис.3,г) можна відслідковувати її перехід на траєкторію вздовж прямолинійної твірної конуса - $k(t) \approx 0$.

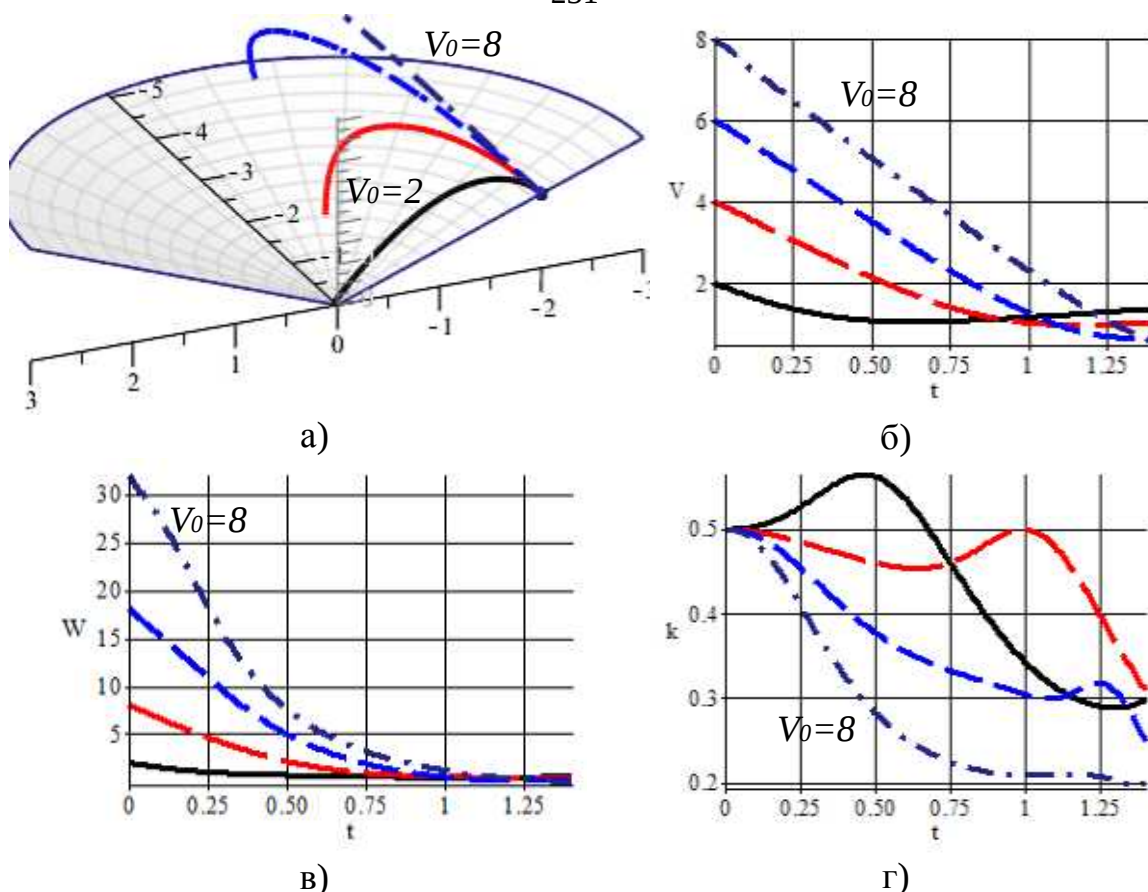


Рис.3. Траєкторії $r(t)$ частинки, графіки її швидкості $V(t)$, прискорення $W(t)$ та кривини $k(t)$ у функції коефіцієнта тертя f .

Якщо частинку кидати з однаковою початковою швидкістю $V_0 = 4$ м/с з різних місць твірної конуса перпендикулярно до неї, то їх траєкторії в певній точці наближаються (рис. 4,а). Найшвидше зупиниться та частинка, яка була найнижче, хоча найвищі сповільнюються свій рух швидше (рис. 4,б).

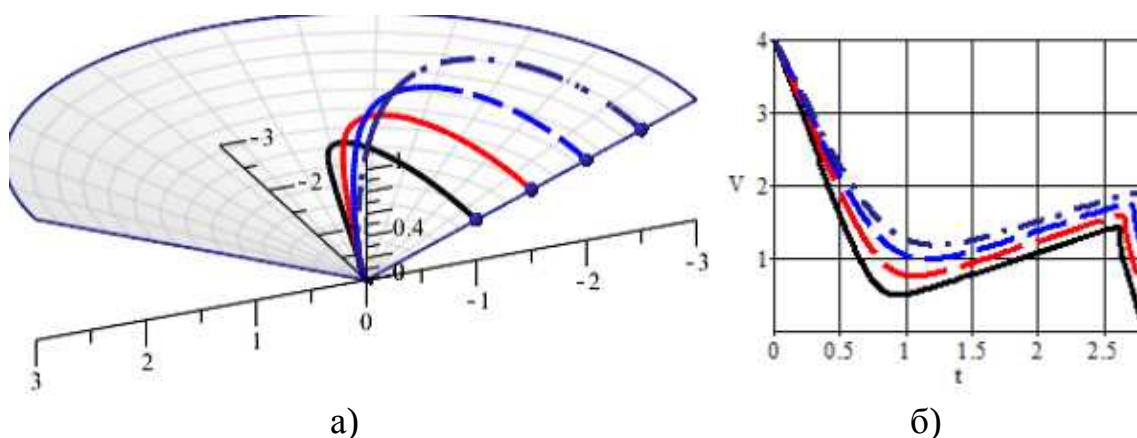


Рис.4. Траєкторії $r(t)$ та графіки швидкості $V(t)$ частинки в залежності її початкового положення на поверхні конуса.

Висновки. Імітаційне моделювання руху частинки по шорсткій поверхні конуса дозволяє встановити досить складні взаємозв'язки між вихідними умовами кидання частинки та її траєкторно-кінематичними характеристиками. Так, місце зупинки частинки як правило є не в найнижчій точці конуса і суттєво залежить від значення коефіцієнта тертя. Час до повної зупинки частинки залежить від коефіцієнта тертя, і не дуже залежить від її початкової швидкості.

Література.

1. Аладьев В.З. Программирование и разработка приложений в Maple / В.З. Аладьев, В.К.Бойко, Е.А. Ровба. - Гродно: ГрГУ, 2007.- 458 с.
2. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П.М.Василенко. - К.: УАСХН, 1960. -283 с.
3. Пилипака С.Ф. Тригранник і формули Френе: теорія складного руху матеріальної точки та задачі на кінематику і динаміку при її русі по шорстких поверхнях / С.Ф. Пилипака // П.М.Василенко – яскравий погляд у майбутнє. - К.: Хай-Тек Прес, 2010. - С.297-397.

MAPLE-MODEЛЬ ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЧКИ ПО ШЕРОХОВОЙ ВНУТРЕННЕЙ ПОВЕРХНОСТИ КОНУСА

Несвидомин В.Н.

Аннотация – создана maple-модель движения материальной частички по шероховатой поверхности конуса и приведены результаты вычислительного анализа ее кинематических свойств.

MAPLE-MODEL PART MOVEMENTS ON ROUGHNESS THE INTERNALSURFACEOF CONE

V.Nesvidomin

Summary

It is created maple model of movement of a material part on roughness surfaces of cone and results of its computing researches trajectory-kinematic properties are resulted.



РЕЗУЛЬТАТИ ПОЛЬОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРЯМОЛІНІЙНОСТІ РЯДКІВ ПРОСАПНОЇ КУЛЬТУРИ

Чорна Т.С., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел./факс (0619) 42-12-65; e-mail: tatachyorna@yandex.ua

Анотація – в роботі наводяться результати польових досліджень прямолінійності рядків просапної культури при посіві агрегатами у складі універсально-просапного (МТЗ-82) і орно-просапного (ХТЗ-16131) тракторів.

Ключові слова – сівба просапних, орно-просапний трактор, універсально-просапний трактор, прямолінійність рядків просапної культури.

Постановка проблеми. Сьогодні для українських аграріїв одним з перспективних напрямків діяльності є, враховуючи складні погодні умови взимку, просапні культури пізнього сіву. Так асоціацією «Український клуб аграрного бізнесу» (УКАБ) було зазначено, що необхідність пересіву змусила аграріїв суттєво розширювати площі під ярими культурами. Лідером по збільшенню площ стала кукурудза на зерно, якою станом на кінець травня засіяно 4,6 млн. га (на 1 млн. га більше, ніж торік), а соняшником засіяно близько 5 млн. га, що на 500 тис. га більше 2011 року [1]. Тому питання щодо якості виконання посівних робіт просапних культур є актуальними.

Аналіз останніх досліджень. Раніше проводились дослідження прямолінійності руху на полях з якісним виконанням передпосівної підготовки для агрегатів у складі трактора МТЗ-80 і сівалки СПЧ-8 [2], причому енергетичний засіб був обладнаний навігаційною GPS - системою CenterLine 220 [3, 4].

Формулювання цілей статті. Метою даної публікації є аналіз результатів польових досліджень прямолінійності рядків просапної культури в залежності від передпосівної підготовки.

Основна частина. Оцінку прямолінійності рядків сходів соняшнику проводили з використанням комплексного частотно-дисперсій-

ного показника непрямої лінійності рядків просапної культури. Методика його використання наступна. Вважаючи, що коливання траєкторій сходів просапних культур є стаціонарним і ергодичним процесом (що при нормальній культурі землеробства, як правило, відповідає дійсності), на полі вибирають один рядок, довжиною не менше 100 м. Паралельно його осі прокладають пряму базову лінію і з кроком 0,5 м заміряють відхилення від неї рослин просапної культури. Із отриманого масиву даних розраховують дійсні дисперсію (Dy) і нормовану спектральну щільність [$Sy(\omega)$]. Непрямої лінійності рядків просапної культури вважають прийнятною, коли виконуються дві наступні умови: $Dy \leq 12,50 \text{ см}^2$; $Sy(\omega) \leq 0,25 \text{ м}^{-1}$ [3, 4].

Полеві дослідження проводились для посівних агрегатів на базі універсально-просапного МТЗ-82 та орно-просапного ХТЗ-16131 тракторів. Було виконано заміри прямої лінійності рядків соняшнику після проходу посівних агрегатів на двох полях у складі трактора МТЗ-82 і сівалки СУПН-8 (рис. 1а) і трактора ХТЗ-16131 і 12-рядної просапної сівалки «Оптіма» (рис. 1б). Робота агрегатів на першому полі представлена на рис. 2 та 3.



Рис. 1. Прямої лінійності рядків соняшнику після проходу посівних агрегатів у складі трактора МТЗ-82 і сівалки СУПН-8 (а) і трактора ХТЗ-16131 і 12-рядної просапної сівалки «Оптіма» (б).



Рис. 2. Посівний агрегат у складі трактора МТЗ-82 і сівалки СУПН-8



Рис. 3. Асиметричний посівний агрегат у складі трактора ХТЗ-16131 та 12-рядної просапної сівалки «Optima».

Перед проведенням посівних робіт на обох полях проводилась передпосівна культивування. На полі 2 якість підготовки відповідала агротехнічним вимогам. Натомість на полі 1, яке має засолені ґрунти, – ні.

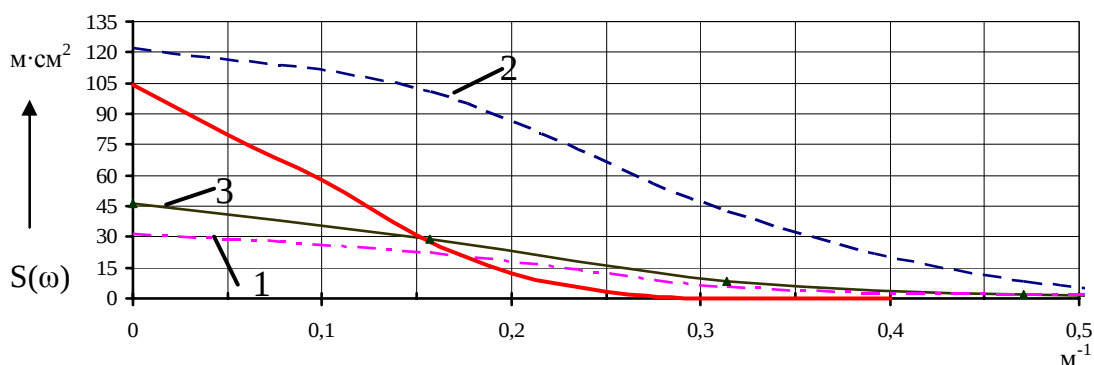
Аналіз отриманих даних показав, що в залежності від підготовки поля для одного і того ж агрегату маємо різні значення прямолінійності рядків. Було отримано дисперсії рядків (табл.1) й графіки їх спектральної щільності (рис. 4). Як бачимо, дисперсії коливань прямолінійності траєкторії руху крайньої посівної секції машино-тракторного агрегату (МТА) у складі трактора МТЗ-82 і сівалки СУПН-8 при якісній передпосівній підготовці (поле 2) зосереджені у вузькому діапазоні частот: $0 \dots 0,3 \text{ м}^{-1}$ (рис. 4, крива 1). При швидкості руху агрегату $2,4 \text{ м/с}$ це становить $0 \dots 0,72 \text{ с}^{-1}$ ($0 \dots 0,11 \text{ Гц}$). Тоді як при роботі також агрегату на полі з неякісним виконанням передпосівної підготовки (поле 1) маємо діапазон частот $0 \dots 0,5 \text{ м}^{-1}$ (рис. 4, крива 2). При швидкості руху агрегату $2,4 \text{ м/с}$ це становить $0 \dots 1,2 \text{ с}^{-1}$ ($0 \dots 0,19 \text{ Гц}$), а дисперсія складає $35,3 \text{ см}^2$ при допустимій – $12,5 \text{ см}^2$ (табл.1).

Порівнюючи комплексний частотно-дисперсійний показник непрямолінійності рядків просапної культури з отриманими у дослідках результатами (табл. 1 і рис. 4), приходимо до висновку, що за дисперсією при якісній підготовці ґрунту до сівби обидва агрегати задовольняють вимогам, а за частотою зрізу обидва частково виходять за межі допустимого значення.

Таблиця 1 –

Результати обробки експериментальних даних
щодо прямолінійності рядків соняшнику.

Параметр	Значення		
	МТЗ-82 + СУПН-8		ХТЗ-16131 + «Optima» 12-рядна (поле 2)
	Поле 2	Поле 1	
Дисперсія, см^2	9,3	35,3	10,6



1 Рис. 4. Комплексний частотно-дисперсійний показник непрямо-
лінійності рядків соняшнику для різних варіантів МТА:
— ХТЗ-16131 + «Optima» 12-рядна поле 2;
--- МТЗ-80 + СУПН-8 поле 1;
--- МТЗ-80 + СУПН-8 поле 2;
— комплексний частотно-дисперсійний показник допус-
тимої непрямолінійності рядків просапної культури.

Висновок. Проведені порівняльні дослідження прямолінійності рядків просапної культури після роботи посівних агрегатів на базі універсально-просапного (МТЗ-82) і орно-просапного (ХТЗ-16131) тракторів показали, що якість передпосівного обробітку ґрунту значно впливає на якість посіву і при якісній підготовці поля обидва посівні агрегати відповідають агротехнічним вимогам щодо прямолінійності рядків просапної культури.

Література.

1. Валовий збір зернових у 2012 році очікується на рівні 46-47 млн. т. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://www.agribusiness.-kiev.ua/uk/press/1339141394/>
2. Чорна Т.С. Частотно-дисперсійний показник оцінки непрямолінійності рядків просапних культур / Т.С.Чорна, В.Т.Надыкто // Праці / Таврійський державний агротехнологічний університет. – Вип. 9, т.2. – Мелітополь: ТДАТУ. – 2009. – С. 49 – 55.
3. Чорна Т.С. Використання частотно-дисперсійного показника оцінки непрямолінійності рядків просапних культур / Т.С. Чорна // Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. – Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2008.– №12(2). – С. 108 – 113.
4. Черная Т.С. Частотно-дисперсионный показатель оценки непрямолинейности рядов пропашных культур / Т.С.Черная, В.Т.Надыкто, О.П. Назарова // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2009. – №8. – С. 15 – 17.

РЕЗУЛЬТАТЫ ПОЛЕВЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРЯМОЛИНЕЙНОСТИ РЯДКОВ ПРОПАШНОЙ КУЛЬТУРЫ

Черная Т.С.

Аннотация – в работе приводятся результаты полевых исследований прямолинейности рядков пропашной культуры при посеве агрегатами в составе универсально-пропашного (МТЗ-82) и пахотно-пропашного (ХТЗ-16131) тракторов.

RESULTS OF THE FIELD RESEARCHES OF STRAIGHTFORWARDNESS OF ROWS OF THE CULTIVATED CULTURE

T. Chorna

Summary

In a robot results over of the field researches of straightforwardness of rows of cultivated культуры are brought at sowing by aggregates in composition the universally-cultivated (MTZ-82) and KHTZ-16131 tractors.



УДК 631.95 (477.53)

СИСТЕМА ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ ПРИ ВИРОЩУВАННІ ОРГАНІЧНОЇ ПРОДУКЦІЇ

Шабала М.О., к.т.н.,

Чорна Т.С., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел./факс (0619) 42-12-65; e-mail: tatachyorna@yandex.ua

Анотація – в роботі наведено особливості обробітку ґрунту при органічній технології вирощування сільськогосподарської продукції.

Ключові слова – обробіток ґрунту, органічна технологія, ефективність, ґрунтозахисні засоби.

Постановка проблеми. Сьогодні альтернативою сучасним супермаркетовським делікатесам, виготовленим з додаванням стимуляторів смаку та інших шкідливих компонентів, стає їжа органічного походження, вироблена з екологічно чистих продуктів по альтернативних технологіях.

До альтернативних методів ведення сільського господарства можна віднести біоінтенсивне міні-землеробство (Biointensive Mini-Farming), біодинамічне землеробство (Biodynamic Agriculture), ЕМ-технології (Effective Microorganism Technologies), маловитратне стале землеробство (LISA - Low Input Sustainable Agriculture) та інші. Ці моделі ґрунтуються на глибокому розумінні процесів, що відбуваються в природі, спрямовані на поліпшення структури ґрунтів, відтворення їх природної родючості та сприяють утворенню екологічно стійких агроландшафтів. Саме до таких систем агровиробництва належить й органічне землеробство (Organic Farming).

Органічні продукти вже давно знайшли собі покупця і стали популярними в США та Західній Європі. Сьогодні у Європі кількість споживання органічної продукції кожного року зростає на 10 – 15%. Лідером у споживанні органічної їжі є Німеччина, яка почала впроваджувати політику здорового харчування ще в 80-х роках [1]. Український споживач також зацікавлений в екологічно чистих продуктах рослинництва і тваринництва, адже ті, які купуємо сьогодні, здебільшого перенасичені нітратами та іншими хімікатами.

За визначенням Міжнародної федерації органічного сільськогосподарського руху (IFOAM) “Органічне сільське господарство – виробнича система, що підтримує здоров'я ґрунтів, екосистем і людей. Воно залежить від екологічних процесів, біологічної різноманітності та природних циклів, характерних для місцевих умов, при цьому уникають використання шкідливих ресурсів, які викликають несприятливі наслідки. Органічне сільське господарство поєднує в собі традиції, нововведення та науку з метою покращення стану навколишнього середовища та сприяння розвитку справедливих взаємовідносин і належного рівня життя для всього вищезазначеного” [2].

Аналіз останніх досліджень. За даними Дослідного інституту органічного сільськогосподарства (FiBL) сьогодні Україна входить до двадцятки світових країн-лідерів органічного руху, таких, як США, Великобританія, Німеччина, Франція, Швеція, Швейцарія, Нідерланди. За площею сертифікованих за органічними стандартами сільськогосподарських угідь Україна впродовж 2005-2009 рр. входить до десятки європейських країн [3]. Сьогодні український ринок органічної продукції поступово розвивається, розширюється асортимент вітчизняної продукції, що дозволяє споживачу купувати не лише органічні крупи, з яких все починалося, а й продукти м'ясо-молочної групи, овочі, фрукти, зелень тощо.

Для ведення органічного землеробства сільськогосподарські землі повинні відповідати певним вимогам щодо рівня їх забруднення шкідливими речовинами: пестицидами, важкими металами, радіонуклідами тощо. Процес адаптування сільськогосподарських земель до органічного виробництва проходить поступово і триває декілька років.

Серед факторів, що впливають на врожай, слід виділити наступні: сівозмінна, обробіток ґрунту, сорт або гібрид, агротехніка, добрива, захист рослин.

Особливе місце займає *сівозмінна*. Правильно організована сівозмінна з науково обґрунтованим чергуванням культур – ключ до зменшення кількості хвороб, бур'янів і шкідників, покращення властивостей ґрунтів і збільшення врожайності. Особливо велика роль сівозміни в органічному землеробстві. Така сівозмінна повинна бути насичена достатньою кількістю бобових культур, які забезпечують ґрунт азотом. Так, наприклад, розміщення кукурудзи у ланцюгу *чорний пар – озима пшениця – кукурудза* є одним з важливих елементів безгербіцидної технології (рис.1). З рисунку 1 видно, що правильне чергування культур в сівозміні за три роки майже в три рази зменшує кількість бур'янів. При такій сівозміні буде велика кількість кормів для тваринництва, яке дасть достатню кількість гною для внесення під чорний пар.

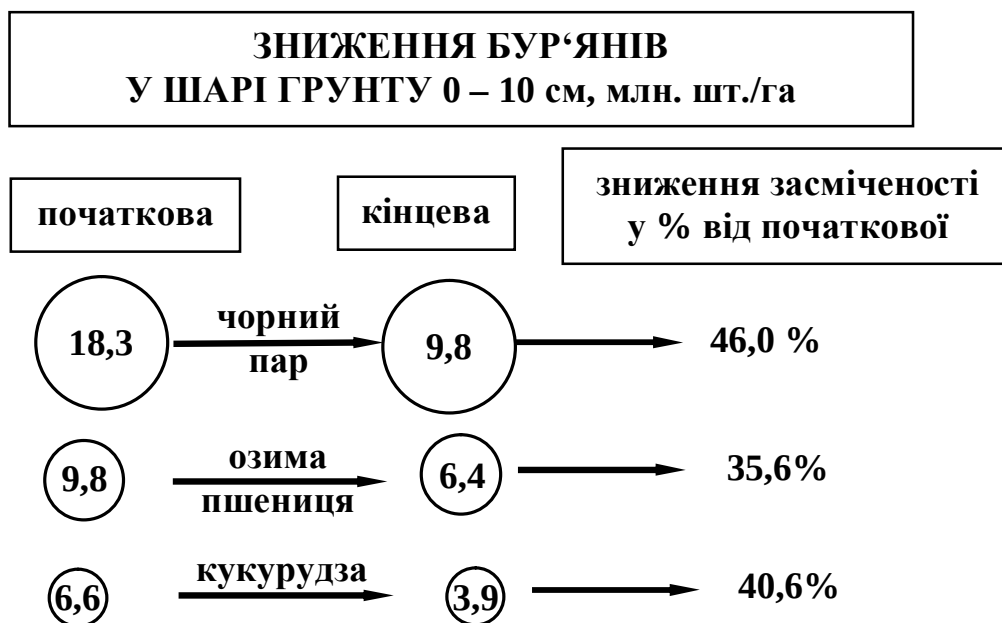


Рис. 1. Зниження потенційної засміченості ґрунту під впливом сівозміни й виду обробки (1981 – 1990р.р.) [4].

Вибір районованих *сортів* або *гібридів* дає можливість підвищити врожайність без збільшення витрат на вирощування за рахунок їх високої пристосованості до місцевих умов. Тим самим зменшується екологічне навантаження на навколишнє середовище.

При вирощуванні органічної продукції особливу увагу приділяють *добривам* та *захисту рослин*.

Найважливішим агроприйомом у біологічному землеробстві є застосування органічних добрив нового покоління, що виробляються методом біологічної ферментації та вермикультивування.

В біологічному землеробстві важливе значення мають органічні добрива, які поновлюють запаси в ґрунті не тільки мінеральних речовин, але і гумусу, покращують біологічні і водно-фізичні показники. Однак традиційні види органічних добрив не завжди ефективні, в першу чергу через великі об'єми їх внесення і значні фінансові витрати, повільну трансформацію в ґрунті, низьку концентрацію макро- і мікроелементів та мікрофлори, наявність великої кількості схожого насіння бур'янів та ін. Органічні добрива нового покоління не мають цих недоліків. Вони, як правило, з високим вмістом поживних речовин, містять органічні речовини, які пройшли певну стадію розкладу в технологічному циклі їх одержання. В їх складі відсутні патоген і схоже насіння, вони містять мільярди корисних мікроорганізмів. Одні з них одержані в процесі мікробіологічної ферментації органічної сировини, інші (біогумус) – шляхом їх проходження через кишківник дощових черв'яків. Органічні добрива, виготовлені методом прискореної ферментації, виробляються у США під назвою "Фермвей", в Єв-

ропі – “Органік та Біоорганік”, в Росії – компост багатоцільового призначення (КБП), в Україні – органічне добриво “Біопроферм” та органічне добриво універсальне (ОДУ) [5].

Біологічний метод захисту рослин є найбільш важливою ланкою у вирощуванні чистої сільськогосподарської продукції, оздоровленні екологічної обстановки. Головні його переваги – низькі витрати і висока біологічна безпека. Крім того, завдяки комплексній дії на рослини біопрепарати підвищують стійкість до засухи, покращують зростання і розвиток рослин.

Важливим напрямком сучасного органічного землеробства є заміна хімічних пестицидів на природні. У деяких регіонах світу природні нетоксичні пестициди застосовуються здавна.

У США, наприклад, патент на застосування як засобу захисту в сільському господарстві так званої “діатомової землі” – подрібнених кістяків мікроскопічних водоростей діатомей. Також усе ширше використовуються неорганічні пестициди типу силіконових аерогелів (“драйуан”, “драйдай”) і борної кислоти. Число таких прикладів збільшується з кожним роком. Показано, що речовини, отримані з панцирів ракоподібних (раків, крабів, лобстерів, креветок), внесені в подрібненому вигляді в ґрунт, сприяють посиленню діяльності мікроорганізмів, що у свою чергу уражають ті види комах, які розмножуються в масовій кількості, а також нематод. Цим відкриті широкі можливості розробки “природних пестицидів”, заснованих на природних продуктах, таких, як панцири крабів та інших ракоподібних і молюсків.

Своєрідним напрямом біозахисту може вважатися використання пестицидних препаратів, заснованих на природних, найчастіше рослинних, інгредієнтах. З колорадським жуком, багатьма вірусами, у тому числі вірусом тютюнової мозаїки, ефективно борються за допомогою обприскування рослин настоєм зеленого перцю, іноді змішаного з часником або тютюном. Пудра з листя папаї охороняє кавові плантації від іржі та грибкових захворювань.

Формулювання цілей статті. Одним з головних чинників, що впливають на якість і собівартість отриманої органічної продукції, є *обробіток ґрунту*. Метою даної публікації є аналіз способів обробітку ґрунту при вирощуванні органічної продукції.

Основна частина. Основним завданням обробітку ґрунту при органічній технології є збереження структури і вологості ґрунту, зниження забур’яненості та заробка поживних решток. Ця мета досягається за рахунок заміни традиційного обробітку ґрунту на поверхневий на протязі перехідного періоду.

Для перемішування рослинних решток з верхнім шаром ґрунту, дискові борони або комбіновані агрегати повинні йти слідом за силосозбиральними чи зернозбиральними комбайнами. Обробіток ґрунту не більше 10 см. Це дозволить зберегти вологу. Так, за даними Надик-

то В.Т., динаміка зміни вологості ґрунту на злуцній (1) і необробленій (2) ділянках після проходу зернозбирального комбайну виглядає наступним чином (рис. 2). Як видно з графіків, через місяць різниця сягає 3,5%, що є суттєво для рослин. Також створення конденсату роси на рештках підвищує вологість ґрунту.

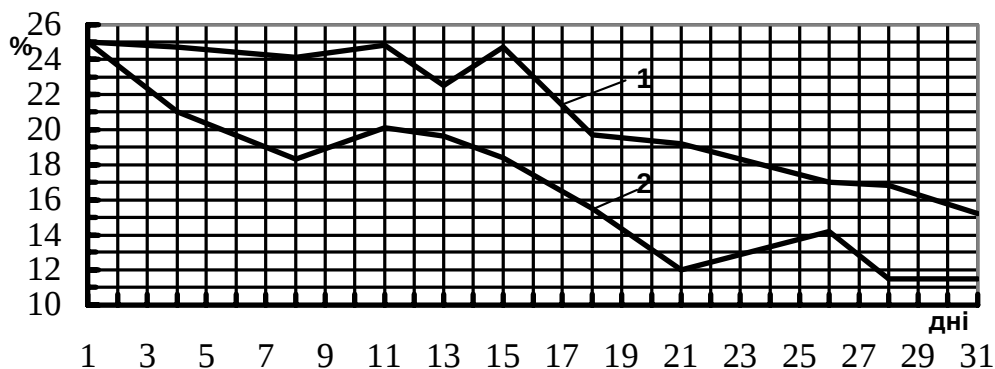


Рис. 2. Динаміка зміни вологості ґрунту на злуцній (1) і необробленій (2) ділянках [8].

Обробіток ґрунту поділяється на основний і поверхневий (рис. 3).

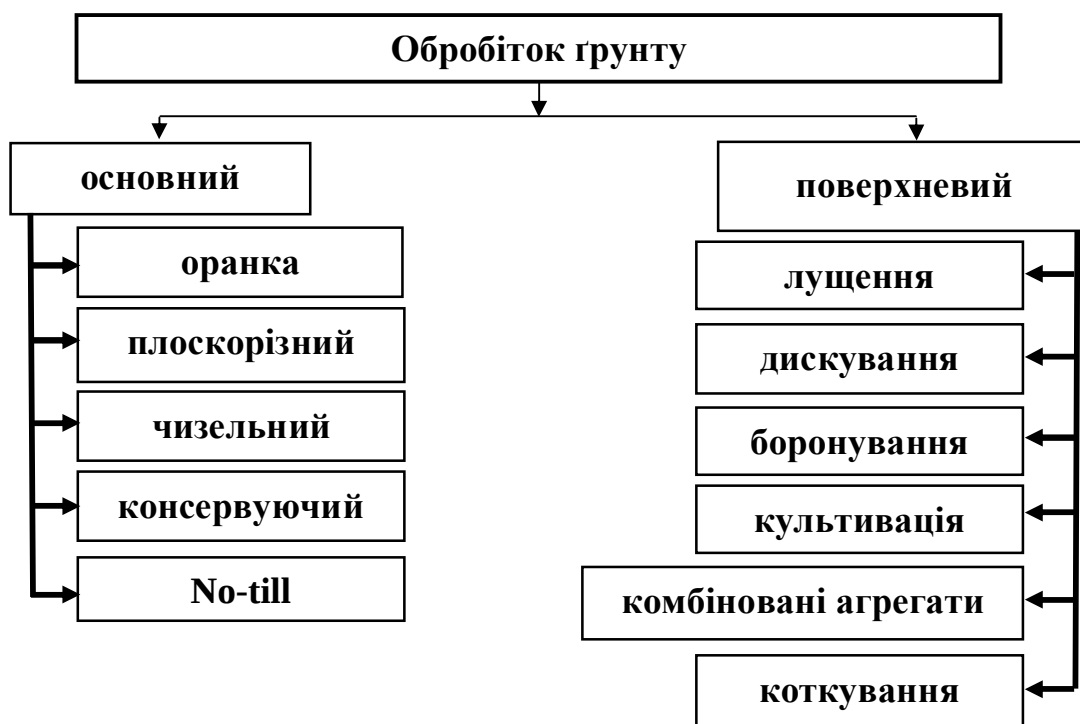


Рис. 3. Класифікація видів обробітку ґрунту.

Розглянемо існуючі види обробітку ґрунту більш детально. По-перше, стосовно основного обробітку. Його виконують під час перехідного періоду до органічного землеробства.

До найбільш розповсюджених до теперішнього часу видів основного обробітку ґрунту відноситься оранка. Сьогодні ведеться багато дискусій на предмет її користі, але при правильному використанні саме цей метод дає змогу підтримувати родючість ґрунтів. Оранка робиться за необхідності, в залежності від стану ґрунту, але не частіше ніж один раз на чотири роки і обов'язково з передплужниками. Краще за все її виконувати ярусними плугами типу ПНЯ-4-42.

Плоскорізний обробіток виконують у період між оранками знаряддями КПП-250, КПП-2,2, ПГН-3.

Чизельний обробіток проводять на ґрунтах схильних до вітрової та водної ерозії. Виконують його чизельними плугами ПЧ-2,5, ПЧ-4,5. Але більш ефективно розпушується підґрунтовий шар при консервуючому обробітку, який виконують знаряддями типу ПРПВ-5-50. Особливо це сприяє зниженню еродованості ґрунтів і накопиченню вологи (див. табл.1, 2). По основним показникам кращим є консервуючий обробіток.

Таблиця 1 – ефективність різних способів обробітку ґрунту під кукурудзу [4].

показник	відвальний	безвідвальний	чизельний (консервуючий)	плоскорізний
Вміст частинок пилу в шарі 0,5 см, %	8,7	15,6	12,6	23,0
Збереження поживних решток, шт./м ²	17,0	315,0	266,0	344,0
Ступінь проектного покриття, %	3,1	58,6	46,5	591,0
Коефіцієнт стоку	0,22	0,15	0,04	0,22
Еродованість ґрунту водою, г/см ²	312,0	53,0	47,0	162,0
Запаси продуктивної вологи навесні в шарі 0 – 150 см, мм	113,0	141,0	149,0	123,0

Таблиця 2 – урожайність зерна кукурудзи в залежності від способів обробітку ґрунту й строків внесення добрив, ц/га (інститут кукурудзи, середнє за три роки) [4].

спосіб обробітку, глибина	N ₉₀ P ₉₀ K ₉₀		P ₉₀ K ₉₀ + N ₉₀ навесні	без добрив
	восени	навесні		
Оранка, 25 – 27 см	57,0	57,5	56,1	49,9
Чизелювання, 25 – 27 см	59,5	57,0	55,1	47,0
Плоскорізний обробіток, 25 – 27 см	53,9	52,3	51,4	45,0
Поверхневий обробіток, 12 – 14 см	51,1	50,1	49,8	45,8

Одними з найбільш відомих „органічних” господарств в Україні є сільськогосподарське акціонерне товариство (САТ) „Обрій” та приватне підприємство „Агроекологія” (Полтавська область, Шишацький район, с. Михайлики). До основних особливостей технології, що використовується в САТ „Обрій” та ПП „Агроекологія”, є застосування ґрунтозахисних технологій, при яких обробіток під всі культури ведеться на глибину посівного ложа (до 8 см), а поверхня ґрунту мульчується післяжнивними рештками. Технічне забезпечення ґрунтозахисних технологій базується на застосуванні широкозахватних важких дискових борін, широкозахватних важких культиваторів, кільчасто-шпорових котків і зернових пресових сівалок або сівалок прямого висіву [6].

При поверхневому обробітку ґрунту глибина не перевищує 10 см. Найбільш розповсюдженим видом такого обробітку є лущення. Його виконують зразу після проходу силосо- або зернозбирального комбайна дисковими лущильниками ЛДГ-10 та іншими. Це дозволяє зберегти вологу у верхньому шарі ґрунту й рівномірно перемішати рослині рештки.

Дискування проводять на ущільнених ґрунтах при наявності на полі грубих рослинних решток й виконують його важкими дисковими бородами типу ДТМ-4 «Дементра». Це дозволяє краще подрібнити рослинні рештки та якісно перемішати їх з ґрунтом.

Боронування проводиться для знищення бур'янів, які знаходяться у стадії «нитки». Виконують його бородами з прямими або пружинними зубами БЗТС-1, ЗБР-24 та іншими.

Культивацію суцільну проводять при необхідності знищення більш розвинутих бур'янів. Виконують агрегатами у складі з культиваторами КПС-4, КПЕ-3,8 та іншими.

Найбільш перспективними знаряддями для поверхневого обробітку є комбіновані агрегати. Вони дозволяють за один прохід повністю підготувати поле. До них відносяться АГД-3,5В, ККП-6, АКГ-3,2 та інші. Їх використання підвищує якість обробітку ґрунту та знижує його собівартість.

Коткування проводять при необхідності ущільнити верхній шар ґрунту, особливо це актуально після сівби. Це дає змогу підтягнути вологу до верхнього шару ґрунту й отримати рівномірні сходи. Коткування на півдні України проводять кільчасто-шпоровими котками ЗККШ-6 або кільчато-зубчатими.

Розглянемо як впливають різні технології вирощування кукурудзи на її врожайність (табл. 3).

Таблиця 3 –
ефективність різних технологій при вирощуванні кукурудзи на зерно
на схилах (середнє за три роки) [7].

ТЕХНОЛОГІЯ	ВРОЖАЙ ЗЕРНА, ц/га	±ДО КОНТРОЛЮ, ц/га
ІНТЕНСИВНА ПО ОРАНЦІ (контроль)	57,4	0
Безгербіцидна	54,9	-2,5
Інтенсивна по дискування	56,1	-1,3
Інтенсивна по плоскорізному обробітку	56,1	-1,3
Гребенева	55,1	-2,1
Боріздкова	60,5	+3,1
Астраханська	56,9	-0,5
Ново-комплексна	53,9	-3,5

Як видно з таблиці 3, мінімальний врожай забезпечили безгербіцидна і ново-комплексна технології. Причиною цього є дещо вища забур'яненість посівів. Найвищий результат забезпечила боріздкова технологія за рахунок більш дружних сходів, що є характерною особливістю даної технології в посушливі весни. Крім того, за рахунок стрічкового внесення гербіцидів одночасно з сівбою ця технологія є екологічно і енергетично заощаджувальною.

Завдяки боріздкам поперек схилу і щільювання по сліду коліс трактора, вона забезпечує значне скорочення змиву ґрунту на схилах (табл. 4).

Таблиця 4 –
вплив ґрунтозахисних засобів на змив ґрунту під кукурудзою,
схил -6°, м³ (середнє за три роки) [7].

ТЕХНОЛОГІЯ	ЗМИВ ҐРУНТУ, м ³ /га	±ДО КОНТРОЛЮ, м ³ /га
Оранка (контроль)	282	
Плоскорізний обробіток	171	-111
Сівба в борозни + щільювання по:		
оранці	73	-209
плоскорізу	35	-247

Висновки.

1. Для впровадження органічної технології потрібен перехідний період, при якому застосовується консервуючий основний обробіток ґрунту.
2. Боротьба з бур'янами при органічному землеробстві проводиться впровадженням сівозміни, оптимальної густоти стояння рослин, рівномірним розподілом по полю пожнивних решток і перемішуванням їх з поверхневим шаром ґрунту за допомогою комбінованих агрегатів. На просапних культурах своєчасно і якісно проводиться весь комплекс робіт по догляду за посівами.

3. Підвищення родючості ґрунту та захист рослин від хвороб і шкідників проводиться застосуванням сучасних високоефективних органічних добрив, біопрепаратів, ЕМ-препаратів.

Література.

1. Ковалевська Є. Де можна купити і скільки коштують органічні продукти в Україні? / Є. Ковалевська // Українська правда життя [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://life.pravda.com.ua/person/2008/12/10/11160/>
2. Що таке органічні продукти? // ORGANIC.UA [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://organic.ua/uk/organicworld/faq>
3. Чайка Т.О. Передумови розвитку ринку органічної продукції в Україні / Т.О. Чайка // Маркетинг і менеджмент інновацій, 2011, № 4, Т. I. – С. 233 – 240 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.nbu.gov.ua/portal/Soc_Gum/Mimi/2011_4_1/5_2.pdf
4. Циков В.С. Технология, гибриды, семена / В.С. Циков. – Днепропетровск, Институт кукурузы, 1995. – 68 с.
5. Мельник І.П. Біологічне землеробство / І.П. Мельник // Эксклюзивные ТЕХНОЛОГИИ [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://agrotimete.com.ua/?dl_id=56
6. Кобець М.І. Органічне землеробство в контексті сталого розвитку / М.І. Кобець // Проект «аграрна політика для людського розвитку». – 2004, травень [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.undp.org.ua/agro/pub/ua/P2004_01_051_04.pdf
7. Шабала Н.А. Механизация возделывания кукурузы / Н.А.Шабала. – Кишинев, 1991. – 176 с.
8. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві // Навч. посібник / В.Т. Надикто, М.Л. Крижачківський, В.М. Кюрчев, С.Л. Абдула. – 2006. – 337 с., іл.

СИСТЕМА ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ ПРИ ВЫРАЩИВАНИИ ОРГАНИЧЕСКОЙ ПРОДУКЦИИ

Шабала Н.А., Черная Т.С.

Аннотация – в работе приведены особенности обработки почвы при органической технологии выращивания сельскохозяйственной продукции.

THE SYSTEM OF SOIL TREATMENT AT ORGANIC PRODUCTS GROWING

M. Shabala, T. Chorna

Summary

The feature of soil treatment in the course of organic technology growing of agricultural production.



ЗМІСТ

	Стор.
1. <i>Масалабов В.М.</i> Визначення показника режиму поворотності двомашинного посівного МТА.....	3
2. <i>Кувачов В.П., Мітков В.Б.</i> Обґрунтування критеріїв оптимальності сумісного маршрутизованого руху технологічного комплексу МТА.....	8
3. <i>Кувачов В.П.</i> Мостове землеробство на базі дощувальних машин.....	15
4. <i>Болтянська Н.І.</i> Обґрунтування технологічних параметрів механічного стимулювання (масажу) вимені високопродуктивних корів.....	23
5. <i>Кушнарєв А.С., Сербий Е.К., Кушнарєв А.С.</i> Имитационное моделирование процесса высева капсулированных в глину семян овощей механическим ячеисто-дисковым высевающим аппаратом.....	30
6. <i>Мельник В.И., Аль-Фтиххат Моусаб Абдулвахид Моххамед, С.А. Никитенко</i> Проверка адекватности разработанной математической модели посева пропашных культур.....	40
7. <i>Усенко М.В.</i> Дослідження роботи модуля гнучкої борони з розпушуючими зубами.....	49
8. <i>Борис А. М.</i> Математичне моделювання та результати розрахунків на ПЕОМ зусиль, що діють в точці контакту нового відокремлювача гички з головкою коренеплоду.....	56
9. <i>Мохнатко І.М., Рогач Ю.П.</i> Теоретичні дослідження з обґрунтування конструктивних параметрів ротаційного протипотокового очисника повітря.....	65
10. <i>Паромчик И.И., Челомбитько М.А., Королева Н.Ю., Светлугина А.А.</i> Использование пряно-ароматического сырья в производстве хлебобулочных изделий.....	71
11. <i>Войтов В.А., Вороновский И.Б.</i> Пути снижения энергозатрат при производстве твердого топлива в виде брикетов или пеллет	77
12. <i>Подригало М.А., Полянський А.С., Клец Д.М., Дубинин Е.А., Артёмов Н.П., Задорожня В.В.</i> Повышение точности измерения ускорений мобильных машин путем снижения монтажной погрешности датчиков.....	84
13. <i>Журавель Д.П., Юдовинский В.Б., Коломоец В.А.</i> Исследования местных износов деталей плунжерных пар топливных насосов ДВС.....	93
14. <i>Ковбаса В.П., Бешун О.А., Роговський Л.Л., Топчий С.І.</i> Особливості моделювання процесів газообміну в поршневих двигунах внутрішнього згоряння з альтернативними механізмами газорозподілу.....	99
15. <i>Бешун О.А.</i> Сучасні та перспективні екологічні стандарти для дизелів лісо- і сільськогосподарських мобільних машин та технології, які дозволяють їх виконати.....	113

	Стор.
16. <i>Караєв О.Г., Сушко С.Л., Кузмінов В.В.</i> Алгоритм прийняття рішень щодо проведення поливів насаджень черешні.....	124
17. <i>Свірень М.О., Лещенко С.М., Бойко А.І.</i> Вплив форми присмоктуючих комірок на ефективність роботи пневмо-механічних висівних апаратів, адаптованих для систем точного землеробства.....	129
18. <i>Свірень М.О., Лісовий І.О., Бойко А.І.</i> Автоматизований комплекс для досліджень та випробувань висівних апаратів сівалок КНТУ – 80.....	138
19. <i>Погорілий С.П., Шкарівський Г.В., Присяжний В.Г., Третяк В.М.</i> Результати експериментальних досліджень з визначення вантажопідйомності пристрою для агрегування.....	143
20. <i>Булгаков В.М., Борис А.М.</i> Математична модель процесу копіювання головок коренеплодів копірно-роторним відокремлювачем гички.....	148
21. <i>Яременко В.В., Свірень М.О.</i> Технічна діагностика – важливий елемент в підвищенні надійності гідравлічних приводів сільськогосподарської техніки.....	165
22. <i>Музика О.П., Войтович І.В., Стасюк Н.О.</i> Імітаційна модель оптимізації функціонування технологічного комплексу “насосна станція – мережа – дощувальна техніка”.....	180
23. <i>Паламарчук І.П., Янович В.П.</i> Оцінка якісних параметрів багатокомпонентних сумішей рослинних інгредієнтів за вібровідцентрового дезінтегрування.....	190
24. <i>Білокопитов О.О.</i> Аналіз результатів визначення критичної швидкості та коефіцієнту парусності складових зернового вороху.....	198
25. <i>Шкарівський Г.В.</i> Критерії для оцінювання мобільних енергетичних засобів.....	208
26. <i>Мітков Б.В., Чорна Т.С., Мітков В.Б.</i> Обґрунтування ефективності отримання біогазу з відходів тваринництва..	214
27. <i>Волошина А.А.</i> Конструктивные особенности и принцип работы героторных гидромашин.....	220
28. <i>Несвідомін В.М.</i> Комп’ютерні технології дослідження руху частинки по шорстких нерухомих поверхнях на прикладі вертикального конуса.....	227
29. <i>Чорна Т.С.</i> Результати польових досліджень прямолінійності рядків просапної культури.....	233
30. <i>Шабала М.О., Чорна Т.С.</i> Система обробітку ґрунту при вирощуванні органічної продукції.....	238