

МАШИНИ І ЗАСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ

УДК 631.171: 633.63

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНОЛОГІЇ І ТЕХНІКИ МІНІМАЛІЗАЦІЇ ВЕСНЯНОГО ПЕРЕДПОСІВНОГО ОБРОБІТКУ ГРУНТУ ПІД СІВБУ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ

В.О. Дубровін, доктор технічних наук
В.В. Теслюк, доктор сільськогосподарських наук

Розглянуто проблему весняного обробітку ґрунту під сівбу цукрових буряків на ґрунтах важких за механічним складом. Запропоновано технологічну операцію і технічні засоби мінімалізації передпосівного обробітку. Наведено результати досліджень запропонованої технології.

Цукрові буряки, мінімалізація, гребені, весняний обробіток, культиватор, сівба, продуктивність.

Постановка проблеми. В комплексі заходів збільшення виходу продукції цукрових буряків велика роль належить розробці та впровадженню ефективних зональних агротехнічних прийомів і технічних засобів для зниження переущільнення і щільності ґрунту до 1,1-1,3 г/см³, оптимального співвідношення між ґрунтом і його повітрянопогоємністю, що забезпечує хороший розвиток рослин на протязі всього вегетаційного періоду.

Негативний вплив підвищеної щільності зростає в зв'язку з інтенсифікацією обробітку ґрунту під цукрові буряки, шляхом багаторазових впливів ходових систем енергетичних засобів, машин і знарядь, особливо на ґрунтах важких за механічним складом, посівні площі яких на Україні складають до 30 % від загальної площі сівби.

Технологія вирощування цукрових буряків включає послідовно виконувані операції обробки ґрунту, внесення добрив, весняної передпосівної обробки, сівби та догляду за посівами, які забезпечують необхідні умови для проростання насіння, росту і розвитку коренеплодів та накопичення в них цукру а також збирання урожаю. Традиційна українська інтенсивна технологія вирощування цукрових буряків нараховує близько 50 операцій, а на важких ґрунтах і ще більше, витрати паливо-мастильних матеріалів при цьому досягають 280-450 кг/га [1, 2]. Основний обробіток ґрунту під цукрові буряки проводиться за двома способами – по типу

© В.О. Дубровін, В.В. Теслюк, 2013

поліпшеного чи напівпарового. Поліпшений спосіб впроваджується в районах нестійкого зволоження, а напівпаровий у зонах достатнього зволоження. Завершальною операцією обробітку зябу є безполицевий (плоскорізний) глибокий обробіток, а на рівних полях, з грунтами, які не запливають вирівнювання поверхні ґрунту.

Весняний обробіток ґрунту складається з розпушування верхнього шару ґрунту зубовими боронами та вирівнювання шлейф-боронами в поєднанні з зубовими, а в зоні достатнього зволоження також і з наступного додаткового глибокого розпушування суцільними культиваторами. Потреба в ньому виникає на полях з грунтами схильними до запливання і там, де під час основного обробітку ґрунту не досягнуто належної вирівненості поверхні поля. Завершальною операцією весняного обробітку ґрунту є передпосівна культивація, а за умов надмірно розпушеного ґрунту виникає необхідність в проведенні коткування.

Такий перелік технологічних операцій на обробіток ґрунту включає значну кількість проходів агрегатів по полі, що призводить до переуцільнення ґрунтів, особливо важких за механічним складом. Аналіз розподілу затрат енергії на обробіток ґрунту, стосовно Лісостепової зони України, показує, що на основний і передпосівний, витрачається 50-80% затрат енергії. Крім цього суцільне внесення мінеральних добрив і гербіцидів призводить до значних сукупних витрат та забруднення навколишнього середовища. За цими показниками в умовах енергетичної кризи сучасні технології не можна віднести до енергозберігаючих і екологічно чистих.

Слід зауважити, що в ранньовесняний період практично неможливо виконати весь комплекс необхідних операцій в оптимальні агротехнічні строки.

Головний шлях збільшення виходу продукції цукрових буряків при одночасному скороченні витрат матеріальних і енергетичних ресурсів є мінімізація обробітку ґрунту особливо в весняний період.

В зв'язку з вищезгаданим, зменшення кількості технологічних операцій, є актуальним в науковому і практичному відношеннях.

Аналіз останніх досліджень, літературних і патентних джерел свідчить, що перспективи механізованої технології і розробки технічних засобів для її виконання при вирощуванні цукрових буряків в напрямку збільшення виходу продукції зменшення енергозатрат можна бачити в гребневому способі підготовки ґрунту. Однак в Україні для неї немає спеціалізованих машин і робочих органів для широкої апробації і впровадження у виробництво.

Мета досліджень. Визначення ефективності вирощування цукрових буряків на грунтах важких за механічним складом шляхом

мінімалізації весняного передпосівного обробітку із застосуванням нового технологічного процесу і робочих органів для його виконання.

Результати досліджень. Необхідність удосконалення зональних систем обробітку ґрунтів, особливо важких за механічним складом, визначається не тільки причинами економічного порядку – підвищенням продуктивності праці, зменшенням собівартості продукції, але й покращенням агрофізичних властивостей, гумусового балансу, збереженням родючості ґрунту, зменшенням втрат вологості і поживних речовин із ґрунту.

Основним завданням весняного обробітку ґрунту є найбільш повне збереження нагромадженої за зимово-осінній період вологи і створення сприятливих умов для вільного проникання опадів у ґрунт та збереження їх. Крім цього, до завдання весняного обробітку входить створення вирівненого, пухкого, дрібногрудочкового шару ґрунту для загортання насіння на потрібну глибину, забезпечення умов для швидкого і дружнього його проростання та знищення бур'янів.

Щоб не допустити надмірного ущільнення ґрунту такого механічного складу, покращити його агрофізичні і фізико-механічні властивості, розроблено механізований спосіб вирощування цукрових буряків, що являє собою систему взаємопов'язаних агроприйомів, які виконуються в певній послідовності. Особливість запропонованого способу на відміну від традиційного полягає в тому, що підвищення продуктивності цукрових буряків при одночасному зменшенні матеріальних і енергетичних затрат на їх вирощування досягають завдяки мінімалізації передпосівного обробітку ґрунту і підвищення ефективності мінеральних добрив за рахунок їх локального внесення в зону майбутнього рядка.

Сутність запропонованого способу полягає в тому, що технологічні операції по підготовці ґрунту до сівби поділяють на осінній і весняний періоди і виконують в такій послідовності [3, 4]:

1. Восени на фоні напівпарового чи поліпшеного обробітку ґрунту після вирівнювання поверхні поля і розпушування його на глибину 12...16 см, трактором, в агрегаті з культиватором, що обладнаний спеціальними робочими органами гребенеутворювачами, проводять профілювання поверхні у вигляді гребенів. З метою зменшення витрат мінеральних добрив при основному внесенні, проводять локальне внесення їх в зону майбутнього рядка. Для цього туковисівні апарати встановлюються на раму культиватора, здійснюючи привід банок від опорно-приводних коліс. Для орієнтування руху агрегату на культиваторі встановлюють маркери. З такою профільованою поверхнею поле залишають на зиму.

2. Весняний обробіток ґрунту (рис. 1), полягає в зрізуванні вершин гребенів до висоти 3...4 см, який виконується агрегатом в складі трактора 1 і культиватора 2 (а), з послідуною сівбою посівним агрегатом (в) в зону зрізаного шару ґрунту (б). Культиватор обладнується стрічастими робочими органами з відвальниками. За необхідності передпосівного внесення гербіцидів передбачене їх стрічкове внесення і заробка прутковими роторами 5, для чого на культиватор потрібно встановити обприскувач 7, розпилювачі 4 і трубопроводи.

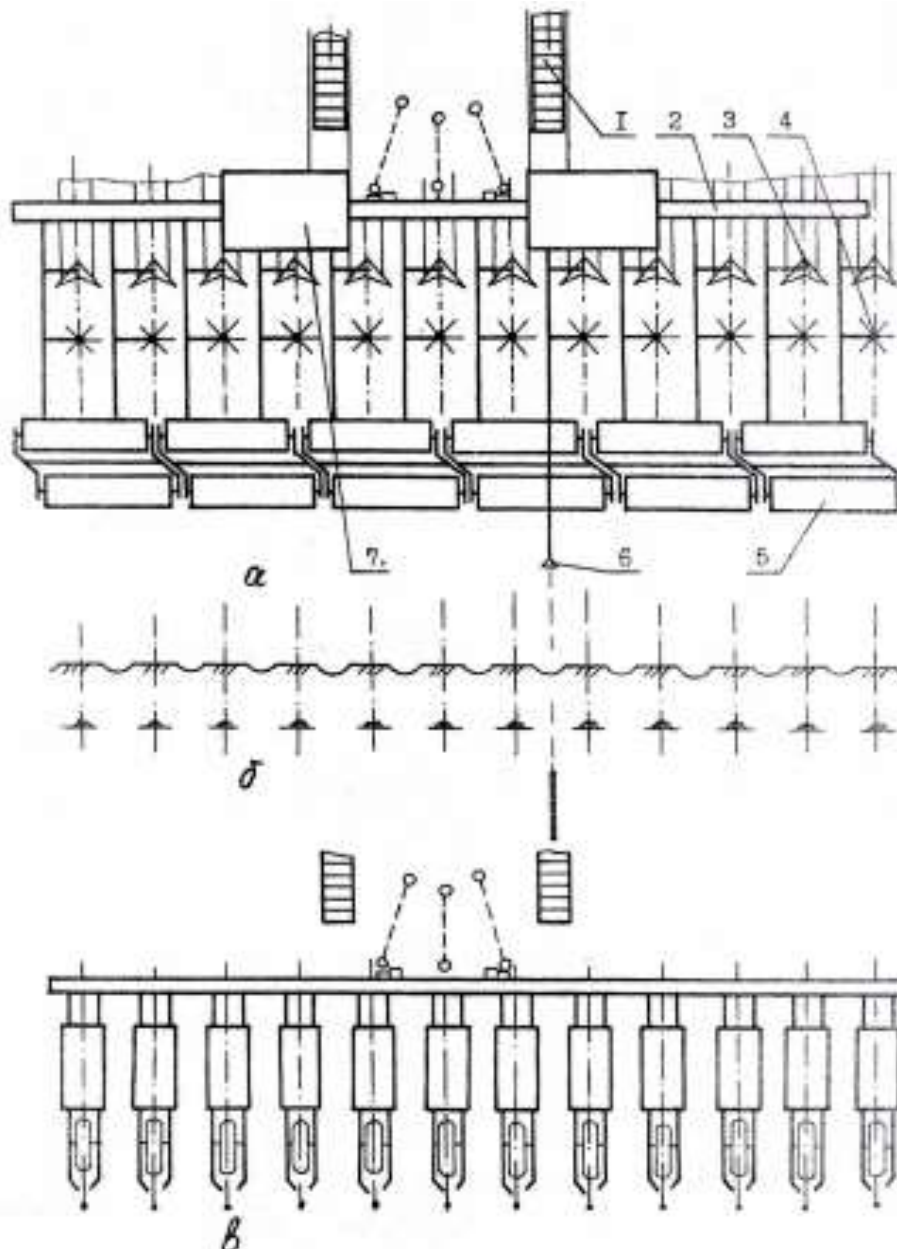


Рис. 1. Схема виконання технологічних операцій зрізування вершин гребенів (а), профіль поверхні поля після зрізування гребенів (б) і схема посівного агрегату (в): 1 – трактор; 2 – культиватор УКРП-5,4; 3 – стрічасті лапи; 4 – розпилювачі; 5 – пруткові ротори; 6 – агрегат для зберігання і внесення пестицидів.

На культиваторі встановлено слідоутворювач 6, який утворює слід для орієнтування ведення посівного агрегату (в). Сформовані восени гребені сприяють інтенсивному накопиченню вологи а весною прискореному дозріванню ґрунту в зоні гребенів, що дозволяє в більш ранні строки провести сівбу цукрових буряків, не проводячи ні закриття вологи, ні шлейфування, ні глибокого розпушування ґрунту, ні суцільного внесення і заробки гербіцидів, що безумовно продовжує період вегетації, знижує матеріальні і енергетичні затрати, створює передумови для підвищення урожайності культури.

Лабораторно-польові дослідження запропонованої технології і порівняння з традиційною проводилися на Волинському обласному НВО "Еліта", яке відносяться до бурякосіючих районів України з достатнім зволоженням. В процесі проведення досліджень вивчено фізико-механічні властивості ґрунту; утворення ґрунтової кірки; рівномірність розподілення насіння по глибині заробки; забур'яненість посівів; урожайність цукрових буряків.

Дослідження проведено по схемі однофакторного експерименту за наступними варіантами:

1. Контроль. Звичайна технологія вирощування цукрових буряків прийнята в даній зоні.

2. На фоні вирівненого напівпарового обробітку ґрунту, розпушеного на глибину 10...12 см, проведено локальне внесення сухих мінеральних добрив в зону майбутнього рядка з послідуєчим формуванням гребенів з ущільненням відкосів над ними.

3. На фоні суцільного внесення мінеральних добрив під напівпаровий обробіток ґрунту після вирівняної і розпушеної поверхні поля на глибину 10...12 см проведено формування гребенів.

4. На фоні суцільного внесення мінеральних добрив під напівпаровий обробіток ґрунту з вирівненою і розпушеною поверхнею на глибину 10-12 см проведено формування гребенів і ущільнення відкосів з утворенням міжгребеневої щілини.

Відомо, що метою ранньовесняного і передпосівного обробітку ґрунту є створення оптимальних умов для проростання насіння, подальшого росту і розвитку рослин. Одним із важливих показників якісного виконання сівби, що дає передумови для появи дружніх сходів є забезпечення необхідної ї однакової глибини заробки насіння. Після проходження посівного агрегату нами проведено облік глибини заробки насіння (табл. 1).

Оцінку істотності різниці між середніми даними вибірки по глибині заробки насіння проведено за критерієм "t", Стюдента. Результатами обліків і математичної обробки даних встановлено:

$t_{екс\ 1:2} = 3,5$; $t_{екс\ 1:4} = 6,9$; $t_{екс\ 2:4} = 0,7$; $t_{екс\ 1:3} = 4,4$; $t_{екс\ 2:3} = 0,75$; $t_{екс\ 3:4} = 1,45$.

1. Глибина заробки насіння за різними варіантами передпосівної обробки насіння.

Варіант	К-сть замірів	X, 10 ⁻² м	σ , 10 ⁻² м	V, %	m, 10 ⁻² м	P, %	χ^2
Контроль	72	3,43	0,72	22,4	0,08	2,6	6,5
2	72	2,81	0,78	24,8	0,08	2,76	2,4
3	72	2,9	0,78	22,1	0,09	3	4,04
4	72	2,74	0,78	18,2	0,07	2,6	4,11

Табличне значення цього критерія за умов числа степенів свободи $V = 100$ буде $t_{теор} = 1,96$ [5]. Співставлення експериментальних значень критерію Стюдента з теоретичним показує, що істотна різниця в глибині заробки насіння відмічається між варіантами контролю, тобто традиційним передпосівним обробітком ґрунту і запропонованим способом. Це результат глибокого весняного розпушування і нерівномірного передпосівного обробітку ґрунту. Подальша вегетація та догляд за розвитком рослин цукрових буряків на дослідних варіантах до настання терміну збирання проводився однаково.

Основним показником, який характеризує продуктивність вирощування цукрових буряків є урожайність. Результати експериментальних даних по урожайності приведені в табл. 2.

2. Урожайність цукрових буряків залежно від способів передпосівного обробітку ґрунту.

Варіант	Середня урожайність, ц/га	σ , ц/га	V, %	m, ц/га	P, %
Контроль	424,1	21,6	5,1	10,8	2,5
2	490,9	23,5	4,78	11,7	2,4
3	468,7	19,9	4,24	9,9	2,2
4	481,1	20,6	4,3	10,3	2,2

Істотність різниці між порівнюваними варіантами перевірено за критерієм "t", Стюдента. В результаті обчислень експериментальних даних визначено:

$t_{екс\ 1:2} = 4,2$; $t_{екс\ 1:4} = 3,8$; $t_{екс\ 2:4} = 0,57$;
 $t_{екс\ 1:3} = 3,1$; $t_{екс\ 2:3} = 1,39$; $t_{екс\ 3:4} = 0,91$.

В результаті проведених експериментальних досліджень встановлено достовірну різницю в одержаній урожайності вирощування цукрових буряків. Встановлено, що на фоні

вирівненого напівпарового обробітку ґрунту, розпушеного на глибину 10...12 см, де проведено локальне внесення сухих мінеральних добрив в зону майбутнього рядка з послідуєчим формуванням гребенів з ущільненням відкосів над ними, урожайність була найвищою і складала 490,9 ц/га.

Висновок. Результати вирощування цукрових буряків за запропонованою технологією свідчать про те, що мінімалізація весняного передпосівного обробітку ґрунту, дає можливість досягти оптимальної і рівномірної глибини заробки насіння, проведення сівби цукрових буряків в більш ранні строки, що призводить до збільшення вегетаційного періоду і підвищення продуктивності цукрових буряків.

Список літератури

1. Зубенко В.Ф. Довідник буряководи / В.Ф. Зубенко. – К.: Урожай, 1991. – 237 с.
2. Погорелый Л.В. Механизация производства сахарной свеклы / под ред. Л.В. Погорелого. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Урожай, 1991. – 184 с.
3. Глуховский В.С. Новый способ выращивания сахарной свеклы / [В.С. Глуховский, Н.М. Зуев, Ю.С. Ионицой, П.А. Кутя, В.В. Теслюк] // Сахарная свекла. – 1994. – № 1. – С. 12–14.
4. Теслюк В.В. Розробка технологічного процесу та робочого органу для передпосівного обробітку важких ґрунтів під цукрові буряки : Автореф. дис. канд. техн. наук : 05.20.01. – К., 1994. – 20 с.
5. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта / Б.А. Доспехов (с основами статистической обработки результатов исследований). 5-е изд., доп. и перераб. – М.: Агропромиздат, 1985. – 351 с.

Рассмотрена проблема весенней подготовки почвы для сева сахарной свеклы на почвах тяжелых за механическим составом. Предложена технологическая операция и технические средства для минимализации предпосевной обработки. Приведены результаты исследований предложенной технологии.

Сахарная свекла, минимализация, гребни, весеннее возделывание, культиватор, сев, производительность.

The problem of spring preparation of soil is considered for sowing of sugar beet on soils heavy after mechanical composition. A technological operation and hardwares is offered for minimalizacii of preseed treatment. The results of researches of the offered technology are resulted.

Sugar beet, minimalizaciya, combs, spring till, cultivator, sitting down, productivity.

РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПОВЕРХНІ СКРЕБКА ГНОЄПРИБИРАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

**С.Ф. Пилипака, Г.А. Голуб, доктори технічних наук
М.І. Ікальчик, здобувач***

Отримано рівняння і побудовані криві ортогонального перерізу циліндричної поверхні, по якій рухається частинка гною під дією сил підпору. Траєкторія руху частинки перпендикулярна твірним поверхні. Крива перерізу розрахована із умови, що при сталій швидкості частинки її тиск на поверхню теж є сталим.

Скребок, поверхня, гній, рівняння, криві, частинка.

Постановка проблеми. Своєчасне видалення гною з тваринницьких приміщень – одна з важливих народногосподарських проблем. Проблему прибирання гною розглядають враховуючи забезпечення фізіологічного комфорту при утриманні тварин, а отже якісне прибирання гною за мінімальну кількість проходів гноєприбиральних агрегатів.

Аналіз останніх досліджень. Д.т.н. професор І.І. Ревенко в підручнику [1, с. 456] відзначав, що значний вплив на якість видалення гною має форма скребка.

Для якісного прибирання гною необхідно максимально прижати скребки скрепера до поверхні гноєвого каналу.

Процес руху скребка відбувається таким чином, що попереду скребка знаходиться гній і скребок входить в масу гною, що теоретично можна представити як рух робочого органу в ґрунті. З урахуванням цього можна розглядати теорію академіка В.П. Горячкіна який обґрунтовуючи робочу поверхню ґрунтообробних машин відзначав [2, с. 18], що незважаючи на надзвичайну різноманітність робочих органів ґрунтообробних знарядь, геометрична форма робочої поверхні кожного з них зводиться до клина, тобто клин лежить в основі і є прототипом культиваторних лап і інших ґрунтообробних машин.

Мета досліджень. Розробити математичну модель розрахунку вгнутої робочої поверхні скребка скреперної установки для прибирання гною.

Результат досліджень. Виходячи з вище сказаного найефективнішою конструкцією скребка скреперної установки буде

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

вгнута робоча поверхня [3, с. 43]. Для ефективної роботи скрепера необхідно забезпечити сталу величину тиску гною який рухається по робочій поверхні скребка. Для цього знайдемо рівняння і побудуємо криві, які є траєкторіями руху частинок гною по робочій поверхні скребка.

Рух матеріальних частинок по гравітаційних поверхнях розглянуто в монографіях [4, 5]. Оскільки мається на увазі, що поверхні циліндричні із горизонтальним розташуванням твірних, то рух частинок можна досліджувати на плоских кривих - ортогональних перерізах цих поверхонь. У відповідних розділах згаданих праць такі поверхні і криві носять назву гравітаційних, тому що рух частинки обумовлений силою її ваги.

Швидкість руху по кривій в таких випадках змінна. Проте в сільськогосподарських машинах можуть бути випадки, коли частинка рухається по поверхні із постійною швидкістю (наприклад, при примусовому русі частинок гною по поверхні скребка [6]). В такому випадку на частинку, крім сили ваги, діє інша активна сила $F_{\text{тг}}$ (сила тяги).

Знайдемо такі криві, при русі по яких із постійною швидкістю частинка чинитиме сталий тиск. Очевидно, що такі криві уже не будуть гравітаційними.

Знайдемо криві, що забезпечують сталий тиск при постійній швидкості руху частинки гною по них. Робимо припущення, що швидкість руху частинки по скребку дорівнює швидкості руху самого скребка по гнойовому каналу.

Припустимо, що під дією сили підпору частинка гною рухається вгору по кривій із постійною швидкістю v (рис. 1). Знайдемо рівняння кривої, яка при заданій швидкості v забезпечить сталу реакцію $F_{\text{тс}}$ поверхні, тобто постійний тиск на поверхню. В практичному плані така поверхня буде рівномірно зношуватися і менше буде схильна до залипання гною. Спроекуємо всі діючі сили на головну нормаль $\bar{n}$ кривої:

$$mg \cos \alpha + mv^2 k = F_{\text{тс}}, \quad (1)$$

де k – кривина кривої в даній точці, m – маса частинки, $g=9,81 \text{ м/с}^2$. Перепишемо рівняння (1), розділивши ліву і праву частини на силу ваги mg і записавши кривину k через відоме співвідношення із диференціальної геометрії $k = \frac{d\alpha}{ds} = 1 : \frac{ds}{d\alpha} = \frac{1}{s'}$, де s – довжина дуги кривої:

$$\cos \alpha + \frac{v^2}{s'g} = \frac{F_{\text{тс}}}{mg}. \quad (2)$$

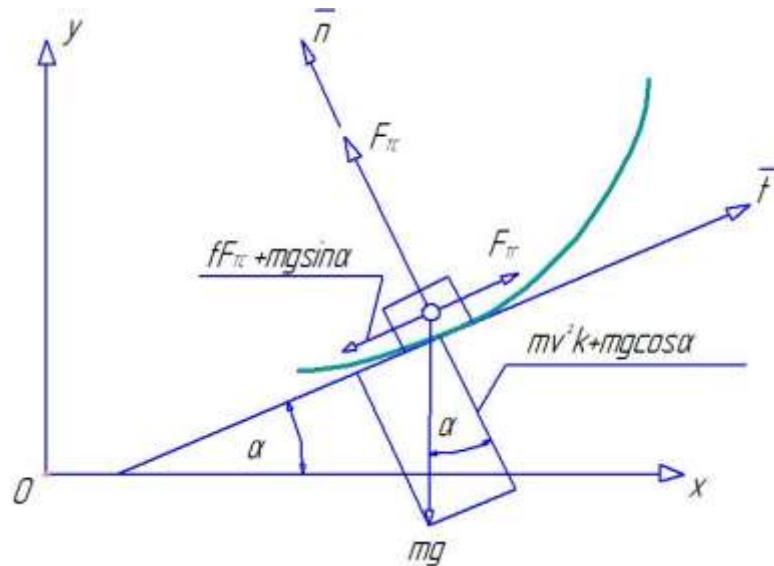


Рис. 1. Розкладання діючих сил на головну нормаль $\bar{n}$ і дотичну $\bar{t}$ кривої.

Відношення F_{tc}/mg є сталою величиною, воно показує, яку долю від загальної сили тиску частинки становить складова ваги частинки. Позначимо його через a_{tc} і розв'яжемо рівняння (2) відносно s' :

$$\frac{ds}{d\alpha} = \frac{v^2}{g(a_{tc} - \cos \alpha)}, \quad \text{отже} \quad k = \frac{g}{v^2}(a_{tc} - \cos \alpha). \quad (3)$$

Інтегрування виразу (3) можливе для двох випадків: $a_{tc} > 1$ (тобто тиск на поверхню більший від ваги частинки) і $a_{tc} < 1$ (тиск менший ваги частинки). Запишемо відповідні інтеграли (постійну інтегрування опускаємо):

$$s = \frac{v^2}{g} \int \frac{d\alpha}{a_{tc} - \cos \alpha} = \frac{2v^2}{g\sqrt{a_{tc}^2 - 1}} \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{a_{tc} + 1}{a_{tc} - 1}} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}, \quad (a_{tc} > 1)$$

$$s = \frac{v^2}{g} \int \frac{d\alpha}{a_{tc} - \cos \alpha} = \frac{v^2}{g\sqrt{1 - a_{tc}^2}} \ln \frac{(1 + a_{tc}) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - \sqrt{1 - a_{tc}^2}}{(1 + a_{tc}) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + \sqrt{1 - a_{tc}^2}}. \quad (a_{tc} < 1) \quad (4)$$

Рівняння (4) $s=s(\alpha)$ задають закономірність зміни кута α вздовж дуги кривої, отже визначають криву своїми внутрішніми властивостями незалежно від її розташування в прямокутній системі координат. В диференціальній геометрії прийнятий інший запис кривих своїм внутрішнім рівнянням – залежністю кривини від довжини дуги $k=k(s)$. Таке рівняння називається натуральним рівнянням кривої. Його ми одержимо для обох випадків, якщо в правому рівнянні (3) і рівняннях (4) виключимо спільний параметр α :

$$k = \frac{g(a_{\text{тс}}^2 - 1)}{v^2 \left[a_{\text{тс}} + \cos \left(\frac{g}{v^2} \sqrt{a_{\text{тс}}^2 - 1} s \right) \right]}; \quad (a_{\text{тс}} > 1)$$

$$k = \frac{2g(1 - a_{\text{тс}}^2) e^{\frac{g\sqrt{1-a_{\text{тс}}^2}}{v^2} s}}{v^2 \left(e^{\frac{2g\sqrt{1-a_{\text{тс}}^2}}{v^2} s} - 2a_{\text{тс}} e^{\frac{g\sqrt{1-a_{\text{тс}}^2}}{v^2} s} + 1 \right)}. \quad (a_{\text{тс}} < 1)$$
(5)

Натуральні рівняння (5) задають криві незалежно від їх положення і орієнтації на площині. Це означає, що при повороті кривої на певний кут ε її натуральне рівняння не змінюється. Для нас така форма запису не є прийнятною, оскільки орієнтація кривої в площині буде залежати від векторів прикладених сил, тому перейдемо до координатної форми запису. Зв'язок натуральних рівнянь із прямокутними координатами описується відомими в диференціальній геометрії залежностями:

$$\frac{dx}{ds} = \cos \alpha; \quad \frac{dy}{ds} = \sin \alpha. \quad (6)$$

Перепишемо залежності (6), перейшовши до незалежної змінної α :

$$\frac{dx}{d\alpha} \frac{d\alpha}{ds} = \cos \alpha, \text{ звідки } \frac{dx}{d\alpha} = \frac{ds}{d\alpha} \cos \alpha.$$

Аналогічно

$$\frac{dy}{d\alpha} = \frac{ds}{d\alpha} \sin \alpha. \quad (7)$$

Підставивши в (7) вираз $\frac{ds}{d\alpha}$ із (3), одержимо залежності для знаходження координат x і y кривої:

$$x = \frac{v^2}{g} \int \frac{\cos \alpha d\alpha}{a_{\text{тс}} - \cos \alpha} = \frac{a_{\text{тс}} v^2}{g} \int \frac{d\alpha}{a_{\text{тс}} - \cos \alpha} - \frac{v^2}{g} \alpha;$$

$$y = \frac{v^2}{g} \int \frac{\sin \alpha d\alpha}{a_{\text{тс}} - \cos \alpha} = \frac{v^2}{g} \ln(a_{\text{тс}} - \cos \alpha).$$
(8)

Із (8) видно, що після інтегрування вираз $y=y(\alpha)$ має простий вигляд, а вигляд для координати $x=x(\alpha)$ зводиться до інтегралів (4), тому він розпадається на дві залежності для $a_{\text{тс}} > 1$ і $a_{\text{тс}} < 1$:

$$x = \frac{2a_{\text{тс}} v^2}{g \sqrt{a_{\text{тс}}^2 - 1}} \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{a_{\text{тс}} + 1}{a_{\text{тс}} - 1}} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - \frac{v^2}{g} \alpha; \quad (a > 1)$$

$$x = \frac{a_{\text{тс}} v^2}{g \sqrt{1 - a_{\text{тс}}^2}} \ln \frac{(1 + a_{\text{тс}}) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - \sqrt{1 - a_{\text{тс}}^2}}{(1 + a_{\text{тс}}) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + \sqrt{1 - a_{\text{тс}}^2}} - \frac{v^2}{g} \alpha. \quad (a < 1)$$
(9)

У виразах (8), (9) постійні інтегрування опущені, оскільки вони впливають тільки на паралельний перенос кривої вздовж осей Ox і Oy .

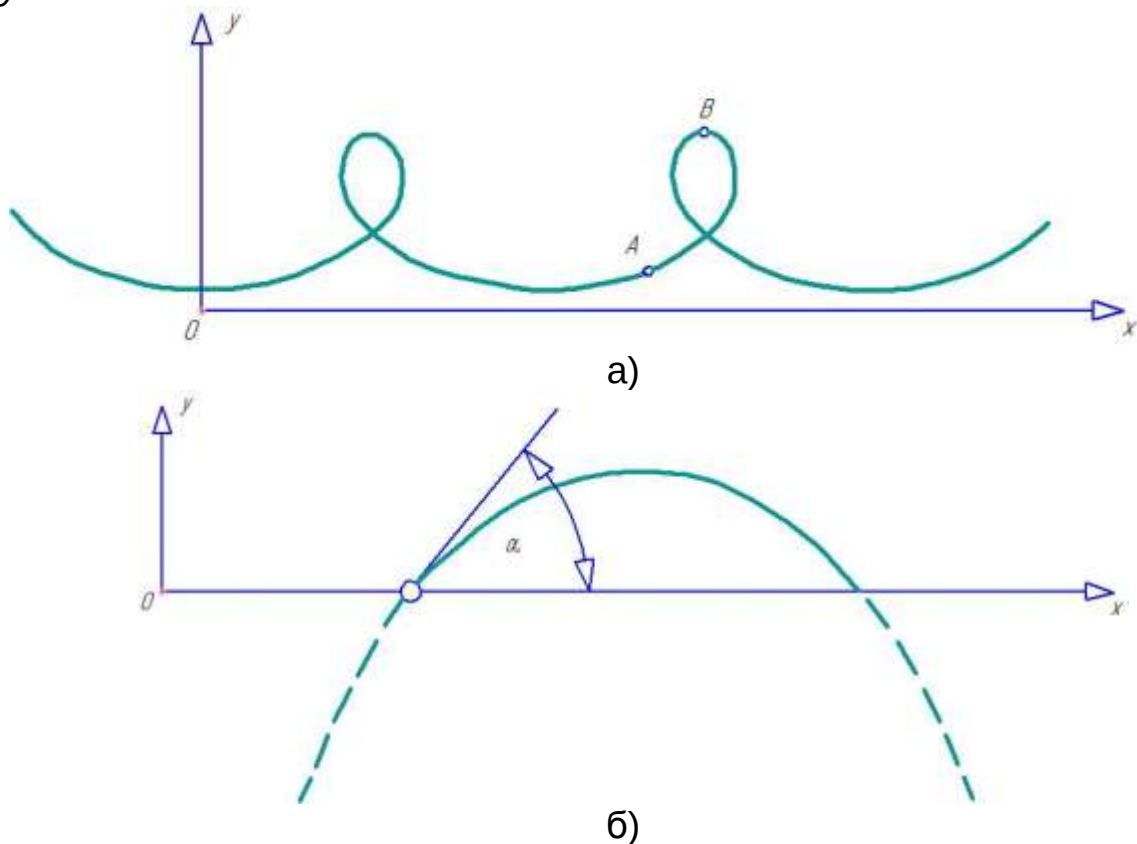


Рис. 2. Криві, що забезпечують сталий тиск при постійній швидкості руху частинки: а) $a_{TC}=1,2$; $v=0,2$ м/с; б) $a_{TC}=0$; $v=0,2$ м/с.

На рис. 2,а,б побудовані криві за рівняннями $y=y(\alpha)$ із (8) і $x=x(\alpha)$ із (9) для $a_{TC}>1$ і $a_{TC}<1$.

На рис. 2,а показана крива перерізу поверхні, тиск на яку при заданій швидкості $v=0,2$ м/с більший ваги частинки в 1,2 рази. Ділянка кривої $\hat{AB}$ може розглядатися, як можливий профіль скребка скреперної установки.

Якщо $a_{TC}<1$, тобто тиск на поверхню має бути меншим ваги тіла, то таке зменшення можливе за рахунок того, що тіло буде рухатися по зовнішній стороні випуклої кривої. На рис. 2,б побудована крива для $a_{TC}=0$, тобто тиск на неї рівний нулю. Для заданої швидкості v така крива існує для значень кута α із певного проміжку. Практично таку криву використати неможливо, оскільки вона не діє на частинку і може розглядатися, як гранична крива. Сказане пояснимо на наступному прикладі. Нехай крива (рис. 2,б) буде профілем скребка. Як тільки частинка гною досягне розрахункової швидкості на скребку, зникне тиск на скребок, отже він не зможе підтримувати цієї швидкості далі із-за відсутності тертя.

З іншої сторони, якщо все ж таки частинці гною вдасться підтримати якимось чином розрахункову швидкість (наприклад, за рахунок реактивної тяги), то подальша траєкторія руху частинки гною буде визначатися кривою скребка навіть при його відсутності. Отже для проектування профілю скребка беремо перший варіант показаний на рис. 2,а.

Висновок. Отримана математична модель дозволяє розрахувати оптимальну робочу поверхню скребка скреперної установки при якій пласт гною буде давити на скребок і притискати його до дна гнойового каналу, в результаті чого покращиться якість прибирання гною.

Список літератури

1. Ревенко І.І. Машини та обладнання для тваринництва: підручник / Ревенко І.І., Брагінець М.В., Ребенко В.І. – К.: Кондор, 2009. – 731 с.
2. Посібник для студентів спеціальності 7.090215 "Машини і обладнання сільськогосподарського виробництва" / К.І. Шмат, П.В. Сисолін, В.В. Карманов, Г.І. Іванов. – Херсон: Олді-Плюс, 2004. – 308 с.
3. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков [та ін.] ; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.: іл.
4. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П.М. Василенко. – К.: УАСХН, 1960. – 283 с.
5. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики / П.М. Заика. – К.: УСХА, 1992. – 507 с.
6. Войтюк Д.Г. Побудова траєкторій руху частинок ґрунту по циліндричних поверхнях і знаходження кривої перерізу / Д.Г. Войтюк, С.Ф. Пилипака // Техніка АПК. – К., 1999. – № 8. – С. 6–9.

Получено уравнение и построены кривые ортогонального сечения цилиндрической поверхности, по которой движется частица навоза под действием сил подпора. Траектория движения частицы перпендикулярна образующим поверхности. Кривая сечения рассчитана из условия, что при постоянной скорости частицы ее давление на поверхность тоже является постоянным.

Скребок, поверхность, навоз, уравнения, кривые, частица.

Obtained equations and curves constructed orthogonal sectional cylindrical surface on which particle moves under action of manure backwater. The trajectory of particle perpendicular to surface of generators. Section curve calculated from condition that constant speed of particles on surface pressure is also constant.

Scraper, surface, manure, equation, curves, particle.

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ МОБІЛЬНОГО ЗМІШУВАЧА-КОРМОРОЗДАВАЧА ПОТОКОВОГО ТИПУ

***І.А. Шевченко, доктор технічних наук,
член-кореспондент НААН України***

С.О. Доруда, аспірант*

Л.С. Воронін, інженер

***Національний науковий центр «Інститут механізації та
електрифікації сільського господарства»***

Визначені емпіричні залежності впливу конструктивно-режимних параметрів змішувача-кормороздавача потокового типу на процес змішування та видачі кормових сумішей. Проведено аналіз впливу взаємодій факторів на критерії оцінки процесу.

Аналіз, змішувач-кормороздавач, потокове змішування, експериментальні залежності, кормові суміші, конструктивно-режимні параметри, критерії оцінки.

Постановка проблеми. Необхідність використання для годівлі ВРХ повнораціональних кормосумішей зазначалась раніше [1]. Процес приготування кормових сумішей являється процесом точного дозування компонентів та їх рівномірного змішування [1]. Саме змішування являється останньою і найважливішою операцією в процесі приготування кормових сумішей, адже від нього залежить наскільки якісну кормосуміш отримають тварини. Окрім цього змішувач-кормороздавач повинен забезпечувати рівномірність видачі кормових сумішей до годівниць, щоб при прив'язному способі утримання тварини отримували однакову кількість кормів. Цю вимогу також повинен виконувати змішувачий елемент, який являтиметься і вивантажувальним. Всі вищеназвані вимоги стосуються і мобільного змішувача-кормороздавача потокового типу, створеного в Інституті механізації тваринництва НААН [2], який і повинен забезпечувати якісне змішування та рівномірну видачу кормових сумішей до годівниць чи на кормовий стіл.

Аналіз останніх досліджень. Для проведення експериментальних досліджень процесу змішування та видачі кормосумішей була створена експериментально-дослідна установка на базі експериментального зразка змішувача-кормороздавача потокового типу (рис. 1).

*Науковий керівник – доктор технічних наук І.А. Шевченко



Рис. 1. Експериментально дослідна установка на базі змішувача-кормороздавача потокового типу: 1 – бункер-дозатор стеблових кормів; 2 – бункер-дозатор концкормів; 3 – лопатевий змішувач; 4 – стрічковий транспортер; 5 – блок керування електродвигуном та вимірювання споживаної потужності; 6 – щиток керування електродвигунами.

Дослідження процесу потокового змішування кормових компонентів проводились за насиченим точним D-оптимальним планом [3]. Фактори, їх рівні та матрицю плану експерименту представлено в табл. 1. Критеріями оцінки процесу приготування та видачі кормових сумішей прийняті однорідність змішування, нерівномірність видачі та енергоємність процесу.

Мета досліджень. Визначити експериментальні залежності впливу конструктивно-режимних параметрів змішувача-кормороздавача на процес змішування та видачі кормових сумішей.

Результати досліджень. Однорідність змішування визначалась по методу роздільної ознаки – вологості кормосуміші. Нерівномірність вологості визначалась за коефіцієнтом варіації:

$$\nu_{w3} = \frac{t_{\alpha} \sigma_{wi}}{W_i} 100\%, \quad (1)$$

де u_{wi} – коефіцієнт варіації вологості кормосуміші у досліді;

t_{α} – рівень значущості для рівня імовірності оцінки;

σ_{wi} – середньоквадратичне відхилення вологості в серії порцій кормосуміші у досліді;

w_i – середньоарифметичне значення вологості в серії порцій кормосуміші у досліді.

Однорідність змішування Θ_{3mi} визначалась за формулою:

$$\Theta_{3mi} = 100 - u_{wi}, \% \quad (2)$$

1. Матриця плану експерименту та рівні варіацій факторами.

Рівні варіацій факторів, матриця дослідів	Досліджувані фактори			
	Частота обертів лопатей, хв ⁻¹	Кут атаки лопатів, град	Продуктивність подачі стеблового корму, т/год	Продуктивність подачі комбікорму, т/год
	x ₁	x ₂	x ₃	x ₄
Верхній рівень (+)	200	55	24	4,8
Основний рівень (0)	175	45	18	4,2
Нижній рівень (-)	150	35	12	3,6
Інтервал варіацій	25	10	6	0,6

Матриця плану експериментальних досліджень

1	1	-1	0	-1
2	-1	1	-1	-1
3	-1	-1	1	-1
4	-0,25	1	0,25	-0,25
5	1	1	1	-1
6	0	-0,25	-1	-1
7	0	-1	1	1
8	1	1	-1	-0,5
9	-1	1	1	1
10	1	-0,25	1	0
11	-1	-0,25	0	1
12	1	-1	-1	1
13	-1	-1	-1	0
14	-0,5	1	-1	1
15	1	1	0,5	1

Нерівномірність видачі кормосуміші розраховувалась за коефіцієнтом варіації маси порцій кормосуміші по формулі:

$$v_{bi} = \frac{t_{\alpha} \sigma_{mi}}{M_i} 100\%, \quad (3)$$

де u_{ei} – коефіцієнт варіації маси порцій кормосуміші у досліді;

t_{α} – рівень значущості для рівня імовірності оцінки;

σ_{mi} – середньоквадратичне відхилення маси порцій кормосуміші у досліді;

M_i – середньоарифметичне значення маси порцій кормосуміші у досліді.

Енергоємність процесу змішування та видачі кормосуміші розраховувалась по формулі:

$$q_i = N_i / Q_i, \quad (4)$$

де q_i – питомі витрати енергії на виконання процесу змішування-видачі кормосуміші у досліді, кВт·год/т;

N_i – споживана потужність на виконання процесу, кВт;

Q_i – продуктивність процесу, т/год.

Кут атаки лопатей змішувача встановлювався за допомогою спеціального шаблону.

Частота обертів лопатевого змішувача встановлювалась за допомогою частотного перетворювача Danfoss.

Продуктивність подачі стеблового корму регулювалась швидкістю повздовжнього транспортера кормороздавача (змінюю положення куліси механізму приводу).

Продуктивність подачі концкорму регулювалась шириною щілини дозатора (змінюю положення регулювальної заслінки).

Споживана потужність реєструвалась цифровим ватметром Satek PM 130 E.

Отримано математичну модель впливу досліджуваних факторів на однорідність змішування (θ , %), яка має вигляд:

$$\begin{aligned}\theta = & 88,5551 + 0,3721 x_1 - 0,5604 x_1^2 - 0,2365 x_2 + 0,0003 x_1 x_2 + \\ & + 2,2108 x_2^2 - 0,3876 x_3 - 0,2015 x_1 x_3 - 0,3530 x_2 x_3 - 0,0132 x_3^2 - \\ & - 0,6675 x_4 - 0,6728 x_1 x_4 - 0,1911 x_2 x_4 + 0,2346 x_3 x_4 + 1,0271 x_4^2\end{aligned}\quad (5)$$

Для цього рівняння на 95% рівні довірчої ймовірності за значенням критерію Кохрена дисперсії однорідні.

За розрахованими значеннями коефіцієнтів кореляції та критерію Стюдента значущими на рівні довірчої ймовірності більше 95% є коефіцієнти при таких членах рівняння: $x_1, x_1^2, x_2, x_2^2, x_3, x_1 x_3, x_2 x_3, x_4, x_1 x_4, x_2 x_4, x_3 x_4, x_4^2$.

З урахуванням значущості коефіцієнтів рівняння регресії (5) прийме вигляд:

$$\begin{aligned}\theta = & 88,5551 + 0,3721 x_1 - 0,5604 x_1^2 - 0,2365 x_2 + 2,2108 x_2^2 - \\ & - 0,3876 x_3 - 0,2015 x_1 x_3 - 0,3530 x_2 x_3 - 0,6675 x_4 - 0,1911 x_2 x_4 + \\ & + 0,2346 x_3 x_4 + 1,0271 x_4^2\end{aligned}\quad (6)$$

У розкодованому вигляді математична модель (6) має вигляд:

$$\begin{aligned}\theta = & 117,318 + 0,5413 n - 0,0009 n^2 - 1,7739 \alpha + 0,0221 \alpha^2 + \\ & + 0,1747 Q_c - 0,0013 n \cdot Q_c - 0,0059 \alpha \cdot Q_c - 16,9693 \cdot Q_k - \\ & - 0,0449 n \cdot Q_k - 0,0319 \cdot \alpha \cdot Q_k + 0,0652 \cdot Q_c \cdot Q_k + 2,8531 \cdot Q_k^2\end{aligned}\quad (7)$$

де θ – однорідність змішування, %;

n – частота обертів ворушилки, хв^{-1} ;

α – кут атаки лопатей змішувача, °;

Q_c – продуктивність подачі стеблового корму, т/год;

Q_k – продуктивність подачі комбікорму, т/год.;

Отримана математична модель впливу досліджуваних факторів на нерівномірність видачі кормосуміші (N , %) має вигляд:

$$N = 4,0991 - 0,0067 x_1 - 0,0134 x_1^2 - 1,0976 x_2 + 0,0238 x_1 x_2 + 2,0915 x_2^2 - 0,0059 x_3 - 0,0238 x_1 x_3 + 0,0064 x_2 x_3 - 0,0489 x_3^2 - 0,0051 x_4 + 0,0042 x_1 x_4 - 0,0192 x_2 x_4 + 0,0015 x_3 x_4 + 0,0042 x_4^2 \quad (8)$$

Для цього рівняння на 95% рівні довірчої ймовірності за значенням критерію Кохрена дисперсії однорідні.

За розрахованими значеннями коефіцієнтів кореляції та критерію Стюдента значущими на рівні довірчої ймовірності більше 95% є коефіцієнти при таких членах рівняння: $x_1^2, x_2, x_1 x_2, x_2^2, x_1 x_3, x_3^2, x_2 x_4$.

На основі цього рівняння регресії (8) прийме вигляд:

$$N = 4,0991 - 0,0134 x_1^2 - 1,0976 x_2 + 0,0238 x_1 x_2 + 2,0915 x_2^2 - 0,0238 x_1 x_3 - 0,0489 x_3^2 - 0,0192 x_2 x_4 \quad (9)$$

У розкодованому вигляді емпірична модель (9) має вигляд:

$$N = 69,7 + 0,0003 n^2 - 1,8670 \alpha - 0,0004 n \cdot \alpha + 0,0215 \alpha^2 + 0,0005 \cdot n \cdot Q_C - 0,0021 \cdot Q_C^2 - 0,0198 \alpha \cdot Q_k \quad (10)$$

де n – нерівномірність видачі кормосуміші, %.

Математична модель впливу досліджуваних факторів на енергоємність процесу (E , кВт год/т) має вигляд:

$$E = 0,0796 + 0,0029 x_1 - 0,0064 x_1^2 - 0,0034 x_2 - 0,0044 x_1 x_2 + 0,0129 x_2^2 + 0,0060 x_3 - 0,0007 x_1 x_3 + 0,0021 x_2 x_3 - 0,0114 x_3^2 - 0,0029 x_4 - 0,0012 x_1 x_4 - 0,0006 x_2 x_4 - 0,0018 x_3 x_4 - 0,0033 x_4^2 \quad (11)$$

Для цього рівняння на 95% рівні довірчої ймовірності за значенням критерію Кохрена дисперсії однорідні.

За розрахованими значеннями коефіцієнтів кореляції та критерію Стюдента значущими на рівні довірчої ймовірності більше 95% є коефіцієнти при таких членах рівняння: $x_1, x_1^2, x_2, x_1 x_2, x_2^2, x_3, x_2 x_3, x_3^2, x_4, x_1 x_4, x_3 x_4, x_4^2$.

На основі цього рівняння регресії (11) прийме вигляд:

$$E = 0,0796 + 0,0029 x_1 - 0,0064 x_1^2 - 0,0034 x_2 - 0,0044 x_1 x_2 + 0,0129 x_2^2 + 0,0060 x_3 + 0,0021 x_2 x_3 - 0,0114 x_3^2 - 0,0029 x_4 - 0,0012 x_1 x_4 - 0,0018 x_3 x_4 - 0,0033 x_4^2 \quad (12)$$

У розкодованому вигляді математична модель (11) має вигляд:

$$E = -0,4834 + 0,0050 n - 0,00001 n^2 - 0,0091 \alpha - 0,00002 n \cdot \alpha + 0,0001 \alpha^2 + 0,0139 Q_C + 0,00003 \alpha \cdot Q_C - 0,0003 \cdot Q_C^2 + 0,0989 \cdot Q_k - 0,00008 \cdot n \cdot Q_k - 0,0005 \cdot Q_C \cdot Q_k - 0,0091 \cdot Q_k^2 \quad (13)$$

де E – енергоємність процесу, кВт год/т.

Враховуючи те, що в реальних умовах роботи змішувача-кормороздавача прийняті нами фактори – продуктивність подачі

силосу (Q_c) та продуктивність подачі комбікорму (Q_k) будуть змінюватися у відповідності із типовими раціонами годівлі, то і аналіз рівнянь та поверхонь взаємодії буде проводитись по всьому діапазону для вищезазначених факторів. Для інших факторів необхідно визначати оптимум.

Аналізуючи рівняння (7), яке графічно представлено на рис. 2, можна стверджувати, що на однорідність змішування кормосуміші впливають всі вище зазначені фактори. При цьому зі зменшенням продуктивності подачі на змішування стеблового корму та продуктивності подачі на змішування комбікорму однорідність кормосуміші дещо підвищується, але в межах всього діапазону варіювання знаходиться на достатньо високому рівні (значно вищому за мінімальні зоотехнічні вимоги). При збільшенні частоти обертів змішувача однорідність суміші також збільшується, а от кут атаки лопатей змішувача дає найкращі результати однорідності змішування в двох крайніх положеннях, для найбільшого є найкращими. Виходячи з цього, можна зробити висновок, що за критерієм однорідності змішування значення кута атаки лопатей повинне дорівнювати 55° , а частота обертів змішувача – 200 об/хв.

За рівнянням (10) та графічною інтерпретацією (рис. 3) досліджувані фактори суттєво впливають на нерівномірність видачі кормосуміші. При цьому кут атаки лопатей змішувача показує найкращі результати при значенні 48° , а частота обертів дає найменшу неоднорідність при значенні 180 об/хв. Фактори продуктивності подачі на змішування силосу та продуктивності подачі на змішування комбікорму в межах всього діапазону їх варіювання забезпечують низький показник нерівномірності видачі кормосуміші, при цьому найкраща нерівномірність видачі спостерігається на верхньому та нижньому рівні їхнього варіювання.

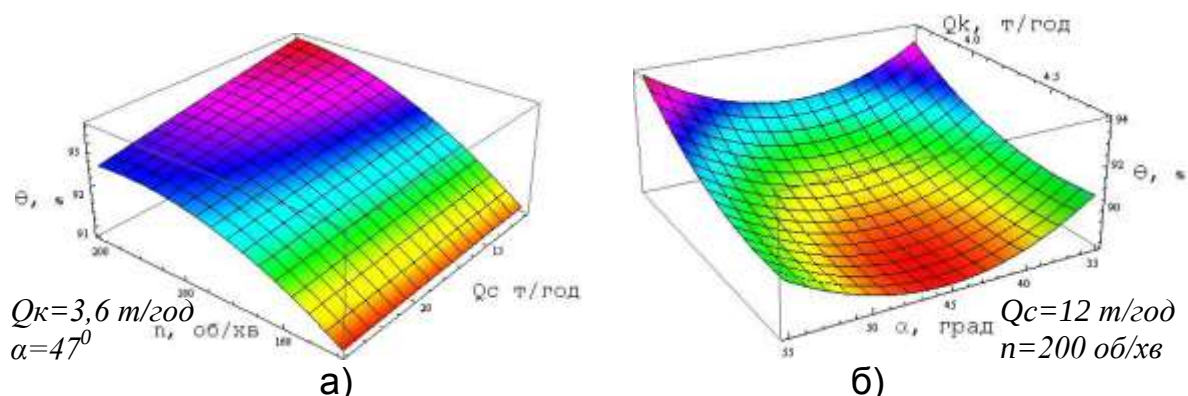


Рис. 2. Вплив досліджуваних факторів на однорідність змішування кормових компонентів: а – частоти обертів змішувача та продуктивності подачі на змішування стеблового корму; б – продуктивності подачі на змішування комбікорму та встановленого кута атаки лопатей змішувача.

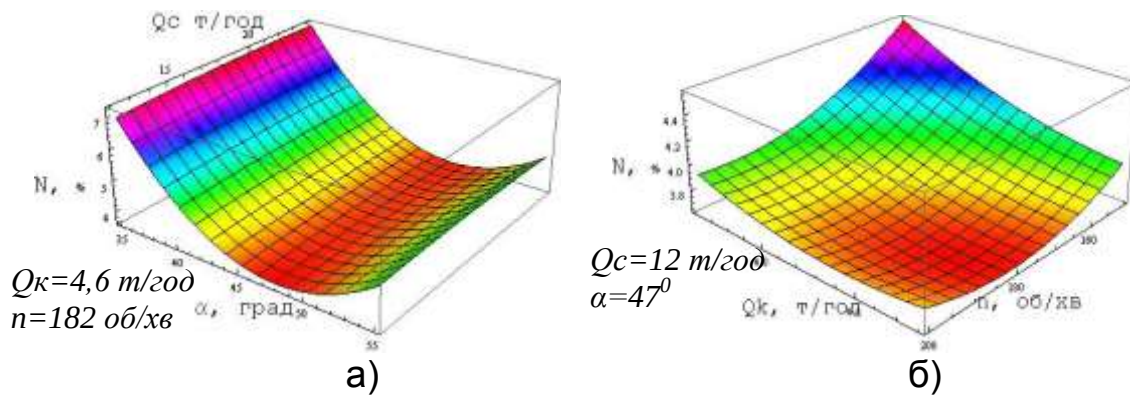


Рис. 3. Вплив досліджуваних факторів на нерівномірність видачі кормосуміші: а – продуктивності подачі на змішування стеблового корму та встановленого кута атаки лопатей змішувача; б – частоти обертів змішувача та продуктивності подачі на змішування комбікорму.

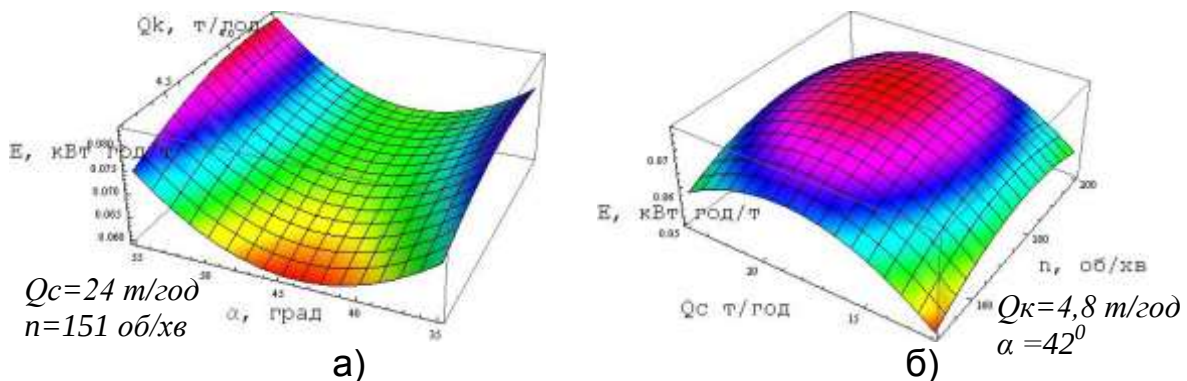


Рис. 4. Вплив досліджуваних факторів на енергоємність процесу змішування та видачі кормосуміші: а – продуктивності подачі на змішування комбікорму та встановленого кута атаки лопатей змішувача; б – частоти обертів змішувача та продуктивності подачі на змішування стеблового корму.

Аналіз рівняння (13) за взаємодією досліджуваних факторів із графічною інтерпретацією (рис. 4) свідчать, що на енергоємність процесу змішування та видачі кормосуміші впливають всі вище зазначені фактори. При цьому кут атаки лопатей змішувача має оптимум на всіх парних взаємодіях, а збільшення частоти обертів змішувача призводить до збільшення енергоємності. Слід відмітити, що взаємодія факторів продуктивності подачі на змішування силосу та продуктивності подачі на змішування комбікорму при збільшенні останнього призводить до зменшення енергоємності процесу змішування-видачі. А загалом розбіжність між найбільшою та найменшою енергоємністю дуже незначна, це поширює діапазон прийняття рішень щодо досліджуваних факторів за визначеним критерієм оптимізації.

Висновки

1. За експериментальними дослідженнями отримано математичні рівняння регресії, що адекватно визначають вплив частоти обертів змішувача, кута атаки лопатей змішувача, продуктивності подачі силосу на змішування, продуктивності подачі комбікорму на змішування на обрані параметри оптимізації - однорідність змішування, нерівномірність видачі кормосуміші та енергоємність процесу змішування-видачі для кормороздавача потокового типу перемішування.

2. За встановленими критеріями оптимізації визначені раціональні конструктивно-режимні параметри кормороздавача потокового типу: кут атаки лопаток змішувача – 55°, частота обертів змішувача – 200 об/хв., продуктивність подачі силосу на змішування в межах 12-24 т/год., продуктивність подачі комбікорму на змішування в межах 3,6-4,8 т/год.

3. На всіх рівнях варіювання досліджуваних факторів енергоємність процесу змішування-видачі практично не змінювалась і була на досить низькому рівні у порівнянні з іншими типами кормороздавачів, що підтверджує правильність вибору потокового принципу перемішування. Це дає можливість змінювати склад кормосуміші для різних статевовікових груп тварин, не погіршуючи якісні показники процесу, безпосередньо під час роздачі корму.

Список літератури

1. Доруда С.О. Аналіз результатів експериментальних досліджень бункера-дозатора концормів для кормороздавача змішувача потокового типу / С.О. Доруда // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Х., 2012. – Вип. 186. – С. 87–93.
2. Патент України на корисну модель МПК (2011.01) А01К 5/00. Кормороздавач-змішувач / І.А. Шевченко, Л.С. Воронін, С.О. Доруда ; Заявник і патентовласник Інститут механізації тваринництва Національної академії аграрних наук України. – № 60062 ; заявл. 18.11.2010 ; опубл. 10.06.2011. Бюл. №11, 2011 р.
3. Красовский Г.И. Планирование эксперимента / Г.И. Красовский, Г.Ф. Филаретов. – Минск. Издательство БГУ им. В.И. Ленина, 1982. – С. 222–223.

Определены экспериментальные зависимости влияния конструктивно-режимных параметров смесителя-кормораздатчика потокового типа на процесс смешивания и выдачи кормовых смесей. Проведен анализ влияния взаимодействий факторов на критерии оценки процесса.

Анализ, смеситель-кормороздавач, потоковое смешивание, экспериментальные зависимости, кормовые смеси, конструктивно-режимные параметры, критерии оценивания.

Determined experimental depending on influence of constructive and operating parameters mixer-cattle-feeder of stream type to process mixing and deliveries of forage mixtures. The analysis of influence of co-operations of factors is conducted on criterion of estimation of process.

Analysis, mixer-kormorazdavach, data-flow blending, experimental associations, fodder mixtures, constructive-regime parametres, criteria of marking.

УДК 631.520.2

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ СТРІЛОВОГО КРАНА ЗА КРИТЕРІЄМ СЕРЕДНЬОКВАДРАТИЧНОГО ЗНАЧЕННЯ РУШІЙНОГО МОМЕНТУ

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
В.В. Мельніченко, аспірант****

В статті розглянуто спосіб усунення коливань вантажу під час роботи механізму повороту стрілових кранів. Оптимізація режиму пуску механізму повороту крана проводиться за допомогою методів варіаційного числення. В роботі використано критерій середньоквадратичного значення рушійного моменту приводу, котрий підлягає мінімізації. За керуючий параметр обрано зусилля, яке діє на механізм повороту зі сторони приводного механізму.

Коливання вантажу, оптимізація, перехідний режим руху.

Постановка проблеми. Відомо [5], що при роботі стрілових кранів спостерігаються маятникові коливання вантажу, котрі викликають нерівномірний рух ланок механізмів, створюють додаткові навантаження на силові елементи, що знижує їхню надійність і приводить до незручностей при їх експлуатації, а також збільшують ризик виникнення аварійних ситуацій.

Вирішення проблеми зменшення коливань вантажу на гнучкому підвісі забезпечить більш ефективну експлуатацію кранового обладнання.

Аналіз останніх досліджень. Проблемі усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі вже декілька десятиків років. Останні дослідження, присвячені даній проблемі, ґрунтуються на

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

Determined experimental depending on influence of constructive and operating parameters mixer-cattle-feeder of stream type to process mixing and deliveries of forage mixtures. The analysis of influence of co-operations of factors is conducted on criterion of estimation of process.

Analysis, mixer-kormorazdavach, data-flow blending, experimental associations, fodder mixtures, constructive-regime parametres, criteria of marking.

УДК 631.520.2

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ СТРІЛОВОГО КРАНА ЗА КРИТЕРІЄМ СЕРЕДНЬОКВАДРАТИЧНОГО ЗНАЧЕННЯ РУШІЙНОГО МОМЕНТУ

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
В.В. Мельніченко, аспірант****

В статті розглянуто спосіб усунення коливань вантажу під час роботи механізму повороту стрілових кранів. Оптимізація режиму пуску механізму повороту крана проводиться за допомогою методів варіаційного числення. В роботі використано критерій середньоквадратичного значення рушійного моменту приводу, котрий підлягає мінімізації. За керуючий параметр обрано зусилля, яке діє на механізм повороту зі сторони приводного механізму.

Коливання вантажу, оптимізація, перехідний режим руху.

Постановка проблеми. Відомо [5], що при роботі стрілових кранів спостерігаються маятникові коливання вантажу, котрі викликають нерівномірний рух ланок механізмів, створюють додаткові навантаження на силові елементи, що знижує їхню надійність і приводить до незручностей при їх експлуатації, а також збільшують ризик виникнення аварійних ситуацій.

Вирішення проблеми зменшення коливань вантажу на гнучкому підвісі забезпечить більш ефективну експлуатацію кранового обладнання.

Аналіз останніх досліджень. Проблемі усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі вже декілька десятиків років. Останні дослідження, присвячені даній проблемі, ґрунтуються на

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

використанні математичних теорій оптимальних процесів (принцип максимуму, варіаційне числення). Зауважимо, що сучасні способи усунення коливань вантажу пропонується реалізовувати з допомогою певної керуючої дії на механізм повороту під час перехідних режимів руху (розгін, гальмування).

В роботах [1, 2, 8] за керуючий параметр обрано силову дію на привідний механізм: для усунення коливань вантажу необхідно керувати моментом на валу електродвигуна механізма повороту. Керуюча дія має релейний характер, що призводить до додаткових динамічних навантажень на кран. Цей підхід є неприйнятним з точки зору оптимальності.

За допомогою використання теорії варіаційного числення, як це зроблено в роботі [6], можна забезпечити плавну зміну кінематичних характеристик механізма повороту і усунути коливання вантажу на гнучкому підвісі.

Мета досліджень. Метою дослідження є оптимізація режиму руху механізма повороту стрілового крана з вантажем під час перехідних процесів. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- 1) обрати динамічну модель механізма повороту стрілового крана і на її основі побудувати математичну модель;
- 2) обрати критерій оптимізації режиму повороту крана встановити умови його мінімуму;
- 3) визначити оптимальний режим розгону механізма повороту і провести аналіз отриманих результатів.

Методика досліджень. Для проведення досліджень приймемо двомасову модель механізма повороту крана (рис. 1), побудова якої передбачає наступні припущення [3]:

- 1) підвішений вантаж подібний до вільно висячого маятника;
- 2) вагою тягового елемента нехтуємо;
- 3) припускаємо, що відцентрові коливання вантажу в порівнянні з радіальними є незначними і їх дію не враховуємо.

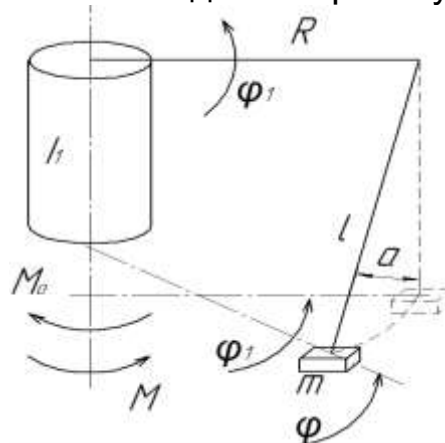


Рис. 1. Розрахункова модель системи «колона-вантаж».

Перераховані припущення при дослідженнях дають досить малу похибку, що підтверджується практичними дослідженнями [4].

Приведена розрахункова схема (рис. 1) описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{mR^2}{l} g (\varphi_1 - \varphi) = M - M_0; \\ \ddot{\varphi} - \frac{g}{l} (\varphi_1 - \varphi) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де I_1 – момент інерції колони зведений до вісі повороту крана і приводного механізму; φ і φ_1 – узагальнені кутові координати зведених мас відповідно вантажу та колони; m – маса вантажу; R – виліт стріли; l – довжина гнучкого підвісу вантажу; g – прискорення вільного падіння; M_0 – статичний момент сил опору, зведений до осі повороту колони; M – рушійний момент на валу електродвигуна, зведений до осі повороту колони; α – кут відхилення вантажного каната від вертикалі. З другого рівняння системи (1) знаходимо:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \varphi + \frac{l}{g} \ddot{\varphi}; \\ \dot{\varphi}_1 &= \dot{\varphi} + \frac{l}{g} \ddot{\varphi}; \\ \ddot{\varphi}_1 &= \ddot{\varphi} + \frac{l}{g} \ddot{\varphi}. \end{aligned} \quad (2)$$

За критерій оптимізації процесу пуску приймемо середньоквадратичне значення рушійного моменту [6]:

$$I_M = \left(\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} M^2 dt \right)^{1/2} \rightarrow \min, \quad (3)$$

де $M = I_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{mR^2}{l} g (\varphi_1 - \varphi) + M_0 = I_1 \left(\ddot{\varphi} + \frac{l}{g} \ddot{\varphi} \right) + \frac{mR^2}{l} g \cdot \frac{l}{g} \ddot{\varphi} + M_0$;

$$M^2 = \left[I_1 \frac{l}{g} \ddot{\varphi} + \ddot{\varphi} (I_1 + mR^2) + M_0 \right]^2. \quad (4)$$

Умова мінімуму критерію (3) визначається із рівняння Ейлера-Пуассона[9]:

$$\frac{dM^2}{d\varphi} - \frac{d}{dt^2} \frac{dM^2}{d\dot{\varphi}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{dM^2}{d\ddot{\varphi}} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{dM^2}{d\ddot{\varphi}} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{dM^2}{d\ddot{\varphi}} = 0, \quad (5)$$

яке в даному випадку запишеться таким чином:

$$\frac{d^4}{d\varphi^4} \varphi + 2 \frac{I_1 + mR^2}{I_1 \frac{l}{g}} \frac{d^2}{d\varphi^2} \varphi + \left(\frac{I_1 + mR^2}{I_1 \frac{l}{g}} \right)^2 \varphi = 0. \quad (6)$$

Введемо наступну заміну для частоти власних коливань прийнятої моделі механізму повороту крана:

$$k = \sqrt{\frac{I_1 + mR^2}{I_1 \frac{l}{g}}}. \quad (7)$$

В результаті чого отримаємо диференціальне рівняння, яке відповідає мінімуму критерію (3) з урахуванням виразу (4):

$$\overset{VIII}{\varphi} + 2k^2 \overset{VI}{\varphi} + k \overset{IV}{\varphi} = 0. \quad (8)$$

Для розв'язування отриманого диференціального рівняння зручно використати програму Wolfram Mathematica v.8, яка дозволяє шукати символьні розв'язки диференціальних рівнянь [3].

Розглянемо процес пуску механізму повороту крана і задамо крайові умови для цього процесу:

$$\begin{cases} t = 0; \varphi_1 = \varphi = 0; \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi} = 0; \\ t = t_1; \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi} = \omega_y; \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi} = 0. \end{cases} \quad (9)$$

Виразимо крайові умови φ_1 , $\dot{\varphi}_1$, $\ddot{\varphi}_1$ через координату φ та її похідні. Для цього скористаємось залежностями (2). Після перетворень отримуємо кінцеві крайові умови пуску, виражені через координату φ та її похідні:

$$\begin{aligned} t = 0; \varphi = 0; \dot{\varphi} = 0; \ddot{\varphi} = 0; \overset{IV}{\ddot{\varphi}} = 0; \\ t = t_1; \dot{\varphi} = \omega_y; \ddot{\varphi} = 0; \overset{IV}{\ddot{\varphi}} = 0; \varphi = 0. \end{aligned} \quad (10)$$

В результаті розв'язку диференціального рівняння (8) для крайових умов пуску механізму повороту (10) і його конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів: $J_1=7200 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $m=600\text{кг}$; $R=2,5\text{м}$; $l=4\text{м}$; $g=9,8 \text{ м/с}^2$; $M_0=47 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $\omega_{\hat{i}\hat{i}}=0.32\text{рад/с}$; $t_1=1,9 \text{ с}$.- час розгону, який відповідає часу розгону на природній механічній характеристиці, побудовані графіки кінематичних характеристик пуску колони і вантажу (рис. 2 – рис. 5).

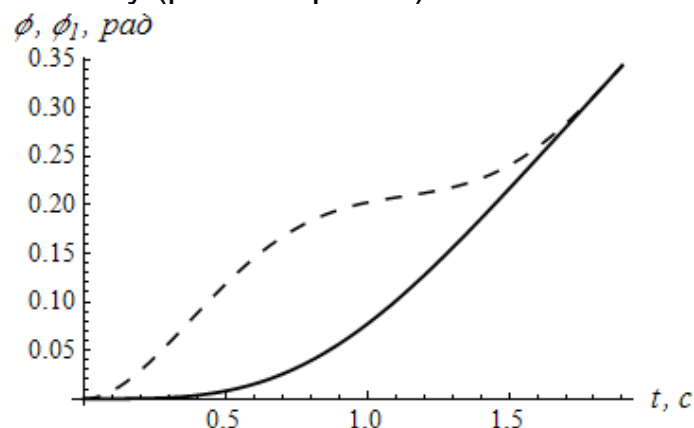


Рис. 2. Графіки функцій переміщення колони φ_1 і вантажу φ .

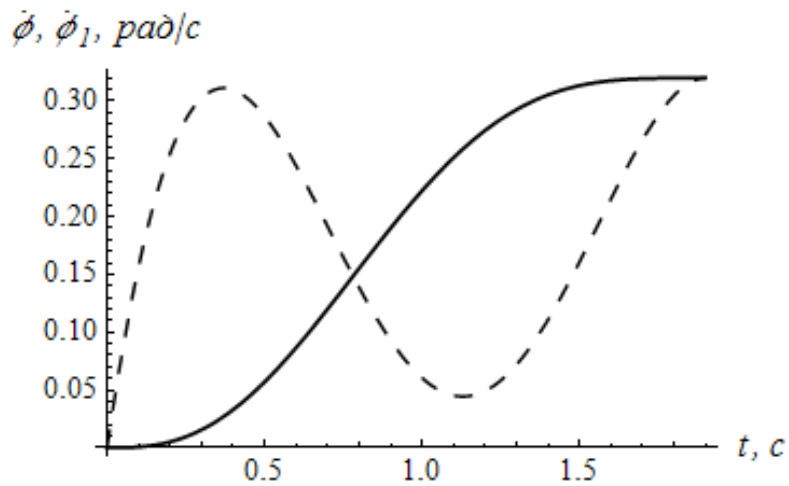


Рис. 3. Графіки функцій швидкості колони ϕ_1 і вантажу ϕ .

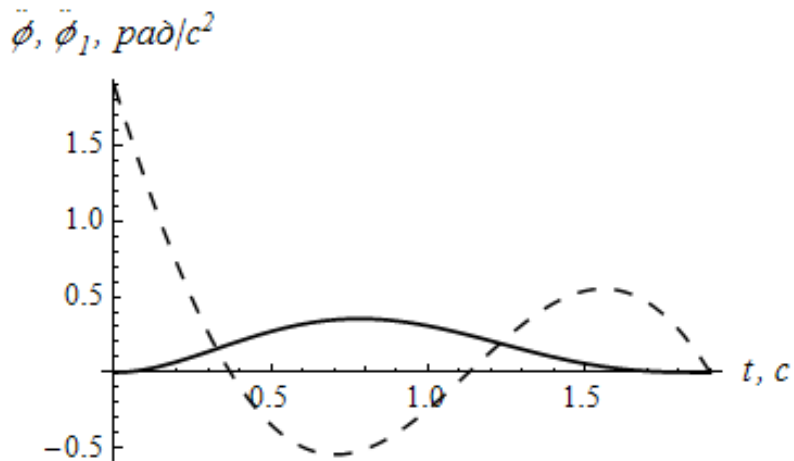


Рис. 4. Графіки функцій прискорення колони ϕ_1 і вантажу ϕ .

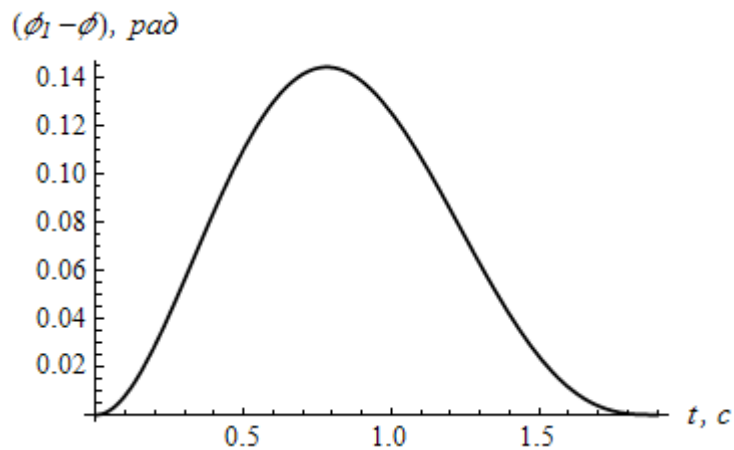


Рис. 5. Графік функції кута відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі.

Суцільними лініями зображені кінематичні характеристики руху вантажу, а штриховими лініями зображені кінематичні характеристики руху колони крана.

На рис. 6 – рис. 9 зображені графіки отриманих кінематичних характеристик колони і вантажу за час t_1 ($t_1 = \frac{2\pi}{k} = 3,25$ с. – час пуску, який дорівнює періоду власних коливань вантажу на гнучкому підвісі). Суцільними лініями зображені кінематичні характеристики руху вантажу, а штриховими лініями зображені кінематичні характеристики руху колони крана.

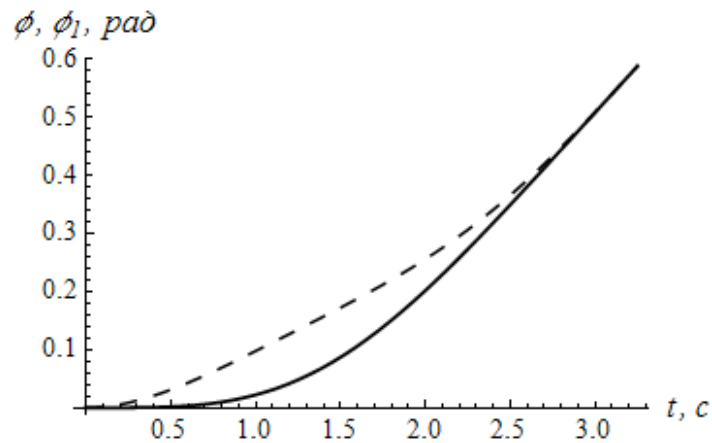


Рис. 6. Графіки функцій переміщення колони ϕ_1 і вантажу ϕ .

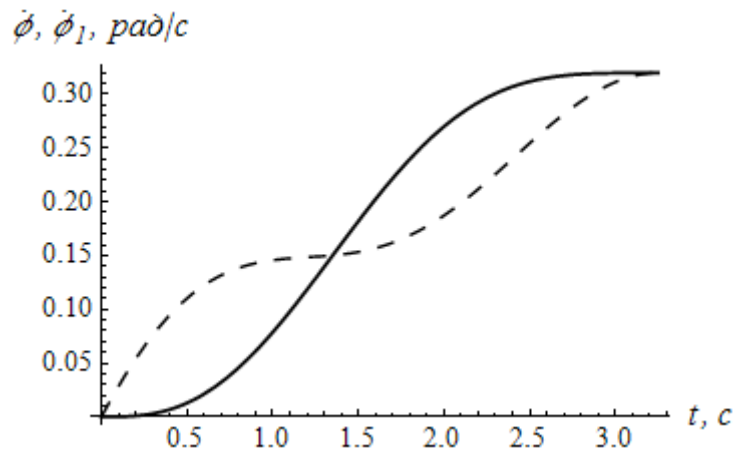


Рис. 7. Графіки функцій швидкості колони ϕ_1 і вантажу ϕ .

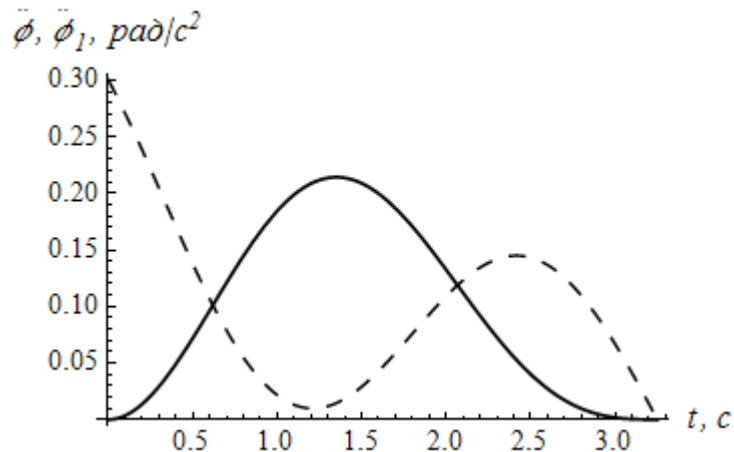


Рис. 8. Графіки функцій прискорення колони ϕ_1 і вантажу ϕ .

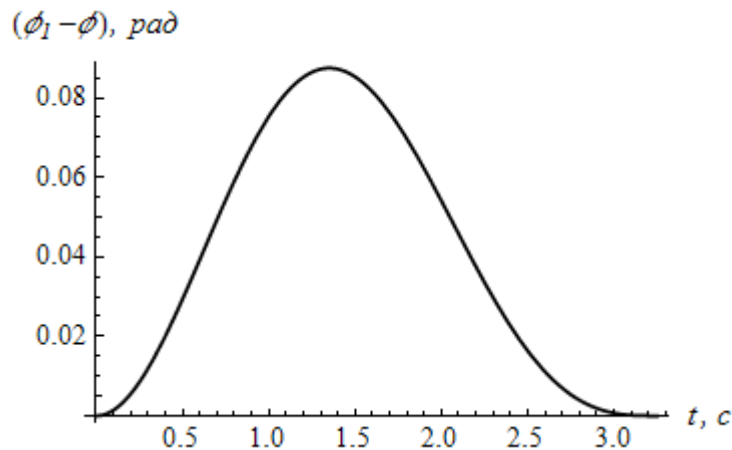


Рис. 9. Графік функції кута відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі.

Крім того, на рис. 10 зображено графіки зміни рушійного моменту при $t_1=1,9$ с. (суцільна крива) і $t_1=3,25$ с. (штрихова лінія).

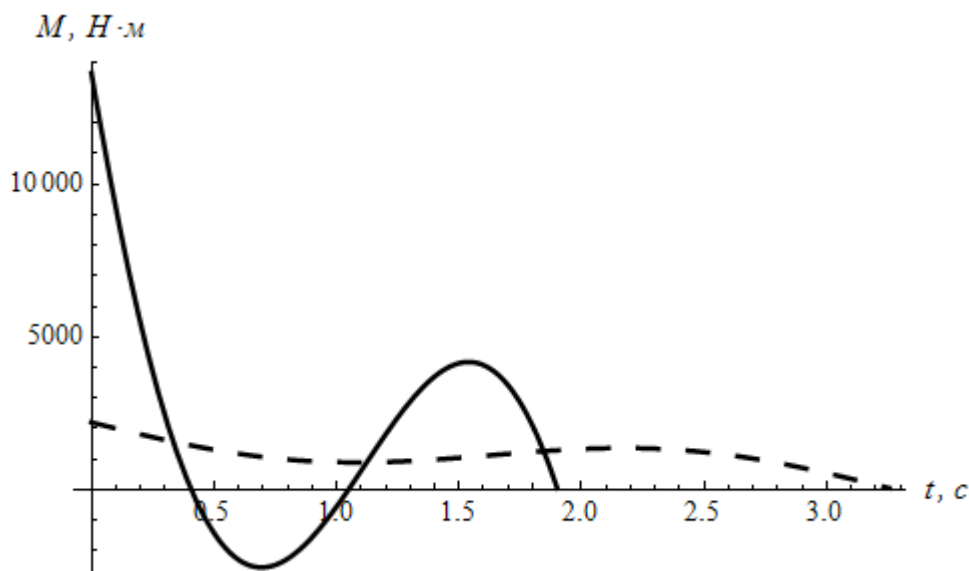


Рис.10. Графік рушійного моменту: ----- при $t_1=3.25$ сек, — при $t_1=1.9$ с.

Проаналізуємо отримані графіки кінематичних характеристик при тривалості пуску $t_1=1,9$ с (рис. 2 – рис. 5) та тривалості пуску $t_1=3,25$ с (рис. 6 – рис. 9). З графіків переміщень колони і вантажу (рис. 2 і рис. 6) видно, що в першому випадку усталений рух механізму повороту починається з координат $\varphi_1=\varphi=0,35$ рад, а в другому $\varphi_1=\varphi=0,6$ рад, що вказує на переваги першого режиму пуску в порівнянні з другим. При цьому максимальне відхилення координат $\varphi_1-\varphi$ в першому випадку становить 0,14 рад, а в другому 0,084 рад. Цей показник вказує на перевагу другого режиму пуску. З графіків кутових швидкостей (рис. 3 і рис. 7) можна побачити, що

зміна швидкості повороту колони є досить плавною як в першому, так і в другому випадках процесу пуску. Однак, швидкість повороту вантажу в першому випадку має значну амплітуду коливань (рис. 3), чого не можна сказати про другий режим пуску (рис. 9). Тут мають місце коливання вантажу, але вони незначні в порівнянні з першим режимом пуску.

Аналогічна картина спостерігається при порівнянні прискорень повороту стріли і вантажу (рис. 4 і рис. 8). З цих графіків видно, що прискорення стріли як в першому, так і в другому режимах пуску змінюються досить плавно і їхні максимальні значення не перевищують $0,3 \text{ рад/с}^2$. Разом з тим, характер зміни прискорень вантажу при першому та другому режимах пуску різний.

Якщо при першому режимі пуску прискорення вантажу приймають як додатні, так і від'ємні значення (має місце процес гальмування вантажу), то при другому режимі пуску прискорення приймають тільки додатні значення (процес пуску здійснюється без гальмування вантажу).

Більше того, при першому режимі пуску максимальне значення прискорення вантажу (рис. 4) досягає $\ddot{\varphi}_{\text{max}} = 1,9 \text{ рад/с}^2$, а при другому режимі пуску $\ddot{\varphi}_{\text{max}} = 1,9 \text{ рад/с}^2$ (рис. 8). Це дало можливість при другому режимі пуску значно зменшити максимальне значення рушійного моменту (рис. 10) $M_{\text{max}}=210 \text{ Нм}$ в порівнянні з першим режимом $M_{\text{max}}=13600 \text{ Нм}$.

Таким чином, використання оптимального за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту режиму пуску механізму повороту стрілового крана при тривалості пуску рівному періоду власних коливань вантажу дає можливість значно зменшити дію динамічних навантажень і енергетичних витрат в порівнянні з іншим оптимальним режимом за цим же критерієм, але при іншій тривалості пуску.

На рис. 11 показано тривимірний фазовий портрет для оптимальних режимів пуску тривалістю 1,9 с (відповідає тривалості пуску на природній механічній характеристиці, зображено суцільною лінією) та тривалістю 3,25 с (відповідає періоду власних коливань вантажу на гнучкому підвісі, зображено штриховою лінією).

З отриманих фазових портретів видно, що в першому та другому випадках процесу пуску до початку усталеного руху коливання вантажу усуваються. Однак в першому випадку мають місце значно більші відхилення швидкостей та прискорень повороту колони та вантажу в порівнянні з другим випадком процесу пуску. Разом з тим, в першому випадку менша тривалість розгону, що дає можливість підвищити продуктивність роботи крана за рахунок зменшення тривалості всього циклу роботи механізму повороту.

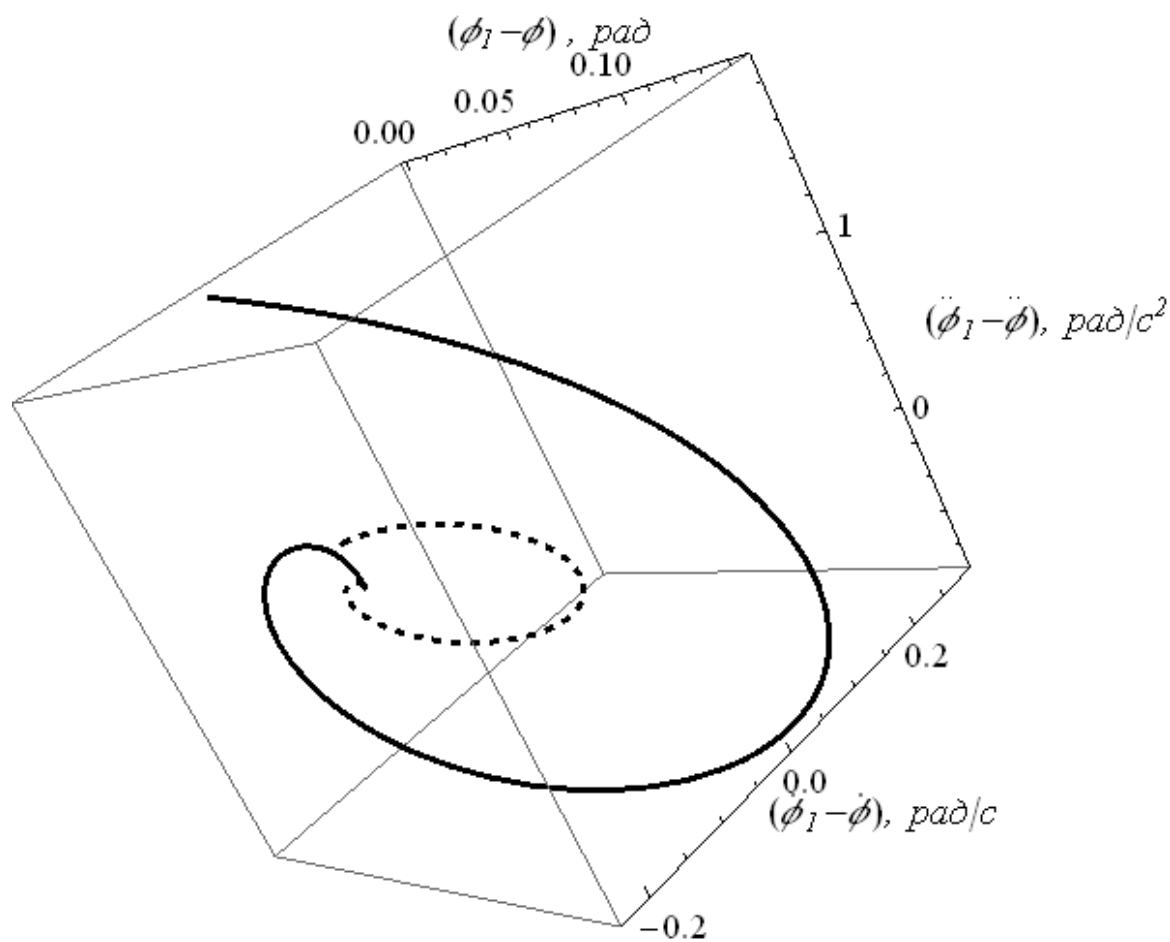


Рис. 11. Фазовий тримірний динамічний портрет системи «колона-вантаж» ----- при $T=3,25$ с, — при $T=1,9$ с.

Висновки

Результати проведених досліджень дають змогу зробити наступні висновки:

- вирішення задачі усунення коливань на гнучкому підвісі шляхом використання варіаційного числення є виправданим, оскільки знайдена керуюча дія на механізм повороту задовольняє поставлені задачі;
- використання обраного критерію оптимальності руху механізма повороту дає змогу отримати закони керування, які забезпечують усунення коливань вантажу та покращують перехідні режими його руху;
- для здійснення керування системою «колона-вантаж» необхідно обрати привідне зусилля, на яке накладаються певні обмеження;
- реалізувати отримані оптимальні закони руху можна шляхом використання автоматизованої системи керування механізмом повороту.

Список літератури

1. Герасимьяк Р.П. Электроприводы крановых механизмов / Герасимьяк Р.П., Параил В.А. – М.: Энергия, 1970. – 136 с.
2. Григоров О.В. Вантажопідйомні машини: навч. посібник / О.В. Григоров, Н.О. Петренко. – Х.: НТУ „ХПІ”, 2006. – 304 с.
3. Дьяконов В.П. Mathematica 4.1/4.2/5.0 в математических и научно-технических расчетах / В.П. Дьяконов. – М.: СОЛОН-Пресс, 2004. – 696 с.
4. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин / М.С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1953. – 187 с.
5. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов / Н.А. Лобов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
6. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / В.С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
7. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механізму пересування візка вантажопідйомних машин / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Ромасевич Ю.О. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Х., 2007. – №59, т. 2. – С. 452–460.
8. Смехов А.А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами / А.А. Смехов, Н.И. Ерофеев. – М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.
9. Эльсгольц Л.Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление / Л.Э. Эльсгольц. – М.: Наука, 1969. – 424 с.

В статье рассмотрены способы устранения колебаний груза при работе подъемно-транспортных машин. Оптимизация режима пуска механизма поворота крана производится с помощью вариационного исчисления. Использовано критерий среднеквадратического значения движущего момента, который подлежит минимизации. В качестве управляющего параметра выбрано усилие, которое действует на механизм поворота со стороны приводного механизма.

Колебания груза, оптимизация, переходный режим движения.

The paper deals with how to eliminate vibrations when working cargo handling machines. Optimization of start slewing crane is performed using variational calculus. Used criterion rms driving torque that is to be minimized. As control parameter selected force, which acts on part of mechanism turn actuator.

Fluctuations of cargo, optimization, connecting mode of motion.

ЗМІЦНЕННЯ ШВИДКОЗНОШУВАЛЬНИХ ПОВЕРХОНЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН БЕЗВОЛЬФРАМОВИМИ ТВЕРДИМИ СПЛАВАМИ

***В.А. Маслюк, доктор технічних наук
Р.В. Яковенко, кандидат технічних наук
Інститут проблем матеріалознавства
ім. І.М. Францевича НАН України
М.І. Денисенко, кандидат технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

В статті встановлено закономірності отримання зносостійких порошкових матеріалів типу карбідосталей на основі систем «хромиста сталь-карбід хрому» і розробка на їх основі деталей робочих органів сільськогосподарських машин.

Робочі органи, абразивне зношування, хромиста сталь, композиційні матеріали, довговічність, карбід хрому.

Постановка проблеми. Переважна більшість сучасних машин і механізмів має рухомі сполучення, що забезпечує можливість виконання ними робочих функцій, тому створення та освоєння промисловістю нових ефективних матеріалів, які можуть надійно працювати в різноманітних умовах, представляють собою важливу задачу в області машинобудування і транспорту. Від матеріалів вимагають низькі значення втрат енергії на тертя, високу зносостійкість, а також в ряді випадків високу корозійну стійкість для експлуатації в агресивних середовищах. До таких матеріалів належать порошкові матеріали з нерівноваженою структурою, без вольфрамові тверді сплави та карбідосталі. Порошкові тверді сплави є композиційними гетерогенними матеріалами, які складаються з твердих тугоплавких сполук розподілених в пластичній матриці з металів тріади заліза.

Безвольфрамові тверді сплави-це сплави на основі карбиду і карбонітриду титана, зцементованих нікель-молібденовим зв'язуючим. Вони характеризуються меншим модулем пружності і вищим коефіцієнтом термічного розширення, тобто є чутливішими до ударних і теплових навантажень, ніж вольфрамо-кобальтові тверді сплави, та у деяких випадках містять дорогі та дефіцитні нікель і молібден.

© В.А. Маслюк, Р.В. Яковенко, М.І. Денисенко, 2013

Відмінною особливістю порошкових конструкційних матеріалів є їх поруватість, регулюванням якої можливо в широких межах керувати фізико-механічними властивостями виготовлених деталей. Існує ряд методів одержання конструкційних деталей високої щільності. Це багаторазове пресування і спікання, гідростатичне, ізостатичне і гаряче пресування, прокатування металевих порошків, пресування скошеним пуансоном і в металевих оболонках, гаряче штампування пористих заготовок, вибухове пресування, екструдкування, просочення рідкими металами, спікання з утворенням рідкої фази. Карбідосталі за своїми властивостями є проміжними між твердими сплавами і інструментальними сталями. Висока твердість, зносостійкість і можливість зберігати ці властивості при високих температурах визначають можливості їх широкого застосування.

Аналіз останніх досліджень. Відомі нині карбідосталі отримують переважно рідко фазним спіканням. Їх основою найчастіше є леговані сталі, у тому числі нержавіючі, а в якості твердої складової в них використовуються карбід або карбонітрид титану. До недоліків відомих карбідосталей належить збільшення зерен карбіду та схильність до окиснення в процесі спікання, недостатня корозійна стійкість. При застосуванні ряду методів необхідні дуже високі тиски, а це викликає велике спрацювання пресформ. Тому найперспективнішими є методи формування металокерамічних несучих деталей, які дають можливість одержувати деталі складної геометрії при низьких тисках або без застосування спеціальних пресформ. Технологія виготовлення несучих деталей забезпечує одержання виробів або заготовок з достатньою міцністю, пластичністю, твердістю, незначною залишковою пористістю, а також іншими специфічними властивостями.

Відомі роботи зі створення карбідосталей на основі системи залізо-карбід хрому. Недоліком їх є недостатня стійкість до корозії. Розроблені раніше композити «нержавіюча сталь аустенітного класу-карбід хрому-дисиліцид молібдену» належать до класу трибо технічних матеріалів і мають крупнозернисту структуру (зі середнім розміром 50-100 мкм), що негативно позначається на фізико-механічних характеристиках. Міцнісні характеристики металокерамічних конструкційних матеріалів підвищуються при легуванні залізної основи сплаву. Однією з найпоширеніших легуючих домішок є хром.

Сплави на основі карбіду хрому з нікелевою (КХН) і нікель фосфорною (КХНФ) зв'язками відрізняються комплексом важливих властивостей, що дає можливість ефективно використовувати їх для

виготовлення деталей, працюючих в умовах тертя, абразивного зношування, агресивного хімічного середовища і високих температур. Перші спроби створити тверді сплави на основі карбіду хрому з залізо вуглецевою зв'язкою було здійснено в роботі [1]. Сплави утримували 20% зв'язки, що являла собою вибілений чавун з 3,8% С, відрізнялися високою твердістю (88 HRA), але мали низькі характеристики міцності ($\sigma_{\text{згин}}=190$ МПа). Взаємодію титану з карбідом хрому при спіканні досліджено в роботі [2,3], автори якої встановили, що у спеченому матеріалі з'являється нова фаза-TiC. Розчинення карбіду хрому відбувається в інтервалі температур від 950 до 1250°С. Оскільки TiC має інший тип і параметри решітки, ніж карбід хрому, треба очікувати, що його утворення буде супроводжуватися зміною розмірів зразка. При використанні у суміші з титаном частинок карбіду хрому, які мають малий вуглецевий потенціал (частинки менше 20 мкм). В цих межах температур відбувається дисоціація карбіду хрому і утворення карбіду титану в місцях концентрації вуглецю. Деталі з карбідо хромових сплавів одержують із суміші порошків карбіду хрому Cr_3C_2 і нікелю пресуванням і спіканням в захисному середовищі при температурі вище 1200°С. Вміст нікелю може становити 5-40%.

Метою досліджень є встановлення закономірностей отримання зносостійких та корозійностійких порошкових матеріалів типу карбідосталей на основі систем «хромиста сталь-карбід хрому» методами рідко фазного спікання, гарячого штампування та імпульсного гарячого пресування і розробка на їх основі деталей робочих органів сільськогосподарських машин.

Результати досліджень. Велику кількість експериментів присвячено дослідженню впливу умов виготовлення на фазовий склад порошкових зносокорозійностійких матеріалів типу карбідосталей, отриманих спіканням, імпульсним гарячим пресуванням (ІГП) та гарячим штампуванням (ГШ). Встановлено, що, незалежно від методу отримання карбідосталей, карбід хрому активно взаємодіє зі сталевою основою, що полягає у дифузії вуглецю і хрому із карбіду у матрицю, а заліза - із матриці в карбід і супроводжується утворенням складних гетерофазних структур і збільшенням загальної кількості карбідної фази в матеріалі. Збільшення твердої фази в матеріалі приводить до підвищення твердості та зносостійкості.

У результаті аналізу впливу вмісту компонентів на структуру спеченої карбідосталі, виявлено ефект подрібнення мікроструктури при збільшенні кількості карбіду хрому від 7,5 до 30% об., що дозволяє керувати структуроутворенням для досягнення необхідних властивостей карбідосталей (рис. 1).

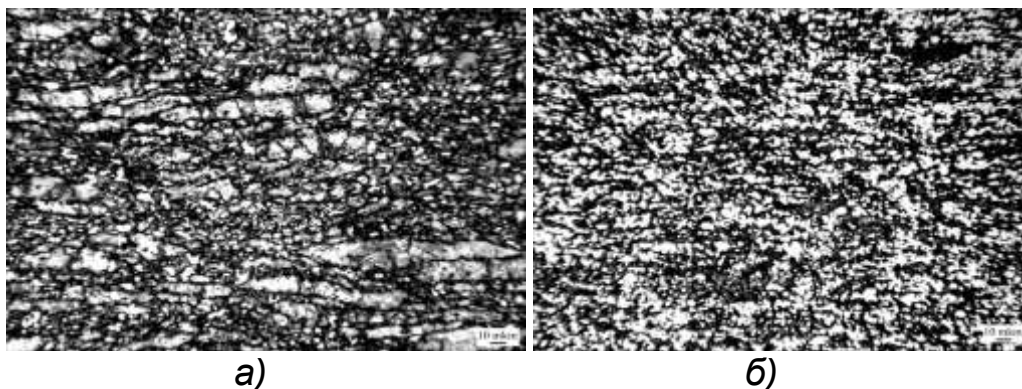


Рис. 1. Мікроструктура гарячештапованих при 1200 °С карбідосталей X17H2–7,5% об. Cr_3C_2 (а), –30% об. Cr_3C_2 (б), відпалених при 1150 °С.

Встановлено, що гарячештапована карбідосталь має анізотропію зерен металу-основи в напрямку, перпендикулярному зусиллю штампування. Особливістю структури гарячештапованої карбідосталі є відсутність перехідної зони в місці контакту карбідного зерна з металом основи. Це в деяких випадках сприяє підвищенню міцності карбідосталі, що загалом забезпечує зростання механічних властивостей матеріалу.

Досліджено закономірності процесів фазо- і структуроутворення методом локального рентгенівського мікроаналізу на мікросонді MS-46 фірми Самеса, в об'ємі консолідованих зразків зносокорозійностійких карбідосталей – «хромиста сталь – карбід хрому» за умов їх попереднього розмелу-змішування. Результати аналізу і середній склад фаз у карбідосталі приведено на рис. 2. Механізм розчинення карбіду хрому в сталевій матриці подібний до механізму розчинення Cr_3C_2 у залізній матриці і його можна уявити в такій послідовності: одностороння дифузія хрому і вуглецю в сталеву матрицю і заліза в карбід, збіднення карбіду Cr_3C_2 по вуглецю і у зв'язку з цим перекристалізація спочатку в карбід Me_2C (900 °С), потім, при підвищенні температури спікання до 1050 °С – в гексагональний карбід Me_7C_3 . При подальшому підвищенні температури до 1200 °С – в Me_{23}C_6 . При розплавленні зразку при 1300 °С з рідкої фази викристалізовується карбід Me_2C . Помітною відмінністю від систем $\text{Fe}-\text{Cr}_3\text{C}_2$, є те, що вказана серія фазових перетворень проходить в усіх частинках карбіду хрому одночасно і повністю, а не по межі, що викликано попередньою механоактивацією і підвищеною дисперсністю карбідної фази [4, 5].

Вибірковий мікрорентгеноспектральний аналіз карбідосталей X13M2–(15, 30)% об. Cr_3C_2 показав, що в карбідосталях на основі X13M2 механізм взаємодії проходить подібно карбідосталям на основі сталі X17H2. Деякою особливістю мікроструктури карбідосталі

X13M2–15% об. Cr_3C_2 є утворення карбіду Me_3C після розплавлення зразка при 1300 °С. Карбідосталь X13M2–30% об. Cr_3C_2 після спікання при температурі 1300 °С відрізняється збереженням карбіду Me_{23}C_6 поряд з новоутвореним карбідом Me_3C . Що можна пояснити наявністю молібдену, який є активним карбідоутворюючим елементом.

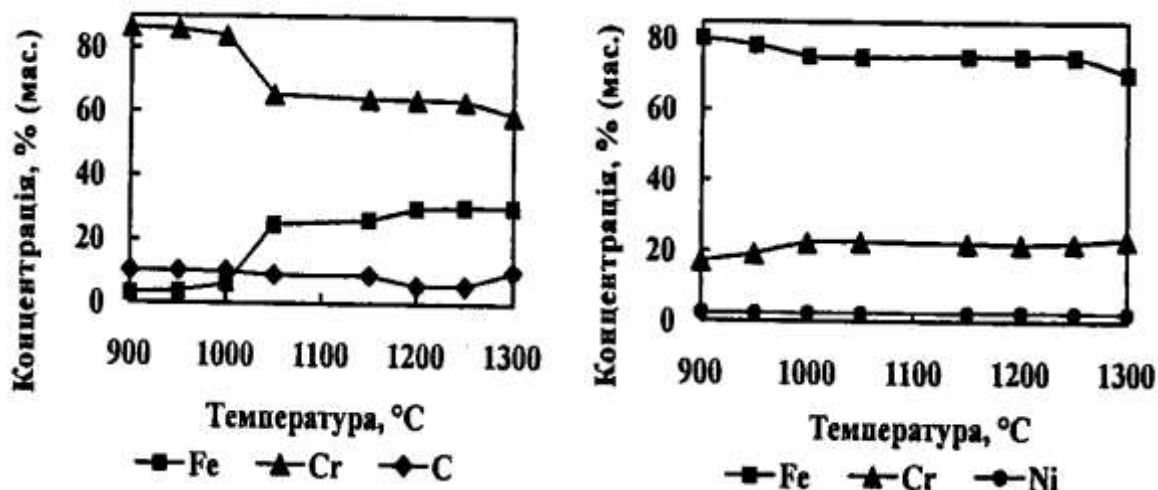


Рис. 2. Середній склад карбідів (а) і зерен матриці (б) в спеченому при різних температурах зразку карбідосталі X17H2-15% об. Cr_3C_2 .

Дані рентгенофазових досліджень на дифрактометрі «Дрон-3» в Co-K_α -випромінюванні показали, що вихідні порошки сумішей X17H2, X13M2 з 15% об. Cr_3C_2 мають дефектність кристалічної ґратки, що в подальшому впливає на структуроутворення і на механічні властивості карбідосталей. Проведене дослідження дозволило встановити методом рентгенівського аналізу фазовий склад карбідосталей, спечених при температурах 1150, 1200, 1250, 1300 °С.

При температурі спікання 1150 °С зразки мають у своєму складі карбіди Cr_7C_3 і Me_7C_3 , з підвищенням температури спікання до 1200 °С та до 1250 °С (рис. 3) – в структурі наявні залишки Me_7C_3 та з'являється складний карбід Me_{23}C_6 . При температурі спікання 1300 °С утворюється фаза Me_2C в карбідосталі X17H2– Cr_3C_2 , а в карбідосталі X13M2– Cr_3C_2 викристалізовується фаза Me_3C , також спостерігаються сліди Me_{23}C_6 . Отримані результати співпадають з результатами мікрорентгеноспектрального аналізу і свідчать про активну взаємодію карбідів хрому зі сталевою матрицею.

Результати рентгенофазових досліджень зразків X17H2 з Cr_2C_3 , отриманих імпульсним гарячим пресуванням свідчать про успадкований вплив розмелу на формування тонкої структури в цих

зразках. Нагромадження напруження в зразках збільшує інтенсивність протікання дифузійних процесів при формуванні карбідосталей, такий вплив викликає також накопичення мікродфектів в зразках, що проявляється в підвищеному рівні твердості (81-82 HRA).

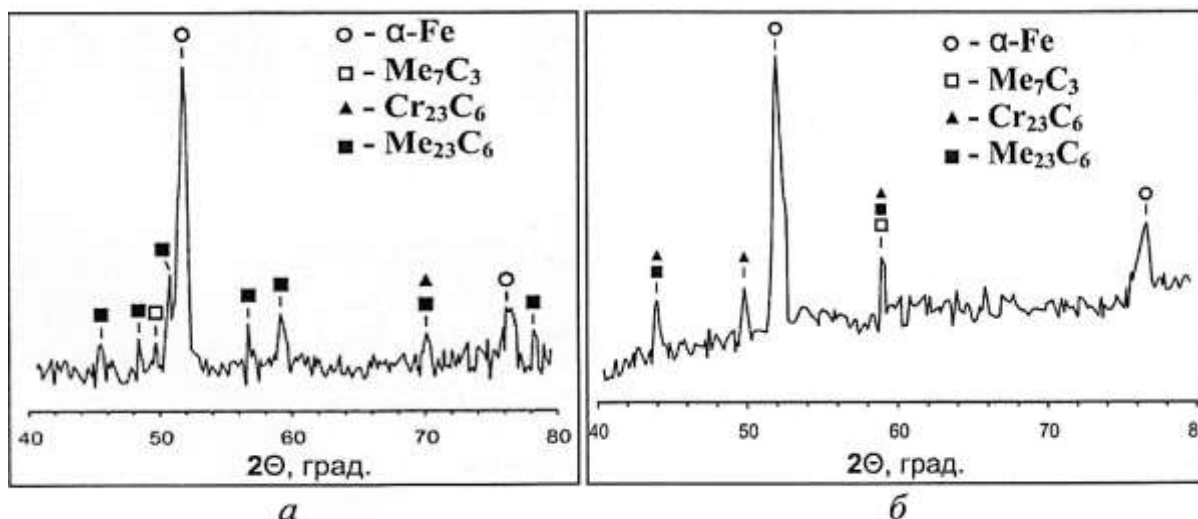


Рис. 3. Дифрактограма карбідосталей X17H2 об. - 15% Cr_3C_2 , (а) та X13M2-15% об. Cr_3C_2 (б), спечених при температурі 1250 °С.

Автори здійснили дослідження механічних властивості, зноса та корозійної стійкості карбідосталей «хромиста сталь- Cr_3C_2 ». Дослідження залежності міцності на вигин спечених карбідосталей від вмісту Cr_3C_2 показали, що при його введенні міцність збільшується, порівняно з вихідними сталями (X17H2, X13M2), в усьому температурному інтервалі спікання, досягаючи своїх максимальних значень 1450-1470 МПа при температурах спікання 1200 і 1250 °С (рис. 4). Твердість карбідосталі на основі X17H2 з підвищенням вмісту Cr_3C_2 і температури спікання зростає і досягає максимуму (74 HRA) після спікання при 1300 °С (рис. 5). Карбідосталі на основі X13M2 з 30% об. Cr_3C_2 мають найвищу твердість (80 HRA) після спікання при 1250 °С, що обумовлено близьким розташуванням складу до мартенситної області, що характеризує структурна діаграма Шефлера [6].

Деяке падіння механічних властивостей карбідосталей з 15% об. карбиду хрому в інтервалі температур отримання 1150-1200 °С можна пояснити тим, що така кількість твердої фази при вказаних температурах знеміцнює сталевий каркас. При кількості карбідосталі Cr_3C_2 22,5% об. її склад наближається до евтектичного і у якого, при даних температурах, утворюється значна кількість рідкої фази, інтенсифікуються процеси масоперенесення, що приводить до зростання механічних властивостей. При 30% об. Cr_3C_2 , за рахунок

зростання кількості карбідної фази спостерігається підвищення твердості при зниженні міцності на вигин.

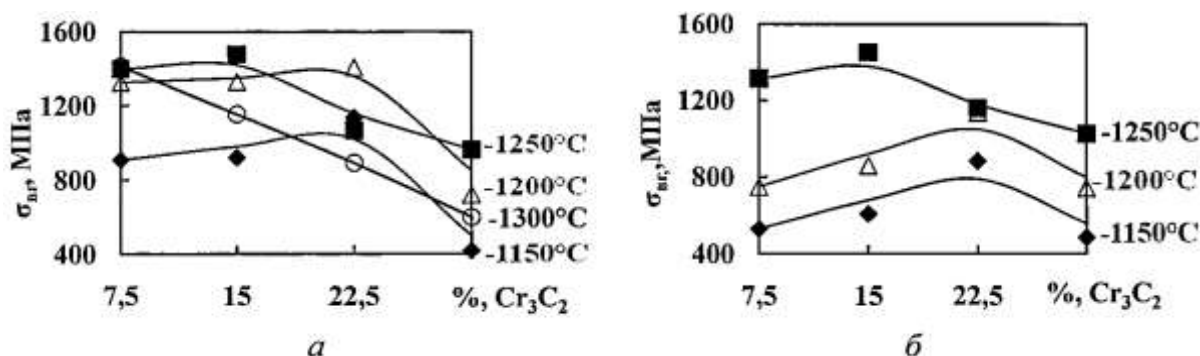


Рис. 4. Залежність міцності на вигин карбідосталі від вмісту карбиду хрому при різних температурах спікання: а) сталь Х17Н2; б) сталь Х13 М2.

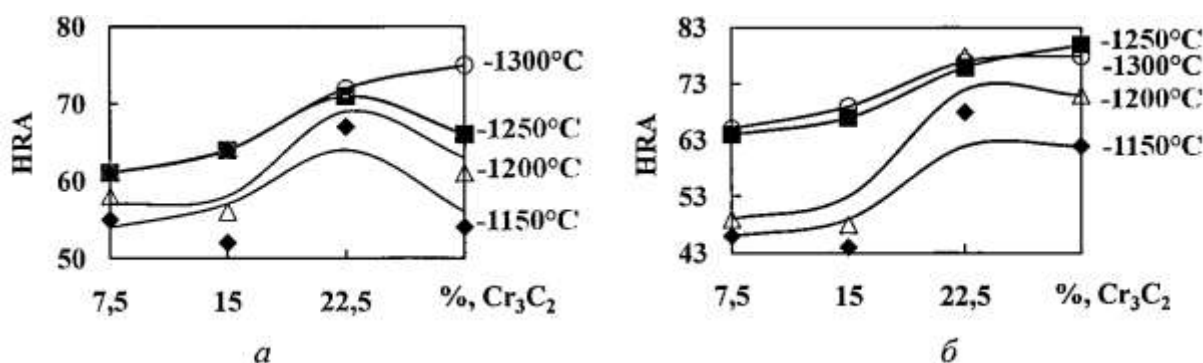


Рис. 5. Залежність твердості карбідосталі від вмісту карбиду хрому при різних температурах спікання: а) сталь Х17Н2; б) сталь Х13М2.

Карбідосталь Х17Н2-44% об. Cr_3C_2 , отримана ІГП має твердість 80-82 HRA але характеризується невисокою міцністю на вигин (400 МПа). Це обумовлено підвищеним вмістом Cr_3C_2 і значною крихкістю матеріалу. Зменшення кількості карбиду хрому в карбідосталях, отриманих ІГП, підвищує міцність на вигин до 1350 МПа при збереженні твердості на рівні 79-80 HRA. Це можливо викликано також використанням розпиленого, а не отриманого гідридно-кальцієвим відновленням, порошку сталі Х17Н2. Найбільший вплив на міцність і твердість карбідосталей на основі сталі Х17Н2 отриманих ГШ, спричиняє наступне відпалювання при 1150°C (рис. 6). Це можна пояснити посиленням адгезії між частинками металевої і карбідної фаз, а також зняттям напруг і дифузійною взаємодією між карбідами і матрицею.

Зіставлення результатів дослідження механічних властивостей карбідосталей, отриманих різними методами дозволяє зробити

висновок, що застосування ГШ приводить до підвищення твердості карбідосталей в 1,2 рази порівняно зі спеченими карбідосталями на основі X17H2, що обумовлено інтенсивною термомеханічною дією ГШ і призводить до проявлення ефекту термомеханічної обробки. Міцність на вигин карбідосталей, отриманих ІГП знаходиться на нижчому рівні і складає 400 МПа. У карбідосталей, отриманих спіканням і гарячим штампуванням міцність одного рівня (1410-1470 МПа), хоча ГШ карбідосталі отримані при нижчих температурах попереднього нагрівання ніж спечені.

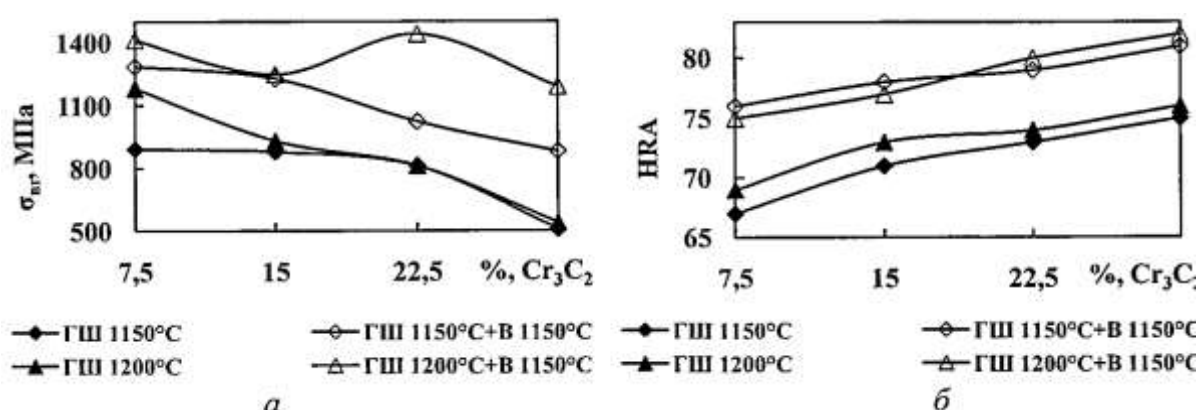


Рис. 6. Залежність міцності на вигин (а) та твердості (б) карбідосталі від вмісту карбіду хрому, отриманих гарячим штампуванням (ГШ) і ГШ з наступним відпалюванням (В).

Дослідження залежності тріщиностійкості карбідосталей отриманих за оптимальними режимами від вмісту карбіду хрому показало, що, як і передбачалось, збільшення кількості твердої складової, поряд зі зростанням твердості, приводить до зменшення тріщиностійкості карбідосталей (рис. 7).

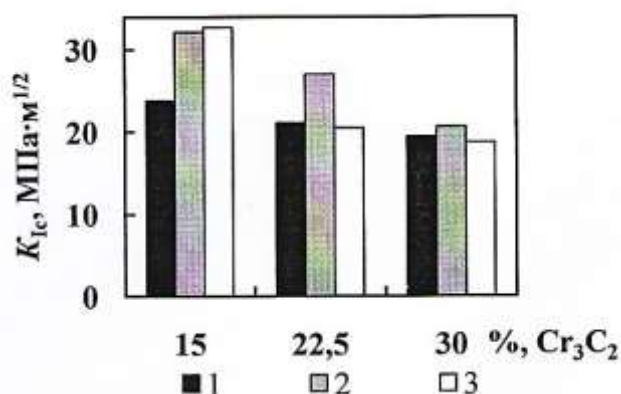


Рис. 7. Тріщиностійкість карбідосталей з різним вмістом Cr_3C_2 при оптимальних температурах отримання: 1 – X17H2- Cr_3C_2 (отримано ГШ при 1200 °С); 2 – X17H2- Cr_3C_2 (отримано спіканням при 1250 °С); 3 – X13M2- Cr_3C_2 (отримано спіканням при 1250 °С).

В'язкість руйнування спечених карбідосталей з різною основою знаходиться приблизно на одному рівні, а деяке її падіння в карбідосталі Х13М2-22,5% об. Cr_3C_2 можна пояснити підвищенням мікротвердості основи до $\sim 4,5$ ГПа і в цілому макротвердості карбідосталі до 78 HRA. Це відбувається у зв'язку з утворенням рідкої фази за рахунок близького до евтектичного складу, що інтенсифікує дифузію вуглецю і хрому в основу, а заліза в карбіди.

Карбідосталі, отримані гарячим штампуванням, мають дещо нижчий рівень в'язкості руйнування, ніж спечені карбідосталі аналогічного складу. Така закономірність спостерігається до вмісту карбіду хрому 22,5% об. включно, далі їх тріщиностійкість вирівнюється і знаходиться в межах $19-21 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$.

Дещо нижчу в'язкість руйнування гарячештампованих карбідосталей можна пояснити нагартуваністю структури. За рахунок цього ми маємо підвищенні значення твердості 79-82 HRA, що приводить до падіння величини в'язкості руйнування. Підсумовуючи, можна зазначити, що тріщиностійкість досліджених карбідосталей знаходиться на достатньо високому рівні, наприклад, тріщиностійкість твердого сплаву ВК21 - $11-13 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$, сталі Р18 - $21 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$.

Досліджено стійкість карбідосталей проти абразивного зношування по закріпленим частинкам в парі з алмазним кругом. Випробування показали, що зносостійкість спечених зразків з порошкових сталей Х17Н2 і Х13М2 низька і підвищення навантаження більше 0,6 МПа призводить до їх катастрофічного зношування [7].

Введення Cr_3C_2 підвищує стійкість до зношування спечених матеріалів в ~ 20 разів, порівняно з вихідними сталями. Коефіцієнт тертя карбідосталей на основі Х17Н2-(7,5-30% об.) Cr_3C_2 знижується при збільшенні навантаження (рис. 8, а). Найменш зносостійкою є карбідосталь з 7,5% об. Cr_3C_2 , а найбільш зносостійкими - карбідосталі з високим вмістом карбіду (рис. 8, б).

Карбідосталі на основі Х13М2 мають зносостійкість в 1,5-3 рази вищу, порівняно з карбідосталлю Х17Н2- Cr_3C_2 . Це можна пояснити наявністю 2% молібдену, що підвищує дифузійну рухливість хрому і приводить до збільшення його концентрації в приповерхневих шарах і що, як відомо, підвищує зносостійкість (рис. 9, а, б).

Результати досліджень абразивної зносостійкості зразків із сталі Х17Н2 (отриманих ІГП) показали, що в них спостерігається катастрофічне зношування вже при навантаженні 0,6 МПа. Введення в шихту карбідних домішок істотно змінює характер зносостійкості, підвищуючи її в ~ 50 разів. Порівняння зносостійкості карбідосталей показує, що інтенсивність зношування карбідосталі з Cr_3C_2

в 13,5 разів менше ніж карбідосталі з TiC. Це може бути пов'язано з вищою концентрацією Cr в металевій складовій карбідосталі з Cr_3C_2 , також можливо, за рахунок малої інтенсивності взаємодії TiC зі сталевою основою та слабкого адгезійного зв'язку між частинками карбиду титану і матрицею.

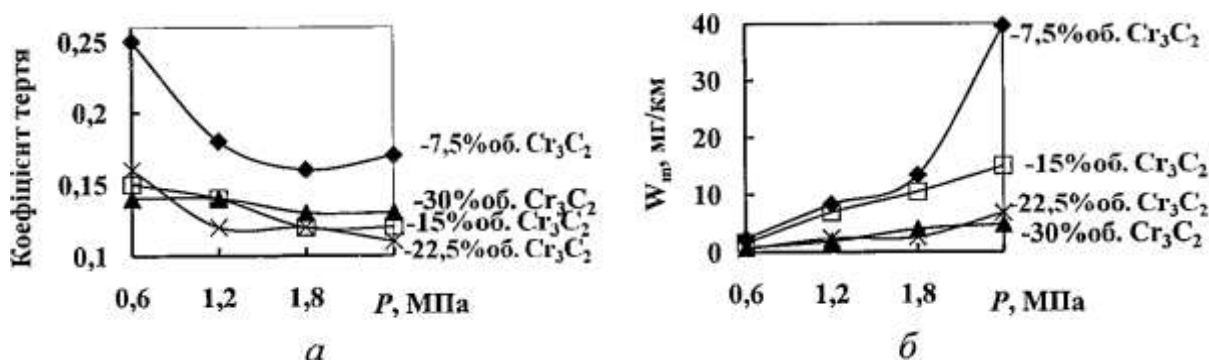


Рис. 8. Залежність коефіцієнта тертя (а) і масового зношування (б) від навантаження зразків карбідосталей на основі Х17Н2 з різним вмістом Cr_3C_2 , отриманих спіканням ($1_{\text{сп}} = 1250^\circ\text{C}$).

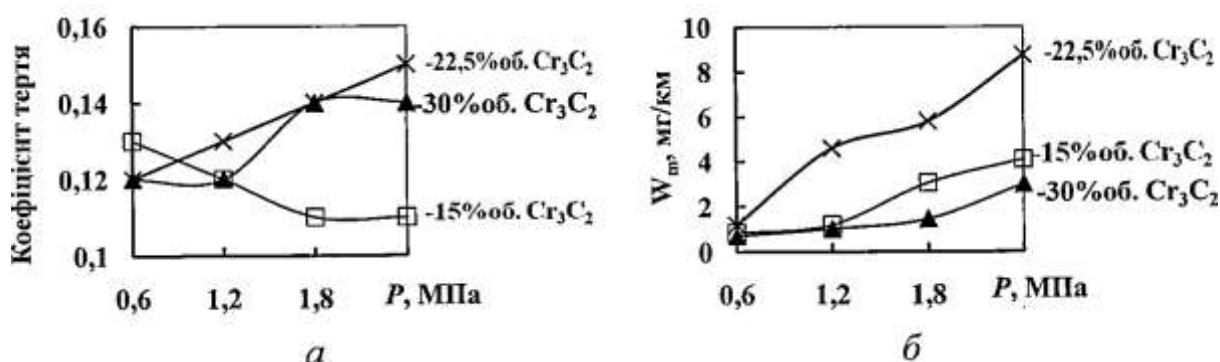


Рис. 9. Залежність коефіцієнта тертя (а) і масового зношування (б) від навантаження зразків карбідосталей на основі Х13М2 з різним вмістом Cr_3C_2 , отриманих спіканням ($1_{\text{сп}} = 1250^\circ\text{C}$).

Дослідження зносостійкості зразків отриманих ГШ, показали, що введення карбиду хрому підвищує зносостійкість в 10 разів, порівняно з вихідною сталлю. Зі збільшенням вмісту Cr_3C_2 стійкість карбідосталі проти абразивного зношування росте (рис. 10, б). Коефіцієнт тертя для сталі Х17Н2 і карбідосталей з 7,5 і 15% об. Cr_3C_2 дещо зростає зі збільшенням навантаження, а для карбідосталей з високим вмістом Cr_3C_2 він зменшується (рис. 10, а).

Зіставлення величини масового зношування сталей Х17Н2, Х13М2 і карбідосталей на їх основі показали, що зносостійкість карбідосталей, отриманих спіканням, ІГП і ГШ в десятки разів перевищує зносостійкість вихідних сталей, і підвищується зі збільшенням кількості карбідної складової. Коефіцієнт тертя

карбідосталей, на відміну від сталей, зменшується при збільшенні навантаження при абразивному зношуванні.

Зношування по закріпленим абразивним частинкам є дуже жорстким процесом, при якому проходить пряме руйнування поверхневого шару і в цьому випадку зносостійкість та коефіцієнт тертя визначається механічними властивостями матеріалу та його опором від прямого руйнування.

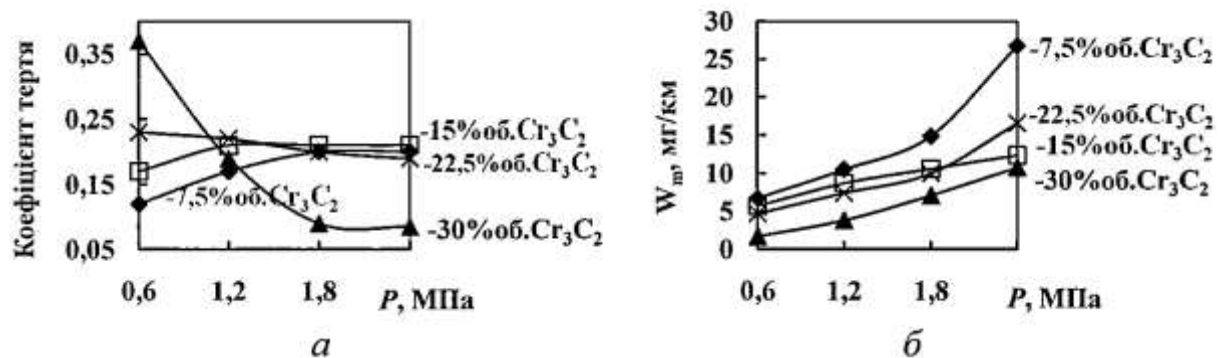


Рис. 10. Залежність коефіцієнта тертя (а) і масового зношування (б) від навантаження зразків карбідосталей на основі Х17Н2 з різним вмістом Cr_3C_2 , отриманих ГШ 1200 °С + В 1150 °С.

Карбідосталі з 7,5% об. Cr_3C_2 мають низький рівень зносостійкості, порівняно з карбідосталями (15-30% об. Cr_3C_2), не залежно від методу отримання. Це скоріше за всього викликано особливістю мікроструктури, де спостерігаються значні розміри металевої фази (середній розмір 35 мкм) та наявність пористості до 12%.

Збільшенні вмісту карбиду приводить до росту зносостійкості, що викликано збільшенням долі твердої складової за рахунок гетерофазної взаємодії з основою та подрібненням розміру металевої фази, що в умовах абразивного зношування по закріпленим частинкам приводить до підвищення зносостійкості.

Досліджували корозійну стійкість матеріалів в 3%-му розчині NaCl , 30%-ному розчині NaOH та 20%-ному розчині HNO_3 при кімнатній температурі. Корозійні середовища обирали виходячи з літературних даних по корозійній стійкості вихідних сталей та передбачуваних сферах застосування.

Дослідження показали, що корозійна стійкість спечених зразків карбідосталей Х17Н2 і Х13М2 з 15% об. Cr_3C_2 в 30%-му розчині NaOH досягає 10 балу (повністю стійкий). Мабуть, карбідні присадки, що активно взаємодіють при спіканні з сталеву основою, підвищують в ряді випадків корозійну стійкість матеріалів. При збільшенні вмісту Cr_3C_2 до 30% об. вона зменшується до 3-4 балу (понижено стійкий). У 3%-му розчині NaCl тільки карбідосталі з

22,5% об. Cr_3C_2 мають 10 бал, інші склади мають 2-3 бал (слабостійкий) (табл. 1).

1. Корозійна стійкість спечених карбідосталей

Номер зразка	Склад, %		Відносна густина ρ , %	Корозійні властивості					
				30%-ний NaOH		3%-ний NaCl		20%-ний HNO_3	
	сталь	Cr_3C_2		П, мм/рік	Бал*	П, мм/рік	Бал	П, мм/рік	Бал
1	X17H2	7,5	0,95	0,06	4	0,48	3	0,54	2
2	X17H2	15	0,96	0,00	10	0,26	3	0,09	4
3	X17H2	22,5	0,95	0,28	3	0,00	10	0,03	4
4	X17H2	30	0,93	0,49	3	0,36	3	2,53	1
5	X13M2	15	0,93	0,00	10	0,33	3	0,11	4
6	X13M2	22,5	0,95	0,41	3	0,00	10	0,06	4
7	X13M2	30	0,97	0,03	4	0,59	2	0,31	2

* - за десятибальною шкалою.

За корозійною стійкістю в 20%-му розчині HNO_3 карбідосталі на основі X17H2 та X13M2 відносяться до класу слабо та понижено стійких, це свідчить, що введення карбідів знижує корозійну стійкість матеріалу в даному корозійному середовищі. Карбідосталь з 30% об. Cr_3C_2 є нестійкою в даному розчині і має 1 бал корозійної стійкості, це можна пояснити, з одного боку, достатньо високою пористістю (до 7%) та інтенсивною взаємодією твердої складової з основою, що приводить до дифузії вуглецю в сталь і утворення мартенситоподібних структур (мікротвердість основи складає 2,1-4,1 ГПа), що знижує корозійну стійкість матеріалу в цілому [8, 9].

Корозійна стійкість карбідосталей X17H2-44% об. Cr_3C_2 , отриманих ІГП у вакуумі знаходиться на рівні 3-го балу (слабостійкий) в досліджених розчинах. Це обумовлено значним нагартуванням структури.

Корозійна стійкість карбідосталей, отриманих ГШ, в 30%-му розчині NaOH сягає 10 балу (повністю стійкий) до вмісту карбиду хрому 15% об. включно, але при подальшому підвищенні вмісту Cr_3C_2 корозійна стійкість падає до 4-го балу (понижено стійкий). У 3% розчині NaCl спостерігається протилежна ситуація, відносно невисоку корозійну стійкість, на рівні 3-го балу (слабо стійкий), має карбідосталь з 7,5% об. Cr_3C_2 (табл. 2), а карбідосталі з (15-30% об.) Cr_3C_2 мають 10-й бал стійкості проти корозії. В 20% розчині HNO_3 сталь X12H2 має 1 бал (нестійкий), а карбідосталь X12H2-15% об. Cr_3C_2 — 2 бал (слабостійкий), інші склади карбідосталей мають 3-й (слабостійкий) бал корозійної стійкості.

2. Корозійна стійкість карбідосталей, отриманих гарячим штампуванням.

Номер зразка	Склад, %		Відносна густина ρ , %	Корозійні властивості					
				30%-ний NaOH		3%-ний NaCl		20%-ний HNO ₃	
	сталь	Cr ₃ C ₂		П, мм/рік	Бал*	П, мм/рік	Бал	П, мм/рік	Бал
1	X17H2	7,5	0,99	0,00	10	0,14	3	0,81	2
2	X17H2	15	0,99	0,00	10	0,00	10	0,25	3
3	X17H2	22,5	0,99	0,09	4	0,00	10	0,16	3
4	X17H2	30	0,98	0,09	4	0,00	10	0,16	3

* - за десятибальною шкалою.

Таким чином, корозійна стійкість карбідосталей значною мірою визначається вибірковою здатністю зовнішньої дії на складові компоненти матеріалу. В умовах, коли стійкість фази карбиду перевищує стійкість сталевий зв'язки до дії реагентів, загальна стійкість сплавів карбід - сталь збільшуватиметься зі зниженням вмісту сталі. У протилежному випадку спостерігатиметься зворотна картина.

Нами приведено аспекти практичного використання результатів досліджень. На рис. 11 представлено запропоновану технологічну схему виготовлення зносокорозійних вставок для молотків кормодробарок.

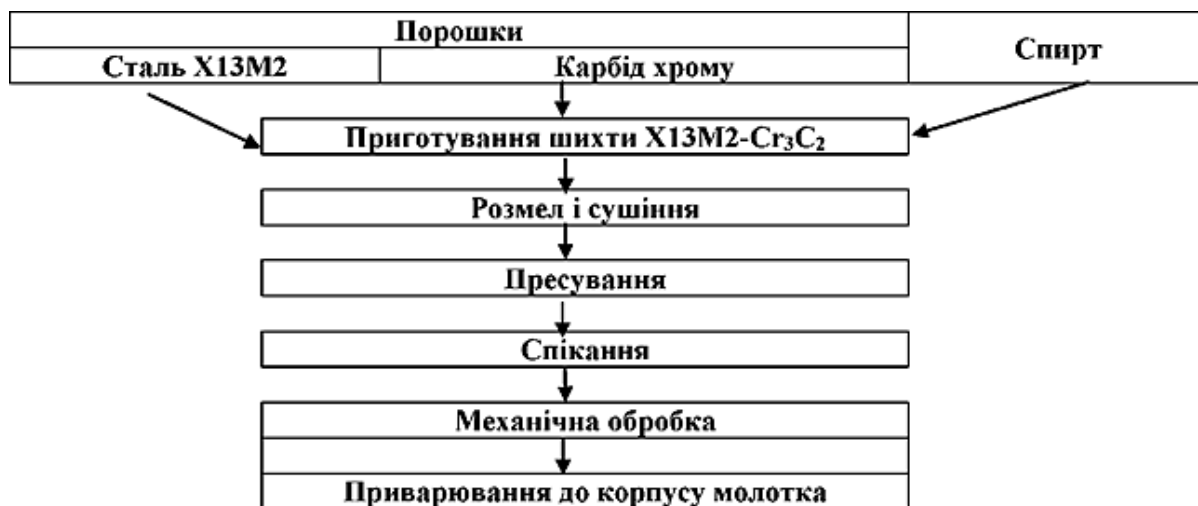


Рис. 11. Технологічна схема виготовлення «модульних вставок» до молотків кормодробарок.

Експлуатаційні випробування молотків проводили на кормодробарці БМК-1 при помелі фуражного зерна. Одночасно з молотками, армованими вставками зі X13M2-30% об. Cr₃C₂ (рис. 12), випробовували молотки з базового матеріалу з термообробленої

Сталь 65Г. Зносостійкість молотків визначали за зміною їх маси. Виробничі випробування показали підвищення довговічності експериментальних молотків, армованих вставками із карбідосталі Х13М2-30% об. Cr_3C_2 , в 2-2,5 рази та покращення технологічної операції подрібнення кормів в порівнянні з серійними молотками зі сталі 65Г [10].

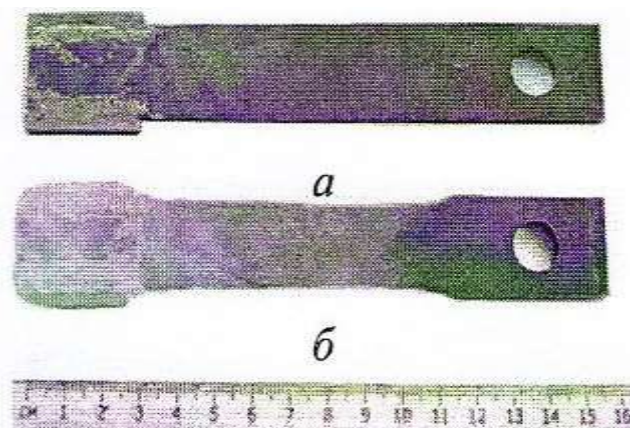


Рис. 12. Молоток дробарки БМК-1 зі вставками із карбідосталі Х13М2-30% об. Cr_3C_2 , з'єднаних електрозварюванням (а – до випробовувань; б – після виробничих випробовувань).

За результатами випробувань, які проводили в навчально-дослідному господарстві при Національному університеті біоресурсів і природокористування України, молотки, армовані вставками із сплаву Х13М2-30% об. Cr_3C_2 рекомендовані до використання у складі дробарок кормів БМК-1.

Висновки

1. На основі систем «хромисті сталі Х17Н2, Х13М2- Cr_3C_2 , а також даних діаграм стану Cr-Fe-C, результатів мікроструктурного, мікрорентгеноспектрального і фазового аналізів та досліджень фізико-механічних властивостей, зносостійкості і корозійних характеристик розроблено порошкові зносокорозійностійкі матеріали: Х13М2-(15-30% об.) Cr_3C_2 і Х17Н2-(7,5-30% об.) Cr_3C_2 конструкційного призначення.

2. Проведено виробничі випробування молотків кормоподрібнювачів, армованих вставками із розроблених карбідосталей Х13М2-30% об. Cr_3C_2 у ВП НУБіП України «Агрономічна дослідна станція». Випробування показали підвищення довговічності експериментальних молотків в 2-2,5 рази та покращення технологічної операції подрібнення кормів в порівнянні з серійними молотками зі сталі 65Г.

Список літератури

1. Петрова А.М. Структурообразование при отжиге композиции $T-Cr_3C_2$ / Петрова А.М., Радомысльский И.Д., Титаренко С.В. // Порошковая металлургия. – 1974. – №1. – С. 85–89.
2. Радомысльский И.Д. Твердые сплавы из порошков карбида хрома и чугуна / И. Радомысльский, В. Клименко. – К.: Информационный листок. – 1961. – №12. – С. 24.
3. Клименко В.Н. Спекание, структурообразование и свойства порошковых материалов системы карбид хрома-железо / Клименко В.Н., Маслюк В.А., Самброс Ю.В. // Порошковая металлургия. – 1986. – №8. – С. 39–43.
4. Упрочнение бысторизнашивающихся поверхностей безвольфрамовыми твердыми сплавами и карбидо-содержащими сталями / В.А. Маслюк, С.Г. Напара-Волгина, Р.В. Яковенко // Международный научно-технический семинар «Современные проблемы подготовки, производства, заготовительного производства, обработки и сборки в машиностроении и приборостроении» (21-23 февраля 2006). – Свалява, Украина. – С. 103–105.
5. Упрочнение бысторизнашивающихся поверхностей безвольфрамовыми твердыми сплавами и карбидо-содержащими сталями / В.А. Маслюк, Г.А. Баглюк, С.Г. Напара-Волгина, Р.В. Яковенко // Упрочняющие технологии и покрытия. – М.: Машиностроение, 2007. – №1. – С. 42–48.
6. Износо-коррозионностойкие композиционные материалы на основе нержавеющей сталей для узлов трения машин и механизмов / В.А. Маслюк, С.Г. Напара-Волгина, Л.Н. Орлова, В.К. Кудь, Р.В. Яковенко // Порошковая металлургия в автотракторном машиностроении. Сварка и резка материалов. Материалы, технологии и оборудование для нанесения функциональных защитных покрытий» (26-30 марта 2007). – Минск, Беларусь. – С. 85–86.
7. Яковенко Р.В. Механические и трибологические свойства износостойких карбидосталей системы сталь- Cr_3C_2 / Р.В. Яковенко, В.А. Маслюк, Г.А. Баглюк, В.Т. Варченко, Д.Н. Бродниковский // Тезисы доклада II-й международной самсоновской конференции «Материаловедение тугоплавких соединений» (18-20 мая 2010). – Киев, Украина. – С. 91.
8. Яковенко Р.В. Трибологические и физико-механические свойства износостойких композитов на основе коррозионностойких сталей / Р.В. Яковенко, В.А. Маслюк, Г.А. Баглюк, В.Т. Варченко, Д.Н. Бродниковский // Международный специализированный научно-технический семинар «Композиционные фрикционные материалы: свойства, производство, применение (25-26 мая 2010). – Минск, Беларусь. – С. 122–130.
9. Яковенко Р.В. Влияние способа получения на структуру и свойства карбидосталей с добавками карбида хрома / Р.В. Яковенко, В.А. Маслюк, Г.А. Баглюк, А.Е. Куцевский // Вісник Східноукраїнського національного університету ім.В.Даля. – №10(152). – Ч. 1. – 2010. – С. 281–284.
10. Патент №45567 Україна, МПК(2009), B22/F 7/02. Молоток для кормодробарок / В.Д. Войтюк, М.І. Денисенко, О.О. Котречко, В.А. Маслюк, Р.В. Яковенко, Т.В. Олійник ; заявлено 17.07.2009 ; опубл. 25.12.2009, Бюл. №24.

В статье установлено закономерности получения износостойких порошковых материалов типу карбидосталей на основе систем «хромистая сталь-карбид хрома» и разработка деталей рабочих органов сельскохозяйственных машин.

Рабочие органы, абразивное изнашивание, хромистая сталь, композиционные материалы, долговечность, карбид хрома.

In paper conformities to law of receipt of wearproof powder-like materials are set to type of karbidostaley on basis of systems «chromic steel-carbide of chrome» and development of details of workings organs of agricultural machines.

Workings organs, abrasive wear, chromic steel, composition materials, longevity, carbide of chrome.

УДК 663.433: 664.785

ЦУКРИ ВІВСЯНОГО СОЛОДУ

***В.П. Василів, кандидат технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

***Н.О. Ємельянова, доктор технічних наук
Р.М. Мукоїд, О.В. Чумакова, Л.О. Безсмертна, інженери
Ю.І. Бойко, кандидат технічних наук
Національний університет харчових технологій***

Стаття присвячена вивченню впливу процесу солодоращення на зміни вмісту цукрів різних сортів вівса.

Плівчастий, голозерний, зерно, солод, цукри, крохмаль.

Постановка проблеми. Продукти переробки зерна вівса широко використовуються в різних галузях харчової промисловості, що пояснюється його цінним хімічним складом. Багаторічними дослідженнями Інституту педіатрії, акушерства та гінекології АМН України доказано, що при пророщуванні злаків зерно збагачується біологічно-активними речовинами. Тому вівсяний солод (пророщене зерно) у складі інших пророщених злаків використовується при виробництві полісолодових екстрактів, які мають лікувальні властивості [1].

Аналіз останніх досліджень. За останні роки появилось багато нових сортів вівса, в тому числі нових, так званих, голозерних. Від традиційних вони відрізняються більшим вмістом білків та крохмалю і меншим – клітковини [2, 3]. Це значно підвищує їх харчову цінність і спрощує процес переробки.

© В.П. Василів, Н.О. Ємельянова, Р.М. Мукоїд,
О.В. Чумакова, Л.О. Безсмертна, Ю.І. Бойко, 2013

Рабочие органы, абразивное изнашивание, хромистая сталь, композиционные материалы, долговечность, карбид хрома.

In paper conformities to law of receipt of wearproof powder-like materials are set to type of karbidostaley on basis of systems «chromic steel-carbide of chrome» and development of details of workings organs of agricultural machines.

Workings organs, abrasive wear, chromic steel, composition materials, longevity, carbide of chrome.

УДК 663.433: 664.785

ЦУКРИ ВІВСЯНОГО СОЛОДУ

***В.П. Василів, кандидат технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

***Н.О. Ємельянова, доктор технічних наук
Р.М. Мукоїд, О.В. Чумакова, Л.О. Безсмертна, інженери
Ю.І. Бойко, кандидат технічних наук
Національний університет харчових технологій***

Стаття присвячена вивченню впливу процесу солододорощення на зміни вмісту цукрів різних сортів вівса.

Плівчастий, голозерний, зерно, солод, цукри, крохмаль.

Постановка проблеми. Продукти переробки зерна вівса широко використовуються в різних галузях харчової промисловості, що пояснюється його цінним хімічним складом. Багаторічними дослідженнями Інституту педіатрії, акушерства та гінекології АМН України доказано, що при пророщуванні злаків зерно збагачується біологічно-активними речовинами. Тому вівсяний солод (пророщене зерно) у складі інших пророщених злаків використовується при виробництві полісолодових екстрактів, які мають лікувальні властивості [1].

Аналіз останніх досліджень. За останні роки появилось багато нових сортів вівса, в тому числі нових, так званих, голозерних. Від традиційних вони відрізняються більшим вмістом білків та крохмалю і меншим – клітковини [2, 3]. Це значно підвищує їх харчову цінність і спрощує процес переробки.

© В.П. Василів, Н.О. Ємельянова, Р.М. Мукоїд,
О.В. Чумакова, Л.О. Безсмертна, Ю.І. Бойко, 2013

Значний вклад в розробку сортів голозерного вівса та їх переробку внесли відомі вітчизняні і закордонні вчені Подобед Л.І., Станкевич Г.М., Цед Е.А., проте наукових даних, щодо хімічного складу голозерного вівса, в науковій літературі замало, а відомості про його зміни при солодоращенні взагалі відсутні, незважаючи на значні переваги цих сортів.

Відомо, що при пророщенні зерно збагачується біологічно-активними речовинами: вуглеводами, низькомолекулярними білками, в тому числі, амінокислотами, вітамінами, цукрами, ферментами і фітогормонами. Вівсяний солод використовується при виробництві різних харчових продуктів.

Тому **метою досліджень** було вивчення змін вуглеводного складу при солодоращенні звичайних плівчастих і голозерних сортів вівса. Такі результати дозволять обґрунтувати вибір сортів вівса, переробка яких забезпечить одержання найбільш повноцінного харчового продукту.

Результати досліджень. З зерна вівса насінневих кондицій на експериментальній установці за діючими інструкціями готували солод.

В зразках зерна і одержаного з нього солоду визначали вміст крохмалю за методом Еверса, кількість і склад вільних цукрів – методом хроматографії на папері [4, 5]. В роботі використовували хроматографічний папір Filtrak №1, потік розчинника – висхідний.

Відомо, що важливим показником якості зерна для виробництва харчових продуктів є вміст крохмалю. Як видно з табл. 1, за вмістом крохмалю голозерний овес переважає плівчастий майже на 16% в розрахунку на суху речовину (СР).

1. Зміни вмісту крохмалю при солодоращенні вівса, % СР.

Зразок, доба солодоращення	Плівчастий овес		Голозерний овес	
	Скаун	Нептун	Саломон	Самуель
Зерно до солодоращення	46,8	48,9	64,7	63,7
1	46,3	48,6	64,6	62,6
3	45,9	47,3	62,2	61,0
5	44,8	46,9	59,6	59,2
7	44,0	46,1	58,4	57,9

У проростаючому зерні під дією амілолітичних ферментів проходить гідроліз крохмалю з утворенням цукрів, які частково використовуються зародком для утворення нових клітин, а частково залишаються в зерні і надають йому солодкуватий смак. З табл. 1 видно, що при пророщенні вівса протягом 7 діб вміст крохмалю поступово знижується приблизно на 4% у плівчастого і на 6% у голозерного вівса. Аналогічні результати були раніше одержані

іншими дослідниками і для ячмінного солоду [6]. Відомо, що експериментальні результати, які представлені у вигляді графіків, дають більш чітку їх картину. Тому одержані дані було наведено графічно.

Вміст цукрів в досліджуваних сортах вівса і їх зміни при солододорощенні представлені на рис. 1 і рис. 2, з яких ї видно, що зерно вівса обох сортів має достатньо високий вміст цукрів. Цінним є високий вміст в ньому глюкози (1,0...1,1) і фруктози (0,4...0,9) в % від маси зерна.

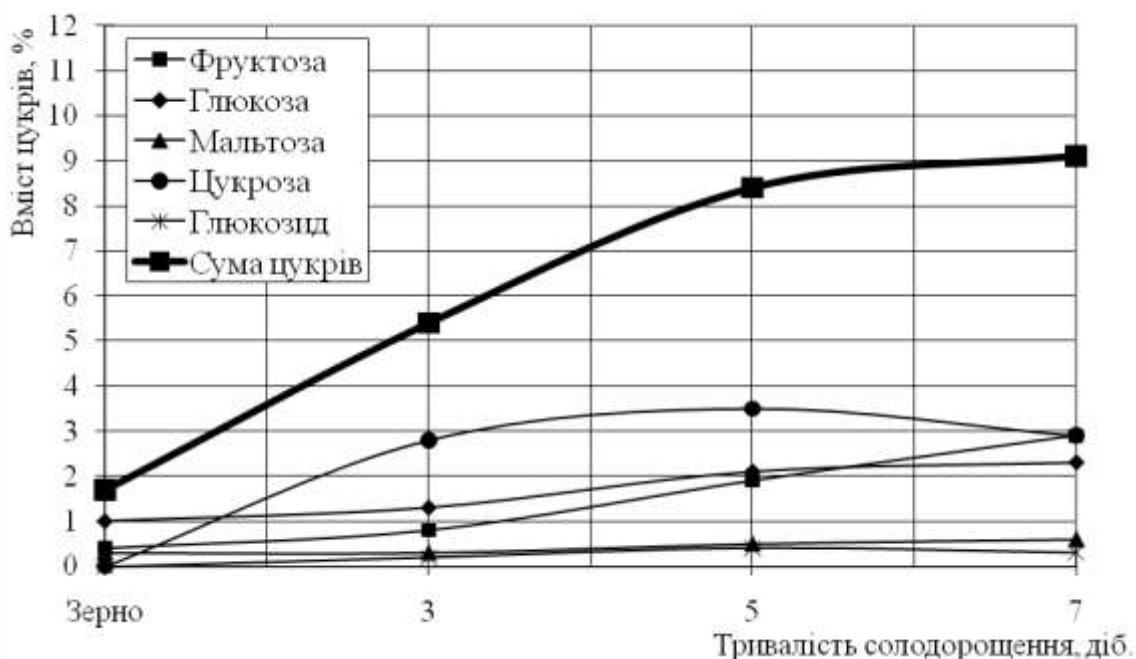


Рис. 1. Зміна кількості цукрів в процесі солододорощення півчастого вівса сорту «Скакун».

При цьому слід відмітити, що з цукрів найбільш ефективно і швидко організмом людини засвоюється глюкоза. А найбільш сприятливий біологічний вплив належить фруктозі. Вона не дає збільшення концентрації цукру в крові, не викликає карієсу зубів.

При солододорощенні вівса обох сортів вміст глюкози збільшується в 2...3, фруктози в 3...7, мальтози в 2 рази. Звертає на себе увагу те, що при солододорощенні разом з продуктами гідролізу крохмалю (глюкоза, мальтоза, мальтотриоза та мальтодекстрини) утворюється значна кількість цукрози.

За даними наукової літератури [6, 7, 8], цукроза та інші вуглеводи, до складу яких входить фруктоза, синтезуються у зародку і пізніше з'являються в інших частинах зерна. Крім того частина цукрози утворюється з крохмалю. Під дією ферментів гексокінази і фосфогексоізомерази утворюється фруктозо-1, 6-діфосфат, який переходить в цукрозу.

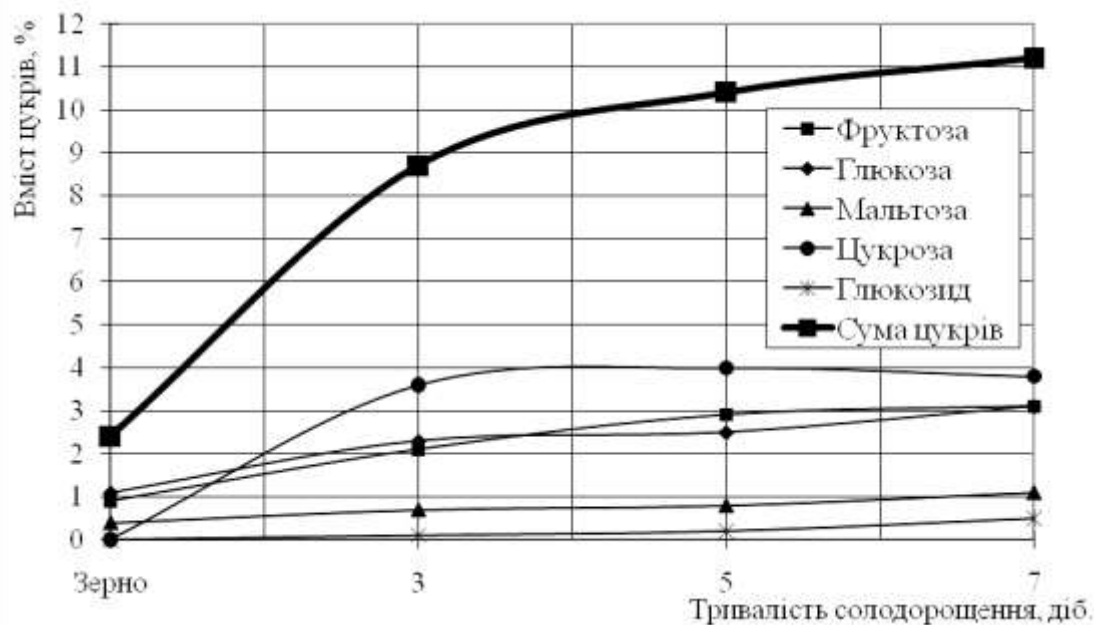


Рис. 2. Зміна кількості цукрів в процесі солодощення голозерного вівса сорту «Саломон».

При солодощенні обох сортів вівса з третьої по п'яту добу вміст цукрози збільшується, а на сьому добу зменшується, що можна пояснити втратами її на дихання. Все ж таки у свіжопророщеному вівсі вміст цукрози складає 2,9...3,8%.

Вміст мальтози, глюкози і фруктози збільшується протягом всіх 7 діб солодощення у обох сортів вівса. Але ріст їх кількості помітно має місце на початку процесу пророщування. При цьому це досягає максимуму у голозерного на четверту, а у плівкового – на п'яту добу, а потім цей процес уповільнюється.

Результати даного дослідження показують, що загальна кількість вільних цукрів до пророщування плівчастого вівса біля 1,7%, а голозерного – до 2,4%. При пророщуванні вміст вільних цукрів збільшується в 5 разів. Це можна пояснити тим, що при пророщуванні зерна під дією амілолітичних ферментів відбувається гідроліз крохмалю з утворенням цукрів і декстринів. Голозерний овес і одержаний з нього солод за вмістом крохмалю і вільних цукрів переважає плівчастий. Тому заміна плівчастого вівса голозерним буде мати позитивний вплив на цінність харчових продуктів, сировиною для яких є овес.

Як показали раніше проведені дослідження, пророщений овес, особливо голозерний, відрізняється цінним хімічним складом. Для з'ясування можливості використання солоду з голозерного вівса у виробництві оздоровчих продуктів була виготовлена дослідна партія такого солоду в виробничих умовах ФОП «Неретін І.М.» Дніпропетровської обл.

Відомо, що при виробництві харчових продуктів цукор, як правило, являється незамінним компонентом рецептури. Додавання його до продуктів надає їм приємні смакові властивості. Але для додавання солодкого смаку користуються цукром з буряків, а він за своїм складом являється цукрозою.

Що до цукрів пророщених злаків, в тому числі і вівса, то вони являють собою суміш цукрів, в складі якої частка цукрози займає не більше 20-25%, а решта належить глюкозі, фруктозі, мальтозі. Ці цукри, крім солодкого смаку, мають лікувальні властивості. Тому додавання до харчових виробів солоду буде підвищувати оздоровчі властивості харчового продукту. Склад цукрів вівсяного солоду дослідної партії представлено в табл. 2.

2. Вміст і склад цукрів дослідної партії голозерного вівса, % СР.

Фруктоза	Глюкоза	Мальтоза	Цукроза	Глюкозид	Сума цукрів
2,8	3,5	1,2	3,0	1,2	11,7

З табл. 2 видно, що одержаний у виробничих умовах вівсяний солод мав достатньо високий вміст глюкози (3,5%) і фруктози (2,8%).

Слід відмітити, що в солоді з голозерного вівса є достатньо високий вміст цукрози (30% від маси солоду).

Висновок. Як показали експерименти, солод дослідної партії має значний вміст цукрів (біля 12% від маси) і цукри представлені їх сумішшю (глюкоза, фруктоза, мальтоза). Завдяки цьому можна стверджувати, що за складом і вмістом цукрів вівсяний солод є цінною сировиною для оздоровчих продуктів.

Список літератури

1. *Технологія солодових екстрактів, концентратів квасного сусла і квасу* / [Смельянова Н.О., Гречко Н.Я., Кошова В.М., Суходол В.Х.]. – К.: ІСДО, 1994. – 152 с.
2. *Особливості технології вирощування вівса голозерного у північному лісостепу* / В.В. Камінська, О.В. Шморгун, О.Ф. П.В. Дрозд // Збірник наукових праць Національного наукового центру «Інституту землеробства УААН». – К.: «ЕКМО». – 2010. – №4. – С. 120–123.
3. *Коропенко С.В. Голозерний овес – перспективна культура для комбікормової галузі* / С.В. Коропенко, Г.М. Станкевич // Хранение и переработка зерна. – 2008. – №7 (109). – С. 42–44.
4. *Брунилин Р.В. Хроматографические методы анализа : [учебное пособие.]* / Брунилин Р.В., Орлинсон С.Б., Радченко С.С. – Волгоград: ВолгГГУ, 2008. – 48 с.
5. *Хайс И.М. Хроматография на бумаге: [пер. с чешского. под. ред. М.П. Заприметова]* / Хайс И.М., Мацак К. – М.: Литература, 1962. – 851 с.
6. *Мальцев П.М. Технология солода и пива* / П.М. Мальцев. – М.: Пищевая промышленность, 1964. – 860 с.

7. Нарцисс Л. Пивоварение. Технология солодоращения / Л. Нарцисс ; перевод с нем. под общ. ред. Г.А. Ермолаевой, Е.Ф. Шаненко. – Т. 1. – СПб.: Профессия, 2007. – 584 с.
8. Кунце В. Технология солода и пива / В. Кунце, Г. Мит ; пер. с нем. – СПб: Профессия, 2003. – 912 с.

Статья посвящена изучению влияния процесса солодоращения на изменение содержания сахаров разных сортов овса.

Пленочный, голозерный, зерно, солод, солодоращение, ферменты, сахара, крахмал.

The paper is devoted to study of impact of the malting process on sugar content changes of different varieties of oats.

Filmy, bare-grained, grain, malt, malting, enzymes, sugars, starch.

УДК 651.334

ПРОБЛЕМИ ВИКОРИСТАННЯ ЛЮДСЬКИХ РЕСУРСІВ

**Ю.П. Рогач, В.Л. Луценков, кандидати технічних наук
С.В. Головін, інженер**

Таврійський державний агротехнологічний університет

О.В. Войналович, кандидат технічних наук

**Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

У статті проаналізовано сучасний стан та тенденції розвитку ергономіки у розвинутих країнах світу

Ергономіка, людський чинник, ергономічні показники.

Постановка проблеми. Соціальна спрямованість економіки привертає увагу до проблем ергономічності, розв'язання яких є неодмінною умовою розвитку. Перехід до постіндустріального суспільства потрібно аналізувати щодо його впливу на людину, її роль і перспективи в економіці та у світі. Гуманізація економіки проявляється «в об'єднанні об'єктивних потреб функціонування економіки з інтересами людини, з розвитком її творчої активності».

7. Нарцисс Л. Пивоварение. Технология солодоращения / Л. Нарцисс ; перевод с нем. под общ. ред. Г.А. Ермолаевой, Е.Ф. Шаненко. – Т. 1. – СПб.: Профессия, 2007. – 584 с.
8. Кунце В. Технология солода и пива / В. Кунце, Г. Мит ; пер. с нем. – СПб: Профессия, 2003. – 912 с.

Статья посвящена изучению влияния процесса солодоращения на изменение содержания сахаров разных сортов овса.

Пленочный, голозерный, зерно, солод, солодоращение, ферменты, сахара, крахмал.

The paper is devoted to study of impact of the malting process on sugar content changes of different varieties of oats.

Filmy, bare-grained, grain, malt, malting, enzymes, sugars, starch.

УДК 651.334

ПРОБЛЕМИ ВИКОРИСТАННЯ ЛЮДСЬКИХ РЕСУРСІВ

**Ю.П. Рогач, В.Л. Луценков, кандидати технічних наук
С.В. Головін, інженер**

Таврійський державний агротехнологічний університет

О.В. Войналович, кандидат технічних наук

**Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

У статті проаналізовано сучасний стан та тенденції розвитку ергономіки у розвинутих країнах світу

Ергономіка, людський чинник, ергономічні показники.

Постановка проблеми. Соціальна спрямованість економіки привертає увагу до проблем ергономічності, розв'язання яких є неодмінною умовою розвитку. Перехід до постіндустріального суспільства потрібно аналізувати щодо його впливу на людину, її роль і перспективи в економіці та у світі. Гуманізація економіки проявляється «в об'єднанні об'єктивних потреб функціонування економіки з інтересами людини, з розвитком її творчої активності».

У відповідь на протиріччя суспільного розвитку тенденції щодо гуманізації економіки знаходять усе більше широке відображення у фундаментальній економічній науці кінця XX - початку XXI ст. Однак вони не знайшли належного висвітлення у такій прикладній економічній науці, як ергономіка. Цим і обумовлена актуальність виконаного дослідження.

Ергономічність є властивістю предмета або процесу бути функціональною та зручною для життєдіяльності людини. Вона виступає критерієм сумісності речі, послуги або процесу з організмом людини, а також виражає ступінь їх придатності для реалізації людських потреб і підвищення людського добробуту. Сутність ергономічності як чинника якості життя полягає у рівні адаптованості речі, послуги або процесу до природи людини.

Аналіз останніх досліджень. Як показав аналіз літературних джерел [1, 2], зокрема, за даними американського вченого Дж. Райана [1], серед причин нещасних випадків і травм у 80 % з них під час експлуатації виробничого обладнання основними є саме помилки людини. Аналогічними є дані досліджень причин виробничого травматизму в АПК [3]. За ініціативою міжнародного профспілкового руху розроблено міжнародну програму поліпшення умов праці і виробничого довкілля, здійснення якої є одним з основних напрямків роботи Міжнародної організації праці, яка повинна реалізувати комплексний підхід щодо складних і різноманітних проблем охорони здоров'я працівників на виробництві.

Результати досліджень. Ще на межі 80-х років минулого століття американськими ергономістами було зроблено висновок про те, що ключовим чинником ефективності виробництва і управління є використання людських ресурсів.

Високий рівень виробництва, який забезпечується комплексною автоматизацією всього виробничого процесу з боку Японії, змушує США та інші країни шукати шляхи більш ефективного використання людських ресурсів, як чинника праці.

Згідно з далеко не повними даними Міжнародної організації праці у світі щороку 100 тисяч промислових робітників вмирають від промислових захворювань, причиною яких є вплив шуму, вібрації, пилу та різних аерозолів. Ще більшу небезпеку становлять токсичні, мутагенні, радіологічні і канцерогенні впливи виробничого довкілля.

Враховуючи вище зазначене, можна стверджувати, що можливості ергономіки зростають у використанні досягнень науково-технічного прогресу на потреби людини та суспільства. Підприємці зацікавлені у кількості і якості продукції; робітників, навпаки, цікавлять чинники, які орієнтовано на людину: здоров'я, безпека праці та зручні умови виконання робіт.

Щоб знизити це протиріччя, медичні працівники і ергономісти мають вирішити проблему залежності стану здоров'я працівника від характеру виробництва та умов праці. З'являється необхідність залучення професійних знань робітників-операторів (ергономіка участі), розроблення банку даних з ергономіки і створення автоматичної системи ергономічного проектування (питання участі експертів у розробленні банку даних, організації масивів інформації, її технічної реалізації).

У Великобританії у Національному інституті сільськогосподарської техніки розроблено ергономічний моделювальний комплекс, який дозволяє вивчати і оптимізувати всі параметри робочого місця, які впливають на безпеку праці. Це макет робочого місця у натуральну величину, де можна змодельовати умови праці (вплив шуму, вібрації тощо), досліджувати робочі пози людини за ситуацій, які наближено до виробничих, відтворювати вібрації і коливальні зміщення вздовж трьох напрямків: повздовжнього, поперечного і вертикального.

Розроблений комплекс дозволяє перейти до вивчення одного параметру робочого місця і виявлення його до оптимальних рівнів, як новий підхід щодо вивчення системи «людина-трактор».

Було встановлено, що оператори контролюють роботу механізмів на слух і усвідомлено порушують герметизацію кабіни. Реакції оператора на шумові ефекти неадекватні і часто запізнюються. Повне заклінення кабіни вимагає обов'язкового використання кондиціонерів, інакше виникає парниковий ефект.

Дослідження точності керування трактором на різних швидкостях показали, що підвищена чутливість керування і швидкість змушують оператора зосереджувати увагу на русі агрегату, а на контроль якості роботи не вистачає часу, внаслідок чого зростає ймовірність втрат (під час збирання врожаю – до 13%) і аварій. Тому, необхідно розробляти системи керування, які відповідають реальним особливостям праці тракториста. Тобто, кабіна трактора (комбайна) повинна забезпечувати можливість зручного розташування оператора і органів керування, запобігати впливу на оператора несприятливих чинників виробничого довкілля.

Важливе значення мають такі ергономічні показники виконання механізованих робіт у сільському господарстві:

- зручність роботи, а саме зручність робочої пози механізатора, раціональність компоновання приладів керування, величини і спрямованості робочих зусиль;
- зручність сприйняття інформації;
- ефективність слухової, зорової та іншої інформації, сигналізації, оформлення шкал, ергономічної обґрунтованості кольору згідно з психофізіологічними вимогами;

- зручність обслуговування;
- простота профілактичної підтримки працездатності агрегату (зручність і безпека обслуговування, відповідність вимогам технічної гігієни);
- комфортність перебування на робочому місці;
- наявність сприятливих умов праці механізатора (зручність розташування приладів і органів керування, ефективність роботи систем вентилявання, освітлення, низькі рівні шуму і вібрації тощо).

Щоб оцінити відповідність конструкції машини психофізіологічним особливостям людини, які викладено в інженерно-психологічних вимогах, вимогах психології праці і загальній психології, які пред'являють до конструкції сільськогосподарської техніки, потрібно використовувати показники відповідності машин можливостям сприйняття і перероблення інформації: відповідність машини закріпленням і сформованим звичкам людини (з урахуванням легкості і швидкості їх формування).

Проблеми ергономіки пов'язані з особливостями її розвитку як науки, що відбувалося у три етапи. Першим з них був етап коректування, що передбачав організаційний підхід «від машини до людини». Тоді ергономіка виконувала завдання пристосування людини до техніки, вносила рекомендації з раціоналізації трудового процесу. На другій, проектній, стадії свого розвитку ергономіка почала орієнтуватися на підхід «від людини до машини», намагаючись урахувати під час проектування засобів виробництва людські параметри. Третя, нинішня, стадія еволюції ергономіки як науки є комплементарним «симбіозом людини і машини у певному довір'ї». Вона передбачає оптимізацію взаємодії всіх чинників виробничого процесу, вимагаючи як врахування особливостей і потреб людини під час створення нової техніки, так і запобігання можливим ризикам у діяльності виробничої системи, а також мінімізацію змін у виробничому довір'ї.

Тенденції третьої стадії розвитку ергономіки нині лише започатковано, тобто лише задекларовано її інноваційну проблематику. Вона ще не потрапила до контексту цієї науки і не трансформувала його у напрямку належного утвердження у теорії ергономіки соціальної та екологічної засад. По-перше, незважаючи на наявність соціальних аспектів, у сучасній ергономіці наочним залишається стереотипний ринковий пріоритет економізму. По-друге, взаємодія людини з довкіллям як новий виклик сучасній ергономіці залишається у ній змістовно неопрацьованим.

Тому наявна концепція ергономіки ґносеологічно обмежує реальні практичні вимоги ергономіки до суспільного виробництва короткотерміновим періодом продовження циклу виробництва

товарів і середньотерміновим періодом їх проектування, а також дослідженням ергономічності не всіх кінцевих результатів виробництва. Вона не враховує людських потреб у частині суспільного економічного відтворення у довготерміновому періоді. Отже, дослідження нинішнього стану ергономіки призводить до необхідності вирішення актуальної проблеми ергономічності суспільного господарства загалом.

Подальші ергономічні дослідження потрібно спрямувати не тільки на локальне врегулювання умов праці на виробництвах, але й на регламентацію суспільної трудової діяльності людини за глобальних умов природного довкілля. Внаслідок ентропійних і екологічних наслідків виробничої діяльності, її мінливий (неусталений) стан набуває особливої ролі як динамічний чинник у моделюванні ергономічних відносин. Тому метою сучасних ергономічних розробок повинна стати стратегічна ресурсна безпека процесу суспільного економічного відтворення. Ергономіці не вистачає прикладних розробок цього проблемного аспекту. Її зміст нині залишається зацикленим на ендогенних умовах діяльності підприємства та не враховує його екзогенних взаємозв'язків з природним довкіллям.

Висновки

Зміст сучасної ергономіки має бути представлено дослідженням динамічної рівноваги трьох її органічних складових частин – ергономічності виробництва (сучасна традиційна ергономіка), екологічності виробництва і ентропійності.

Такі категорії існують окремо, як самостійні. Однак для відбиття всього соціально-економіко-природного спектра дефініцій ергономічних відносин необхідно системно з'єднати ці корелювальні складові частини у систему ергономіки. Синтез зазначених категорій потрібно обґрунтувати їх ціннісною синергетикою, тобто цінністю для належного широкого розуміння змісту сучасної ергономіки, і цілісним знанням про адаптацію до людини умов виробництва (ергономічність виробництва), трансформації виробництвом природи (ентропійність), а також узгодженні виробництва з потребами відтворення природного довкілля (екологічність).

Список літератури

1. Rayn I.P. Human factors Considerations in Machinery Safeguarding / Human factors Conference, Cincinnati, Ohio, April 12-13, 1994. – Cincinnati, 1994.
2. Мунипов В.М. Современное состояние и тенденции развития эргономики за рубежом / В.М. Мунипов. – М.: ВНИИТЭ, 1997. – 74 с.
3. Войналович О.В. Аналіз причин травмування працівників АПК на механізованих та транспортних роботах / О.В. Войналович, І.М. Подобед, М.М. Мотрич, О.А. Сліпачук // Проблеми охорони праці в Україні. – Донецьк, 2012. – Вип. 24. – С. 38–49.

В статье приводится анализ современного состояния и тенденций развития эргономики в развитых странах мира.

Эргономика, человеческий фактор, эргономические показатели.

In paper the analysis of current state and tendencies of development of ergonomics in developed countries of world is resulted.

Ergonomics, human factor, ergonomic indexes.

УДК 633.521:631.172

ТЕМПЕРАТУРНИЙ СТАН СТРИЧОК РОЗСТЕЛЕНОЇ ЛЬОНОСОЛОМИ ПРИ ГОТУВАННІ РОШЕНЦЕВОЇ ТРЕСТИ

А.С. Лімонт, кандидат технічних наук

Житомирський національний агроекологічний університет

Висвітлений зв'язок температур на поверхнях ґрунту і стрічок розстеленої льоносоломи при готуванні рошенцевої трести. Досліджено перепад температур на поверхні стрічок і під ними з урахуванням їх щільності у світловий та нічний періоди доби.

Льон-довгунець, солома, стрічка, щільність, рошенцева треста, готування, температура.

Постановка проблеми. Із способів обробляння лляної соломи відомі холодноводне мочіння, аеробне і анаеробне та комбіноване аеробно-анаеробне і ферментативне мочіння. Існують тепловодне мочіння лляної соломи та хімічний і фізико-хімічний способи готування лляної трести [1]. Перераховані способи обробляння лляної соломи відносять до екологічно шкідливих, енергозатратних та таких, що досить вартісні [2, 3, 4]. Найбільш екологічно безпечним, найменш енергозатратним і економічно доцільним є готування льонотрести шляхом росяного мочіння. Проте готування рошенцевої трести залежить від погодних умов льонозбирального періоду і зокрема температури середовища. У пропонованому повідомленні передбачено висвітлити деякі з питань оцінювання температурного стану розстелених стрічок соломи в загальній проблемі наукового забезпечення готування рошенцевої льонотрести.

© А.С. Лімонт, 2013

В статье приводится анализ современного состояния и тенденций развития эргономики в развитых странах мира.

Эргономика, человеческий фактор, эргономические показатели.

In paper the analysis of current state and tendencies of development of ergonomics in developed countries of world is resulted.

Ergonomics, human factor, ergonomic indexes.

УДК 633.521:631.172

ТЕМПЕРАТУРНИЙ СТАН СТРІЧОК РОЗСТЕЛЕНОЇ ЛЬОНОСОЛОМИ ПРИ ГОТУВАННІ РОШЕНЦЕВОЇ ТРЕСТИ

***А.С. Лімонт, кандидат технічних наук
Житомирський національний агроекологічний університет***

Висвітлений зв'язок температур на поверхнях ґрунту і стрічок розстеленої льоносоломи при готуванні рошенцевої трести. Досліджено перепад температур на поверхні стрічок і під ними з урахуванням їх щільності у світловий та нічний періоди доби.

Льон-довгунець, солома, стрічка, щільність, рошенцева треста, готування, температура.

Постановка проблеми. Із способів обробляння лляної соломи відомі холодноводне мочіння, аеробне і анаеробне та комбіноване аеробно-анаеробне і ферментативне мочіння. Існують тепловодне мочіння лляної соломи та хімічний і фізико-хімічний способи готування лляної трести [1]. Перераховані способи обробляння лляної соломи відносять до екологічно шкідливих, енергозатратних та таких, що досить вартісні [2, 3, 4]. Найбільш екологічно безпечним, найменш енергозатратним і економічно доцільним є готування льонотрести шляхом росяного мочіння. Проте готування рошенцевої трести залежить від погодних умов льонозбирального періоду і зокрема температури середовища. У пропонованому повідомленні передбачено висвітлити деякі з питань оцінювання температурного стану розстелених стрічок соломи в загальній проблемі наукового забезпечення готування рошенцевої льонотрести.

© А.С. Лімонт, 2013

Аналіз останніх досліджень. Готування трести росяним мочінням відбувається на стелищах, якими за комбайнового збирання є поля, на яких вирощували і збирають льон-довгунець. Таке виготовлення зумовлено дією мікроорганізмів, розвиток яких проходить успішно за відповідної температури навколишнього середовища. За даними М.Є. Єгорова, В.П. Клявіної, В.В. Макарова, Й.Й. Піуновського, А.Н. Сівцова, А.Ф. Скорченка, К.Ф. Терпіловського, С.Є. Чеснокова та ін. найкращою (оптимальною, найбільш сприятливою, яка дає належні результати) є температура за крайніми (найнижчим і найвищим) її значеннями, що становить 15...20°C. Якість рошенцевої льонотрести і одержуваного з неї волокна залежить від щільності розстелених стрічок соломи, яка визначається густотою стеблостою перед збиранням і робочою шириною захвату комбайна. Щільність стрічок оцінюють переважно кількістю розстелених стебел в розрахунку на 1 погонний метр довжини стрічки (шт./м) або ж масою розстеленої соломи в розрахунку на 1 гектар (т/га). Огляд літературних джерел свідчить, що з урахуванням реальних густот стеблостою і ширини захвату бралок льонозбиральних машин досліджували щільність стрічок соломи від 600 до 5000 шт./м, а за масою розстеленої соломи – до 8 т/га. Дослідження Н.Г. Коренського і Б.Ф. Слонєвського показують, що кількісний і якісний склад мікроорганізмів, які впливають на вилежування трести, неоднаковий в нижніх і верхніх шарах розстелених стрічок. Н.Г. Коренський вказує, що на початку мацерації соломи із збільшення маси її розстилання понад 4...5 т/га із-за зменшення інтенсивності сушіння стебел кількість пектинруйнуючих грибів може зменшуватися, а із зниженням температури повітря в нічний час температура в товстих стрічках на 1...1,5°C вища, ніж в тонких. Цитований дослідник відмічає, що температурні умови в стрічках розстеленого льону із збільшенням щільності стрічок менш залежать від коливань температури повітря. За даними [5] із збільшенням щільності розстелених стрічок соломи від 500 до 4000 стебел на 1 м довжини стрічки мінливість температури під стрічкою зменшується за гіперболічною залежністю.

Оскільки готування рошенцевої трести відбувається в стрічках соломи, що розстелена на поверхні ґрунту, який вкритий трав'яним покривом, то природно з'ясувати і оцінити зв'язок між температурою у відповідних шарах стрічок розстеленої соломи і температурою на поверхні ґрунту. Мінімальна температура на поверхні ґрунту спостерігається здебільшого перед сходом сонця, що в період готування рошенцевої трести в серпні [2, 3] орієнтовно припадає на шосту годину, а максимальне значення температури частіше всього

спостерігається о 15 годині, хоча в окремі роки спостерігається о 12 або 18 годинах [5].

Мета досліджень полягала у підвищенні ефективності екологічно спрямованого виробництва льону-довгунця шляхом пізнання температурних умов росяного мочіння соломи. *Завдання дослідження:* 1) дослідити зміну температури на поверхні розстелених стрічок соломи у світловий і нічний періоди доби залежно від температури на поверхні ґрунту; 2) проаналізувати вплив щільності стрічок розстеленої соломи на «прогрівання» стрічок у світловий період доби та їх «охолодження» у нічний період.

Об'єкт та методика дослідження. Об'єктом дослідження був технологічний процес готування рошенцевої трести з визначенням температури в стрічках розстеленої соломи з урахуванням температури на поверхні ґрунту. Впродовж трирічних спостережень за температурою в стрічках при вилежуванні соломи льон-довгунець збирали агрегатом у складі комбайна ЛК-4Т. В день збирання з розстелених комбайном стрічок формували дослідні стрічки зі щільністю, що змінювалася в межах від 500 до 4000 шт./м з інтервалом в 500 стебел на метр довжини рядка. Стрічки розстеляли в с. Грозіно Коростенського району Житомирської області на полі з трав'яним покривом зі щільністю в середньому 967 г/м^2 за вологості трави 67,9%. Температуру на поверхнях стрічок і під ними визначали за показами термометрів ТМ-3. Температуру на поверхні ґрунту вибирали з відповідних форм звітності Коростенської метеостанції. Обробка експериментальних даних здійснена на засадах математичної статистики та з використанням стандартних комп'ютерних програм.

Результати досліджень. У світловий період доби (вдень) о 9-й, 12, 15 і 18-й годинах температура на поверхні стрічок нижча, ніж температура на поверхні ґрунту (інколи спостерігалися випадки навпаки). Від заходу і до сходу сонця (будемо говорити «вночі») о 21-й, 24 (0), 3 і 6-й годинах температура на поверхні розстелених стрічок також нижча, ніж температура на поверхні ґрунту.

У світловий період доби в серпні середнє арифметичне значення температури на поверхні ґрунту, середнє квадратичне відхилення та коефіцієнт варіації становили відповідно $28,5$ і $7,2^\circ\text{C}$ та 25,3%. У такий же період доби аналізовані показники на поверхні розстелених стрічок були дещо меншими і становили відповідно $27,1$ і $6,3^\circ\text{C}$ та 23,2%. У нічний період середнє арифметичне значення і середнє квадратичне відхилення та коефіцієнт варіації температури на поверхні ґрунту дорівнюють відповідно $14,3$ і $2,3^\circ\text{C}$ та 16,2%. У цей же період доби аналогічні показники температури на поверхні розстелених стрічок становили $12,0$ і $2,4^\circ\text{C}$ та 20,0%.

З аналізу мінливості досліджуваних температур за коефіцієнтом варіації випливає, що у світловий період більш мінлива температура на поверхні ґрунту у порівнянні з мінливістю температури на поверхні стрічок. У нічний період доби навпаки – мінливість температури на поверхні стрічок перевищує мінливість температури на поверхні ґрунту.

Спостереження свідчать, що у нічний період температура на поверхні ґрунту t_r завжди перевищує температуру на поверхні розстелених стрічок t_{nc} ($t_r > t_{nc}$). У світловий період переважно $t_r > t_{nc}$, але є і випадки, за яких $t_r < t_{nc}$. Тут за результативну ознаку прийнято температуру на поверхні розстелених стрічок, а в якості факторіальної – температуру на поверхні ґрунту. Кореляційний аналіз показав, що між результативною і факторіальною ознаками виявлений додатний кореляційний зв'язок. При цьому модельні рівняння регресії температури на поверхні стрічок t_{nc} (°C) на температуру на поверхні ґрунту t_r (°C) мають вигляд:

- стосовно світлового періоду доби

$$t_{nc} = 4,72 + 0,788 t_r \quad (1)$$

при $r = 0,902$; $\lambda_{пв} = 0,10$; $S_y = 2,72^\circ\text{C}$ і $k_d = 0,814$;

- стосовно нічного періоду

$$t_{nc} = 0,68 + 0,791 t_r \quad (2)$$

при $r = 0,763$; $\lambda_{пв} = 0,13$; $S_y = 1,56^\circ\text{C}$ і $k_d = 0,582$,

де r – коефіцієнт кореляції між досліджуваними результативною і факторіальною ознаками; $\lambda_{пв}$ – показник оцінювання вирівнювання експериментальних значень температури на поверхні стрічок рівнянням прямої регресії з додатним кутовим коефіцієнтом, що являє відношення основної помилки вирівнювання до середнього значення результативної ознаки; S_y – помилка рівнянь (1) і (2) прямої регресії, яку визначали за середнім квадратичним відхиленням результативної ознаки і коефіцієнтом кореляції між досліджуваними ознаками; k_d – коефіцієнт детермінації, що визначає силу впливу факторіальної ознаки на результативну.

Менше значення коефіцієнта кореляції властиве оцінюванню зв'язку між температурою на поверхні стрічок і температурою на поверхні ґрунту у нічний період доби. Розрахований показник $\lambda_{пв}$, що дорівнює 0,10 і 0,13, є свідченням задовільного вирівнювання експериментальних даних опрацьованими рівняннями. За помилками S_y рівнянь (1) і (2) з'ясували, що в зону, яка визначає межі зміни температури на поверхні стрічок з урахуванням цих помилок, увійшло 70,6 і 68,8% значень t_{nc} , використаних для розрахунку вказаних рівнянь. За значеннями коефіцієнтів детермінації варіація температури на поверхні ґрунту у світловий період доби на 81%, а в нічний – на 58% причинно зумовлює

варіацію температури на поверхні стрічок.

Кореляційні поля, що інтерпретують зв'язок між температурою на поверхні стрічок і температурою на поверхні ґрунту у світловий і нічний періоди доби, та модельні лінії прямолінійної регресії, які побудовані за рівняннями (1) і (2), наведені на рис. 1.

З рис. 1 та рівнянь (1) і (2) видно, що діапазон зміни температури на поверхні ґрунту у світловий період майже у 2,5 раза перевищує діапазон зміни температури на поверхні ґрунту у нічний час. За модельними лініями регресії простежується, що у світловий і нічний періоди температура на поверхні стрічок дещо нижча у порівнянні з температурою на поверхні ґрунту.

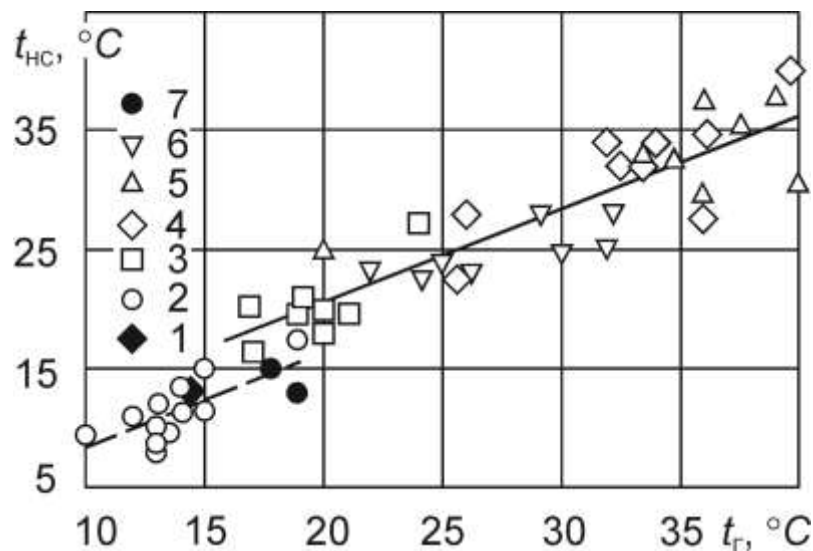


Рис. 1. Зміна температури на поверхні стрічок $t_{нс}$ у світловий (суцільна лінія) та у нічний (пунктирна) періоди доби залежно від температури на поверхні ґрунту $t_г$: 1 – нуль година; 2 – шоста; 3 – дев'ята; 4 – дванадцята; 5 – п'ятнадцята; 6 – вісімнадцята; 7 – двадцять перша година.

Із збільшенням щільності розстелених стрічок від 500 до 4000 стебел на 1 м довжини стрічки температура під ними $t_{пс}$ о 6-й годині зростає за степеневою залежністю від 12,0 до 14,8°C, що свідчить про зменшення «охолодження» нижніх шарів стрічок при збільшенні їх щільності. О 6-й годині температура на поверхні стрічок $t_{нс}$ нижча, ніж температура під ними $t_{пс}$. За різницею між $t_{пс}$ і $t_{нс}$ визначали зменшення «охолодження» $t_{ох.с}$ нижніх шарів стрічок у порівнянні з температурою на їх поверхні у міру збільшення щільності (рис. 2). Це зменшення зростає від 0,9 до 4,0°C і описується степеневою залежністю вигляду:

$$t_{ох.с} = 0,0115 n_{см}^{0,707}, \quad (3)$$

де $n_{см}$ – щільність стебел у стрічці розстеленої соломи, шт./м.

Основна помилка вирівнювання різниці температур $t_{\text{ох.с}}$ о 6-й годині залежно від щільності стрічок розстеленої соломи рівнянням (3) степеневі функції становила $0,52^{\circ}\text{C}$ за відношення цієї помилки до середнього значення визначеної різниці $0,20$. Вирівнювання експериментальних значень $t_{\text{ох.с}}$ прямою з додатним кутовим коефіцієнтом забезпечило значення R^2 -коефіцієнта $0,726$, експонентою і показовою функцією – $0,677$, гіперболою – $0,793$, степеневі (3) – $0,837$, а логарифмічною – $0,842$. З аналізу рівняння прямолінійної зміни $t_{\text{ох.с}}$ залежно від $n_{\text{см}}$ випливало, що з підвищенням щільності стрічок на 1000 шт./м «охолодження» середовища під стрічкою може зменшуватися на 7°C . За рівнянням гіперболи простежувалося асимптотичне зниження «охолодження» під стрічками до 4°C .

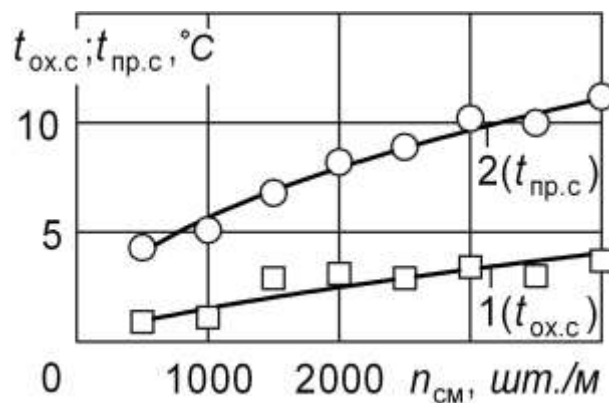


Рис. 2. Кількісне оцінювання «охолодження» середовища під стрічками $t_{\text{ох.с}}$ (1) о 6-й годині та його «прогрівання» $t_{\text{пр.с}}$ (2) о 15-й годині за показами термометрів на поверхні стрічок і під ними залежно від щільності стебел $n_{\text{см}}$ в стрічках розстеленої соломи

Різниця між температурою на поверхні стрічок і температурою під ними характеризує зниження «прогрівання» нижніх шарів стрічок. Зниження «прогрівання» за температурою середовища нижніх шарів стрічок зростає із збільшенням щільності розстелених стрічок. Проаналізовано вирівнювання експериментальних даних зростання зниження «прогрівання» нижніх шарів розстелених стрічок рівняннями прямої з додатним кутовим коефіцієнтом ($R^2 = 0,960$), гіперболи ($R^2 = 0,774$), експоненціальної і показової функцій ($R^2 = 0,918$) та степеневі залежності ($R^2 = 0,975$). Отже, за R^2 -коефіцієнтом найкраще наближення до експериментальних даних забезпечує їх апроксимація степеневі залежністю. З рівняння прямолінійного зростання зниження «прогрівання» нижніх шарів стрічок випливало, що із збільшення щільності розстелених стрічок на 1000 стебел на 1 м довжини стрічки «прогрівання» знижувалося на 2°C . Якщо ж проаналізувати зміну «прогрівання» за рівнянням

зростаючої гіперболи, що за її асимптотою можливо прогнозувати граничне зниження «прогрівання» із підвищенням щільності стрічок, що може сягати близько 11°C. На рис. 2 наведені експериментальні дані досліджуваної зміни температури в розстелених стрічках соломи о 15 годині за різницею в показках термометрів на поверхнях стрічок і ними $[t_{\text{пр.с}} = (t_{\text{нс}} - t_{\text{пс}})]$ залежно від щільності стрічок та прогнозована зміна зростання зниження «прогрівання» за кривою 2. Крива 2 є графічним зображенням степеневої функції вигляду:

$$t_{\text{пр.с}} = 0,198 n_{\text{см}}^{0,48556} \quad \text{при } \sigma_0 = 0,37 \quad \text{і} \quad \lambda_{\text{пв}} = 0,045, \quad (4)$$

де $t_{\text{пр.с}}$ – зниження «прогрівання» нижніх шарів стрічок розстеленої соломи за різницею показів термометрів на поверхні стрічки і під нею о 15-й годині, °C; $n_{\text{см}}$ – щільність стрічки розстелених стебел соломи, шт./м; σ_0 – основна помилка вирівнювання експериментальних даних визначеною степеневою функцією; $\lambda_{\text{пв}}$ – показник оцінювання вирівнювання експериментальних значень $t_{\text{пр.с}}$ рівнянням (4).

Висновок. У світловий період доби температура на поверхні ґрунту більш мінлива, ніж температура на поверхні стрічок, а у нічний період більш мінливіша температура на поверхні стрічок. У нічний період температура на поверхні ґрунту завжди перевищує температуру на поверхні розстелених стрічок. У світловий період – переважно температура на поверхні ґрунту перевищує температуру на поверхні стрічок, але спостерігаються випадки, за яких температура на поверхні ґрунту нижча, ніж температура на поверхні стрічок. Між температурою на поверхні стрічок і температурою на поверхні ґрунту виявлений додатний кореляційний зв'язок, що стосовно світлового періоду оцінюється коефіцієнтом кореляції 0,902, а нічного – 0,763. З модельних рівнянь і ліній прямолінійної регресії видно, що у світловий і нічний періоди температура на поверхні стрічок дещо нижча у порівнянні з температурою на поверхні ґрунту. «Охолодження» стрічок оцінювали за різницею показів термометрів під стрічкою і на поверхні стрічок о 6-й годині, а «прогрівання» – за різницею показів термометрів на поверхні стрічок і під ними о 15-й годині. Із збільшенням щільності стрічок від 500 до 4000 шт./м зменшення «охолодження» і зниження «прогрівання» стрічок зростають за степеневими залежностями. За умови подання цих зростань гіперболічною кривою інтенсивність зміни температур уповільнюється з підвищенням щільності стрічок понад 2000 шт./м. З'ясовані кількісні зміни температур розкривають зміст впливу щільності стрічок соломи на вихід і якість волокна, що одержують з рошенцевої трести [6]. Напрямок подальших досліджень слід зосередити на вивченні температурного стану стрічок розстеленої соломи за різної їх щільності залежно від температури повітря і на поверхні ґрунту.

Список літератури

1. *Льон-довгунець*. Терміни та визначення понять: ДСТУ 4511: 2006. – [Чинний від 2006 – 09 – 01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2006. – 46 с.
2. *Виробництво льоноволокна та його використання: монографія* / [І.П. Карпець, А.Ф. Скорченко, Л.А. Чурсіна та ін.]. – К: Нора-прінт, 2002. – 128 с.
3. *Дынин Ф.М.* Эффективность различных технологий обработки льняной соломы / *Ф.М. Дынин* // Вопросы технологии промышленности лубяных волокон: научно-исследовательские тр. / Центр. НИИ промышленности лубяных волокон (ЦНИИЛВ). – М., 1975. – Т. 30. – С. 3–21.
4. *Макаєв В.* Приготування лляної трести способом розстилання на слищі / *В. Макаєв, Р. Гілязетдінов, В. Шейченко* // Техніка АПК. – 2005. – № 10 – 11. – С. 22–23.
5. *Лімонт А.С.* Температурний режим стрічок розстеленої льоносоломи при приготуванні трести росяним мочінням / *А.С. Лімонт, В.О. Ломакін* // Зб. наук. пр. Подільського держ. аграр.-техніч. ун-ту: сучасні проблеми збалансованого природокористування (спец. вип. до VI наук.-практ. конф.). – Кам'янець-Подільський: Подільський держ. аграрн.-техніч. ун-т, 2011. – С. 170–175.
6. *Лімонт А.* Вихід і якість волокна з трести росяного мочіння за різної щільності стрічки льоносоломи / *А. Лімонт* // Техніка і технології АПК. – 2012. – № 5. – С. 29–33.

Освещена связь температур на поверхностях почвы и лент разостланной льносоломы при приготовлении стланцевой тресты. Исследован перепад температур на поверхности лент и под ними с учетом их плотности в дневной и ночной периоды суток.

Лен-долгунец, солома, лента, плотность, стланцевая треста, приготовление, температура.

There was highlighted the connection of temperature of soil surface and strips of outspread straw during the preparation of scrub rotted straw. There was studied the temperature difference at the strips surface and under them, including their density at day and night periods of day.

Fiber flax, straw, ribbon, thickness, dew-retted flax straw, preparation, temperature.

УДК 6.31

ОБҐРУНТУВАННЯ ПОТРЕБИ В ЗЕРНОВИХ СІВАЛКАХ ДЛЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ПІДПРИЄМСТВ УКРАЇНИ

В.Г. Опалко, інженер

Наведено обґрунтування потреби в зернових сівалках в умовах їх використання в сільськогосподарському виробництві.

© В.Г. Опалко, 2013

Список літератури

1. *Льон-довгунець*. Терміни та визначення понять: ДСТУ 4511: 2006. – [Чинний від 2006 – 09 – 01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2006. – 46 с.
2. *Виробництво льоноволокна та його використання: монографія* / [І.П. Карпець, А.Ф. Скорченко, Л.А. Чурсіна та ін.]. – К: Нора-прінт, 2002. – 128 с.
3. *Дынин Ф.М.* Эффективность различных технологий обработки льняной соломы / *Ф.М. Дынин* // Вопросы технологии промышленности лубяных волокон: научно-исследовательские тр. / Центр. НИИ промышленности лубяных волокон (ЦНИИЛВ). – М., 1975. – Т. 30. – С. 3–21.
4. *Макаєв В.* Приготування лляної трести способом розстилання на слищі / *В. Макаєв, Р. Гілязетдінов, В. Шейченко* // Техніка АПК. – 2005. – № 10 – 11. – С. 22–23.
5. *Лімонт А.С.* Температурний режим стрічок розстеленої льоносоломи при приготуванні трести росяним мочінням / *А.С. Лімонт, В.О. Ломакін* // Зб. наук. пр. Подільського держ. аграр.-техніч. ун-ту: сучасні проблеми збалансованого природокористування (спец. вип. до VI наук.-практ. конф.). – Кам'янець-Подільський: Подільський держ. аграрн.-техніч. ун-т, 2011. – С. 170–175.
6. *Лімонт А.* Вихід і якість волокна з трести росяного мочіння за різної щільності стрічки льоносоломи / *А. Лімонт* // Техніка і технології АПК. – 2012. – № 5. – С. 29–33.

Освещена связь температур на поверхностях почвы и лент разостланной льносоломы при приготовлении стланцевой тресты. Исследован перепад температур на поверхности лент и под ними с учетом их плотности в дневной и ночной периоды суток.

Лен-долгунец, солома, лента, плотность, стланцевая треста, приготовление, температура.

There was highlighted the connection of temperature of soil surface and strips of outspread straw during the preparation of scrub rotted straw. There was studied the temperature difference at the strips surface and under them, including their density at day and night periods of day.

Fiber flax, straw, ribbon, thickness, dew-retted flax straw, preparation, temperature.

УДК 6.31

ОБҐРУНТУВАННЯ ПОТРЕБИ В ЗЕРНОВИХ СІВАЛКАХ ДЛЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ПІДПРИЄМСТВ УКРАЇНИ

В.Г. Опалко, інженер

Наведено обґрунтування потреби в зернових сівалках в умовах їх використання в сільськогосподарському виробництві.

© В.Г. Опалко, 2013

При аналізі використовували дані Державної служби статистики України. Визначена питома кількість господарств, де доцільно використовувати зернові сівалки типу СЗ 3,6. До них відносяться господарства з посівною площею від 250 до 1000 га. Питома кількість цих господарств складає 15,5 %.

Зернова сівалка, посівна площа, зернові і зернобобові культури.

Постановка проблеми. Виробництво зернових культур є основним напрямком в АПК України. Посівні площі зернових після 2000 р. практично стабілізувалися в межах 14-15 млн. га. Основними культурами в структурі виробництва зернових в Україні є пшениця (40-50%), ячмінь (20-30%) і кукурудза (20-25%).

Найбільша питома серед зернових сільгоспкультур належить пшениці – на неї припадає майже половина всього виробництва зерна в країні (45%). Її вирощуванням займаються понад 24 тис. сільськогосподарських підприємств, абсолютна більшість з них сіють озимі сорти.

Виробництво пшениці (протягом останніх трьох років її валовий збір становив у середньому 21,2 млн. тонн) перевищує внутрішнє споживання майже вдвічі, що робить цю культуру експортоорієнтованою. Після пшениці ячмінь - друга за обсягами виробництва культура в зерновому господарстві України. На нього припадає близько 25% в структурі вирощування зернових. Виробництво ячменю в Україні за останні три роки в середньому становило близько 11 млн. тонн. Внутрішнє споживання ячменю в Україні оцінюється в 5 млн. тонн, тобто в два рази менше зібраного в останні роки врожаю. Надлишок направляється на експорт - у 2010 році торгівлею ячменем займалися 182 підприємства, 15 з них продали 76% від усього обсягу (у вартісному виразі).

Аналіз останніх досліджень [1] дозволяє визначити розподіл посівних площ України під сільськогосподарськими культурами (табл. 1).

Пріоритетне використання площ припадає на зернові та зернобобові культури (до 56,8 %). Однією з визначальних ланок підвищення врожайності зернових культур, окупності вкладеної праці і засобів виробництва є оснащення господарств посівними машинами для якісного виконання сівби в оптимальні агротехнічні строки.

Слід зазначити, що у виробничому процесі господарств значне місце займають різноманітні зернові культури, які потребують різних умов сівби. Крім того, період проведення сівби короткий, поля, які необхідно засіяти, відрізняються площею, типами ґрунтів тощо. Все

це вимагає наявності як сівалок, так і робочих органів, які задовольняють агротехнічним вимогам щодо якісного виконання операції сівби конкретної культури відповідно до ґрунтово-кліматичних умов господарства [5].

1. Структура посівних площ основних культур (у відсотках від загальної).

Сільськогосподарські культури	Роки							
	1990	1995	2000	2005	2008	2009	2010	2011
Уся посівна площа	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
Зернові та зернобобові культури	45,0	45,7	50,2	57,6	57,6	58,7	56,0	56,8
озимі зернові у тому числі	59,1	44,6	46,3	48,6	52,0	52,5	52,4	50,8
пшениця	51,9	37,6	38,9	41,2	43,5	41,2	40,7	41,3
жито	3,6	4,3	4,9	4,2	3,0	3,0	1,9	1,8
ячмінь	3,6	2,7	2,5	3,2	5,5	8,3	9,8	7,7
ярі зернові та зернобобові у тому числі	40,9	55,4	53,7	51,4	48,0	47,5	47,6	49,2
пшениця	0,1	1,3	2,2	3,2	2,0	2,1	2,1	1,8
ячмінь	15,1	29,2	26,7	26,8	21,5	24,0	20,0	16,4
овес	3,4	4,0	3,8	3,1	2,9	2,7	2,2	1,8
кукурудза на зерно	8,5	8,3	10,0	11,4	16,1	13,6	18,0	23,0
просо	1,4	1,2	3,2	0,9	1,0	0,8	0,6	1,1
гречка	2,4	3,2	4,2	2,8	1,9	1,7	1,5	2,0
рис	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2
зернобобові з них	9,8	7,8	3,0	2,8	1,7	2,3	2,8	2,4
горох	8,8	7,0	2,2	2,2	1,3	1,8	2,0	1,7
вика та викові суміші на зерно	0,5	0,5	0,4	0,3	0,1	0,2	0,2	0,1
Технічні культури	11,6	12,1	15,4	20,2	25,0	24,3	27,1	26,9
Картопля і овочеваштанні культури	6,4	7,0	8,4	7,8	7,3	7,2	7,3	7,3
Кормові культури	37,0	35,2	26,0	14,4	10,1	9,8	9,6	9,0

Короткий (до 1 місяця) весняний період, швидке наростання позитивних температур після початку польових робіт не дозволяють ефективно вирішувати задачу формування посівного шару додатковими обробітками. Вітчизняні сівалки дають можливість раніше розпочати весняні польові роботи.

Мета досліджень: обґрунтувати ефективне використання зернових сівалок типу СЗ-3,6 для вирощування зернових і зернобобових культур. **Задачі досліджень:** 1) Визначити розподіл сільськогосподарських господарств щодо використання площі під

зерновими і зернобобовими культурами. 2) Обґрунтувати доцільність використання сівалок типу СЗ-3,6 для окремих господарств з урахуванням посівних площ зернових культур. 3) Визначити потребу сівалок типу СЗ-3,6 для сівби зернових і зернобобових культур.

Методика досліджень. При дослідженнях використовувався патентно-інформаційний пошук [2], статистичний та морфологічний аналіз [3, 4].

Результати досліджень. Багаторічна практика свідчить, що зернові сівалки типу СЗ-3,6, які призначені для роботи на відвальних фонах, надійно виконують технологічний процес в складних умовах: на середніх і важких за механічним складом ґрунтах, при високій вологості, наявності рослинних решток і на недостатньо обробленому фоні.

Машинно-тракторний парк сільськогосподарських підприємств України характеризується надзвичайним зношенням. З року в рік зменшується кількість сівалок в господарствах країни: якщо в 1991 р. налічувалося 135674 зернових сівалок, то в 2011 р. – тільки 71265. Через зменшення парку посівної техніки, моральне і фізичне старіння різко збільшилося навантаження на сівалку. Так, при нормативі менше 150 га, воно зросло до 250-300га [5, 6].

Сьогодні сільгосптоваровиробникам пропонують різні моделі зернових сівалок як вітчизняного, так і зарубіжного виробництва. Поряд із збереженням у виробництві простих за конструкцією і призначенням машин інтенсивно розробляються більш складні і дорогі знаряддя і агрегати.

Основним вітчизняним виробником посівної техніки було і є ПАТ “Червона Зірка” [7, 8].

Для сівби насіння зернових, зернобобових культур і трав з одночасним внесенням у ґрунт гранульованих мінеральних добрив ПАТ “Червона Зірка” випускає сівалки типу СЗ-3,6 різних модифікацій. Ці машини якісно виконують сівбу на ґрунтах, що відрізняються механічним складом, якістю передпосівного обробітку, комплектуються наральниковими, дводисковими однорядними, однодисковими, дводисковими дворядними сошниками .

Якщо не брати до уваги технічну політику 20-30 великих агрохолдингів, які володіють великими інвестиційними засобами, сільгосппідприємства, що обробляють від 100 до 10 тис. га землі, поки що досить обмежені в коштах. Тому найпопулярнішими на українському ринку сьогодні залишаються сівалки ПАТ «Червона Зірка». Вони прості у використанні й обслуговуванні, відносно надійні, а головне – суттєво дешевші. Хоч ціна на них зростає з року в рік: нині, в залежності від моделі, це від 50 до 120 тис. грн.

За даними нового дослідження «АПК-Інформ» – «Портрет сільгоспвиробника України: великі, середні та малі господарства» – найважливіша проблема технічного забезпечення агропромислового комплексу поки ще не вирішена [8].

Щорічне поповнення парку сівалок в країні не перевищує 1-2 тис. одиниць. В Україні в 2009 р. було вироблено 2542 всіх видів сівалок, в 2010р. – 2005 і в 2011 рр. – 4939. За останні 8 років вся промисловість країни дала сільському господарству менше 46 тис. сівалок [4].

Згідно звіту ПАТ "Червона Зірка" обсяг виробництва зернових сівалок (всіх модифікацій) в динаміці за 3 останні роки складає: 2009 р. – 907 шт., 2010 р. – 1415, 2011 р. – 2467 шт [7].

Згідно даних дослідження «Портрет сільгоспвиробника України: великі, середні та малі господарства», 38% середніх і великих господарств оновлюють техніку раз в 5 років. Поряд з цим, якщо б фінансові можливості дозволяли, аграрії повідомили б про придбання в першу чергу сівалок і тракторів [9].

Вітчизняна промисловість повинна забезпечити сільськогосподарські підприємства універсальними, багатофункціональними машинами з необхідним набором робочих органів, що дозволяють швидко і зручно переобладнувати сівалки з однієї модифікації у іншу, придатну для роботи в певній агрокліматичній зоні відповідно до рекомендованої технології сівби.

Для обґрунтування потреби в зернових сівалках нами була врахована структура виробництва зернових культур, площі і розміри сільськогосподарських підприємств, техніко-експлуатаційні і економічні характеристики машин (табл. 2 – 4).

2. Структура виробництва зернових і та зернобобових культур за категоріями господарств (у відсотках до загального обсягу).

Роки	1990	1995	2000	2005	2008	2009	2010	2011
Сільськогосподарські підприємства								
Зернові та зерно-бобові культури	97,2	91,9	81,6	75,7	79,0	77,9	75,8	77,9
Господарства населення								
Зернові та зерно-бобові культури	2,8	8,1	8,4	24,3	21,0	22,1	24,2	22,1

Всебічне обґрунтування оптимальної кількості посівних машин вимагає спеціальних математичних методів, але можна виконати попередні розрахунки вручну, щоб з'ясувати всі фактори, які зумовлюють вибір тих чи інших машин. Потрібну кількість сівалок визначають із врахуванням їх продуктивності. Продуктивність

характеризує інтенсивність використання техніки протягом певного проміжку часу і залежить від параметрів і режимів роботи трактора і машини, тривалості роботи агрегату протягом доби і всього часу виконання операції [10].

3. Групування підприємств за їх кількістю і розмірами посівних площ сільськогосподарських культур у 2011 р.

Показник	Кількість підприємств		Площа підприємств	
	усього	зернових та зернобобових культур	усього	зернових та зернобобових культур
Підприємства – всього	44919	36808	19493,5	11742,5
з них з площею, га				
до 50,00	24464	20004	536,9	388,5
50,01–100,00	4236	3497	309,7	258,8
100,01–250,00	4582	4199	749,3	689,7
250,01–500,00	3199	2765	1153,9	1001,8
500,01–1000,00	2901	2925	2091,9	2109,5
1000,01–2000,00	2777	2226	3976,9	3113,9
2000,01–3000,00	1322	674	3215,9	1624,5
більше 3000,00	1438	518	7459,0	2555,8

4. Відносна кількість підприємств за розмірами посівних площ сільськогосподарських культур у 2011 р.

Показник	Відносна кількість, %			
	Підприємств до загальної кількості		Площі до загальної площі	
Підприємства – всього	100,0	100,0	100,0	100,0
з них з площею, га				
до 50,00	54,5	54,3	2,8	3,3
50,01–100,00	9,4	9,5	1,6	2,2
100,01–250,00	10,2	11,4	3,8	5,9
250,01–500,00	7,1	7,5	5,9	8,5
500,01–1000,00	6,5	8,0	10,7	18,0
1000,01–2000,00	6,2	6,1	20,4	26,5
2000,01–3000,00	2,9	1,8	16,5	13,8
більше 3000,00	3,2	1,4	38,3	21,8

Для обґрунтування експлуатаційних показників роботи машини визначальними умовами є агротехнічні вимоги, які регламентують їх роботу. Агротехнічні вимоги визначають строки виконання роботи і тривалість робочого дня. При цьому маються на увазі календарні терміни виконання роботи, тривалість її виконання в робочих днях і протягом доби.

Згідно з агровимогами сівба основних зернових культур в Україні проводиться протягом 10 днів восени і 7 днів весною, при цьому тривалість робочого дня може бути 7-10 год.

Робоча швидкість руху агрегату також визначається агротехнічними вимогами. Підвищення робочої швидкості агрегату призводить до погіршення якості роботи. Допустимі швидкості руху посівних агрегатів становлять 7-11 км/год.

В результаті проведених розрахунків [10] продуктивність посівного агрегату з сівалкою СЗ-3,6 за годину змінного часу становить 2,4 га, агрегату з трьома сівалками СЗ-3,6 – 6,8 га/год. При тривалості роботи 10 год змінна продуктивність буде становити 24 га і 68 га відповідно. Річний виробіток посівного агрегату з сівалкою СЗ-3,6 буде дорівнювати 340 га з врахуванням коефіцієнта використання $k_z=0,85$, а агрегату, складеного з трьох сівалок СЗ-3,6 – 980 га. Одержані результати свідчать, що для забезпечення ефективного використання сівалок типу СЗ-3,6 доцільно мати посівні площі зернових культурв межах від 300 до 1000 га.

За оцінкою більшості експертів, ефективне виробництво зернових культур в умовах високої вартості матеріально-технічних ресурсів можливе на площі не менше 500 га. Крім того, технічне оснащення і фінансові можливості для виробництва продукції в сільськогосподарських підприємствах на порядок вищі, ніж у господарствах населення.

В Навчально-науковому технічному інституті Національного університету біоресурсів і природокористування України обґрунтовано раціональний мінімальний розмір посівних площ у рослинництві, які забезпечать допустиме завантаження комплексів машин з коефіцієнтом використання, рівним 0,7: Полісся- 400-500 га, Лісостеп – 450-600 га, Степ – 500-650 га.

Основними товаровиробниками зернових в Україні є сільськогосподарські підприємства (табл. 2) . Щорічно три чверті врожаю зернових отримується у цій категорії господарств. Частка господарств населення у виробництві зернових залишається досить низькою, хоча формально в землекористуванні населення знаходиться майже 35% від загальної площі ріллі України. Однак, у землекористуванні населення маються невеликі земельні наділи - до 5 га, які недостатні для ведення ефективного виробництва сільськогосподарської продукції, зокрема зерна.

Якщо до проведення земельної реформи в Україні домінували сільгосппідприємства з розмірами земельних угідь у середньому 3,0–3,5 тис га на одне господарство, то за період проведення земельної реформи було сформовано господарські структури,

засновані на різних формах власності і господарювання, із значно меншими розмірами землекористування.

Структура сучасних сільськогосподарських підприємств в Україні свідчить, що більшість їх мають невелику площу землекористування. У 2011 р. налічувалось 3190 сільськогосподарських підприємств з площею під зерновими та зернобобовими культурами від 250 до 1000 га, що становить 15,5% загальної їх кількості. Ці підприємства в цілому використовували 3111,3 тис га сільськогосподарських угідь, що становить 26,5% загальної їх кількості.

Відповідно до виконаних нами розрахунків, для проведення своєчасної та якісної сівби зернових культур з урахуванням площі різних за розміром господарств необхідно забезпечити сівалками СЗ-3,6: сільськогосподарських підприємств розміром від 250 до 500 га – однією сівалкою; сільськогосподарських підприємств розміром від 500 до 1000 га – трьома.

Загальна потреба для України становитиме 9150 сівалок.

З аналізу літератури та досвіду господарств можна зробити висновок про те, що у зв'язку з гострою нестачею посівної техніки та низькою платоспроможністю сільського товаровиробника зернові сівалки типу СЗ-3, 6 залишаться на найближчі роки основними посівними машинами в країні.

До сівалок завжди висуваються жорсткі агротехнічні вимоги, зокрема, до якості висіву. Практично всі типи зернових сівалок виробництва ПАТ “Червона Зірка” за умови правильного їх використання забезпечують достатньо високу якість роботи, а агротехнічна ефективність значною мірою залежить від технічного рівня та досконалості виготовлення всіх елементів сівалки.

В сучасних ринкових умовах розвитку агропромислового комплексу важлива роль відводиться питанням формування якості продукції від етапу її виготовлення до надходження до споживача.

На жаль зараз констатується відсутність достовірних даних про технічний стан машин та її безпечність – як для самої технічної системи, так і для навколишнього середовища і, насамперед, людини.

Технічний рівень вітчизняних сівалок в доперебудовний період визначався «Системою машин», в розробці якої брали участь ДСКБ заводів, союзні та галузеві науково-дослідні і навчальні інститути.

Останнім часом через відсутність чіткої координації конструкторських організацій та базових заводів виробництво посівних машин розвивається стихійно. На вітчизняному ринку з'явилися зарубіжні посівні машини, що відрізняються високою якістю виготовлення, обладнані системами контролю технологічного

процесу їх роботи. Однак вони мають деякі недоліки, такі як неповна відповідність вітчизняним агровиимогам, особливо при нестійких погодних умовах і висока вартість, як самих машин, так і запасних частин

Посилює негативну тенденцію ще й та обставина, що в Україні випускають посівні машини непрофільні підприємства. Не маючи достатнього наукового потенціалу в новій для себе сфері та конструкторського досвіду проектування машин, такі підприємства розробляють копії сівалок зарубіжних фірм, які є малоперспективними.

Високого рівня якості сільськогосподарської техніки можливо досягти шляхом державного регулювання агропромислового виробництва. Основним механізмом такого керування є діяльність Державного комітету зі стандартизації в Україні.

Якщо розглядати розвиток посівної техніки на найближчу перспективу, то оснащення нею сільськогосподарського виробництва може відбуватись, в першу чергу, за рахунок найбільш поширених конструкцій сівалок, які будуть відповідати всім вимогам технічних регламентів та національних стандартів.

Висновки

У зв'язку з гострою нестачею посівної техніки та низькою платоспроможністю сільського товаровиробника зернові сівалки типу СЗ-3, 6 залишаться на найближчі роки основними посівними машинами в країні.

У відповідності до розрахунків для проведення своєчасної та якісної сівби зернових культур, з урахуванням площі різних за розміром господарств, необхідно забезпечити сівалками СЗ-3,6: сільськогосподарських підприємств розміром від 250 до 500 га – однією сівалкою; сільськогосподарських підприємств розміром від 500 до 1000 га – трьома.

Загальна потреба для України в сівалках типу СЗ-3,6 становить 9150 одиниць.

Список літератури

1. *Сільське господарство України. Статистичний збірник. Державна служба статистики України.* – К., 2012. – С. 31.
2. *ДСТУ 3575-97 Патентні дослідження. Основні положення та порядок проведення [Видання офіційне].* – К.: Держстандарт України, 1997. – 16 с.
3. *Руководство по научно-техническому прогнозированию : темат. сб. ст. / Пер. с англ. ; Под ред. Л.И. Громова.* – М.: Прогресс, 1977. – 350 с.
4. *Рублёв В.И. Основы научных исследований в области экономики и управления на транспорте: Учебное пособие / Рублёв В.И., Судакова Т.В., Саклакова Е.В.* – Ставрополь: Сев.Кав.ГТУ, 2003. – 200 с.
5. *Послання Президента України Верховній Раді України.* – 2003 р. – С. 37.
6. www.chervonazirka.com

7. Зубець М.В. Актуальні проблеми технічної політики в аграрному секторі України / Зубець М.В., Гуков Я.С., Грицишин М.І. – К.: ДІА, 2007. – 80 с.
8. Саїнсус О.Д. П'ять років у третьому тисячолітті / О.Д. Саїнсус // Техніка АПК. – 2006. – № 1-2. – С. 6–8.
9. Исследования «АПК-Информ» - «Портрет сельхозпроизводителя Украины: крупные, средние и мелкие хозяйства». <http://www.apk-inform.com>
10. Гречкосей В.Д. Проектування технологічних процесів у рослинництві. Навчальний посібник / В.Д. Гречкосей, В.Д. Войтюк, Р.В. Шатров, І.І. Мельник, Я.М. Михайлович, В.Г. Опалко. – К.: Наука, 2011. – 363 с.

Приведено обоснование потребности в зерновых сеялках в условиях их использования в сельскохозяйственном производстве. При анализе использовали данные Государственной службы статистики Украины. Определено удельное количество хозяйств, где целесообразно использовать зерновые сеялки типа СЗ-3,6. К ним относятся хозяйства с посевной площадью от 250 до 1000 га. Удельное количество этих хозяйств составляет 15,5%.

Зерновая сеялка, посевная площадь, зерновые и зернобобовые культуры.

The need for grain seeders in conditions of their use in agricultural production is proved. In analysis used data of State Statistics Service of Ukraine. The specific number of farms where appropriate to use grain seeders type СЗ-3,6 is defined. These include farms with cultivated area from 250 to 1000 hectares. The specific number of these farms is 15,5%.

Grain drill, cultivated area, grain and leguminous crops.

УДК 621.43.068.4

ЕКОЛОГІЧНІ СТАНДАРТИ STAGE I TIER ДЛЯ ДИЗЕЛІВ СІЛЬСЬКО-ТА ЛІСОГОСПОДАРСЬКИХ ТРАКТОРІВ І САМОХІДНИХ МАШИН

О.А. Бешун, кандидат технічних наук

Розглянуто сучасні екологічні стандарти для дизелів сільсько- і лісогосподарських тракторів і самохідних машин Stage і Tier, що діють в країнах Європейського Союзу і США відповідно, та наведені технології, які дозволяють виконати норми токсичності й димності відпрацьованих газів цих стандартів.

Трактор, двигун, стандарт, токсичність, димність, екологія, економічність, норма, Stage, Euro, Tier.

© О.А. Бешун, 2013

7. Зубець М.В. Актуальні проблеми технічної політики в аграрному секторі України / Зубець М.В., Гуков Я.С., Грицишин М.І. – К.: ДІА, 2007. – 80 с.
8. Саїнсус О.Д. П'ять років у третьому тисячолітті / О.Д. Саїнсус // Техніка АПК. – 2006. – № 1-2. – С. 6–8.
9. Исследования «АПК-Информ» - «Портрет сельхозпроизводителя Украины: крупные, средние и мелкие хозяйства». <http://www.apk-inform.com>
10. Гречкосей В.Д. Проектування технологічних процесів у рослинництві. Навчальний посібник / В.Д. Гречкосей, В.Д. Войтюк, Р.В. Шатров, І.І. Мельник, Я.М. Михайлович, В.Г. Опалко. – К.: Наука, 2011. – 363 с.

Приведено обоснование потребности в зерновых сеялках в условиях их использования в сельскохозяйственном производстве. При анализе использовали данные Государственной службы статистики Украины. Определено удельное количество хозяйств, где целесообразно использовать зерновые сеялки типа СЗ-3,6. К ним относятся хозяйства с посевной площадью от 250 до 1000 га. Удельное количество этих хозяйств составляет 15,5%.

Зерновая сеялка, посевная площадь, зерновые и зернобобовые культуры.

The need for grain seeders in conditions of their use in agricultural production is proved. In analysis used data of State Statistics Service of Ukraine. The specific number of farms where appropriate to use grain seeders type СЗ-3,6 is defined. These include farms with cultivated area from 250 to 1000 hectares. The specific number of these farms is 15,5%.

Grain drill, cultivated area, grain and leguminous crops.

УДК 621.43.068.4

ЕКОЛОГІЧНІ СТАНДАРТИ STAGE I TIER ДЛЯ ДИЗЕЛІВ СІЛЬСЬКО-ТА ЛІСОГОСПОДАРСЬКИХ ТРАКТОРІВ І САМОХІДНИХ МАШИН

О.А. Бешун, кандидат технічних наук

Розглянуто сучасні екологічні стандарти для дизелів сільсько- і лісогосподарських тракторів і самохідних машин Stage і Tier, що діють в країнах Європейського Союзу і США відповідно, та наведені технології, які дозволяють виконати норми токсичності й димності відпрацьованих газів цих стандартів.

Трактор, двигун, стандарт, токсичність, димність, екологія, економічність, норма, Stage, Euro, Tier.

© О.А. Бешун, 2013

Постановка проблеми. Економія енергетичних ресурсів та зменшення навантаження на довкілля на сьогоднішній день є найгострішими проблемами у світі. Очевидно, що актуальність пошуку шляхів вирішення цих проблем буде лише посилюватись з часом. Не виключенням у цьому відношенні є галузі сільсько- і лісгосподарського 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.

Двома факторами, які останнім часом стимулюють провідні двигунобудівні корпорації та фірми кардинально вдосконалювати двигуни в т.ч. і дизельні, застосовуючи прогресивні новітні технології є введення на законодавчому рівні жорстких норм токсичності і димності ВГ (відпрацьованих газів) автотракторних двигунів та жорстка конкуренція. 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. В Європейському Союзі (ЄС) з метою зниження інтенсивності забруднення навколишнього повітря введені норми токсичності ВГ Euro і Stage, а в США – норми EPA Emission Standards і EPA Tier. До магістральної (дорожньої) техніки належать 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.

В результаті аналізу літературних джерел встановлено, що на сьогоднішній день в Україні практично не висвітлено дане питання. В Росії опубліковано декілька статей по даній темі [1-3]. Тому **метою досліджень** є огляд сучасних та перспективних екологічних стандартів для дизелів лісгосподарських 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.

Результати досліджень. 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 сільсько- і лісгосподарських 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 (табл. 1).

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.

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 монооксид вуглецю (CO) або, як його ще називають, чадний газ. Підкреслимо, що з 1 січня 2012 р. нові екологічні стандарти

стосуються всієї сільсько- і лісогосподарської техніки (дизелів сільсько- і лісогосподарських 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 %.



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

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.

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.

2. Норми екологічних стандартів Stage I/II для дизелів позашляхових машин.

Категорія	Корисна потужність N , кВт	Дата *	CO	C_nH_m	NO_x	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.				0,70
C	$37 \leq N < 75$	Квітень 1999 р.	6,5			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			0,3
G	$37 \leq N < 75$	Січень 2004 р.				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 р. поширюється також на двигуни, які працюють на стаціонарних режимах.

3. Норми екологічного стандарту Stage IIIa для дизелів позашляхових машин.

Категорія	Корисна потужність N, кВт	Дата *	CO	$NO_x + C_nH_m$	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		0,3
J	$37 \leq N < 75$	Січень 2008 р.		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.

4. Норми екологічного стандарту Stage IIIb для дизелів позашляхових машин.

Категорія	Корисна потужність N, кВт	Дата*	CO	C_nH_m	NO_x	PM
			г/(кВт·год)			
L	$130 \leq N \leq 560$	Січень 2011 р.	3,5		2,0	
M	$75 \leq N < 130$	Січень 2012 р.		0,19	3,3	0,025
N	$56 \leq N < 75$	Січень 2012 р.	5,0			
P	$37 \leq N < 56$	Січень 2013 р.		4,7*		

* $NO_x + C_nH_m$.

5. Норми екологічного стандарту Stage IV для дизелів позашляхових машин.

Категорія	Корисна потужність N , кВт	Дата *	CO	C_nH_m	NO_x	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

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).

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).

6. Норми викидів шкідливих речовин згідно стандарту Tier 4.

Корисна потужність	Дата введення	CO	NMHC*	NMHC+NO _x	NO _x	PM
		г/(кВт·год)				
$N < 8$ кВт	2008 р.	8,0	—	—	—	0,40
$8 \text{ кВт} \leq N < 19$ кВт	2008 р.	6,6	—	7,5	—	0,30
$19 \text{ кВт} \leq N < 37$ кВт	2008 р.	5,5	—	—	—	0,03
$37 \text{ кВт} \leq N < 56$ кВт	2013 р.	—	—	—	—	0,03
	2008 р.	—	—	4,7	—	0,30
$56 \text{ кВт} \leq N < 130$ кВт	2013 р.	5,0	—	—	—	0,03
	2012-2014 р.р.	—	—	—	—	—
$130 \text{ кВт} \leq N \leq 560$ кВт	2011-2014 р.р.	—	—	—	0,40	0,02
Генераторні установки $N > 900$ кВт	2011-2014 р.р.	—	—	—	0,67	—
Всі двигуни, крім генераторів $N > 900$ кВт	2011-2014 р.р.	3,5	0,19	—	3,50	0,10
Генераторні установки від 560 до 900 кВт	2015 р.	—	—	—	0,67	0,03
Всі двигуни, крім генераторів від 560 до 900 кВт	2015 р.	—	—	—	3,50	0,04

* NMHC – неметанові вуглеводні.

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.
$N > 560$	2011 р.	Н.д.

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

Згідно нової методики випробувань двигунів на неусталених режимах NRTC (її застосовуватимуть паралельно зі старим циклом

NRSC, що складається з восьми контрольних режимів згідно ISO 8178) позашляхові машини повинні випробовуватися двічі – з холодним і гарячим пуском. Сумарні викиди визначають так: 10 % – зібраних при випробуваннях з холодним пуском і 90 % – з випробувань з гарячим пуском.

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

Норма	Дата введення	Методика випробувань	CO	C_nH_m	NO _x	PM (сажа)	Димність, м ⁻¹
			г/(кВт·год)				
Euro 4	Жовтень 2005 р.	ESC/ ELR	1,5	0,46	3,5	0,02	0,5
Euro 5	Жовтень 2008 р.	ESC/ ELR	1,5	0,46	2,0	0,02	0,5
Euro 6	Січень 2013 р.*	WHTC/ ELR	1,5	0,13	0,4	0,01	Н.д.

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

Згідно нової методики випробувань двигунів на неусталених режимах NRTC (її застосовуватимуть паралельно зі старим циклом NRSC, що складається з восьми контрольних режимів згідно ISO 8178) позашляхові машини повинні випробовуватися двічі – з холодним і гарячим пуском. Сумарні викиди визначають так: 10 % – зібраних при випробуваннях з холодним пуском і 90 % – з випробувань з гарячим пуском.

Норми Tier 4 не вимагають використання закритої вентиляції картера у двигунів позашляхових машин, проте при сертифікації токсичність картерних газів у двигунів з відкритим картером вимірюється і додається до викидів ВГ.

Цикл з вимірювання викидів двигунів позашляхових машин складається з тих же постійних режимів, які передбачені для європейських норм Stage IV і описані в стандарті ISO 8178. Крім того, норми Tier 4 передбачають також випробування позашляхових машин згідно NRTC – циклу неусталених режимів. Цикл NRTC передбачає випробування з холодним пуском. Сумарні викиди підраховують так: 5 % – зібраних при випробуваннях з холодним пуском і 95 % – з випробувань з гарячим пуском. Терміни введення випробувань згідно NRTC представлені в табл. 7.

Норми Tier 4 передбачають також оцінку за гранично допустимими нормами (NTE), викиди згідно яких визначають, не застосовуючи якоїсь особливої методики. Для двигунів більшості категорій відповідно норм NTE допускається перевищувати рівень вмісту кожної токсичної складової ВГ в 1,25 рази відносно вказаних в

стандарті. Двигуни повинні відповідати вимогам норм NTE і при сертифікації, і в період всього терміну експлуатації. Мета, з якою вводять ці норми, зрозуміла – двигуни повинні мати низьку токсичність не тільки під час випробувань згідно контрольного циклу, але і в реальній експлуатації.

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 IIIb. 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 IIIb (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 безкоштовна». 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, Білорусії та інших країнах.

Список літератури

1. Подгурский С. Наше настоящее и будущее. Нормы токсичности для внедорожных машин / С. Подгурский // Основные средства. – 2008. – №1. – С. 12.
2. Подгурский С. Стандарты Евросоюза по токсичности отработавших газов. Высоконагруженные дизельные двигатели грузовиков и автобусов / С. Подгурский // Основные средства. – 2008. – №2. – С. 41.
3. Протасов С. Euro, Stage, Tier. Перспективные экологические нормы / С. Протасов // Основные средства. – 2009. – №4. – С. 56.

Рассмотрены современные экологические стандарты для дизелей сельско- и лесохозяйственных тракторов и самоходных машин Stage и Tier, которые действуют в странах Европейского Союза и США соответственно, и приведены технологии, которые позволяют выполнить нормы токсичности и дымности отработавших газов, обусловленные этими стандартами.

Трактор, самоходная машина, двигатель, дизель, стандарт, токсичность, димність, экология, экономичность, норма, Stage, Euro, Tier.

The article is devoted to the resulted modern ecological standards for the diesels of agricultural and forest 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.

Tractor, mobile machine, engine, diesel, standard, emissions toxicity, exhaust smoke opacity, ecology, economy, norm, Stage, Euro, Tier.

4. Снопко Д.Н. Нагруженность силовой установки валочно-сучкорезно-раскряжевых машин в процессе очистки деревьев от сучьев: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / Д.Н. Снопко. – Ухта, 2008. – 23 с.
5. Тырнов Ю.А. Повышение эффективности использования машинно-тракторных агрегатов совершенствованием систем контроля режимов их работы: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01, 05.20.03 / Ю.А. Тырнов. – Тамбов, 2001. – 33 с.

Статья посвящена анализу режимов работы и загрузки двигателей самоходных лесных машин с целью определения целесообразности применения метода регулирования мощности двигателей этих машин отключением отдельных рабочих циклов для улучшения их экономических и экологических показателей.

Трактор, двигатель, дизель, режим, загрузка, топливная экономичность, холостой ход.

The paper presents the analysis of operation modes and load of mobile forest machines engines. It is done with purpose of determination of suitability of application of method of power regulation multicylinder diesel engines of these machines by means of separate working cycles switching-off for improvement of their economic and ecological indicators.

Mobile forest machine, tractor, engine, diesel, mode, loading factor, fuel efficiency, idling.

УДК 631.372. 621.114.4

ОСНОВНІ НАПРЯМКИ УДОСКОНАЛЕННЯ ОРГАНІЗАЦІЇ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ В АПК

В.З. Докуніхін, кандидат технічних наук

М.М. Ковтун, інженер

**Національний університет біоресурсів і
природокористування України**

Я.О. Лудченко, кандидат економічних наук
Національний транспортний університет

Наведено аналіз заходів щодо скорочення транспортних витрат при кооперативному технічному обслуговуванні автомобілів в АПК і основні принципи удосконалення організації кооперованої форми технічного обслуговування автомобілів в АПК України.

Автомобіль, технічне обслуговування, поточний ремонт, некомплексний гараж, транспортні витрати.

© В.З. Докуніхін, М.М. Ковтун, Я.О. Лудченко, 2013

Постановка проблеми. Відомо, що найбільш ефективною формою організації технічного обслуговування (ТО) автомобілів сільськогосподарських підприємств є кооперована форма з участю районних станцій технічного обслуговування автомобілів (СТОА). Підвищення рівня централізації робіт з ТО і ремонту рухомого складу підприємств АПК дозволяє, з однієї сторони, суттєво скоротити сукупні витрати на матеріально-технічну базу, витрати на заробітну плату, запасні частини, матеріали, енергетичні і інші ресурси, зменшити негативний вплив технологічних процесів ТО на навколишнє середовище, підвищити якість ремонтно-обслуговуючих робіт. З іншої сторони, призводить до суттєвого підвищення обсягу перевезень автотранспортних засобів і їх складових частин на СТОА та спеціалізовані ремонтні підприємства. У теперішній час одним з основних чинників, що обмежує ефективність застосування кооперованої форми технічного обслуговування автомобілів АПК, є значні транспортні витрати, пов'язані з переміщенням автомобілів із сільськогосподарських підприємств на СТОА і назад для проведення ТО. Назвемо такі переміщення автомобілів технологічними.

У зв'язку із постійним зростанням вартості палива спостерігається стійка тенденція зростання витрат на ці технологічні перевезення.

При дотриманні рекомендованих радіусів централізації ТО вартість палива, що витрачається на транспортування автомобілів до СТОА, може не тільки значно перевищувати ефект від централізації, а і вартість певного виду ТО.

Тому актуальною є проблема пошуку шляхів удосконалення кооперованої форми, які б дозволили суттєво скоротити технологічні транспортні витрати.

Аналіз останніх досліджень Питання оптимізації організації технічного обслуговування машин в АПК присвячені роботи проф. Лудченка О.А., проф. Молодика М.В., проф. Науменка О.А., проф. Сідашенка О.І. та інших вчених. Проте вони розглядали методи організації, при яких на підприємства централізованого обслуговування доставляються машини в цілому, а не окремі їх елементи.

Результати досліджень. Можна визначити такі шляхи скорочення витрат на технологічні перевезення, пов'язані з доставкою рухомого складу на СТОА.

1. Збільшення величини наробітку автомобілів на відмову за рахунок як реновації рухомого складу, так і підвищення якості виконання ремонтно-обслуговуючих робіт.

2.Поєднання технологічної їздки автомобіля на СТОА із їздкою за вантажем (з вантажем) у районний центр, де, як правило, розташовуються СТОА.

3.Проведення на СТОА під час ТО-2 супутніх поточних ремонтів із заміною агрегатів і вузлів, які мають недостатній залишковий ресурс.

4.Збільшення у загальному об'ємі поточного ремонту, що виконується на

5.СТОА, частки минулої праці зі створення обмінного фонду агрегатів і вузлів (АВ) для автопарків обслугованих господарств.

При цьому господарство виконує ЩТО, ТО-1 рухомого складу і монтажно-демонтажні, змащувальні і при необхідності регулювання роботи, пов'язані із заміною АВ. а СТОА здійснює ТО-2 автомобілів ,створення обмінного фонду АВ і доставку їх у господарства. Проаналізуємо наведені шляхи.

Перший шлях потребує значних інвестицій у поновлення рухомого складу. Враховуючи те, що біля 80% автомобілів в АПК відпрацювали свій ресурс, процес поновлення автомобільного парку АПК може бути досить тривалим. При існуючому рівні зносу парку рухомого складу мінімально необхідні темпи його поновлення повинні скласти 20% на рік. Зробити це у теперішній час сільськогосподарські підприємства фінансово не у змозі.

По-друге зараз більше 90% робіт з ТО і ремонту рухомого складу виконуються у гаражах сільськогосподарських підприємств на застарілому обладнанні при відсутності сучасних засобів діагностування і кваліфікованих виконавців. Тому слід очікувати не збільшення, а поступового зменшення наробітку на відмову автомобілів.

Другий шлях має певні потенційні можливості внаслідок наявності стійких вантажопотоків між сільськогосподарськими підприємствами і районним центром. З господарств в районний центр перевозять продукцію рослинництва і тваринництва, а із районного центру – промислові товари, ПММ, будівельні матеріали, мінеральні добрива тощо. Разом з тим, організація супутніх заїздів на СТОА пов'язана з рядом об'єктивних труднощів технічного і організаційного характеру. При забезпеченні максимально можливої величини коефіцієнту супутніх заїздів технологічні транспортні витрати можна зменшити всього на 5-12%. Цей шлях можна розглядати як допоміжний.

Третій шлях може привести до втрат, пов'язаних із недостатнім використанням залишкового ресурсу АВ автомобілів.

Четвертий шлях можна вважати одним із перспективних напрямів підвищення ефективності кооперованого обслуговування

автомобілів АПК. Для цього у сільськогосподарських підприємствах створюється і забезпечується за допомогою СТОА відповідний обмінний фонд АВ. Доставка ремфонду на СТОА і відремонтованих збірних одиниць у господарства здійснюються станцією. В результаті можна суттєво скоротити транспортні витрати на так звані технологічні переміщення рухомого складу.

Скорочення транспортних витрат і втрат від простою автомобілів в ремонті досягається за рахунок того, що на СТОА для виконання поточного ремонту доставляється не автомобіль в цілому, а його збірні одиниці, які потребують відновлення. При використанні для транспортування даних збірних одиниць транспортних засобів невеликої вантажопідйомності транспортні витрати скорочуються на порядок; на станцію і у господарство можна одночасно перевозити не один, а декілька вузлів і агрегатів. Зменшення втрат від простою рухомого складу у ремонті обумовлено суттєвим скороченням часу простоїв автомобілів у черзі при очікуванні ремонту на СТОА і часу на транспортування останніх на станцію. Зменшити транспортні витрати можна застосуванням розвізно-збірного маршруту.

В теперішній час принципи організації ремонту автомобілів агрегатно-вузловим методом розроблені в основному для крупних АТП, які виконують своїми силами весь обсяг ремонтно-обслуговуючих робіт.

Слід відмітити, що автопарки сільськогосподарських підприємств характеризуються невеликою кількістю автомобілів (10-30 одиниць) розміщених у некомплексних гаражах. Тому для них не можуть бути застосовані організаційні принципи агрегатно-вузлового методу ремонту, характерні для крупних АТП. Тут доцільно застосовувати методи, побудовані на оптимальному розподіленні обсягів робіт і функцій між ремонтно-обслуговуючою базою господарств і районною СТОА.

При встановленні видів ремонтних робіт, що доцільно виконувати на СТОА, в якості критерію оптимальності доцільно використовувати мінімум питомих річних витрат на придбання і утримання ремонтно-технологічного обладнання в господарстві і на СТОА.

Питомі річні витрати на придбання і утримання ремонтно-технологічного обладнання характеризують їх частку, яка припадає на один ремонт i -ї збірної одиниці автомобіля.

Дані питомі витрати Φ_{ei} для автопарку сільськогосподарського підприємства і для СТОА $-\Phi_{ci}$ визначаються відповідно за формулами:

$$\Phi_{ei} = \frac{a \cdot C_0 + 3_e}{N_{ei}} \text{ (грн/ремонт)}, \quad (1)$$

$$\Phi_{ci} = \frac{a \cdot C_0 + 3_e}{N_{ci}} \text{ (грн/ремонт)}, \quad (2)$$

де a – амортизаційні відрахування на реновацію та капітальний ремонт обладнання;

C_0 – балансова вартість комплексу обладнання, грн.;

N_{ei} і N_{ci} – річна кількість ремонтів i -ї збірної одинці, які виконуються відповідно в господарстві і на СТОА

$$N_{ei} < N_{ci}$$

3_e – сума поточних річних витрат на експлуатацію обладнання, які не залежать від ступеня його завантаження, грн..

Це витрати на державну перевірку приладів, тарування, сезонне обслуговування, тощо.

Різниця між питомими витратами на утримання обладнання при ремонті i -ї збірної одиниці в господарстві і на СТОА складає величину річних втрат Π_{hi} від недостатнього завантаження обладнання в господарстві.

$$\Pi_{hi} = \Phi_{ei} - \Phi_{ci}, \text{ (грн)} \quad (3)$$

З урахуванням формул (1) і (2) отримаємо:

$$\Pi_{hi} = (a \cdot C_0 + 3_e) \frac{1-\alpha}{N_{ei}} \text{ (грн)}, \quad (4)$$

$$\alpha = \frac{N_{ei}}{N_{ci}}, \quad (5)$$

Другий співмножник в дужках правої частини рівняння (4) характеризує рівень недовантаження ремонтно-технологічного обладнання у господарстві.

При визначенні доцільності централізації певних ремонтних робіт на СТОА враховуються існуючі технічні вимоги на ремонт автомобілів, показники якості ремонтних робіт і чинник скорочення часу простою автомобіля в ТО на СТОА.

Якщо йдеться про централізований ремонт відносно недорогих збірних одиниць, наприклад, генератора, стартера зчеплення та інших, то з метою зниження часу простоїв автомобілів рекомендується у кожному господарстві створити необхідний запас цих збірних одиниць і врахувати відповідні витрати на це. В інших випадках слід враховувати втрати від простоїв автомобілів, пов'язані із доставкою ремонтного фонду на технічний обмінний пункт СТОА і відремонтованих агрегатів та вузлів зі СТОА у господарство.

З урахуванням наведеного аналізу економічну доцільність централізованого виконання певних ремонтних робіт на СТОА можна встановити шляхом співставлення втрат від недостатнього

завантаження ремонтно-технологічного обладнання, що застосовується при виконанні ТО i -ї збірної одиниці в господарстві, з витратами на транспортування ремонтного фонду і відремонтованих АВ і витратами на утримання обмінного фонду.

Величина питомих витрат на транспортування i -ї збірної одиниці, визначаються за формулою:

$$З_{тр.i} = \frac{2R C_n}{n} (зрн), \quad (6)$$

де R – відстань від господарства до СТОА, км (радіус централізації ремонту);

C_n – вартість одного км пробігу автомобіля, що перевозить ремонтний фонд і відремонтовані агрегати(вузли), грн.;

n – середнє число збірних одиниць, що перевозять одночасно на транспортному засобі.

Радіус централізації ремонтних робіт буде підвищуватися в основному при збільшенні вартості обладнання ,потужності СТОА та кількості одиниць ремонтного фонду, що перевозяться одночасно. Радіус централізації буде зменшуватися при зростанні вартості одного км пробігу автомобіля, що перевозить ремонтний фонд і відремонтовані збірні одиниці.

Розглянемо, як буде впливати на розподілення обсягів ремонтних робіт між господарством і СТОА наробіток на відмову вузла автомобіля і такий чинник як супутня заміна на СТОА під час перебування на плановому ТО-2 вузлів і агрегатів, які за результатами діагностування мають ресурс, наближений до граничного.

При підвищенні якості ТО на СТОА (коефіцієнта k) і наробітку на відмову збірних одиниць автомобіля, тобто зменшення величини параметра потоку відмов w , радіус централізації ремонтних робіт збільшується.

Перехід до агрегатно-вузлового методу ремонту автомобілів пов'язаний з необхідністю внесення певних змін у проекти організації і управління підприємствами технічного сервісу автомобільного транспорту АПК. Суть цих змін полягає в наступному.

В адміністративному районі (регіоні) сільськогосподарськими підприємствами і СТОА створюється система кооперованого технічного обслуговування автомобілів. В систему на договірній основі входять гаражі сільськогосподарських підприємств і СТОА районного ремонтно-технологічного підприємства АПК. Метою даної системи є забезпечення високого (встановленого) коефіцієнта технічної готовності обслугованих автомобілів з мінімальними витратами грошових і матеріальних ресурсів.

Система діє на основі кооперації СТОА з гаражами сільськогосподарських підприємств при оптимальному розподіленні між ними робіт і функцій. Організаційне і технічне керівництво функціонуванням даної системи доцільно покласти на СТОА.

В цій системі гаражі сільськогосподарських підприємств виконують заміну збірних одиниць відремонтованими на СТОА або новими на основі обмінного фонду вузлів і агрегатів. Рішення про заміну вузла приймається за фактом його відмови або результатами діагностування, що виконує СТОА.

Некомплексні гаражі повинні мати машино-місця поточного ремонту автомобілів, оснащені пересувними підлоговими підіймачами, іншими вантажопідйомними засобами, механізованим інструментом для виконання монтажно-демонтажних робіт, обладнання для змащувальних робіт, тощо.

СТОА здійснює забезпечення гаражів сільськогосподарських підприємств обмінним фондом вузлів і агрегатів шляхом їх ремонту своїми силами або на спеціалізованих ремонтних підприємствах.

Для цього на станції створюють технічний обмінний пункт, диспетчерську службу, службу доставки АВ у господарства, розширюють дільниці ремонту збірних одиниць рухомого складу.

Висновки

1. В роботі теоретично узагальнено і експериментально перевірено вирішення наукової проблеми з оптимізації економічної доцільності централізації на СТОА АПК України певних видів відновлювальних робіт автомобілів.

2. Враховуючи тенденцію зростання транспортних витрат при організації кооперованого ТО автомобільного транспорту АПК перспективним є впровадження агрегатно-вузлового методу поточного ремонту рухомого складу сільськогосподарських підприємств з участю районних СТОА. Це дає можливість суттєво скоротити транспортні витрати на ТО автомобілів і ліквідувати їх простої в очікуванні ремонту на СТОА.

3. Для впровадження агрегатно-вузлового методу некомплексні гаражі сільськогосподарських підприємств повинні бути обладнані машино-місцями для виконання монтажно-демонтажних робіт із сучасним обладнанням і мати обмінний фонд. На СТОА необхідно організувати технічний обмінний пункт, диспетчерську службу і службу доставки відремонтованих вузлів і агрегатів у сільськогосподарські підприємства, розширити дільниці ремонту вузлів і агрегатів.

Список літератури

1. Докуніхін В.З. Проблеми технічного обслуговування автомобілів у сільському господарстві / В.З. Докуніхін // Вісник ДААУ. – 2000. – №1. – С. 41–42.

2. Докуніхін В.З. Транспортні витрати при децентралізованому технічному обслуговуванні автомобілів / В.З. Докуніхін, О.М. Святненко // Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2011. – Вип. 93, т. 2. – С. 117–122.
3. Докуніхін В.З. Скорочення транспортних витрат при кооперованому обслуговуванні автомобілів в АПК / В.З. Докуніхін // Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2011. – Вип. 93, т. 2. – С. 111–117.
4. Докуніхін В.З. Удосконалення методики розрахунку транспортних витрат при ТО автомобілів / В.З. Докуніхін, В.М. Савченко // Вісник ДААУ. – 2002. – №1. – С. 36–38.
5. Докуніхін В.З. Форми організації технічного обслуговування і ремонту автомобільного транспорту сільськогосподарських підприємств / В.З. Докуніхін // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – 2006. – №3. – С. 55–57.
6. Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія : Підручник / О.А. Лудченко. – К.: Вища школа, 2007. – 527 с.
7. Організаційні форми технічного сервісу та прогноз їх розвитку в ринкових умовах господарювання в агропромисловому комплексі України / Молодик М.Н., Моргунов А.М., Шаповал Л.І. та ін. – К.: ННЦ «ІМЕСГ», 2001. – 171 с.

Обосновано использование агрегатно-узлового метода ремонта автомобильного транспорта сельскохозяйственных предприятий и основные принципы организации кооперативной формы технического обслуживания автомобилей на основе данного метода.

Автомобиль, техническое обслуживание, поточный ремонт, некомплексный гараж, транспортные расходы.

In paper is modular-nodal method of repair of motor transport of the agricultural factories and main principles of architecture of the co-operative shape of engineering service of cars on basis of given method is justified.

Car, engineering service, continuous repair, not complex garage, cost of transportation.

УДК. 631.816;631.03

РУХ МАТЕРІАЛЬНОЇ ЧАСТИНКИ ПО ШОРСТКИХ ДИСКАХ

***В.І. Смаглій, кандидат технічних наук
Національний науковий центр «Інститут механізації та
електрифікації сільського господарства»***

Виведені рівняння руху матеріальної частинки по поверхні плоского і конічного дисків, які обертаються навколо вертикальної осі, в прямокутній декартовій і криволінійних (полярній і циліндричній)

© В.І. Смаглій, 2013

2. Докуніхін В.З. Транспортні витрати при децентралізованому технічному обслуговуванні автомобілів / В.З. Докуніхін, О.М. Святненко // Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2011. – Вип. 93, т. 2. – С. 117–122.
3. Докуніхін В.З. Скорочення транспортних витрат при кооперованому обслуговуванні автомобілів в АПК / В.З. Докуніхін // Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2011. – Вип. 93, т. 2. – С. 111–117.
4. Докуніхін В.З. Удосконалення методики розрахунку транспортних витрат при ТО автомобілів / В.З. Докуніхін, В.М. Савченко // Вісник ДААУ. – 2002. – №1. – С. 36–38.
5. Докуніхін В.З. Форми організації технічного обслуговування і ремонту автомобільного транспорту сільськогосподарських підприємств / В.З. Докуніхін // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – 2006. – №3. – С. 55–57.
6. Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія : Підручник / О.А. Лудченко. – К.: Вища школа, 2007. – 527 с.
7. Організаційні форми технічного сервісу та прогноз їх розвитку в ринкових умовах господарювання в агропромисловому комплексі України / Молодик М.Н., Моргунов А.М., Шаповал Л.І. та ін. – К.: ННЦ «ІМЕСГ», 2001. – 171 с.

Обосновано использование агрегатно-узлового метода ремонта автомобильного транспорта сельскохозяйственных предприятий и основные принципы организации кооперативной формы технического обслуживания автомобилей на основе данного метода.

Автомобиль, техническое обслуживание, поточный ремонт, некомплексный гараж, транспортные расходы.

In paper is modular-nodal method of repair of motor transport of the agricultural factories and main principles of architecture of the co-operative shape of engineering service of cars on basis of given method is justified.

Car, engineering service, continuous repair, not complex garage, cost of transportation.

УДК. 631.816;631.03

РУХ МАТЕРІАЛЬНОЇ ЧАСТИНКИ ПО ШОРСТКИХ ДИСКАХ

***В.І. Смаглій, кандидат технічних наук
Національний науковий центр «Інститут механізації та
електрифікації сільського господарства»***

Виведені рівняння руху матеріальної частинки по поверхні плоского і конічного дисків, які обертаються навколо вертикальної осі, в прямокутній декартовій і криволінійних (полярній і циліндричній)

© В.І. Смаглій, 2013

системах координат. Ці рівняння переходять одне в інше а також в рівняння руху частинки по поверхні циліндра який обертається, що підтверджує їх достовірність.

Рух, матеріальна частинка, диск.

Постановка проблеми. Диски без лопаток, застосовуються у відцентрових розпилювачах ядохімікатів, у пристроях для кругового розподілу зерна в вібровідцентрових та пневматичних сепараторах, тощо [1, 2, 5].

Аналіз останніх досліджень. Загальні рівняння руху матеріальної частинки в криволінійних координатах подані в [3, 6, 7]. Рівняння руху такої частинки на плоскому шорсткому диску, який обертається навколо вертикальної осі, виведено в полярній системі координат в роботі [3]. Рівняння руху частинки на конічному диску при абсолютних параметрах її руху подано без їх виведення в [1, 5]. Однак в [1, 5] подаються різні системи рівнянь. Це, а також відсутність найбільш простого виведення цих рівнянь в прямокутній декартовій системі координат для обох типів таких дисків, спонукає до подальших досліджень в цьому напрямку.

Мета досліджень. Вивести такі рівняння на основі найбільш загальних законів механіки.

Результати досліджень. Розглянемо шорсткий плоский диск, який обертається навколо вертикальної осі з кутовою швидкістю $\omega(1/c)$, поданий на рис. 1. На частинку, яка рухається по диску в координатах XOY з абсолютною швидкістю V (м/с), буде діяти лише сила тертя диска по частинці. В цьому випадку розв'язання задачі лежить в визначенні напрямків дії цих сил тертя та розподілу їх складових по осях OX та OY . Зрозуміло, що загальна сила тертя F (Н) диска по частинці при коефіцієнті його тертя $f \neq 0$ буде дорівнювати $F = fmg$, де: m – маса частинки, кг; $g = 9,81 м/с^2$ – прискорення земного тяжіння. Відомо, що сила тертя опори діє на частинку протилежно відносній швидкості руху частинки по цій опорі. Тоді швидкість $V_B(м/с)$ руху частинки відносно точки її контакту з диском, який обертається за годинниковою стрілкою з кутовою швидкістю $\omega(1/c)$, у випадку перебування частинки на радіусі $R(м)$ (рис. 1) буде рівна:

$$V_B = \sqrt{(-\omega R \sin \varphi - V_x)^2 + (\omega R \cos \varphi - V_y)^2}, \quad (1)$$

де φ – кут між віссю OX і радіусом R (рис. 1), радіан; V_x, V_y – швидкість руху частинки відповідно по осі OX і осі OY , м/с.

Знаки в (1) взяті з урахуванням того, що при взятих (рис. 1) початкових значеннях $0 \leq \varphi \leq \pi/2$ значення $V_x \leq 0$, а значення ωR завжди беруться позитивними.

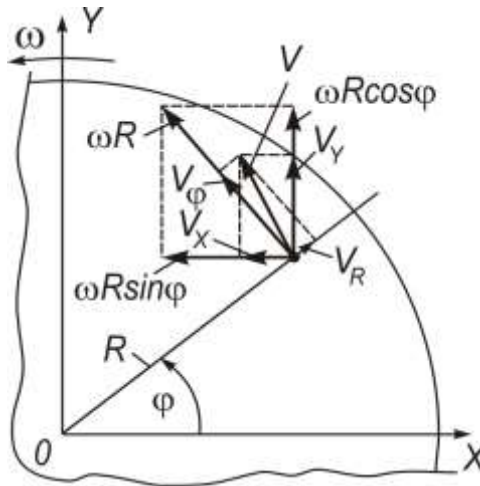


Рис. 1. Схема розташування векторів ωR і V та їх складових в декартовій та полярній системах координат для плоского диска.

Слід звернути увагу, що при обертанні диска за годинниковою стрілкою знаки перед ω змінюються в (1) на протилежний.

Враховуючи, що сила тертя частинки по осях буде розподілятися пропорційно співвідношенням складових відносних швидкостей руху частинки по цих осях до самої цієї швидкості, з рис. 1 одержуємо:

$$\begin{aligned}\dot{V}_x &= fg \frac{-\omega R \sin \varphi - V_x}{\sqrt{(-\omega R \sin \varphi - V_x)^2 + (\omega R \cos \varphi - V_y)^2}}; \\ \dot{V}_y &= fg \frac{\omega R \cos \varphi - V_y}{\sqrt{(-\omega R \sin \varphi - V_x)^2 + (\omega R \cos \varphi - V_y)^2}}.\end{aligned}\quad (2)$$

Система (2) розв'язується з допомогою стандартних програм при: $\sin \varphi = \frac{Y}{R}$; $\cos \varphi = \frac{X}{R}$; $R = \sqrt{X^2 + Y^2}$; $\dot{V}_x = \ddot{X}$; $\dot{V}_y = \ddot{Y}$; $V_x = \dot{X}$; $V_y = \dot{Y}$.

З (2) видно, що при подачі частинки в точку на осі ОХ зі значеннями $V_x = V_y = 0$, прискорення частинки по осі ОХ буде спочатку рівне нулю, а потім зростатиме по своєму модулю і направлене вбік осі ОУ, тобто протилежно напрямку ОХ. Прискорення частинки по осі ОУ спочатку буде максимальним, а далі зі збільшенням φ стане поступово падати. Це вигинатиме її траєкторію в напрямку обертання диска. Коли $f = 0$, значення $\dot{V}_x = 0$, $\dot{V}_y = 0$, а частинка з (2) або буде стояти, або рухатись на диску прямолінійно зі швидкістю, рівній початковій. Коли $f \rightarrow \infty$, сила тертя, зрівнявшись в (2) з відцентровою силою, не буде далі зростати, а частинка, зберігаючи рівність сили тертя і відцентрової сили, буде рухатись по колу, що відповідає дійсності. Виведення таких рівнянь в криволінійних координатах найкраще проводити з допомогою рівнянь Лагранжа другого роду [3, 4, 6] виду:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E}{\partial \dot{R}} - \frac{\partial E}{\partial R} = Q_R; \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial E}{\partial \varphi} = Q_\varphi; \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial E}{\partial \dot{h}} - \frac{\partial E}{\partial h} = Q_H. \quad (3)$$

де E - кінетична енергія (Дж) частинки, яка рівна:

$$E = \frac{m}{2} [(\dot{R})^2 + R^2 (\dot{\varphi})^2 + (\dot{h})^2], \quad (4)$$

де h – висота підняття частинки над земною поверхнею, м;

Q_R , - так звана жива сила, яка діє на частинку по радіусу R , Н;

Q_φ – жива сила, яка діє на неї дотично до кола радіусом R , Н м;

Q_H – так звана жива сила, яка діє в вертикальному напрямку, Н.

Взяття похідних в (3) для обох варіантів виконання диска дає:

$$\begin{aligned} \frac{\partial E}{\partial \dot{R}} &= m \dot{R} & \frac{\partial E}{\partial R} &= m R (\dot{\varphi})^2; & \frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}} &= m R^2 \dot{\varphi}; & \frac{\partial E}{\partial \varphi} &= 0; & \frac{\partial E}{\partial \dot{h}} &= m \dot{h}; & \frac{\partial E}{\partial h} &= 0; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial E}{\partial \dot{R}} &= m \ddot{R}; & \frac{d}{dt} \frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}} &= 2m R (\dot{R}) (\dot{\varphi}) + m R^2 \ddot{\varphi}; & \frac{d}{dt} \frac{\partial E}{\partial \dot{h}} &= m \ddot{h}. \end{aligned}$$

Після підстановки значень частинних похідних в (3), матимемо:

$$m \ddot{R} - m R (\dot{\varphi})^2 = Q_R; \quad 2m R (\dot{R}) (\dot{\varphi}) + m R^2 \ddot{\varphi} = Q_\varphi; \quad m \ddot{h} = Q_H. \quad (5)$$

Живі сили проявляють себе тут у вигляді: нормальної сили реакції N диска; сили тяжіння - mg ; сил тертя та моменту сил тертя.

Для плоского диска, де $\ddot{h} = 0$, з третього рівняння (5) одержуємо: $Q_H = N - mg = 0$; $N = mg$. Швидкість частинки відносно точки її контакту з диском, буде рівна по R значенню радіальної швидкості V_R , а в коловому напрямку (рис. 1) значенню $(\omega R - V_\varphi)$, де V_φ - колова швидкість частинки, яка приймається позитивною, м/с. Абсолютна відносна швидкість частинки відносно вказаної точки плоского диска рівна: $V_B = \sqrt{(\omega R - V_\varphi)^2 + V_R^2}$, а живі сили: $Q_R = -fmg \frac{V_R}{\sqrt{(\omega R - V_\varphi)^2 + V_R^2}}$;

$$Q_\varphi = Rfmg \frac{(\omega R - V_\varphi)}{\sqrt{(\omega R - V_\varphi)^2 + V_R^2}}. \quad \text{Оскільки: } V_R = \dot{R}; \quad V_\varphi = R \dot{\varphi}; \quad \ddot{R} = \frac{d \dot{R}}{dt}; \quad \ddot{\varphi} = \frac{d \dot{\varphi}}{dt},$$

рівняння (5) стануть замкнутими з невідомими R і φ :

$$\frac{d \dot{R}}{dt} = R (\dot{\varphi})^2 - \frac{fg V_R}{\sqrt{(\omega R - V_\varphi)^2 + (V_R)^2}}; \quad \frac{d \dot{\varphi}}{dt} = \frac{fg (\omega R - V_\varphi)}{R \sqrt{(\omega R - V_\varphi)^2 + V_R^2}} - \frac{2(\dot{R})(\dot{\varphi})}{R}; \quad \frac{d \dot{h}}{dt} = 0. \quad (6)$$

Або в більш зручному для інтегрування вигляді:

$$\frac{d \dot{R}}{dt} = R (\dot{\varphi})^2 - \frac{fg \dot{R}}{\sqrt{[\omega R - R(\dot{\varphi})]^2 + (\dot{R})^2}}; \quad \frac{d \dot{\varphi}}{dt} = \frac{fg (\omega - \dot{\varphi})}{\sqrt{[\omega R - R(\dot{\varphi})]^2 + (\dot{R})^2}} - \frac{2(\dot{R})(\dot{\varphi})}{R}; \quad \frac{d \dot{h}}{dt} = 0$$

Вони розв'язується з допомогою стандартних програм і при переході до відносного руху частинки співпадають з [3]. Аналіз (6) показує, що при подачі частинки з нульовою початковою швидкістю в точку на координатній осі з певним радіусом R , радіальне прискорення частинки і її радіальна швидкість будуть в початковий момент рівними нулю, а прискорення $\ddot{\varphi}$ кутової швидкості обертання частинки буде найбільшим. Зі зростанням в часі кутової, а з цим і колової швидкості обертання частинки навколо осі, радіальне прискорення частинки буде зростати, а прискорення кутової швидкості частинки буде падати, що буде загинати траєкторія руху частинки в напрямку обертання диска. Рівняннями [4] виду:

$$\begin{aligned} X &= R \cos \varphi; & Y &= R \sin \varphi; & V_x &= \dot{R} \cos \varphi - R \sin \varphi \dot{\varphi}; & V_y &= \dot{R} \sin \varphi + R \cos \varphi \dot{\varphi}; \\ \dot{V}_x &= [\ddot{R} - R(\dot{\varphi})^2] \cos \varphi - (2\dot{R}\dot{\varphi} + R\ddot{\varphi}) \sin \varphi; & \dot{V}_y &= [\ddot{R} - R(\dot{\varphi})^2] \sin \varphi + (2\dot{R}\dot{\varphi} + R\ddot{\varphi}) \cos \varphi, \end{aligned} \quad 3$$

яких $\dot{V}_x \cos \varphi + \dot{V}_y \sin \varphi = \ddot{R} + R(\dot{\varphi})^2$; $\dot{V}_y \cos \varphi - \dot{V}_x \sin \varphi = R\ddot{\varphi} + 2\dot{R}\dot{\varphi}$, (2) переходить в (6). Вираз зліва першого рівняння (6) є прискоренням частинки по радіусу R . Перший член справа – відцентрове прискорення частинки, другий справа є прискорення від радіальної складової сили тертя диска. В другому рівнянні (6) вираз зліва є прискоренням кутової швидкості обертання частинки навколо осі; перший член справа – прискорення кутової швидкості її обертання від тангенціальної складової сили тертя диска по частинці; другий член справа – прискорення від сили інерції Коріоліса. Зрозуміло, що активна сила Коріоліса ввійшла складовою в силу тертя диска по частинці в коловому напрямку, а їхня різниця поділена на масу частинки і стала прискоренням кутової швидкості $\ddot{\varphi}$ обертання частинки навколо цієї осі, тобто членом зліва. На відміну від руху частинки вздовж плоскої перпендикулярної диску лопатки [8], встановленої на диску під кутом до радіуса, де в аналогічному випадку її рух по диску також проходить під кутом до радіуса, в нашому випадку дія відцентрової сили і сили інерції Коріоліса завжди проявляється так, якби частинка рухалась по радіальній лопатці, яка обертається разом з диском зі змінною (рівною $\dot{\varphi}$, а не з постійною) коловою швидкістю обертання частинки. Якраз через зміне $\dot{\varphi}$ сила інерції Коріоліса в нашому випадку є меншою від тангенціальної сили, яка розганяє частинку в коловому напрямку. В лопатки, встановленої радіально перпендикулярно горизонтальному плоскому диску у випадку $\omega = \text{const}$, її нормальна реакція, рівна активній силі Коріоліса, завжди рівна силі інерції Коріоліса [8]. Це є ключем до виведення рівняння руху частинки по конусному диску. Для цього розглянемо на рис. 2 конусний диск, твірна якого нахилена до горизонтальної площини під кутом β . Як

видно з рис. 2а, на частинку, що перебуває на бічній конічній поверхні диска, діють: відцентрова сила частинки, яка рівна $m(\dot{\varphi})^2 R$; сила ваги частинки, яка рівна mg ; сила нормальної реакції бічної поверхні диска, яка рівна $N = m(\dot{\varphi})^2 R \sin \beta + mg \cos \beta$.

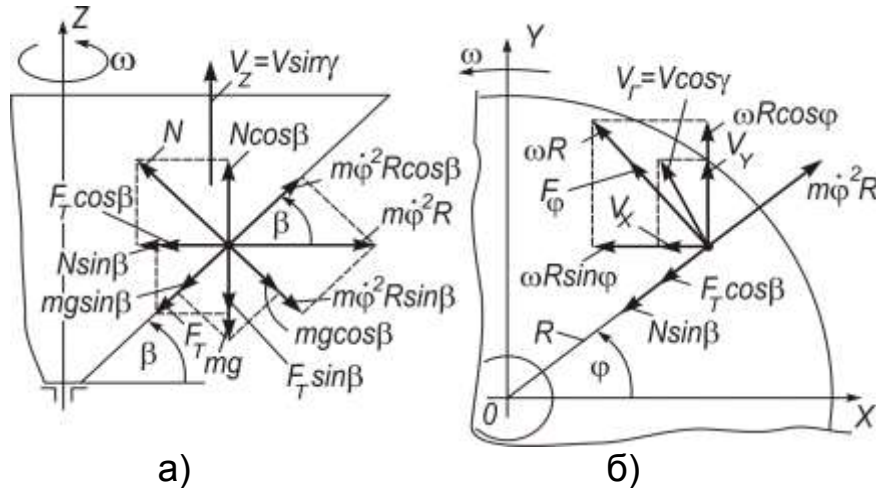


Рис. 2. Сили, які діють на частинку, та параметри її руху в конусному диску: а) у площині осі обертання диска та радіуса R ; б) вид зверху.

Сила тертя F бічної поверхні диска по частинці, які можуть бути розкладені на складові. Як і в плоскому диску, швидкість частинки відносно точки конусного диска що знаходиться під частинкою, буде рівна по осях OX і OY (рис. 2,б) відповідно $(-\omega R \sin \varphi - V_x)$ і $(\omega R \cos \varphi - V_y)$, а по осі OZ - рівна V_z , тобто фактичному значенню складової швидкості руху частинки по цій осі. Таким чином, абсолютна відносна швидкість частинки відносно диска буде рівна: $V_B = \sqrt{(-\omega R \sin \varphi - V_x)^2 + (\omega R \cos \varphi - V_y)^2 + V_z^2}$, а складові сили тертя диска по частинці по осях координат X, Y, Z будуть рівні:

$$F_x = \frac{-Nf(\omega R \sin \varphi + V_x)}{V_B}; \quad F_y = \frac{Nf(\omega R \cos \varphi - V_y)}{V_B}; \quad F_z = \frac{-NfV_z}{V_B}. \quad (7)$$

Ці вирази можна одержати і через силу F_T тертя по твірній конуса (рис. 2,б). Другою активною силою, яка діє на частинку по радіусу R , є сила F_A , яка рівна складовій $-N \sin \beta$ (рис. 2,а), тобто:

$F_A = -m(\dot{\varphi})^2 R \sin^2 \beta - mg \cos \beta \sin \beta$. Знак $(-)$ свідчить, що ця сила направлена до осі обертання диска. Після її розкладання по осях OX та OY з урахуванням (7), отримуємо:

$$\dot{V}_x = -[(\dot{\varphi})^2 R \sin^2 \beta + g \cos \beta \sin \beta] \cos \varphi - f \frac{[(\dot{\varphi})^2 R \sin \beta + g \cos \beta](\omega R \sin \varphi + V_x)}{\sqrt{(-\omega R \sin \varphi - V_x)^2 + (\omega R \cos \varphi - V_y)^2 + V_z^2}};$$

$$\begin{aligned}\dot{V}_Y &= -[(\dot{\varphi})^2 R \sin^2 \beta - g \cos \beta \sin \beta] \sin \varphi + f \frac{[(\dot{\varphi})^2 R \sin \beta + g \cos \beta](\omega R \cos \varphi - V_Y)}{\sqrt{(-\omega R \sin \varphi - V_X)^2 + (\omega R \cos \varphi - V_Y)^2 + V_Z^2}}; \\ \dot{V}_Z &= [(\dot{\varphi})^2 R \sin \beta \cos \beta - g \sin^2 \beta] - f \frac{[(\dot{\varphi})^2 R \sin \beta + g \cos \beta] V_Z}{\sqrt{(-\omega R \sin \varphi - V_X)^2 + (\omega R \cos \varphi - V_Y)^2 + V_Z^2}}. \quad (8)\end{aligned}$$

Останнє рівняння одержано з урахуванням того, що в напрямку осі OZ на частинку діють дві активних сили, а саме: вертикальна складова $N \cos \beta$ та сила ваги частинки $(-mg)$ (рис. 2,а), а також пасивна сила F_Z тертя з (7). З рис. 2 значення $\dot{\varphi} = (V_Y \cos \varphi - V_X \sin \varphi) / R$, що, після врахування: $R = \sqrt{X^2 + Y^2}$; $\sin \varphi = X / R$; $\cos \varphi = Y / R$; $dX / dt = V_X$; $dY / dt = V_Y$, робить систему останніх рівнянь замкнутою, яка розв'язується стандартними програмами. Постає питання, куди тут поділася відцентрова сила частинки? Аналіз показує, що вона ввійшла складовою нормальної реакції бокової конічної стінки диска, а також збільшила собою сили тертя стінки по частинці, чим збільшила перепони в радіальному русі частинки. Щодо самої відцентрової сили, то вона є силою інерції і проявляє себе лише як сила реакції на криволінійну траєкторію руху частинок, яку формують тут активні сили. Слід сказати, що при $\beta = 0$, останні рівняння переходять в рівняння (2) для плоского диска, а при $\beta = 90^\circ$ в рівняння руху в вертикальному циліндрі, який обертається.

При виведенні таких рівнянь в криволінійних координатах, так звані живі сили будуть рівні з рис. 2:

$$Q_R = -N \sin \beta - F_T \cos \beta; \quad Q_\varphi = R F_\varphi; \quad Q_H = N \cos \beta - mg - F_T \sin \beta, \quad (9)$$

де F_T - складова сили тертя диска по частинці в напрямку його твірної, Н; F_φ - складова сили тертя диска по частинці в коловому напрямку, Н. Відносний рух частинки вздовж твірної конічної поверхні диска рівний абсолютній швидкості руху частинки в цьому напрямку $\sqrt{V_R^2 + V_H^2}$, аналогічно в коловому напрямку $(\omega R - V_\varphi)$. Звідки отримуємо:

$$\begin{aligned}Q_R &= -m(\dot{\varphi})^2 R \sin^2 \beta - mg \sin \beta \cos \beta - f \frac{[m(\dot{\varphi})^2 R \sin \beta + mg \cos \beta](V_R)}{\sqrt{(\omega R - V_\varphi)^2 + V_R^2 + V_H^2}}; \\ Q_\varphi &= R f \frac{[m(\dot{\varphi})^2 R \sin \beta + mg \cos \beta](\omega R - V_\varphi)}{\sqrt{(\omega R - V_\varphi)^2 + V_R^2 + V_H^2}}; \\ Q_H &= m(\dot{\varphi})^2 R \sin \beta \cos \beta - mg \sin^2 \beta - f \frac{[m(\dot{\varphi})^2 R \sin \beta + mg \cos \beta](V_H)}{\sqrt{(\omega R - V_\varphi)^2 + V_R^2 + V_H^2}}.\end{aligned}$$

Підставивши останні значення живих сил в систему рівнянь (5), маємо:

$$\begin{aligned}\frac{dV_R}{dt} &= \frac{V_\varphi^2}{R} \cos^2 \beta - g \cos \beta \sin \beta - f \frac{[(V_\varphi)^2 \sin \beta + Rg \cos \beta](V_R)}{R\sqrt{(\omega R - V_\varphi)^2 + V_R^2 + V_H^2}}; \\ \frac{dV_\varphi}{dt} &= f \frac{[(V_\varphi)^2 \sin \beta + Rg \cos \beta](\omega R - V_\varphi)}{R\sqrt{(\omega R - V_\varphi)^2 + V_R^2 + V_H^2}} - \frac{2V_R V_\varphi}{R};\end{aligned}\quad (10)$$

$$\frac{dV_H}{dt} = \frac{(V_\varphi)^2}{R} \sin \beta \cos \beta - g \sin^2 \beta - f \frac{[(V_\varphi)^2 \sin \beta + Rg \cos \beta](V_H)}{R\sqrt{(\omega R - V_\varphi)^2 + V_R^2 + V_H^2}}.$$

Або для спрощення інтегрування:

$$\begin{aligned}\ddot{R} &= (\dot{\varphi})^2 R \cos^2 \beta - g \sin \beta \cos \beta - f \frac{[(\dot{\varphi})^2 R \sin \beta + g \cos \beta](\dot{R})}{\sqrt{[\omega R - (\dot{\varphi})R]^2 + (\dot{R})^2 + (\dot{h})^2}}; \\ \ddot{\varphi} &= f \frac{[(\dot{\varphi})^2 R \sin \beta + g \cos \beta](\omega R - \dot{\varphi} R)}{R\sqrt{[\omega R - (\dot{\varphi})R]^2 + (\dot{R})^2 + (\dot{h})^2}} - \frac{2(\dot{R})(\dot{\varphi})}{R}; \\ \ddot{h} &= (\dot{\varphi})^2 R \sin \beta \cos \beta - g \sin^2 \beta - f \frac{[(\dot{\varphi})^2 R \sin \beta + g \cos \beta](\dot{h})}{\sqrt{[\omega R - (\dot{\varphi})R]^2 + (\dot{R})^2 + (\dot{h})^2}}.\end{aligned}\quad (11)$$

При переході з (10) в (11) приймалось: $dV_R / dt = (\ddot{R})$; $dV_\varphi / dt = R(\ddot{\varphi})$;

$(\dot{R}) = V_R$; $V_\varphi = R(\dot{\varphi})$; $dV_H / dt = \dot{V}_Z = \dot{h}$; $\dot{h} = dh / dt = V_H = V_Z = V \sin \gamma$, де γ - кут нахилу вектора абсолютної швидкості частинки V до горизонтальної площини, радіан.

З першого рівняння (10), (11) видно, що вздовж радіуса частинку рухає горизонтальна проекція поздовжньої до твірної складової відцентрової сили, а гальмують частинку – горизонтальна проекція поздовжньої до твірної складової сили ваги частинки та радіальна складова сили тертя диска по частинці. Це відповідає схемі сил з рис. 2,а. З другого рівняння (10), (11) слідує, що в коловому напрямку частинку рухає колова складова сил тертя диска по частинці, а гальмує її сила інерції Коріоліса. З третього рівняння (10), (11) видно, що вгору частинку рухає спроектована на вісь OZ поздовжня твірній складова відцентрової сили, а гальмують – спроектована на вісь OZ поздовжня твірній складова сили ваги частинки разом з вертикальною складовою сили її тертя. Як і треба було очікувати, ділення третього рівняння (10), (11) на перше – дає $\tan \beta$, оскільки вони є складовими руху частинки вздовж твірної (рис. 2,а). Коли $\beta = 0$ рівняння (10), (11) переходять в (6), а при

$\beta = 90^\circ$ в рівняння руху частинки в циліндрі, що обертається. Рівняння (8) переходять в (10), (11) і навпаки, шляхом переходу до системи координат, яка обертається навколо осі OZ, аналогічно переходу (2) в (6), і навпаки. Знаменники складових сили тертя диска по частинці переводяться в обох випадках підстановкою в них значень V_x та V_y . Зазначимо, що після усунення в [5] деяких описок і неточностей, приведена в [5] розрахункова система рівнянь руху частинки по поверхні конічного розкидача зерна буде співпадати з одержаною системою рівнянь (11).

Висновки

Найбільш простим рівнянням руху частинки по шорсткому плоскому диску, що обертається навколо вертикальної осі, є рівняння, виведене в прямокутній декартовій системі координат.

При русі матеріальної частинки по плоскому шорсткому диску, що обертається навколо вертикальної осі, відцентрова сила і сила Коріоліса проявляють себе так, начебто частинка рухається вздовж радіальної лопатки на цьому диску, який обертається зі змінною кутовою швидкістю $\dot{\varphi}$, визначеною системою рівнянь (6).

Отримані на основі рівнянь Лагранжа другого роду рівняння (11) руху частинки по поверхні конічного шорсткого диска, що обертається навколо вертикальної осі, правильно відображають механічні явища, які супроводжують такий процес, а їх перехід до рівнянь, отриманих для прямокутної декартової системи координат, а також до рівнянь (2), (6) руху частинки на плоскому диску і по стінках циліндра, що обертається навколо вертикальної осі, підтверджує правильність цих рівнянь.

Список літератури

1. Гончаров Є.С. Резерви удосконалення пневматичної сепарації зернових матеріалів / Є.С. Гончаров // Механізація і електрифікація сільського господарства. – Глеваха: Урожай, 1971. – Вип. 18. – С. 30.
2. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1 (ч. 4) Машини для захисту рослин від шкідників і хвороб / П.М. Заїка. – Х.: Око, 2002. – 360 с.
3. Василенко П.М. Теорія движения частицы по шероховатим поверхностям сельскохозяйственных машин / П.М. Василенко. – К.: Издательство УАСХН, 1960. – 279 с.
4. Геронимус Я.Л. Теоретическая механика / Я.Л. Геронимус. – М.: Наука, 1973. – 511 с.
5. Гончаров Є.С. Механико-математическая модель ротационного разбрасывателя зерна / Є.С. Гончаров, Н.Т. Махенько // Механізація і електрифікація сільського господарства. – Глеваха: Урожай, 1985. – Вип. 62. – С. 25.
6. Павловський М.А. Теоретична механіка / М.А. Павловський. – К.: Техніка, 2004. – 510 с.
7. Кильчевский Н.А. Основы тензорного исчисления с приложениями к механике / Н.А. Кильчевский. – К.: Наукова думка, 1972. – 148 с.

8. Смаглій В.І. Виведення сили і прискорення Коріоліса при русі матеріальної частинки вздовж лопатки, що обертається навколо вертикальної осі : наукова доповідь / В.І. Смаглій. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ, 2010. – 18 с.

Выведены уравнения движения материальной частицы по поверхности плоского и конического дисков, которые вращаются вокруг вертикальной оси, в прямоугольной декартовой и полярной системах координат. Полученные уравнения переходят в друг друга, а также в уравнение движения частицы по поверхности вращающегося цилиндра, что подтверждает их достоверность.

Движение, материальная частица, диск.

Equations of motion of material particles on surface flat and conical disks that rotate around vertical axis, in rectangular cartesian and polar coordinate systems. Findings equations transfer in each other, as well as in equation of particles on surface of rotating cylinder that confirms their authenticity.

Motion, material particle, disk.

УДК 637.1

ДІАГНОСТИЧНА СИСТЕМА ФІЗІОЛОГІЧНОГО СТАНУ КОРОВИ НА ОСНОВІ ОЦІНКИ ЇЇ РУХЛИВОСТІ

***Е.Б. Алієв, О.С. Тісліченко, інженери
Національний науковий центр «Інститут механізації та
електрифікації сільського господарства»***

Викладено шлях вирішення проблеми діагностики фізіологічного стану тварини, а саме захворювання кінцівок, на основі оцінки її рухливості. Обґрунтовано використання системи відеоаналізу на базі датчик-камери «Kinect» з інфрачервоним випромінюванням в якості технічного засобу побудови діагностичної системи.

Діагностика, захворювання кінцівок, Kinect, рухливість, система.

Постановка проблеми. Хвороби кінцівок у корів спостерігаються часто і завдають господарствам відчутних збитків. Дослідженнями [1] було встановлено структуру середньостатистичного стада за стадіями захворювання кінцівок згідно з запропонованою бальною оцінкою (табл. 1), яка представлена на рис. 1.

© Е.Б. Алієв, О.С. Тісліченко, 2013

8. Смаглій В.І. Виведення сили і прискорення Коріоліса при русі матеріальної частинки вздовж лопатки, що обертається навколо вертикальної осі : наукова доповідь / В.І. Смаглій. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ, 2010. – 18 с.

Выведены уравнения движения материальной частицы по поверхности плоского и конического дисков, которые вращаются вокруг вертикальной оси, в прямоугольной декартовой и полярной системах координат. Полученные уравнения переходят в друг друга, а также в уравнение движения частицы по поверхности вращающегося цилиндра, что подтверждает их достоверность.

Движение, материальная частица, диск.

Equations of motion of material particles on surface flat and conical disks that rotate around vertical axis, in rectangular cartesian and polar coordinate systems. Findings equations transfer in each other, as well as in equation of particles on surface of rotating cylinder that confirms their authenticity.

Motion, material particle, disk.

УДК 637.1

ДІАГНОСТИЧНА СИСТЕМА ФІЗІОЛОГІЧНОГО СТАНУ КОРОВИ НА ОСНОВІ ОЦІНКИ ЇЇ РУХЛИВОСТІ

***Е.Б. Алієв, О.С. Тісліченко, інженери
Національний науковий центр «Інститут механізації та
електрифікації сільського господарства»***

Викладено шлях вирішення проблеми діагностики фізіологічного стану тварини, а саме захворювання кінцівок, на основі оцінки її рухливості. Обґрунтовано використання системи відеоаналізу на базі датчик-камери «Kinect» з інфрачервоним випромінюванням в якості технічного засобу побудови діагностичної системи.

Діагностика, захворювання кінцівок, Kinect, рухливість, система.

Постановка проблеми. Хвороби кінцівок у корів спостерігаються часто і завдають господарствам відчутних збитків. Дослідженнями [1] було встановлено структуру середньостатистичного стада за стадіями захворювання кінцівок згідно з запропонованою бальною оцінкою (табл. 1), яка представлена на рис. 1.

© Е.Б. Алієв, О.С. Тісліченко, 2013

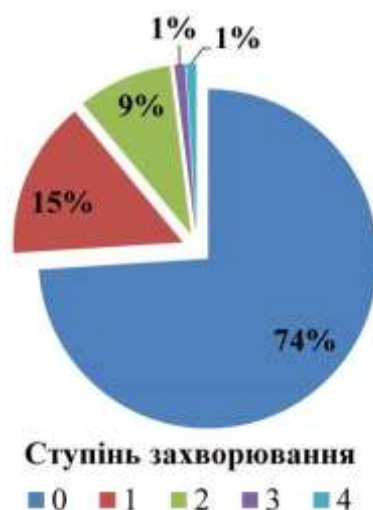


Рис. 1. Структура середньостатистичного стада за стадіями захворювання кінцівок.

1. Бальна оцінка захворювання кінцівок у корів.

Ступінь	Оцінка	Положення спини під час	
		стояння	ходьби
0	В нормі. Корова стоїть і ходить з рівною спиною. Хо́да нормальна.		
1	Слабка кульгавість. Корова стоїть з рівною спиною, але під час ходьби спина вигнута.		
2	Середня кульгавість. Корова стоїть і ходить з чітко вираженою вигнутою спиною. При ходьбі здійснює короткі кроки.		
3	Кульгавість. Спина завжди явно вигнута. Тварина майже не наступає на одну або більше кінцівок.		

Продовження табл. 1

Ступінь	Оцінка	Положення спини під час	
		стояння	ходьби
4	Гостра кульгавість. Корова проявляє не здатність або крайнє не бажання наступати на одну або більше кінцівки.		

Дослідженнями [2, 3] було виявлено, що кожен випадок кульгавості в середньому несе збитки в розмірі 320 €, що включає: зниження продуктивності корів, їх вибракування, втрати у вазі, збільшення витрат на лікування (рис. 2).



Рис. 2. Наслідки захворювання кінцівок корів [2, 3].

Особливо ця проблема загострилася в умовах спеціалізації молочного скотарства, що пов'язано з різкою зміною годівлі та утримання тварин. Причинами захворювань копитець є різноманітні механічні пошкодження з наступним проникненням в живі тканини патогенних мікроорганізмів. Сприяє даній патології концентрація тварин на обмеженій площі, погана якість підлог, гіподинамія, порушення санітарно-гігієнічних норм, незбалансоване годування, а також важливу роль відіграє й породний фактор.

Аналіз останніх досліджень. Для вирішення проблеми захворювання кінцівок корів необхідно проводити постійну діагностику їх стану. Дослідження [4] показали, що регулярна оцінка

рухливості корови дозволяє вже на ранніх стадіях розпізнати ледь помітну кульгавість з точністю понад 80 %. Новітні технології визначення кульгавості, що базуються на використанні датчиків тиску, характеризуються точністю 60-70 %, а отже, не витримують конкуренції. І це – додатковий мотив для розробки нових автоматизованих систем і алгоритмів для візуального виявлення кульгавості.

Автоматизовані системи, що дозволяють реєструвати координати характерних точок скелету тварини в процесі руху в автономному режимі, спрямовані на вивчення такого складного фізіологічного процесу, як ходьба. Ходьба, будучи особливим видом локомоції, у здійсненні якої бере участь весь опорно-руховий апарат тварини, стала основним орієнтиром в теорії та практиці клінічного аналізу рухів. Уразливою ланкою такої практики є залежність оцінки (діагнозу) від точності тлумачення власних емпіричних спостережень. Основне обмеження такого візуального аналізу пов'язано з неможливістю одночасного і безперервного спостереження за різними ділянками тіла тварини в процесі руху. Спостереження, проведені тільки під одним кутом зору, можуть викликати помилки в інтерпретації, тим більше що людське око часто «пропускає» деякі важливі нюанси рухів, які протікають швидше, ніж за секунду. Нemoжливiсть отримання точних і всеoсяжних кількісних даних часто призводила до того, що фахівцям доводилось покладатися виключно на свою інтуїцію при прийнятті таких рішень, як, наприклад, необхідність оперативного втручання. Ситуація змінилася з появою ряду сучасних технологій, що дозволяють отримати дані про більшість характеристик, необхідних для кількісного дослідження рухової функції. Серед цих технологій виділяються системи аналізу руху, або системи відеоаналізу (відомі як motion capture – системи реєстрації руху) [5]. Принцип роботи подібних систем полягає в створенні шляхом відеозйомки тривимірної моделі рухомого тіла тварини з можливістю математичного аналізу основних аспектів локомоції, таких як кути поворотів в суглобах, кутові швидкості і прискорення (при кінематичному аналізі), розрахунки сил реакції опори, моментів сил в суглобах і енергій (при динамічному аналізі).

Використання систем відеоаналізу руху дозволяє отримувати об'єктивні і точні кількісні дані, наочну їх інтерпретацію, що суттєво впливає на якість прийнятих рішень, завдяки чому з'являється можливість діагностувати на ранніх стадіях захворювання кінцівок у корів і проводити відповідні ветеринарні заходи для їх усунення.

Мета досліджень. Розробити діагностичну систему фізіологічного стану тварини, а саме захворювання кінцівок, на

основі оцінки її рухливості.

Результати досліджень. Таким чином, застосування сучасних платформ відеоаналізу є перспективним і актуальним напрямком в області діагностування фізіологічного стану тварини, зокрема для діагностики захворювань кінцівок. Однією з такої платформ відеоаналізу є датчик-камера «Kinect» (рис. 3).



Рис. 3. Зовнішній вигляд датчик-камери «Kinect».

Основні можливості датчик-камери «Kinect» з використанням програмних бібліотек Microsoft Kinect for Windows SDK [6, 7]:

- розпізнавання та відстеження одного або двох об'єктів, що переміщуються в полі зору сенсора, використовуючи відстеження частин скелета;
- визначення відстані від сенсора до об'єкта, використовуючи потік даних інфрачервоного датчика глибини.

Згідно з планом науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт на 2011-2015 рр. за темою «Дослідити біомеханічні закономірності створення енергоощадних технологічних процесів і технічних засобів утримання ВРХ» (№ ДР 0111U004413) ведуться лабораторно-експериментальні дослідження геометричних та кінематичних параметрів руху худоби з використанням систем відеоаналізу на базі датчик-камери «Kinect» з інфрачервоним випромінюванням (рис. 4).

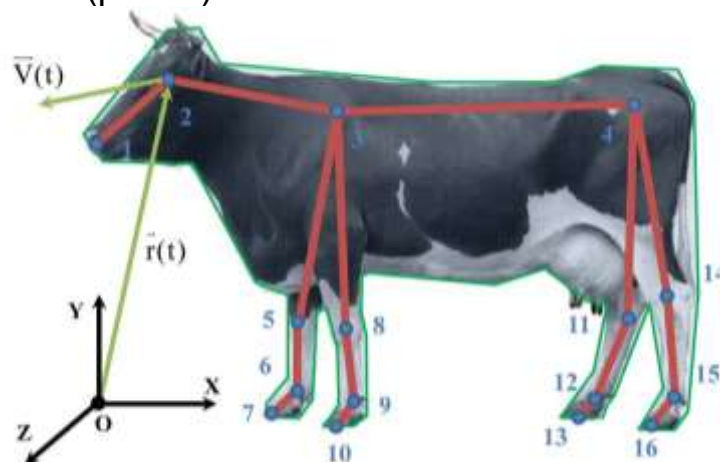


Рис. 4. Результат трекінгу в системі відеоаналізу на базі датчик-камери «Kinect» для визначення геометричних і кінематичних параметрів руху худоби.

З використанням засобів тривимірного моделювання «Autodesk 3ds Max» і векторного обчислення розроблено експериментальну 3D-модель корови і розраховані її кінематичні параметри стандартної ходьби: координати, траєкторії, графіки швидкостей (рис. 5). Визначені кінематичні параметри стандартної рухової поведінки віко-продуктивних груп худоби при прямолінійному і іншому русі, які використані у конструктивно-технологічній схемі устаткування для діагностики фізіологічно-клінічного стану худоби в системі керування молочного скотарством.

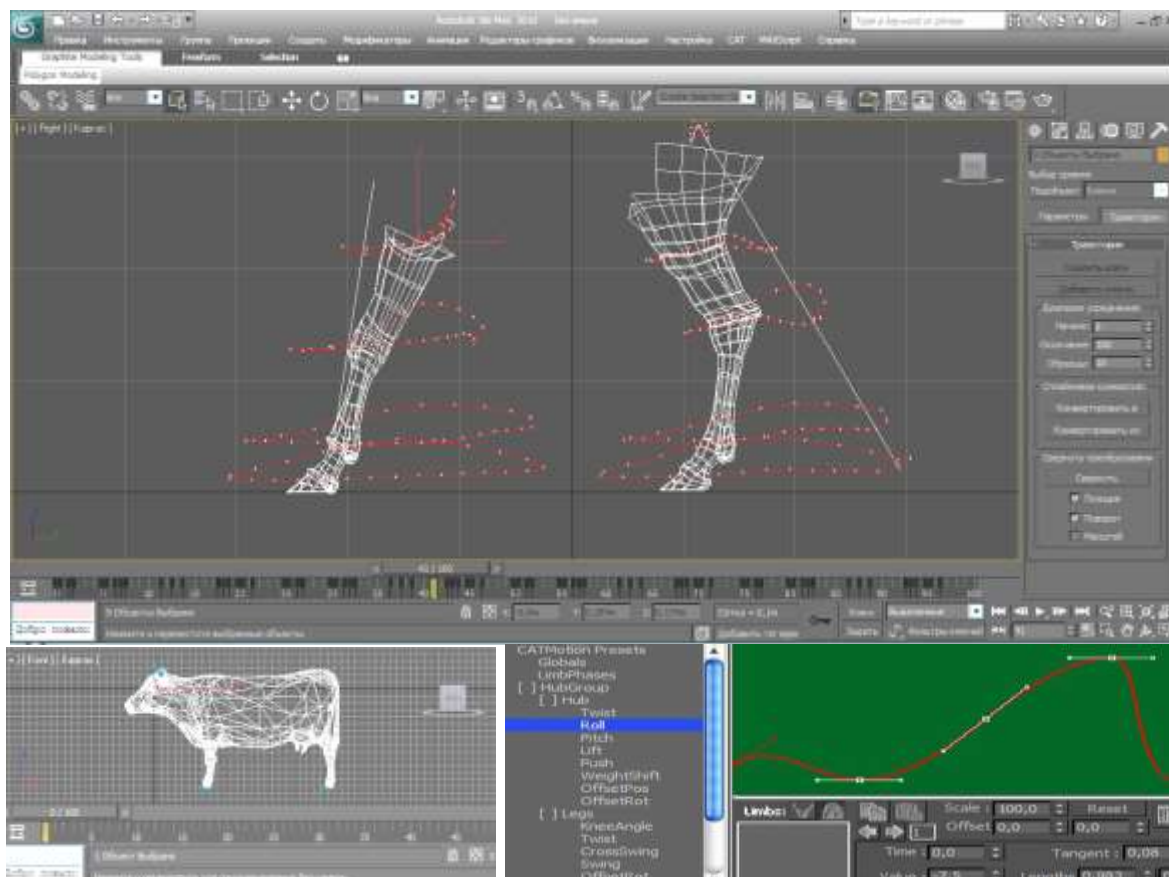


Рис. 5. Експериментальна 3D-модель корови і її кінематичні параметри стандартної ходьби: координати, траєкторії, графіки швидкостей.

Висновок. Розроблено експериментальний зразок діагностичної системи фізіологічного стану тварини, а саме захворювання кінцівок, на основі оцінки її рухливості з використанням датчик-камери «Kinect» і засобу тривимірного моделювання «Autodesk 3ds Max».

Список літератури

1. Gasteiner J. Ursachen für Lahmheiten bei Milchkühen // Stallbau im Rahmen der neuen Bundestierhaltungsverordnung – Tiergesundheit – Stallklima und Emissionen, 2005. – 224 p.

2. Цигер П. Хромота не проходить внезапно / П. Цигер // Новое сельское хозяйство. – 2009. – № 5. – С. 76–78.
3. Панько І.С. Профілактика хвороб кінцівок у високопродуктивних корів / І.С. Панько, М.В. Петрик // Ветеринарна медицина України. – 2007. – №3. – С. 16–18.
4. Хабибуллин Т. Новые копыта не купишь или как правильно ухаживать за копытами коров / Т. Хабибуллин // Сельскохозяйственные вести. – 2011. – № 3 (86). – С. 6–8.
5. Vondrak M. Video-based 3D motion capture through biped control / M. Vondrak, L. Sigal, J. Hodgins, O. Jenkins // ACM Transactions on Graphics (TOG) – SIGGRAPH 2012 Conference Proceedings. – Интернет-ресурс. – Режим доступа: <http://www.cs.brown.edu/~ls/Publications/siggraph2012vondrak.pdf>.
6. Kinect for Windows SDK [Electronic resource] / Интернет-ресурс. – Режим доступа: <http://www.microsoft.com/en-us/kinectforwindows/develop/overview.aspx>.
7. Kinect for Windows Programming Guide [Electronic resource] / Интернет-ресурс. – Режим доступа : <http://msdn.microsoft.com/en-us/library/hh855348.aspx>.

Изложен путь решения проблемы диагностики физиологического состояния животного, а именно заболевания конечностей, на основе оценки его подвижности. Обосновано использование системы видеонализа на базе датчик-камеры «Kinect» с инфракрасным излучением в качестве технического средства построения диагностической системы.

Диагностика, заболевания конечностей, Kinect, подвижность, система.

The way of problem's solving of diagnosis of animal's physiological condition, namely limbs' disease, based on an assessment of its mobility is expounded. Use of a video surveillance system based on sensor cameras «Kinect» with infrared radiation, as a technical tool for building diagnostic system, is grounded.

Diagnosis, diseases of extremities, Kinect, mobility of system.

УДК 631.31

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧОГО ОРГАНУ ГЛИБОКОРОЗПУШУВАЧА З ҐРУНТОМ

Ю.М. Лабатюк, аспірант*

***Національний науковий центр «Інститут механізації та
електрифікації сільського господарства»***

*Науковий керівник – доктор технічних наук І.А. Шевченко

© Ю.М. Лабатюк, 2013

2. Цигер П. Хромота не проходить внезапно / П. Цигер // Новое сельское хозяйство. – 2009. – № 5. – С. 76–78.
3. Панько І.С. Профілактика хвороб кінцівок у високопродуктивних корів / І.С. Панько, М.В. Петрик // Ветеринарна медицина України. – 2007. – №3. – С. 16–18.
4. Хабибуллин Т. Новые копыта не купишь или как правильно ухаживать за копытами коров / Т. Хабибуллин // Сельскохозяйственные вести. – 2011. – № 3 (86). – С. 6–8.
5. Vondrak M. Video-based 3D motion capture through biped control / M. Vondrak, L. Sigal, J. Hodgins, O. Jenkins // ACM Transactions on Graphics (TOG) – SIGGRAPH 2012 Conference Proceedings. – Интернет-ресурс. – Режим доступа: <http://www.cs.brown.edu/~ls/Publications/siggraph2012vondrak.pdf>.
6. Kinect for Windows SDK [Electronic resource] / Интернет-ресурс. – Режим доступа: <http://www.microsoft.com/en-us/kinectforwindows/develop/overview.aspx>.
7. Kinect for Windows Programming Guide [Electronic resource] / Интернет-ресурс. – Режим доступа : <http://msdn.microsoft.com/en-us/library/hh855348.aspx>.

Изложен путь решения проблемы диагностики физиологического состояния животного, а именно заболевания конечностей, на основе оценки его подвижности. Обосновано использование системы видеонализа на базе датчик-камеры «Kinect» с инфракрасным излучением в качестве технического средства построения диагностической системы.

Диагностика, заболевания конечностей, Kinect, подвижность, система.

The way of problem's solving of diagnosis of animal's physiological condition, namely limbs' disease, based on an assessment of its mobility is expounded. Use of a video surveillance system based on sensor cameras «Kinect» with infrared radiation, as a technical tool for building diagnostic system, is grounded.

Diagnosis, diseases of extremities, Kinect, mobility of system.

УДК 631.31

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧОГО ОРГАНУ ГЛИБОКОРОЗПУШУВАЧА З ҐРУНТОМ

Ю.М. Лабатюк, аспірант*

***Національний науковий центр «Інститут механізації та
електрифікації сільського господарства»***

*Науковий керівник – доктор технічних наук І.А. Шевченко

© Ю.М. Лабатюк, 2013

Одержана механіко-математична модель процесу взаємодії робочого органу глибокорозпушувача з ґрунтом. Визначені значення напружень опору і шляху зминання ґрунту для різних його шарів.

Ґрунт, глибокорозпушувач, механіко-математична модель, напружений стан, зминання.

Постановка проблеми. Механічна обробка ґрунту грає однаково важливу роль у формуванні врожаю на всіх ґрунтах при звичайних погодних умовах. Механічна обробка ґрунту – це процес взаємодії між робочими органами машин (знарядь) і ґрунтом. Механічна обробка ґрунту означає, що ґрунт деформується під дією сил, що виникають в процесі взаємодії робочих органів знаряддя з ґрунтом. при створенні знарядь можна змінювати величину і форму поверхні робочих органів, значить, і сили, що діють на ґрунт. Реакція ґрунту на прикладене зусилля є опором ґрунту обробці. Реакція робочого органу на дію ґрунту – це сили уздовж поверхні контакту робочого органу, які розповсюджуються від поверхні контакту вглиб, викликаючи спочатку ущільнення, а потім руйнування ґрунту в залежності від її вологості та механічного складу. Окремою задачею є створення математичної моделі процесу взаємодії робочих органів із ґрунтовим середовищем, яке виникло за рахунок довготривалого зрошування, що призвело до розподілу пошарової щільності ґрунтів та високої їхньої неоднорідності [1].

Аналіз останніх досліджень. Проведені дослідження [2] напруженого стану ґрунту під дією робочих органів не призвели до отримання практичних результатів. Численні спроби застосування методів досліджень [3] пружних матеріалів щодо аналізу напружень у ґрунті, також не дали результатів, так як залежність між силою, що діє на ґрунт, і деформацією ґрунту є функцією стану ґрунтового середовища. На жаль, у всьому світі мало приділяється уваги дослідженням зміни властивостей ґрунту при механічній обробці. У дослідженнях взаємодії робочих органів з ґрунтом при механічній обробці прийнято фіксувати деякі фізико-механічні характеристики ґрунту, від яких залежать результативність і характер цієї взаємодії: вологість ґрунту; твердість і міцність ґрунту; тертя ґрунту об поверхню робочого органа при русі; трудність обробки ґрунту; абразивні властивості ґрунту. Практично всі властивості ґрунту, в тому числі і перераховані вище, залежать від вологості ґрунту.

Мета досліджень. Дослідити процес пошарової (I шар 0-15 см, II шар 15-0,25 см, III шар 25-40 см) деформації ґрунтового середовища робочими органами ярусного глибокорозпушувача.

Результати досліджень. Розглянемо процес взаємодії робочого органу глибокорозпушувача із шаром ґрунту. Робочий

орган представляє собою двогранний клин. За даними [4] величина сили опору двогранного клину дорівнює:

$$F = \sum F_{\text{тер.}} + F_{\text{деф.}}, \quad (1)$$

де $\sum F_{\text{тер.}}$ – сумарна сила опору ґрунту від сил тертя, Н;

$F_{\text{деф.}}$ – сила опору деформації ґрунту, Н.

При роботі клина в однорідному за властивостями ґрунті складова $\sum F_{\text{тер.}}$ має постійне значення, а $\sum F_{\text{деф.}}$ періодично змінюється від нуля до деякого максимального значення, що обумовлено циклічним характером деформації ґрунту під дією клина. Характер зміни сили опору деформації ґрунту залежить від його фізико-механічних властивостей і вологості. За даними експериментальних досліджень [5, 6] приймаємо те, що динамічна сила опору деформації ґрунту змінюється за законом синуса (рис. 1).

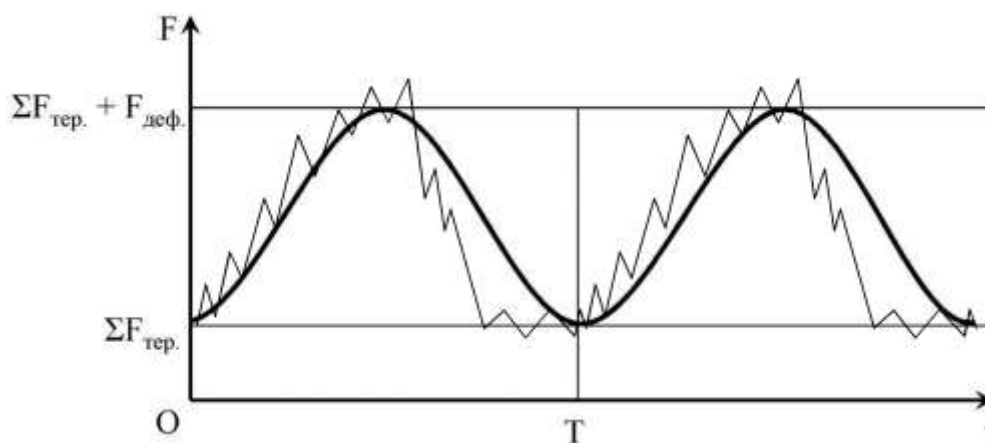


Рис. 1. Динамічна залежність сили опору деформації ґрунту: 1 – експериментальні данні досліджень [5], 2 – лінія апроксимація.

При цьому процес «стиснення-руйнування» швидкоплинний і за певних умов клин може перейти в стан ударного навантаження. А.Н. Гудков, Г.А. Деграф, К.Г. Арутюнян, В.В. Кацігін, Ю.Ф. Новіков [6] і ряд інших дослідників питання взаємодії робочих органів із ґрунтом розглядають з урахуванням швидкостей поширення напружень і деформацій у ґрунті.

У вузькому діапазоні варіювання швидкості залежність між напруженістю опору ґрунту і швидкістю деформації може бути описана лінійним рівнянням [7]:

$$\sigma = \sigma_n (1 + K_p V), \quad (2)$$

де σ – напруженість опору ґрунту, Па;

K_p – коефіцієнт, що враховує релаксаційні властивості ґрунту,

$K_p = 0,25 \text{ Па} \cdot \text{с/м}$;

V – швидкість деформації ґрунту (швидкість руху трактора), м/с;

σ_n – миттєве напруження опору ґрунту, Па.

Тому напружений стан у ґрунті залежить не тільки від величини деформації, але і від швидкості, з якою розвивається процес деформації. З цього можна зробити висновок, що ударне прикладення навантажень на ґрунт викликає більш високі напруження. При цьому межі його міцності при руйнування підвищуються.

Для визначення миттєвого напруження опору ґрунту розглянемо елементарну площадку на яку діють нормальні і дотичні напруження (рис. 2).

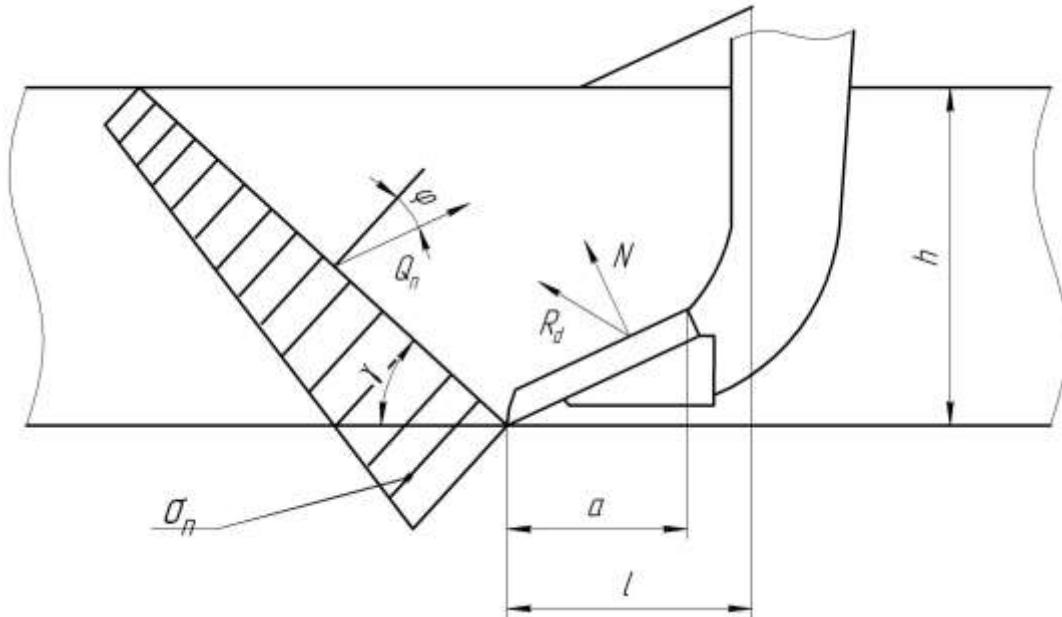


Рис. 2. Схема дії напружень на елементарну площадку ґрунту: γ – кут здвигу ґрунту у поперечному напрямі; σ_n – гранична рівновага; R_d – рівнодіюча сила; N_n – сила нормальної реакції.

Напруження в точках області граничної рівноваги для елементарної площини ґрунту визначається системою п'яти рівнянь [9]:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} = \gamma, \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} - \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} = 0, \\ \frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}{(\sigma_x + \sigma_y + 2C_0 \operatorname{ctg} \varphi)^2} = \sin^2 \varphi, \\ \sigma_n = \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y) - \cos \varphi \sqrt{\frac{1}{4}(\sigma_x - \sigma_y)^2 + \tau_{xy}^2}, \\ \tau_n = \sin \varphi \sqrt{\frac{1}{4}(\sigma_x - \sigma_y)^2 + \tau_{xy}^2}, \end{cases} \quad (3)$$

де τ_{xy} – дотичне напруження, Па; σ_x , σ_y – нормальне напруження

вздовж осей Ox і Oy відповідно, Па; τ_n – граничне дотичне напруження, Па; C_0 – зчеплення ґрунту, Па; φ – кут внутрішнього тертя ґрунту, рад; γ – об’ємна вага ґрунту, Н/м³;

$$\gamma = \rho \cdot g; \quad (4)$$

де ρ – густина ґрунту, кг/м³; g – прискорення вільного падіння, м/с².

Згідно з експериментальними дослідженнями [8] зчеплення C_0 і кут внутрішнього тертя φ ґрунту залежать від його вологості W_0 (рис. 3 – 4):

$$C_0 = -2,25 \cdot 10^{-4} W_0^3 + 1,37 \cdot 10^{-2} W_0^2 - 1,99 \cdot 10^{-2} W_0, \quad (5)$$

$$\varphi = -4,13 \cdot 10^{-4} W_0^2 + 1,66 \cdot 10^{-2} W_0 + 4,51 \cdot 10^{-1}, \quad (6)$$

де W_0 – вологість шару ґрунту, %.

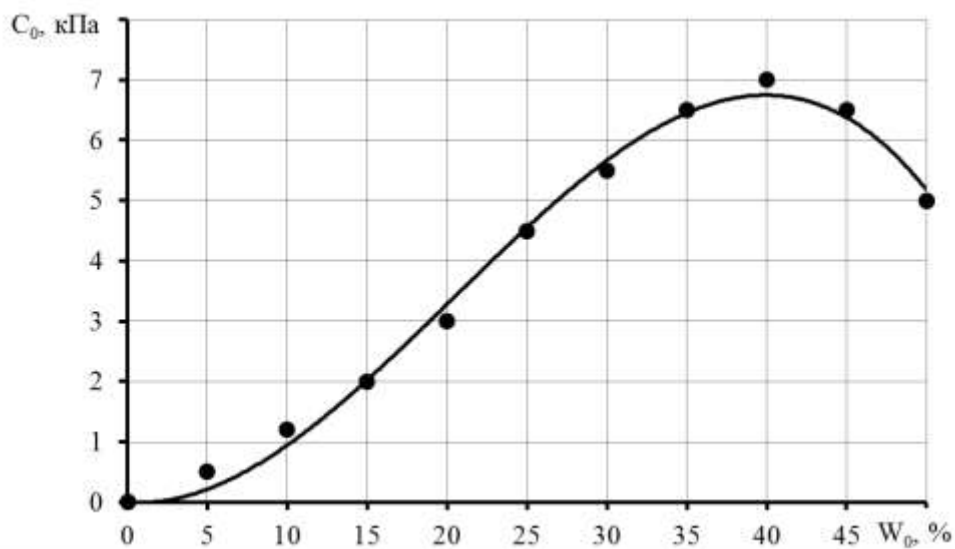


Рис. 3. Залежність зчеплення C_0 ґрунту від його вологості W_0 .

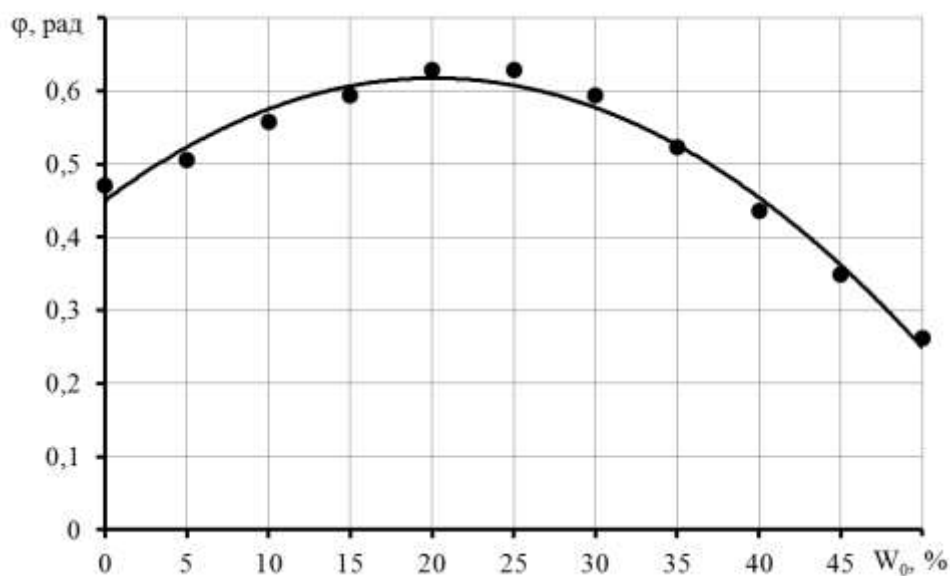


Рис. 4. Залежність кута внутрішнього тертя φ ґрунту від його вологості W_0 .

Відповідно до рівняння Кулона-Мора, опір зсуву по визначеній поверхні руйнування лінійно залежить від нормального напруження ґрунту:

$$|\tau_n| = C_0 + \sigma_n \operatorname{tg} \varphi . \quad (7)$$

Однак використання методу Кулона для визначення граничної рівноваги дає великі похибки. Більш точні результати дозволяє одержати метод, розроблений В.В. Соколовським, що полягає в наступному [9]. Умову граничного опору, що передуює руйнуванню ґрунту, можна записати у наступному вигляді:

$$\max \{ |\tau| - (C_0 + \sigma_n \operatorname{tg} \varphi) \} = 0 . \quad (8)$$

Система рівнянь (3) і (8) характеризує граничний стан і обрис лінії ковзання. Однак в явному вигляді ці рівняння дуже важко вирішити, тому скориставшись програмним пакетом Maple 16 з використанням методів чисельного обчислення систем диференціальних рівнянь у часткових похідних були отримані значення миттєвих напружень опору ґрунту для кожного шару ґрунту:

- I шар ($\rho = 1430 \dots 1460 \text{ кг/м}^3$, $W_0 = 9 \dots 11 \%$) $\sigma_n = 30,8 \dots 50,9 \text{ кПа}$;
- II шар ($\rho = 1340 \dots 1560 \text{ кг/м}^3$, $W_0 = 24 \dots 26 \%$) $\sigma_n = 170,1 \dots 183,5 \text{ кПа}$;
- III шар ($\rho = 1280 \dots 1390 \text{ кг/м}^3$, $W_0 = 14 \dots 16 \%$) $\sigma_n = 105,1 \dots 129,3 \text{ кПа}$.

Провівши моделювання взаємодії робочого органу глибокорозпушувача із ґрунтом в програмних пакетах SolidWorks 2013 і PLAXIS були отримані розподіл напруженості на робочий орган і шлях зминання ґрунту (рис. 5):

- I шар ($\rho = 1430 \dots 1460 \text{ кг/м}^3$, $W_0 = 9 \dots 11 \%$) $l = 1,01 \dots 1,23 \text{ м}$;
- II шар ($\rho = 1340 \dots 1560 \text{ кг/м}^3$, $W_0 = 24 \dots 26 \%$) $l = 0,83 \dots 0,96 \text{ м}$;
- III шар ($\rho = 1280 \dots 1390 \text{ кг/м}^3$, $W_0 = 14 \dots 16 \%$) $l = 0,44 \dots 0,56 \text{ м}$.

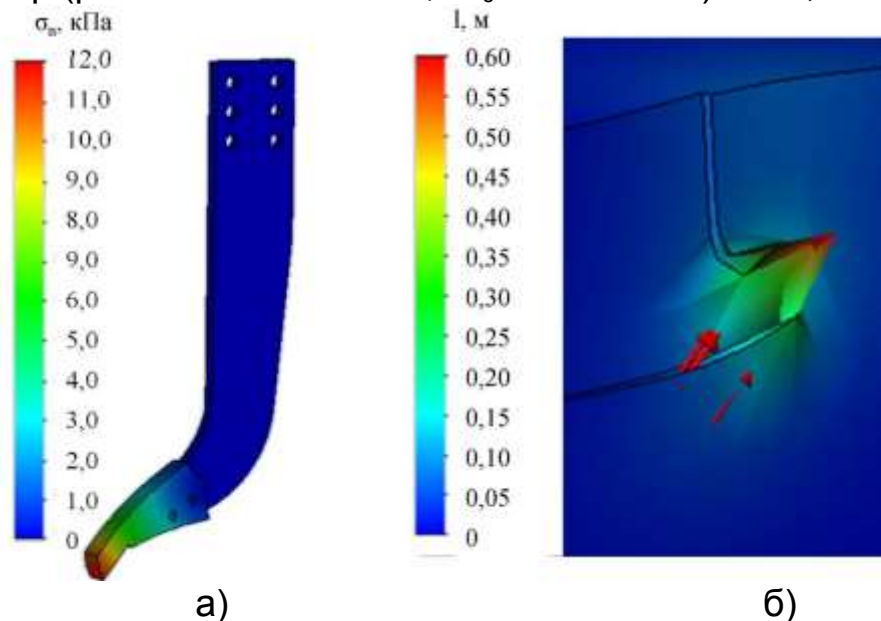


Рис. 5. Моделювання взаємодії робочого органу глибокорозпушувача із ґрунтом в програмних пакетах SolidWorks 2013 (а) і PLAXIS (б).

Враховуючи рис. 2 і рис. 3 та рівняння (1) і (2) остаточно маємо

$$F = \sum F_{\text{тер.}} + F_{\text{деф.}}^{\max} \sin \omega t, \quad (9)$$

де $F_{\text{деф.}}^{\max}$ – максимальна сила опору деформації ґрунту, Н;

$$F_{\text{деф.}}^{\max} = \sigma \cdot l \cdot a \cdot \sin \alpha; \quad (10)$$

l – шлях зминання ґрунту, м;

a – довжина робочої частини розпушуючої лапи робочого органу, м;

α – кут кришення лапи робочого органу, м;

ω – частота зміни сили опору деформації ґрунту, с^{-1} ;

$$\omega = \frac{V}{l}. \quad (11)$$

Висновки

1. Одержана механіко-математична модель процесу взаємодії робочого органу глибокорозпушувача з ґрунтом пов'язала між собою напруження опору і шлях зминання ґрунту від його фізико-механічних властивостей (щільність та вологість).

2. За результатами розрахунку механіко-математичної моделі були отримані значення напружень опору σ_n і шляху зминання ґрунту l для кожного його шару:

– I шар ($\rho = 1430 \dots 1460 \text{ кг/м}^3$, $W_0 = 9 \dots 11 \%$) $\sigma_n = 30,8 \dots 50,9 \text{ кПа}$, $l = 1,01 \dots 1,23 \text{ м}$;

– II шар ($\rho = 1340 \dots 1560 \text{ кг/м}^3$, $W_0 = 24 \dots 26 \%$) $\sigma_n = 170,1 \dots 183,5 \text{ кПа}$, $l = 0,83 \dots 0,96 \text{ м}$;

– III шар ($\rho = 1280 \dots 1390 \text{ кг/м}^3$, $W_0 = 14 \dots 16 \%$) $\sigma_n = 105,1 \dots 129,3 \text{ кПа}$, $l = 0,44 \dots 0,56 \text{ м}$.

Список літератури

1. Шевченко И.А. Обоснование геометрических параметров ступенчатых рабочих органов глубокорыхлителей для почв юга Украины: дисс. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Шевченко Игорь Аркадьевич. – Москва, 1987. – 20 с.
2. Горячкин В.П. Теория разрушения почв. Собр.соч. / В.П. Горячкин. – М.: Колос, 1968. – Т. 2. – С. 335–382.
3. Зеленин А.Н. Основы разрушения грунтов механическим способом / А.Н. Зеленин. – М.: Машиностроение, 1968. – 376 с.
4. Заславский М.Н. Почва и эрозия / М.Н. Заславский. – М. : Мысль, 1979. – 245 с.
5. Синеоков Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г.Н. Синеоков, И.М. Панов. – М.: Машиностроение, 1977. – 328 с.
6. Гудков А.Н. Теоретические положения к выбору новой системы машин для обработки почвы / А.Н. Гудков // Земледельческая механика. – М.: Машиностроение, 1969. – 168 с.
7. Виноградов В.И. Сопротивление почвы смятию в зависимости от скорости деформации / В.И. Виноградов // Механизация сельскохозяйственного производства : сб. науч. тр. / ЧИМЭСХ. – Челябинск. – 1985. – Вып. 43. – Ч. 2. – С. 11–17.
8. Евстифеев Д.В. Исследование параметров грунта при его прямом сдвиге / Д.В. Евстифеев, Г.П. Дроздовский, Н.Р. Шоль. – Интернет-ресурс. – Режим доступа: http://science-bsea.narod.ru/2005/mashin_2005/evstifeev_issled.htm.

9. Соколовский В.В. Статика сыпучей среды / В.В. Соколовский. – М.: Гостехиздат, 1954. – 243 с.

Получена механико-математическая модель процесса взаимодействия рабочего органа глубокорыхлителя с грунтом. Определены значения напряженности сопротивления и пути смятия почвы для разных ее слоев.

Почва, глубокорыхлитель, механико-математическая модель, напряженное состояние, смятие.

Received mechanical-mathematical model of interaction of working body subsoilers with ground. The values of intensity and path collapsing soil for its various layers.

Soil, deep, mechanical-mathematical model, stress, collapse.

УДК 631.31:621.891

ЗНОСОСТІЙКІ ПОКРИТТЯ ДЛЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

***М.І. Денисенко, кандидат технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України
К.О. Сидоренко, головний технолог
ДКТБ ІЕЗ ім. Є.О. Патона***

В роботі дано аналіз сучасних методів зміцнення робочих органів ґрунтообробних машин, розглянуто їх переваги і недоліки. Показано, що найбільш ефективним методом зміцнення робочих поверхонь деталей ґрунтообробних машин є точкове зміцнення-дугове точкове зварювання порошковим дротом.

Абразивне зношування, диск борони, лапа культиватора, леміш плугу, зносостійкі покриття, зносостійкість.

Постановка проблеми. Однією з актуальних проблем машинобудування є проблема підвищення довговічності робочих органів ґрунтообробних машин. Характер і інтенсивність зношування деталей робочих органів ґрунтообробних машин залежить від фізико-механічних властивостей ґрунту. Так, на піщаному ґрунті деталі зношуються по товщині, на глиняній і суглинках по ширині. При цьому на піщаному ґрунті деталі зношуються у 8-10 разів

© М.І. Денисенко, К.О. Сидоренко, 2013

9. Соколовский В.В. Статика сыпучей среды / В.В. Соколовский. – М.: Гостехиздат, 1954. – 243 с.

Получена механико-математическая модель процесса взаимодействия рабочего органа глубокорыхлителя с грунтом. Определены значения напряженности сопротивления и пути смятия почвы для разных ее слоев.

Почва, глубокорыхлитель, механико-математическая модель, напряженное состояние, смятие.

Received mechanical-mathematical model of interaction of working body subsoilers with ground. The values of intensity and path collapsing soil for its various layers.

Soil, deep, mechanical-mathematical model, stress, collapse.

УДК 631.31:621.891

ЗНОСОСТІЙКІ ПОКРИТТЯ ДЛЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

***М.І. Денисенко, кандидат технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України
К.О. Сидоренко, головний технолог
ДКТБ ІЕЗ ім. Є.О. Патона***

В роботі дано аналіз сучасних методів зміцнення робочих органів ґрунтообробних машин, розглянуто їх переваги і недоліки. Показано, що найбільш ефективним методом зміцнення робочих поверхонь деталей ґрунтообробних машин є точкове зміцнення-дугове точкове зварювання порошковим дротом.

Абразивне зношування, диск борони, лапа культиватора, леміш плугу, зносостійкі покриття, зносостійкість.

Постановка проблеми. Однією з актуальних проблем машинобудування є проблема підвищення довговічності робочих органів ґрунтообробних машин. Характер і інтенсивність зношування деталей робочих органів ґрунтообробних машин залежить від фізико-механічних властивостей ґрунту. Так, на піщаному ґрунті деталі зношуються по товщині, на глиняній і суглинках по ширині. При цьому на піщаному ґрунті деталі зношуються у 8-10 разів

© М.І. Денисенко, К.О. Сидоренко, 2013

швидше, ніж на глиняній. Леміш плугу являється одним з найбільш швидко зношувальних робочих органів. Основна причина – прискорене абразивне зношування, обумовлене взаємодією з твердими (HV 8-11 ГПа) мінеральними частинками, які містяться в ґрунті. Аналіз причин вибракування серійних лемешів показав, що більше половини лемешів, що мають значний запас неспрацьованого металу по ширині, вибраковують по причині передчасного зношування носка. В теперішній час для основної обробки ґрунту – оранки використовуються деталі робочих органів, конструкційні параметри яких були розроблені 40...50 років назад. Враховуючи, що на сьогодні значно зросла маса збиральних машин, а це призвело до підвищення щільності ґрунтів, навантаження на робочі органи орних агрегатів зросли приблизно в 4 рази, хоча самі робочі органи не змінилися ні конструкційно, ні матеріалознавчо.

Багаточисленні випробування серійних робочих органів лемішних плугів показують, що середній наробіток на відмову долотоподібних лемешів П-702 в залежності від видів ґрунтів та їх фізичного стану коливається від 5 до 20 га, грудин полиць від 10 до 100 га, крил полиць від 40 до 250 га, польових дощок від 20 до 60 га [1]. Обмежений ресурс мають робочі органи і інших ґрунтообробних машин: диски луцильників і дискових борін 8...20 га, лапи культиваторів 7...18 га. Все це свідчить про те, що довговічність робочих органів ґрунтообробних машин не достатня. Тому дослідження направлені на підвищення їх ресурсу є актуальними і мають важливе державне значення.

Аналіз останніх досліджень. Великий внесок у вивчення питання зношування робочих органів машин і розробки заходів по підвищенню їх робото здатності і довговічності внесли закордонні і вітчизняні вчені: Тененбаум М.М., Хрущов М.М., Севернев М.М., Рабінович А.Ш., Крагельський І.В., Костецький Б.І., Ткачов В.Н., Бернштейн Д.Б., Лоренц В.Ф., Львов П.Н., Гречкосій В.Д. і багато інших. Диференційний підбір матеріалів і розробка конструкцій робочих органів підвищеної довговічності вимагають детальної класифікації ґрунтів за їх зношувальною здатністю. Основними елементами зношування є тверді (HV 7...11 ГПа) мінеральні частинки кварцу і граніту, які складають приблизно 36,6...70,8% ґрунту. Потім за ступенем розповсюдження йдуть польовий шпат, слюда та інші матеріали (HV 6...7,2 ГПа). Більша кількість частинок мають округлу форму, але також присутні і частинки, що мають гострі грані і виступи, здатні деформувати і зношувати контактні поверхні деталей робочих органів.

Методи підвищення довговічності деталей робочих органів можливо розділити на наступні групи: 1) зміна хімічного складу і

властивостей матеріалу; 2) термічна обробка; 3) поверхневе хіміко-термічне зміцнення; 4) наплавлення твердими сплавами; 5) використання металокерамічних матеріалів [2, 3]. В літературних джерелах немає достатнього обґрунтування вибору вказаних матеріалів. Очевидно, головним критерієм їх використання є межа міцності в небезпечному перерізі. В опублікованих роботах значну увагу приділено покращенню термічної обробки лемешів і подібних робочих органів.

За даними І.Н. Єрмакова [4] зносостійкість чавунних лемешів на 10-30% більше, ніж сталевих. Промислового використання в нашій країні не знайшли, хоча у Великобританії для обробки легких ґрунтів використовуються чавунні лемеші з вибіленою нижньою стороною вже більше 150 років. Широке використання технології відновлення і зміцнення лемешів плугів керамічними матеріалами утримується високою вартістю виготовлення кераміки і відсутністю технології кріплення кераміки до лемеша, що забезпечує необхідне зчеплення керамічної пластини з лемешем. Існуючі методи і матеріали для відновлення і зміцнення (заморожування, детонаційне напилювання, плазмове дугове наплавлення) не задовольняють вимогам до експлуатаційних і фізико-механічних властивостей деталей робочих органів (міцність зчеплення покриття з основою, зносостійкість, твердість, ударна в'язкість та ін.).

Аналіз сучасних уявлень про види зношування показує, що робочі органи ґрунтообробних машин підпадають наступним видам зношування:

- абразивному - в результаті ріжучого або дряпаючого впливу твердих тіл і частинок;
- втомі - в результаті втомного руйнування при повторному деформуванні мікрооб'ємів матеріалу поверхневого шару при терті ковзання або кочення;
- окислювальному - в результаті хімічної реакції матеріалу з киснем або зовнішнім середовищем і мікропластичною деформацією поверхневого шару.

Метою досліджень є підвищення довговічності і зносостійкості деталей робочих органів ґрунтообробних машин шляхом забезпечення самозагострювання (на прикладі лемеша плуга) в результаті дугового точкового зварювання і утворення при експлуатації зубчастого леза.

Результати досліджень. Точкове зміцнення, яке застосовується для підвищення зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин, засновано на мікровкравленні твердого сплаву в структуру поверхонь деталей, які зазнають абразивного зношування [5-6]. Процес здійснюється за технологією, розробленою сумісно з вченими Інституту електрозварювання ім. Є.О. Патона.

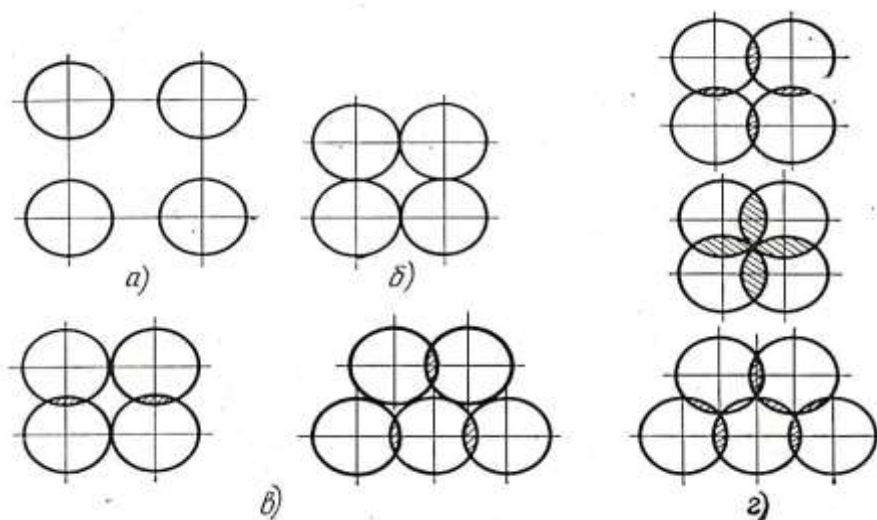


Рис. 1. Схеми розташування точок зміцнення : а – локальні; б – спряжені; в – спряжено-сумісні; з – сумісні.

Суть його полягає в дуговому точковому наплавленні (ДТЗ) на поверхню деталей локальних, спряжених або сумісних на величину до $1/5 D_n$ – діаметра основи твердосплавних конусів проплавлення - точок зміцнення (рис.1.).

Відмінність ДТЗ від зварювання звичайного і електрозаклепки полягає в зміні швидкості v_n подачі порошкового дроту в періоди: t_1 - збудження дуги, t_2 - проплавлення основного металу з утворенням кратера і заповнення його розплавом, t_3 - формування голівки точки (рис. 2). Кожній швидкості подачі дроту відповідають певний зварювальний струм $I_{св}$ і напруга U_d дуги.

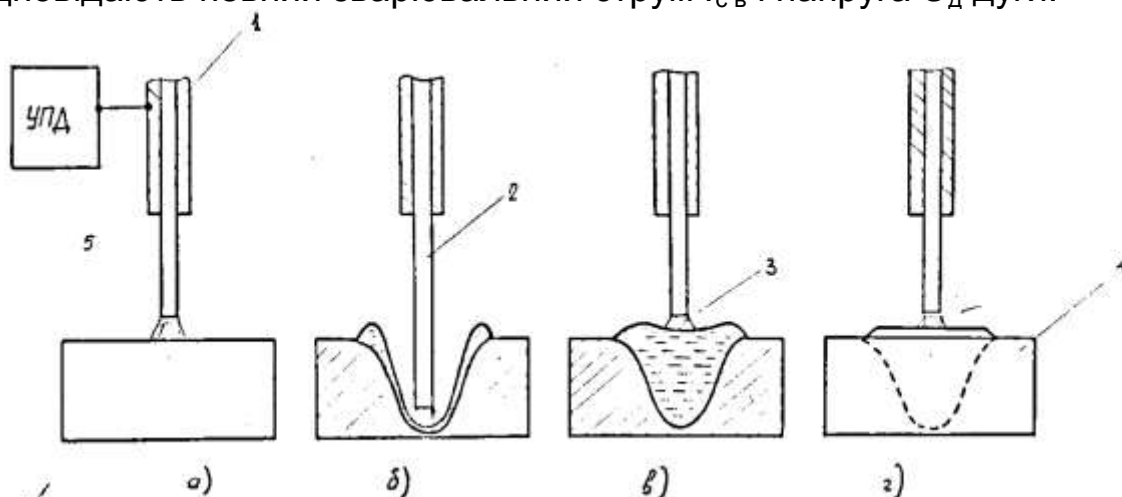


Рис. 2. Процес дугового точкового зварювання (точкового зміцнення) порошковим дротом ПП – АН170М: 1 - порошковий дріт, 2 - плавкий електрод; 3 - дуга, 4 - підкладка (основний метал).

Точки зміцнення утворюються при швидкому введенні в метал деталі такої кількості тепла, яке необхідно для проплавлення

конусного кратера, заповнення його розплавом з основного металу і твердого сплаву та утворення голівки точки зміцнення. Широка чашоподібна геометрія конусного кратеру сприяє швидкому відведенню теплоти із наплавлювальної ванни в основний метал і зовнішнє середовище, тому точки охолоджуються з великою швидкістю і за короткий час.

Стійкість ДТЗ і основні параметри точки зміцнення – форма, глибина h_2 проплавлення, висота h_1 і діаметр D_H наплавлення залежать від зварного струму $I_{с.в.}$, напруги U_d дуги діаметра d_e і швидкості v_n подачі дроту, режимів ДТЗ, а також від марки і виду термообробки металу, товщина H деталі зміцнення і полярності струму (рис. 3).

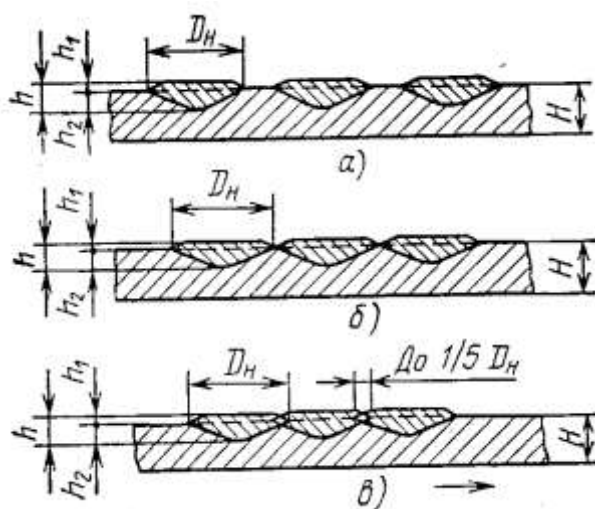


Рис. 3. Параметри точок зміцнення: а – локальних; б – сумісних; в – спряжених.

Пряма полярність струму знижує стійкість дугового процесу, призводить до утворення бризок, зменшує глибину проплавлення і збільшує висоту голівки точки зміцнення. Тому режими ДТЗ відпрацьовували на зворотній полярності. Глибина проплавлення повинна забезпечити надійність нероз'ємного з'єднання точки зміцнення з основним металом при його стиранні і оголенні твердого сплаву до моменту, коли буде досягнуто критерій вибраковування робочого органу по зносу. Необхідна глибина h_2 проплавлення, як і інші параметри точкового зміцнення (D_H , h_1), досягається змінням сили зварного струму, напруг і часу горіння дуги. Зварний струм чинить найбільший вплив на формоутворення точки зміцнення: його збільшення визиває зростання глибини h_2 проплавлення і діаметра D_H головки точки, а також зменшення висоти h_1 наплавлення. Так, зі збільшенням зварного струму з 400 до 650 А діаметр D_H зростає з 14,5 до 31 мм, h_2 – з 2,3 до 4,3 мм, а висота h_1 наплавлення зменшується з 3,5 до 1,2 мм.

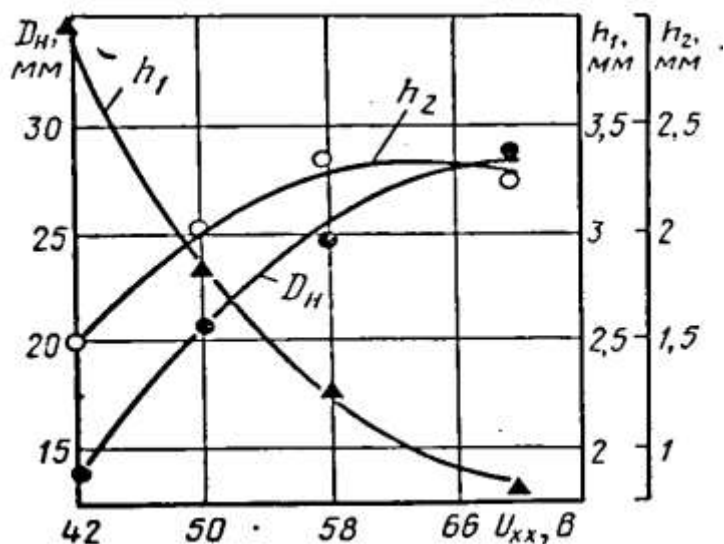


Рис. 4. Залежність геометричних параметрів точок зміцнення від напруги холостого ходу U_{xx} джерела живлення.

Вплив напруги U_{xx} холодного ходу джерело живлення на параметри точок зміцнення показано на рис. 4.

Збільшення в обмежених межах напруги дуги покращує геометрію точки, глибина проплавлення змінюється незначно, на 1,5-2 мм. При недостатній напрузі дуги в центрі наплавлення утворюється поглиблення, а при надлишковому – бугорок. При цьому збільшується розбризкування електродного металу.

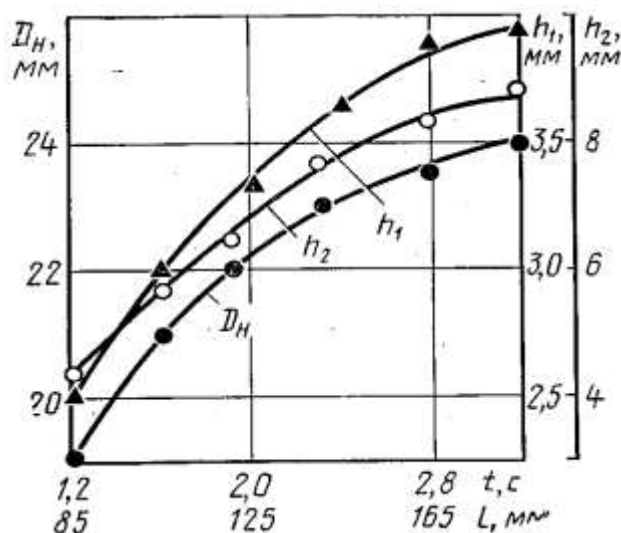


Рис. 5. Залежність геометричних параметрів точок зміцнення від часу t наплавлення і довжини l електродного дроту.

Збільшення часу наплавлення призводить до зростання усіх трьох параметрів – D_H , h_1 , h_2 (рис. 5), але інтенсивність зростання глибини проплавлення помітно менше.

Оптимальну висоту наплавлення точки зміцнення (висота голівки) обираємо в залежності від функціонального призначення робочого органу. Вона повинна забезпечувати захист основного металу від абразивного зношування. Висота точки зміцнення повинна бути такою, щоб надійно захищати зношену поверхню, не створюючи значних додаткових опорів пересуванню робочого органу в ґрунті. На плужному лемеші, наприклад, висота наплавлення по лезу не повинна перевищувати 2 мм, а на ножах виноградникових машин – 0,5 мм, інакше зростає тяговий опір, відбувається залипання ґрунту і не виконуються агротехнічні вимоги по підрізуванню бур'янів [7, 8].

Діаметр голівки точок зміцнення у відповідності з вибраним варіантом їх розташування, який визначається характером зношування робочого органу, можна визначати за висотою h_1 голівки і глибини h_2 проплавлення, що задається з врахуванням товщини деталі і агротехнічних вимог, діаметру d_e і довжині l порошкового дроту, яка використовується на утворення точки зміцнення. Досліди показують, що при ДТЗ необхідно враховувати кількість як основного металу, так і порошкового дроту, що формують точку зміцнення за допомогою відповідно коефіцієнтів k_m і k_p , які відображають відношення основного і твердосплавних металів в загальному об'ємі наплавленої точки.

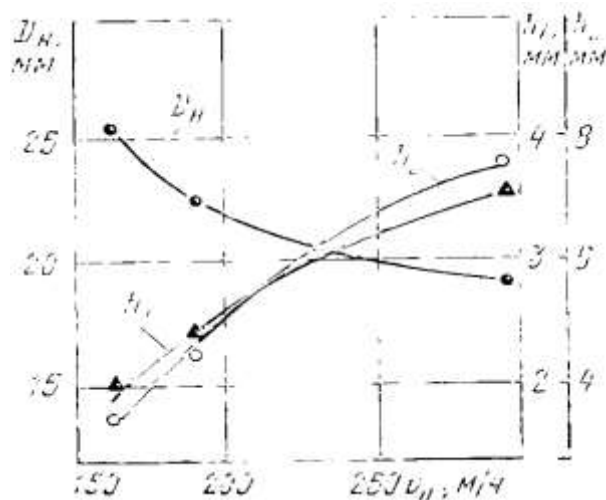


Рис. 6. Залежність геометричних параметрів точок зміцнення від швидкості v_H подача електродного дроту.

Форма точки зміцнення представляє сферичний сектор об'ємом:

$$V_{\text{сф}} = \pi (4 h_2^2 + D_H^2) h_1 / 6, \quad (1)$$

який заповнює, об'єм розплаву

$$V_p = \pi k_m D_H^2 h_2 / 12 + \pi k_p d_e^2 l / 4. \quad (2)$$

Умова рівності об'ємів дозволяє визначити діаметр точки зміцнення

$$D_n = [(3 k_n d_e^2 l - 8 h_2^2 h_1) / (2 h_1 - k_m h_2)]^{1/2}. \quad (3)$$

Коефіцієнти k_n і k_m залежать від режиму ДТЗ, марки і стану поверхні зміцнення, марки і виду порошкового дроту.

У дійсності діаметр точки зміцнення декілька більше розрахункового (25 мм) внаслідок затікання сплаву за краї кратера проплавлення.

Кількість зв'язаних або таких, що перекриваються точок зміцнення по довжині L або ширині B захисної поверхні робочого органа при вибраному діаметрі точки D_n і перекриття ΔD_n визначаються за формулою:

$$n = [L (B) - D_n] / (D_n - \Delta D_n). \quad (4)$$

Розрахункове значення округляється до найближчого цілого числа.

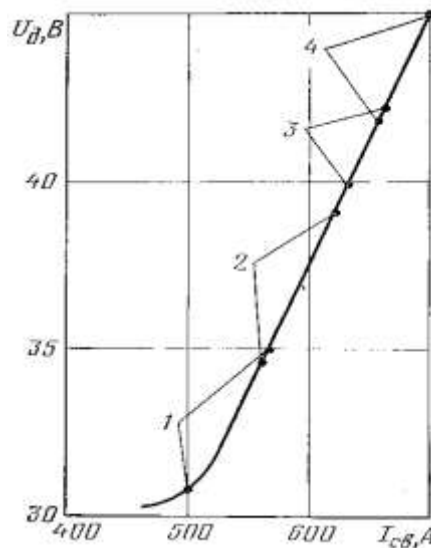


Рис. 7. Оптимальна залежність напруги U_d дуги від сили струму $I_{св}$ для електродного дроту ПП-Нп-80Х20РТЗ-Н-С-3,2 (ГОСТ 26101-84); 1, 2 – носок і лезо лемеша; 3 – боковина; 4 – грудина полиці.

Для спряжених точок перекриття $D_n = 0$. У випадку необхідності ΔD_n змінюється в ту або іншу сторону в залежності від функціонального призначення робочого органа. Великий вплив на параметри точок зміцнення надає швидкість v_n подачі порошкового дроту (рис. 6). Як бачимо, з її зростанням діаметр D_n головки точки зменшується, що зв'язано з скороченням часу наплавлення при однаковій витраті дроту. При цьому на форму точки значно впливає відведення тепла в сторони від її меж, а так як з скороченням часу наплавлення цей параметр в поперечному перетині менше, чим у поздовжньому, то розплавлення виникає з більшою швидкістю в глибину основного металу, ніж у сторони. Це дозволяє проплавляти

лезо на всю товщину, що дуже важливо для самозагострювання лемешів, так як у процесі зношування збільшується перепад твердості між наплавленими і не наплавленими ділянками і при експлуатації в результаті самозагострювання третього роду утворюється хвилясто-ступінчасте лезо (рис. 8).

Технологічні параметри точкового зміцнення і режими ДТЗ відпрацьовані і уніфіковані для наступних робочих органів ґрунтообробних машин, що піддаються зміцненню (табл. 1): лемешів плугів і пласкорізів зі сталі Л53, польових дощок, боковин, долот культиваторів із сталі 45, розпушувальних лап і ножів культиваторів, долот і наральників плугів розпушувачів зі сталі 65Г, грудин полиць і полиць зі тришарової сталі.

1. Режими наплавлення точок зміцнення.

Найменування деталі	Підпал дуги	Проплавлення	Формування голівки	I_{CB}, A	U_d, B	t, c	Виліт електроду, мм
	$t_{1,2,3}'$	$c/v_{п1,2,3}'$	мм/с				
Боковини:	0,5/17	2,1/96	0,4/21	620-660	38-43	3	27
ПЛЖ							
51.200У							
ПГЦ	0,5/17	1,6/44	0,4/21			2,5	27
61.200У				650-700	42-45		
ПЛЄ							
21.500У	0,4/17	1,9/69	0,4/21			2,7	23
Грудина	0,4/17	1,2/15,5	0,4/21			2	25
полиці ПЛЄ	0,4/17	1,6/44	0,4/21	510-560	32-36	2,5	27
21.401У							
Леміш	0,5/17	2,1/96	0,4/18	570-	35-	3	27
ПНЧС 702У:	0,4/17	1,9/69	0,4/18	620	39	2,7	23
носок				650-	42-		
лезо				700	45		
Ніж КФХ							
06.070У				620-	38-		
Лапи:				640	40		
КФХ				510-	32-		
00.070У				560	36		
8,5 (ГОСТ 1343-82)							

Для наплавлення точок зміцнення використовують твердосплавний дріт ПП-Нп-80Х20РЗТ-Н-С-3,2 (ГОСТ 26101-84), яка забезпечує твердість 60-65 HRC_e.

Довжина порошкового дроту, що витрачається на утворення точки зміцнення, визначається у відповідності з режимом ДТЗ:

$$L = v_{п1} t_1 + v_{п2} t_2 + v_{п3} t_3, \quad (5)$$

де $v_{п1}$, $v_{п2}$, $v_{п3}$ швидкості подачі порошкового дроту для трьох режимів ДТЗ. При встановлених режимах ДТЗ довжину дроту, що витрачається визначають за ваговим її витратам G при відомому діаметрі d_e :

$$l = 4 G / (\pi d_e^2 \gamma), \quad (6)$$

де γ – густина матеріалу твердосплавного порошкового дроту.

Перед наплавленням порошковий дріт для видалення вологи прожарюють при температурі 200-250°C протягом 40хв, а деталі зачищають від корозії, оливи і забруднень. Наявність нормального шару окалини після прокатки не впливає на якість точки зміцнення.

Точкове зміцнення на деталях здійснюємо в горизонтальному або близькому до нього положеннях.

Стійкість збудження дуги і продуктивність наплавлення визначають режими ДТЗ. Відносно стабільне збудження дуги забезпечується при щільності струму не менше 150 А/мм². При однакової щільності струму більш високої напруги холостого ходу джерела живлення створює більш сприятливі умови для збудження і горіння дуги. Досліди показують, що якщо між закінченням наплавлення точки і подальшим збудженням дуги проходять не більше 5-7 с, кінець електрода не встигає остигнути і подальше запалення відбувається без труднощів. Велике значення для підпалу дуги має початкова швидкість подачі порошкового дроту: при $v_{п1} > 80$ м/год. повторне збудження дуги відбувається 1-2 рази на 100 точок зміцнення, при $v_{п1} > 100$ м/год. значно рідше. Встановлено, що оптимальна швидкість $v_{п1}$ знаходиться у межах 30-70 м/год.

При автоматичному нанесенні точок зміцнення збудження зварювальної дуги повинно бути стабільним. З цією ціллю ІЕЗ ім. Є.О. Патона розробив програмний пристрій змінення швидкості ОБ 1448 і приставку РП-13, яка забезпечує пробивання повітряного проміжку 1-1,5 мм. Цей принцип закладений в автоматичній лінії У1062 для точкового зміцнення лемешів.

При точковому зміцненні деталей одна із основних умов, які забезпечують стабільну якість зміцнення – узгодження зварювального струму і напруги дуги. Така залежність для дроту ПП-Нп-80Х20РЗТ-Н-С-3,2 показана на рис. 7. Наплавлення рекомендується проводити при максимальній щільності струму. Середня потужність ДТЗ при ККД джерела живлення, що дорівнює 85%, складає від 15 до 40 кВт [9, 10].

У табл. 1 наведені режими ДТЗ для деяких робочих органів плугів. Забезпечення якості точкового зміцнення досягається контролем на всіх етапах виробництва. Перевірка режиму ДТЗ здійснюється не менш чим на трьох контрольних зразках деталі. Глибину проплавлення перевіряють за перерізом деталі по центру

точки. Якщо обраний режим наплавлення витримується то глибину проплавлення визначають за заміряними діаметрами D_H і висоті h_1 за формулою

$$h_2 = (h_{2 \max} + h_{2 \min}) / 2, \quad (7)$$

$$\text{де } h_{2 \max, \min} = \frac{k_m D_H^2}{16 h_1} \pm \sqrt{\left(\frac{k_m D_H^2}{16 h_1}\right)^2 + \frac{3 k_H d_{\epsilon}^2 l}{8 h_1} - \frac{D_H^2}{4}} \quad (8)$$

Дефектами точок зміцнення можуть бути пори в наплавленому шарі, нерівномірність голівки, пропалювання деталі, не провар, які легко виявляються при зовнішньому огляді. У наплавлених точках допускаються окремі тріщини без виходу в основний метал деталі. Наявність бризок від ДТЗ на поверхні деталей не впливає на її функціональні властивості.

Непряма ознака не провару – занижений і нестабільний діаметр точки. Для попередження явища необхідно контролювати струм і напругу. Ознакою хорошої якості наплавлення слугують кольори наплавлення зі зворотньої сторони деталі.

Такі дефекти, як низька голівка точки і одиничні пори, практично не впливають на зносостійкість робочих органів. Недопустимими є дефекти, що знижують міцність деталі (пропалювання і тріщина по основному металу) і зносостійкість (непровар).

Ґрунтообробні машини з робочими органами, зміцненими ДТЗ, пройшли польові випробування в 1983-1988 рр. і 2004-2011рр.у різних ґрунтово-кліматичних зонах держави. Точкове зміцнення в порівнянні з індукційним наплавленням підвищують зносостійкість робочих органів у 1,5-3 рази, при цьому витрати на їх виготовлення знижуються за рахунок значного зменшення витрат електроенергії (в 5 разів і більше), в 4-5 разів підвищується продуктивність праці, значно скорочуються виробничі площі.

Точки наплавлення виступають над поверхнею лицевої сторони деталі на величину 1...3 мм та проникають в основний метал на глибину 4...6 мм, утворюючи на поверхні лицевої сторони деталі твердосплавну точку діаметром 18...25 мм і твердістю HRC 60...66 (рис. 8, рис. 9).

Пряма полярність струму знижує стійкість технологічного процесу, призводить до утворення бризок, зменшує глибину проплавлення і збільшує висоту точки зміцнення.

Тому параметри точкового зміцнення відпрацювали на оберненій полярності. Зварний струм чинить найбільший вплив на формоутворення точки зміцнення. Наприклад, зі збільшенням зварного струму від 400 до 650А, діаметр точки зміцнення зростає з 14,5 до 31 мм, висота з 2,3 до 4,3 мм, а висота наплавлення зменшується з 3,5 до 1,2 мм [7].



Рис. 8. Леміш плуга після наробітку 49 га.



Рис. 9. Геометричні параметри точок зміцнення.

Необхідна глибина проплавлення, як і інші параметри точкового зміцнення досягається зміною сили зварного струму, напруги і тривалості горіння дуги. Оранка здійснювалася на глибині 25...27 см після збирання зернових культур. В процесі проведення випробувань регулярно здійснювали вимірювання параметрів робочих органів, визначали величину їх зносу. Всі робочі органи пройшли первинну технічну експертизу, промарковані. Показники умов і якості роботи визначали відповідно ГОСТ 20915-75 і ОСТ.4.1-80.

Експериментальні лемеші з точковим зміцненням леза і носової частини встановлювалися на серійному плузі ПЛН-5-35, що агрегатувався з трактором Т-150К. З показників якості роботи експериментальні лемеші по глибині обробки і ширині захвату відповідають технічним умовам. В процесі випробувань експериментальних лемешів налипання ґрунту не спостерігалось. Експериментальні лемеші з точковим зміцненням підвищеної зносостійкості (ПНЧС-702У) відповідають вимогам по обробці ґрунту.

Питомий опір ПЛН-5-35 з експериментальними лемешами при швидкості руху 2,08 м/с складає 6,27 Н/см², що на 2,5% менше (в межах похибки вимірювань), ніж ПЛН-5-35 з серійними лемешами. Так як різниця питомих показників знаходиться в межах похибки вимірювань, значення питомих показників агрегатів, що порівнюються, можна вважати однаковими. По тяговим показникам потужності трактор Т-150К в агрегаті з ПЛН-5-35 з

експериментальними лемешами забезпечує стійке виконання технологічного процесу, завантаження двигуна при русі зі швидкістю 2,08 м/с склапає 94,6%.



Рис. 10. Мікроструктура точки зміцнення лемеша плуга, $\times 250$.



Рис. 11. Лінія сплавлення з верхнім і середнім шаром, $\times 250$.

Висока зносостійкість експериментальних лемешів в умовах абразивного зношування передбачає наявність в структурі наплавленого шару карбідів тугоплавких металів.

Утворення карбідної фази, в основному, можливо двома шляхами: за рахунок роздільного легування карбідоутворюючими елементами і вуглецем наплавленого сплаву або за рахунок комплексного легування, коли в покриття вводяться готові карбідні з'єднання. Другий спосіб дозволяє значно спростити регулювання структури наплавленого металу. Мікроструктура точки зміцнення, це карбіди бору B_4C (рис. 10), бор знаходиться в складі шихти, в чистому вигляді. При точковому зміцненні, спостерігаємо (рис. 11), що боріди розподілені по границя зерен, з відсутністю загартованих

структур і тріщин. При використанні таких матеріалів експлуатаційне навантаження діє в основному на включення твердої пружно-пластичної матриці та відбувається релаксація напружень.

Висновки

1. Точкове (дугове точкове зварювання) дозволяє створити технологію, яка забезпечує збільшення довговічності лемеша в 1,5-3 рази в порівнянні з індукційним наплавленням при оранці на ґрунтах з різним гранулометричним складом і інтенсивністю зношування.

2. Теоретично обґрунтовано можливість утворення самозагострювання лемеша плуга в результаті точкового зміцнення і утворення зубчастого леза в процесі експлуатації.

3. Виробничі випробування показали, що при зношуванні лемеша відбувається його самозагострювання за рахунок різниці твердості дільниць підкладки (основного металу) і леза робочого органу.

Список літератури

1. *Новиков В.С.* Обеспечение долговечности рабочих органов почвообрабатывающих машин: автореф. дис. на соис ученой степени докт. техн. наук: спец.05.20.03 технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве / *В.С. Новиков*. – М., 2008. – 43 с.
2. *Ткачев В.Н.* Износ и повышение долговечности деталей сельскохозяйственных машин / *В.Н. Ткачев*. – М.: Машиностроение, 1971. – 264 с.
3. *Киселев Г.И.* Абразивный износ металла при различных температурах и скоростях / *Г.И. Киселев*. – М., ДАН СССР: 1952. – Т. XXXVII, №5. – С. 129.
4. *Розенбаум А.Н.* Изнашивание лезвий в почвенной среде / *А.Н. Розенбаум*. – М.: Машгиз, 1960. – Сб. Повышение долговечности рабочих деталей почвообрабатывающих машин. – С. 148.
5. *Клюенко В.Н.* Универсальные самозатачивающиеся плужные лемеха повышенной износостойкости / *В.Н. Клюенко*. – М.: Тракторы и сельхозмашины, 1986. – С. 31.
6. *Ермаков И.Н.* Самозатачивающиеся чугунные лемеха / *И.Н. Ермаков*. – М.: Машгиз, 1956. – Сб. «Повышение износостойкости лемехов». – С. 204.
7. *Денисенко М.* Зношування та підвищення довговічності робочих органів сільськогосподарських машин / *М. Денисенко, А. Опальчук*. – Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2011. – С. 201–210.
8. *Денисенко М.І.* Зміцнення та відновлення деталей автотракторної техніки і сільськогосподарських машин шляхом використання захисних зносостійких покриттів / *Денисенко М.І. Войтюк В.Д., Рубльов В.І.* // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Х., 2010. – Вип. 101. – С. 93–103.
9. *Терещенко В.И.* Особенности дуговой точечной сварки плавящимся электродом / *Терещенко В.И., Шаровольский А.Н., Сидоренко К.А.* // Автоматическая сварка. – 1983. – № 9. – С. 51–53.
10. *Крагельский И.В.* Трение и износ / *И.В. Крагельский*. – М.: Машгиз, 1962. – С. 142.

В работе дан анализ современных методов упрочнения рабочих органов почвообрабатывающих машин, рассмотрены их преимущества и недостатки. Показано, что наиболее эффективным методом упрочнения рабочих поверхностей деталей почвообрабатывающих машин является точечное упрочнение – дуговая точечная сварка порошковой проволокой.

Абразивное изнашивание, точечное упрочнение, лемех плуга, лапа культиватора, диск бороны.

In paper present introduce the present method hardening working tool cultivation machine them advantage and defect Demonstrate what the greatest effective method hardening force surface part cultivation machine have-point hardening point consumable-electrode are welding flux cored electrode.

Abrasive wear, pointwise reinforcement, plough share, sweep, harrow disk.

УДК 681.513.5

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА АНАЛІЗ МЕТОДІВ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ ДИНАМІЧНИМИ СИСТЕМАМИ

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
Ю.О. Ромасевич, кандидат технічних наук
В.А. Голдун, аспірант****

У статті розв'язана задача оптимального керування динамічною системою, яка описується диференціальним рівнянням другого порядку. Показаний зв'язок між відомими методами оптимального керування: варіаційним численням, принципом максимуму та динамічним програмуванням. Оптимальне керування знайдено у вигляді зворотного зв'язку при врахуванні обмежень на величину керування.

Динамічне програмування, принцип максимуму, варіаційне числення, обмеження на керування.

Постановка проблеми. Експлуатація сучасних технічних систем пов'язана із значними динамічними навантаженнями, енергетичними витратами та швидкоплинними перехідними процесами. Явища, які супроводжують протікання перехідних

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

© В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, В.А. Голдун, 2013

В работе дан анализ современных методов упрочнения рабочих органов почвообрабатывающих машин, рассмотрены их преимущества и недостатки. Показано, что наиболее эффективным методом упрочнения рабочих поверхностей деталей почвообрабатывающих машин является точечное упрочнение – дуговая точечная сварка порошковой проволокой.

Абразивное изнашивание, точечное упрочнение, лемех плуга, лапа культиватора, диск бороны.

In paper present introduce the present method hardening working tool cultivation machine them advantage and defect Demonstrate what the greatest effective method hardening force surface part cultivation machine have-point hardening point consumable-electrode are welding flux cored electrode.

Abrasive wear, pointwise reinforcement, plough share, sweep, harrow disk.

УДК 681.513.5

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА АНАЛІЗ МЕТОДІВ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ ДИНАМІЧНИМИ СИСТЕМАМИ

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
Ю.О. Ромасевич, кандидат технічних наук
В.А. Голдун, аспірант****

У статті розв'язана задача оптимального керування динамічною системою, яка описується диференціальним рівнянням другого порядку. Показаний зв'язок між відомими методами оптимального керування: варіаційним численням, принципом максимуму та динамічним програмуванням. Оптимальне керування знайдено у вигляді зворотного зв'язку при врахуванні обмежень на величину керування.

Динамічне програмування, принцип максимуму, варіаційне числення, обмеження на керування.

Постановка проблеми. Експлуатація сучасних технічних систем пов'язана із значними динамічними навантаженнями, енергетичними витратами та швидкоплинними перехідними процесами. Явища, які супроводжують протікання перехідних

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

© В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, В.А. Голдун, 2013

процесів у різноманітних динамічних системах, часто носять небажаний характер. Наприклад, небажаним є нагрівання обмоток електричного привода, оскільки це призводить до старіння ізоляції та зменшує енергетичну ефективність машини. Для зменшення небажаних або/і збільшення бажаних факторів використовуються різноманітні процедури оптимізації машин, які ґрунтуються на відомих математичних методах. У даному дослідженні висвітлюються лише питання оптимізації керування динамічними системами і не розглядаються питання оптимізації її конструктивних параметрів.

Важливою задачею, яка носить не тільки теоретичний, але й прикладний характер, є встановлення взаємозв'язків між відомими методами оптимального керування. Це дає змогу розкрити важливі співвідношення між цими методами, що в результаті дозволяє намітити шляхи розв'язання оптимізаційних задач альтернативними шляхами.

Аналіз останніх досліджень. Для оптимізації режимів руху механічних систем використовуються різноманітні математичні методи. Найстарішим серед вказаних методів є метод варіаційного числення [1], зародження і розвиток котрого пов'язаний з іменами Ейлера, Лагранжа, Пуассона, Вейерштрасса та інших вчених. Одним із найвідоміших методів для розв'язування задач оптимального керування є принцип максимуму [2], розроблений Л.С. Понтрягіним та його учнями. Даний метод дозволяє врахувати обмеження накладені на керування динамічною системою. Потужним методом для розв'язування задач оптимального керування не тільки технічними, але й економічними, соціальними та системами іншої природи, є динамічне програмування [3]. Автором даного методу є американський математик Р. Беллман. Крім вказаних методів, також використовується метод моментів [4], розвиток якого пов'язаний з ім'ям акад. М.М. Красовського. Відома також теорема В.Ф. Кротова про достатні умови оптимальності процесу керування [5].

У даному аналізі не вказано значний масив наближених методів оптимального керування, які дозволяють у тій чи іншій мірі наблизитись до розв'язку задачі. Аналіз цих методів можна знайти у працях [6, 7].

Всі перераховані методи дозволяють знаходити оптимальне керування у вигляді функції часу і лише деякі з них – у вигляді оптимального зворотного зв'язку (задача синтезу оптимального керування). Загалом аналіз вказаних методів є досить складною задачею, оскільки кожен із них має власні переваги і недоліки.

Мета досліджень. Найпоширенішими методами розв'язування задач оптимального керування є варіаційне числення, принцип

максимуму та динамічне програмування. Мета даної роботи з'ясувати зв'язки між цими методами на прикладі найпростішої задачі оптимального керування одно масовою динамічною системою. Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі завдання: 1) здійснити постановку задачі оптимального керування; 2) розв'язати задачу оптимального керування за допомогою принципу максимуму; 3) показати, як із співвідношень методу принципу максимуму можна отримати необхідну умову екстремуму класичного варіаційного числення – рівняння Ейлера-Пуассона; 4) здійснити синтез оптимального керування за допомогою методу динамічного програмування; 5) знайти співвідношення між методами динамічного програмування та принципу максимуму; 6) проаналізувати оптимальні результати та вказати шляхи подальших досліджень.

Результати досліджень. 1. *Постановка задачі оптимального керування.* Для великої кількості технічних систем динаміку руху у першому наближенні можна представити у вигляді найпростішого диференціального рівняння:

$$m\ddot{x} = F - W, \quad (1)$$

де m – приведена до поступального руху маса системи; x – узагальнена координата системи (поступальне переміщення); F – приводне зусилля, що діє на систему; W – сила статичного опору руху системи, утому числі технологічного характеру. Крапка над символом означає диференціювання за часом.

Рівняння (4), з урахуванням позначень $x = x_1$, $\frac{F-W}{m} = u$ можна подати у канонічному вигляді:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2, \\ \dot{x}_2 = u. \end{cases} \quad (2)$$

Критерієм оптимізації процесу, який необхідно мінімізувати, оберемо інтегральний функціонал, який за структурою є комплексним критерієм:

$$I = \int_0^T (\delta_1 x_1^2 + \delta_2 x_2^2 + \delta_3 u^2) dt, \quad (3)$$

де T – тривалість руху системи; δ_1 , δ_2 та δ_3 – вагові коефіцієнти, які враховують важливість відповідних доданків у підінтегральному виразі критерію (3).

Будемо шукати оптимальне керування при таких крайових умовах:

$$\begin{cases} x_1(0) = s_0, \quad x_2(0) = v_0; \\ x_1(T) = x_2(T) = 0, \end{cases} \quad (4)$$

де s_0 та v_0 – початкове положення та початкова швидкість динамічної системи.

Таким чином, необхідно перевести динамічну систему з деякого початкового положення, яке характеризується ненульовими значеннями положення s_0 та швидкості v_0 у нульове положення при мінімізації критерію за виразом (3). Для механічної системи такий режим руху означає загальмовування.

2. *Розв'язання оптимізаційної задачі методом принципу максимуму.* Для того, щоб розв'язати поставлену задачу методом принципу максимуму необхідно записати функцію Гамільтона:

$$\dot{I} = \psi_1 \dot{s}_2 + \psi_2 u - \delta_1 x_1^2 - \delta_2 x_2^2 - \delta_3 u^2, \quad (5)$$

де ψ_1 і ψ_2 – спряжені змінні. Згідно принципу максимуму необхідно таким чином керувати процесом, щоб Гамільтоніан (5) був максимальним. Для відкритої області керування ($u \in (-\infty; \infty)$) таке керування знаходиться з умов стаціонарності функції Гамільтона:

$$\frac{\partial \dot{I}}{\partial u} = \psi_2 - 2\delta_3 u = 0. \quad (6)$$

З рівняння (6) отримаємо:

$$u = \frac{\psi_2}{2\delta_3}. \quad (7)$$

Для того, щоб пересвідчитись, що отримане керування (7) доставляє максимум Гамільтоніану (5), необхідно проаналізувати знак другої похідної Гамільтоніана по керуванню:

$$\frac{\partial^2 \dot{I}}{\partial u^2} = -2\delta_3 < 0, \quad (\delta_3 > 0). \quad (8)$$

Вираз (7) справедливий для відкритої області керування. Однак, як правило, на керування накладаються обмеження у вигляді нестрогих нерівностей:

$$u_{\max} \geq u \geq u_{\min}, \quad (9)$$

де $u_{\max}$ та $u_{\min}$ – відповідно максимальне та мінімальне значення керування. Тоді область допустимих керувань буде обмежена границями $u_{\max}$ та $u_{\min}$. Враховуючи обмеження (9) оптимальне керування можна подати у такому вигляді:

$$u = \begin{cases} u_{\max}, & \text{якщо } \frac{\psi_2}{2\delta_3} \geq u_{\max}; \\ \frac{\psi_2}{2\delta_3}, & \text{якщо } u_{\max} \geq \frac{\psi_2}{2\delta_3} \geq u_{\min}; \\ u_{\min}, & \text{якщо } \frac{\psi_2}{2\delta_3} \leq u_{\min}. \end{cases} \quad (10)$$

3. Знаходження зв'язку між принципом максимуму та класичним варіаційним численням. Таким чином, отримано структуру оптимального керування (10). Для знаходження невідомої спряженої змінної ψ_2 необхідно знайти розв'язки спряженої системи диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} \dot{\psi}_1 = -\frac{\partial \dot{I}}{\partial \tilde{\alpha}_1} = 2\tilde{\alpha}_1\delta_1; \\ \dot{\psi}_2 = -\frac{\partial \dot{I}}{\partial \tilde{\alpha}_2} = -\psi_1 + 2\tilde{\alpha}_2\delta_2. \end{cases} \quad (11)$$

Продиференціюємо останнє рівняння системи (11) за часом та враховуючи перше рівняння (11) отримаємо:

$$\ddot{\psi}_2 = -2\tilde{\alpha}_1\delta_1 + 2u\delta_2. \quad (12)$$

Надалі двічі продиференціюємо вираз (7) за часом та підставимо у отриманий вираз (12). В результаті будемо мати:

$$\ddot{u} = \frac{\ddot{\psi}_2}{2\delta_3} = \frac{-2\tilde{\alpha}_1\delta_1 + 2u\delta_2}{2\delta_3}. \quad (13)$$

Враховуючи, що $\ddot{u} = \tilde{\alpha}^{IV}$ і $u = \ddot{x}$ запишемо рівняння (13) у такому вигляді:

$$\tilde{\alpha}^{IV} - \ddot{x} \frac{\delta_2}{\delta_3} + x \frac{\delta_1}{\delta_3} = 0. \quad (14)$$

Рівняння (14) є рівнянням Ейлера-Пуассона для функціоналу (3).

4. Синтез оптимального керування за допомогою методу динамічного програмування. Для знаходження оптимального керування як функції фазових змінних динамічної системи використаємо метод динамічного програмування. Основне функціональне рівняння Беллмана прийме такий вигляд:

$$\min_u \left\{ \frac{\partial S}{\partial x_1} x_2 + \frac{\partial S}{\partial x_2} u + \delta_1 x_1^2 + \delta_2 x_2^2 + \delta_3 u^2 \right\} = 0, \quad (15)$$

де S – функція Беллмана.

Мінімум правої частини рівняння (9) будемо шукати по параметру керування u для чого продиференціюємо її за u та прирівняємо отримане до нуля:

$$2\delta_3 u + \frac{\partial S}{\partial x_2} = 0. \quad (16)$$

Знайдемо з рівняння (16) керування u :

$$u = -\frac{1}{2\delta_3} \frac{\partial S}{\partial x_2} \quad (17)$$

та підставимо отримане у рівняння (15) в результаті чого будемо мати:

$$\frac{\partial S}{\partial x_1} x_2 - \frac{1}{4\delta_3} \left(\frac{\partial S}{\partial x_2} \right)^2 + \delta_1 x_1^2 + \delta_2 x_2^2 = 0. \quad (18)$$

Рівняння (18) є нелінійним диференціальним рівнянням у частинних похідних. Будемо шукати його розв'язок у вигляді квадратичної форми:

$$S = A_1 x_1^2 + A_2 x_1 x_2 + A_3 x_2^2. \quad (19)$$

Візьмемо частинні похідні з виразу (19) за параметрами x_1 та x_2 :

$$\frac{\partial S}{\partial x_1} = 2A_1 x_1 + A_2 x_2, \quad (20)$$

$$\frac{\partial S}{\partial x_2} = A_2 x_1 + 2A_3 x_2. \quad (21)$$

Підставимо вирази (20) і (21) у рівняння (18) і отримаємо:

$$x_1^2 \left(\delta_1 - \frac{A_2^2}{4\delta_3} \right) + x_2^2 \left(\delta_2 + A_2 - \frac{A_3^2}{\delta_3} \right) + x_1 x_2 \left(2A_1 - \frac{A_2 A_3}{\delta_3} \right) = 0. \quad (22)$$

Рівняння (22) буде справедливим у тому випадку коли вирази у дужках будуть рівні нулю, оскільки $x_1 \neq 0$, $x_2 \neq 0$. Тому рівняння (22) можна замінити на систему нелінійних алгебраїчних рівнянь:

$$\begin{cases} \delta_1 - \frac{A_2^2}{4\delta_3} = 0, \\ \delta_2 + A_2 - \frac{A_3^2}{\delta_3} = 0, \\ 2A_1 - \frac{A_2 A_3}{\delta_3} = 0. \end{cases} \quad (23)$$

Розв'язок системи рівнянь (23) буде мати два дійсних та два комплексних кореня. Оберемо один дійсний, який не приводить до втрати стійкості системи.

Підставивши отримані корені у вираз (17) отримаємо функцію оптимального керування у вигляді синтезу:

$$u = -\frac{\sqrt{\delta_1} \sqrt{\delta_3}}{\delta_3} x_1 - \frac{\sqrt{(\delta_2 + 2\sqrt{\delta_1} \sqrt{\delta_3}) \delta_3}}{\delta_3} x_2. \quad (24)$$

Розглянемо рівняння Беллмана (15). Виконаємо перетворення цього рівняння:

$$\min_u (-1) \left\{ \left(-\frac{\partial S}{\partial x_1} \right) x_2 + \left(-\frac{\partial S}{\partial x_2} \right) u - \delta_1 x_1^2 - \delta_2 x_2^2 - \delta_3 u^2 \right\} = 0 \quad (25)$$

або

$$\max_u \left\{ \left(-\frac{\partial S}{\partial x_1} \right) x_2 + \left(-\frac{\partial S}{\partial x_2} \right) u - \delta_1 x_1^2 - \delta_2 x_2^2 - \delta_3 u^2 \right\} = 0. \quad (26)$$

Вираз у фігурних дужках представляє собою функцію Гамільтона, якщо прийняти $-\frac{\partial S}{\partial x_1} = \psi_1$ та $-\frac{\partial S}{\partial x_2} = \psi_2$. Зазначимо, що синтез оптимального керування за допомогою рівняння Беллмана виконувався для відкритої області керування, тобто обмеження (9) не враховувались. Принцип максимуму дозволяє врахувати обмеження і тому оптимальне керування у формі зворотного зв'язку при обмеженнях (9) можна записати таким чином:

$$u = \begin{cases} u_{\max}, & \text{якщо } -\frac{\sqrt{\delta_1 \delta_3}}{\delta_3} x_1 - \frac{\sqrt{(\delta_2 + 2\sqrt{\delta_1 \delta_3}) \delta_3}}{\delta_3} x_2 \geq u_{\max}; \\ -\frac{\sqrt{\delta_1 \delta_3}}{\delta_3} x_1 - \frac{\sqrt{(\delta_2 + 2\sqrt{\delta_1 \delta_3}) \delta_3}}{\delta_3} x_2, & \text{якщо } u_{\max} \geq -\frac{\sqrt{\delta_1 \delta_3}}{\delta_3} x_1 - \frac{\sqrt{(\delta_2 + 2\sqrt{\delta_1 \delta_3}) \delta_3}}{\delta_3} x_2 \geq u_{\min}; \\ u_{\min}, & \text{якщо } -\frac{\sqrt{\delta_1 \delta_3}}{\delta_3} x_1 - \frac{\sqrt{(\delta_2 + 2\sqrt{\delta_1 \delta_3}) \delta_3}}{\delta_3} x_2 \leq u_{\min}. \end{cases} \quad (27)$$

Побудуємо графіки оптимального процесу (рис. 1, рис. 2) для таких параметрів системи $\delta_1 = 0,2$, $\delta_1 = 0,3$, $\delta_1 = 0,5$, $u_{\max} = 1$, $u_{\min} = -1$, $\delta_0 = 0$ м, $v_0 = 1$ м/с.

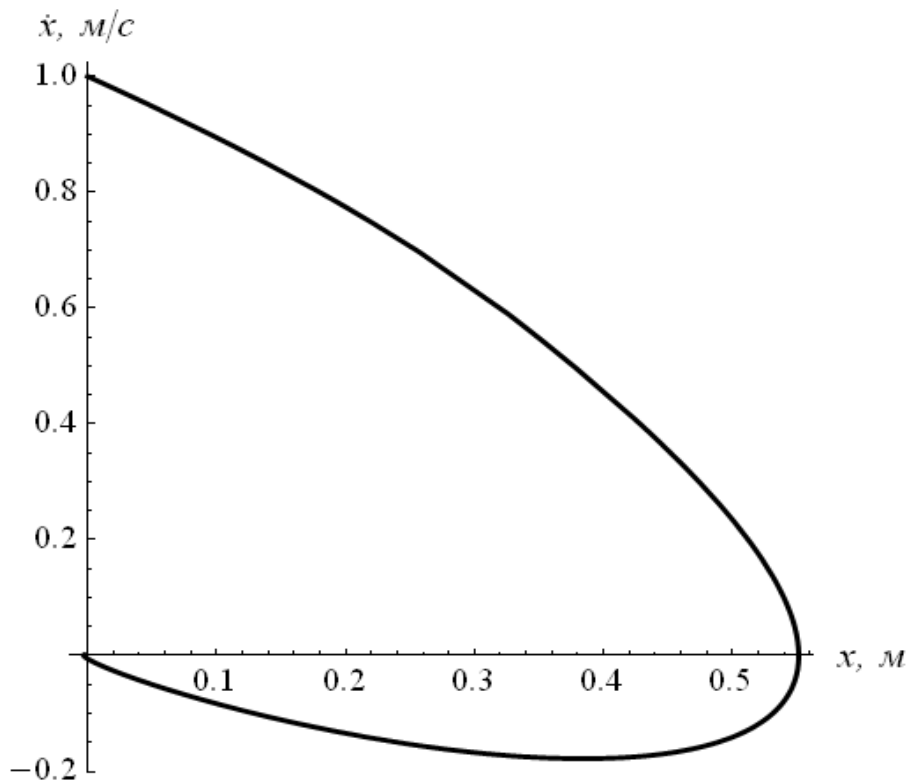


Рис. 1. Фазовий портрет руху динамічної системи.

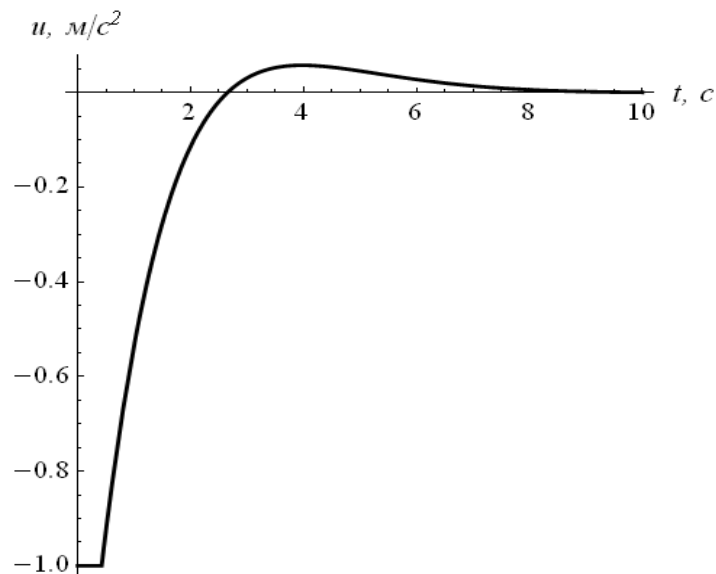


Рис. 2. Графік функції оптимального керування динамічною системою.

Висновок. Використання методів оптимального керування (динамічне програмування та принцип максимуму) дозволяє знайти оптимальне керування динамічною системою у вигляді зворотного зв'язку. Використання лише одного із цих методів не дає бажаного результату: принцип максимуму встановлює „якісну” картину оптимального керування, а динамічне програмування – „кількісну” і лише поєднання цих методів дає бажаний результат. У даній роботі встановлено зв'язки між методами динамічного програмування, принципу максимуму та варіаційним численням. Ці зв'язки дають змогу поєднувати на різних етапах розв'язку оптимізаційної задачі підходи того чи іншого методу.

Список літератури

1. Петров Ю.П. Вариационные методы теории оптимального управления / Ю.П. Петров. – Л.: Энергия, 1977. – 280 с.
2. Понтрягин Л.С. Принцип максимума в оптимальном управлении / Л.С. Понтрягин. – М.: Едиториал УРСС, 2004. – 64 с.
3. Беллман Р. Динамическое программирование [пер. с англ. И.М. Андреева, А.А. Корбут, И.В. Романовский, И.Н. Соколов]. – М.: Издательство иностранной литературы, 1960. – 400 с.
4. Красовский И.И. Теория управления движением (линейные системы) / И.И. Красовский. – М.: Наука, 1968. – 476 с.
5. Кротов В.Ф. Методы и задачи оптимального управления / В.Ф. Кротов, В.И. Гурман. – М.: Наука, 1973. – 389 с.
6. Федоренко Р.П. Приближенное решение задач оптимального управления / Р.П. Федоренко. – М.: Наука, 1978. – 488 с.
7. Черноусько Ф.Л. Вычислительные и приближенные методы оптимального управления / Ф.Л. Черноусько, В.Б. Колмановский // Итоги науки и техники. Серия „Математический анализ”. – 1977. – № 14. – С. 101–166.

В статье решена задача оптимального управления динамической системой, которая описывается дифференциальным уравнением второго порядка. Показана связь между известными методами оптимального управления: вариационным исчислением, принципом максимума и динамическим программированием. Оптимальное управление найдено в виде обратной связи при учете ограничений на величину управления.

Динамическое программирование, принцип максимума, вариационное исчисление, ограничение на управление.

The optimal control problem by dynamical systems has been solved in paper. Dynamical systems is describing by differential equation of second order. Connection with known methods of optimal control (variational calculus, maximum principle, dynamical programming) has been showed. Optimal control has been calculated in feedback form with accounting control limitation.

Dynamical programming, maximum principle, variational calculus, control limitation.

УДК 620.95

АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ВИРОБНИЦТВА ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА

М.Ю. Павленко, аспірант*

Проведено аналіз технологій виробництва дизельного біопалива для використання в умовах господарств.

Рослинна олія, продукція, зерно, технологія, дизельне біопаливо.

Постановка проблеми. В умовах сучасного розвитку виробництва альтернативного біопалива існує широке різноманіття технологій виробництва дизельного біопалива. Серед всіх технологій широко використання набули промислова та агропромислова технології виробництва дизельного біопалива з використанням метанолу, в якості компоненту для трансформації рослинної олії в МЕЖК (метилові ефіри жирних кислот).

Технологія виробництва дизельного біопалива складається з таких основних процесів: естерифікації рослинних олій та послідовної очистки метилового ефіру (дизельного біопалива).

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

В статье решена задача оптимального управления динамической системой, которая описывается дифференциальным уравнением второго порядка. Показана связь между известными методами оптимального управления: вариационным исчислением, принципом максимума и динамическим программированием. Оптимальное управление найдено в виде обратной связи при учете ограничений на величину управления.

Динамическое программирование, принцип максимума, вариационное исчисление, ограничение на управление.

The optimal control problem by dynamical systems has been solved in paper. Dynamical systems is describing by differential equation of second order. Connection with known methods of optimal control (variational calculus, maximum principle, dynamical programming) has been showed. Optimal control has been calculated in feedback form with accounting control limitation.

Dynamical programming, maximum principle, variational calculus, control limitation.

УДК 620.95

АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ВИРОБНИЦТВА ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА

М.Ю. Павленко, аспірант*

Проведено аналіз технологій виробництва дизельного біопалива для використання в умовах господарств.

Рослинна олія, продукція, зерно, технологія, дизельне біопаливо.

Постановка проблеми. В умовах сучасного розвитку виробництва альтернативного біопалива існує широке різноманіття технологій виробництва дизельного біопалива. Серед всіх технологій широко використання набули промислова та агропромислова технології виробництва дизельного біопалива з використанням метанолу, в якості компоненту для трансформації рослинної олії в МЕЖК (метилові ефіри жирних кислот).

Технологія виробництва дизельного біопалива складається з таких основних процесів: естерифікації рослинних олій та послідовної очистки метилового ефіру (дизельного біопалива).

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

Однак, на сьогоднішній день, в повній мірі не обґрунтована схема та послідовність процесів, які забезпечать ефективне дизельного біопалива в умовах господарств.

Аналіз останніх досліджень. Дослідженням виробництва дизельного біопалива займалися Дубровін В.О. [1, 3, 4, 5, 8, 12], Поліщук В.М. [5, 7, 9, 10, 11], Масло І.П. [4, 6], Євич П [4, 12], Окоча А.І. [2], які проаналізували сучасний стан розвитку виробництва дизельного біопалива, описали технології виробництва та шляхи вдосконалення сучасних технологій, займалися впровадженням використання дизельного біопалива в сумішах з традиційним дизельним паливом, розробили ДСТУ на МЕЖК.

Мета досліджень. Обґрунтувати технологічну схему виробництва дизельного біопалива в умовах господарств.

Результати досліджень. Промислова (рис. 1) технологія виробництва традиційно використовується на великих та промислових заводах, з річним виходом дизельного біопалива від 20000 до 100000 т/рік [8].

Промислова технологія виробництва дизельного біопалива складається з наступних процесів: естерифікації; розділення на фракції метилового ефіру (неочищеного дизельного біопалива) та гліцеролу (побічного продукту при виробництві дизельного біопалива), очистки дизельного біопалива (відгонки метанолу, промивки підкисленою водою, повторної промивки водою, зневоднення та очистки від гелеподібного осаду шляхом фільтрації або осадженням дизельного біопалива).

До переваг промислової технології виробництва дизельного біопалива можна віднести його високу якість, що дає можливість використовувати дизельне біопаливо як в сумішах, так і без додавання традиційного дизельного палива. Основні недоліки: габаритність обладнання, низька продуктивність, великі затрати електроенергії, висока собівартість виробленої продукції.

Агропромислова (рис. 2) технологія виробництва дизельного біопалива широко використовується на господарських та малих заводах з річним виходом дизельного біопалива від 100 до 5000 т/рік [3]. Агропромислова технологія виробництва дизельного біопалива складається з естерифікації; розділення на фракції метилового ефіру (дизельного біопалива) та гліцеролу (побічного продукту при виробництві дизельного біопалива), очистки дизельного біопалива (відгонки метанолу та очистки від гелеподібного осаду шляхом фільтрації або осадження).

До переваг цієї технології можна віднести: менші енерговитрати в порівнянні з промисловою технологією, доступність у використанні, менші затрати на хімічні реактиви, менша габаритність

обладнання, низька собівартість отриманої продукції, відсутність технологічної операції промивки з наступним зневодненням біодизельного біопалива, що в свою чергу зменшує енергозатрати та знижує продуктивність виробництва за рахунок збільшення часу відстоювання.

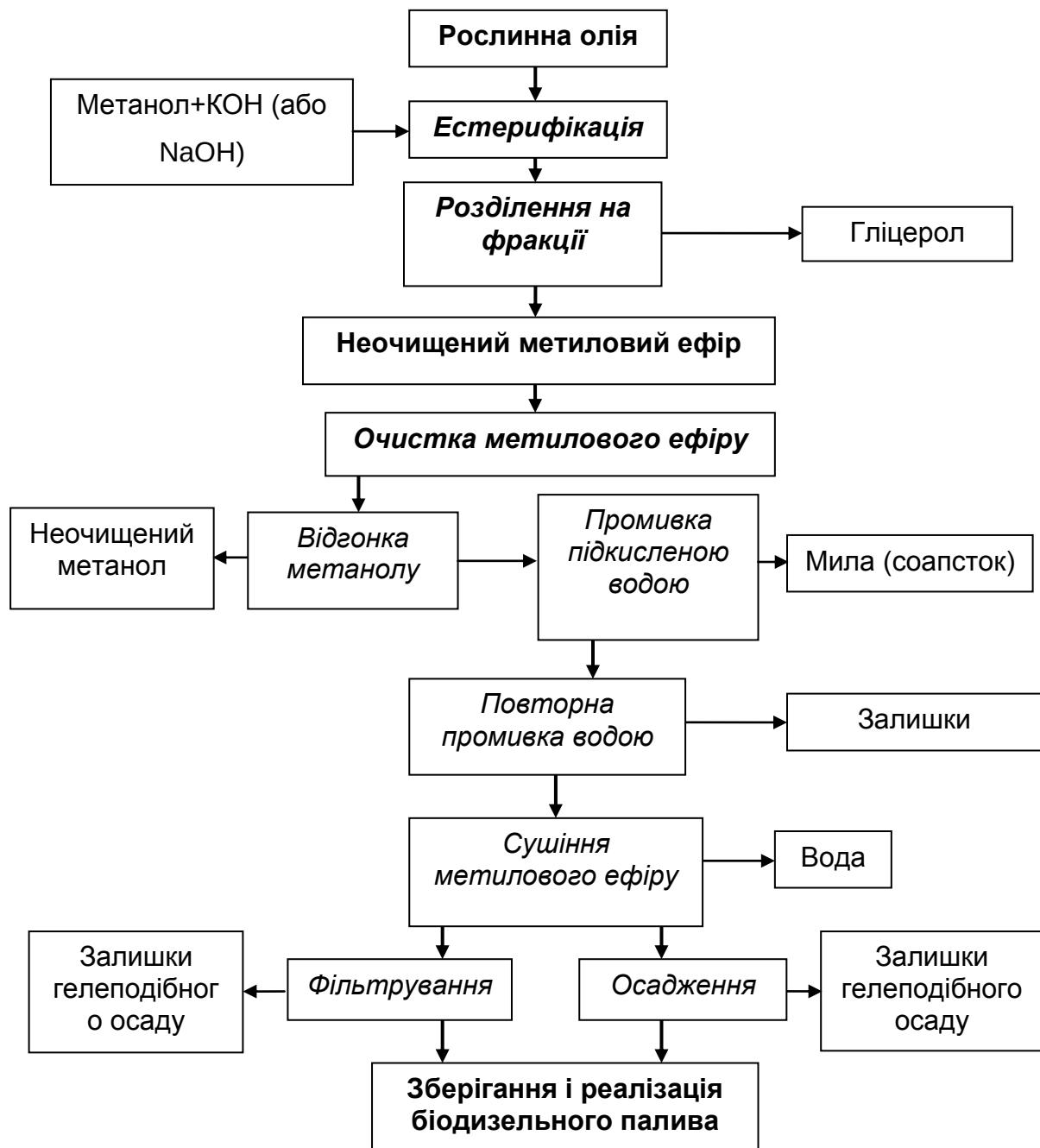


Рис. 1. Схема промислового виробництва дизельного біопалива.

Висновок. Враховуючи потреби і ціни на пальне сучасного ринку паливо-мастильних матеріалів виникає потреба введення в експлуатацію нових технологій виробництва дизельного біопалива,

отримана продукція яких могла б конкурувати з традиційним дизельним паливом. Агропромислова технологія виробництва дизельного біопалива задовольнить потреби господарюючих суб'єктів власним паливом для роботи машино-тракторних агрегатів, вона доступна в матеріальних витратах та проста у використанні.

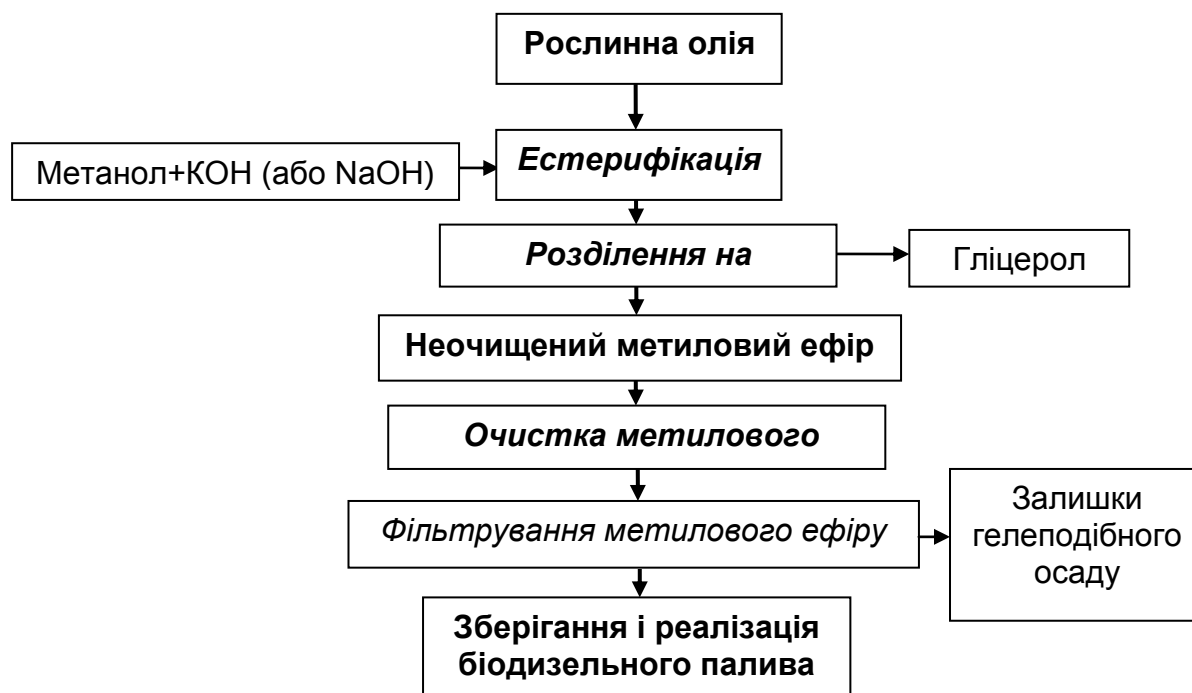


Рис. 2. Схема агропромислового виробництва дизельного біопалива.

Список літератури

1. *Альтернативна енергетика: [навч.посібник для студ.вищ. навч.закл.] / М.Д. Мельничук, В.О. Дубровін, В.Г. Мироненко, І.П. Григорюк, В.М. Поліщук, Г.А. Голуб, В.С. Таргоня, С.В. Драгнєв, І.В. Свистунова, С.М. Кухарець. – К.: «Аграр Медіа Груп», 2011. – 454 с.*
2. *Альтернативні палива для дизельних двигунів сільськогосподарської техніки (стан і проблеми) / А.І.Окоча, М.І.Вірєвка // Конструювання, вир-во та експлуатація с.-г. машин: Загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. / Кіровоград. держ. техн. ун-т. – Кіровоград, 2003. – Вип. 33. – С. 216–221.*
3. *Біологічні ресурси і технології виробництва біопалива: Монографія / Я.Б. Блюм, Г.Г. Гелетука, І.П. Григорюк, К.В. Дмитрук, В.О. Дубровін, А.І. Ємець, Г.М. Забарий, Г.М. Калетнік, М.Д. Мельничук, В.Г. Мироненко, Д.Б. Рахметов, А.А. Сибірний, С.П. Циганков. – К.: «Аграр Медіа Груп», 2010. – 292 с.*
4. *Біопалива (технології, машини та обладнання). [Дубровін В.О., Корчемний М.О., Масло І.П., Шептицький О., Пасторе З., Гжибек А., Євич П., Амон Т., Криворучко В.В.]. – К.: ЦТІ: Енергетика і електрифікація, 2004. – 256 с.*
5. *Дубровін В.О. Технічні засоби для виробництва біодизеля / В.О. Дубровін, В.Г. Мироненко, В.М. Поліщук // Науковий вісник Національного університету*

- біоресурсів і природокористування. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2011. – Вип. 166, ч. 2. – С. 120–127.
6. Масло І.П. Виробництво та використання біопалива на основі рослинних олій / І.П. Масло, В.П. Заборський, М.І. Вірьовка // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції „Проблеми та перспективи розвитку аграрної механіки”. – Дніпропетровськ. 2004. – С. 49–51.
7. Комплексні енергоощадні системи виробництва і використання твердих та рідких біопалив в умовах АПК : рекомендації для агропромислових підприємств України / [М.Д. Мельничук, В.О. Дубровін, В.Г. Мироненко, В.М. Поліщук та ін.]; НУБіП України. – К.: НУБіП України, 2011. – 67 с.
8. Новітні технології біоенергоконверсії: Монографія / Я.Б. Блюм, Г.Г. Гелетука, І.П. Григорюк, В.О. Дубровін, А.І. Ємець, Г.М. Забарий, Г.М. Калетнік, М.Д. Мельничук, В.Г. Мироненко, Д.Б. Рахметов, С.П. Циганков. – К.: «Аграр Медіа Груп», 2010. – 166 с.
9. Поліщук В.М. Застосування біопалив для дизельних двигунів (Узагальнення досвіду) / В.М. Поліщук, С.В. Драгнєв, І.І. Убоженко, М.Ю. Павленко, О.В. Поліщук // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 2008. – Вип. 125. – С. 315–319.
10. Поліщук В.М. Способи застосування біопалив в народному господарстві / В.М. Поліщук // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 2008. – Вип. 125. – С. 257–267.
11. Поліщук В.М. Технології виробництва біодизеля (огляд) / В.М. Поліщук, С.Є. Тарасенко, І.Д. Гуменюк, М.М. Яструб, О.В. Поліщук // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 2. – С. 354–359.
12. Развитие альтернативной энергетики в сельской местности / П.Евич, З.Шедива, В.А.Дубровин // Механізація та електриф. сіл. госп-ва / Нац. наук. центр “Ін-т механізації і електриф. сіл. госп-ва”. – Глеваха, 2001. – Вип. 85. – С. 69–76.

Проведен анализ технологий производства дизельного биотоплива для использования в условиях хозяйств.

Растительное масло, продукция, зерно, технология, дизельное биотопливо.

The analysis of technologies of production of diesel biopropellant is conducted for the use in the conditions of economies.

Vegetable butter, products, grain, technology, diesel biopropellant.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОГЕНЕРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ НА ОСНОВІ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ЗА РАХУНОК ЗВОЛОЖЕННЯ ПОВІТРЯ

І.В. Феофілов, інженер

Проведено аналіз різних типів когенераційних установок з точки зору найбільшої економії палива, наведено порівняння існуючих засобів додавання води до паливно-повітряної суміші у ДВЗ і показано можливості підвищення ефективності когенераційної установки на основі ДВЗ за рахунок зволоження дуттьового повітря.

Когенераційна установка, додавання води до палива, конденсаційні утилізатори теплоти.

Постановка проблеми. Комбіноване вироблення енергії за допомогою когенераційних установок (КГУ) визнано однією з найперспективніших технологій, що дозволяє забезпечити ефективне енергопостачання поряд з вирішенням завдань збереження палива і покращення екології. Серед багатьох типів когенераційних установок цікаво було б виділити тип когенераційних установок, що дозволяють отримати найбільшу економію палива, і розглянути можливості підвищення ефективності їх роботи.

Аналіз останніх досліджень. Високі енергетичні показники КГУ обумовлені утилізацією супутнього тепла, що утворюється при прямому виробленні електроенергії. Головним показником енергоефективності КГУ є сумарний коефіцієнт корисної дії (ККД), який відображає ефективність використання палива, його ще називають коефіцієнтом використання палива [1]. Сумарний ККД є відношенням виробленої установкою електричної і теплової енергії до енергії витраченого палива. В одиницях потужності сумарний ККД КГУ можна записати так:

$$\eta = \frac{N_e + Q_m}{Q_{ког}} = \eta_e + \eta_m ,$$

де N_e – корисна електрична потужність установки, яка дорівнює електричній потужності на клеммах генератора за вирахуванням електричної потужності, яка використовується на власні потреби; Q_m – корисна теплова потужність, що передається користувачу; $Q_{ког}$ – теплота, що виділяється при спалюванні палива в когенераційній установці за одиницю часу; η_e і η_m – електричний і тепловий ККД КГУ відповідно.

© І.В. Феофілов, 2013

Серед енергогенеруючих установок, які спалюють паливо, КГУ мають найбільший ККД, який складає близько 90–92%, розрахований за нижчою теплотою згоряння. І хоча сумарний ККД різних типів КГУ приблизно однаковий, співвідношення електричного і теплового ККД в них різні. Сумарний ККД КГУ не показує, яке співвідношення вироблення теплової і електричної енергії найвигідніше при когенерації і, відповідно, не показує який тип КГУ дозволяє отримати найбільшу економію палива при його використанні.

Мета досліджень. Виділити тип когенераційних установок, що дозволяють отримати найбільшу економію палива, і розглянути можливості підвищення ефективності їх роботи.

Результати досліджень. Інформацію, щодо найбільшої економії палива, можна отримати, аналізуючи коефіцієнт економії палива ε для КГУ з різним співвідношенням вироблення теплової та електричної енергії при однаковому значенні сумарного ККД. Коефіцієнт економії палива ε характеризує зниження витрат палива на вироблення теплової та електричної енергії при когенерації по відношенню до витрат палива при окремому виробленні тих самих енергій:

$$\varepsilon = \frac{Q_{окр} - Q_{ког}}{Q_{окр}},$$

де $Q_{ког}$ і $Q_{окр}$ – теплова енергія витраченого палива при виробленні теплової і електричної енергії за когенераційної схемою і при окремому виробленні тих самих енергій, відповідно.

Питомі витрати палива (в одиницях теплоти) для отримання тих самих величин електричної та теплової потужності при окремому виробленні цих енергій становлять:

$$Q_{окр}^e = \frac{N_e}{\eta_{окр}^e} = \frac{\eta_e \cdot Q_{ког}}{\eta_{окр}^e}; \quad Q_{окр}^m = \frac{N_m}{\eta_{окр}^m} = \frac{\eta_m \cdot Q_{ког}}{\eta_{окр}^m}.$$

Загальні витрати палива при окремому виробленні енергій дорівнюють:

$$Q_{окр} = Q_{окр}^e + Q_{окр}^m = \left(\frac{\eta_e}{\eta_{окр}^e} + \frac{\eta_m}{\eta_{окр}^m} \right) \cdot Q_{ког}.$$

Тоді рівняння для коефіцієнту економії палива приймає вигляд:

$$\varepsilon = \frac{\left(\frac{\eta_e}{\eta_{окр}^e} + \frac{\eta_m}{\eta_{окр}^m} \right) - 1}{\left(\frac{\eta_e}{\eta_{окр}^e} + \frac{\eta_m}{\eta_{окр}^m} \right)}.$$

Виходячи з відомих даних щодо сумарного ККД КГУ і співвідношення виробленої в КГУ теплової та електричної енергії можна розрахувати значення коефіцієнту економії палива для різних типів КГУ.

Розглянемо два граничні випадки. Перший граничний випадок, коли співвідношення виробленої в КГУ теплової та електричної енергії найбільше (близько 10), характерний для енергетичної надбудови парових і водогрійних котлів електрогенеруючим обладнанням з газотурбінним приводом. Другим граничним буде випадок, коли співвідношення виробленої теплової та електричної енергії – мінімальне (близько 1). КГУ, що відповідає цьому випадку, включає в свій склад, як правило, двигун внутрішнього згоряння і котел-утилізатор. На такій установці отримують максимальну електричну потужність. При спалюванні додаткового палива в активному котлі-утилізаторі отримують проміжні показники між розглянутими граничними. Якщо прийняти сумарний ККД КГУ в обох граничних випадках однаковим (наприклад: $\eta = 0,9$), а ККД окремого вироблення теплової та електричної енергії такими що дорівнюють $\eta_e^{окр} = 0,32$ і $\eta_m^{окр} = 0,8$, відповідно, і використати пропорційний метод розподілу витрат, то шляхом нескладних математичних розрахунків отримаємо, що у першому граничному випадку коефіцієнт економії палива дорівнює близько 0,3, а у другому – більше 0,54. Таким чином, при однаковому значенні сумарного ККД найбільше значення економії палива дозволяє отримати та КГУ, в якій співвідношення виробленої теплової і електричної енергії найменше. Тобто, найбільшій економії палива можна досягти в КГУ на основі двигуна внутрішнього згоряння і тому в подальшому будемо розглядати саме такий тип КГУ.

У КГУ корисними продуктами є вироблені електрична і тепла енергії. На рис. 1 показано можливості підвищення ефективності КГУ. Для цього потрібно збільшити електричну і/або теплову потужності КГУ. Як показано вище, збільшення сумарного ККД КГУ повинно відбуватися, в першу чергу, за рахунок підвищення її електричної складової, що дозволяє отримати найбільші значення економії палива. Незважаючи на те, що значення електричної потужності для даного типу палива і даного типорозміру енергогенеруючого обладнання є величиною, заданою виробником ДВЗ, шляхи для підвищення η_e без внесення змін у конструкцію самого двигуна існують. Насамперед, це – інтенсифікація процесів, що протікають у камері згоряння двигуна. І таких шляхів може бути декілька. Один із них це – додавання води в процесі спалювання палива. Історично склалося так, що дослідження щодо впливу доданої води на показники роботи двигуна проводились для пересувних

транспортних засобів. Результати цих дослідів повною мірою можуть бути використані для аналізу можливостей підвищення ефективності роботи КГУ на основі ДВЗ.

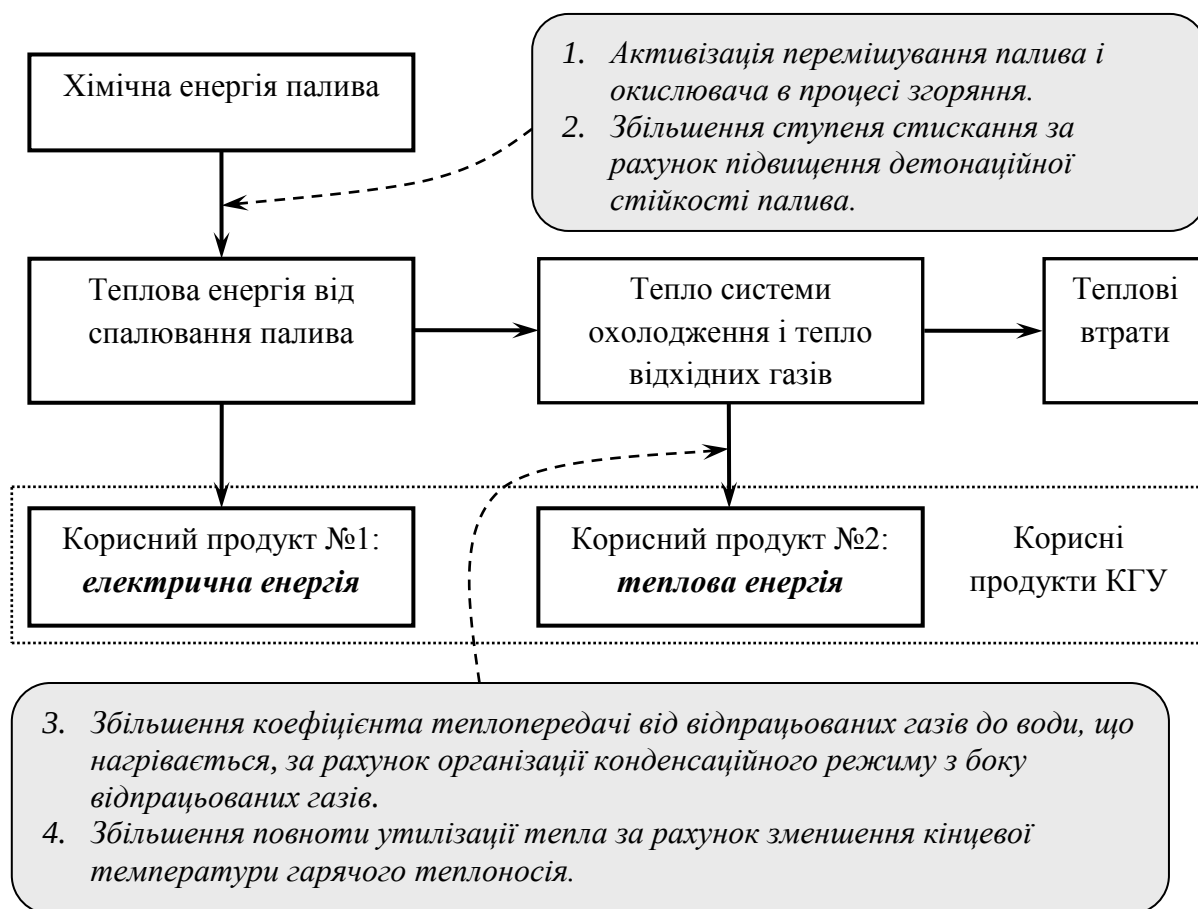


Рис. 1. Можливості підвищення ефективності КГУ.

Присутність води в паливно-повітряній суміші призводить до активного її перемішування в процесі спалахування і горіння суміші. В результаті чого, збільшується площа контакту палива та окислювача і, відповідно, зростає теплота, що виділяється при спалюванні одиниці палива. Приріст електричної потужності при додаванні до 20% води складає близько 10–15 % [2]. Відомо, що спалювання палива з водою призводить до зменшення теплонапруженості двигуна, підвищення надійності його роботи і збільшення детонаційної стійкості палива, що дозволяє збільшити ступінь стискування та отримати ще більші електричні потужності. При незмінній ступені стискування додавання води дозволяє використовувати пальне з меншим октановим числом, а отже більш дешеве. Дані про детонаційну стійкість бензинів з різною кількістю доданої води наведено в таблиці [3]. Крім того, додавання води до палива покращує екологічні показники енергетичної установки: зменшується концентрації оксидів азоту і вуглецю, що утворюються.

Експерименти для чистого ізооктану та ізооктану з 10 % води показують, що при такому вмісті води в суміші кількість CO у відпрацьованих газах двигуна падає на 6 %, а NO_x — на 8 % [4].

Значення октанового числа автобензинів за моторним методом.

Паливо	Кількість доданої води			
	0%	5%	10%	20%
Бензин А-66	66	66,5	67,5	72
Бензин А-72	72	72,5	74	76
Бензин А-76	76	77	78	81
Бензин АІ-93	85	85,5	86	88

Крім того, додавання води до палива покращує екологічні показники енергетичної установки: зменшується концентрації оксидів азоту і вуглецю, що утворюються. Експерименти для чистого ізооктану та ізооктану з 10 % води показують, що при такому вмісті води в суміші кількість CO у відпрацьованих газах двигуна падає на 6 %, а NO_x – на 8 % [4].

Значне підвищення октанових чисел палива пояснюється одними авторами зниженням температури горіння паливно-повітряної суміші за рахунок випаровування доданої води. Інші автори пов'язують антидетонаційні властивості води не лише із зниженням температури робочого процесу, але й з безпосередньою участю води в процесі горіння. Вода в певних концентраціях гальмує розвиток ланцюгових реакцій передполум'яного окислення вуглеводнів. Між перекисними радикалами і гідроксильною групою води утворюється водневий зв'язок. Природно, що при цьому активність радикалів знижується, і це у свою чергу підвищує детонаційну стійкість паливних сумішей.

Додавання води до палива здійснюють зазвичай або вприскуванням води в паливно-повітряну суміш перед самим її спалюванням [5, 6], або шляхом використання водно-паливної емульсії [7, 8], яку заздалегідь готують. В експлуатаційних умовах двигуни з вприскуванням води працюють не цілком стабільно. Це пов'язано з нерівномірним розподілом води по циліндрах двигуна. Крім того, краплі води більше 5 мкм, що потрапляють в циліндри двигуна, можуть не встигати випаруватися в процесі згоряння палива і тоді відбувається бомбардування робочих поверхонь циліндра і поршня, що призводить з часом до їх фізичного зносу. Використання водно-паливних емульсій дозволяє ці труднощі обійти. Проте з'являються інші. Для створення метастабільної водно-паливної емульсії з нерозчинних один в одному рідин використовуються треті речовини – емульгатори, які навіть при

нетривалому їх використанні викликають утворення нагару в камері згоряння і перебої в роботі двигуна. Крім того, емульгатори і продукти їх розпаду мають бути нетоксичними, вони не повинні знижувати детонаційну стійкість палива. Ці додаткові вимоги ускладнюють і без того складне завдання створення стійких водно-паливних емульсій. Тому, робляться спроби готувати емульсії безпосередньо на автомобілі: розробляються бортові диспергуючі пристрої, що дозволяють за допомогою гідророзпилювачів або ультразвукових генераторів отримувати в дисперсійному середовищі краплі розміром менше 5 мкм. Проте і в цих випадках для стійкості емульсій необхідно вводити емульгатори, хоча і в менших кількостях. Розглядаючи переваги і недоліки додавання води до палива, слід зазначити і те, що в обох варіантах застосовується дистиллят, отримання якого пов'язано з додатковими істотними енерговитратами і наявністю відповідного обладнання. Тому, заміна частини палива водою не дає відповідної економії палива, оскільки для одержання дистильованої води також потрібно витратити деяку кількість палива. Якщо використовувати недистильовану воду, то при тих її витратах, що рекомендуються для додання до палива, розчинені у воді солі неодмінно повинні привести до утворення нагару в камері згоряння і до серйозних порушень у роботі двигуна вже через 100–200 годин роботи. Адже при спалюванні 10 л палива в двигун вноситься до 2 л води, а разом з нею до 200 мг різних солей. Крім того, для приготування водно-паливних емульсій так само, як і для отримання необхідного тиску при вприскуванні води, також доводиться витрачати додаткову енергію. Тому говорити про істотну економію палива в обох випадках не доводиться.

Різні варіанти додавання води до паливно-повітряної суміші розробляються для двигунів, розташованих на пересувному транспортному засобі, а це зумовлює необхідність розташування на ньому додаткових пристроїв, що, в свою чергу, призводить до зменшення корисного об'єму на транспорті і збільшення витрат палива. Ці недоліки можуть бути усунені, якщо додавання води виконувати для двигунів, які є основою стаціонарно розташованої КГУ. В цьому випадку не має обмежень щодо розташування необхідних пристроїв та відсутні витрати палива, що пов'язані з їх пересуванням разом з транспортним засобом. Більшість інших недоліків від використання води, при збереженні її позитивного впливу на процес згоряння, може бути усунена, якщо використовувати воду у вигляді водяної пари в складі зволоженого дуттьового повітря [9, 10]. У цьому випадку до циліндрів двигуна не потрапляють частки води більше 5 мкм, розподіл води у паливній суміші більш рівномірний, що забезпечує стабільну і надійну роботу

двигуна. Крім того, не має необхідності в емульгаторі і, відповідно, не має відкладень у двигуні, пов'язаних із ним.

Зволоження відбувається у контактному теплообмінному апараті за рахунок барботування через шар нагрітої води повітря, яке всмоктується поршнями у циліндри двигуна. Для цього достатньо нагріти дуттьове повітря в контактному теплообміннику на 10–15 °С. Наприклад, якщо на вході в теплообмінник повітря має температуру 20 °С і відносну вологість 60 %, а на виході – 30 °С і 90 % (відповідно), то з урахуванням того, що на спалювання 1 кг бензину необхідно близько 14,7 кг повітря, отримуємо додавання води до палива у кількості 20 %. При цьому загальні витрати тепла на зволоження повітря не перевищують 2 % від теплоти спалювання палива. Додатковий гідродинамічний опір не перевищує 2 кПа. Для нагрівання води, що зволожує дуттьове повітря, використовується тепло системи охолодження двигуна. Причому, для зволоження дуттьового повітря може бути використана вода практично будь-якого ступеня забрудненості, тобто відпадає необхідність у дорогому дистилляті. Крім того, використання зволоженого повітря не призводить до сольових відкладень у циліндрах двигуна, що позитивно позначається на його безаварійній роботі.

Зволоження дуттьового повітря важливе для КГУ ще й тим, що збільшується вологість відпрацьованих газів. Це дозволяє отримати більшу температуру точки роси при утилізації теплоти відпрацьованих газів двигуна і реалізувати для утилізації тепла більш ефективні конденсаційні теплообмінники. Енергетичний баланс КГУ на основі ДВЗ, що працює на бензині, при зволоженні дуттьового повітря і без нього показано на рис. 2.

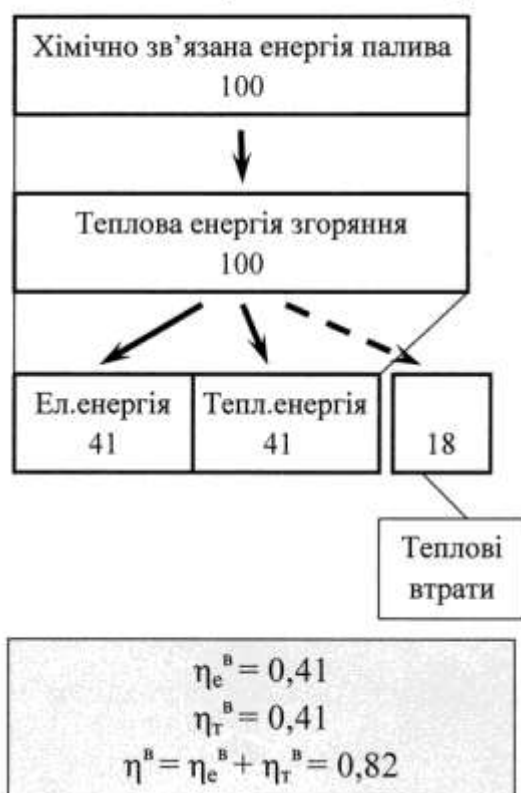
Дані енергетичного балансу перераховані на вищу теплоту згоряння палива, яка для бензину дорівнює $Q_{\text{в}}^{\text{р}} = 47,3$ МДж/кг. Сумарний ККД КГУ без зволоження дуттьового повітря по нижчій теплоті згоряння дорівнює: $\eta = 0,9$ (нижча теплота згоряння бензину: $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 43$ МДж/кг).

Висновки

1. З усіх засобів додавання води до паливно-повітряної суміші для стаціонарно розташованої КГУ зволоження дуттьового повітря є найефективнішим.

2. Зволоження дуттьового повітря, збільшення ступеня стискування і подальша конденсаційна утилізація тепла відхідних газів дозволяють збільшити як електричний, так і тепловий ККД, і отримати сумарний КГУ до 0,98 за вищою теплотою згоряння палива.

Без зволоження дуттьового повітря



Із зволоженням дуттьового повітря

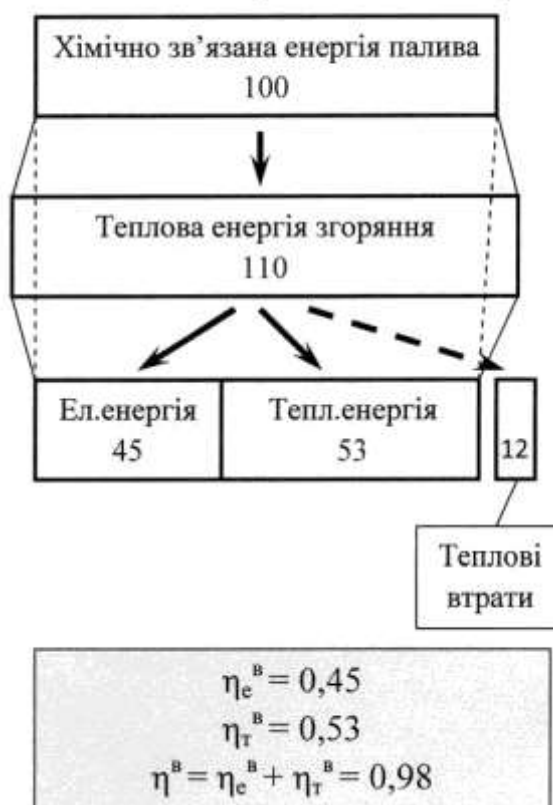


Рис. 2. Схеми енергетичного балансу КГУ на основі ДВЗ із зволоженням і без зволоження дуттьового повітря (за вищою теплотою згоряння палива).

Список літератури

1. Клименко В.Н. Когенерационные системы с тепловыми двигателями: справ. пособие: [в 3 ч.] Ч. 1: Общие вопросы когенерационных технологий / В.Н. Клименко, А.И. Мазур, П.П. Сабашук. – К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2008. – 560 с.
2. Смаль Ф.В. Перспективные топлива для автомобилей / Ф.В. Смаль, Е.Е. Арсенов. – М.: Транспорт, 1979. – 151 с.
3. Гуйва С.В. Вода как альтернативное топливо / С.В. Гуйва // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2009. – Вип. 9, т. 5. – С. 176–182.
4. Ефремов П.К. К вопросу о дополнительном питании тепловых двигателей водой / П.К. Ефремов // Труды Всесоюзной научной конференции «Защита воздушного бассейна от загрязнения токсичными выбросами транспортных средств». – Харьков: Ин-т проблем машиностроения, 1977. – Ч. 1. – С. 221.
5. Колодин А.М. Результаты испытаний дизеля 6ЧН 16/22, оборудованного системой испарительного охлаждения наддувочного воздуха / А.М. Колодин // Труды Новосибирского института инженеров водного транспорта. – Новосибирск: НИИВТ, 1981. – Вып. 158. – С. 76–87.
6. Капустин В.В. Испарительное охлаждение наддувочного воздуха / В.В. Капустин, А.М. Колодин, Н.Н. Сорокин // Речной транспорт, 1978. – № 5. – С. 35.
7. Лебедев О.Н. Водотопливные эмульсии в судовых дизелях / О.Н. Лебедев, В.А. Сомов, В.Д. Сисин. – Л.: Судостроение, 1988. – 108 с.

8. Лерман Е.Ю. Высококонцентрированные топливные эмульсии – эффективное средство улучшения экологических показателей лёгких быстроходных дизелей / Е.Ю. Лерман, О.А. Гладков // Двигателестроение. – 1986. – № 10. – С. 14–17.

9. А.с. 1306220 СССР, МКИ³ F 02 В 43/00. Способ работы двигателя внутреннего сгорания и двигатель внутреннего сгорания / А. А. Долинский, А. И. Гуров, А. Н. Подгорный, А. И. Мищенко, Н. А. Гогадзе, А. П. Гартвиц, И. В. Феофилов (СССР). – №3844027 ; заявл. 20.11.84 ; опубл. 07.02.87. Бюл. № 15.

10. А.с. 1347602 СССР, МКИ³ F 02 В 43/00. Способ работы двигателя внутреннего сгорания / А. А. Долинский, А. И. Гуров, И. В. Феофилов (СССР). – №4020981 ; заявл. 12.02.86; опубл. 07.08.87. Бюл. № 39.

Проведен анализ разных типов когенерационных установок с точки зрения наибольшей экономии топлива, приведено сравнение существующих способов добавления воды к топливно-воздушной смеси в ДВС и показаны возможности повышения эффективности когенерационной установки на основе ДВС за счет увлажнения дутьевого воздуха.

Когенерационная установка, добавление воды к топливу, конденсационные утилизаторы теплоты.

The analysis of different types of cogeneration settings from point of most economy of fuel is conducted, comparison of existent methods of addition of water to fuel-air mixture in combustion engines is cited and possibility of increase of efficiency of the cogeneration setting on the basis of combustion engine on account of moistening of air are showed.

Cogeneration setting, addition of water to fuel, heat condensation settings.

УДК 517.926

УМОВИ ВИНИКНЕННЯ РОЗВ'ЯЗКІВ СЛАБОЗБУРЕНИХ КРАЙОВИХ ЗАДАЧ (ВИПАДОК $k = -1$)

Р.Ф. Овчар, кандидат фізико-математичних наук

Запропонована схема знаходження коефіцієнтних умов існування розв'язків слабозбурених крайових задач для систем з імпульсною дією в фіксовані моменти часу.

Слабозбурена лінійна неоднорідна крайова задача, однорідна крайова задача з імпульсною дією, ортопроектор, ряд, псевдообернена матриця, узагальнений оператор Гріна.

© Р.Ф. Овчар, 2013

8. Лерман Е.Ю. Высококонцентрированные топливные эмульсии – эффективное средство улучшения экологических показателей лёгких быстроходных дизелей / Е.Ю. Лерман, О.А. Гладков // Двигателестроение. – 1986. – № 10. – С. 14–17.

9. А.с. 1306220 СССР, МКИ³ F 02 В 43/00. Способ работы двигателя внутреннего сгорания и двигатель внутреннего сгорания / А. А. Долинский, А. И. Гуров, А. Н. Подгорный, А. И. Мищенко, Н. А. Гогадзе, А. П. Гартвиг, И. В. Феофилов (СССР). – №3844027 ; заявл. 20.11.84 ; опубл. 07.02.87. Бюл. № 15.

10. А.с. 1347602 СССР, МКИ³ F 02 В 43/00. Способ работы двигателя внутреннего сгорания / А. А. Долинский, А. И. Гуров, И. В. Феофилов (СССР). – №4020981 ; заявл. 12.02.86; опубл. 07.08.87. Бюл. № 39.

Проведен анализ разных типов когенерационных установок с точки зрения наибольшей экономии топлива, приведено сравнение существующих способов добавления воды к топливно-воздушной смеси в ДВС и показаны возможности повышения эффективности когенерационной установки на основе ДВС за счет увлажнения дутьевого воздуха.

Когенерационная установка, добавление воды к топливу, конденсационные утилизаторы теплоты.

The analysis of different types of cogeneration settings from point of most economy of fuel is conducted, comparison of existent methods of addition of water to fuel-air mixture in combustion engines is cited and possibility of increase of efficiency of the cogeneration setting on the basis of combustion engine on account of moistening of air are showed.

Cogeneration setting, addition of water to fuel, heat condensation settings.

УДК 517.926

УМОВИ ВИНИКНЕННЯ РОЗВ'ЯЗКІВ СЛАБОЗБУРЕНИХ КРАЙОВИХ ЗАДАЧ (ВИПАДОК $k = -1$)

Р.Ф. Овчар, кандидат фізико-математичних наук

Запропонована схема знаходження коефіцієнтних умов існування розв'язків слабозбурених крайових задач для систем з імпульсною дією в фіксовані моменти часу.

Слабозбурена лінійна неоднорідна крайова задача, однорідна крайова задача з імпульсною дією, ортопроектор, ряд, псевдообернена матриця, узагальнений оператор Гріна.

© Р.Ф. Овчар, 2013

Постановка проблеми. Актуальність цієї теми обумовлена, перш за все, важливістю практичного застосування теорії крайових задач у теорії нелінійних коливань, теорії стійкості руху, теорії управління, ряді геофізичних задач. З іншого боку отримані в статті нові результати суттєво доповнюють дослідження по теорії нелінійних коливань для слабо збурених крайових задач.

Результати досліджень. Розглянемо слабозбурену лінійну неоднорідну крайову задачу з імпульсною дією виду:

$$\begin{cases} \dot{z} = A(t)z + \varepsilon A_1(t)z + f(t), & t \neq \tau_i, \\ \Delta z|_{t=\tau_i} - S_i z = a_i + \varepsilon A_{1i} z(\tau_i - 0), \\ lz = \alpha + \varepsilon l_1 z. \end{cases} \quad (1)$$

Припустимо, що у породжуючій крайовій задачі, яка отримується із (1) при $\varepsilon = 0$:

$$\begin{cases} \dot{z} = A(t)z + f(t), & t \neq \tau_i, \\ \Delta z|_{t=\tau_i} - S_i z = a_i, \\ lz = \alpha. \end{cases}, \quad (2)$$

не існує розв'язків при довільних неоднорідностях $f(t) \in C([a, b]/\{\tau_i\}_I)$, $a_i \in \mathbb{R}^n$, $\alpha \in \mathbb{R}^m$. Це означає, що має місце критичний випадок ($\text{rank } Q = n_1 < n$) і критерій розв'язності:

$$P_{Q_d^*} \left\{ \alpha - l \int_a^b K(\cdot, \tau) f(\tau) d\tau - l \sum_{i=1}^p \bar{K}(\cdot, \tau_i) a_i \right\} = 0, d = m - n_1,$$

крайової задачі (2) в силу довільності неоднорідних її членів не виконується.

Виникає питання, чи можна за допомогою лінійних збурень зробити крайову задачу (2) розв'язною і, якщо можна, то якими повинні бути збурені доданки $\varepsilon A_1(t)$, εA_{1i} і εl_1 , щоб крайова задача (1) мала розв'язок при будь-яких неоднорідностях $f(t)$, a_i і α . Відповісти на це питання можна за допомогою $(d \times r)$ -вимірної матриці:

$$B_0 = P_{Q_d^*} \left[l_1 X_r(\cdot) - l \int_a^b K(\cdot, \tau) A_1(\tau) X_r(\tau) d\tau - l \sum_{i=1}^p \bar{K}(\cdot, \tau_i + 0) \times A_{1i} X_r(\tau_i - 0) \right], \quad (3)$$

побудованої по коефіцієнтам вихідної диференціальної крайової задачі.

Застосування метода Вішіка-Люстерніка дозволяє знайти ефективні коефіцієнтні умови виникнення розв'язків крайової задачі (2) у вигляді рядів Лорана по степеням малого параметра ε зі скінченним числом доданків, які містять від'ємні степені ε .

Доведемо теорему, яка дозволяє розв'язати поставлену задачу. Перш ніж її сформулювати, введемо наступні позначення: $Q = IX(\cdot) - (m \times n)$ -вимірна матриця; $P_{Q^*} - (m \times m)$ -вимірна матриця (ортопроектор), що проектує $\mathbb{R}^m$ на $N(Q^*)$, $P_{Q^*}: \mathbb{R}^m \rightarrow N(Q^*)$; Q^+ – єдина псевдообернена за Муром-Пенроузом до Q ($n \times m$) – вимірна матриця; $P_{B_0} - (r \times r)$ – вимірна матриця (ортопроектор), що проектує $\mathbb{R}^r$ на нуль-простір $N(B_0)$ ($d \times r$) – вимірної матриці B_0 , $P_{B_0}: \mathbb{R}^r \rightarrow N(B_0)$; $P_{B_0^*} - (d \times d)$ – вимірна матриця (ортопроектор), що проектує $\mathbb{R}^d$ на нуль-простір $N(B_0^*)$ ($r \times d$) – вимірної матриці $B_0^* = B_0^T$, $P_{B_0^*}: \mathbb{R}^d \rightarrow N(B_0^*)$.

Теорема. Нехай крайова задача (1) задовольняє вказаним вище умовам так, що має місце критичний випадок ($\text{rank } Q = n_1 < n$) і породжуюча крайова задача (2) при довільних неоднорідностях $f(t) \in C([a, b]/\{\tau_i\}_I)$, $a_i \in \mathbb{R}^n$, $\alpha \in \mathbb{R}^m$ не має розв'язків. Тоді, якщо виконуються умови:

$$P_{B_0} = 0, \quad P_{B_0^*} P_{Q_d^*} = 0, \quad (4)$$

то для крайової задачі (1) існує при довільних $f(t) \in C([a, b]/\{\tau_i\}_I)$, $a_i \in \mathbb{R}^n$, $\alpha \in \mathbb{R}^m$ єдиний розв'язок, поданий у вигляді збіжного при $\varepsilon \in (0, \varepsilon_*]$ ряду:

$$z(t, \varepsilon) = \sum_{i=k}^{+\infty} \varepsilon^i z_i(t), \quad k = -1. \quad (5)$$

Доведення. Підставимо ряд (5) в крайову задачу (1) і прирівняємо коефіцієнти при однакових степенях ε . Отже, при ε^{-1} для $z_{-1}(t)$ отримаємо однорідну крайову задачу

$$\begin{cases} \dot{z}_{-1} = A(t)z_{-1}, & t \neq \tau_i, \\ \Delta z_{-1}|_{t=\tau_i} = S_i z_{-1}(\tau_i - 0), \\ l z_{-1} = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Згідно з припущеннями теореми, однорідна крайова задача (6) має r – параметричне сімейство $r = n - n_1$ розв'язків $z_{-1}(t, c_{-1}) = X_r(t)c_{-1}$, де r – вимірний вектор-стовпець $c_{-1} \in \mathbb{R}^r$ констант буде визначений на наступному кроці з умови розв'язності задачі для $z_0(t)$.

При ε^0 приходимо для $z_0(t)$ до крайової задачі

$$\begin{cases} \dot{z}_0 = A(t)z_0 + A_1(t)z_{-1} + f(t), & t \neq \tau_i, \\ \Delta z|_{t=\tau_i} = S_i z_0(\tau_i - 0) + A_{1i} z_{-1}(\tau_i - 0) + a_i, \\ l z_0 = l_1 z_{-1} + \alpha. \end{cases} \quad (7)$$

Критерій розв'язності задачі (7) має вигляд:

$$P_{Q_d^*} \left\{ \alpha + l_1 X_r(\cdot) c_{-1} - l \int_a^b K(\cdot, \tau) (f(\tau) + A_1(\tau) X_r(\tau) c_{-1}) d\tau - l \sum_{i=1}^p \bar{K}(\cdot, \tau_i) (a_i + A_{1i} X_r(\tau_i - 0) c_{-1}) \right\} = 0.$$

Звідси отримуємо алгебраїчну відносно $c_{-1} \in \mathbb{R}^r$ систему:

$$B_0 c_{-1} = -P_{Q_d^*} \left\{ \alpha - l \int_a^b K(\cdot, \tau) f(\tau) d\tau - l \sum_{i=1}^p \bar{K}(\cdot, \tau_i) a_i \right\}, \quad (8)$$

де

$$B_0 = P_{Q_d^*} \left\{ l_1 X_r(\cdot) - l \int_a^b K(\cdot, \tau) A_1(\tau) X_r(\tau) d\tau - l \sum_{i=1}^p \bar{K}(\cdot, \tau_i) A_{1i} X_r(\tau_i - 0) \right\} \quad (9)$$

Для розв'язання останньої при довільних $f(t) \in C([a, b]/\{\tau_i\}_I)$, $a_i \in \mathbb{R}^n$, $\alpha \in \mathbb{R}^m$ необхідно і достатньо виконати умову $P_{B_0^*} P_{Q_d^*} = 0$. Якщо додатково вимагати $\text{rank } B_0 = r \Leftrightarrow P_{B_0} = 0$, то система (8) єдиним чином розв'язна відносно $c_{-1} \in \mathbb{R}^r$:

$$c_{-1} = -B_0^+ P_{Q_d^*} \left\{ \alpha - l \int_a^b K(\cdot, \tau) f(\tau) d\tau - l \sum_{i=1}^p \bar{K}(\cdot, \tau_i) a_i \right\}.$$

Крайова задача (7) при (4) має r -параметричне сімейство ($r = n - n_1$) розв'язків:

$$z_0(t, c_0) = X_r(t) c_0 + \bar{z}_0(t),$$

де $c_0 - r$ -вимірний вектор констант, який буде однозначно визначений на наступному кроці з умови розв'язності крайової задачі для $z_1(t)$; $\bar{z}_0(t)$ - частинний розв'язок задачі (7):

$$\bar{z}_0(t) = \left(G \begin{bmatrix} A_1(\tau) z_{-1}(\tau, c_{-1}) + f(\tau) \\ A_{1i} z_{-1}(\tau_i - 0) + a_i \end{bmatrix} \right) (t) + X(t) Q^+ \{ \alpha + l_1 z_{-1}(\cdot, c_{-1}) \},$$

де $\left(G \begin{bmatrix} * \\ * \end{bmatrix} \right) (t)$ - узагальнений оператор Гріна крайової задачі (7), який має вигляд:

$$\begin{aligned} & \left(G \begin{bmatrix} A_1(\tau) z_{-1}(\tau, c_{-1}) + f(\tau) \\ A_{1i} z_{-1}(\tau_i - 0) + a_i \end{bmatrix} \right) (t) \stackrel{\text{def}}{=} \\ & \stackrel{\text{def}}{=} \left[\int_a^b K(t, \tau) * d\tau - X(t) \times Q^+ l \int_a^b K(\cdot, \tau) * d\tau, \sum_{i=1}^p \bar{K}(\cdot, \tau_i) * \right. \\ & \left. - X(t) Q^+ l \sum_{i=1}^p \bar{K}(\cdot, \tau_i) * \right] \\ & \begin{bmatrix} A_1(\tau) z_{-1}(\tau, c_{-1}) + f(\tau) \\ A_{1i} z_{-1}(\tau_i - 0) + a_i \end{bmatrix} (t). \end{aligned}$$

Продовжуючи цей процес, методом математичної індукції доводимо, що при (4) коефіцієнти $z_i(t)$ ряду (5) однозначно визначаються з відповідних крайових задач. Збіжність ряду (5) також доводяться традиційними способами мажорування.

Висновок. На основі методу типу Вішіка-Люстерніка отримані коефіцієнтні умови існування розв'язків крайової задачі (1) при довільних $f(t) \in C([a, b]/\{\tau_i\}_I)$, $a_i \in \mathbb{R}^n$, $\alpha \in \mathbb{R}^m$. Для отримання цих умов будується $(d \times r)$ – вимірна матриця (3).

Список літератури

1. Самойленко А.М. Дифференциальные уравнения с импульсным воздействием // А.М. Самойленко, Н.А. Перестюк. – К.: Вища школа, 1987. – 287 с.
2. Бойчук А.А. Конструктивные методы анализа краевых задач // А.А. Бойчук. – К.: Наук. думка; 1990. – 96 с.
3. Вишик М.И. Решение некоторых задач о возмущении в случае матриц и самосопряженных и несамопряженных дифференциальных уравнений / М.И. Вишик, Л.А. Люстерник. // Успехи математических наук. – 1960. – №3. – С. 3–80.

Предложена схема определения коэффициентных условий возникновения решений слабовозмущенных линейных краевых задач для систем с импульсным воздействием в фиксированные моменты времени.

Слабовозбужденная линейная неоднородная краевая задача, однородная краевая задача с импульсным действием, ряд, псевдообернена матрица, обобщенный оператор Грина.

Proposed scheme for determining the coefficient conditions of decision of weakly perturbed linear inhomogeneous boundary value problem for systems with impulse action in fixed times.

Poorly raised linear non-uniform regional problem, homogeneous regional problem with pulse action, number, pseudo-returnable matrix, Green's generalised operator.

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОДРІБНЮВАЧА-РОЗКИДАЧА СОЛОМИ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

***О.П. Деркач, кандидат історичних наук
М.В. Шворак, студент
Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

Встановлені оптимальні конструктивні параметри подрібнювача-розкидача соломи зернозбирального комбайна, розроблена його конструкція та визначено фракційний склад подрібненої соломи.

***Параметри, подрібнювач-розкидач, солома,
зернозбиральний комбайн.***

Постановка проблеми. Використання незернової частини врожаю хлібних культур в якості органічних добрив є актуальною проблемою сьогодення в зв'язку з різким зменшенням кількості органічних добрив тваринного походження. Солома та її компоненти активно регулюють процеси, що відбуваються в ґрунті, які спрямовані на покращення його фізичних властивостей, що призводить до підвищення родючості ґрунту. На розкладання соломи у ґрунті суттєвий вплив має ступінь її подрібнення та рівномірність розкидання по поверхні поля.

Для подрібнення і розкидання незернової частини врожаю на сучасних зернозбиральних комбайнах встановлені пристрої, що здійснюють цей процес. Аналіз процесу подрібнення і розкидання соломи зернових культур по поверхні поля показав, що існуючі пристрої не забезпечують необхідний розмір подрібнених фракцій стебел та рівномірність їх розкидання, а отже й інтенсивне розкладання соломи у ґрунті після заробки. Тому удосконалення процесу подрібнення і рівномірного розкидання незернової частини врожаю по полю є актуальним питанням і потребує подальшого дослідження.

Аналіз останніх досліджень. Дослідженням процесу подрібнення стеблових матеріалів присвячені наукові праці В.П. Горячкіна, І.Д. Коблякова, А.В. Титенка [1,2,3] та інших. Аналіз літературних джерел свідчить про те, що ще багато питань, які стосуються ступеня і якості подрібнення стеблових матеріалів необхідно дослідити.

Мета досліджень. Провести аналіз процесу подрібнення та розкидання по полю незернової частини врожаю для отримання

© О.П. Деркач, М.В. Шворак, 2013

більш якісного за розмірами подрібненого матеріалу та рівномірного його розподілу по полю.

Результати досліджень. Теорія процесу деформування стебел різних сільськогосподарських культур при поперечному ударі і їх руйнування представлена в працях Х.А. Рахматуліна [4]. Згідно з нею, кожному матеріалу властива своя певна швидкість удару, при якій виникає руйнівне напруження.

Руйнування стебел хлібних культур, як пружно-в'язкопластичного матеріалу, що має волокнисту структуру, при ударному навантаженні відбувається за схемою крихкого руйнування, для якого характерні відсутність пластичних деформацій і невелика різниця між межами текучості і міцності.

Швидкість удару робочого органу по матеріалу, що подрібнюється, менше швидкості розповсюдження по стеблу поздовжніх пружних хвиль напруг.

Отже, в деформації розтягування від поперечного удару буде приймати участь лише незначна частина стебла, яка дорівнює довжині шляху деформації. Для стебел хлібних культур характерна своя певна швидкість удару, при якій виникають напруження, що руйнують матеріал і при $V_{пум} > V_{кр}$ він руйнується миттєво.

На основі цього і з урахуванням формул запропонованих Х.А. Рахматуліним вираз для руйнуючої швидкості $V_{руйн}$ при ударі подрібнювальними ножами можна записати у вигляді

$$V_{руйн} = 0,5k_{пум}C_0tg^3(k_{\delta}v_{ст}), \text{ м/с} \quad (1)$$

де $k_{пум}$ – питомий коефіцієнт руйнування, який для слоїстих пластичних матеріалів становить (1,3...1,5); C_0 – швидкість поширення пружних (поздовжніх) хвиль, (для хлібних культур вона знаходиться в межах 800...950 м/с); k_{δ} – коефіцієнт динамічності сухих стебел (1,2...1,5); $v_{ст}$ – статичний кут зламу, (14...18 град.).

При наявності цих характеристик і з урахуванням формули 1 можна знайти значення руйнуючої швидкості поперечного удару.

Руйнуюча швидкість пов'язана з кінематичними параметрами подрібнювального барабана співвідношенням

$$V_{руйн} = \frac{D\omega}{2}, \text{ м/с} \quad (2)$$

де D – діаметр подрібнювального барабана по кінцях ножів, м;

ω – кутова швидкість подрібнювального барабана, с^{-1} .

При виборі діаметра подрібнювального барабана враховували і конструктивні умови розміщення подрібнювача між соломотрясом і подовжувачем верхнього решета зернозбирального комбайна. Виходячи з цих умов прийняли $D=0,6$ м, $\omega=75,4 \text{ с}^{-1}$.

Експериментальний подрібнювач-розкидач-валкоутворювач складається з подрібнювального барабана 2 (рис. 1), бруса з поздовжніми протирізальними ножами 2, корпуса, піддона 3, перекидного щитка, дифузора з розподільними щитками та механізму привода.

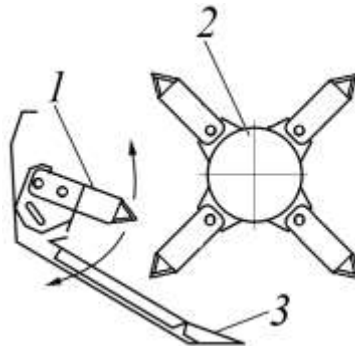


Рис. 1. Схема подрібнювача соломи: 1 – брус з поздовжніми протирізальними ножами; 2 – подрібнювальний барабан; 3 – піддон.

Валкоутворювач має задній ковпак, дві боковини та дві напрямні решітки.

Подрібнювальний барабан складається з вала-труби, до якої шарнірно закріплені ножі у вигляді пластин з приклепаними до них сегментами з насічкою, що запозичені від різального апарата жатки комбайна. Ножі на барабані розміщені по двозахідній гвинтовій лінії.

Поздовжні протирізальні ножі такі ж як і на подрібнювальному барабані, але закріплені на брусі жорстко, а сам брус прикріплений до корпуса шарнірно. Переміщенням бруса з протирізальними ножами змінюється ступінь подрібнення незернової частини врожаю.

Для експериментального визначення середньозваженого розміру подрібнених частинок соломи в залежності від подачі соломи на подрібнення, кількості подрібнювальних ножів і кутової швидкості подрібнювального барабана застосовувалась методика багатофакторного експерименту. Для знаходження коефіцієнтів полінома використовувався ортогональний центрально-композиційний план другого порядку. Значимість коефіцієнтів регресії перевірялась за критерієм Стюдента. Адекватність отриманих рівнянь перевірялась за критерієм Фішера. Після відсівання статистично незначущих коефіцієнтів методом крокової регресії в розкодованій формі рівняння має вигляд:

$$L = 569,43 - 59,24m - 5,22\omega - 14,3\nu + 3,21m^2 + 0,041\omega^2 \quad (3)$$

де L – середньозважена довжина подрібнених частинок, м; m – кількість подрібнювальних ножів в кожній гвинтовій лінії; ω – кутова швидкість подрібнювального барабана, c^{-1} ; ν – подача соломи, кг/с.

З метою визначення парного впливу факторів на критерій оптимізації (середньозважену довжину подрібнених частинок)

побудована поверхня відгуку від двох факторів – кутової швидкості подрібнювального барабана і подачі соломи, при постійному рівні подрібнювальних ножів (рис. 2).

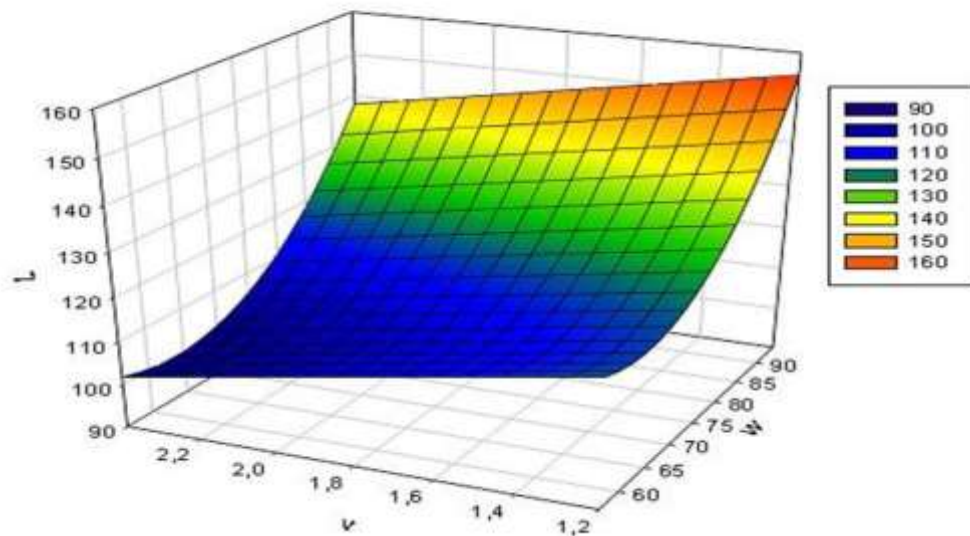


Рис. 2. Поверхня відгуку $L = f(w, v)$ при нульовому рівні $m=10$.

Проведені порівняльні випробування декількох різних подрібнювальних пристроїв показали, що показники подрібнення експериментального подрібнювача-розкидача-валкоутворювача задовільні. Довжина фракцій подрібнених стебел в межах від 0 до 120 мм у експериментального подрібнювача-розкидача КЗС-9-1 становила 94,8% (рис. 3) при допустимому значенні не менше 85%.

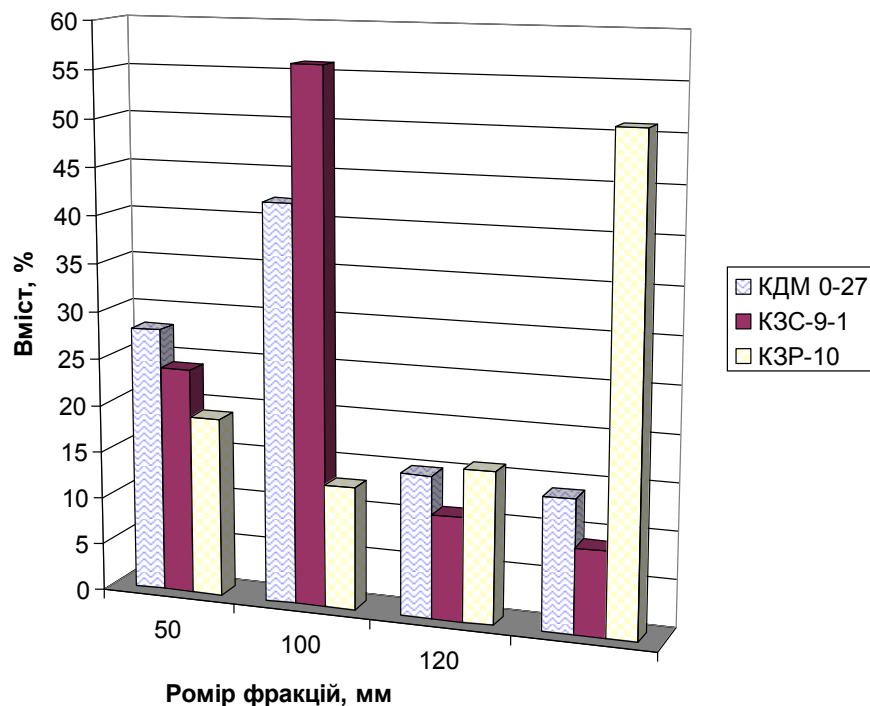


Рис. 3. Фракційний склад подрібненої соломи різними подрібнювальними пристроями.

Висновок. В результаті проведеного дослідження було обґрунтовано основні конструктивні параметри ($D = 0,6$ м, $m=10$ по кожній із двозахідних гвинтових ліній при розміщенні різальних і протирізальних ножів на відстані 50 мм по всій ширині молотарки, $v_c=3,4$ м/с та $\omega=75,4$ с⁻¹) подрібнювача-розкидача-валкоутворювача. Також було встановлено, що при частоті обертання подрібнювального барабана 2400 об/хв забезпечується подрібнення 94,8% соломи, фракційний склад якої знаходиться в межах від 0 до 120 мм та здійснюється рівномірне розкидання по ширині захвату жатки зернозбирального комбайна.

Список літератури

1. Горячкин В.П. Собрание сочинений / В.П. Горячкин. – М.: Колос. 1965. Т. 1. – 436 с.
2. Кобляков И.Д. Взаимодействие лезвия ножа с разрезаемым материалом. / И.Д. Кобляков, А.С. Союнов. // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – М., 2009. – № 4. – С. 38–39.
3. Титенок А.В. Повышение эффективности процесса измельчения корнеплодов путем применения пакетов режущих элементов: автореф. дис. канд. техн. наук. – Саратов, 1988. – 21 с.
4. Рахматулин Х.А. Прочность при интенсивности и кратковременных нагрузках / Х.А. Рахматуллин. – М.: Машиностроение, 1961. – 204 с.

Установлены оптимальные конструктивные параметры измельчителя-разбрасывателя соломы зерноуборочного комбайна, разработана его конструкция и определен фракционный состав измельченной соломы.

Параметры, измельчитель-разбрасыватель, солома, зерноуборочный комбайн.

The optimal design parameters, straw chopper harvester was developed to design and define the fractional composition of chopped straw.

Parameters, chopper spreader, straw combine harvester.

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ПОТРЕБИ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН ПРИ ПОСТАЧАННІ СПОЖИВАЧУ

В.І. Рубльов, доктор технічних наук

В системі забезпечення сільськогосподарського виробництва значну роль виконує технічний сервіс і в його складі постачання сільськогосподарських машин. Стадія постачання також визначає витрати на реалізацію техніки. Тому важливе значення має оптимізація розрахунку потреби сільськогосподарських машин для їх реалізації за допомогою торговельних підприємств.

Сільськогосподарські машини, технічний сервіс, постачання, розрахунок потреби, торговельні підприємства.

Постановка проблеми. Значення матеріально-технічного сервісу для забезпечення сільськогосподарського виробництва вказується в законодавчих актах і спеціальної літературі [1-6]. В той же час, не розглядаються заході щодо технічного забезпечення торговельних підприємств матеріально – технічними засобами і відповідними заходами якісного обслуговування покупців сільськогосподарських машин. Вказане визначає проблему. Проблема: необхідне своєчасне забезпечення споживачів сільськогосподарськими машинами, але відсутні правила розрахунку їх потреби торговельними підприємствами для оперативного постачання споживачам.

Аналіз останніх досліджень вказує, що у загальному види постачальники виходять з замовлень споживачів. Замовлення базуються зі наявності машин в господарстві, або і їх необхідної кількості для виконання сільськогосподарських технологічних процесів щодо вирощування сільськогосподарської продукції. Для цього вони використовують необхідні рекомендації, а також типові розрахунки потреби сільськогосподарських машин (далі – СГМ) [6-8].

Розрахунки набору сільськогосподарських машин дозволяють прогнозувати забезпечення технологічних процесів вирощування сільськогосподарських культур у споживача. Проте не вирішують проблеми визначення кількості машин у торговельної організації для їх реалізації споживачу.

Мета досліджень. Розробити правила розрахунку потреби машин для торговельних підприємств з метою їх оперативного постачання споживачам.

Задача: 1. Провести аналіз правил розрахунків потреби СГМ для сільськогосподарських господарств.

2. На основі результатів аналізу з урахуванням видів послуг розробити правила обґрунтування номенклатури і кількості СГМ для їх реалізації при постачанні споживачам.

Методика досліджень. Дослідження виконувалися на основі інформаційного пошуку і морфологічного аналізу [9].

Результати досліджень. Існують деталізовані розрахунки і обґрунтування набору техніки та її ефективного використання на сучасному рівні сільськогосподарського виробництва. Для цього при обґрунтуванні розглядаються окремо для кожного господарства його природно-кліматичні умови у єдиному системному взаємозв'язку: набір культур – сівозміна – попередник – культура – технологія – технологічна операція – машина – енергетичний засіб – машинний агрегат – комплекс машин – парк машин [10].

В той же час, не розглядаються задачі торговельних організацій по оперативному і комфортному забезпеченню споживачів. Вони мають визначену специфіку і цілу низку послуг [11].

Їх сукупність може бути реалізована на торговельних підприємствах у вигляді наступних технологічних процесів: транспортування СГМ постачальником або торговельною організацією; розвантаження із транспортних засобів; вхідний контроль за кількістю вантажних місць і якістю; транспортування на майданчик для зберігання або склад; зберігання; доскладання машин, доставлених у вигляді вантажних місць; передпродажне обслуговування; приймальний контроль; реалізація покупцю; завантаження на транспортні засоби для перевезення покупцю; транспортування покупцю; розвантаження у покупця. Для оптимізації цих процесів послуг доцільно визначити постачання СГМ з одного боку споживачів і з іншого – торговельної організації. Особливо це важливо для визначення кількості машин по марках та їх розмірах і періодичності поставок і продажі споживачам.

Також значний вплив на постачання оказує зміна парку машин у споживача з урахуванням їх зносу при інших стабільних факторах обґрунтування номенклатури і кількості машин у споживача.

Встановлено, що при розрахунках потреби СГМ, що підлягає продажі на стадії постачання, доцільно використовувати нормативи загального призначення [6]. У подальшому вони можуть коригуватися у споживача з деталізованими розрахунками, як було вказано вище [10]. Їх доцільно використовувати для розробки замовлень у постачальника.

Виробничі технології вирощування сільськогосподарських культур у районі дії торговельного підприємства визначаються

природо-кліматичними зонами його розташування. До них належать Полісся, Лісостеп і Степ [6]. Перелік вирощування сільськогосподарських культур за природно-кліматичними зонами і орієнтовані норми розподілу площі ріллі для їх вирощування наведені у табл. 1. Номенклатура СГМ, яка використовується у районі дії торговельного підприємства у загальному вигляді задається з урахуванням переліку вирощування сільськогосподарських культур, а також замовлень споживачів.

1. Перелік вирощування сільськогосподарських культур за природно-кліматичними зонами і орієнтовані норми розподілу площі ріллі для їх вирощування.

Культури	Україна	У тому числі						
		Полісся		Лісостеп		Степ		
Зернові, у тому числі озимі	49,7 22,3	47,4	28,3	52,9	21,9	48,7	20,1	
Технічні у тому числі:	13,3	10,3		15,7		13,8		
цукрові буряки	6,9	4,6		13,0		2,9		
соняшник	5,1	-		2,7		9,9		
льон-довгунець	1,3	3,8		-		-		
Картопля	2,8	6,1		2		0,3		
Овоче-баштанні	1,0	0,8		0,8		1,5		
Кормові	33,2	35,4		28,6		35,7		

Визначення необхідної кількості сільськогосподарської техніки, яка підлягає поставці її замовникам, здійснюється з урахуванням природно-кліматичної зони, розподілом площі ріллі (табл. 1) і середніх орієнтованих норм потреби у тракторах та основних типах сільськогосподарських машин [6, 11] за наступними формулами.

Загальна кількість тракторів:

$$N_{\text{тр}}^3 = S_{\text{р}}^3 \cdot n_{\text{і тр}} / 1000, \quad (1)$$

де $S_{\text{р}}^3$ – загальна площа ріллі, га;

$n_{\text{і тр}}$ – питома кількість тракторів на 1000 га ріллі (табл. 2).

Кількість тракторів окремої марки трактора

$$N_{\text{тр}}^{\text{ім}} = N_{\text{тр}}^3 \cdot \omega_{\text{і тр}}, \quad (2)$$

де $\omega_{\text{і тр}}$ – частість тракторів окремої марки. Складена на основі статистичного аналізу розподілу складу тракторного парку за окремими марками тракторів.

Загальна кількість зернозбиральних комбайнів:

$$N_{\text{ком}}^{3б} = S_{\text{р}}^{3л} \cdot n_{\text{і ком}}^{3б} / 1000, \quad (3)$$

де $S_{\text{р}}^{3л}$ – площа ріллі під злаковими культурами;

$n_{i, \text{ком}}^{3б}$ – питома кількість зернозбиральних комбайнів на 1000 га ріллі (табл. 2).

2. Середні орієнтовані норми потреби у тракторах та сільськогосподарських машинах.

Трактор і сільськогосподарські машини на 1000 га ріллі або посівів відповідних культур, шт.	Полісся	Лісостеп	Степ (зрошення)
Трактори, всього	17,18	17,52	20,1
у тому числі загального призначення	6,8	5,99	5,93
Плуги	8,89	9,04	8,01
Лушпильники	1,07	1,47	1,1
Культиватори суцільного обробітку	4,24	4,76	6,53
Машини для внесення добрив:			
твердих мінеральних	2,22	1,77	1,35
твердих органічних	3,95	2,0	2,08
рідких органічних	0,83	0,73	0,75
Обприскувачі	2,76	2,15	2,14
Сівалки зернові	14,66	12,78	12,1
Комбайни зернозбиральні	9,28	7,89	8,1
Кормозбиральні та силосозбиральні комбайни на 1000 га кормових культур	25,24	23,88	27,01
Тракторні причепа	14,77	16,61	17,63
Автомобілі	21,5	18,0	13,4

Кількість зернозбиральних комбайнів окремої марки

$$N_{\text{ком}i} = N_{\text{ком}}^{3б} \cdot \omega_{i\text{ком}}, \quad (4)$$

де $\omega_{i\text{ком}}$ – частість комбайнів окремої марки. Складена на основі статистичного аналізу розподілу складу парку зернозбиральних комбайнів за їх окремими марками.

Загальна кількість кормозбиральних комбайнів $N_{\text{кр}}^3$ і бурякозбиральних машин $N_{\text{бур}}^3$ визначається за формулами:

$$N_{\text{кр}}^3 = S_{\text{р}}^{\text{кр}} \cdot n_{i\text{кр}} / 1000; \quad N_{\text{бур}}^3 = S_{\text{р}}^{\text{бур}} \cdot n_{i\text{бур}} / 1000, \quad (5)$$

де $S_{\text{р}}^{\text{кр}}$, $S_{\text{р}}^{\text{бур}}$ – відповідно площа ріллі під кормовими культурами і цукровими буряками;

$n_{i\text{кр}}$, $n_{i\text{бур}}$ – відповідно питома кількість кормозбиральних комбайнів і бурякозбиральних машин на 1000 га ріллі (табл. 2).

Кількість кормозбиральних комбайнів $N_{\text{кр}i}$ і бурякозбиральних машин $N_{\text{бур}i}$ окремої марки визначається за формулами:

$$N_{\text{кр}i} = N_{\text{кр}}^3 \cdot \omega_{i\text{кр}}; \quad N_{\text{бур}i} = N_{\text{бур}}^3 \cdot \omega_{i\text{бур}}, \quad (6)$$

де $\omega_{i\text{кр}}$, $\omega_{i\text{бур}}$ – частість відповідно кормозбиральних комбайнів і бурякозбиральних машин окремої марки (табл. 2).

За даними статистичного аналізу розподілу кількості кормозбиральних комбайнів і бурякозбиральних машин за їх окремими марками.

Загальна кількість сільськогосподарських машин загального використання:

$$N_{\text{сгм}}^3 = S_p^3 \cdot n_{i \text{ сгм}} / 1000, \quad (7)$$

де S_p^3 – загальна площа ріллі;

$n_{i \text{ сгм}}$ – питома кількість сільськогосподарських машин загального призначення (плуги, луцильники, культиватори суцільного обробітку ґрунту, машини для внесення добрив і захисту рослин) на 1000 га ріллі (табл. 2).

Кількість сільськогосподарських машин окремої марки:

$$N_{\text{сгм}}^i = S_p^{i \text{м}} \cdot n_{i \text{ сгм}}^{i \text{м}} / 1000, \quad (8)$$

де $S_p^{i \text{м}}$ – площа ріллі для i -ої сільськогосподарської культури;

$n_{i \text{ сгм}}^{i \text{м}}$ – питома кількість сільськогосподарських машин окремої марки на 1000 га ріллі для i -ої сільськогосподарської культури (табл. 2).

Загальна кількість вантажних автомобілів:

$$N_{\text{авт}}^3 = S_p^3 \cdot n_{i \text{ авт}} / 1000, \quad (9)$$

де S_p^3 – загальна площа ріллі; $n_{i \text{ авт}}$ – питома кількість автомобілів на 1000 га ріллі (табл. 2). Кількість вантажних автомобілів розподіляється на 50% самоскидів і 50% бортових. Найбільш доцільно використовувати автомобілі вантажопідйомністю 4-8 т.

Загальна кількість тракторних причепів:

$$N_{\text{пч}}^3 = S_p^3 \cdot n_{i \text{ пч}} / 1000, \quad (10)$$

де S_p^3 – загальна площа ріллі;

$n_{i \text{ пч}}$ – питома кількість тракторних причепів на 1000 га ріллі (табл. 2). Найбільш доцільно використовувати тракторні причепа вантажопідйомністю 6-10 т.

Результати розрахунків за формулами (1) – (10) дозволяють визначитися з фактичною кількістю сільськогосподарської техніки. Вони записуються у графу 3 фактичної кількості $H_{\text{фi}}$ таблиць 3 - 6 за марками тракторів, збиральних комбайнів, сільськогосподарських машин і автотранспортних засобів.

Після проведення розрахунків потреби у техніці визначають кількість, якої не вистачає K [11]:

$$K = P - H_{\text{кп}} + C_{\text{п}}; \quad (11)$$

$$H_{\text{кп}} = H_{\text{к}} + П - С; \quad (12)$$

де P – потреба у техніці на плановий рік;

$H_{\text{кп}}$ – наявність техніки на початок планового року;

$C_{\text{п}}$ – очікуване списання техніки у плановому році;

$H_{\text{к}}$ – наявність техніки на кінець передпланового року;

$П$ – план поставки техніки в передплановому році;

$С$ – списання техніки у передплановому році.

3. Визначення кількості тракторів у районі дії торговельного підприємства.

№ п/п	Типи тракторів	Кількість тракторів у районі, шт.		
		Фактична, $H_{\text{фітр}}$	Потрібна, $P_{\text{ітр}}$	Не вистачає, $K_{\text{ітр}}$
1	2	3	4	5

4. Визначення кількості комбайнів у районі дії торговельного підприємства.

№ п/п	Типи комбайнів	Кількість комбайнів у районі, шт.		
		Фактична, $H_{\text{фіком}}$	Потрібна, $P_{\text{іком}}$	Не вистачає, $K_{\text{іком}}$
1	2	3	4	5

5. Визначення кількості сільськогосподарських машин у районі дії торговельного підприємства.

№ п/п	Типи сільсько- господарських машин	Кількість сільськогосподарських машин у районі, шт.		
		Фактична, $H_{\text{фісгм}}$	Потрібна, $P_{\text{ісгм}}$	Не вистачає, $K_{\text{ісгм}}$
1	2	3	4	5

6. Визначення кількості автотранспортних засобів у районі дії торговельного підприємства.

№ п/п	Типи автотранспортних засобів	Кількість автотранспортних засобів у районі, шт.		
		Фактична, $H_{\text{фіавт}}$	Потрібна, $P_{\text{іавт}}$	Не вистачає, $K_{\text{іавт}}$
1	2	3	4	5

При розрахунках приймається:

$$H_k = H_{\text{ф}};$$

$$P = \alpha \cdot H_{\text{ф}},$$

де α – коефіцієнт збільшення $H_{\text{ф}}$ при формуванні плану поставки за замовленням у передплановому році.

$$C = \delta \cdot H_{\text{ф}},$$

де $\delta=0,1$ – коефіцієнт списання техніки у передплановому році.

$$C_{\text{п}} = \delta_{\text{п}} \cdot P,$$

де $\delta_{\text{п}}=0,1$ – коефіцієнт списання техніки у плановому році.

$$P = H_{\text{ф}} (1 + \beta),$$

де β – коефіцієнт збільшення $H_{\text{ф}}$ за замовленням споживачів у плановому році (далі “коефіцієнт замовлення”).

Коефіцієнт збільшення β визначається двома методами:

1. Він задається на основі ретроспективних спостережень.

2. Визначається за розрахунком:

$$\beta = (H_{\text{р}} - H_{\text{ф}}) / H_{\text{ф}},$$

де $H_{\text{р}}$ – результати обґрунтування набору техніки та її ефективного використання на сучасному рівні сільськогосподарського

виробництва. Для цього, як було вказане вище, розглядаються окремо для кожного господарства його природно-кліматичні умови у єдиному системному взаємозв'язку: зміни набору культур – сівозміни – попереднику – культури – технологій – технологічних операцій – енергетичних засобів – машинних агрегатів – комплексів машин – парка машин [10].

Результати розрахунку “Р” записуються у графу 4 табл. 3 - 6, а “К” - у графу 5 цих таблиць за марками сільськогосподарської техніки.

Висновок. Показана значна роль торговельних підприємств у виконанні різноманітних послуг сільськогосподарським підприємствам, у тому числі продажу техніки. Наведені особливості розрахунку потреби сільськогосподарських машин для торговельних підприємств при їх продажі споживачам. Розрахунок потреби сільськогосподарських машин для торговельних підприємств при оптимізації їх продажі споживачам відрізняється від розрахунку потреби машин для сільськогосподарських підприємств.

Список літератури

1. *Послання Президента України Верховній Раді України у 2002 – 2008 роках*
2. *Закон України «Про захист покупців сільськогосподарських машин»*
3. *Зубець М.В.* Актуальні проблеми технічної політики в аграрному секторі України / *Зубець М.В., Гуков Я.С., Грицишин М.І.* – К.: ДІА, 2007. – 80 с.
4. *Кравчук В.І.* Пріоритетні напрями наукових досліджень в прогнозуванні, випробуванні та сертифікації техніки і технологій для АПК / *В.І. Кравчук* // Міжнародна науково-технічна конференція присвячена 110-річчю започаткування випробувань в Україні та 60-річчю створення УкрМВС-ВНДІВМОТ_УКРНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – С. 103.
5. *Кравчук В.І.* Окреми аспекти досліджень технічного забезпечення АПК / *В.І. Кравчук* // Міжнародна науково-технічна конференція присвячена 110-річчю започаткування випробувань в Україні та 60-річчю створення УкрМВС-ВНДІВМОТ - УКРНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – С. 10.
6. *Матеріально-технічна база агропромислового комплексу* / За ред. *І.Й. Дороша, О.М. Голованова.* – К.: Урожай, 1985. – 296 с.
7. *Експлуатація машинно-тракторного парку в аграрному виробництві* / *В.Ю. Ільченко, П.І. Карасьов, А.С. Лімонт та ін.;* За ред. *В.Ю. Ільченка.* – К.: “Урожай”, 1993. – 288 с.
8. *Бондаренко М.Г.* Комплектування і викори-стання машинно-тракторного парку в рослинництві / *М.Г. Бондаренко, В.А. Демещук.* – К.: Вища школа, 1995. – 237 с.
9. *Рублёв В.И.* Основы научных исследований в области экономики и управления на транспорте : учебное пособие./ *Рублёв В.И., Судакова Т.В., Саклакова Е.В.* – Сев.Кав.ГТУ, г. Ставрополь, 2003. – 200 с.
10. *Гречкосій В.Д.* Проектування технологічних процесів у рослинництві: навчальний посібник / *В.Д. Гречкосій, В.Д. Войтюк, Р.В. Шатров, І.І. Мельник, Я.М. Михайлович.* – К.: Видавничий центр НУБіП України, 2011. – 364 с.: іл.
11. *Рубльов В.І.* Управління якістю технічного сервісу і сільськогосподарської техніки : посібник / *В.І. Рубльов, В.Д. Войтюк ;* за ред. *В.І. Рубльова.* 2-е видання доп. – К.: Видав. НАУ, 2006. – 236 с.

В системе обеспечения сельскохозяйственного производства значительную роль играет технический сервис и в его составе поставка сельскохозяйственных машин. Стадия поставки также определяет затраты на продажу техники. Поэтому важное значение имеет оптимизация расчёта потребности сельскохозяйственных машин для их реализации с помощью торговых предприятий.

Сельскохозяйственные машины, технический сервис, поставка, расчёт потребности, торговые предприятия.

In system of providing of agricultural production considerable part is acted by technical service and in its composition delivery of agricultural machines. The stage of delivery also determines expenses on sale of machinery. Therefore the important value has optimization of calculation of necessity of agricultural machines for their realization by auction enterprises.

Agricultural machines, technical service, delivery, calculation of necessity, auction enterprises.

УДК 631.22

СИСТЕМА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ТЕПЛИЦЬ З ВИКОРИСТАННЯМ ВАКУУМНИХ ГЕЛІОКОЛЕКТОРІВ

В.О. Лазоренко, кандидат технічних наук

Викладені результати розробки системи теплопостачання теплиць з використанням вакуумних геліоколекторів та результати дослідження їх енергоефективності з використанням теплозахисних екранів при комбінованому водяному та сонячному обігріві. Визначений коефіцієнт заміщення теплового навантаження.

Теплица, вакуумний геліоколектор, теплопостачання, термічний опір, енергоефективність, коефіцієнт заміщення теплового навантаження.

Постановка проблеми. Для вирощування овочів і розсади в зимовий та ранньо-весняний періоди використовуються культиваційні споруди захищеного ґрунту, в тому числі ангарні та блочні теплиці, площею від 1 до 60 га. Забезпечення необхідного мікроклімату в потужних овочевих комбінатах потребує значних

© В.О. Лазоренко, 2013

В системе обеспечения сельскохозяйственного производства значительную роль играет технический сервис и в его составе поставка сельскохозяйственных машин. Стадия поставки также определяет затраты на продажу техники. Поэтому важное значение имеет оптимизация расчёта потребности сельскохозяйственных машин для их реализации с помощью торговых предприятий.

Сельскохозяйственные машины, технический сервис, поставка, расчёт потребности, торговые предприятия.

In system of providing of agricultural production considerable part is acted by technical service and in its composition delivery of agricultural machines. The stage of delivery also determines expenses on sale of machinery. Therefore the important value has optimization of calculation of necessity of agricultural machines for their realization by auction enterprises.

Agricultural machines, technical service, delivery, calculation of necessity, auction enterprises.

УДК 631.22

СИСТЕМА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ТЕПЛИЦЬ З ВИКОРИСТАННЯМ ВАКУУМНИХ ГЕЛІОКОЛЕКТОРІВ

В.О. Лазоренко, кандидат технічних наук

Викладені результати розробки системи теплопостачання теплиць з використанням вакуумних геліоколекторів та результати дослідження їх енергоефективності з використанням теплозахисних екранів при комбінованому водяному та сонячному обігріві. Визначений коефіцієнт заміщення теплового навантаження.

Теплица, вакуумний геліоколектор, теплопостачання, термічний опір, енергоефективність, коефіцієнт заміщення теплового навантаження.

Постановка проблеми. Для вирощування овочів і розсади в зимовий та ранньо-весняний періоди використовуються культиваційні споруди захищеного ґрунту, в тому числі ангарні та блочні теплиці, площею від 1 до 60 га. Забезпечення необхідного мікроклімату в потужних овочевих комбінатах потребує значних

© В.О. Лазоренко, 2013

витрат теплової енергії. На 1 кг вирощеної в теплицях сільськогосподарської продукції витрачається біля 10-15 кг палива [2]. Щоб отримати високі врожаї овочів необхідно підтримувати температуру 18...26 °С на глибині 0,2...0,3 м, тобто в зоні розташування коренів.

Аналіз останніх досліджень. Формування в об'ємі теплиці і шарі ґрунту температурних, вологісних і газових полів залежить від конструктивних рішень систем інженерного забезпечення мікроклімату. У той же час забезпечення відповідного температурного режиму в ґрунті дозволяє отримувати на 25–30% більше ранніх овочів порівняно з урожаєм, зібраним у теплиці без підґрунтового обігріву. Теплиці являються одними з найбільших споживачів теплової енергії, тому доцільно зосередити зусилля на створенні енергоефективних систем теплопостачання, які не вимагають великих затрат первинних (ПЕР) і разом з тим можуть забезпечити оптимальний мікроклімат в холодну пору року.

В умовах стрімкого зростання цін на паливні енергоресурси та дефіциту традиційних джерел енергії актуальність пошуків шляхів вдосконалення систем теплопостачання з використанням поновлюваних джерел енергії – сонця, вітру, геотермальної теплоти очевидна. Зокрема, доцільно використовувати сонячну енергію для підігрівання води за допомогою сонячних колекторів для технологічних та побутових потреб, а також для підігрівання теплоносія, що циркулює в системі водяного опалення та безпосереднього підігрівання середовища в спорудах захищеного ґрунту для вирощування культур.

Мета досліджень – розробити систему теплопостачання теплиць з використанням традиційного водяного підігріву і поновлюваного – сонячних вакуумних колекторів та дослідити її енергоефективність.

Результати досліджень. Досягнення поставленої мети можливе за рахунок використання сонячної енергії з раціональним використанням теплоти під час комп'ютерного регулювання її витрат, що зумовлює створення оптимального мікроклімату і, як наслідок, дає можливість підвищувати врожайність тепличних культур та їх якість.

Методика та матеріали досліджень. Радіаційний режим території України [1, 2] сприятливий для практичного використання сонячної енергії. Згідно останніх метеорологічних спостережень в Україні протягом року буває, залежно від регіону, 100...200 сонячних днів. В результаті обробки статистичних метеорологічних даних за десять років по надходженню сонячної радіації визначено питомі енергетичні показники з надходження сонячної енергії та розподіл

енергетичного потенціалу сонячного випромінювання для кожної територіальної зони України.

Середньорічна кількість сумарної сонячної радіації, що надходить на 1 м^2 поверхні, на території України знаходиться в межах: від $1000 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^2$ в північній частині України до $1400 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^2$ в АР Крим. Середньорічний потенціал сонячної енергії в Україні $1235 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^2$, є набагато вищим ніж, наприклад, у Німеччині ($1000 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^2$) та Польщі ($1080 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^2$). Отже, ми маємо хороші можливості для ефективного використання сонячної енергії на території України.

На основі порівняння технічних та енергетичних характеристик різних типів сонячних колекторів було встановлено, що на сьогодні найбільш перспективними для використання в системах теплопостачання теплиць, інших сільськогосподарських об'єктів та гарячого водопостачання є вакуумні сонячні колектори з прямою теплопередачею воді і вбудованим теплообмінником. Такі колектори використані при розробці даної системи теплопостачання теплиць, показаної на рисунку.

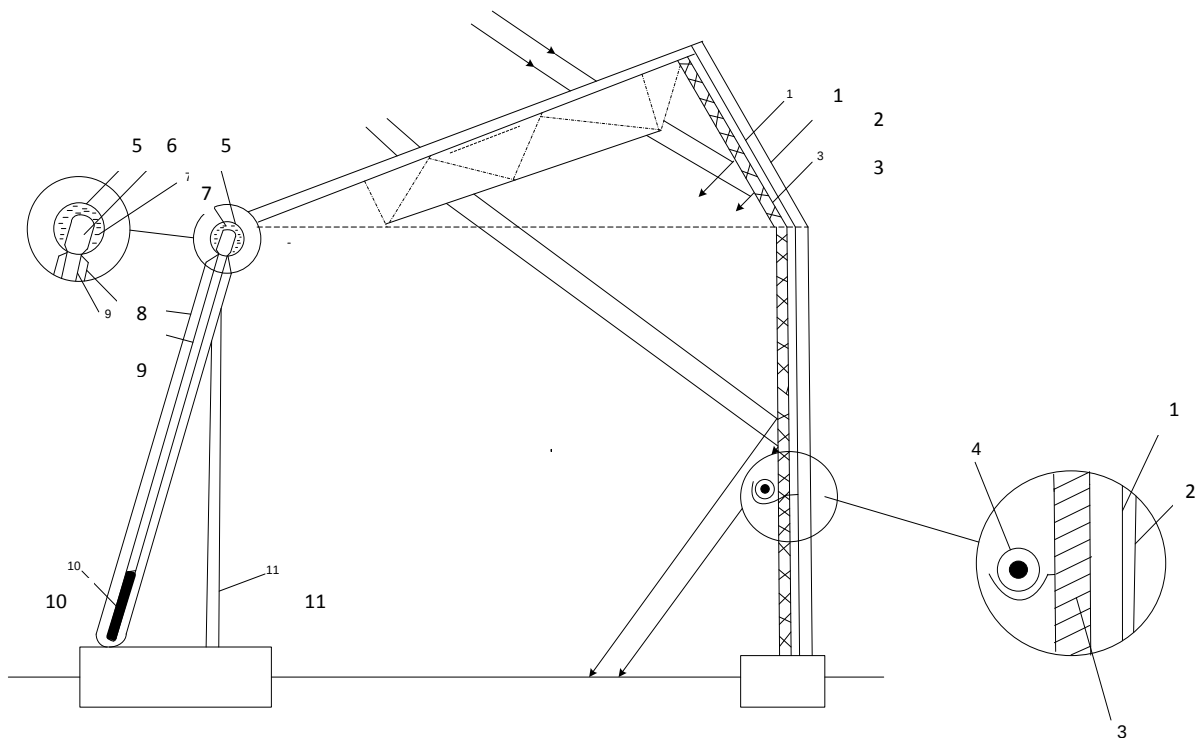


Рис. Геліотепляця: 1 – елемент конструкції; 2 – сонцепроникний схил; 3 – теплозахисний екран; 4 – труби шатрового обігріву; 5 – розподільчий колектор системи водяного опалення; 6 – верхня частина внутрішньої трубки вакуумного геліоколектора; 7 – теплоносій; 8 – прозора зовнішня трубка; 9 – внутрішня трубка; 10 – органічна рідина, 11 – опора.

Особливістю розробленої системи тепlopостачання є те, що для ефективнішого використання сонячної енергії на південній вертикальній стороні огорожувальних конструкцій теплиці до рівня підпокрівельної ферми встановлена геліосистема з вакуумними сонячними колекторами, з кутом нахилу відносно горизонту, який залежить від географічної широти місцевості, де встановлена геліосистема. Зовнішні трубки сонячного колектора, виготовлені із зміцненого баросилікатного скла, є прозорими, тому сонячні промені через скло нагрівають внутрішні трубки сонячного колектора, а також внутрішнє середовище в теплиці. Внутрішні трубки виготовлені із матеріалу, що має високий коефіцієнт теплопровідності і покриті багат шаровим високоякісним селективним покриттям, яке забезпечує поглинання до 97% випромінювальної енергії сонця при мінімальному рівні рефлексії (відбивання) 3...7%. Вони заповнені частково нетоксичною органічною рідиною з температурою кипіння нижче мінус 30 °С. Між зовнішньою і внутрішньою трубками вакуум, завдяки чому перенос теплоти конвекцією і теплопровідністю відсутній, а, значить, і втрати теплоти незалежно від температури навколишнього середовища незначні.

Верхні частини внутрішніх трубок вакуумного геліоколектора розміщені безпосередньо в розподільчому колекторі системи водяного опалення і виконують функції конденсатора. Таким чином в системі тепlopостачання використовується двоконтурна (бівалентна) схема: традиційна водяна система обігріву, яка живиться від котельної (газовий чи електричний котел) і сонячний обігрів вакуумними геліоколекторами, які працюють як термосифони практично без підвищення тиску в магістралі.

При встановленні геліосистеми з вакуумними сонячними колекторами, забезпечується інтенсивне поглинання радіаційної сонячної енергії внутрішніми трубками з високоякісним селективним покриттям, нагрівання та випаровування органічної рідини з підвищенням температури. У верхній частині трубок (наконечниках – конденсаторах), розташованих всередині розподільчого колектора системи водяного опалення, теплота передається воді, що циркулює в системі водяного опалення теплиці, не тільки за рахунок охолодження пари, а і теплоти конденсації органічної рідини при одночасному зростанні коефіцієнта теплопередачі, обумовленому процесом конденсації пари органічної рідини, яка потім стікає вниз в область нагрівання. Вакуумний колектор комплектується 10–30 вакуумними трубками, що розташовуються паралельно одна одній. Кількість колекторів залежить від потреб і визначається залежно від витрат води за умовою що одна вакуумна трубка нагріває 10 л води.

Геліосистема працює і в хмарні дні поглинаючи інфрачервоне випромінювання, яке проходить крізь хмари, а також при зниженні температури навколишнього середовища до мінус 30 °С. Геліоустановка працює з віддачею близько 60%, а це 9 місяців в південних областях України (з березня по листопад), і 7 місяців – в північних областях (з квітня по жовтень). Взимку ефективність роботи сонячної системи падає, але не зникає, реально можна нагріти воду до +30°С – +40°С, тому при цілорічній експлуатації встановлюється піковий догрівач (електричний або газовий котел) для догрівання води до температури 60 °С.

Для зменшення втрат теплоти через огорожувальні конструкції встановлені теплозахисні екрани [3]. За рахунок зростання їх термічного опору від 0,25 (м² К)/Вт до 2,20 (м² К)/Вт, та відбивання теплового випромінювання сонця від ґрунту, шатра та від внутрішньої поверхні теплозахисних екранів втрати теплоти зменшуються на 136–195 Вт/м².

Висновок. Розроблена система теплопостачання теплиць з використанням традиційного водяного підігріву і поновлюваного – сонячних вакуумних колекторів. Досліджено енергетичну ефективність роботи системи теплопостачання теплиці – визначено коефіцієнт заміщення теплового навантаження (частка сонячної енергії в покриванні теплового навантаження), який при поглинанні вакуумними колекторами 97 % випромінювальної енергії сонця та рівні рефлексії 3...7 % становить 0,58.

Список літератури

1. Волеваха М.М. Енергетичні ресурси клімату України / М.М. Волеваха, М.І. Гойса. – К.: Наукова думка, 1967. – 132 с.
2. Корчемний М.О. Енергозбереження в агропромисловому комплексі. / Корчемний М.О., Федорейко В.М, Щербань В.А. – Тернопіль: Підручники і посібники, 2001. – 984 с.
3. Патент 49137 Україна, МПК АО1G 9/00. Теплиця енергоефективна / В.О. Лазоренко ; власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. – № u 200907158 ; опубл. 26.04.2010, Бюл. №8.
4. Патент 65560 Україна, МПКАО1G 9/00. Геліотеплиця / В.О. Лазоренко ; власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. – № u 2011006025 ; заявл. 9.07.2009 ; опубл. 12.12.2011, Бюл. №23.

Изложены результаты разработки системы теплоснабжения теплиц с использованием вакуумных гелиоколлекторов и результаты исследований их энергоэффективности с использованием теплозащитных экранов при комбинированном водяном и солнечном обогреве. Определен коэффициент замещения тепловой нагрузки.

Теплица, вакуумный гелиоколлектор, теплоснабжение, термическое сопротивление, энергоэффективность, коэффициент замещения тепловой нагрузки.

Results of development of a system of hotbrining of hothouses with using of vacuum geliocollector and results of investigation of its energy efficiency with using of heatcover screens for combined aquatic and sunny heating are considered. Economic effect of applying results in industry is certain. It is a coefficient of substitution warm loading.

Hothouse, vacuum geliocollector, hotbrining, thermal resistance, energy efficiency, coefficient of substitution warm loading.

УДК 631.1

СТЕРЕОМЕТРИЧНІ ПРИНЦИПИ ВИЗНАЧЕННЯ РУЙНУВАННЯ ДОРОЖНЬОГО ОДЯГУ З ПОКРИТТЯМ АВТОТРАНСПОРТНИХ ДОРІГ

В.І. Рубльов, доктор технічних наук

По аналогії зі методом стереометричного аналізу визначення дефектів макроструктур деталей розроблений метод визначення показників руйнування дорожнього одягу з покриттям. У якості показників руйнування дорожнього одягу розглядаються такі властивості дефектів: об'єм вибоїн, викришування і раковин. Надаються формули розрахунку об'єму дефектів. Це дозволяє визначитися з потребою матеріалів для відновлення дорожнього одягу.

Стереометричний аналіз, дефекти, руйнування, вибоїни, викришування, раковини об'єм дефектів.

Постановка проблеми. Значущість автотранспортних зв'язків для суспільства безумовна і не підлягає сумніву. Це пов'язане не тільки з оперативністю постачання вантажів, перевезення пасажирів, здійснення послуг у сфері медичного обслуговування, роботи підрозділів Міністерства надзвичайних ситуацій, Міністерства внутрішніх справ, а також звичайної ситуації відпочинку людей.

Проте, існують об'єктивні фактори які впливають на якість вищеназваних послуг. У загальному вигляді до них відносяться технічний стан транспортних засобів і дорожнього одягу з покриттям

© В.І. Рубльов, 2013

Теплица, вакуумный гелиоколлектор, теплоснабжение, термическое сопротивление, энергоэффективность, коэффициент замещения тепловой нагрузки.

Results of development of a system of hotbrining of hothouses with using of vacuum geliocollector and results of investigation of its energy efficiency with using of heatcover screens for combined aquatic and sunny heating are considered. Economic effect of applying results in industry is certain. It is a coefficient of substitution warm loading.

Hothouse, vacuum geliocollector, hotbrining, thermal resistance, energy efficiency, coefficient of substitution warm loading.

УДК 631.1

СТЕРЕОМЕТРИЧНІ ПРИНЦИПИ ВИЗНАЧЕННЯ РУЙНУВАННЯ ДОРОЖНЬОГО ОДЯГУ З ПОКРИТТЯМ АВТОТРАНСПОРТНИХ ДОРІГ

В.І. Рубльов, доктор технічних наук

По аналогії зі методом стереометричного аналізу визначення дефектів макроструктур деталей розроблений метод визначення показників руйнування дорожнього одягу з покриттям. У якості показників руйнування дорожнього одягу розглядаються такі властивості дефектів: об'єм вибоїн, викришування і раковин. Надаються формули розрахунку об'єму дефектів. Це дозволяє визначитися з потребою матеріалів для відновлення дорожнього одягу.

Стереометричний аналіз, дефекти, руйнування, вибоїни, викришування, раковини об'єм дефектів.

Постановка проблеми. Значущість автотранспортних зв'язків для суспільства безумовна і не підлягає сумніву. Це пов'язане не тільки з оперативністю постачання вантажів, перевезення пасажирів, здійснення послуг у сфері медичного обслуговування, роботи підрозділів Міністерства надзвичайних ситуацій, Міністерства внутрішніх справ, а також звичайної ситуації відпочинку людей.

Проте, існують об'єктивні фактори які впливають на якість вищеназваних послуг. У загальному вигляді до них відносяться технічний стан транспортних засобів і дорожнього одягу з покриттям

© В.І. Рубльов, 2013

автотранспортних доріг [1, 2]. Особливо це пов'язано з технічним станом дорожнього одягу з покриттям автотранспортних доріг. Воно впливає не тільки на оперативність і якість послуг, але і на технічний стан транспортних засобів, їх аварійність, безпеку людей при їх обслуговуванні транспортними засобами.

В той же час, існує руйнування дорожнього одягу з покриттям автотранспортних доріг, що пов'язане з об'єктивними і суб'єктивними факторами. Об'єктивні фактори – це вплив природно-кліматичних умов, які визначають крупно-масштабні руйнування доріг. Суб'єктивні фактори – це порушення технологічних процесів виготовлення доріг та їх експлуатації.

Порушення технологічних процесів виготовлення доріг пов'язане з якістю матеріалів, що використовуються, їх укладкою, товщиною прошарків, зміцненням, погодними умовами робіт. Порушення експлуатації доріг спостерігається при збільшенні навантаження на полотно доріг без врахування їх призначення по пересуванню транспортних засобів. Порушення правил виготовлення доріг та їх експлуатації приводить до створення локального руйнування полотна доріг (рис. 1, а, б).



а)



б)

Рис. 1. Руйнування дорожнього одягу з покриттям.

Однак, для їх ліквідації не використовуються розрахункові методи їх кількісного визначення. Використовується бальна система оцінки і матеріального забезпечення при ремонті доріг. Тому після ремонту доріг спостерігаються дефекти у виді локальних пагорбів [2, 3], що також визначає можливість аварійних ситуацій. Це вказує на відсутність, або недосконалість методів визначення і матеріального забезпечення ремонту доріг.

Проблема у відсутності метода кількісного визначення руйнування дорожнього одягу з покриттям автотранспортних доріг з подальшому матеріальному забезпеченню їх ремонту.

Аналіз останніх досліджень і публікацій вказує, що для ремонту дорожнього одягу з покриттям автотранспортних доріг

використовуються приблизні методи оцінки їх дефектів, які виникли при їх руйнуванні.

Оцінювання якості використовується для визначення рівня обслуговуванням доріг або окремих ділянок; є основою для завдання планування якості утримання та матеріального заохочення для менеджерів, працівників і працівників товариства та його підрозділів, працівників, зайнятих на дорогах; є основою для визначення кількості стимулювання коштів і коштів, щоб платити за якість звіту та розробці відповідної форми звітності, а також оцінку діяльності асоціацій та їх підрозділів в цілому [1, 3].

Якість утримання доріг (ділянок) оцінюють по бальної системи. Оцінку дорожніх мереж розраховують по результатах оцінювання якості утримання обстежених доріг (ділянок), що визначають на оцінках окремих елементів у дорозі. Оцінку елементів дороги здійснюють на основі візуального огляду послідовно розташованих ділянок [1, 3, 4].

Мета досліджень – обґрунтувати і розробити метод кількісної оцінки дефектів дорожнього одягу з покриттям автотранспортних доріг.

Задачі: визначити і обґрунтувати показники для кількісної оцінки дефектів дорожнього одягу з покриттям автотранспортних доріг; розробити метод кількісної оцінки дефектів дорожнього одягу з покриттям автотранспортних доріг; визначити залежності показників кількісної оцінки дефектів дорожнього одягу з покриттям автотранспортних доріг.

Методика досліджень. Фактографічні і фотометричні дослідження існуючих дефектів дорожнього одягу з покриттям автотранспортних доріг при їх експлуатації [5]. Патентно-інформаційний пошук для визначення показників кількісної оцінки дефектів дорожнього одягу з покриттям автотранспортних доріг [6]. Метод пошуку аналогій для визначення та розрахунку показників дефектів поверхонь.

Результати досліджень. Визначені види дефектів дорожнього одягу з покриттям автотранспортних доріг. До них відносяться вибоїни, викришування, та раковини (рис. 1). У якості аналогу були розглянуті дефекти структури чавунів на шліфованих зразках при стереометричних дослідженнях їх макроструктури [7, 8]. По аналогії дефектів макроструктури розглядалися властивості графітових включень у деталей зі чавуна [9, 10]. На основі положень стереометричної металографії [11] у якості показників дефектів дорожнього одягу з покриттям автотранспортних доріг були обрані об'єм вибоїн, викришування і раковин.

Кількісний точковий аналіз виконують за допомогою квадратної сітки з мотузка з розміром сторін квадрату рівнозначним ширині

дорозі. На кожному мотузку роблять вузли з відстанню між ними не більше 50 см (рис. 2). При цьому в одному квадраті розглядаються кілька сотень вузлових точок.

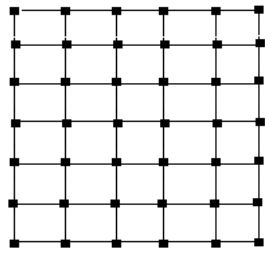


Рис. 2. Квадратна сітка з мотузка з вузловими точками.

Переміщуючи сітку по поверхні дорожнього одягу з покриттям автотранспортних доріг, при кожному новому її положенні підраховують кількість вузлових точок сітки, що потрапили на дефекти. Визначивши їх кількість та загальну кількість точок, розподілених по дорожньому одягу з покриттям автотранспортних доріг, підраховують відносну площу, зайняту дефектами, яку визначають за формулою:

$$F = \frac{\sum n_1}{\sum m_1} \times 100\%, \quad (1)$$

де F – відносна площа, зайнята дефектами, %; n_1 – кількість вузлових точок, що потрапили, на дефекти одного поля квадрату, шт.; m_1 – кількість вузлових точок сітки одного поля квадрату, шт.

Вірогідна абсолютна похибка визначення дефекту із застосуванням точкового аналізу дуже незначна і прийнята при нанесенні на полі дорожнього одягу з покриттям автотранспортних доріг 400 – 500 точок. Це можна здійснити розглядом всього двох-чотирьох сіткових полів. Підрахунок вузлових точок, що потрапили на дефекти структури, виконується протягом кількох десятків хвилин.

Похибку аналізу точкового аналізу визначають за формулою:

$$\Delta t = \frac{\sqrt{F(100 - F)}}{z}, \quad (2)$$

де Δt – похибка, %; t – нормоване відхилення; F – площа, зайнята дефектами по результатах вимірювань, %; z – кількість точок, розподілених по полю дорожнього одягу з покриттям автотранспортних доріг, шт.

Якщо достовірність аналізу 0,8, нормоване відхилення 1,282, нормативна площа дефектів 10 %, $z = 500$ похибка аналізу дорівнює 2,3 %. Об'єм дефектів "V" розраховують з урахуванням їх глибини "h", F_3 – загальної площі квадратів, які були нанесені на поле дорожнього одягу покриття і відносної площі дефектів F по формулі:

$$V = (F_3 \times F / 100) \times h. \quad (3)$$

З урахуванням визначеного об'єму дефектів визначається потреба кількості матеріалів для відновлення дорожнього одягу покриття.

Висновок. По аналогії стереометричної металографії визначений точковий метод кількісної оцінки дефектів дорожнього одягу з покриттям автотранспортних доріг. У якості показників дефектів дорожнього одягу з покриттям автотранспортних доріг обґрунтовані відносна площа, зайнята дефектами, і об'єм дефектів. Це дозволяє обґрунтовано визначити потребу кількості матеріалів для відновлення дорожнього одягу покриття.

Список літератури

1. ВН 10-87. Інструкція по оцінці якості змісту (стану) автомобільних доріг. КАДІ, трест "Оргдорстрой" Міндорбудом УРСР, Держдорнді Росдорнді. – 12 с.
2. *Справочник*. – М.; Транспорт, 1985. – 310 с.
3. *Временное руководство по оценке уровня содержания автомобильных дорог ФДС России*. Приказ 73 от 27.11.1997 г. – 4 с.
4. *ОДМ 218.0.000-2003*. Руководство по оценке уровня содержания автомобильных дорог (временное). – М., 2004. – 38 с.
5. *Рублёв В.И.* Основы научных исследований в области экономики и управления на транспорте : учебное пособие / *Рублёв В.И., Судакова Т.В., Саклакова Е.В.* – Ставрополь: Сев. Кав. ГТУ, 2003. – 200 с.
6. *ДСТУ 3575-97* Патентні дослідження. Основні положення та порядок проведення. – К., 1998. – 24 с.
7. *ОСТ 70.2.22-85*. Испытания сельскохозяйственной техники. Надёжность. Оценка качества материалов деталей. Основные положения. – М., 1986. – 45 с.
8. *Рубльов В.І.* Приймання і перед-продажне обслуговування сільськогосподарської техніки / *Рубльов В.І., Мостовик В.В., Станкевич В.К.* – К.: Урожай, 1992. – 199 с.
9. *Рублёв В.И.* Исследование влияния некоторых структурных характеристик распределительного вала двигателя автомобиля "Жигули" на износостойкость / *Рублёв В.И., Триндюк Л.М., Казаков М.Ф. и др.* // Филиал НИИНАвтопрома // Обмен передовым опытом в автомобилестроении. Опыт Волжского автозавода: Экспресс-информ. – Тольятти, 1973. – № 9. – С. 42–51.
10. *Салтыков С.А.* Стереометрическая металлография / *С.А. Салтыков*. – М.: Металлургия, 1970. – 375 с.
11. *Рубльов В.И.* Методика стереометричного металографічного аналізу структури чавуну / *Рубльов В.И.* // Механізація сільськогосподарського виробництва. – К.: НАУ, 1998. – Т. 4. – С. 221–224.

По аналогии с методом стереометрического анализа определения дефектов макроструктуры деталей разработан метод определения показателей разрушения дорожной одежды с покрытием. В качестве показателей разрушения дорожной одежды с покрытием рассматриваются такие свойства дефектов: объём выбоин, выкрашивание и раковины. Даются формулы расчёта объёма дефектов. Это позволяет

определимся с потребностью материалов для восстановления дорожной одежды.

Стереометрический анализ, дефекты, повреждение, выбоины, выкрышивание, раковины объём дефектов.

By analogy to method of stereometric analysis of definition of imperfections of macrostructure of details method of definition of indexes of destruction of pavement with coverage is developed. In capacity of indexes of destruction of pavement with coverage such properties of imperfections are observed: volume of potholes, shelling-out and shells. Formulas of calculation of volume of imperfections are given. It allows to be defined with necessity of stuffs for pavement restoration.

Stereometric analysis, imperfections, fault, potholes, shelling-out, shells volume of imperfections.

УДК 631.4:631.51

ДО ПИТАННЯ ОБГРУНТУВАННЯ ФОРМИ ОТВОРІВ ВИСІВНОГО ДИСКА

***О.П. Деркач, кандидат історичних наук
Н.А. Горват, студент
Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

Встановлені оптимальні конструктивні параметри форми отвору у диску пневматичного висівного апарата для висіву насіння кукурудзи.

Параметри, висівний диск, отвір, форма, висівний апарат.

Постановка проблеми. Новітні технології вирощування просапних культур передбачають однозернову сівбу із заданими кінцевими інтервалами між насінинами в рядку, що виключає необхідність такої технологічної операції як формування густоти рослин, а отже суттєво знижує собівартість продукції. Однозернову (пунктирну) сівбу в основному здійснюють сівалками з пневматичними вакуумними висівними апаратами. Одним з недоліків цих висівних апаратів є недостатня рівномірність розподілу насіння в рядку. На рівномірність розподілу суттєвий вплив має форма отвору висівного диска.

© О.П. Деркач, Н.А. Горват, 2013

определимся с потребностью материалов для восстановления дорожной одежды.

Стереометрический анализ, дефекты, повреждение, выбоины, выкрышивание, раковины объём дефектов.

By analogy to method of stereometric analysis of definition of imperfections of macrostructure of details method of definition of indexes of destruction of pavement with coverage is developed. In capacity of indexes of destruction of pavement with coverage such properties of imperfections are observed: volume of potholes, shelling-out and shells. Formulas of calculation of volume of imperfections are given. It allows to be defined with necessity of stuffs for pavement restoration.

Stereometric analysis, imperfections, fault, potholes, shelling-out, shells volume of imperfections.

УДК 631.4:631.51

ДО ПИТАННЯ ОБГРУНТУВАННЯ ФОРМИ ОТВОРІВ ВИСІВНОГО ДИСКА

***О.П. Деркач, кандидат історичних наук
Н.А. Горват, студент
Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

Встановлені оптимальні конструктивні параметри форми отвору у диску пневматичного висівного апарата для висіву насіння кукурудзи.

Параметри, висівний диск, отвір, форма, висівний апарат.

Постановка проблеми. Новітні технології вирощування просапних культур передбачають однозернову сівбу із заданими кінцевими інтервалами між насінинами в рядку, що виключає необхідність такої технологічної операції як формування густоти рослин, а отже суттєво знижує собівартість продукції. Однозернову (пунктирну) сівбу в основному здійснюють сівалками з пневматичними вакуумними висівними апаратами. Одним з недоліків цих висівних апаратів є недостатня рівномірність розподілу насіння в рядку. На рівномірність розподілу суттєвий вплив має форма отвору висівного диска.

© О.П. Деркач, Н.А. Горват, 2013

Отже обґрунтування раціональної форми отворів висівного диска пневматичного вакуумного висівного апарата є актуальним питанням.

Аналіз останніх досліджень. Наукові основи створення пневматичних вакуумних висівних апаратів закладено у працях Г.М. Бузенкова, В.С. Басіна, Л.В. Погорілого та інших [1, 2]. Істотний внесок у вирішення проблем точного висіву зробили П.В. Сисолін, В.А. Оришко та інші вчені [3, 4]. Аналіз процесу однозернової сівби висівними апаратами пневматичного типу показав, що ще існує багато питань, особливо ті, що стосуються розподілу насінневого матеріалу в рядку, які необхідно дослідити.

Мета досліджень. Визначити вплив форми отвору у висівному диску пневматичного вакуумного висівного апарата на рівномірність розподілу насіння у рядку.

Результати досліджень. В основу обґрунтування форми присмоктувального отвору покладені наступні положення: ймовірність присмоктування насінини із збільшенням площі отвору зростає; форма отвору повинна орієнтувати насінину, що присмоктувалася до нього в певному напрямку.

З урахуванням прийнятих положень визначена оптимальна форма присмоктувальних отворів – трикутна, площа присмоктування якого визначається за виразом

$$S_{mp} = \frac{1}{2} a d_0 \operatorname{tg} \left(45^\circ + \frac{1}{2} \arcsin \frac{d_0}{2a - d_0} \right) \quad (1)$$

де a – середня довжина насінини, м; d_0 – діаметр кола, вписаного в присмоктувальний отвір, м.

Розрідження, необхідне для гарантованого захоплення і виносу насінини з забірної камери отворами трикутної форми

$$H_n \geq \frac{\rho_n \left[\frac{4m_c V_k (1 - (1 - k_3)^{0.5})}{k_3 d_0 (1 - f_\delta)} - 0,5 \pi \gamma_c \left(\frac{d_0}{k_3} \right) (\sin \alpha - f_{\text{вн}} \cos \alpha) + f_{\text{вн}} m_c g \right]}{2m_c \alpha_c^2 k_{\text{нар}}} \quad (2)$$

де ρ_n – густина повітря, кг/м^3 ; m_c – середня маса насінини, кг ; $k_{\text{пар}}$ – коефіцієнт парусності насіння, м^{-1} ; γ_c – об'ємна маса насіння, кг/м^3 ; $f_{\text{вн}}$ – коефіцієнт внутрішнього тертя насіння; f_δ – коефіцієнт тертя насіння по висівному диску; V_k – колова швидкість отворів диска, м/с ; k_3 – коефіцієнт пропорційності; α_c – аеродинамічний коефіцієнт опору отвору; α – кут укладання насіння відносно вертикалі, град ; g – прискорення вільного падіння, м/с^2 .

Аналіз виразу (2) показує, що основними факторами, що впливають на енергетичні характеристики висівного апарата, є колова швидкість отворів диска V_k та розмір присмоктувальних

отворів, який характеризується d_0 . Результати розрахунків залежності $H_n = f(V_k)$, показують, що з підвищенням швидкісного режиму роботи і зменшенням розміру присмоктувальних отворів енергоємність висівного апарату зростає.

Вірогідність результатів розрахунку необхідного розрідження у вакуумній камері апарату за встановленою залежністю підтверджена експериментально.

Основним завданням теоретичних досліджень на етапі видалення зайвих насінин комбінованим скидачем завжди було визначення умов, які забезпечують утримання основного насіння від відривання від отвору в результаті дії сили зсуву напрямника і штирів вилки скидача зайвого насіння.

Процес зсуву насіння, на яке діє виступ напрямника і кромка присмоктувального отвору розглядається як процес защемлення круглого тіла між двома перпендикулярними площинами (рис. 1). Робоча товщина h_e виступу напрямника:

$$h_e \leq \left(d_y + \frac{d_0}{2(2a - d_0)} \right) \operatorname{tg} \varphi_1 \quad (3)$$

де d_y – умовний середній діаметр насіння, м; φ_1 – статичний кут тертя ковзання насіння по робочій поверхні скидача, град.

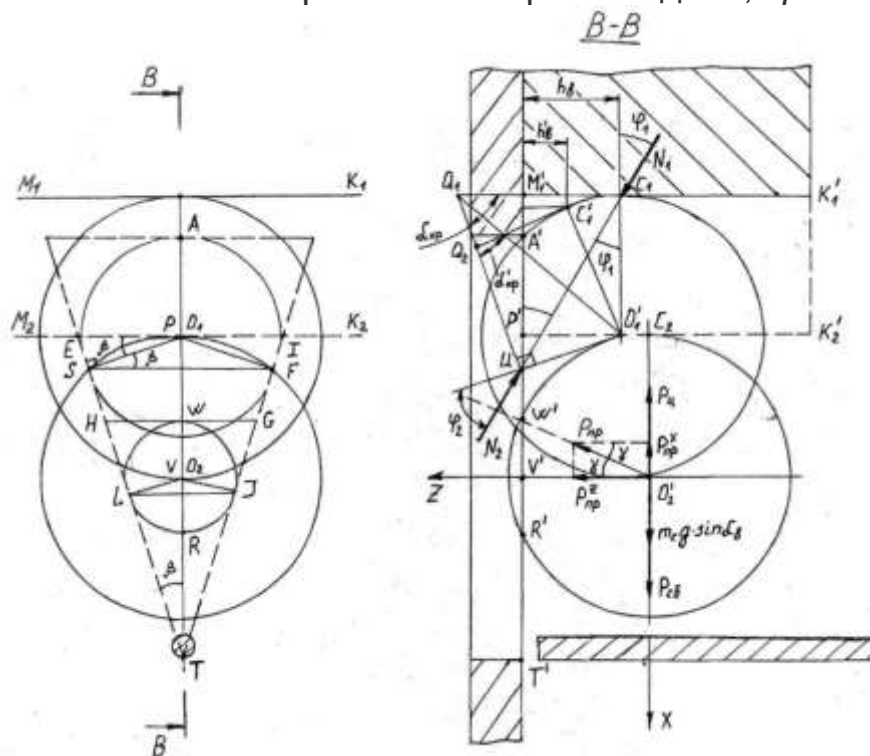


Рис. 1. Процес видалення зайвих насінин комбінованим скидачем.

Розрахунки за виразом (3) показали, що для напрямника із металу $h_e \leq 3,13$ мм, а для пластикового – $h_e \leq 2,64$.

Прийнявши допущення про те, що поверхня насіння доторкається еквіпотенційної поверхні рівних швидкостей повітряного потоку, створюваного в площині присмоктувального отвору, який частково екранується напрямником, розрідження необхідне для утримання основного насіння визначається за формулою:

$$H_n \geq \frac{2(2a - d_0)m_c \left[g \sin \alpha_c + V_\kappa^2 \left(\frac{d_0}{2k_3 l_\epsilon^2} - \frac{1}{r_0} \right) \right]}{k_3 S_p k_n \left(2a - d_0 - \frac{d_0}{k_3} \right)} \quad (4)$$

де S_p – робоча неекранована площа присмоктувального отвору, m^2 ; k_n – коефіцієнт пропорційності; l_ϵ – довжина виступу напрямника, m ; r_0 – радіус кола розміщення центрів трикутних присмоктувальних отворів на диску, m ; α_c – кут розташування скидача відносно горизонтальної площини, $град$.

Робоча площа S_p отвору постійно змінюється впродовж всієї робочої поверхні виступу напрямника, а на останньому етапі дорівнює:

$$S_p = \frac{d_0(2a - d_0)}{4 \cos \arcsin \left(\frac{d_0}{2a - d_0} \right)} \quad (5)$$

З урахуванням (5) вираз (4) набуде вигляду:

$$H_n = \frac{6m_c \left[g \sin \alpha_c + V_\kappa^2 \left(\frac{d_0}{2k_n l_\epsilon^2} - \frac{1}{r_0} \right) \cos \arcsin \frac{d_0}{2a - d_0} \right]}{d_0(2ak_n - d_0k_n - d_0)k_p} \quad (6)$$

Аналіз залежностей $H_n = f(V_\kappa; a)$ та $H_n = f(V_\kappa; l_\epsilon)$, отриманих в результаті розрахунку виразу (6) показує, що з ростом швидкісного режиму роботи апарату розрідження, необхідне для утримання основного насіння в отворі, в процесі скидання зайвих насінин, збільшується. Однак, інтенсивність росту H_n знижується при збільшенні l_ϵ , а при $l_\epsilon \geq 15$ мм зменшується сама величина H_n . Тому використання напрямника з виступом $l_\epsilon \geq 15$ мм не вимагає збільшення H_n , а отже й збільшення енергоємності висівного апарату при збільшенні швидкості руху отворів.

Умова, що виключає забивання трикутних присмоктувальних отворів посівним матеріалом (самоочистка):

$$d_{01} \leq \frac{am_c(1+\delta)(1-2\delta) \left(\frac{V_0^2}{r_0} \cos \alpha + g \cos \beta \right) \sqrt{1 - k_3^2 \frac{d_y}{b^2}}}{12 f_1 E b_\kappa \left(0,5 k_3 d_y - \sqrt{0,25 k_3^2 d_y^2 - b_\kappa \frac{b}{a}} \left(\sqrt{b^2 - k_3^2 d_y^2} + b_\kappa \frac{b}{a} \right) \right)}, \quad (7)$$

де a, b – довжина і ширина насінини, m ; E – модуль пружності; δ – коефіцієнт Пуансона; f_1 – статичний коефіцієнт зовнішнього тертя

насінина по кромці отвору; α – кут між площиною диска і вектором відцентрової сили, *град*; β – кут початку розвантаження присмоктувальних отворів (момент екранування вакууму), *град*; b_k – товщина кромки отворів, *м*.

Вираз (7) дозволяє для конкретних режимів роботи висівного апарату (V_0), різних параметрів висівного диска (r_0 ; b_k) та технологічних властивостей насіння (a , b , c , m_c , f , δ , E) визначити максимально допустиме значення розміру присмоктувальних отворів у пневматичних вакуумних висівних апаратах.

Процес висіву насіння являє собою сукупність процесів з постійно мінливими і важкокерованими умовами роботи дозувальної системи, реально використовуваний посівний матеріал складається і безлічі часток (насінин), що мають властивості пружного тіла. Тому для інженерних розрахунків прийнята наступна узагальнююча умова самоочищення присмоктувальних отворів.

$$d_{01} \leq 2 \sqrt{0,25k_3^2 d_y^2 - b_k \frac{b}{a} \left(\sqrt{b^2 - k_3^2 d_y^2} + b_k \frac{b}{a} \right)}. \quad (8)$$

Аналізуючи вираз (8) можна сказати, що збільшення товщини b_k кромки присмоктувального отвору веде до необхідності зменшення діаметра d_0 вписаного кола, чим забезпечується самоочистка отворів. Однак у цьому випадку, знижуються аеродинамічні характеристики процесу присмоктування насіння до отвору і швидкісні показники роботи апарату. Зменшення b_k дає можливість збільшити розмір отвору, дотримуючись умови його самоочищення і підвищуючи продуктивність висівного апарату.

На основі теоретичних досліджень був розроблений пневматичний вакуумний висівний апарат, який представлений на рис. 2. Основною його відмінністю від серійного є те, що форма отворів у накладці 12 (рис. 2) диска А – трикутна та комбінований скидач зайвого насіння, який складається з вилки 3 з штирями, механізму регулювання 4 положення штирів вилки скидача відносно отворів у диску, напрямника 6 з виступом 5, що розміщений в зоні присмоктувальних отворів. Процес роботи такого висівного апарата здійснюється наступним чином. Насіння, що присмоктувалося до трикутних отворів 1 диска А, зустрічається з робочою поверхнею виступа 5 напрямника 6, який частково (в результаті постійної зміни робочої площі) перекриває присмоктувальні отвори 1. Напрямок 6 відсуває насіння від траєкторії їх руху так, що в кожному отворі трикутної форми залишається тільки одна насінина, яка займає домінуюче положення у всмоктувальному потоці повітря, а решта зайвого насіння скидається штирями вилки скидача 3 в насінневу камеру. Насіння, що залишилося в отворах 1 транспортується в зону

розвантаження, де в результаті перекриття присмоктувальних отворів, відокремлюється від висівного диска і надходять в сошник.

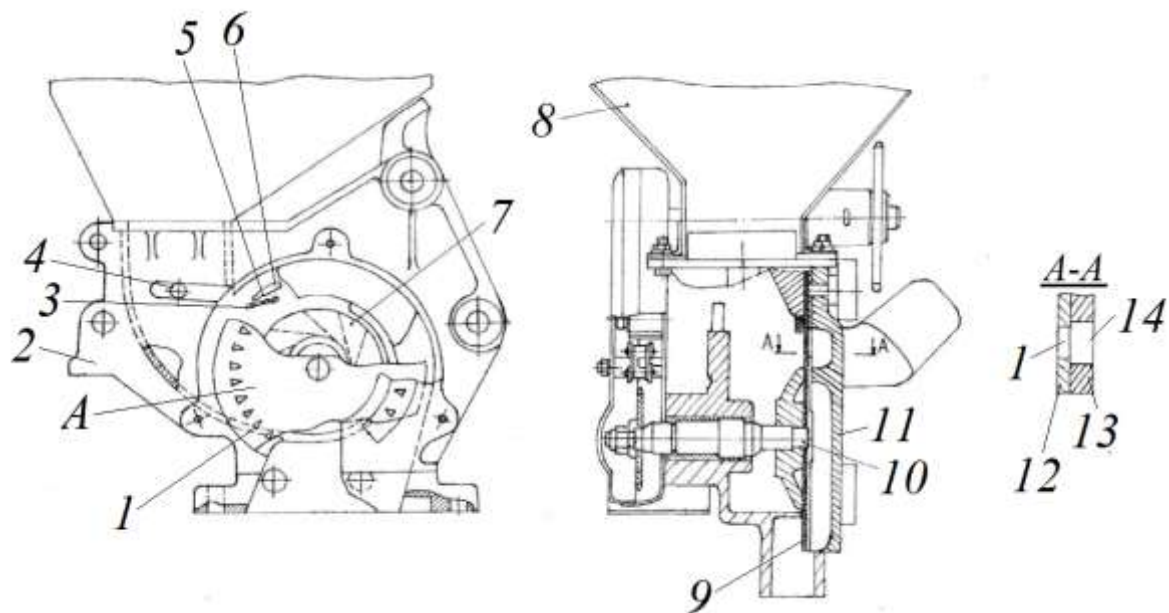


Рис. 2. Пневматичний висівний апарат вакуумного типу: А – висівний диск; 1 – трикутний отвір; 2 – корпус; 3 – вилка скидача; 4 – механізм регулювання; 5 – робоча поверхня виступу; 6 – напрямник; 7 – ворушилка; 8 – бункер; 9 – прокладка; 10 – вал; 11 – кришка; 12 – накладка; 13 – основа; 14 – круглий отвір.

Висновок. В результаті проведеного дослідження встановлено, що найбільш раціональною формою отвору у диску пневматичного висівного апарата для висіву насіння кукурудзи є трикутна форма, яка має збільшену площу присмоктування і орієнтує насінину, що присмоктувалася, в певному напрямку, що в свою чергу забезпечує більш рівномірний розподіл насіння в рядку, а отже підвищує якість сівби.

Список літератури

1. Бузенков Г.М. Машины для посева сельскохозяйственных культур / Г.М. Бузенков. – М.: Машиностроение, 1976. – 271 с.
2. Машины для точного посева пропашных культур: конструирование и расчет / [В.С. Басин, В.В. Брей, Л.В. Погорелый и др.] ; под ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1987. – 151 с.
3. А.с. 803887 СССР, МКИ А 01 С7/04. Пневматический высевальный аппарат / П.В. Сысолин, Ю.Н. Бондаренко, Г.М. Пекерман и др. (СССР). – №2415567/30-15 ; заявл. 28.10.76 ; опубл. 15.02.81. – 4 с.
4. Оришко В.А. Обоснование параметров высевального аппарата для посева семян сахарной свеклы и кукурудзы : автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01. – М., 1985. – 21 с.

Установлены оптимальные конструктивные параметры формы отверстия в диске пневматического высевающего аппарата для высева семян кукурузы.

Параметры высевной диск, отверстие, форма, высевной аппарат.

The optimal design parameters of the holes in the form of a disk pneumatic sowing seeds for planting corn.

Parameters seeding disc, hole shape, seeding device.

УДК 631

РЕАЛІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ТРАНСПОРТУВАННЯ МОЛОКА НА СТАДІЇ ЇЇ РОЗЛИВУ В МІРНІ ЄМНОСТІ

***В.І. Рубльов, доктор технічних наук
О.С. Дев'ятко, аспірант****

***Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

Розглянуто спільні основні елементи організації доїння корів. Визначено недоліки існуючих типів машин для розливу молока. На їх основі розроблено принципову схему розливу та закупорювання свіжовидоєного молока, що враховує основні чинники впливу на процес виробництва молока.

Система, транспортування, молоко, розлив.

Постановка проблеми Технологічний процес виробництва молока являє собою складну систему «оператор-машина-тварина-середовище». Розглядаючи організаційно-економічні напрями виробництва молока в Україні за категоріями господарств, згідно зі статистичними даними, бачимо, що найбільша частка його виробництва належить господарствам населення, а зі вступом України до Світової організації торгівлі цей прошарок є найменш захищеним. [1] Адже їх технологія виробництва продукції малоімовірно, що буде відповідати міжнародним вимогам.

Аналіз останніх досліджень. Виконаний інформаційний пошук по тематики журналів «Тваринництво України». За допомогою

*Науковий керівник – доктор технічних наук В.І. Рубльов

© В.І. Рубльов, О.С. Дев'ятко, 2013

Установлены оптимальные конструктивные параметры формы отверстия в диске пневматического высевающего аппарата для высева семян кукурузы.

Параметры высевной диск, отверстие, форма, высевной аппарат.

The optimal design parameters of the holes in the form of a disk pneumatic sowing seeds for planting corn.

Parameters seeding disc, hole shape, seeding device.

УДК 631

РЕАЛІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ТРАНСПОРТУВАННЯ МОЛОКА НА СТАДІЇ ЇЇ РОЗЛИВУ В МІРНІ ЄМНОСТІ

***В.І. Рубльов, доктор технічних наук
О.С. Дев'ятко, аспірант****

***Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

Розглянуто спільні основні елементи організації доїння корів. Визначено недоліки існуючих типів машин для розливу молока. На їх основі розроблено принципову схему розливу та закупорювання свіжовидоєного молока, що враховує основні чинники впливу на процес виробництва молока.

Система, транспортування, молоко, розлив.

Постановка проблеми Технологічний процес виробництва молока являє собою складну систему «оператор-машина-тварина-середовище». Розглядаючи організаційно-економічні напрями виробництва молока в Україні за категоріями господарств, згідно зі статистичними даними, бачимо, що найбільша частка його виробництва належить господарствам населення, а зі вступом України до Світової організації торгівлі цей прошарок є найменш захищеним. [1] Адже їх технологія виробництва продукції малоімовірно, що буде відповідати міжнародним вимогам.

Аналіз останніх досліджень. Виконаний інформаційний пошук по тематики журналів «Тваринництво України». За допомогою

*Науковий керівник – доктор технічних наук В.І. Рубльов

© В.І. Рубльов, О.С. Дев'ятко, 2013

методу морфологічного аналізу та методу стратифікації було визначено, що найбільше питань приділяється племінній справі та технології виробництва [2]. Що стосується технології виробництва молока [3–6], то було встановлено, що всю її можна розбити на технологічні стадії, які в різній степені впливають на якість отриманої молочної продукції.

Мета досліджень полягає в розробці системи закупорювання свіжовидоєного молока виробникам індивідуального сектору без доступу повітря, для можливості гармонізації параметрів якості виробництва молока приватними виробниками до стандартів.

Задачі досліджень:

- розглянути основні елементи доїльного обладнання та вказати його недоліки для приватних виробників;
- виконати аналіз існуючих типів машин для розливу в ємності та визначити їх недолік;
- розробити принципову схему технічного забезпечення розливу в мірні ємності.

Методика досліджень. Патентно-інформаційний пошук по визначенню пріоритетів технічного забезпечення процесу доїння, транспортування, розливу та закупорювання свіжовидоєного молока [7]. Аналіз публікацій у журналах «Тваринництво України» здійснювався по правилах морфологічного аналізу [8].

Серед існуючих методів, дослідження виконуються методом індивідуальної експертної оцінки та методом анонімного опитування, для визначення недоліків існуючих типів машин для розливу та на їх основі створення пристрою для заповнювання пляшок молоком без доступу повітря.

Результати досліджень. Розглядаючи види доїльного обладнання, що нині пропонується для приватного сектору незалежно від типу, марки та конструктивних особливостей, основні їх елементи мають чітко визначені функції:

- дійкові стакани – видоюють молоко;
- колектор – розподіляє вакуум у міжстінкові камери доїльних стаканів, збирає від них молоко, спрямовує в молочний шланг. Крім того, у випадку тритактного доїння забезпечує періодичну подачу атмосферного повітря в піддійкові камери доїльних стаканів і цим самим створює факт відпочинку;
- пульсатор – перетворює постійний вакуум у пульсуючий, тобто такий, чергується з атмосферним тиском;
- молочні та повітряні шланги і трубки (комплект) сполучають перелічені вище вузли в єдину систему (доїльний апарат) і одночасно є магістралями для проходження повітря та молока.

Під час доїння молока в переносні відра можливий найпростіший набір технічних засобів, але найбільші затрати праці пов'язані з наявністю операцій щодо переміщення доїльних апаратів вздовж фронту доїння і транспортування молока до молочної, та нажаль при переливі наповненої ємності в мірні її відкривають і відбувається поєднання двох середовищ й молоко погіршує свої мікробіологічні характеристики.

Загальна реалізація системи транспортування за місцем у виробничому процесі лежить на виході технології доїння й має за ступенем внесення змін модифікаційну та покращуючу дію.

Розлив – це основна операція в процесі розливу будь-якого продукту. Випускаються два типи машин для розливу:

- прості машини: виконують тільки одну операцію розливу;
- моноблоки, триблоки, квадроблоки: одна машина виконує декілька операцій.

Відомі машини для розливу молока мають декілька розливних головок, орієнтовані на велику кількість пляшок та найчастіше при розливі застосовують частково різного типу хімічні консерванти з одночасним отриманням молока, що має максимально тривалий термін зберігання.

Недоліком даних машин є сталий об'єм поршневого дозатора, та при закупорюванні працівник розміщує руками пробку на горловині пляшки, а для її закручування використовує швидкісний пневматичний напівавтомат, всі вони орієнтовані на один типорозмір пробки.

Тому в основі було покладено шлях створення пристрою для заповнення пляшок молоком без доступу повітря [9]. Це вирішувалося тим, що корпус розливної машини має вигляд тубуса зверху закривається кришкою, а днище на різьбовій основі для регулювання, в залежності від висоти пляшки, також є вікно для перевірки кількості налитого молока, зверху на кришці розміщено розливну та закупорювальну систему, у вигляді труби на якій за допомогою затискачів розміщується кришка з допомогою якої закривають наповнений молоком посуд. Збоку від неї знаходиться заливна система, що містить кран для регулювання подачі молока, трубу по якій воно надходить до резервуару, що наповнюється та механізм, який регулює відвід труби по подачі молока з центру в бік, для можливості закриття наповненого молоком резервуару.

На рис. 1 показано принципову схему машини для розливу та закупорювання свіжовидоєного молока (вид збоку). Згідно з рисунком машина виконана у складі тубуса, з кришкою, на якій по центру розміщено закупорювальну систему, що складається з виступаючої горловини, по внутрішній стороні якої різьбове

з'єднання, що фіксує циліндр із зовнішньою різьбою всередині якого по боках знаходяться гвинтові затискачі, що регулюються, в залежності від діаметру пробки для закривання, де остання і фіксується.

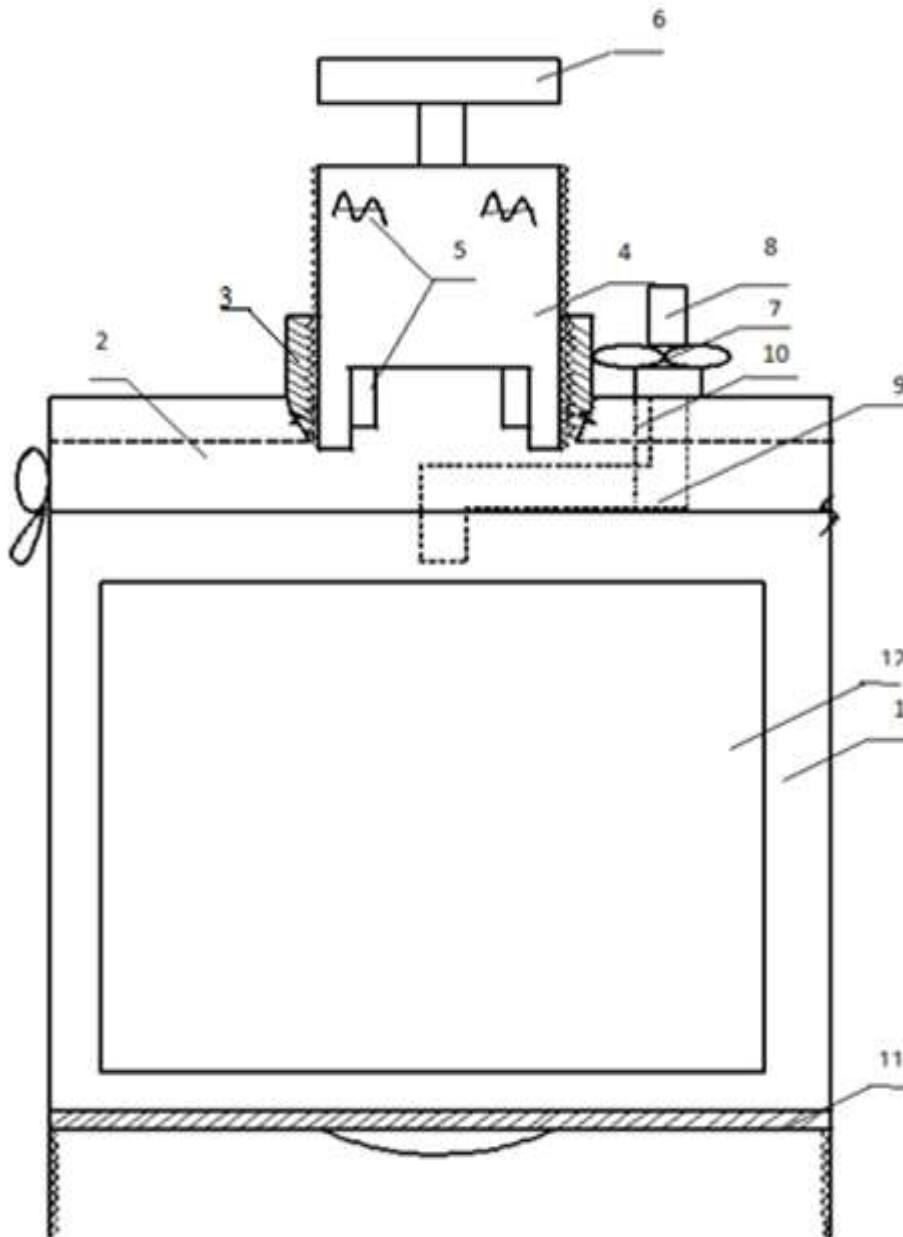


Рис. 1. Принципова схема машини для розливу та закупорювання свіжовидоєного молока: 1 – тубус; 2 – кришка; 3 – виступаюча горловина; 4 – циліндр; 5 – гвинтові затискачі; 6 – ручка; 7 – кран для контролю кількості залитої рідини; 8 – труба; 9 – заливна труба; 10 – Г-подібний гак; 11 – днище; 12 – вікно для перевірки кількості налитого молока.

Зверху на циліндрі знаходиться ручка, з допомогою якої виконують процес закривання наповненої посудини. Збоку від закупорювальної системи знаходиться заливна система, що містить

кран для контролю кількості залитої рідини зверху над ним знаходиться виступ труби до якої приєднують шланг для заливу молока, знизу заливна труба, що рухається до центру тубуса при заповненні рідиною резервуару, та в бік для можливості його закривання за допомогою Г-подібного гачка, що кріпиться однією стороною до заливної труби, а іншою до кришки де можливо його регулювання й позначками вказано де в даний момент знаходиться заливна труба. Днище тубуса на різьбовій основі для регулювання в залежності від висоти заповнюваного резервуару, ближче до кришки тубуса знаходиться вікно для перевірки кількості налитого молока [9]. Така комбінація конструктивних рішень дозволяє забезпечити виробникам індивідуального сектору розлив молока без доступу повітря, що відповідає вимогам Світової організації торгівлі й створює цілісність системи подачі молока від корови прямо до споживача [10]. Та завдяки тому, що днище має різьбове з'єднання з тубусом, дає можливість регулювання в залежності від висоти пляшки, що заповнюється й через вікно для спостереження дозволяє орієнтуватися на рівень заповнення пляшки молоком.

Висновок. Розроблена машина для розливу та закупорювання свіжовидоєного молока в системі транспортування. Наведено принцип її дії, що вказує відповідно до Закону України від 18.03.2004 р. №1629-IV «Про загальнодержавну програму адаптації законодавства України до законодавства Європейського Союзу» цей захід є пріоритетним у зовнішній політиці України під час євроінтеграції.

Список літератури

1. *Статистичний збірник «Сільське господарство України 2011 рік».* – К., 2012. – С. 289–290.
2. *Рубльов В.І.* Визначення пріоритетів технологічних процесів при виробництві продукції тваринництва України / *В.І. Рубльов, О.С. Дев'ятко* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Х., 2008. – Вип. 75 «Механізація сільськогосподарського виробництва». – Т. 2. – С. 328–334.
3. *Мельников С.В.* Технологическое оборудование животноводческих ферм и комплексов / *С.В. Мельников.* – Л.: Агропромиздат, 1985. – 640 с.
4. *Карташов Л.П.* Механизация и электрификация животноводства / *Л.П. Карташов.* – М: Агропромиздат, 1987. – 480 с.
5. *Ревенко І.І.* Механізація виробництва продукції тваринництва / *І.І. Ревенко.* – К.: Урожай, 1994. – 264 с.
6. *Фененко А.І.* Механізація доїння корів. Теорія і практика : монографія / *А.І. Фененко.* – К.: Наука, 2008. – 198 с.
7. *ДСТУ 3575-97* Патентні дослідження. Основні положення та порядок проведення. – К., 1998. – 34 с.
8. *Рублёв В.И.* Основы научных исследований в области экономики и управления на транспорте : учебное пособие / *Рублёв В.И., Судакова Т.В., Саклакова Е.В.* – Ставрополь: Сев. Кав. ГТУ, 2003. – 200 с.

9. Патент на корисну модель № 65144 Машина для розливу та закупорювання свіжовидоєного молока від 25.12.2009 року
10. Закон України від 18.03.2004 р. №1629-IV «Про загальнодержавну програму адаптації законодавства України до законодавства Європейського Союзу» Електронний ресурс <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/1629a-15>

Рассмотрены общие основные элементы организации доения коров. Определены недостатки существующих типов машин для разлива молока. На их основе разработаны принципиальная схема разлива и укупорки свежесвыдоенного молока, учитывающая основные факторы влияния на процесс производства молока.

Система, транспортирование, молоко, разлив.

The general organization of basic elements of milking cows. Identified shortcomings of existing types of filling machines based on its have developed scheme spill and closing svezhevydoennogo milk, taking into account main factors influencing process of milk production.

System, transportation, milk, flood.

УДК 534:62-752: 629.11.012.57

ХВИЛЬОВИЙ МЕТОД ЗНИЖЕННЯ ПОЗДОВЖНИХ КОЛИВАНЬ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА

**В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
Ю.В. Човнюк, кандидат технічних наук
О.Ю. Костина, аспірант***

Проведено дискретно-континуальне моделювання та запропонований обґрунтований хвильовий метод зниження поздовжніх коливань пружних елементів скребкового конвеєра. Вказані коливання розглянуті як суперпозиція двох біжучих назустріч одна одній слабо затухаючих хвиль.

Дискретно-континуальне моделювання, демпфуючий пристрій, поздовжні коливання, пружні елементи, конвеєр.

Постановка проблеми. Пружні елементи сучасних скребкових конвеєрів представляють собою замкнений ланцюг, що складається

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

© В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, О.Ю. Костина, 2013

9. Патент на корисну модель № 65144 Машина для розливу та закупорювання свіжовидоєного молока від 25.12.2009 року
10. Закон України від 18.03.2004 р. №1629-IV «Про загальнодержавну програму адаптації законодавства України до законодавства Європейського Союзу» Електронний ресурс <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/1629a-15>

Рассмотрены общие основные элементы организации доения коров. Определены недостатки существующих типов машин для розливу молока. На их основе разработаны принципиальная схема разлива и укупорки свежесвыдоенного молока, учитывающая основные факторы влияния на процесс производства молока.

Система, транспортирование, молоко, разлив.

The general organization of basic elements of milking cows. Identified shortcomings of existing types of filling machines based on its have developed scheme spill and closing svezhevydoennogo milk, taking into account main factors influencing process of milk production.

System, transportation, milk, flood.

УДК 534:62-752: 629.11.012.57

ХВИЛЬОВИЙ МЕТОД ЗНИЖЕННЯ ПОЗДОВЖНИХ КОЛИВАНЬ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА

**В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
Ю.В. Човнюк, кандидат технічних наук
О.Ю. Костина, аспірант***

Проведено дискретно-континуальне моделювання та запропонований обґрунтований хвильовий метод зниження поздовжніх коливань пружних елементів скребкового конвеєра. Вказані коливання розглянуті як суперпозиція двох біжучих назустріч одна одній слабо затухаючих хвиль.

Дискретно-континуальне моделювання, демпфуючий пристрій, поздовжні коливання, пружні елементи, конвеєр.

Постановка проблеми. Пружні елементи сучасних скребкових конвеєрів представляють собою замкнений ланцюг, що складається

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

© В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, О.Ю. Костина, 2013

з піддатливих ділянок відносно малої маси, відділених одна від одної жорсткими більш масивними елементами (скребками з вантажем). Піддатливість пружних елементів призводить до того, що при русі скребкового конвеєра деякі ділянки обводу конвеєра набувають властивостей коливних систем, у яких динамічні процеси можуть мати хвильовий характер.

Ефективним способом уникнення відбитих хвиль на границях ланки конвеєра є введення у конструкцію рухомої частини конвеєра механізму натягу з пружно-дисипативними елементами. Забезпечення узгодженості гілки й натяжного механізму дозволяє виключити виникнення резонансу у результаті складання падаючого розподілу динамічних навантажень як у обводі, так і у інших вузлах і деталях конвеєрного привода.

Аналіз останніх досліджень. У роботах [1, 2] запропонований й теоретично обґрунтований спосіб зниження коливань пружних елементів машин, заснований на ідеї узгодження шляхом уникнення у системі можливостей збудження, існування та розповсюдження відбитих хвиль.

Зокрема, на прикладі крутих коливань трансмісії [1] та згинних коливань балки [2] показано, що узгодження може бути забезпечене за допомогою кінцевих гасників без відбиття хвиль, які повністю поглинають енергію збурень, які розповсюджуються від джерела.

Мета досліджень полягає у обґрунтуванні ідеї узгодженого гасника, який дозволяє зменшити поздовжні в'язкопружні коливання пружних елементів скребкового конвеєра.

Результати досліджень. Розглянемо дискретну модель скребкового конвеєра (його гілку) у вигляді ланцюга однорідних мас і невагомих пружних елементів, що мають внутрішнє тертя (рис. 1). На одному кінці гілки діє періодична зовнішня сила, а на іншому встановлений натяжний пристрій, що складається з інерційного пружного елемента та демпфера.

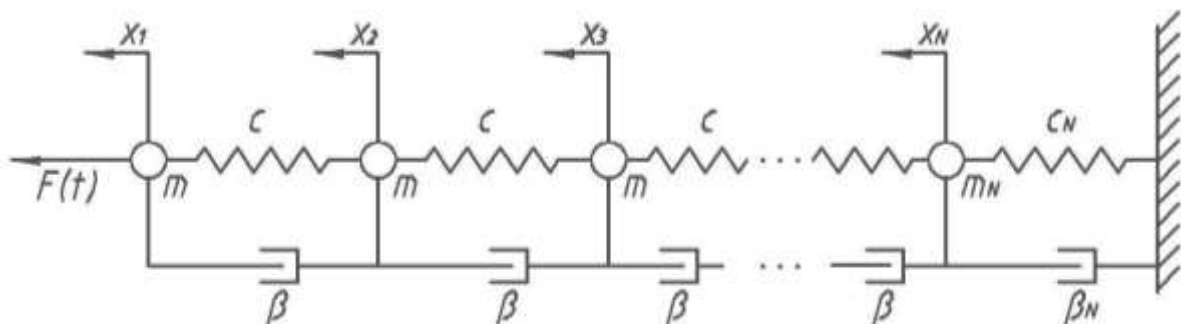


Рис. 1. Розрахункова схема конвеєра.

Поздовжні коливання такої системи описуються рівняннями:

$$\left[m\ddot{x}_1 + c \cdot (x_1 - x_2) + \beta \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \cdot e^{i\omega t}, \quad i^2 = -1; \right. \quad (1)$$

$$m_N \ddot{x}_N + c_N x_N + c \cdot (x_N - x_{N-1}) + \beta_N \dot{x}_N + \beta \cdot (\dot{x}_N - \dot{x}_{N-1}) = 0, \quad (3)$$

де n – порядковий номер маси ланцюга; x_n – поздовжнє

переміщення n -го елемента (скребка) відносно положення рівноваги;

$$x_n(t) = A \cdot \exp\{i \cdot (\omega \cdot t - \gamma \cdot n \cdot a)\} + B \cdot \exp\{i \cdot (\omega \cdot t - \gamma \cdot n \cdot a)\}, \quad (4)$$

амплітуда хвилі збурення; B – амплітуда хвилі, відбитої від

Підставляючи розв'язок у вигляді біжучої хвилі

$$ch\{i \cdot \gamma \cdot a\} = (c - m\omega^2/2 + i \cdot \beta \cdot \omega)/(c + i \cdot \beta \cdot \omega). \quad (5)$$

(5) впливає, що параметри k та α є нелінійними функціями

Випадок збурень з великою довжиною хвилі ($k \cdot a \ll 1$), коли

$$I_{\text{eff}} = \left(m \right)^{1/2} \quad (6)$$

ратичну частотну залежність для параметру α , який

$$\sigma(m)^{1/2} \leq 2^{1/(2\alpha)} \sigma(n) \quad (7)$$

що втратами у системі знехтувати ($\beta = 0$), тоді з (5) випливає

$$\omega = 2 \cdot \left(\frac{c}{m} \right)^{1/2} \cdot \sin \left[\frac{ka}{2} \right]. \quad (8)$$

Зокрема, такий самий закон дисперсії має місце для системи, яка використовується у якості приведеної моделі при розрахунку крутих коливань трансмісій [1].

Підстановкою розв'язку (4) у рівняння руху кінцевого ланцюга (3) знаходимо зв'язок між амплітудами падаючої (A) та відбитої (B) хвиль переміщення на границях гілки

$$\frac{B}{A} = \exp\{-2 \cdot i \cdot \gamma \cdot N \cdot a\} \cdot \frac{(z_0 - z_N)}{(z_0 + z_N)}, \quad (9)$$

де

$$\begin{aligned} z_N &= \beta_N + i \cdot (m_N \cdot \omega - c_N / \omega) + (\beta - ic / \omega) \cdot (1 - \operatorname{ch}[i \cdot \gamma \cdot a]), \\ z_0 &= (\beta - ic / \omega) \cdot \operatorname{sh}[i \cdot \gamma \cdot a]. \end{aligned} \quad (10)$$

У (9) входить комплексна величина z_N , яка залежить від частоти хвилі ω , параметрів кінцевого закріплення, параметрів ланцюга і характеризує імпеданс кінцевого закріплення. Величина z_0 визначає імпеданс однорідного ланцюга мас з внутрішнім тертям.

З (9) видно, що відбиті від закріпленого кінця хвилі відсутні ($B/A=0$), якщо імпеданс закріплення дорівнює імпедансу ланцюга мас $z_0 = z_N$. Таке з'єднання ланцюга й кінцевої гілки будемо називати узгодженим.

Для отримання узгодженого з навантаженням з'єднання параметри закріплення m_N, c_N, β_N та параметри ланцюга m, c, β повинні задовольняти співвідношенням:

$$\begin{cases} m_N \cdot \omega^2 - c_N - c \cdot (1 - \exp[\alpha \cdot a] \cdot \cos ka) - \beta \cdot \omega \cdot \exp(\alpha \cdot a) \cdot \sin ka = 0, \\ \beta_N \cdot \omega + \beta \cdot \omega \cdot (1 - \exp[\alpha \cdot a] \cdot \cos ka) - c \cdot \exp(\alpha \cdot a) \cdot \sin ka = 0, \end{cases} \quad (11)$$

де α, k та частота ω зв'язані рівнянням (5).

Отже, вихідна задача звелась до дослідження системи двох рівнянь (11) для визначення трьох параметрів закріплення m_N, c_N, β_N за заданими параметрами ланцюга m, c, β та частотою збурення ω .

При $\beta = 0$ з (11) маємо умови узгодження, аналогічні знайденим для крутих систем трансмісій [1]. У цьому випадку коефіцієнт демпфування закріплення повинен бути рівним імпедансу ланцюга мас:

$$\beta_N = \beta_N^* = (mc - m\omega^2/4)^{1/2}, \quad (12)$$

а маса й жорсткість закріплення задовольняють рівностям:

$$m_N = m_N^* = m/2; \quad c_N = c_N^* = 0, \text{ або } (m_N^* - m/2)/c_N^* = \omega^2. \quad (13)$$

Зрозуміло, що розв'язок поставленої задачі про пошук параметрів кінцевого закріплення гілки, яке не відбиває хвилі, має сенс лише для слабко затухаючих хвиль, коли втрати у з'єднаннях скребкового конвеєра малі ($\beta \cdot \omega \ll c$).

При $\beta \cdot \omega \ll c$ значення коефіцієнту демпфування закріплення β_N близьке до значення β_N^* , яке обчислене за відсутністю втрат

$$\beta_N = \beta_N^* \cdot \exp(\alpha \cdot a) - \beta \cdot [1 - \exp(\alpha \cdot a) \cdot \cos(k \cdot a)] \quad (14)$$

Вважаючи масу та жорсткість закріплення рівними $m_N = m_N^* = m/2$, $c_N = c_N^* = 0$ ми не досягнемо повного узгодження на границі гілки ($B/A \neq 0$). Однак перевага демпфуючого пристрою з такими параметрами полягає у тому, що він не має резонансних властивостей і тому не критичний до малих змін частоти збурення ω і параметрів системи.

Залежність коефіцієнта відбиття B/A у цьому випадку також не має резонансного характеру і набуває такого вигляду:

$$|B/A| = -\exp\{-2 \cdot \alpha / (N \cdot a)\} \cdot \frac{[\beta \cdot p - c \cdot q / \omega]}{[4 \cdot (c \cdot p / \omega + \beta \cdot q)^2 + (\beta \cdot p - c \cdot q / \omega)^2]^{1/2}}, \quad (15)$$

де $p = ch(\alpha \cdot a) \cdot \sin(k \cdot a)$, $q = sh(\alpha \cdot a) \cdot \cos(k \cdot a)$.

Зокрема, при $\beta \cdot \omega \ll c$ коефіцієнт відбиття $|B/A|$ не перевищує величини $\beta \cdot \omega / (4c)$.

Чисельні розрахунки для скребкового конвеєра з гумово-металевими елементами (шарнірами) і параметрами $m = 8,96 \text{ кг}$, $a = 0,14 \text{ м}$, $c = 10^7 \text{ Н/м}$, $\beta = 1,7 \cdot 10^3 \text{ кг/с}$, близькими до експериментальних досліджень при частоті збурення $\omega = 200 \text{ с}^{-1}$, $m_N = m/2$, $c_N = 0$ дають для β_N значення $\beta_N = 9,465 \cdot 10^3 \text{ кг/с}$.

Слід зазначити, що величина коефіцієнта демпфування закріплення β_N залежить від частоти ω , тобто узгодження може бути досягнуте лише на певній частоті. Однак у випадку збурень з великою довжиною хвилі ($k \cdot a \ll 1$) коефіцієнт демпфування закріплення можна вважати постійним і не залежним від частоти збурення:

$$\beta_N = (m \cdot c)^{1/2}. \quad (16)$$

Отже, при $k \cdot a \ll 1$ узгодження досягаються практично на всіх частотах вказаного діапазону при фіксованих параметрах ланцюга та кінцевого закріплення.

Розглянемо іншу модель динаміки скребкового конвеєра, яка описує асиметричні поздовжньо-кутові коливання його елементів. При цьому розрахункова схема задачі буде відповідати моделі механічної лінії передачі (рис. 2). На рис. 2 зображена половина скребкового конвеєра відносно його центральної вісі.

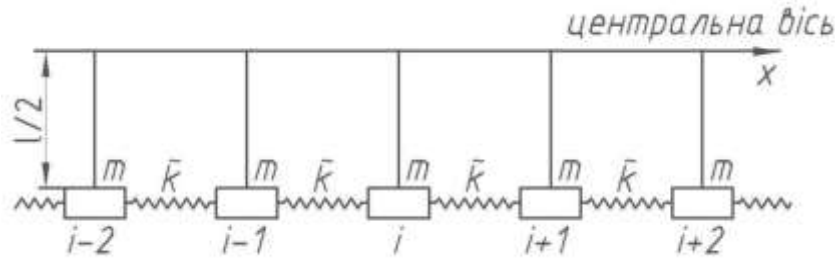


Рис. 2. Розрахункова схема для моделі механічної лінії передачі (l – ширина полотна конвеєра).

У даній моделі механічної лінії передачі (рис. 2), скребковий конвеєр поданий у вигляді системи маятників, з'єднаних між собою пружинами жорсткістю $\tilde{k}$. Введемо такі позначення: φ_i – кут відхилення від вертикалі i -го маятника; p – натяг, що за припущенням однаковий у всіх маятниках; χ – квазіпружний коефіцієнт; m – маса кожного з вантажів ($1/2$ маси одного скребка з вантажем). Рівняння руху i -го маятника при цьому має вид (у т.з. наближенні «наближених сусідів»)

$$m \cdot \frac{d^2 \varphi_i}{dt^2} = \tilde{k} \cdot (\varphi_{i+1} + \varphi_{i-1} - 2\varphi_i) - p \cdot \sin \varphi_i, \quad (17)$$

де t – час.

Зрозуміло, що знаючи φ_i легко знайти переміщення i -го маятника: $\xi_i = \frac{l}{2} \cdot \varphi_i$. Введемо далі безрозмірні величини: «відстань» $\chi = i \cdot \sqrt{p/k}$ та час $\tau = t \cdot \sqrt{p/m}$. У таких позначеннях рівняння (17) зведеться до т.з. рівняння Синус-Гордона:

$$\partial^2 \varphi / \partial \xi^2 - \partial^2 \varphi / \partial \tau^2 = \sin \varphi. \quad (18)$$

У лінійному наближенні, зрозуміло, це рівняння описує розповсюдження вдовж лінії передачі гармонічних коливань, які описуються дисперсійним рівнянням для k (хвильового вектора) та кутової частоти ω хвилі, що має вид

$$k^2 = 1 + \omega^2. \quad (19)$$

Переходячи до розгляду нелінійних коливань такої системи, шукатимемо розв'язок у вигляді $\varphi = \varphi(\tilde{\xi})$, де $\tilde{\xi} = x - u \cdot t$, де u – групова швидкість розповсюдження хвилі. Тоді прийдемо до диференціального рівняння, яке описує біжучі нелінійні хвилі:

$$d\varphi / d\tilde{\xi} = \sqrt{2 \cdot (\tilde{E} - \cos \varphi) / (1 - \tilde{u}^2)}, \quad (20)$$

де $\tilde{E}$ – постійна інтегрування, що має зміст безрозмірної початкової енергії одного з маятників, а $\tilde{u}$ – значення безрозмірної групової

швидкості розповсюдження хвилі $\tilde{u} = d\chi/d\tau$. Для випадку ($\tilde{E}=1$) маємо розв'язок (20)

$$\varphi = \operatorname{arctg} \left\{ \exp \left[\left[\tilde{\xi} / (l/2) \right] / \sqrt{1 - \tilde{u}^2} \right] \right\}, \quad (21)$$

яке описує розповсюдження вдовж лінії збурень кутової функції у формі кінків: $\varphi(\pm\infty) = \pm\pi/2$. Якщо ж модуль $E < 1$ й безрозмірна швидкість $\tilde{u} > 1$, тоді шукана функція виражається через еліптичний синус:

$$\varphi = 2 \arcsin \left(\bar{\gamma} \cdot \operatorname{sn} \left[\left[\tilde{\xi} / (l/2) \right] / \sqrt{\tilde{u}^2 - 1} \right] \right), \quad \bar{\gamma}^2 = (1 - \tilde{E})/2, \quad (22)$$

при цьому $\varphi = 2 \arcsin \gamma$, й ми приходимо до розв'язку солі тонного типу.

За умови $\tilde{E} < 0$, $\tilde{u}^2 < 1$ (або $\tilde{E} > 2$, $\tilde{u}^2 > 1$) можливі спіральні хвилі:

$$\frac{d\varphi}{d\tilde{\xi}} = \pm \left\{ \left(4 \cdot \sin^2(\varphi/2) - 2\tilde{E} \right) / (u^2 - 1) \right\}^{1/2}. \quad (23)$$

У таких хвилях $\varphi(\tilde{\xi})$ або монотонно зростає, або монотонно спадає.

При $\tilde{E} = 0$, $\tilde{u}^2 < 1$ (або $\tilde{E} = 2$, $\tilde{u}^2 > 1$) розв'язок має вид

$$\operatorname{tg}[(\varphi + \pi)/4] = \pm \exp \left[\pm \frac{2}{l} (\tilde{\xi} - \tilde{\xi}_0) / \sqrt{\tilde{u}^2 - 1} \right], \quad \tilde{\xi}|_{t=0} = \tilde{\xi}|_{\tau=0} = \tilde{\xi}_0. \quad (24)$$

Цей розв'язок описує поодинокі петлі величини 2π . У останньому випадку (при $\tilde{E} = 0$) вдається знайти точний розв'язок, який описує взаємодію таких хвиль

$$\psi = \operatorname{tg} \left(\frac{\tilde{\xi} \cdot 2}{4 \cdot l} \right) = \operatorname{tg} \left(\frac{\tilde{\xi}}{2 \cdot l} \right) = \frac{\tilde{u} \cdot \operatorname{sh} \left\{ (2x/l) / \sqrt{1 - u^2} \right\}}{\operatorname{ch} \left\{ \tilde{u} \cdot \tau / \sqrt{1 - u^2} \right\}}. \quad (25)$$

При $t \rightarrow \pm\infty$ маємо таку асимптотику

$$\psi = \mp \exp \left[\frac{2}{l} (\mp x + u \cdot t) / \sqrt{1 - u^2} \right] \pm \tilde{u} \cdot \exp \left[\frac{2}{l} (\tilde{\xi}) / \sqrt{1 - u^2} \right]. \quad (26)$$

Цей розв'язок описує уособлені хвилі, що рухаються у протилежних напрямках. Додатна петля, що приходить з $(-\infty)$, у результаті взаємодії зсувається на відстань

$$2 \cdot \Delta x / l = 2 \cdot \sqrt{1 - \tilde{u}^2} \cdot \ln(1/\tilde{u}). \quad (27)$$

Висновки

1. Отримані у роботі моделі динаміки скребкового конвеєра, що описують поздовжні коливання та поздовжньо-кутові коливання й

хвилі, які розповсюджуються вдовж його вісі, дозволили встановити основні характеристики подібних збурень.

2. Результати роботи у подальшому можуть бути використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку динамічних характеристик скребкових конвеєрів та стадіях їх проектування/ конструювання, так і у режимах реальної експлуатації з метою усунення небажаних хвилеутворень, які зменшують надійність та довговічність вказаних конвеєрів, шляхом використання гасників коливань спеціальної конструкції з параметрами, що визначені у даному дослідженні.

Список літератури

1. Весницкий А.И. Согласование трансмиссий по крутильным колебаниям / А.И. Весницкий, И.В. Милосердова // Изв. вузов. Машиностроение. – 1991. – № 4–6. – С. 86–90.
2. Весницкий А.И. Согласованный торцевой гаситель изгибных колебаний балки / А.И. Весницкий, И.В. Милосердова // Акустический журнал. – 1995. – Т.41. – № 4. – С. 572–575.
3. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движателя / В.Ф. Платонов. – М.: Машиностроение, 1973. – 231с.
4. Рабинович М.И. Введение в теорию колебаний и волн / М.И. Рабинович, Д.И. Трубецков. – М.: Наука, 1984. – 432с.

Проведено дискретно-континуальное моделирование и предложен обоснованный волновой метод снижения продольных колебаний упругих элементов скребкового конвейера. Указанные колебания рассмотрены как суперпозиция двух бегущих навстречу друг другу слабо затухающих волн. Показано, что уменьшение колебаний ветвей конвейера может быть достигнуто путем подбора параметров демпфирующего устройства, которое снижает отраженные волны на границе ветви.

Дискретно-континуальное моделирование, демпфирующее устройство, снижение, продольные колебания, упругие элементы, скребковый конвейер.

Discrete-continual modeling is carried out and the reasonable wave method of decrease in longitudinal oscillations of elastic elements of scraper conveyor is offered. These oscillations as superposition of two poorly damped waves running towards each other are considered. It is shown that reduction of conveyors branches oscillations can be reached by selection of damping's device parameters which reduces reflected waves on branch border.

Discrete-continual modeling, damping device, longitudinal oscillations, elastic elements, scraper conveyor.

ОПТИМІЗАЦІЯ ЕНЕРГЕТИЧНОГО РЕЖИМУ РУХУ ГРЕЙФЕРНОГО ЗАХВАТУ

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
Ю.О. Ромасевич, кандидат технічних наук
П.В. Лимар, аспірант****

У роботі розв'язано задачу оптимізації режиму руху грейферного захвату за допомогою прямого варіаційного методу. Отримано оптимальний режим руху гідроциліндра, що керує щелепами захвату, який забезпечує мінімум енергетичних витрат.

Оптимізація, режим руху, варіаційний метод, грейферний захват.

Постановка проблеми. Комплексна механізація і автоматизація вантажно-розвантажувальних, транспортних, складських і інших робіт є однією з актуальних проблем. Оснащення вантажопідйомного устаткування спеціальними вантажозахватними пристроями, а саме грейферними механізмами, сприяє вирішенню цієї проблеми. Високопродуктивні грейферні механізми знаходять також застосування для технологічних цілей. Їх використовують для підготовки і подачі шихти на шихтових і скрапних дворах для робіт на рудних дворах, подачі і збирання формувальних матеріалів у ливарних цехах, тощо. Грейферні механізми використовують на підприємствах лісової, целюлозно-паперової промисловості, лісових складах вугільних шахт і лісоперевалочних базах. Ці механізми знаходять також застосування в сільському господарстві і для спеціальних цілей – проходки вертикальних стовбурів шахт, підйому висадженої породи із шурфів, підйому затонулих суден. Варто помітити, що грейферні механізми є основою виконавчих органів механічних роботів і маніпуляторів. Визначення оптимальних режимів руху грейферних механізмів за енергетичними витратами є актуальною задачею.

Аналіз останніх досліджень. Застосування гідравлічних приводів захвату є найбільш розповсюдженими. Вони розрізняються за положеннями гідроциліндра: з похилим, вертикальним і горизонтальним циліндрами [1]. Теоретичні аспекти, які розглядаються в процесі проектування грейферів це структурні властивості, параметри і кінематика руху грейферного механізму [2].

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

Даний механізм має одну ступінь рухомості, тобто одну ведучу ланку. Такою ланкою є шток гідроциліндра. Вихідними даними що визначають геометричні параметри грейфера є: $b=d=0.12$, $e=0.6$ м, $c=0.79$ м, $\theta=160^\circ$, $a=0.8$ м. Переміщення штока гідроциліндра характеризується координатою x , а переміщення щелеп визначаються координатами φ_1 і φ_2 , які визначаються залежностями:

$$\varphi_1 = \arccos \left(-B + \sqrt{\frac{B^2 - AC}{A}} \right); \quad (2)$$

$$\varphi_2 = \arccos \left\{ \frac{1}{b} \left[a - d \cos(\theta - \varphi_1) - \frac{e+x}{2} - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2(e+x)} \right] \right\}, \quad (3)$$

в яких для спрощення виразу використаємо наступні рівняння:

$$A = b^2 - 2bd \cos \theta + d^2;$$

$$B = \frac{1}{2} (b - d \cos \theta) \left(e - x - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{e + x} \right);$$

$$C = \frac{1}{4} \left(e + x - \frac{c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{e + x} \right)^2 - d^2 \sin^2 \theta,$$

де a – відстань між осями повороту грейфера; b, d – відстані від осей повороту щелеп до осей їх з'єднання з іншими ланками грейфера; c – довжина важеля 5; e – довжина штоку гідроциліндра; θ – кут розвороту лівої щелепи між кінематичними парами A і D .

Кут α , що показує нахил важеля 5 до горизонту, визначається за таким виразом:

$$\alpha = \arccos \left(\frac{(e+x)^2 + c^2 - b^2 - d^2 + 2bd \cos \theta}{2c(e+x)} \right). \quad (4)$$

Важіль 5 здійснює плоско-паралельний рух – поступальне переміщення центра мас (точка K) і поворот навколо цього центра з кутовою координатою α . Координати точки K визначаються такими залежностями:

$$\begin{cases} x_K = d \cos(\theta - \varphi_1) + \frac{1}{2} c \cos \alpha; \\ y_K = -d \sin(\theta - \varphi_1) + \frac{1}{2} c \sin \alpha. \end{cases} \quad (5)$$

Знайти також узагальнені швидкості точки K :

$$\begin{cases} \dot{x}_K = \dot{\varphi}_1 d \sin(\theta - \varphi_1) - \frac{\dot{\alpha}}{2} c \sin \alpha; \\ \dot{y}_K = \dot{\varphi}_1 d \cos(\theta - \varphi_1) + \frac{\dot{\alpha}}{2} c \cos \alpha. \end{cases} \quad (6)$$

Щелепи 4 і 3 здійснюють обертальний рух відносно точок O_1 і O_2 і характеризуються кутовими координатами φ_1 і φ_2 . Шток 1 гідроциліндра здійснює поступальний рух і його координати центра мас визначаються координатою точки A . Гільза 2 гідроциліндра здійснює поступальний рух і її координати центра мас визначаються координатою точки B . Нехтуємо можливим поворотом штока та гільзи гідроциліндра, оскільки вони практично відсутні.

Для оптимізації енергетичного режиму руху грейферного захвата використаємо інтегральний критерій, який представляє собою середнє за час руху значення кінетичної енергії

$$I_T = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} T dt, \quad (7)$$

де t – час; $t_1=5$ с – тривалість руху штока гідроциліндра з одного крайнього положення в інше; T – кінетична енергія грейфера.

Визначимо кінетичну енергію грейфера

$$T = \frac{1}{2} m_1 V_A^2 + \frac{1}{2} m_2 V_B^2 + \frac{1}{2} J_{O2} \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} J_{O1} \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} m_5 (\dot{x}_K^2 + \dot{y}_K^2) + \frac{1}{2} J_K \dot{\alpha}^2, \quad (8)$$

де $m_1=15$ кг, $m_2=20$ кг, $m_5=10$ кг – відповідно маси штока, гільзи гідроциліндра та важеля; $J_{O1}=J_{O2}=6,54$ кг·м² – моменти інерції щелеп відносно осей обертання; $J_K=0,52$ кг·м² – момент інерції важеля відносно центра мас; V_A , V_B лінійні швидкості точок A і B щелеп грейфера (рис.1); $\dot{x}_K$, $\dot{y}_K$ – горизонтальна та вертикальна складові швидкості центра мас важеля; $\dot{\varphi}_1$, $\dot{\varphi}_2$, $\dot{\alpha}$ – кутові швидкості відповідно лівої, правої щелеп та важеля.

Швидкості точок A і B щелеп грейфера визначаються залежностями:

$$\begin{cases} V_A = \dot{\varphi}_1 b \\ V_B = \dot{\varphi}_2 b' \end{cases} \quad (9)$$

де b – довжина плеча прикладання зусиль гідроциліндра.

Після підстановки залежностей (6) і (9) у вираз (8), отримаємо

$$T = \frac{1}{2} (m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{O1}) \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} (m_2 b'^2 + J_{O2}) \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} (m_5 c^2 / 4 + J_K) \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} m_5 c d \dot{\varphi}_1 \dot{\alpha} \cos(\theta + \alpha + \varphi_1). \quad (10)$$

Якщо прийняти

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_1 = \dot{x} \frac{\partial \varphi_1}{\partial x} \\ \dot{\varphi}_2 = \dot{x} \frac{\partial \varphi_2}{\partial x} \\ \dot{\alpha} = \dot{x} \frac{\partial \alpha}{\partial x} \end{cases}, \quad (11)$$

то кінетична енергія має такий вигляд:

$$T = \frac{1}{2}(m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{O1})\dot{x}^2 \left(\frac{\partial \varphi_1}{\partial x}\right)^2 + \frac{1}{2}(m_2 b^2 + J_{O2})\dot{x}^2 \left(\frac{\partial \varphi_2}{\partial x}\right)^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{m_5 c^2}{4} + J_K\right)\dot{x}^2 \left(\frac{\partial \alpha}{\partial x}\right)^2 + \frac{1}{2}m_5 c d \dot{x}^2 \frac{\partial \alpha}{\partial x} \frac{\partial \varphi_1}{\partial x} \cos(\theta + \alpha + \varphi_1). \quad (12)$$

Для знаходження оптимального енергетичного режиму руху грейферного механізму застосуємо класичне варіаційне числення. Для цього визначимо необхідну умову мінімуму критерію (7) – рівняння Ейлера-Пуассона [7], з урахуванням виразу (12). Умовою мінімуму критерію I_T є рівняння:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = 0. \quad (13)$$

Після підстановки виразу (12) у рівняння (13) отримаємо:

$$\begin{aligned} & \ddot{x} \left((m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{O1}) \left(\frac{d\varphi_1}{dx}\right)^2 + (m_2 b^2 + J_{O2}) \left(\frac{d\varphi_2}{dx}\right)^2 + \right. \\ & \quad \left. + \left(\frac{m_5 c^2}{4} + J_K\right) \left(\frac{d\alpha}{dx}\right)^2 + m_5 c d \frac{d\alpha}{dx} \frac{d\varphi_1}{dx} \cos(\theta + \alpha + \varphi_1) \right) + \dot{x}^2 \left((m_1 b^2 + m_5 d^2 + J_{O1}) \frac{d\varphi_1}{dx} \frac{d^2 \varphi_1}{dx^2} + \right. \\ & \quad \left. + (m_2 b^2 + J_{O2}) \frac{d\varphi_2}{dx} \frac{d^2 \varphi_2}{dx^2} + \left(\frac{m_5 c^2}{4} + J_K\right) \frac{d\alpha}{dx} \frac{d^2 \alpha}{dx^2} + \frac{1}{2} m_5 c d \times \right. \\ & \quad \left. \times \left(\left(\frac{d\alpha}{dx} \frac{d^2 \varphi_1}{dx^2} + \frac{d\varphi_1}{dx} \frac{d^2 \alpha}{dx^2}\right) \cos(\theta + \alpha + \varphi_1) - \left(\frac{d\alpha}{dx}\right)^2 \frac{d\varphi_1}{dx} + \right. \right. \\ & \quad \left. \left. + \left(\frac{d\varphi_1}{dx}\right)^2 \frac{d^2 \alpha}{dx^2} \right) \sin(\theta + \alpha + \varphi_1) \right) \right) = 0. \quad (14) \end{aligned}$$

Отримане рівняння є нелінійним однорідним диференціальним рівнянням другого порядку. Розв'язання вказаного рівняння є досить складною задачею, яка не може бути розв'язана в аналітичному вигляді. Тому використаємо прямий варіаційний метод, який запропоновано в роботі [10]. Задамо необхідні крайові умови:

$$\begin{cases} x(0) = x_0; \dot{x}_0 = 0; \\ x(t_1/2) = q_1; \\ x(t_1) = x_0 + s; \dot{x}_{t_1} = 0. \end{cases} \quad (15)$$

Згідно методу, знаходимо опорну функцію, яка є розв'язком

крайової задачі:

$$x(t) = \frac{16q_1 t^2(t-t_1)^2 - (2t-t_1)(st^2(4t-5t_1) + (8t^3 - 12t^2 t_1 + 2t t_1^2 + t_1^3)x_0)}{t_1^4}, \quad (16)$$

де q_1 – положення штока гідроциліндра; $s=0,25\text{м}$ – хід штока гідроциліндра; $x_0=0,05\text{м}$ – початкове положення гідроциліндра. Підставимо закон руху у підінтегральний вираз (12) функціоналу (7) та знайдемо інтеграл. Функціонал перетворюється у складну функцію параметра q_1 . Для того, щоб мінімізувати значення інтегралу необхідно розв'язати рівняння

$$\frac{\partial I}{\partial q_1} = 0. \quad (17)$$

Це рівняння має лінійний алгебраїчний вигляд, тому будемо шукати мінімум критерію безпосередньо підстановкою значень q_1 у вираз функціоналу та порівнювати величини критерію між собою. Для цього був розроблений алгоритм, приведений нижче (рис. 2).

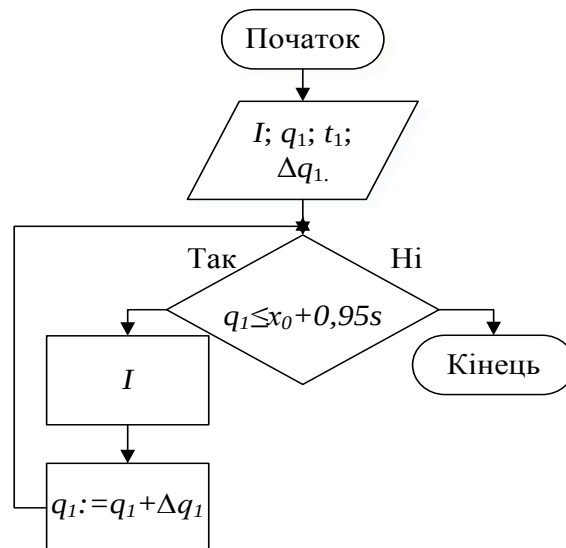


Рис. 2. Алгоритм знаходження мінімуму критерію.

Сутність алгоритму полягає в тому, що на кожному кроці циклу до кожного значення q_1 додається крок $\Delta q_1 = s \cdot 0,01$ і визначається величина критерію. Після проходження всіх циклів, значення порівнюються між собою і знаходиться найменше значення критерію (рис. 3). Також побудуємо графік швидкості зміни положення штока гідроциліндра q_1 (рис. 4).

На основі проведених розрахунків визначили, що найменше значення критерію досягається при $q_1 = 0,1725$ та побудували графік (рис. 3). Для цього значення наведемо кінематичні функції руху щелеп (рис. 5 – рис. 7).

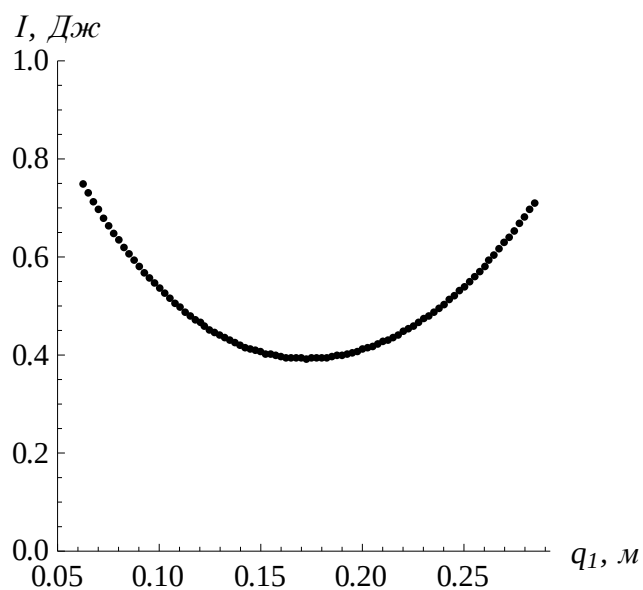


Рис. 3. Графік залежності величин критерію від параметра q_1 .

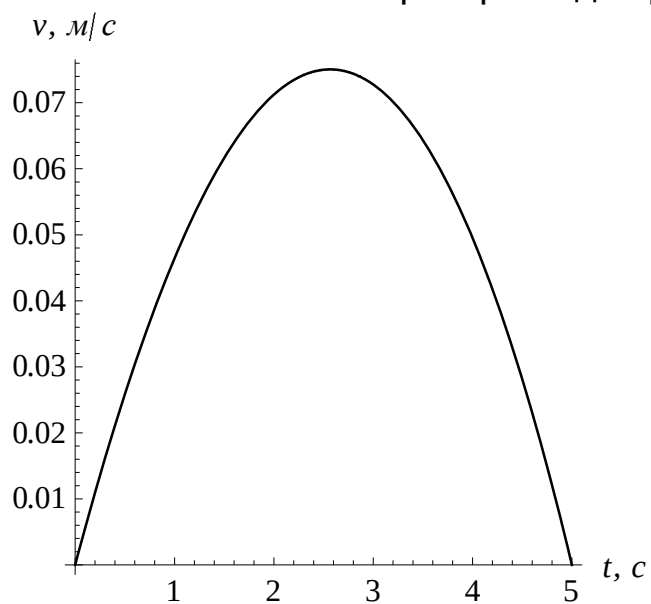
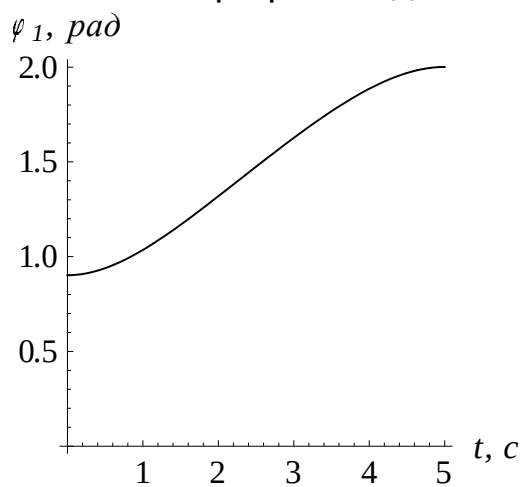
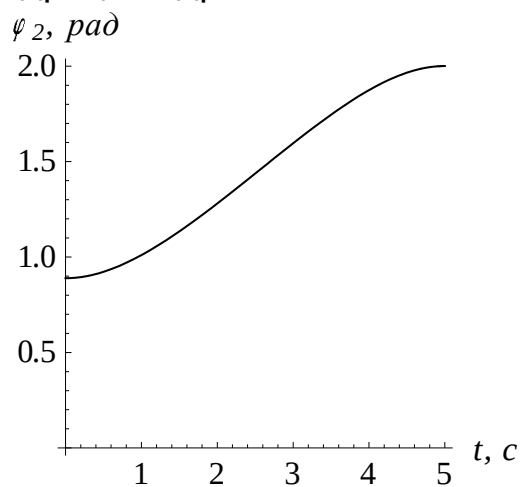


Рис. 4. Графік швидкості штоку гідроциліндра.



а)



б)

Рис. 5. Графіки зміни кутових координат кутів: а – $\varphi_1(t)$; б – $\varphi_2(t)$.

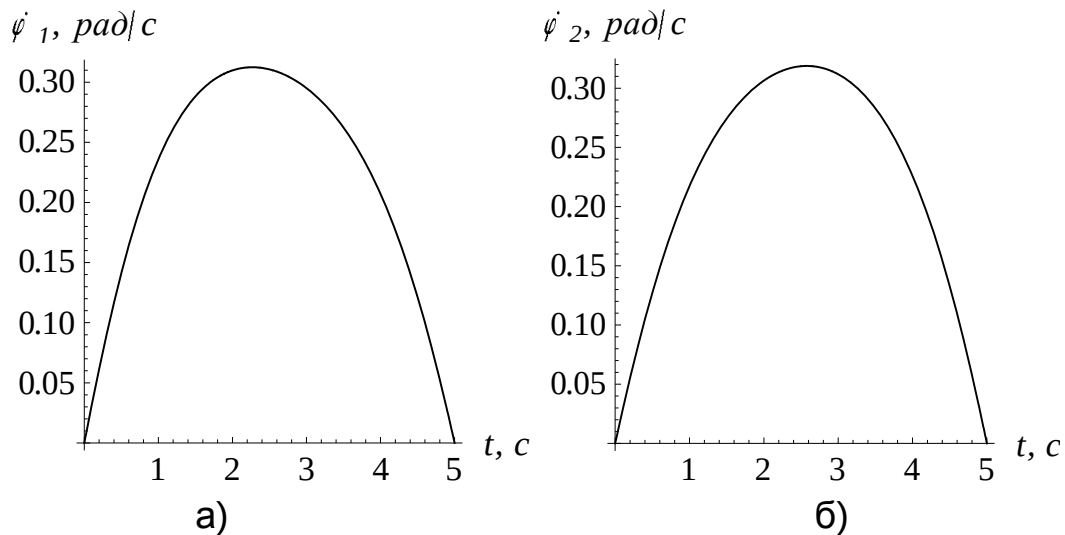


Рис. 6. Графіки кутових швидкостей: а - $\dot{\psi}_1(t)$; б - $\dot{\psi}_2(t)$.

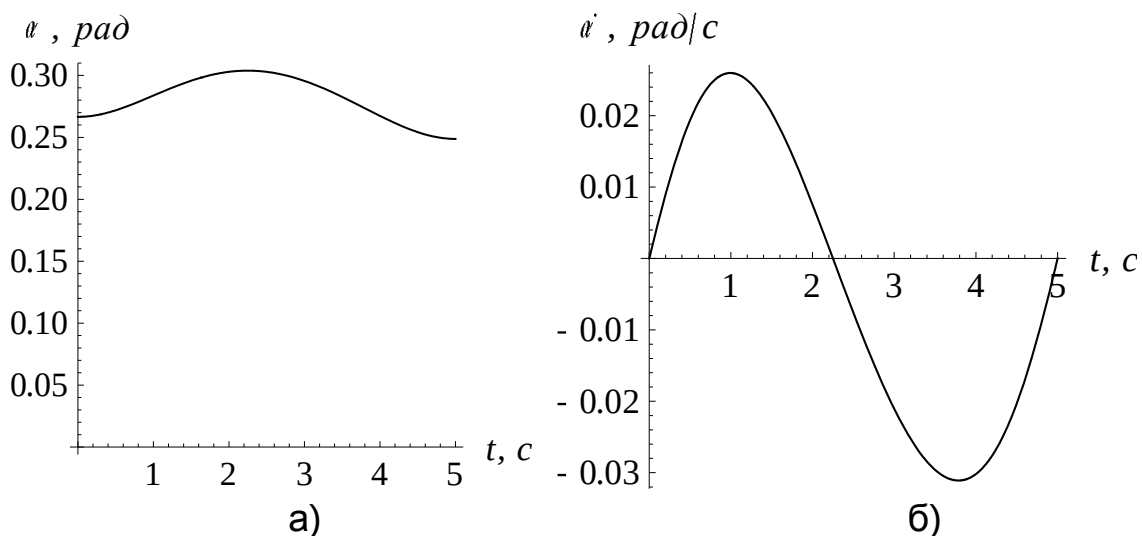


Рис. 7. Графіки зміни кутової координати (а) і швидкості (б) важеля.

З даних графіків видно, що отриманий оптимальний режим руху гідроциліндра при закриванні щелеп грейфера забезпечує не значну зміну кутових координат та плавну зміну кутової швидкості щелеп.

Висновки

Синтезовано наближений до оптимального енергетичного режиму, режим руху гідроциліндра грейферного механізму, що керує щелепами, який доставляє мінімум обраному критерію середнього значення кінетичної енергії за час руху.

Закон руху (16) представляє собою оптимальний режим руху, що забезпечує мінімум енергетичних витрат і дає можливість підвищити ефективність роботи грейферного механізму. Він може бути реалізований засобами мехатроніки.

Список літератури

1. Wang, J. and G. Li. 1993. A review of log grapple used in China. J. of Forest Engineering. 4(2): P. 33–36.
2. Wang, J. 1990. Study on the theories of log grapples. Ph.D. Dissertation. Northeast Forestry University, Harbin, China. 311 pp.
3. Таубер Б.А. Грейферные механизмы. Теория, расчет и конструкции / Б.А. Таубер. – М.: Машиностроение, 1967. – 424 с.
4. Асяткин О.П. Исследование основных конструктивных и эксплуатационных параметров напорных грейферов для погрузки силоса на животноводческих фермах. Автореф. дис. канд. техн. наук / О.П. Асяткин. – Краснодар, 1966. – 25 с.
5. Грицюк С.И. Методика проекторочного расчета гидравлического грейфера для стеблевых грузов / С.И. Грицюк // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1975. – №12. – С. 22–24.
6. Григоров О.В. Оптимальне керування рухом механізмів вантажопідйомних машин / О.В. Григоров, В. Ловейкін. – К.: Наука, 1997. – 262с.
7. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / В.С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
8. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук, С.І. Пастушенко. – Київ-Миколаїв: МДАУ, 2004. – 285 с.
9. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом / В.С. Ловейкін, А.В. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2010. – Том 15. – №1. – С. 30–39.
10. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2010. – 184 с.

В работе решена задача оптимизации режима движения грейферного захвата с помощью прямого вариационного метода. Получен оптимальный режим движения гидроцилиндра, управляющий челюстями захвата, который обеспечивает минимум энергетических затрат.

Оптимизация, режим движения, вариационный метод, грейферный захват.

In paper solved the problem of optimization of motion mode clam Bucket by direct variational method. Try the optimal mode of motion hydraulic cylinder that controls the jaws of capture, which minimizes energy costs.

Optimization, drive mode, variational method, grapple.

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА-ЗМІШУВАЧА

В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
А.В. Гудова, аспірант*

Визначені експериментальні залежності впливу режимних параметрів конвеєра-змішувача на процес змішування. Побудовані поверхні відгуку результатів експериментальних досліджень продуктивності та якості змішування кормосуміші від параметрів конвеєра-змішувача.

Конвеєр, змішувач, продуктивність, параметр.

Постановка проблеми. Змішування компонентів є одним із основних процесів сільськогосподарського виробництва, який застосовується у всіх його галузях, в тому числі для приготування посівного матеріалу, протруювання у насінництві, приготування кормів і введення мікроелементів в кормові суміші у тваринництві тощо. Найширшого практичного застосування набули шнекові змішувачі. До їх переваг відносять можливість неперервного змішування, коротку тривалість процесу змішування, незначні габаритні розміри тощо [6]. Однак є певні недоліки, зокрема гвинтові конвеєри-змішувачі не забезпечують високої якості суміші.

Тому виникла необхідність розробки гвинтового конвеєра-змішувача з вібраційним пристроєм, щоб поєднати перемішувачий ефект шнека з впливом вібрації на матеріал, з метою інтенсифікації процесу змішування і транспортування, забезпечення високої якості перемішування компонентів, зменшення тривалості циклу та ліквідування «мертвих зон».

Аналіз останніх досліджень. Теоретичні залежності й загальні положення процесу змішування та взаємодії сипучих матеріалів з робочими органами наведені в працях Василенка П.М.[2], Ревенка І.І. [4], Плачкової В.О.[7], Гурика О.Я.[6], Кукти Г.М. [3] та ін.

Аналіз робіт довів, що застосування частіше всього лопатевих чи гвинтових змішувачів не дає необхідної якості перемішування кормосуміші. Однак завдяки вібрації можна досягти необхідної однорідності кормосуміші [5].

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

Тому метою даних досліджень є визначення експериментальних залежностей впливу режимних параметрів конвеєра-змішувача на процес змішування суміші.

Результати досліджень. Для встановлення раціональних режимних параметрів процесу змішування сипких матеріалів проведений багатофакторний експеримент за визначенням впливу частоти обертання гвинтового вала, коефіцієнта заповнення та амплітуди коливань жолоба на якість суміші та продуктивність змішувача. Дослідження процесу змішування проводились за планом Бокса-Бенкена. Це один з різновидів статистичних планів, які застосовуються при плануванні наукових експериментів. Цей план дозволяє отримувати максимальну кількість об'єктивної інформації про вплив чинників, що вивчаються, на виробничий процес за допомогою найменшого числа дослідів. Область планування – гіперкуб, причому кожний з чинників приймає значення на трьох рівнях: $-1, 0$ і $+1$ [8].

Плани Бокса-Бенкена належать до планів другого порядку, тобто вони забезпечують одержання регресійної моделі у вигляді повного квадратичного поліному:

$$Y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i \cdot x_i + \sum_{i=1}^{k-1} \sum_{j=i+1}^k b_{ij} \cdot x_i \cdot x_j + \sum_{i=1}^k b_{ii} \cdot x_i^2, \quad (1)$$

де Y – цільова функція; b_i, b_{ij}, b_{ii} – розрахункові коефіцієнти моделі; k – число факторів (табл 1).

1. Фактори та рівні варіювання параметрів моделі.

Рівні та інтервали варіювання	Кодоване значення	Фактори та їх позначення		
		Частота обертання гвинтового вала n , рад/с (x_1)	Коефіцієнт заповнення ψ , (x_2)	Амплітуда коливань жолоба A , мм (x_3)
Верхній рівень	+1	7,3	0,4	2
Основний рівень	0	6,6	0,35	1
Нижній рівень	-1	5,9	0,3	0
Інтервал варіювання		0,7	0,05	1

Цільовою функцією Y вибрано однорідність у першому випадку та продуктивність у другому. Матриця планування реалізована на горизонтальному тихохідному конвеєрі-змішувачі гвинтового типу з вібраційним пристроєм. Згідно з програмою експериментальних досліджень проведено по 15 дослідів в п'ятикратній повторності. За незалежні змінні приймали: 1. Тривалість активації – 60 с. 2. Крок шнека – 275 мм. 3. Частота обертання вала змішувача – 6,6 рад/с². 4. Зовнішній діаметр шнека – 250 мм. 5. Частота коливань вібратора – 50 Гц.

Обробка експериментальних даних проводилась за допомогою регресійного аналізу, який проводиться на основі побудованого рівняння регресії і визначає внесок кожної незалежної змінної у варіацію досліджуваної залежної змінної величини, тобто визначає вплив факторів на результативний показник [9]. За результатами трифакторного експерименту, що характеризує вплив x_1 , x_2 , x_3 на якість суміші та продуктивність конвеєра-змішувача з урахуванням значущих коефіцієнтів, отримано такі рівняння регресії:

- для визначення однорідності:

$$Y = -44,4637 \cdot x_1 - 3709,5732 \cdot x_2 + 70,8286 \cdot x_3 + 3896,004 \cdot x_1 \cdot x_2 + \quad (2)$$

$$+ 245,033 \cdot x_1 \cdot x_3 + 4291,0832 \cdot x_2 \cdot x_3$$

- для визначення продуктивності:

$$Y = 0,4631 \cdot x_1 - 1473,2453 \cdot x_2 - 4,1233 \cdot x_3 + 1588,2635 \cdot x_1 \cdot x_2 + \quad (3)$$

$$+ 18,9499 \cdot x_1 \cdot x_3 + 1390,3273 \cdot x_2 \cdot x_3$$

Побудовано поверхні відгуку змінних закодованих факторів впливу на однорідність суміші (рис. 1) та продуктивність конвеєра-змішувача (рис. 2).

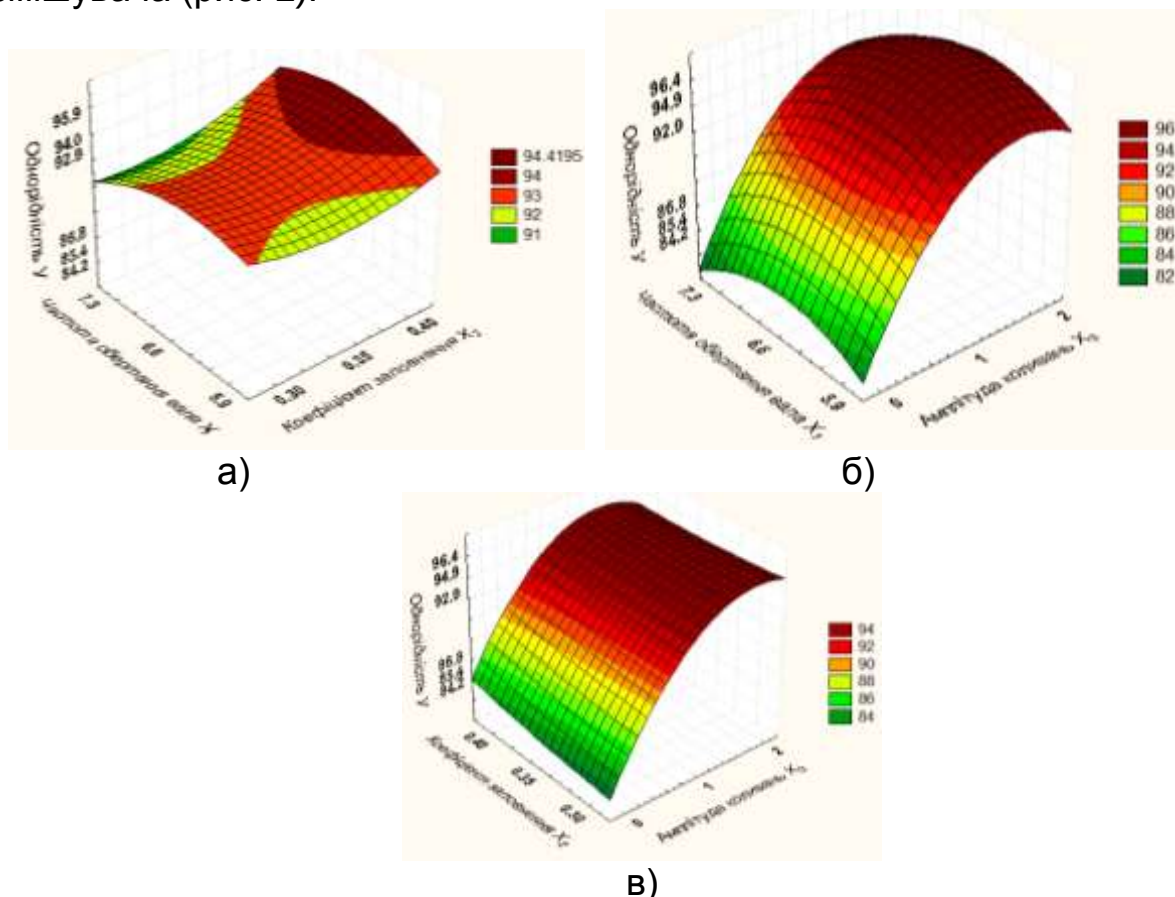
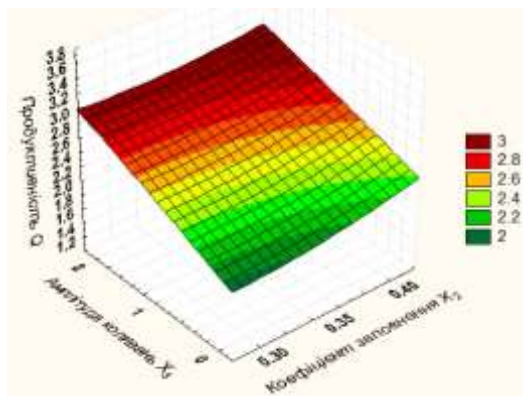
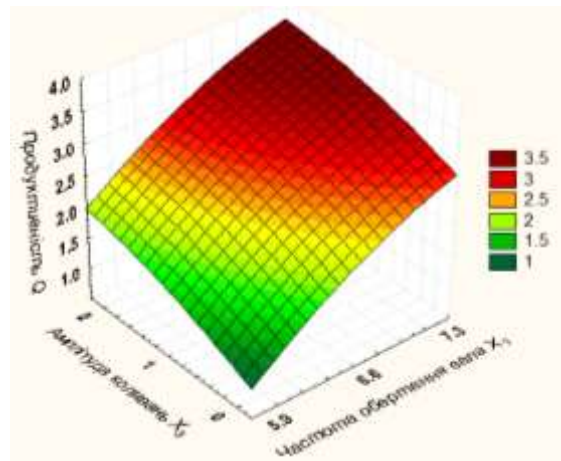


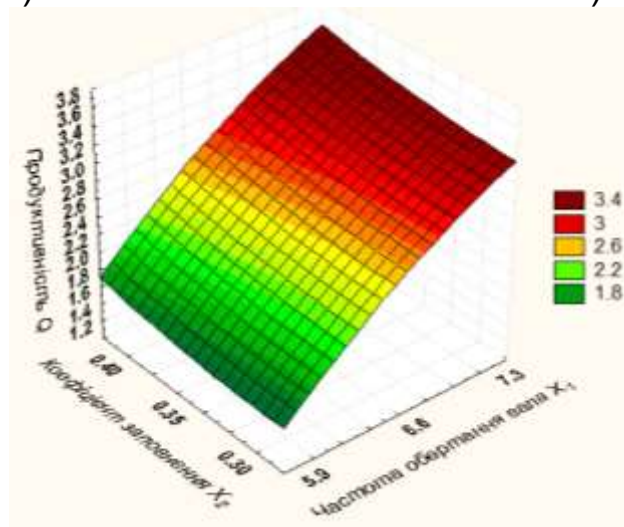
Рис. 1. Залежність однорідності від: а) частоти обертання гвинтового вала і коефіцієнта заповнення жолоба; б) частоти обертання гвинтового вала і амплітуди коливання жолоба; в) коефіцієнта заповнення жолоба і амплітуди коливання жолоба.



а)



б)



в)

Рис. 2. Залежність продуктивності від: а) амплітуди коливання жолоба і коефіцієнта заповнення жолоба; б) амплітуди коливання жолоба і частоти обертання гвинтового вала; в) коефіцієнта заповнення жолоба і амплітуди коливання жолоба.

Аналізуючи рівняння поверхонь, які графічно представлені на рис. 1, можна стверджувати, що на якість суміші впливають всі вище згадані фактори. При цьому збільшення амплітуди коливань жолоба (тобто вібрація) має значний вплив на однорідність суміші, значення якої сягає 96%.

Також необхідно відмітити, що рівномірність змішування без використання вібрації не відповідає зоотехнічним умовам [1], адже показники якості складають 82-84%.

В підсумку можна сказати, що однорідність суміші збільшується із одночасним збільшенням частоти обертання шнека, коефіцієнта заповнення та амплітуди коливань жолоба.

Результати експериментальних досліджень та графічні залежності (рис. 2) свідчать, що збільшення частоти обертання

шнека, амплітуди коливань та коефіцієнта заповнення жолоба сприяє збільшенню продуктивності конвеєра-змішувача.

З рис. 2 також видно, що значний вплив на продуктивність змішувача має амплітуда коливань жолоба. З'ясовано, що із збільшенням коливань інтенсифікується процес руху сипких матеріалів, що забезпечує підвищення продуктивності. Заключним етапом математичної обробки експериментальних даних є визначення оптимальних параметрів експериментальної установки.

Отже, раціональному режиму роботи гвинтового змішувача відповідають такі параметри: частота обертання гвинта $\omega=6,6$ рад/с, коефіцієнт заповнення жолоба $\psi=0,35$ та амплітуда коливань $A=2$ мм. При цьому продуктивність змішувача склала 3,0...3,5 т/год при коефіцієнті однорідності суміші 94...96%.

Висновок. У результаті проведення експериментальних досліджень визначено оптимальні параметри конвеєра-змішувача гвинтового типу, які забезпечують максимально можливу продуктивність змішування (до 3,5т/год) при достатній однорідності суміші (до 96%). Встановлено вплив вібраційної дії на процес руху кормосуміші та однорідність її приготування.

Список літератури

1. *Ведомственные нормы технологического проектирования кормоцехов для животноводческих предприятий* [Електронний ресурс]. – Режим доступу: URL: <http://files.stroyinf.ru/Data1/9/9286/> - Назва з екрану.
2. *Василенко П.М.* К методике составления дифференциальных уравнений движения частицы материала по фрикционным рабочим поверхностям сельскохозяйственных машин / *П.М. Василенко* // Конструирование и технология производства сельскохозяйственных машин. –1973. – №3. – С.3–18.
3. *Кукта Г.М.* Технология переработки и приготовления кормов / *Г.М. Кукта*. – М.: Колос, 1978. – 240 с.
4. *Ревенко І.І.* Машини та обладнання для тваринництва : підручник / *Ревенко І.І., Брагінець М.В., Ребенко В.І.* – К.: Кондор, 2011. – 731 с.
5. *Межуева Л.В.* Обоснование влияния виброэффектов на однородность кормовой смеси : Дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / *Межуева Лариса Владимировна*. – Оренбург, 2003. – 241 с.
6. *Гурик О.Я.* Обґрунтування параметрів транспортерів-змішувачів сипких матеріалів: Дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / *Гурик Олег Ярославович*. – Тернопіль, 2003. – 188 с.
7. *Плачкова В.А.* Совершенствование рабочего процесса винтового дозатора трудносыпучих кормов путем применения угловой вибрации : Дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / *Плачкова Валентина Алексеевна*. – Челябинск, 1984. – 225 с.
8. *Регрессия поверхности отклика* [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.statistica.ru/home/portal/applications/Multivariatadvisor/GLM/Regression/ResponseSurfaceREgression.htm>- Назва з екрану.
9. *Регресійний аналіз* [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://libfree.com/114811945_ekonomikaregresiyniy_analiz.html- Назва з екрану.

Определены экспериментальные зависимости влияния режимных параметров конвейера-смесителя на процесс смешивания. Построены поверхности отклика результатов экспериментальных исследований производительности и качества смешивания кормосмесей от параметров конвейера-смешивателя.

Конвейер, смеситель, производительность, параметр.

Experimental dependences of influence of regime parameters of conveyor mixer on mixing process are defined. Response surfaces of outcomes of experimental researches of productivity and quality of blending feedmixing from conveyor mixer parameters are defined.

Conveyor, mixer, productivity, parameter.

УДК 631.1

ПРАВОВІ ЗАСАДИ ВИКОРИСТАННЯ ЛЕГАЛЬНИХ МЕТОДІВ МОНІТОРИНГУ ТЕХНІКИ АПК УКРАЇНИ

В.Н. Большаков, кандидат юридичних наук

І.Л. Роговський, кандидат технічних наук

У статті розглядається вплив правового регулювання методів моніторингу сільськогосподарської техніки на ефективність інноваційної політики АПК України.

Моніторинг, метод, техніка.

Постановка проблеми. Як відомо, одне з тлумачень моніторингу – отримання інформації з відкритих джерел.

Розвиток бізнесу в сільськогосподарському машинобудуванні на сучасному етапі розвитку, все більше залежить від швидкості отримання, обробки і передачі достовірної, надійної і прогнозуючої інформації – без цього прибутку не отримати, тим більше, що додана вартість створюється переважно завдяки знанням, а не дешевою робочою силою.

Аналіз останніх досліджень. Радянському Союзу не вдалося витримати економічного суперництва із капіталістичними країнами, тому що відповідальні особи упевнившись у своїй ідеологічній перевазі перестали реально мислити в частині впровадження нових знань та ідей [1, С. 30]. Як загальновідомо, інноваційна політика держави є запорукою її економічної могутності, а, бажання бути успішним примушує людей змагатися, суперничати, конкурувати [2, С. 53–120].

© В.Н. Большаков, І.Л. Роговський, 2013

Определены экспериментальные зависимости влияния режимных параметров конвейера-смесителя на процесс смешивания. Построены поверхности отклика результатов экспериментальных исследований производительности и качества смешивания кормосмесей от параметров конвейера-смешивателя.

Конвейер, смеситель, производительность, параметр.

Experimental dependences of influence of regime parameters of conveyor mixer on mixing process are defined. Response surfaces of outcomes of experimental researches of productivity and quality of blending feedmixing from conveyor mixer parameters are defined.

Conveyor, mixer, productivity, parameter.

УДК 631.1

ПРАВОВІ ЗАСАДИ ВИКОРИСТАННЯ ЛЕГАЛЬНИХ МЕТОДІВ МОНІТОРИНГУ ТЕХНІКИ АПК УКРАЇНИ

В.Н. Большаков, кандидат юридичних наук

І.Л. Роговський, кандидат технічних наук

У статті розглядається вплив правового регулювання методів моніторингу сільськогосподарської техніки на ефективність інноваційної політики АПК України.

Моніторинг, метод, техніка.

Постановка проблеми. Як відомо, одне з тлумачень моніторингу – отримання інформації з відкритих джерел.

Розвиток бізнесу в сільськогосподарському машинобудуванні на сучасному етапі розвитку, все більше залежить від швидкості отримання, обробки і передачі достовірної, надійної і прогнозуючої інформації – без цього прибутку не отримати, тим більше, що додана вартість створюється переважно завдяки знанням, а не дешевою робочою силою.

Аналіз останніх досліджень. Радянському Союзу не вдалося витримати економічного суперництва із капіталістичними країнами, тому що відповідальні особи упевнившись у своїй ідеологічній перевазі перестали реально мислити в частині впровадження нових знань та ідей [1, С. 30]. Як загальновідомо, інноваційна політика держави є запорукою її економічної могутності, а, бажання бути успішним примушує людей змагатися, суперничати, конкурувати [2, С. 53–120].

© В.Н. Большаков, І.Л. Роговський, 2013

Основною галуззю економіки країни, від якої залежать інші є агропромисловий комплекс [3, С. 8].

У заяві 42-й Президент Сполучених Штатів Америки Білла Клінтона «Про стратегію національної безпеки, її укріпленні і реалізації» вказано «...щоб адекватно прогнозувати небезпеки для демократії та розвитку економіки США, розвідувальне співтовариство повинно стежити за політичним, економічним, соціальним і військовим розвитком регіонів світу, де у найбільшій мірі виникає небезпека до інтересів США і де відкритий збір інформації ускладнено». Для цього у більшості випадків використовується моніторинг вимірів і аналіз сигнатур без порушень закону.

Ж. Берж'є писав: "Один технічний пристрій, описаний в радянській брошурі, продавався в Парижі за 60 сантимів. Проте дані, взяті з цієї брошури, без будь-яких змін були продані за величезну суму одній американській компанії. Інформація, що виходить від промислового шпигуна, додає більше довіри, ніж та ж інформація, що поширюється безкоштовно" [5].

Відомі можливості в отриманні закритої інформації дає спеціальне вивчення авторів. Виявлення моніторингової інформації невідомого або маловідомого автора може бути пов'язано з його виходом з режимних організацій. Такі автори-розробники намагаються опублікувати в тій чи іншій формі свій науковий доробок, що йому було раніше недозволено. Досвідчений експерт зможе визначити, чим займався цей автор і в колишній організації.

Дублювання повідомлень в засобах масової інформації чи комунікаціях має як позитивні, так і свої негативні сторони. Наприклад, в загальнонаукових журналах зазвичай публікуються технічні рішення – як популяризатори ряду наукових напрямків. Додаткові, дуже важливі, відомості можна отримати з їх повідомлень. Так, оглядач наукового журналу "Physics Today" (1985, №6, С. 21) робить огляд перспективних напрямів у сфері стандартів частоти і приходить до висновку, що через три роки можуть бути створені портативні атомні годинники, при цьому посиляється на статтю фахівця з академічного журналу. За результатами перевірки встановлено, що таких відомостей в цій статті не виявилось. На основі зазначеного можна зробити висновок, що, можливо, важливий прогноз отримано оглядачем в приватній розмові. На наше переконання, звичайний потік зарубіжної науково-технічної інформації містить великі можливості для виявлення новітніх закритих реалій. Так за висловом Ж. Берж'є [5], "...саму секретну інформацію можна витягнути на 95% простим читанням преси ...", однак це також можливо, за словами Луї Пастера, тільки [4, С. 7, 17] "... для підготовленого розуму ...".

Мета досліджень виявити вплив правового регулювання методів моніторингу сільськогосподарської техніки на ефективність інноваційної політики АПК України.

Результати досліджень. На сучасному етапі розвитку суспільства, в епоху інформаційної інтернет революції, встановлюється важливість саме моніторингу сільськогосподарської техніки для підвищення ефективності інноваційної політики України, зокрема в агропромисловому комплексі.

Так, зокрема, це підтверджує вислів резидента Центрального Розвідвального Управління в Анголі Стоквела: «Я завербував агента. Його викрили і знищили. Після його смерті я проглянув його досьє. За п'ять років він не дав ні одного повідомлення, яке б неможливо було отримати з відкритих джерел. Він не зробив нічого такого, щоб врятувало земну кулю» [3, С. 8]. Сам М. Любимов, ветеран державної інформаційної служби з 25-річним стажем сказав наступне: «За 25 років служби у розвідці (державній інформаційній службі) я бачив не так багато повідомлень, які б ми не могли отримати з преси і, які були б важливі, у тому числі і секретні документи з ворожого стану, як правило не приносили нічого важливого [3, С. 8].

Підтвердженням є ті обставини, що вже у 70-ті роки минулого сторіччя непотрібно було посилати армію шпигунів за кордон. Достатньо було як великим пилососом збирати всю друковану продукцію. Після цього, як золотодобувач промиває гори породи у пошуках крупинок золота, проаналізувати усю, що є в отриманих джерелах інформацію. На сучасному етапі розвитку прогресу встановлено, що рекламний проспект не гірше законспірованого агента [5, С. 102].

Зазначені обставини свідчать про те, що на сучасному етапі розвитку суспільства суспільства найбільш важливою складовою національної безпеки України є економічна безпека, при цьому основним об'єктом заходів безпеки є підприємницька діяльність. Як свідчить практика, бізнес сільськогосподарського машинобудування розвивається по тих же законах, що й військова діяльність. Це дає можливість зробити висновок про те, що у бізнесі як і в військовій справі наступив час гуманізації процесів, тому замість кровопролитних бойових дій та промислового шпигунства для вирішення завдань підприємницької діяльності використовуються спеціальні інформаційні дослідження.

Загальновідомо, що великі виробники сільськогосподарської продукції в Україні ігнорують вітчизняні комбайни з причини їх низької якості. Як підприємству сільськогосподарського машинобудування вдається залишатися на плаву?

Загальновідомо, що в УРСР не було свого заводу сільськогосподарського машинобудування, який би спеціалізувався на зернозбиральних комбайнах. Таку техніку українським аграріям постачали переважно Гомельський і Ростовський заводи сільськогосподарського машинобудування («Гомсільмаш» і «Ростсільмаш»). На вітчизняному Херсонському заводі сільськогосподарського машинобудування (далі – Херсонмаш) випускали зовсім інші комбайни – кукурудзозбиральні.

Ідея розширити асортимент Херсонмашу виникла через кілька років після розпаду СРСР. Виник казус: житниця Європи, не виробляє власних зернозбиральних комбайнів. При цьому необхідно відмітити, що віділити гроші на придбання імпоротної техніки для використання в агропромисловому секторі в сільськогосподарських підприємств немає можливості.

Так в 1992 році Дніпропетровське конструкторське бюро «Південне», яке відоме як спеціалізоване конструкторське бюро (далі – СКБ) з проектування та розробки балістичних ракет, почало розробляти проект вітчизняного зернозбирального комбайна. У 1995 році на Херсонмаші за конструкторською документацією СКБ «Південне» здійснили збирання експериментального зразка зернозбирального комбайна «Славутич». У процесі проведення випробувань було встановлено, що через конструкторські прорахунки колеса не витримали маси експериментального комбайна [6, С. 73–75].

У 1993 році на базі Херсонмаша почалися розробки організаційно-правових засад щодо створення спільного підприємства з John Deere. Передбачалося, що компанія John Deere передасть українським виробникам сільгосптехніки технології зернозбирального виробництва і буде постачати комплектуючі. Згідно розрахунків після реалізації подібного задуму бюджет України міг би зекономити на дотаціях селу \$ 220-250 млн на рік.

З невстановлених причин зазначений проект здійсненим не був і залишився на папері. З 1998 року на Херсонмаші почався випуск удосконаленої моделі зернозбирального комбайна «Славутич». В процесі їх експлуатації було встановлено, що такі зернозбиральні комбайни мали недостатню надійність у зв'язку із значною частотою відмов [6, С. 73–75]. Згідно висновків фахівців продукція Херсонмашу не витримувала конкуренції. В якості обґрунтування цього висновку можна запропонувати наступне. Технічний директор Harv East Holding Артем Грішуненков, на основі системного аналізу експлуатаційних характеристик вітчизняної сільгосптехніки зробив висновок: «Імпортні та вітчизняні комбайни можна навіть порівнювати». Головний інженер «Продуксім» Юрій Роговой свідчить: «Херсонські «Славутич» і «Скіф» ламаються щодня».

У зв'язку із зазначеним необхідно відмітити, що за день простою комбайна в період збиральної кампанії на кожному гектарі осипається приблизно центнер врожаю зернових культур. Згідно оцінки заступника директора департаменту інженерно-технічного забезпечення Мінагрополітики та продовольства України Павла Гринька, щорічні втрати врожаю за рахунок простоїв зернозбиральних комбайнів наближаються до 6 млн тон зерна. Деякі аналітики відзначають, що Херсонські комбайни це дуже вагомий фактор підвищення собівартості виробництва врожаю зернових культур. Згідно висновків Павла Гринька, на кожную тонну зерна комбайни Херсонмашу витрачають 3,5–4,5 л палива, тоді як іноземні аналоги – близько 1 л [6, С. 73–75].

Зазначене свідчить про необхідність підвищення експлуатаційної ефективності сільськогосподарської техніки, що виробляється в Україні. На сучасному етапі розвитку прогресу на Херсонмаші намагаються використовувати зарубіжний досвід виробництва сільськогосподарської техніки. Таким чином емпірично встановлено статус Херсонських комбайнів на тлі іноземних конкурентів: на папері відмінностей небагато, але великі українські агрохолдинги вітчизняну техніку не закуповують.

На сучасному етапі розвитку суспільства необхідно використати досвід Китайської Народної Республіки (далі – КНР) з розвитку військової техніки. Військові КНР на протязі останніх двадцяти років проводять ефективну інноваційну політику: вони закуповують по два зразки сучасної військової техніки (літаки, танки, артилерійські установки тощо), проводять їх реінжиніринг, модернізують і на основі цього запускають у виробництво власну бойову техніку, причому конкурентоспроможну. Про це свідчать неодноразові скарги і звернення державних установ Російської Федерації (далі – РФ) до посольства КНР. При цьому, незважаючи на зазначені заходи державних установ РФ, КНР продовжує закупівлю «сигнальних» зразків бойової техніки РФ та проводить їх наступну модернізацію, тому, що зазначені дії не суперечать нормам міжнародного інформаційного права і також взаємовигідні як РФ, так і КНР. Такі дії вигідні КНР, тому, що він отримує завдяки реінжинірингу нову техніку, а РФ організовує ремонтні бази в країнах, до яких КНР продає свою бойову техніку, і завдяки тому ж реінжинірингу має достовірну інформацію про сучасну виробничу базу КНР [7, С. 18–30]. Такого роду інформаційна діяльність необхідна і в Україні. Необхідно закупати по два зразки сільгосптехніки, один зразок розбирати і проводити реінжиніринг з метою виявлення конструктивних і технологічних особливостей, а інший досліджувати на предмет виявлення позитивних експлуатаційних якостей.

При цьому для проведення реінжинірингу необхідно використовувати досвід з моніторингу (інформаційної діяльності) розвинених машинобудівних країн (Німеччина, США, Фінляндія).

Діяльність з отримання інформації є інформаційною. Інформаційна діяльність проводиться як з відкритою, легальною інформацією так і з інформацією закритих режимів – таємною та для службового користування. Інформаційна діяльність, що здійснюється з відкритою інформацією і легальними методами є моніторингом в межах правового регулювання. На сучасному етапі розвитку суспільства зазначену інформацію можна отримати з відкритих джерел. Зазначене підтверджується досвідом інформаційно-розвідувальної діяльності, що проводилась у роки Другої Світової війни Управлінням Стратегічних Служб США.

Так, досвідченим аналітиком, яким є генерал Уільям Донован, була запропонована особлива робота в Управленні Стратегічних Служб США – це ті «100 професорів», про яких повідомляють всі публікації інформаційних відомств США, що присвячені історії розвідки (державної інформаційної служби) США. Наприклад, Джозеф Чемберлен повідомляє, що спочатку Управління Стратегічних Служб США це центральна розвідувальна служба періоду другої світової війни – складалася, головним чином, з так званих «100 професорів» – немолодих спеціалістів, які створили основу відділу із збирання і аналізу інформації. «Цей відділ, довів, що бібліотеки та мікрофільмовані німецькі журнали можуть дати більше необхідних відомостей, ніж цілий взвод Мата Харі» [7, С. 537].

На сучасному етапі розвитку суспільства зазначений метод отримання інформації, зокрема з «відкритих джерел» має величезне значення. Так, загальновідомо, що на сьогоднішній день кожний крок будь-якої людини знаходиться під особливою увагою різних напрямків електронного стеження. При цьому всі дані особистого життя будь-якого члена суспільства зібрані воедино і дозволяють, на основі результатів системного аналізу первинної інформації будь-якого рівня достовірності створювати вторинну достовірну інформацію. Прикладом такого виду інформаційної діяльності є випадок 1939 року з виявлення початку робіт щодо ядерної зброї у Німеччині. Так, зокрема, у 1939 році фізик Альберт Ейнштейн, що емігрував до США після приходу до влади в Німеччині Адольфа Гітлера, направив президенту США Теодору Рузвельту лист. В ньому він звернув увагу на тривожний факт, що Німеччина припинила продаж урана із захоплених чехословацьких рудників [8, С. 14–15]. Тобто, Альберт Ейнштейн, використовуючи дані з відкритих джерел методом системного аналізу відкритої науково-технічної інформації виявив достовірний факт, який використовувався опонентами у режимі

державної таємниці. На сучасному етапі розвитку суспільства такого виду факти можна виявити наприклад завдяки персональному комп'ютеру. Це ланка для будь-якої онлайнової інформаційної діяльності. Тобто можна проводити стеження за будь-яким комп'ютером виявляючи інтереси будь-якої особи при інтернет-пошуку. Зазначена інформація є відкритою, тому її отримання без згоди особи, про яку ця інформація збирається, є законною.

На сучасному етапі розвитку суспільства в напрямку перетворення в інформаційне суспільство емпірично встановлені найбільш ефективні способи інформаційної діяльності (моніторингу) для отримання інформації з відкритих джерел без порушень закону, які можуть бути інструментом отримання інформації, рівній по ефективності інформації, що отримується у процесі нелегальної агентурної розвідки.

У якості способів отримання значущої інформації з відкритих джерел, що можуть без значних коштів використовуватися для розвитку сільськогосподарського машинобудування можуть бути такі:

1. Реінжиніринг. Це абсолютно легально розібрати на частини комерційно доступний продукт, для того щоб виробити самостійно подібний продукт, і така процедура називається зворотним (реверсивним) інжинірингом (реінжинірингом). Торгівельні секрети можуть бути вивчені через реінжиніринг загальної доступної продукції. Наприклад, розбирання та вивчення зернозбирального комбайна конкурентів, який був куплений на відкритому ринку – звичайна процедура, яку виконують переважна більшість підприємств машинобудівного виробництва.

2. Наукові презентації. Прес-конференції, наукові звіти, промови для торгових груп та інтерв'юерів можуть стати ареною для обговорення нових ідей. Тому публікації дослідників та інженерів, презентації на симпозіумах і наукових конференціях несуть в собі велику кількість інформації для будь-яких зацікавлених груп. Дружні дискусії між вченими, інженерами та відвідувачами на конференціях також є одним із способів збору технічної інформації. В зв'язку з тим, що на конференціях існують лише «відкриті джерела інформації», то такі способи отримання інформації є законними.

3. Співбесіди. До вчених, розробників або ключових інженерів чи службовців наміченої компанії звертається (по телефону або письмово) незалежне кадрове агентство [9, С. 15–70]. Представник агентства, добре знайомий з особистим і професійним середовищем цих службовців, пропонує унікальну можливість роботи у великій компанії: положення, гроші і соціальне забезпечення просто мотивує. При цьому ім'я компанії може називатися, а може і ні. Якщо ім'я компанії не відкривається, це пояснюють тим, що це робиться

для того, щоб не допустити прямого звернення службовця до цієї компанії, тому що в цьому випадку агенція втрачає свої комісійні. Службовець зустрічається з цим представником в бізнес-кімнаті ресторану або готелю. Під час співбесіди службовцю задаються питання про його технічне оточення, поточні проекти і про внутрішню структуру наміченої компанії. Такі співбесіди із одним або декількома службовцями дають в результаті цілий набір даних про бізнес- і маркетинг-плани наміченої компанії.

Висновок. Зазначені методи є одними з основних методів інформаційної діяльності, що рекомендуються як етичний законний метод моніторингу техніки в агропромисловому комплексі України.

Список літератури

1. Манаков А. Тринадцатый знак / А. Манаков. – М.: ФиС, 1997. – С. 332.
2. Гасанов Р.М. Шпионаж особого рода / Р.М. Гасанов. – М.: Мысль, 1989. – С. 255.
3. Стратегическое обновление // Инвестгазета. – 2011. – № 1-2. – С. 8.
4. Чернопруд Сергей. Научно-техническая разведка от Ленина до Горбачева / Сергей Чернопруд. – М.: Олма_пресс, 2002. – С. 447.
5. Белинская Ю. Непаханое поле / Ю. Белинская // Forbes. – 2012. – Август. – С. 73–75.
6. Иванов А. Основные направления развития военной промышленности КНР / А. Иванов // Зарубежное военное обозрение. – 2012. – №2. – С. 18–30.
7. Норман Полмар Энциклопедия шпионажа / Норман Полмар, Томас Б. Аллен. – М.: Наука, 2009. – С. 814.
8. Лукницкий В. Ядерный меч для Японии / В. Лукницкий // Секретные материалы. – 2013. – №1. – С. 14–15.
9. Парад Б. Коммерческий шпионаж / Б. Парад. – М.: Наука, 2009. – С. 15–70, 160.

В статье рассматривается влияние правового регулирования методов мониторинга сельскохозяйственной техники и эффективность инновационной политики АПК Украины.

Мониторинг, метод, техника.

In paper agency of legal regulating of methods of monitoring of agricultural machinery and efficacy of the innovative policy of agrarian industrial complex of Ukraine is observed.

Monitoring, method, machinery.

ПЕРЕХІДНІ ПРОЦЕСИ У КОМПЕНСОВАНОМУ АСИНХРОННОМУ ДВИГУНІ ПІД ЧАС ПУСКУ

Р.М. Чуєнко, кандидат технічних наук

Досліджено перехідні процеси під час прямого пуску компенсованого асинхронного двигуна

Двигун, прямий пуск, електромагнітний момент.

Постановка проблеми. Трифазний асинхронний двигун (далі – АД), який складає основу електроприводу робочих машин, характеризується високими номінальними енергетичними показниками.

Аналіз останніх досліджень. Проте внаслідок технологічних похибок при виготовленні АД, недовантаження та важких умов експлуатації його реальні енергетичні показники погіршуються, що призводить до підвищених витрат електроенергії та зниження енергоефективності споживачів [1]. Для покращання енергетичних характеристик АД пропонується застосувати внутрішню ємнісну компенсацію реактивної потужності (далі – ВЄКРП) [2].

Реалізація внутрішньої ємнісної компенсації реактивної потужності в АД може бути здійснена різними способами у залежності від прийнятої схеми та кількості паралельних віток обмотки статора базової машини [2]. Перший спосіб ВЄКРП в АД полягає у тому, що за послідовного з'єднання напівобмоток фаз статора одна з них шунтується конденсатором електричної ємності (рис. 1, а).

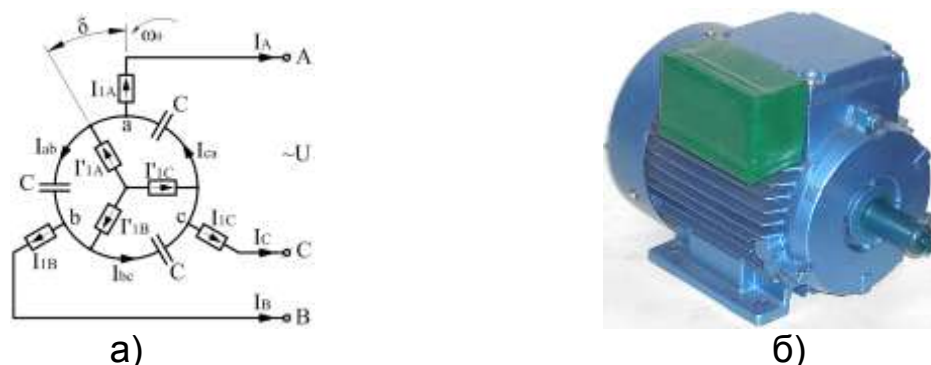


Рис. 1. Схема обмоток статора (а) та зовнішній вигляд (б) компенсованого асинхронного двигуна.

Для математичного моделювання КАД із послідовним з'єднанням напівобмоток фаз статора обрано систему реальних

© Р.М. Чуєнко, 2013

фазових координат, яка дозволяє оперувати реальними струмами фаз статора, як і в неперетворених звичайних координатах, а також дає можливість звільнитися від періодичних коефіцієнтів у виразах для індуктивностей та взаємніндуктивностей в потокозчепленнях [1].

Система рівнянь електричної рівноваги обмотки ротора складена для загальмованого електродвигуна, інваріантного за магніторушійними силами реальному двигуну, який обертається. Правомірність такої заміни підтверджується дотриманням однієї з найважливіших умов електромеханічного перетворення енергії – взаємної нерухомості магніторушійних сил нерухомих частин машини, та тієї яка обертається, в силу рівності швидкостей їх переміщення у просторі [1, 3].

За основний розрахунковий елемент схеми приймаємо котушкову групу напівфази статора та відповідної їй фази ротора, вважаючи однаковими числа пазів, числа котушок і котушкових груп обмоток статора і ротора. Фаза обмотки статора складається з двох послідовно з'єднаних напівфаз, одна з яких шунтується ємністю. Ротор представлений шестифазним, що складається з двох короткозамкнених трифазних кіл, просторово зміщених одне відносно одного на кут δ (рис. 2).

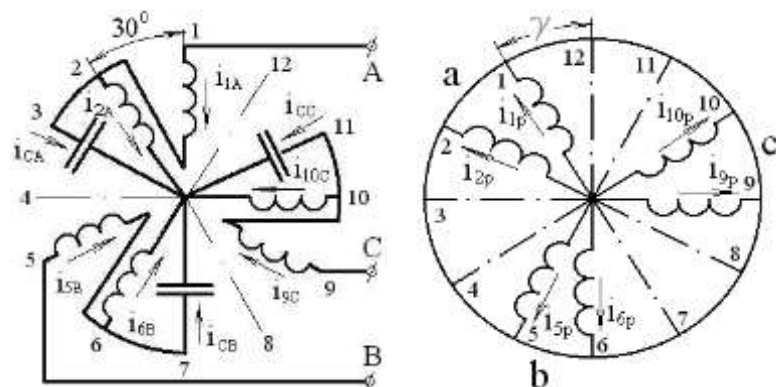


Рис. 2. Розрахункові електричні схеми обмоток статора і ротора асинхронного двигуна з внутрішньою ємнісною компенсацією.

Повна система рівнянь електричної рівноваги кіл статора і ротора КАД складається з 12 рівнянь, містить 6 шуканих струмів напівобмоток статора, 6 шуканих струмів фаз ротора та 3 ємнісних струми, які визначаються різницею струмів напівфаз статора [4].

$$1) \quad u_A = (i_{1A} + i_{2A})R_k + \frac{d\psi_A}{dt} = (i_{1A} + i_{2A})R_k + (L_k + \frac{3 + \sqrt{3}}{2} M_k) \frac{d(i_{1A} + i_{2A})}{dt} - \frac{\sqrt{3}}{2} M_k \frac{d(i_{6B} + i_{9C})}{dt} + 3M_k \frac{d(i'_{1p} + i'_{2p})}{dt},$$

$$\begin{aligned}
2) \quad u_B &= (i_{5B} + i_{6B})R_k + \frac{d\psi_B}{dt} = (i_{5B} + i_{6B})R_k + (L_k + \frac{3+\sqrt{3}}{2}M_k) \frac{d(i_{5B} + i_{6B})}{dt} - \\
&\quad - \frac{\sqrt{3}}{2}M_k \frac{d(i_{10C} + i_{1A})}{dt} + 3M_k \frac{d(i'_{5p} + i'_{6p})}{dt}, \\
3) \quad u_C &= (i_{9C} + i_{10C})R_k + \frac{d\psi_C}{dt} = (i_{9C} + i_{10C})R_k + (L_k + \frac{3+\sqrt{3}}{2}M_k) \frac{d(i_{9C} + i_{10C})}{dt} - \\
&\quad - \frac{\sqrt{3}}{2}M_k \frac{d(i_{2A} + i_{5B})}{dt} + 3M_k \frac{d(i'_{9p} + i'_{10p})}{dt}, \\
4) \quad u_{2A} &= \frac{1}{C} \int i_{CA} dt = i_{2A}R_k + \frac{d\psi_{2A}}{dt} = i_{2A}R_k + (L_k + \frac{3}{2}M_k) \frac{di_{2A}}{dt} + \\
&\quad + \frac{\sqrt{3}}{2}M_k \frac{d(i_{1A} - i_{9C})}{dt} + 3M_k \frac{di'_{2p}}{dt} \\
5) \quad u_{6B} &= \frac{1}{C} \int i_{CB} dt = i_{6B}R_k + \frac{d\psi_{2A}}{dt} = i_{6B}R_k + (L_k + \frac{3}{2}M_k) \frac{di_{6B}}{dt} + \\
&\quad + \frac{\sqrt{3}}{2}M_k \frac{d(i_{5B} - i_{1A})}{dt} + 3M_k \frac{di'_{6p}}{dt} \\
6) \quad u_{10C} &= \frac{1}{C} \int i_{CC} dt = i_{10C}R_k + \frac{d\psi_{10C}}{dt} = i_{10C}R_k + (L_k + \frac{3}{2}M_k) \frac{di_{10C}}{dt} + \\
&\quad + \frac{\sqrt{3}}{2}M_k \frac{d(i_{9C} - i_{5B})}{dt} + 3M_k \frac{di'_{10p}}{dt} \\
7) \quad 0 &= i'_{1p}R_{kp} + \frac{d\psi'_{1p}}{dt} + \frac{\omega}{\sqrt{3}}(\psi'_{5p} - \psi'_{9p}) = i'_{1p}R_{kp} + (L_{kp} + 3M_k) \frac{di'_{1p}}{dt} + \frac{3}{2}M_k \frac{d(i_{1A} + \frac{\sqrt{3}}{2}i_{2A})}{dt} + \\
&\quad + \frac{\omega}{\sqrt{3}} \left[(L_{kp} + 3M_k)(i'_{5p} - i'_{9p}) + \frac{3}{2}M_k(i_{5B} - i_{9C} + \frac{\sqrt{3}}{2}i_{6B} - \frac{\sqrt{3}}{2}i_{10C}) \right], \\
8) \quad 0 &= i'_{2p}R_{kp} + \frac{d\psi'_{2p}}{dt} + \frac{\omega}{\sqrt{3}}(\psi'_{6p} - \psi'_{10p}) = i'_{2p}R_{kp} + (L_{kp} + 3M_k) \frac{di'_{2p}}{dt} + \frac{3}{2}M_k \frac{d(i_{2A} + \frac{\sqrt{3}}{2}i_{1A})}{dt} + \\
&\quad + \frac{\omega}{\sqrt{3}} \left[(L_{kp} + 3M_k)(i'_{6p} - i'_{10p}) + \frac{3}{2}M_k(i_{6B} - i_{10C} + \frac{\sqrt{3}}{2}i_{5B} - \frac{\sqrt{3}}{2}i_{9C}) \right], \\
9) \quad 0 &= i'_{5p}R_{kp} + \frac{d\psi'_{5p}}{dt} + \frac{\omega}{\sqrt{3}}(\psi'_{9p} - \psi'_{1p}) = i'_{5p}R_{kp} + (L_{kp} + 3M_k) \frac{di'_{5p}}{dt} + \frac{3}{2}M_k \frac{d(i_{5B} + \frac{\sqrt{3}}{2}i_{6B})}{dt} + \\
&\quad + \frac{\omega}{\sqrt{3}} \left[(L_{kp} + 3M_k)(i'_{9p} - i'_{1p}) + \frac{3}{2}M_k(i_{10C} - i_{2A} + \frac{\sqrt{3}}{2}i_{9C} - \frac{\sqrt{3}}{2}i_{1A}) \right], \\
10) \quad 0 &= i'_{6p}R_{kp} + \frac{d\psi'_{6p}}{dt} + \frac{\omega}{\sqrt{3}}(\psi'_{10p} - \psi'_{2p}) = i'_{6p}R_{kp} + (L_{kp} + 3M_k) \frac{di'_{6p}}{dt} + \frac{3}{2}M_k \frac{d(i_{6B} + \frac{\sqrt{3}}{2}i_{5B})}{dt} + \\
&\quad + \frac{\omega}{\sqrt{3}} \left[(L_{kp} + 3M_k)(i'_{10p} - i'_{2p}) + \frac{3}{2}M_k(i_{10C} - i_{2A} + \frac{\sqrt{3}}{2}i_{9C} - \frac{\sqrt{3}}{2}i_{1A}) \right],
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
11) \quad 0 &= i'_{9p} R_{kp} + \frac{d\psi'_{9p}}{dt} + \frac{\omega}{\sqrt{3}} (\psi'_{1p} - \psi'_{5p}) = i'_{9p} R_{kp} + (L_{kp} + 3M_k) \frac{di'_{9p}}{dt} + \frac{3}{2} M_k \frac{d(i_{9c} + \frac{\sqrt{3}}{2} i_{10c})}{dt} + \\
&+ \frac{\omega}{\sqrt{3}} \left[(L_{kp} + 3M_k) (i'_{1p} - i'_{5p}) + \frac{3}{2} M_k (i_{1A} - i_{5B} + \frac{\sqrt{3}}{2} i_{2A} - \frac{\sqrt{3}}{2} i_{6B}) \right], \\
12) \quad 0 &= i'_{10p} R_{kp} + \frac{d\psi'_{10p}}{dt} + \frac{\omega}{\sqrt{3}} (\psi'_{2p} - \psi'_{6p}) = i'_{10p} R_{kp} + (L_{kp} + 3M_k) \frac{di'_{10p}}{dt} + \frac{3}{2} M_k \frac{d(i_{10c} + \frac{\sqrt{3}}{2} i_{9c})}{dt} + \\
&+ \frac{\omega}{\sqrt{3}} \left[(L_{kp} + 3M_k) (i'_{2p} - i'_{6p}) + \frac{3}{2} M_k (i_{2A} - i_{6B} + \frac{\sqrt{3}}{2} i_{1A} - \frac{\sqrt{3}}{2} i_{5B}) \right]. \quad (1)
\end{aligned}$$

Для розрахунку динамічних електромеханічних процесів КАД необхідно до системи рівнянь електричної рівноваги її кіл додати рівняння руху привода з розрахунком електромагнітного моменту машини:

$$\begin{aligned}
M_e &= -\frac{3pM_k}{\sqrt{3}} [i_{1A} (i'_{5p} - i'_{9p}) + i_{2A} (i'_{6p} - i'_{10p}) + i_{5B} (i'_{9p} - i'_{1p}) + i_{6B} (i'_{10p} - i'_{2p}) + \\
&+ i_{9c} (i'_{1p} - i'_{5p}) + i_{10c} (i'_{2p} - i'_{6p})]. \quad (2)
\end{aligned}$$

Розв'язок системи дванадцяти рівнянь (1), разом з рівнянням руху електроприводу:

$$M_e = M_c + \frac{J}{p} \cdot \frac{d\omega}{dt}. \quad (3)$$

дає можливість будувати динамічні характеристики двигуна та аналізувати електромеханічні процеси в різних режимах роботи. В рівнянні (3) M_c – момент статичних опорів; J – момент інерції приводу.

За розробленою математичною моделлю (1) – (3) в обчислювальному комплексі Matlab–Simulink була створена віртуальна модель для дослідження КАД (рис. 3).

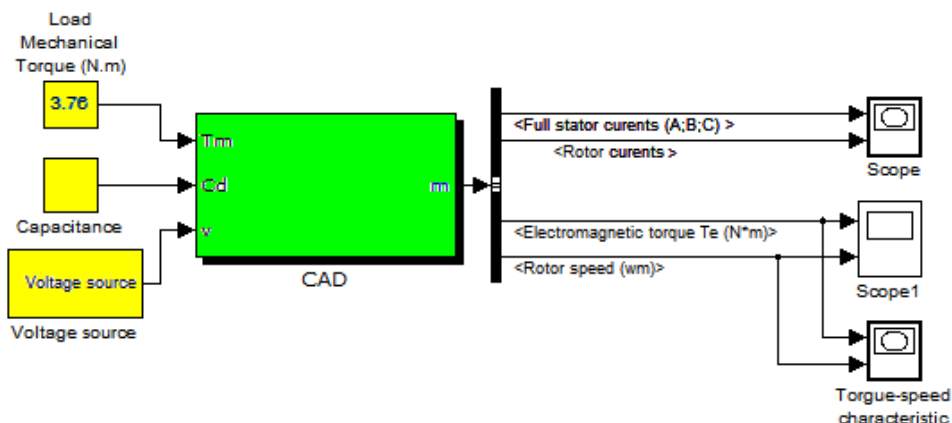


Рис. 3. Віртуальна модель для дослідження перехідних процесів в КАД.

До складу моделі входять досліджуваний КАД (CAD), джерело змінної трифазної напруги (Voltage source), блок для задання механічного моменту на валу двигуна (Load Mechanical Torque), універсальний блок вимірювання параметрів двигуна та осцилографи для спостереження миттєвих струмів статора і ротора, а також швидкості і моменту КАД.

Метою досліджень є визначення впливу ВСКРП на величину струмів обмотки статора і електромагнітний момент компенсованого асинхронного двигуна (далі – КАД) під час його пуску.

Результати досліджень. Характер розрахункових осцилограм пуску КАД, виконаного на базі АД 4A71B2 (рис. 4) відповідає фізичним уявленням щодо динаміки пуску двигуна. Зокрема спостерігаються коливання струму статора, які після завершення розгону ротора закінчуються протіканням номінального струму. Спостерігаються також коливання електромагнітного моменту і частоти обертання ротора (рис. 5). Оскільки розглядається пуск КАД за номінального моменту опору на валу ($T_m = 3,76$ Нм), то після завершення розгону електромагнітний момент також дорівнює номінальному.

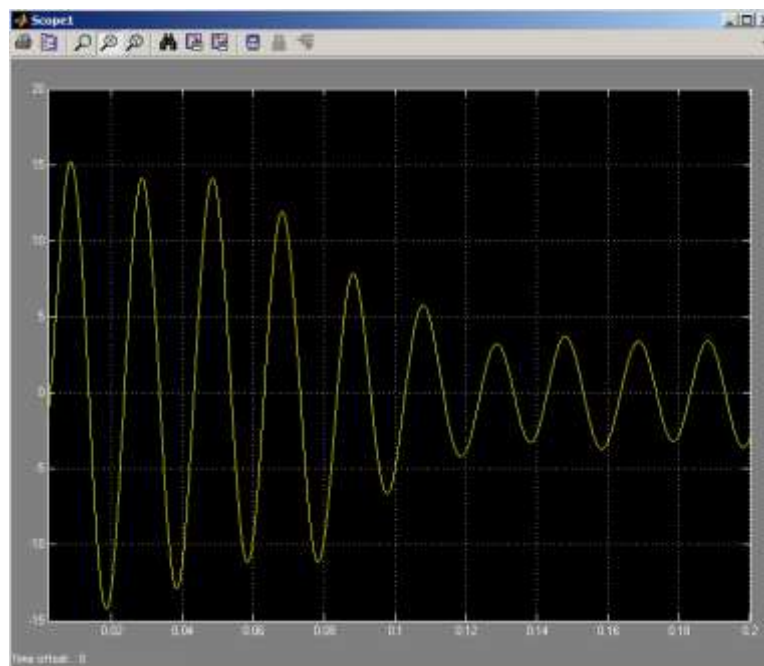


Рис. 4. Осцилограма струму статора КАД.

Амплітуда пускового (ударного) струму КАД (рис. 4) складає 15,2 А, а пускового (ударного) моменту (рис. 5, а) – 13 Нм. Час розгону до номінальної швидкості при заданому моменті інерції ротора (рис. 5, б) дорівнює 0,15 с.

Відношення амплітуди пускового струму до номінального, знайдене за осцилограмою, складає $I_{1max} / I_{1y} = 15,2 / 3,4 = 4,47$, а

пускового моменту $M_{max} / M_y = 13 / 3,76 = 3,45$. Наведені результати практично збігаються із розрахунковими значеннями даних відношень для струмів $I_{1max} / I_{1y} = 16,1 / 3,7 = 4,35$ та моментів $M_{max} / M_y = 12,8 / 3,54 = 3,61$.

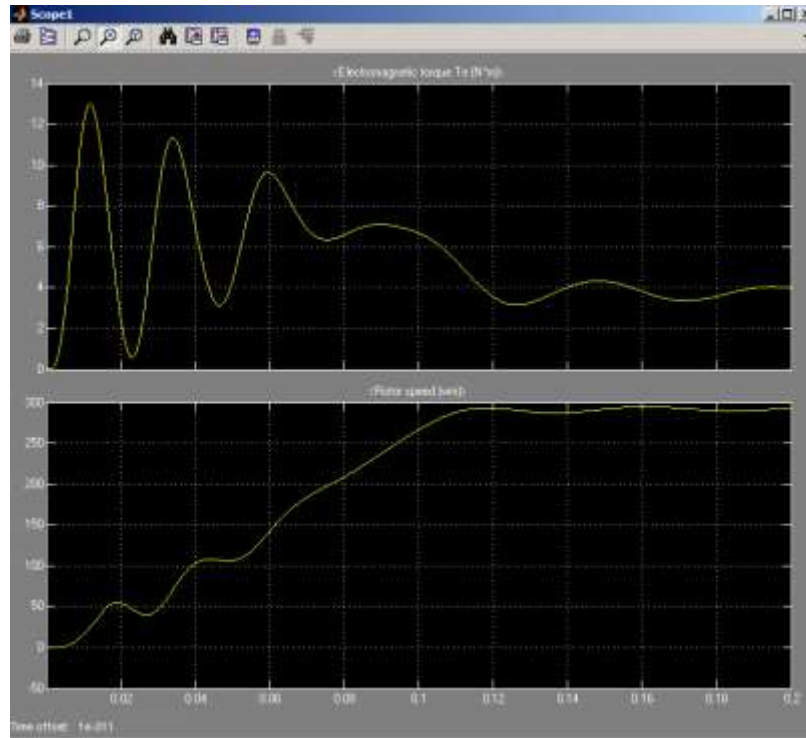


Рис. 5. Осцилограми електромагнітного моменту та частоти обертання КАД.

Висновок. Виконання КАД за послідовного з'єднання напівобмоток фаз статора одна з них шунтується конденсатором електричної ємності, не призводить до недопустимого збільшення пускового струму та електромагнітного моменту, величини яких призводили б до зменшення експлуатаційного ресурсу КАД у порівнянні з аналогічним серійним АД.

Список літератури

1. Копылов И.П. Электрические машины / И.П. Копылов. – М.: Высшая школа, 2002. – 607 с.
2. Мишин В.И. Эффект внутренней емкостной компенсации реактивной мощности в асинхронных двигателях / Мишин В.И., Чуенко Р.Н., Гаврилюк В.В. // Электротехника. – 2009. – №8. – С. 30–36.
3. Сипайлов Г.А. Математическое моделирование электрических машин / Г.А. Сипайлов, А.В. Лоос. – М.: Высшая школа, 1980. – 176 с.
4. Чуенко Р.М. Методика розрахунку характеристик компенсованого асинхронного двигуна у несиметричних режимах / Р.М. Чуенко, В.В. Гаврилюк // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2011. – Вип. 166, ч. 2. – С. 261–268.

Исследованы переходные процессы во время прямого пуска компенсированного асинхронного двигателя

Двигатель, прямой пуск, электромагнитный момент.

There were researched transients during direct start-up of compensated induction motor.

Motor, direct star-up, electromagnetic torque.

УДК 631.147:632.937.3

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИРОБНИЦТВА І ВНЕСЕННЯ ЕНТОМОЛОГІЧНОГО ПРЕПАРАТУ ТРИХОГРАМИ

О.А. Марус, кандидат технічних наук

В даній роботі наведений біотехнологічний процес виробництва та внесення ентомологічного препарату трихограми з результатами визначення економічної ефективності та окупності обладнання, яке при цьому використовується.

Біотехнологічний процес, ентомологічний препарат трихограми, собівартість, економічна ефективність.

Постановка проблеми. Масове виробництво та використання ентомологічного препарату трихограми в біологічному захисті рослин припало на 70–90 роки минулого століття. В кожне господарство препарат поставлявся безкоштовно, поки була державна підтримка. З розвалом Союзу рухнула вся система, біометод вийшов на ринкові відносини, біолабораторії почали працювати на самозабезпеченні, а господарства, які звикли до безкоштовного постачання препарату, в більшості відмовились від його використання, і лабораторії, почали зупиняти свою діяльність. Ця ситуація в свою чергу дозволила закордонним фірмам у швидкому порядку вийти на український ринок з хімічними препаратами і заповнити його.

В даний момент на Україні залишилось близько 20 біолабораторій, серед яких і навчально-науково-виробнича лабораторія біологічного захисту рослин Національного університету біоресурсів і природокористування України, яка укомплектована сучасним обладнанням для виробництва ентомологічного препарату трихограма. Лабораторія займається не лише розведенням

© О.А. Марус, 2013

Исследованы переходные процессы во время прямого пуска компенсированного асинхронного двигателя

Двигатель, прямой пуск, электромагнитный момент.

There were researched transients during direct start-up of compensated induction motor.

Motor, direct star-up, electromagnetic torque.

УДК 631.147:632.937.3

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИРОБНИЦТВА І ВНЕСЕННЯ ЕНТОМОЛОГІЧНОГО ПРЕПАРАТУ ТРИХОГРАМИ

О.А. Марус, кандидат технічних наук

В даній роботі наведений біотехнологічний процес виробництва та внесення ентомологічного препарату трихограми з результатами визначення економічної ефективності та окупності обладнання, яке при цьому використовується.

Біотехнологічний процес, ентомологічний препарат трихограми, собівартість, економічна ефективність.

Постановка проблеми. Масове виробництво та використання ентомологічного препарату трихограми в біологічному захисті рослин припало на 70–90 роки минулого століття. В кожне господарство препарат поставлявся безкоштовно, поки була державна підтримка. З розвалом Союзу рухнула вся система, біометод вийшов на ринкові відносини, біолабораторії почали працювати на самозабезпеченні, а господарства, які звикли до безкоштовного постачання препарату, в більшості відмовились від його використання, і лабораторії, почали зупиняти свою діяльність. Ця ситуація в свою чергу дозволила закордонним фірмам у швидкому порядку вийти на український ринок з хімічними препаратами і заповнити його.

В даний момент на Україні залишилось близько 20 біолабораторій, серед яких і навчально-науково-виробнича лабораторія біологічного захисту рослин Національного університету біоресурсів і природокористування України, яка укомплектована сучасним обладнанням для виробництва ентомологічного препарату трихограма. Лабораторія займається не лише розведенням

© О.А. Марус, 2013

препарату, а й практичним його використанням в системі біозахисту в дослідних господарствах університету.

Збільшення виробництва та використання ентомологічного препарату трихограми на посівах сільськогосподарських культур є надзвичайно важливим, але питання ефективності її виробництва і використання та окупності обладнання, яке при цьому використовується залишається відкритим.

Аналіз останніх досліджень. Процес виробництва ентомологічного препарату трихограми складається з двох етапів: перший етап – виробництво яєць живителя трихограми (комірної шкідника – зернової молі); другий – виробництво самого препарату.

Біотехнологічне виробництво зернової молі складається з таких операцій: підготовка і зараження зерна; отримання метеликів і яєць зернової молі; очищення та калібрування яєць; оцінка якості та зберігання яєць зернової молі; утилізація відходів виробництва [1].

Упродовж розведення ентомологічного препарату трихограми обов'язково необхідно враховувати, що кімнати з виробництва зернової молі та ентомологічного препарату трихограми мають бути розділені між собою (рис. 1), щоб запобігти неконтрольованого зараження яєць зернової молі оскільки трихограма постійно веде пошук яєць.

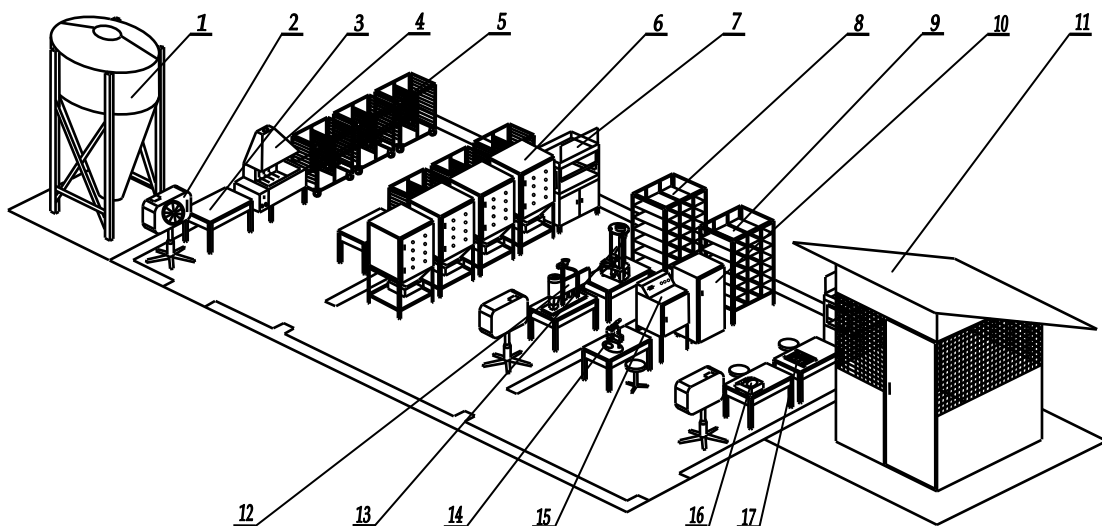


Рис. 1. Схема розташування технологічного обладнання в лабораторії по виробництву трихограми: 1 – бункер; 2 – зволожувач повітря; 3 – стіл; 4 – кондиціонер зерна; 5 – стелаж зерновий; 6 – бокс ситотрожний; 7 – витяжна шафа; 8 – стелаж для садків з зерновою міллю; 9 – стелаж для контейнерів з трихограмою; 10 – камера зберігання трихограми та яєць зернової молі; 11 – інсектарій; 12 – калібратор яєць зернової молі; 13 – очисник яєць; 14 – бінокляр; 15 – термостат; 16 – ваги; 17 – пристрій для визначення пошукової здатності трихограми.

Для знезараження та зволоження зерна використовують кондиціонер зерна. Знезаражене зерно розсипають по кюветах шаром не більше 4 см і протягом 1-2 днів доводять до вологості 15-16 % [2]. Розсипане зерно по кюветах встановлюють на стелажі, що призначені для розміщення касет з зерном, проведення операції зараження зерна зерновою міллю та її розвитку від стадії яйця до стадії передімагового віку. В приміщенні отримання молі та її яєць необхідно підтримувати відповідні кліматичні умови: температуру на рівні 24 ± 1 °C та відносну вологість повітря від 75 до 80 % [3].

Для розведення зернової молі використовують високоякісний, очищений сортовий ячмінь, який включає в середньому 20-21 тис. зерен в 1 кг [4]. Після 4-5 діб з початку зараження зерно ретельно перемішують, визначають його вологість і при необхідності доводять до заданої. Коли починає вилітати зернова міль, зерно завантажують в бокс, який призначений для збору імаго зернової молі. Зернову міль збирають один раз на добу. Для утримання і відкладання яєць зернову міль розміщують в спеціальні садки.

Для поділу навісок на фракції, а також для видалення домішок (пилу, лапок, крилець та ін.) з фракції яєць зернової молі використовують очисник яєць.

Отримані яйця зернової молі використовують для подальшого виробництва молі і розведення трихограми. У першому випадку використовують свіжевідкладені яйця зернової молі або яйця, які зберігалися не більше від 3 до 4 діб при температурі від 1 до 3 °C і відносній вологості повітря від 85 до 90 %.

Для підвищення якості виробництва маточної та промислової культури трихограми в біотехнологічний процес був введений калібратор яєць зернової молі [5]. Після очищення та калібрування яйця зернової молі важать і при необхідності визначають їх кількість – приблизно в 1 г 50 тис. яєць [6].

Другим етапом біотехнологічного виробництва трихограми є розведення самого препарату, який включає наступні операції: накатування яєць зернової молі; зараження їх трихограмою; збір та очищення паразитованих яєць; визначення якісних показників препарату і його зберігання.

Останні дослідження, що були пов'язані з визначенням економічної ефективності виробництва ентомологічного препарату трихограми, показали, що найбільшу частину витрат складають амортизаційні відрахування (рис. 2) – 60 %, заробітна плата – 26 %, сировина і матеріали – 9 % і 5 % складають комунальні послуги, накладні та загальновиробничі витрати.

Об'єми виробництва ентомологічного препарату трихограми, враховуючі ринкові відносини, залежать від замовлень, але

розрахунки, які наведені в даній статті, пов'язані з максимальною потужністю лабораторії. Фактично об'єми виробництва препарату в виробничих лабораторіях залежать від кількості ліній та кількості ситотрожних боків, які входять до цих ліній. В Навчально-науково-виробничий лабораторії біологічного захисту рослин НУБіП України знаходиться одна лінія, яка складається з 5 боксів.

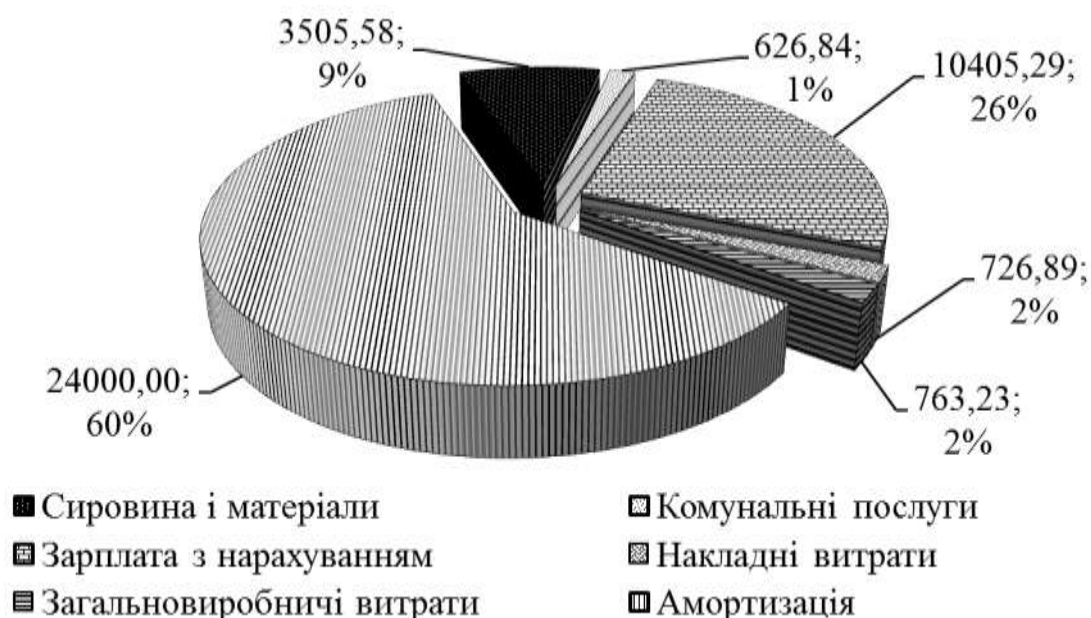


Рис. 2. Структура собівартості виробництва ентомологічного препарату трихограми.

Для запуску виробництва ентомологічного препарату трихограми необхідна стартова колонія. Вихідною культурою для промислового розведення ентомологічного препарату трихограми є зібраний у природі біоматеріал (не менше 1500 яєць комах, які були заражені трихограмою). Собівартість виробництва ентомологічного препарату трихограми розраховувалась з врахуванням того, що для щорічного початку масового виробництва препарату він не купується, а береться з власної колонії, яка була введена в діапаузу.

До основної сировини, яка використовується при виробництві ентомологічного препарату трихограми відноситься: папір, який використовують для виготовлення пакетів для зберігання яєць зернової молі і трихограми; миючі та дезінфікуючі засоби; індивідуальні засоби захисту; марганцівка, яка використовується для обеззараження зерна; 3 л банки, в яких розводиться трихограма.

До витрат на комунальні послуги відноситься: електроенергія та вода, яка використовується для пропарювання і зволоження зерна, а також миття технологічного обладнання. Обсяг виробництва ентомологічного препарату за рік не враховував об'єм трихограми, яка виділяється на діапаузу і становить 400 г.

Вартість ентомологічного препарату трихограми по Україні коливається від 20 до 30 грн., тому при розрахунках була взята середня ціна – 25 грн. Таким чином, собівартість виробництва 1 г ентомологічного препарату трихограми становила 5,53 грн.

Біотехнологічний процес виробництва ентомологічного препарату трихограми забезпечив можливість отримання прибутку 10,95 грн. на 1 г виробленого препарату, а термін окупності обладнання та приміщень при цьому становив 4,4 роки.

Слід відмітити, що розрахунки витрат для виробництва ентомологічного препарату трихограми проводили з умовою кінцевої її реалізації.

Метою досліджень є аналіз ефективності виробництва та використання ентомологічного препарату трихограми.

Результати досліджень. Слід зауважити, що однією з причин часткової відмови від застосування ентомологічного препарату трихограми було низьке технічне забезпечення засобами внесення його, тому зручніше було перейти на хімічний захист рослин. В результаті цих змін потреба в трихограмі почала знижуватись, а лабораторії зникати.

На даному етапі виробники ентомологічних препаратів, переважна їх більшість, займається лише виробництвом препарату, тому утворився певний проміжок між виробником препарату і тим хто його використовує в біологічному захисті рослин.

Внесення трихограми проводять різними способами: ручний, який є ефективним, але втратив свою актуальність на великих площах; механізований метод, що полягає у застосуванні обпилювачів, які встановлюють на трактор, що прямує вздовж ділянки. На сьогодні цей метод майже не використовують, так як він трудомісткий і призводить до пошкодження ентомологічного матеріалу, також до цього методу відноситься розселення трихограми в капсулах [7], за допомогою сільськогосподарської техніки. Найбільш розповсюджений в наш час є авіаційний спосіб внесення, спочатку використовували літаки Ан-2 [8], але такий спосіб розселення доцільно використовувати на полях, які мають не менше 500 м довжину, а на даному етапі розвитку технологій біологічний захист проводять за допомогою безпілотних літальних апаратів (рис. 3), електронна бортова система яких забезпечує керування літаком в автоматичному й радіокерованому режимах польоту. Для експлуатації безпілотних літальних апаратів не потрібно обладнаної злітно-посадкової смуги і місця для стоянки, що дає можливість використовувати його значно оперативніше й ефективніше, ніж інші засоби. Використання авіаційного внесення трихограми дозволяє в стислі строки обробляти великі площі, що дуже важливо при

боротьбі зі шкідниками с/г культур. Перевагою авіаційного способу розселення є те, що за один прийом випускається трихограма різних строків відродження, що збільшує період її захисної дії.



Рис. 3. Безпілотний літальний апарат R-100.

Навчально-науково-виробнича лабораторія біологічного захисту рослин Національного університету біоресурсів і природокористування України оснащена засобом для внесення трихограми, а саме безпілотним літальним апаратом, тому були виконані розрахунки по визначенню собівартості виробництва і внесення препарату та окупності обладнання і приміщень, яке при цьому використовується (табл. 1).

1. Розрахунок собівартості виробництва та внесення ентомологічного препарату трихограми.

Показник		Тариф		Витрати на виробництво		
		Од. виміру	Значення	Од. виміру	Значення	Вартість, грн.
1		2	3	4	5	6
Основна сировина і складові елементи						
Зерно ячменю		грн/т	1500,00	т	2	3000,00
Папір		грн/пач.	31,50	пач.	1	31,50
	порошок пральний	грн/пач.	7,00	пач.	5	35,00
Миючі та дезінфікуючі засоби:	мило господарське	грн/шт.	1,98	шт.	10	19,80
	миюче	грн/шт.	6,66	шт.	8	53,28
	керосин	грн/бут.	20,00	пл.	1	20,00
Індивідуальні засоби захисту	рукавички	грн/шт.	12,00	шт.	10	120,00
	респіратори	грн/шт.	16,50	шт.	4	66,00
Марганцівка		грн/г	3,00	г	40	120,00
Банки (3 л)		грн/шт.	8,00	шт.	5	40,00

Продовження табл. 1

1	2	3	4	5	6
Бензин	грн/л	11,25	л	100	1125,00
Всього, грн					4630,58
Оплата комунальних послуг					
Електроенергія	грн/кВт год	0,62	кВт	622	385,64
Вода	грн/м ³	6	м ³	40,20	241,20
Всього, грн.					626,84
Заробітна плата					
Виробництво препарату	грн/люд.- год	8,73	люд.- год.	870	7595,10
Внесення препарату	грн/люд.- год	8,73	люд.- год.	870	7595,10
Нарахування на зарплату	%	37	грн.	7595,10	5620,37
Всього витрат на оплату праці разом із нарахуваннями, грн.					20810,57
Разом прямих витрат, грн.					26067,99
Накладні витрати до всіх витрат	%	5	грн.	26067,99	1303,40
Всього, грн.					27371,39
Загальновиробничі витрати	%	5	грн.	27371,39	1368,57
Всього витрат, грн.					28739,96
Собівартість 1 г трихограми, грн.					9,91
Амортизація, технічне обслуговування, ремонт та витрати на зберігання					
Машини і механізми	%	10	грн.	200000	20000,00
Будівельні конструкції	%	4	грн.	100000	4000,00
Автомобіль	%	10	грн.	80000	8000,00
Безпілотний літальний апарат	%	10	грн.	60000	6000,00
Всього, грн.					38000,00
Середня ціна 1 г трихограми, грн.					25,00
Обсяг виробництва трихограми	г	6266	грн.	25,00	156650,00
Внесення препарату, феромоніторинг, оцінка фотосанітарного стану посівів	га	3760	грн.	17,00	63920,00
Всього по виробництву та внесенню трихограми, грн.					220570,00
Прибуток, грн.					22,63
Прибуток після оподаткування, грн.					15,84
Термін окупності, років					3,0

До витрат на виробництво ентомологічного препарату трихограми, з умовою подальшого його внесення співробітниками лабораторії, додаються витрати на паливо для автомобіля, за допомогою якого здійснюються виїзди в господарства чи підприємства, проведення феромоніторингу появи масового льоту шкідників, оцінки фітосанітарного стану посівів. Також додаються витрати на заробітну плату співробітнику, який займається внесенням препарату. До амортизаційних відрахувань додаються витрати на автомобіль та безпілотний літальний апарат.

Таким чином, на структуру собівартості виробництва та внесення ентомологічного препарату трихограми вплинули (рис. 4): амортизаційні відрахування – 57 %, заробітна плата – 31 %, сировина і матеріали – 7 % і 5 % складають комунальні послуги, накладні та загальновиробничі витрати

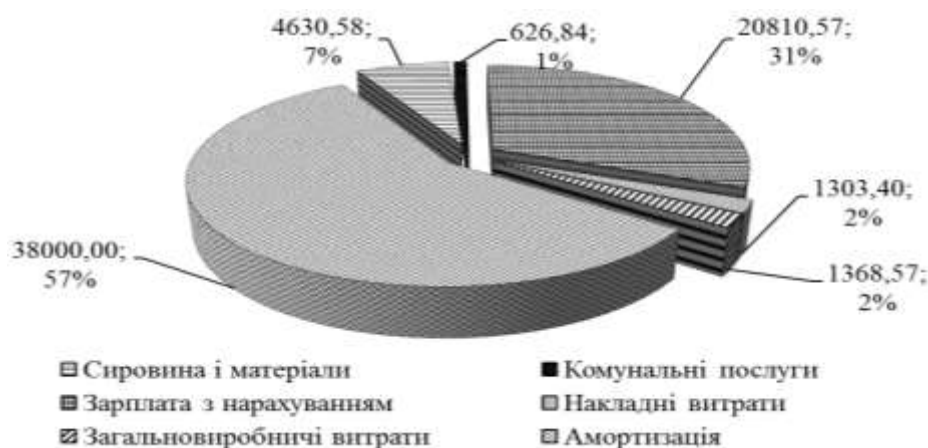


Рис. 4. Структура собівартості виробництва та внесення ентомологічного препарату трихограми.

Слід зазначити, що розрахунки по об'ємам внесення ентомологічного препарату трихограми співробітниками лабораторії склали 75 % від загально виробленої продукції, а інша частина пішла одразу на реалізацію для дрібних фермерських господарств.

Висновок. З урахуванням витрат на внесення ентомологічного препарату трихограми собівартість його виробництва становила 9,91 грн, а термін окупності обладнання та приміщень при цьому не перевищив 3-х років.

Список літератури

1. *Методические указания по промышленному производству трихограммы на биофабриках. Всесоюзный научно – исследовательский институт биологических методов защиты растений: [утвердил профессор Н.М. Голышин].* – М., 1983. – 76 с.
2. *Дядечко М.П.* Основи біологічного методу захисту рослин / [Дядечко М.П., Падій М.М., Шелестова В.С., Дегтярьов Б.Г.]. – К.: Урожай, 1990. – 268 с.
3. *Сорокина А.П.* Влияние абиотических факторов и вида хозяина на длительность преимагинального развития видов рода *Trichogramma* Westw. (Hymenoptera, Trichogrammatidae) / А.П. Сорокина // Биологические средства защиты растений, технологии их применения и изготовления. - Санкт-Петербург, 2005. – С. 148–155.
4. *Теленга Н.А.* Руководство по размножению и применению трихограммы для борьбы с вредителями сельскохозяйственных культур / Н.А. Теленга, В.А. Щепетильникова. – К.: Изд-во АН УССР, 1949. – 99 с.
5. *Дубровин В.* Производство энтомологического препарата трихограммы / В. Дубровин, Г. Голуб, О. Марус // Motrol. – Lublin, 2012. – Vol. 14, № 3. – С. 9–19.

6. Мейер Н.Ф. Трихограмма (Экология и результаты применения в борьбе с вредными насекомыми) / Н.Ф. Мейер. – М.: Государственное узд-во колхозной и совхозной литературы, 1941. – 175 с.
7. Абашкин А.С. Результаты испытаний комплекса оборудования для механизированного расселения трихограммы в капсулах / [А.С. Абашкин, И.Г. Буриксон, Б.Б. Куку и др.] // Трихограмма (часть 2): Сб. статей ВНИИБМЗР. – Кишинев: «Штиинца», 1980. – С. 43–46.
8. Воротынцева А.Ф. Авиационное расселение трихограммы / [А.Ф. Воротынцева, А.К. Пасько, А.В. Барабаш и др.] // Трихограмма (часть 2): Сб. статей ВНИИБМЗР. – Кишинев: «Штиинца», 1980. – С. 49–54.

В данной статье наведены биотехнологический процесс производства и внесения энтомологического препарата трихограммы с результатами определения экономической эффективности и окупаемости оборудования, которое при этом используется.

Биотехнологический процес, энтомологический препарат трихорами, себестоимость, экономическая эффективность.

In given paper are directed production and importation bioprocess entomological specimen trihogramme with outcomes of definition of economic efficiency and pay-back of equipment which is thus used.

Bioprocess, entomological specimen trihogramme, cost price, economic efficiency.

УДК 631.3.004

ПЕРЕВІРКА ВИКОНАННЯ УМОВИ СТАЦІОНАРНОСТІ ТА НОРМАЛЬНОСТІ ВИПАДКОВОГО ПРОЦЕСУ ЗМІНИ РЕСУРСНИХ ПАРАМЕТРІВ МАШИН

***О.В. Сушко, кандидат технічних наук
Таврійський державний агротехнологічний університет***

В роботі наведена перевірка умови стаціонарності та нормальності випадкового процесу зміни основних ресурсних параметрів складових частин машин з метою прогнозування їх залишкового ресурсу за результатами діагностування.

Прогнозування, ресурсні параметри, залишковий ресурс, статистична перевірка, критерії перевірки.

Постановка проблеми. Попередніми дослідженнями [1,2] встановлено, що існуючий метод прогнозування оптимального

© О.В. Сушко, 2013

6. Мейер Н.Ф. Трихограмма (Экология и результаты применения в борьбе с вредными насекомыми) / Н.Ф. Мейер. – М.: Государственное узд-во колхозной и совхозной литературы, 1941. – 175 с.
7. Абашкин А.С. Результаты испытаний комплекса оборудования для механизированного расселения трихограммы в капсулах / [А.С. Абашкин, И.Г. Буриксон, Б.Б. Куку и др.] // Трихограмма (часть 2): Сб. статей ВНИИБМЗР. – Кишинев: «Штиинца», 1980. – С. 43–46.
8. Воротынцева А.Ф. Авиационное расселение трихограммы / [А.Ф. Воротынцева, А.К. Пасько, А.В. Барабаш и др.] // Трихограмма (часть 2): Сб. статей ВНИИБМЗР. – Кишинев: «Штиинца», 1980. – С. 49–54.

В данной статье наведены биотехнологический процесс производства и внесения энтомологического препарата трихограммы с результатами определения экономической эффективности и окупаемости оборудования, которое при этом используется.

Биотехнологический процес, энтомологический препарат трихорами, себестоимость, экономическая эффективность.

In given paper are directed production and importation bioprocess entomological specimen trihogramme with outcomes of definition of economic efficiency and pay-back of equipment which is thus used.

Bioprocess, entomological specimen trihogramme, cost price, economic efficiency.

УДК 631.3.004

ПЕРЕВІРКА ВИКОНАННЯ УМОВИ СТАЦІОНАРНОСТІ ТА НОРМАЛЬНОСТІ ВИПАДКОВОГО ПРОЦЕСУ ЗМІНИ РЕСУРСНИХ ПАРАМЕТРІВ МАШИН

**О.В. Сушко, кандидат технічних наук
Таврійський державний агротехнологічний університет**

В роботі наведена перевірка умови стаціонарності та нормальності випадкового процесу зміни основних ресурсних параметрів складових частин машин з метою прогнозування їх залишкового ресурсу за результатами діагностування.

Прогнозування, ресурсні параметри, залишковий ресурс, статистична перевірка, критерії перевірки.

Постановка проблеми. Попередніми дослідженнями [1,2] встановлено, що існуючий метод прогнозування оптимального

© О.В. Сушко, 2013

залишкового ресурсу обумовлює середню квадратичну погрішність не менше 350-430 мото-год, що призводить до підвищення середніх питомих витрат на ремонт. Це довело необхідність побудови більш адекватного дійсності описання реального процесу зміни діагностичного параметра та розробки на цій основі точнішого і достовірнішого методу визначення залишкового ресурсу складової частини машини. Розроблена нами модель зміни ресурсного параметра в залежності від напрацювання, функція умовного розподілу залишкового ресурсу складових частин мобільної техніки та приватна методика [3] довели необхідність перевірки умови стаціонарності та нормальності випадкового процесу зміни параметрів з метою забезпечення мінімальної квадратичної погрішності оцінок основних показників.

Аналіз останніх досліджень. Доведено, що існуючий метод прогнозування оптимального залишкового ресурсу обумовлює велику квадратичну погрішність, що призводить до підвищення середніх питомих витрат на ремонт на 16 % [2]. Розроблена модель та отримана умовна функція розподілу залишкового ресурсу складових частин мобільної техніки, яка добре узгоджується з трьохпараметричним розподілом Вейбулла та дозволяє знайти вірогідність відмови [3]. Порівняння середнього залишкового ресурсу, визначеного за отриманою формулою, з відповідними фактичними значеннями діагностичних параметрів показало їх близьку відповідність. Практично всі значення середніх залишкових ресурсів знаходяться в межах встановленого за експериментальними даними довірчого інтервалу.

Метою досліджень є перевірка умови стаціонарності та нормальності випадкового процесу зміни основних ресурсних параметрів складових частин машин за розробленим методом з метою забезпечення мінімальної квадратичної погрішності оцінок основних показників прогнозування їх залишкового ресурсу.

Результати досліджень. Важливішою умовою стаціонарності випадкового процесу є залежність його автокореляційної функції тільки від різниці аргументів (відстані між перерізами процесу) $\tau = t_1 - t_2$ [4]. Перевіримо виконання цієї умови на підставі експериментальних даних з динаміки двох діагностичних параметрів – «Кількість газів, які прориваються у картер» та «Сумарний кутовий зазор у трансмісії трактору МТЗ-82». Число реалізацій обох параметрів (об'єм вибірки) складає $l_1=l_2=10$, число перерізів випадкового процесу $Z(t)$ (число вибірок) першого параметру $m_1 = 13$, другого параметру $m_2 = 14$. Матриці кореляцій випадкових процесів $Z(t)$ кожного параметра отримані шляхом їх стандартної статистичної обробки [4]. Перевірку проводимо згідно з розробленою приватною методикою [5].

2. За формулою 3, [5] виконаємо перетворення Фішера та знайдені значення r_{ij} занесемо також до табл. 1.

Діагностичний параметр	Група коефіцієнтів кореляції					
	з непарними індексами			з парними індексами		
	i, j	ρ_{ij}	r_{ij}	i, j	ρ_{ij}	r_{ij}
Кількість газів, які прориваються в картер дизеля	1,2	0,882	1,385	2,3	0,859	1,290
	3,4	0,926	1,627	4,5	0,669	0,808
	5,6	0,900	1,473	6,7	0,880	1,378
	7,8	0,785	1,059	8,9	0,765	1,007
	9,1	0,819	1,155	10,11	0,795	1,085
	11,12	8,895	1,449	12,13	0,837	1,211
	$\sum r_{ij} = 8,148$			$\sum r_{ij} = 6,779$		
Сумарний кутовий зазор в трансмісії трактору	1,2	0,938	1,722	2,3	0,966	2,024
	3,4	0,943	1,766	4,5	0,977	2,227
	5,6	0,949	2,251	6,7	0,887	1,409
	7,8	0,976	2,200	8,9	0,954	1,876
	9,1	0,754	0,981	10,11	0,559	0,932
	11,12	0,973	1,345	12,13	0,937	1,712
	13,14	9,928	1,643			
	$\sum r_{ij} = 11,908$			$\sum r_{ij} = 10,080$		
	$\sum r_{ij}^2 = 21,462$			$\sum r_{ij}^2 = 18,184$		

2. Експериментальні та табличні значення критерію χ^2 .

258

Продовження табл. 2

1	2	3	4	5
Сумарний кутовий зазор в трансмисії трактору	з непарними індексами	7	$(10 - 3)(21,462 - \frac{11,908^2}{7}) = 8,43$	12,6
	з парними індексами	6	$(10 - 3)(18,184 - \frac{10,080^2}{6}) = 8,75$	11,1

Як бачимо, в обох групах кожного діагностичного параметра емпіричні значення критерію χ^2 істотно менші відповідній табличній величині. Тобто, експериментальні данні не суперечать гіпотезі про однорідність коефіцієнтів кореляції між перерізами процесу $Z(t)$, які знаходяться на однаковій відстані один від іншого.

Таким чином, важливіша умова стаціонарності випадкового процесу виконана і можна рахувати, що складова $Z(t)$ випадкового процесу зміни ресурсного параметру володіє властивістю стаціонарності. Для 92% всіх наявних ресурсних параметрів величини χ^2 істотно менше відповідних табульованих меж при рівні значущості $q = 0,05$ [6], тобто емпіричні дані не суперечать гіпотезі про стаціонарність випадкового процесу $z(t)$, а різницю між оцінками слід пояснювати статистичним розсіюванням.

Щоб перевірити можливість описання складової $Z(t)$ випадкового процесу зміни параметра $u(t)$ як нормального випадкового процесу використано більш потужний критерій згоди ω^2 . Розрахунки проведено згідно з вказівками ГОСТ 11.006–94. Обчислення виконано на підставі експериментальних даних з динаміки діагностичного параметру «Висота протектору шин ведучих коліс», оскільки кількість реалізацій цього параметру досить велика ($l = 25$). Матриця значень процесу $\|z_{ij}\|$ вказаного діагностичного параметру надана в [7].

Для деякого спрощення розрахунків виберемо переріз процесу $Z(t)$, тобто стовпчик матриці $\|z_{ij}\|$ з близьким до нульового значенням математичного очікування. Використаємо 1-й стовпчик таблиці, відповідні величини вибіркового середнього та середньоквадратичного відхилень складають $m_z = 0,001$; $\sigma_z = 0,047$. Упорядковані за величиною значення z_{ij} запишемо у другу графу таблиці 2. Результати подальших розрахунків, проведених згідно вказівок [7], зведені в табл. 3. Сума значень, розміщених у графі 11, відповідає 12,597.

3. Результати розрахунків за критерієм ω^2 .

№	x_i	$\frac{2j-1}{2l}$	$\Phi(x_i)$	$\ln(4)$	(3) (5)	$1 - (3)$	$1 - (4)$	$\ln(8)$	(7) (9)	(6)+(10)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	-0,098	0,02	0,0186	-3,985	-0,0797	0,98	0,981	-0,019	-0,018	-0,098
2	-0,058	0,06	0,1086	-2,220	-0,133	0,94	0,891	-0,115	-0,108	-0,241
3	-0,053	0,10	0,1297	-2,043	-0,204	0,90	0,870	-0,139	-0,125	-0,329
4	-0,045	0,14	0,1691	-1,777	-0,249	0,86	0,831	-0,185	-0,159	-0,408
5	-0,041	0,18	0,1876	-1,673	-0,301	0,82	0,812	-0,208	-0,170	-0,471
6	-0,038	0,22	0,2094	-1,564	-0,344	0,78	0,791	-0,235	-0,183	-0,527
7	-0,030	0,26	0,2630	-1,336	-0,347	0,74	0,737	-0,305	-0,226	-0,573
8	-0,025	0,30	0,2974	-1,213	-0,364	0,70	0,703	-0,353	-0,247	-0,611
9	-0,023	0,34	0,3124	-1,163	-0,395	0,66	0,688	-0,375	-0,247	-0,642
10	-0,015	0,38	0,3749	-0,981	-0,373	0,62	0,625	-0,470	-0,291	-0,664
11	-0,011	0,42	0,4075	-0,898	-0,377	0,58	0,593	-0,523	-0,304	-0,681
12	-0,010	0,46	0,4157	-0,878	-0,404	0,54	0,584	-0,537	-0,290	-0,694
13	-0,009	0,50	0,4242	-0,858	-0,429	0,50	0,576	-0,552	-0,276	-0,705
14	0,002	0,54	0,5170	-0,660	-0,356	0,46	0,483	-0,728	-0,335	-0,691
15	0,007	0,58	0,5592	-0,581	-0,337	0,42	0,441	-0,819	-0,334	-0,681
16	0,018	0,62	0,6491	-0,432	-0,268	0,38	0,351	-1,047	-0,398	-0,666
17	0,025	0,66	0,7026	-0,353	-0,233	0,34	0,297	-1,213	-0,412	-0,645
18	0,031	0,70	0,7453	-0,294	-0,206	0,30	0,255	-1,368	-0,410	-0,616
19	0,032	0,74	0,7518	-0,285	-0,211	0,26	0,248	-1,394	-0,362	-0,573
20	0,032	0,78	0,7518	-0,285	-0,223	0,22	0,248	-1,394	-0,307	-0,530
21	0,044	0,82	0,8254	-0,192	-0,157	0,18	0,175	-1,745	-0,314	-0,471
22	0,044	0,86	0,8254	-0,192	-0,165	0,14	0,175	-1,745	-0,244	-0,409
23	0,050	0,90	0,8562	-0,155	-0,140	0,10	0,144	-1,939	-0,194	-0,334
24	0,080	0,94	0,9556	-0,045	-0,043	0,06	0,044	-3,115	-0,187	-0,230
25	0,114	0,98	0,9923	-0,0077	-0,0076	0,02	0,077	-4,867	-0,097	-0,105

Тоді, емпірична величина критерію дорівнює $\Omega_1^2 = -25 - 2 \cdot (-12,597) = 0,1936$; відповідне табличне значення функції $a(\Omega_1^2) = a(0,19) = 0,005$ дуже мале та суттєво менше рівня значущості $q = 0,05$. Тобто, гіпотеза про те, що вибірка, яку перевіряють, належить нормально розподіленій генеральній сукупності, не може бути відкинutoю. Аналогічні розрахунки для інших перерізів процесу $Z(t)$ показують, що всі вони мають нормальний розподіл.

Висновок. Таким чином, проведений статистичний аналіз дозволив обґрунтувати стаціонарність і нормальність випадкового процесу $z(t)$. Даний висновок можна розповсюдити на всі ресурсні діагностичні параметри вузлів і агрегатів машин, оскільки дослідження фізичних факторів, які обумовлюють формування випадкового процесу $z(t)$ при експлуатації сільськогосподарських тракторів, також його підтверджує.

Список літератури

1. Сушко О.В. Підвищення ефективності ремонту дизелів транспортних засобів оптимізацією ремонтно-обслуговуючих дій // О.В. Сушко. – Дис. канд. техн. наук. – К.: 2007. – 178 с.
2. Посвятенко Е.К. Визначення похибки методу прогнозування оптимального залишкового ресурсу складової частини машин / Е.К. Посвятенко, О.В. Сушко // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч.2. – К.: НТУ, 2011. – Вип. 24. – С. 48–51.
3. Сушко О.В. Розробка нового методу визначення умовної функції розподілу залишкового ресурсу машин / О.В. Сушко // Електронний ресурс, режим доступу <http://nbuv.gov.ua/e%3Djournals/nvt dau/> 2012р.
4. Вентцель Е.С. Теория вероятностей / Е.С. Вентцель. – М.: Наука, 1969. – 576 с.
5. Посвятенко Е.К. Аналіз статистичних характеристик випадкового процесу зміни ресурсних параметрів агрегатів машин і обґрунтування його уточненої математичної моделі / Е.К. Посвятенко, О.В. Сушко // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч.1. – К.: НТУ, 2012. – Вип. 25. – С. 57–61.
6. Смирнов Н.Н. Курс теории вероятностей и математической статистики / Н.Н. Смирнов, И.В. Дунин-Барковский. – М.: Физматгиз, 1969. – 511 с.
7. Таблицы показателей для определения надежности элементов, вида и срока ремонта машин по результатам прогнозирования. – М.: ГОСНИТИ, 1986. – 393 с.

В работе приведена проверка условий стационарности и нормальности случайного процесса изменения основных ресурсных параметров составных частей машин для обеспечения минимальной квадратической погрешности оценок при прогнозировании остаточного ресурса по результатам диагностирования.

Прогнозирование, ресурсные параметры, остаточный ресурс, статистическая проверка, критерии проверки.

Inspection of stationary and normality conditions of random process of resource change of main machine units for minimum quadratic error estimates when predicting their residual resource on results of diagnostics is given in paper.

Prediction, resource parameters, residual resource, statistical check, criteria of check.

УДК 631.171:519.87

МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ПОЛЬОВОЇ ІНФОРМАЦІЙНОЇ МАШИНИ ІЗ СИСТЕМОЮ ТЕХНІЧНОГО ЗОРУ ПО НЕРІВНОСТЯМ ПОВЕРХНІ ПОЛЯ

О.О. Броварець, кандидат технічних наук

У статті наведена методика моделювання коливань польової інформаційної машини із системою технічного зору при русі по нерівностям поверхні поля. Встановлено ступінь впливу конструктивних параметрів, пружних та демпферних елементів підвіски польової інформаційної машини на стабілізацію системи технічного зору у відповідності вимогам.

Точне землеробство, коливання машини, система технічного зору, жорсткість підвіски.

Постановка проблеми. Просторові коливання польової інформаційної машини (ПІМ) із системою технічного зору, що виникають внаслідок руху по нерівностях поверхні поля, негативно впливають на якість моніторингу за допомогою технічного зору. Однак амплітуда та частота цих коливань залежать не тільки від рельєфу місцевості, а й від поступальної швидкості руху машини, розміщення робочого обладнання відносно опорних коліс, конструктивних параметрів машини та інше. Встановлено доцільність використання пружних та демпферних елементів підвіски ПІМ для стабілізації системи технічного зору, яка розміщена на машині.

Аналіз останніх досліджень. Для дослідження характеру коливань та вибору оптимальних конструктивних параметрів машини та елементів підвіски, складаємо математичну модель. Отримані в ході моделювання диференціальні рівняння повинні містити в собі потрібні для цілої оцінки і розрахунків співвідношення

© О.О. Броварець, 2013

Inspection of stationary and normality conditions of random process of resource change of main machine units for minimum quadratic error estimates when predicting their residual resource on results of diagnostics is given in paper.

Prediction, resource parameters, residual resource, statistical check, criteria of check.

УДК 631.171:519.87

МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ПОЛЬОВОЇ ІНФОРМАЦІЙНОЇ МАШИНИ ІЗ СИСТЕМОЮ ТЕХНІЧНОГО ЗОРУ ПО НЕРІВНОСТЯМ ПОВЕРХНІ ПОЛЯ

О.О. Броварець, кандидат технічних наук

У статті наведена методика моделювання коливань польової інформаційної машини із системою технічного зору при русі по нерівностям поверхні поля. Встановлено ступінь впливу конструктивних параметрів, пружних та демпферних елементів підвіски польової інформаційної машини на стабілізацію системи технічного зору у відповідності вимогам.

Точне землеробство, коливання машини, система технічного зору, жорсткість підвіски.

Постановка проблеми. Просторові коливання польової інформаційної машини (ПІМ) із системою технічного зору, що виникають внаслідок руху по нерівностях поверхні поля, негативно впливають на якість моніторингу за допомогою технічного зору. Однак амплітуда та частота цих коливань залежать не тільки від рельєфу місцевості, а й від поступальної швидкості руху машини, розміщення робочого обладнання відносно опорних коліс, конструктивних параметрів машини та інше. Встановлено доцільність використання пружних та демпферних елементів підвіски ПІМ для стабілізації системи технічного зору, яка розміщена на машині.

Аналіз останніх досліджень. Для дослідження характеру коливань та вибору оптимальних конструктивних параметрів машини та елементів підіски, складаємо математичну модель. Отримані в ході моделювання диференціальні рівняння повинні містити в собі потрібні для цілої оцінки і розрахунків співвідношення

© О.О. Броварець, 2013

між конструктивними параметрами і жорсткістю та демпфіруванням шин та підвіскою машини.

Мета досліджень. Для дослідження характеру процесів, що протікають та вибору оптимальних параметрів роботи, конструктивних параметрів необхідно провести математичне моделювання руху польової інформаційної машини по нерівностям поверхні поля. складаємо математичну модель.

Результати досліджень. При побудові математичної моделі шасі для роботизованої польової системи використано методику [1, 2]. Рама шасі являє собою складну динамічну систему.

Враховуючи розміщення задньої підвіски шасі під кутом γ до робочої платформи маємо наступну схему шасі (рис. 1). Кут γ є функцією від переміщення відповідно лівого та правого заднього колеса f_{21}, f_{22} . Попередні дослідження показали, що зміна кута γ відбувається в межах від 40° до 44° , при переміщенні відповідного заднього колеса в межах від 0 до 0,10м. При складанні диференціальних рівнянь будемо мати систему нелінійних рівнянь, оскільки зміна величини кута γ залежить від переміщення заднього колеса (f_{21} та f_{22}). У першому наближенні вважаємо, що $\gamma = 42^\circ$, (середнє значення кута γ), на основі проведених досліджень було встановлено, що це дасть похибку вимірювань 2%, яка знаходиться в межах 5%, а пружну та демпферну силу відповідних коліс проектуємо на вертикальну вісь. Таким чином, у першому наближенні маємо лінійну систему, а розрахункова схема ПІМ для дослідження коливань зображена наступним чином (рис. 1).

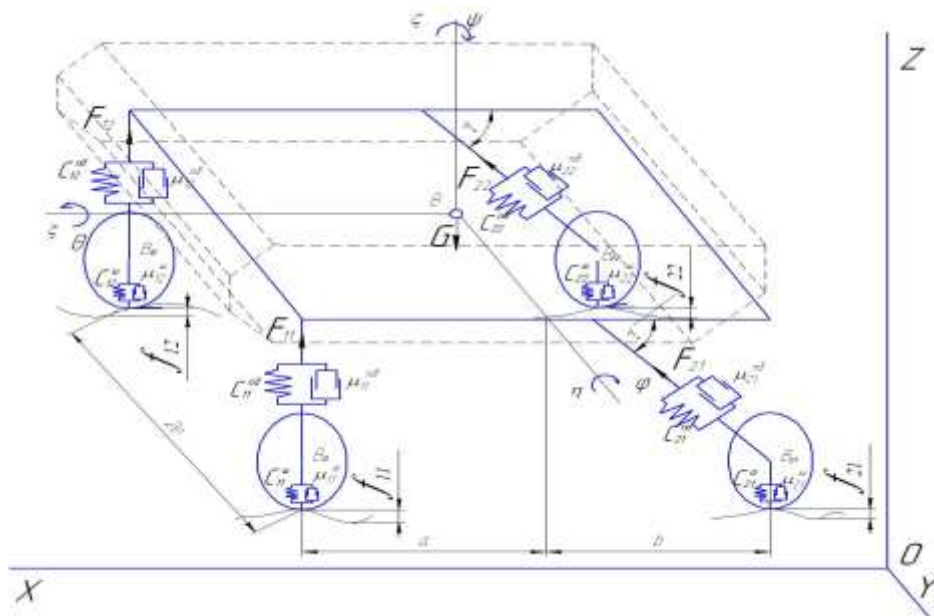


Рис. 1. Динамічна модель функціонування польової інформаційної машини.

Побудуємо математичну модель руху шасі. Віднесемо її до фіксованої в просторі системи нерухомих декартових координат $OXYZ$. Нехай при цьому площина OXZ буде перпендикулярною до поверхні поля. Корпус шасі (центр її мас B) віднесемо до рухомої системи декартових координат $B\xi\eta\zeta$ незмінно зв'язані з ним. При цьому вісь $B\xi$ збігається з повздовжньою віссю машини, вісь $B\eta$ – паралельна осі ведучих коліс (вліво за напрямком руху), а вісь $B\zeta$ – направлена вгору [2]. Позначимо координати центру мас шасі B в нерухомій системі координат $OXYZ$. Введемо такі позначення: AD – середина міжосьових відстаней відповідно між передніми веденими та задніми ведучими колесами; $L = (a + b)$ – повздовжня база машини; a – поперечна відстань від передніх коліс до центра мас B ; b – поперечна відстань від задніх коліс до центра мас B ; $2e$ – повздовжня відстань між осями поворотів керуючих коліс [2].

У вертикальній площині діють такі сили: $F_{11}, F_{12}, F_{21}, F_{22}$ – зусилля, що передаються на відповідні колеса та підвіску шасі. У центрі мас (B) прикладена сила тяжіння машини – G [2].

При русі по поверхні поля шасі здійснює кутові переміщення, які можна позначити: навколо осі $B\zeta$ – кут ψ (рискання), $B\eta$ – кут φ (деферент), $B\xi$ – кут θ (крен). Кутом ψ (рискання) нехтуємо, оскільки вважаємо, що система здійснює прямолінійні рухи. Лінійні рухи центра мас здійснюються вздовж відповідних осей нерухомої системи координат $OXYZ$. Таким чином, коливання у системі координат XYZ будуть визначатися переміщенням її центру мас B у вертикальній площині, вздовж осі OZ та кутовим переміщенням $\theta(t)$ (крен) у поперечній та $\varphi(t)$ (деферент) у поздовжній площині. Підрахунок крену (кут θ) та деференту (кут φ) зробленім від положення, при якому вибрані раніше системи нерухомих і рухомих координат були паралельні. Тобто в початковий момент часу, при $t = 0, \varphi(t) = 0, \theta(t) = 0$ [2]. Вважаємо, що шасі здійснює прямолінійний рух, тобто переміщенням вздовж осі Y можна знехтувати, відповідно і швидкість руху $\dot{Y} = 0$. Шасі здійснює переміщення вздовж осей X та Z , дослідження переміщення виконуємо на прикладі центру мас B , тоді поступальна швидкість руху шасі матиме вигляд $V_B = \sqrt{\dot{X}^2 + \dot{Z}^2}$ [2]. Для опису кінетичної енергії поданої системи попередньо була визначена орієнтовна маса машини ($M = 100 \text{ кг}$) та проведений розрахунок координати центру мас шасі, де відбувається кріплення системи технічного зору. У поперечній площині центр мас знаходиться на відстані (рис.1) $e = 0,45 \text{ м}$, оскільки зусилля на кожне з привідних та керованих коліс розподіляється рівномірно між відповідними колесами, тобто $F_{11} = F_{12}, F_{21} = F_{22}$. У поздовжній площині

(рис. 1) центр мас знаходиться на відстані $a=0,40\text{ м}$, $b=0,60\text{ м}$. Якщо допустити, що в процесі руху шасі рухається по нерівностям поля, не заглиблюючись у ґрунт і не зминаючи його, то мають місце точкові контакти з поверхнею ґрунту f_{11} , f_{12} , f_{21} , f_{22} . Ці точкові контакти являють собою поточні значення висот нерівностей під відповідними колесами. Припускаємо, що шини коліс шасі подані у вигляді пружно-деформуючих елементів і мають постійний коефіцієнт жорсткості C_{ii}^u і демпфірування μ_{ii}^u . Кожний елемент підвіски має коефіцієнт жорсткості C_{ii}^{nd} і демпфірування μ_{ii}^{nd} . У другому наближенні дію пружного та демпферного елементів підвіски та шин відповідних коліс шасі замінимо одним значенням, а вагу колеса будемо враховувати у загальній масі. Дію пружних та демпферних елементів підвіски та шин шасі представимо їх пружнодеформуючими еквівалентами з коефіцієнтами жорсткості C_{ii} і демпфірування μ_{ii} [3, 4]:

$$C_{ii} = \frac{C_{ii}^{nd} \cdot C_{ii}^u}{C_{ii}^{nd} + C_{ii}^u}; \mu_{ii} = \frac{\mu_{ii}^{nd} \cdot \mu_{ii}^u}{\mu_{ii}^{nd} + \mu_{ii}^u}. \quad (1)$$

де C_{ii} – приведений коефіцієнт жорсткості відповідного елемента підвіски колеса шасі; μ_{ii} – приведений коефіцієнт демпфірування відповідного елемента підвіски колеса шасі; C_{ii}^u – коефіцієнт жорсткості шин; μ_{ii}^u – коефіцієнт в'язкого тертя в шині; C_{ii}^{nd} – коефіцієнт жорсткості пружин підвіски; μ_{ii}^{nd} – коефіцієнт демпфірування підвіски.

На основі проведеного попереднього статичного розрахунку, згідно відомої методики [4], з врахуванням ваги ($G=1000\text{ Н}$) та висоти нерівностей ($f=0,10\text{ м}$), встановлено оптимальну жорсткість

$$C = \frac{G}{f} = \frac{1000}{0,10} = 10000\text{ Н/м}.$$

Попередні розрахунки, згідно відомої методики [4], показали, що для системи вагою 100 кг при русі по нерівностям в діапазоні швидкостей від $2,0$ до $4,0\text{ м/с}$ та максимальною висотою нерівностей $0,10\text{ м}$, оптимальною є жорсткість в межах від 5000 Н/м до 15000 Н/м . Оскільки $F_{11}=F_{12}=F_{21}=F_{22}=300\text{ Н}$, то прийнято, що $C_{11}=C_{12}=C_{21}=C_{22}$ і $\mu_{11}=\mu_{12}=\mu_{21}=\mu_{22}$.

Відповідно до методики, запропонованої в [2, 3], виразимо вертикальні складові сил, що діють у відповідних пружних та демпферних елементах підвіски шасі:

$$F_{ii} = F_{iic} + F_{iim}, \quad (2)$$

де $F_{iic} = C_{ii} \cdot \delta_{ii}$ – вертикальна складова сили, що пропорційна радіальній деформації підвіски δ_{ii} , Н; $F_{iim} = C_{ii} \cdot \dot{\delta}_{ii}$ – вертикальна складова сили, пропорційна швидкості радіальної деформації

підвіски деформації δ_{ii} , Н; $\delta_{ii}, \dot{\delta}_{ii}$ – відповідно радіальна деформація (м) та швидкість радіальної деформації підвіски та шин (м/с).

Для обчислення вказаних складових сил визначаємо також вертикальні координати точок переміщення відповідних елементів підвіски. Відповідно до рис. 1 і прийнятих раніше позначень координати дорівнюють [4]:

$$\begin{cases} Z_{11} = Z - l_z - \Theta \cdot e - \varphi \cdot a - r_{11}; \\ Z_{12} = Z - l_z + \Theta \cdot e - \varphi \cdot a - r_{12}; \\ Z_{21} = Z - l_z - \Theta \cdot e + \varphi \cdot b - r_{21}; \\ Z_{22} = Z - l_z + \Theta \cdot e + \varphi \cdot b - r_{22}. \end{cases} \quad (3)$$

де l_z – відстань від центру колеса до точки кріплення системи технічного зору по осі z , м.

Радіальна деформація шин та підвіски шасі визначається за залежністю:

$$\delta_{ii} = f_{ii} - Z_{ii}, \quad [M] \quad (4)$$

де f_{ii} – ордината висот нерівностей ґрунту під елементами відповідних коліс ходової системи, м; Z_{ii} – координата точок контакту рами пружними елементами, м.

Підставляючи значення виразів (3) та (4) у вираз (5), отримаємо значення вертикальних сил, що діють у шинах шасі та підвіски:

$$\begin{cases} F_{11} = C_{11} \cdot (f_{11} - Z + l_z + \Theta \cdot e - \varphi \cdot a) + \mu_{11} \cdot (\dot{f}_{11} - \dot{Z} + e \cdot \dot{\Theta} - a \cdot \dot{\varphi}); \\ F_{12} = C_{12} \cdot (f_{12} - Z + l_z - \Theta \cdot e + \varphi \cdot a) + \mu_{12} \cdot (\dot{f}_{12} - \dot{Z} - e \cdot \dot{\Theta} + a \cdot \dot{\varphi}); \\ F_{21} = C_{21} \cdot (f_{21} - Z + l_z + \Theta \cdot e - \varphi \cdot b) + \mu_{21} \cdot (\dot{f}_{21} - \dot{Z} + e \cdot \dot{\Theta} - b \cdot \dot{\varphi}) \cdot \sin \gamma; \\ F_{22} = C_{22} \cdot (f_{22} - Z + l_z - \Theta \cdot e + \varphi \cdot b) + \mu_{22} \cdot (\dot{f}_{22} - \dot{Z} - e \cdot \dot{\Theta} + b \cdot \dot{\varphi}) \cdot \sin \gamma. \end{cases} \quad (5)$$

Кінетичну енергію шасі, що рухається, обчислюємо за формулою

$$T = \frac{M \cdot V^2}{2} + \frac{I_{M\xi} \cdot \dot{\Theta}^2}{2} + \frac{I_{M\eta} \cdot \dot{\varphi}^2}{2}. \quad (6)$$

Оскільки визначено кінетичну енергію мас, що рухаються, то є можливість скласти вираз кінетичної енергії всієї досліджуваної системи. Він має вигляд:

$$T = \frac{M \cdot (\dot{X}^2 + \dot{Z}^2)}{2} + \frac{I_{M\xi} \cdot \dot{\Theta}^2}{2} + \frac{I_{M\eta} \cdot \dot{\varphi}^2}{2}, \quad (7)$$

де $I_{M\xi}$ – момент інерції всієї машини відносно осі ξ ; $I_{M\eta}$ – момент інерції всієї машини відносно осі η ; M – маса шасі з колесами.

Користуючись рекомендаціями по динамічному моделюванню, запропонованими в роботах [1–4], для описання коливань ПІМ, є всі підстави скористатися рівнянням динаміки Лагранжа 2-го роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad (8)$$

де T – кінетична енергія; Q_i – узагальнена сила; q_i – узагальнена координата.

Розглянута коливальна система може бути представлена як механічна система з трьома ступенями вільності і приведена до узагальнених координат [2]:

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= Z \\ q_2 &= \varphi \\ q_3 &= \Theta \end{aligned} \right\}. \quad (9)$$

Тоді маємо

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{Z}} \right) - \frac{\partial T}{\partial Z} &= Q_Z \\ \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= Q_\varphi \\ \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\Theta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \Theta} &= Q_\Theta \end{aligned} \right\}. \quad (10)$$

Для обчислення узагальнених сил системи складемо вираз елементарних робіт активних сил на шляху можливих переміщень [2, 3]. У результаті підстановки всіх визначених величин у рівняння (10) динаміки та виконання потрібних операцій диференціювання отримано систему диференціальних рівнянь переміщень шасі у вертикальній площині, деферент та крен:

$$\begin{aligned} \ddot{Z} \cdot M &= C_{11} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{11})) - Z + l_z + \Theta \cdot e - \varphi \cdot a + r_{11} \right) + \mu_{11} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{11}) - \dot{Z} + e \cdot \dot{\Theta} - a \cdot \dot{\varphi} \right) + \\ &+ C_{12} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{12})) - Z + l_z - \Theta \cdot e + \varphi \cdot a + r_{12} \right) + \mu_{12} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{12}) - \dot{Z} - e \cdot \dot{\Theta} + a \cdot \dot{\varphi} \right) + \\ &+ (C_{21} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{21})) - Z + l_z + \Theta \cdot e - \varphi \cdot b + r_{21} \right) + \mu_{21} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{21}) - \dot{Z} + e \cdot \dot{\Theta} - b \cdot \dot{\varphi} \right)) \cdot \sin \gamma + \\ &+ (C_{22} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{22})) - Z + l_z - \Theta \cdot e - \varphi \cdot b + r_{22} \right) + \mu_{22} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{22}) - \dot{Z} - e \cdot \dot{\Theta} - b \cdot \dot{\varphi} \right)) \cdot \sin \gamma - G; \\ I_{M\varphi} \ddot{\varphi} &= \left[C_{22} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{22})) - Z + l_z - \Theta \cdot e - \varphi \cdot b + r_{22} \right) + \mu_{22} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{22}) - \dot{Z} - e \cdot \dot{\Theta} - b \cdot \dot{\varphi} \right) \right] \cdot b \cdot \sin \gamma + \quad (11) \\ &+ \left[C_{21} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{21})) - Z + l_z + \Theta \cdot e - \varphi \cdot b + r_{21} \right) + \mu_{21} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{21}) - \dot{Z} + e \cdot \dot{\Theta} - b \cdot \dot{\varphi} \right) \right] \cdot b \cdot \sin \gamma - \\ &- \left[C_{11} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{11})) - Z + l_z + \Theta \cdot e - \varphi \cdot a + r_{11} \right) + \mu_{11} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{11}) - \dot{Z} + e \cdot \dot{\Theta} - a \cdot \dot{\varphi} \right) \right] \cdot a - \\ &- \left[C_{12} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{12})) - Z + l_z - \Theta \cdot e + \varphi \cdot a + r_{12} \right) + \mu_{12} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{12}) - \dot{Z} - e \cdot \dot{\Theta} + a \cdot \dot{\varphi} \right) \right] \cdot a; \\ I_{M\Theta} \ddot{\Theta} &= \left[C_{12} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{12})) - Z + l_z - \Theta \cdot e + \varphi \cdot a + r_{12} \right) + \mu_{12} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{12}) - \dot{Z} - e \cdot \dot{\Theta} + a \cdot \dot{\varphi} \right) \right] \cdot e + \\ &+ \left[C_{22} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{22})) - Z + l_z - \Theta \cdot e - \varphi \cdot b + r_{22} \right) + \mu_{22} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{22}) - \dot{Z} - e \cdot \dot{\Theta} - b \cdot \dot{\varphi} \right) \right] \cdot e \cdot \sin \gamma - \\ &- \left[C_{11} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{11})) - Z + l_z + \Theta \cdot e - \varphi \cdot a + r_{11} \right) + \mu_{11} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{11}) - \dot{Z} + e \cdot \dot{\Theta} - a \cdot \dot{\varphi} \right) \right] \cdot e - \\ &- \left[C_{21} \cdot \left(\lambda \cdot (1 - \cos(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{21})) - Z + l_z + \Theta \cdot e - \varphi \cdot b + r_{21} \right) + \mu_{21} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{\alpha} \cdot (V + 3 \cdot \beta \cdot V^3 \cdot t^2) \cdot \sin(\frac{2 \cdot \pi}{\alpha} \cdot (V \cdot t + \beta \cdot V^3 \cdot t^3) + \varphi_{21}) - \dot{Z} + e \cdot \dot{\Theta} - b \cdot \dot{\varphi} \right) \right] \cdot e \cdot \sin \gamma. \end{aligned}$$

Система диференціальних рівнянь (11) є розрахунковою математичною моделлю руху польової інформаційної машини із системою технічного зору по нерівностям поверхні поля і дає можливість спостерігати зміну вертикальних, повздовжніх та

поперечних коливань ПІМ при зміні швидкості руху та параметрів підвіски машини.

Далі нами визначено числові значення конструктивних і силових параметрів шасі. Одні з них були обчислені за робочим кресленням, другі – експериментально, а деякі розраховані на основі теоретичних передумов.

Для розв'язку рівнянь (11) були задані початкові умови для вихідних функцій $Z(t)$, $\Theta(t)$ та $\varphi(t)$. Вони будуть дорівнювати:

$$Z(0) = 0, \dot{Z}(0) = 0, \Theta(0) = 0, \dot{\Theta}(0) = 0, \varphi(0) = 0, \dot{\varphi}(0) = 0 \quad (12)$$

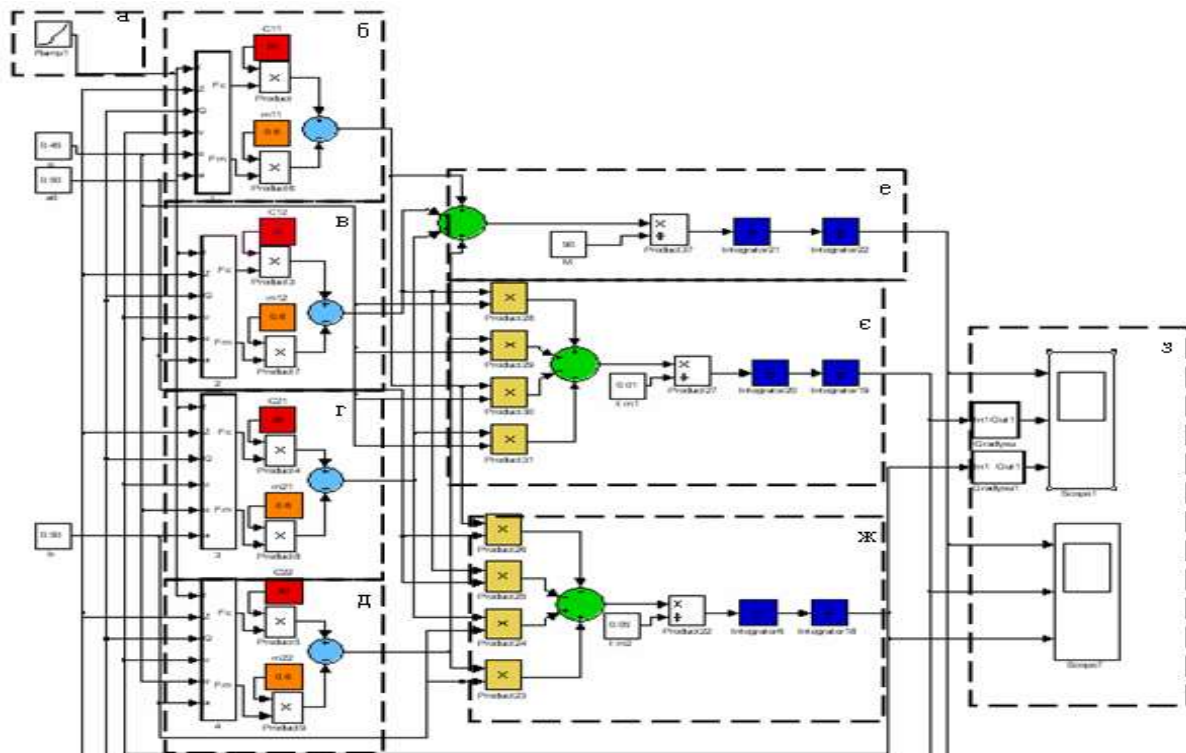


Рис. 2. Алгоритм змодельованого процесу в середовищі „Simulink” програмного продукту „Matlab V6.5”: а – блок параметрів переміщення; б – блок параметрів вертикальних складових сил, що діють у відповідних пружних елементах підвіски 11 шасі; в – блок параметрів вертикальних складових сил, що діють у відповідних пружних елементах підвіски 12 шасі; г – блок параметрів вертикальних складових сил, що діють у відповідних пружних елементах підвіски 21 шасі; д – блок параметрів вертикальних складових сил, що діють у відповідних пружних елементах підвіски 22 шасі; е – блок параметрів першого рівняння системи математичної моделі; є – блок параметрів другого рівняння системи математичної моделі; ж – блок параметрів третього рівняння системи математичної моделі; з – блок осцилографів (переміщення S ; вертикального переміщення Z , кутів θ та φ).

Чисельний розв'язок отриманих залежностей проводили із застосуванням програмного продукту „Matlab V6.5”, безпосередньо із застосуванням моделюючого підпаketу „Simulink”. Особливістю даного продукту є те, що підпаket дає можливість змодельовати, виявити та зафіксувати процеси, що протікають при русі шасі, залежно від коефіцієнтів жорсткості, демпферування підвіски та коліс та швидкості руху із безпосереднім контролем за перехідними режимами при використанні осцилографів, що включаються в математичну модель у будь-якому місці складеного алгоритму. Алгоритм розв'язку рівнянь (11) представлено на рис. 2.

Розв'язок рівнянь (11) для машини з параметрами $M = 100\text{кг}$, $\gamma = 42^\circ$, $I_\xi = 28,0\text{кг} \cdot \text{м}^2$, $I_\eta = 30,0\text{кг} \cdot \text{м}^2$, $L = 1,00\text{м}$, $a = 0,40\text{м}$, $b = 0,60\text{м}$, $e = 0,45\text{м}$ проводився із використанням програмного продукту „Matlab V6.5” та моделюючого підпаketу «Simulink». Чисельний розв'язок отриманих залежностей здійснюється за допомогою символічних блоків, що виконують математичні перетворення з підведеним до них сигналом. Для задання переміщення в часі використовуємо блок а, що під'єднується до блоків б, в, г, д, які імітують сили жорсткості та демпферування. Використання блока е, є, ж дозволяє за допомогою осцилографів з відслідковувати та описувати процеси, що протікають при русі шасі. Результати досліджень представлені у табл. 1.

1. Результати впливу жорсткості C та демпфірування μ підвіски на амплітуду та швидкості вертикальних переміщень $Z(t)$, повздовжніх $\theta(t)$ та поперечних $\varphi(t)$ коливання ПІМ при теоретичному розрахунку з різними швидкостями руху по різних агрофонах.

Швидкість руху, м/с	Тип підвіски								
	Підвіска 1 $C = 5000 \frac{H}{м} , \mu = 75 \frac{H \cdot c}{м}$			Підвіска 2 $C = 10000 \frac{H}{м} , \mu = 150 \frac{H \cdot c}{м}$			Підвіска 3 $C = 15000 \frac{H}{м} ,$ $\mu = 270 \frac{H \cdot c}{м}$		
	Агрофони								
	Клас 1	Клас 2	Клас 3	Клас 1	Клас 2	Клас 3	Клас 1	Клас 2	Клас 3
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2,0	$Z = 0,035_м$	$Z = 0,036_м$	$Z = 0,049_м$	$Z = 0,010_м$	$Z = 0,018_м$	$Z = 0,030_м$	$Z = 0,037_м$	$Z = 0,056_м$	$Z = 0,072_м$
	$\varphi = 0,02$	$\varphi = 0,04$	$\varphi = 0,05$	$\varphi = 0,02$	$\varphi = 0,02$	$\varphi = 0,03$	$\varphi = 0,03$	$\varphi = 0,07$	$\varphi = 0,10$
	$\Theta = 0,03$	$\Theta = 0,04$	$\Theta = 0,07$	$\Theta = 0,02$	$\Theta = 0,03$	$\Theta = 0,05$	$\Theta = 0,05$	$\Theta = 0,09$	$\Theta = 0,11$
	$\dot{Z} = 0,060 \frac{м}{с}$	$\dot{Z} = 0,070 \frac{м}{с}$	$\dot{Z} = 0,080 \frac{м}{с}$	$\dot{Z} = 0,040 \frac{м}{с}$	$\dot{Z} = 0,060 \frac{м}{с}$	$\dot{Z} = 0,070 \frac{м}{с}$	$\dot{Z} = 0,080 \frac{м}{с}$	$\dot{Z} = 0,090 \frac{м}{с}$	$\dot{Z} = 0,090 \frac{м}{с}$
	$\dot{\varphi} = 0,022 \frac{рад}{с}$	$\dot{\varphi} = 0,023 \frac{рад}{с}$	$\dot{\varphi} = 0,025 \frac{рад}{с}$	$\dot{\varphi} = 0,010 \frac{рад}{с}$	$\dot{\varphi} = 0,020 \frac{рад}{с}$	$\dot{\varphi} = 0,024 \frac{рад}{с}$	$\dot{\varphi} = 0,026 \frac{рад}{с}$	$\dot{\varphi} = 0,028 \frac{рад}{с}$	$\dot{\varphi} = 0,030 \frac{рад}{с}$
	$\dot{\Theta} = 0,038 \frac{рад}{с}$	$\dot{\Theta} = 0,040 \frac{рад}{с}$	$\dot{\Theta} = 0,045 \frac{рад}{с}$	$\dot{\Theta} = 0,020 \frac{рад}{с}$	$\dot{\Theta} = 0,030 \frac{рад}{с}$	$\dot{\Theta} = 0,040 \frac{рад}{с}$	$\dot{\Theta} = 0,045 \frac{рад}{с}$	$\dot{\Theta} = 0,050 \frac{рад}{с}$	$\dot{\Theta} = 0,050 \frac{рад}{с}$

Продовження табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
3,0	$Z = 0,035_m$	$Z = 0,037_m$	$Z = 0,060_m$	$Z = 0,012_m$	$Z = 0,024_m$	$Z = 0,035_m$	$Z = 0,035_m$	$Z = 0,071_m$	$Z = 0,082_m$
	$\varphi = 0,06$	$\varphi = 0,07$	$\varphi = 0,07$	$\varphi = 0,02$	$\varphi = 0,03$	$\varphi = 0,04$	$\varphi = 0,06$	$\varphi = 0,09$	$\varphi = 0,11$
	$\Theta = 0,07$	$\Theta = 0,07$	$\Theta = 0,08$	$\Theta = 0,03$	$\Theta = 0,04$	$\Theta = 0,04$	$\Theta = 0,08$	$\Theta = 0,10$	$\Theta = 0,12$
	$\dot{Z} = 0,090 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,140 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,200 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,050 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,060 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,080 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,100 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,120 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,150 \frac{m}{c}$
	$\dot{\varphi} = 0,020 \frac{rad}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,025 \frac{rad}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,030 \frac{rad}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,018 \frac{rad}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,022 \frac{rad}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,024 \frac{rad}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,030 \frac{rad}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,035 \frac{rad}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,045 \frac{rad}{c}$
	$\dot{\Theta} = 0,040 \frac{rad}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,045 \frac{rad}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,054 \frac{rad}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,034 \frac{rad}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,037 \frac{rad}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,040 \frac{rad}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,050 \frac{rad}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,055 \frac{rad}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,060 \frac{rad}{c}$
4,0	$Z = 0,036_m$	$Z = 0,045_m$	$Z = 0,070_m$	$Z = 0,020_m$	$Z = 0,036_m$	$Z = 0,040_m$	$Z = 0,038_i$	$Z = 0,080_i$	$Z = 0,100_i$
	$\varphi = 0,06$	$\varphi = 0,07$	$\varphi = 0,09$	$\varphi = 0,03$	$\varphi = 0,05$	$\varphi = 0,05$	$\varphi = 0,07$	$\varphi = 0,08$	$\varphi = 0,12$
	$\Theta = 0,07$	$\Theta = 0,08$	$\Theta = 0,10$	$\Theta = 0,04$	$\Theta = 0,05$	$\Theta = 0,05$	$\Theta = 0,08$	$\Theta = 0,09$	$\Theta = 0,13$
	$\dot{Z} = 0,030 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,047 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,075 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,060 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,080 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,090 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,490 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,840 \frac{m}{c}$	$\dot{Z} = 0,900 \frac{m}{c}$
	$\dot{\varphi} = 0,056 \frac{rad}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,078 \frac{rad}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,115 \frac{rad}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,026 \frac{rad}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,028 \frac{rad}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,028 \frac{rad}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,090 \frac{rad}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,110 \frac{rad}{c}$	$\dot{\varphi} = 0,130 \frac{rad}{c}$
	$\dot{\Theta} = 0,064 \frac{rad}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,080 \frac{rad}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,110 \frac{rad}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,044 \frac{rad}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,045 \frac{rad}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,048 \frac{rad}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,110 \frac{rad}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,140 \frac{rad}{c}$	$\dot{\Theta} = 0,160 \frac{rad}{c}$

Таким чином, якість МС СГУ системою технічного зору визначається коливальним процесом ПІМ, на якій розміщується робоче обладнання та оцінюються зміною узагальнюючих координат вертикальних переміщень – $Z(t)$, повздовжніх коливань – $\varphi(t)$ та поперечних коливань – $\theta(t)$.

У відповідності вимогам, що висуваються до системи технічного зору, яка встановлена на ПІМ висуваються вимоги до:

– амплітуди – $z \leq 0,040_m$ та швидкості – $\dot{z} \leq 0,100_m/c$ вертикальних переміщень;

– амплітуди – $\varphi \leq 0,05$ та швидкості – $\dot{\varphi} \leq 0,03 rad/c$ повздовжніх коливань;

– амплітуди – $\Theta \leq 0,06$ та швидкості – $\dot{\Theta} \leq 0,05 rad/c$ поперечних коливань.

Теоретичними дослідженнями практично встановлено, що відхилення від цих вимог негативно впливає на якість моніторингу, достовірність отриманих даних та ускладнює дешифрування знімків.

Основним параметром, який визначає коливання центру мас шасі, є величина жорсткості та демпфірування шин коліс та підвіски ходової системи. Дослідження коливань проведено при усталеному русі ПІМ з різною швидкістю.

В ході досліджень було встановлено, що пружини підвіски жорсткістю $C \geq 15000 \frac{H}{m}$ та демпфірування $\alpha \geq 274 \frac{H \cdot c}{m}$ – не згладжують

нерівності в достатній мірі, а пружини жорсткістю менше $C \leq 5000 \frac{H}{m}$ та

демпфірування $\alpha \leq 75 \frac{H \cdot c}{m}$ – призводять до надлишкових коливальних процесів (м'яка підвіска).

Вимогам, які висуваються до коливань польової інформаційної машини при русі по агрофонам (клас 1, клас 2, клас 3) в діапазоні швидкостей від $V = 2,0 \text{ м/с}$ до $V = 4,0 \text{ м/с}$ відповідає підвіска типу 2 із такими значеннями конструктивних параметрів: $C = 10000 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$, $\mu = 154 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$.

Висновок. На основі проведених досліджень встановлено, що коливання системи технічного зору, яка розміщена на ПІМ можна зменшити за рахунок оптимальних конструктивних параметрів (у відповідності агротехнічним вимогам $a = 0,60 \text{ м}$, $b = 0,40 \text{ м}$), пружних та демпферних елементів підвіски машини ($C = 10000 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$, $\mu = 154 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$).

Використання математичного моделювання дозволяє зменшити кількість експериментальних досліджень для пошуку оптимальних параметрів підвіски ПІМ для стабілізації системи технічного зору у відповідності вимогам.

Список літератури

1. Василенко П.М. Методика построения расчетных моделей функционирующих механических систем (машин и машинных агрегатов) : уч. пособие / П.М. Василенко, В.П. Василенко. – К.: Изд-во УСХА, 1980. – 130 с.
2. Булгаков В.М. Математична модель рух самохідної коренезбиральної машини по нерівностям поверхні ґрунту / Булгаков В.М., Войтюк Д.Г., Козіброда Я.І. // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 1997. – №2. – С. 27–36.
3. Ротенберг Р.Б. Подвеска автомобиля: Колебания и плавность хода / Р.Б. Ротенберг // 3-е изд., перераб. и доп. – М.:Машиностроение, 1972. – 392 с.
4. Ротенберг Р.В. Теория подвески автомобиля / Р.Б. Ротенберг. – М.: Машгиз, 1951. – 214 с.
5. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / Под ред. А.А. Хачатуров. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.

В статье приведенная методика моделирования колебаний полевой информационнои машины с системой технического зрения при движении по неровностям поверхности поля. Установлена степень влияния конструктивных параметров, упругих и демпферных элементов подвески полевой информационнои машины на стабилизацию системы технического зрения в соответствии требованиям.

Точное земледелие, колебание машины, система технического зрения, жесткость подвески.

In paper resulted method of design of vibrations of field informative machine with system of technical sight at motion to inequalities of

surface of field. The degree of influencing of structural parameters is set, resilient and damper elements of pendant of field informative machine on stabilization of system of technical sight in accordance to requirements.

Exact agriculture, oscillation of machine, system of technical sight, inflexibility of pendant.

УДК 620:95

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПИТОМОЇ ПОТУЖНОСТІ ПЕРЕМІШУВАННЯ БІОМАСИ В ОБЕРТОВОМУ РЕАКТОРІ

***Г.А. Голуб, доктор технічних наук
О.В. Дубровіна, В.В. Чуба, М.Ю. Павленко, інженери***

Приведено експериментальні залежності для визначення питомої енергоємності перемішування біомаси в обертовому реакторі.

Реактор, біомаса, біогаз, перемішування, потужність.

Постановка проблеми. Підвищення енергетичної ефективності біогазових установок є одним із головних напрямків покращення технологічного процесу виробництва біогазу, а тому обґрунтування методів визначення питомої потужності та енергетичних параметрів експлуатації біогазових установок потребує постійного удосконалення.

Аналіз останніх досліджень. Експлуатація біогазових установок показала, що сприяння контакту анаеробних бактерій із біомасою субстрату забезпечується за рахунок перемішування субстрату, однак при цьому інтенсивного перемішування слід уникати, оскільки це може призвести до припинення анаеробного зброджування за рахунок порушення симбіозу ацетогенних та метаногенних бактерій. На практиці компроміс досягається за рахунок повільного обертання мішалок або їх роботи упродовж короткого часу [1]. У той же час, досвід експлуатації реакторів біогазових установок показав, що практично неможливо усунути розшарування біомаси в реакторі на мінеральний осад та органічну плаваючу біомасу, що вказує на недоліки в роботі систем перемішування біомаси [2, 3].

Нами розроблено ряд запатентованих технічних рішень, які дозволяють у значній мірі усунути розшарування біомаси за рахунок

© Г.А. Голуб, О.В. Дубровіна, В.В. Чуба, М.Ю. Павленко, 2013

surface of field. The degree of influencing of structural parameters is set, resilient and damper elements of pendant of field informative machine on stabilization of system of technical sight in accordance to requirements.

Exact agriculture, oscillation of machine, system of technical sight, inflexibility of pendant.

УДК 620:95

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПИТОМОЇ ПОТУЖНОСТІ ПЕРЕМІШУВАННЯ БІОМАСИ В ОБЕРТОВОМУ РЕАКТОРІ

***Г.А. Голуб, доктор технічних наук
О.В. Дубровіна, В.В. Чуба, М.Ю. Павленко, інженери***

Приведено експериментальні залежності для визначення питомої енергоємності перемішування біомаси в обертовому реакторі.

Реактор, біомаса, біогаз, перемішування, потужність.

Постановка проблеми. Підвищення енергетичної ефективності біогазових установок є одним із головних напрямків покращення технологічного процесу виробництва біогазу, а тому обґрунтування методів визначення питомої потужності та енергетичних параметрів експлуатації біогазових установок потребує постійного удосконалення.

Аналіз останніх досліджень. Експлуатація біогазових установок показала, що сприяння контакту анаеробних бактерій із біомасою субстрату забезпечується за рахунок перемішування субстрату, однак при цьому інтенсивного перемішування слід уникати, оскільки це може призвести до припинення анаеробного зброджування за рахунок порушення симбіозу ацетогенних та метаногенних бактерій. На практиці компроміс досягається за рахунок повільного обертання мішалок або їх роботи упродовж короткого часу [1]. У той же час, досвід експлуатації реакторів біогазових установок показав, що практично неможливо усунути розшарування біомаси в реакторі на мінеральний осад та органічну плаваючу біомасу, що вказує на недоліки в роботі систем перемішування біомаси [2, 3].

Нами розроблено ряд запатентованих технічних рішень, які дозволяють у значній мірі усунути розшарування біомаси за рахунок

© Г.А. Голуб, О.В. Дубровіна, В.В. Чуба, М.Ю. Павленко, 2013

забезпечення перемішування шарів біомаси із використанням занурених обертових біогазових реакторів. Визначено також рівень занурення обертового метантенка в рідину (відстань від його центра обертання до рівня рідини, в яку він занурений), а також коефіцієнт його заповнення (відстань від центра обертового метантенка до рівня біомаси в ньому) від геометричних параметрів обертового метантенка та густини рідини, в яку занурений обертовий метантенок при забезпеченні його знаходження у завислому стані [4]. Однак питання визначення енергомісткості обертання реактора у завислому стані, зануреним у воду, потребує проведення відповідних досліджень.

Мета досліджень – експериментально визначити питому потужність перемішування біомаси в обертовому реакторі.

Результати досліджень. Розрахункова схема обертового реактора приведена на рис. 1. Для того щоб забезпечити обертання реактора необхідно прикласти крутний момент, величина якого становить:

$$M_{KP} = M_{OP} + M_{BTZ} + M_{BTV} + M_{PB} - M_{OB} + J \frac{d\omega}{dt}, \quad (1)$$

де M_{KP} – крутний момент для забезпечення обертання реактора, Н м; M_{OP} – момент опору підшипникових вузлів, Н м; M_{BTZ} – момент в'язкого тертя зовнішньої поверхні реактора об рідину, в яку занурений реактор, Н м; M_{BTV} – момент в'язкого тертя внутрішньої поверхні реактора об рідку біомасу, яка знаходиться в реакторі, Н м; M_{PB} – момент, необхідний для забезпечення підйому біомаси в реакторі під час його обертання, Н м; M_{OB} – момент, що створюється за рахунок потоків опускання біомаси в реакторі під час його обертання, Н м; J – момент інерції метантенка відносно осі його обертання, кг м^2 ; $\frac{d\omega}{dt}$ – кутове прискорення обертання реактора, рад/с^2 .

Помноживши кожен член рівняння (1) на кутову швидкість обертання реактора отримаємо:

$$P_{KP} = P_{OP} + P_{BTZ} + P_{BTV} + P_{PB} - P_{OB} + J\omega \frac{d\omega}{dt}, \quad (2)$$

де ω – кутова швидкість обертання реактора, рад./с ; P_{KP} – потужність для забезпечення обертання реактора, Вт; P_{OP} – потужність опору підшипникових вузлів, Вт; P_{BTZ} – потужність в'язкого тертя зовнішньої поверхні реактора об рідину, в яку занурений реактор, Вт; P_{BTV} – потужність в'язкого тертя внутрішньої поверхні реактора об рідку біомасу, яка знаходиться в реакторі, Вт; P_{PB} – потужність для забезпечення підйому біомаси в реакторі під час його обертання, Вт;

$P_{об}$ – потужність, потоків опускання біомаси в реакторі під час його обертання, Вт.

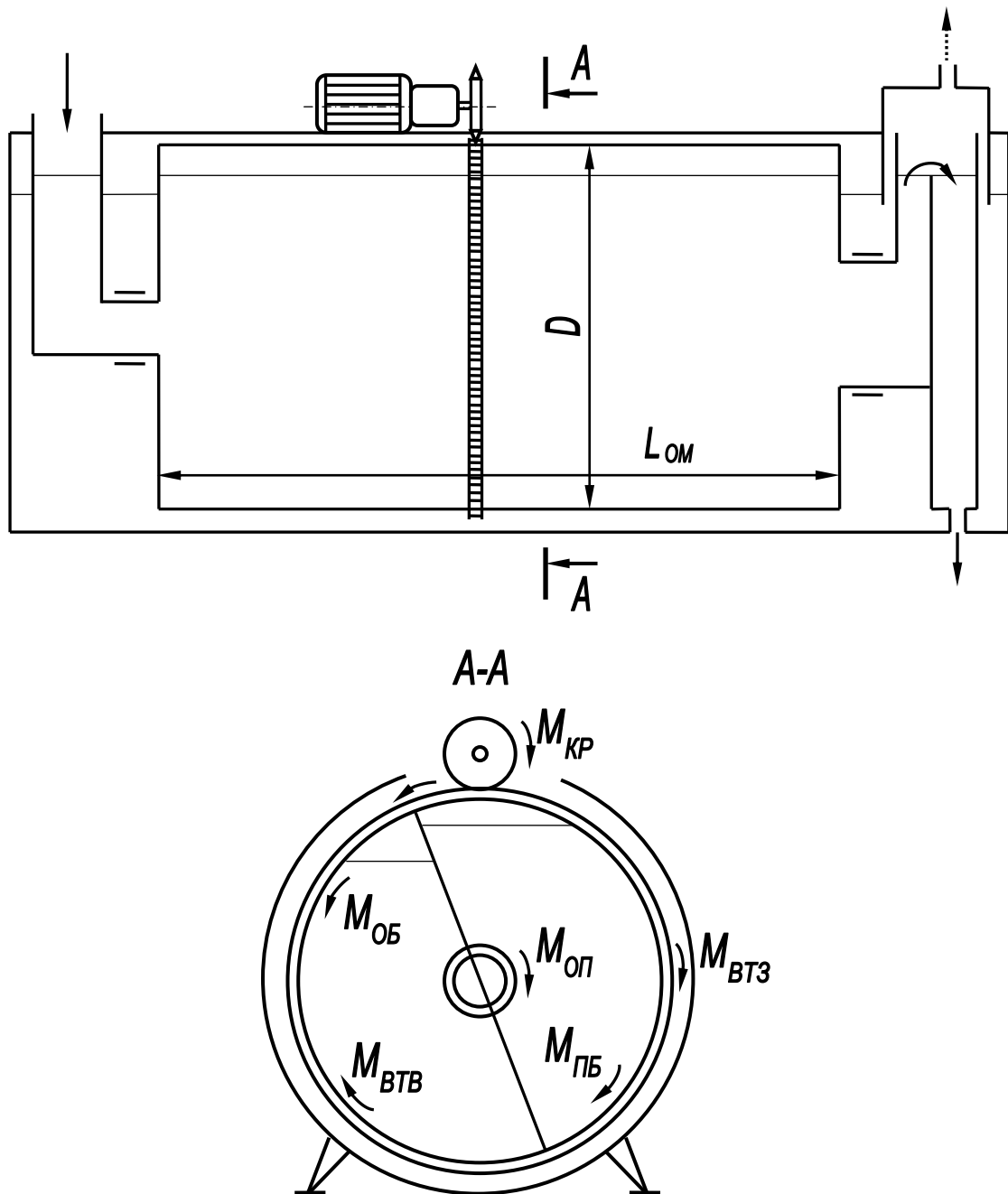


Рис. 1. Розрахункова схема обертового реактора (пояснення в тексті).

Потужність, яка споживається приводним електродвигуном із електричної мережі, таким чином становитиме:

$$P = \left(P_{оп} + P_{втз} + P_{вта} + P_{пб} - P_{об} + J\omega \frac{d\omega}{dt} \right) (\eta_{ед} \eta_{п} \cos \varphi)^{-1}, \quad (4)$$

де P – потужність, яка споживається приводним електродвигуном із електричної мережі, Вт; $\eta_{ел}$ – коефіцієнт корисної дії

електродвигуна, відн. од.; $\eta_{\text{п}}$ – коефіцієнт корисної дії приводу, відн. од.; $\cos \varphi$ – частка активної потужності у повній потужності електродвигуна, відн. од.

Аналізуючи даний вираз, який по суті є енергетичним балансом приводу обертового реактора, можна сказати, що постійне значення споживаної потужності буде лише при повному заповненні внутрішнього об'єму метантенка. Зважаючи на специфіку роботи реактора, коли частина його об'єму завжди буде заповнена біогазом, можна зробити висновок про те, що внутрішні перетоки рідини в реакторі призведуть до циклічних поштовхів, які будуть порушувати статичну рівновагу обертового реактора і призводити до циклічної зміни навантаження.

Фактична зміна споживаної електричної потужності, що витрачається на привід заповненого на 96 % експериментального обертового реактора з внутрішнім об'ємом 75,55 л (діаметр 0,4 м) та його зануренні у рідину на 75 % приведена на рис. 2.

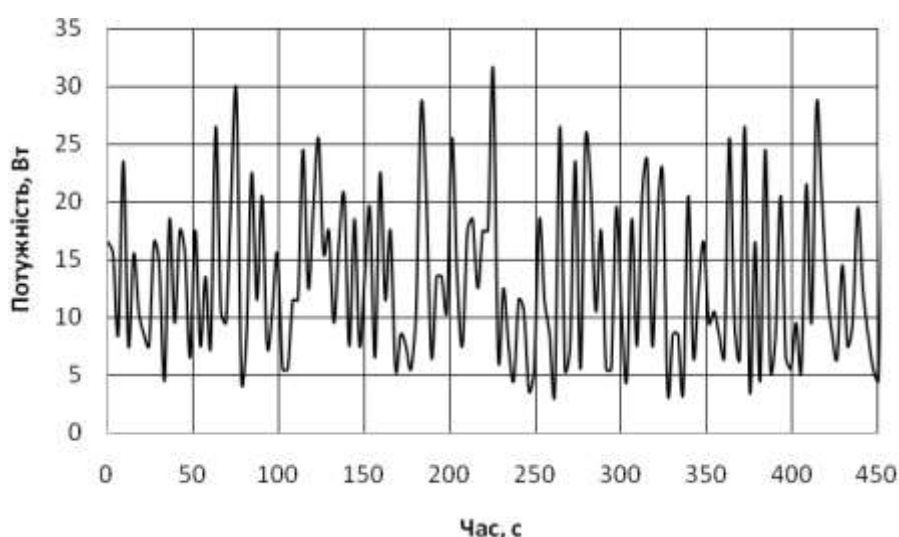


Рис. 2. Зміна споживаної електричної потужності під час роботи обертового реактора.

У подальшому при проведенні досліджень використовувалося середнє значення споживаної потужності на привід обертового реактора.

Нами було експериментально визначено середнє значення потужності, необхідної для приводу обертового реактора в залежності від його коефіцієнта заповнення (рис. 3).

Аналіз показує, що при збільшенні коефіцієнта заповнення обертового реактора середнє значення споживаної потужності збільшується, що обумовлено збільшенням витрат на опір у підшипникових вузлах, в'язке тертя внутрішньої поверхні реактора об рідку біомасу, яка знаходиться в реакторі, а також на

забезпечення підйому біомаси в реакторі під час його обертання. При подальшому збільшенні коефіцієнта заповнення обертового реактора середнє значення споживаної потужності дещо зменшується за рахунок зменшення перетоків біомаси і витрат на в'язке тертя внутрішньої поверхні реактора об рідку біомасу, яка знаходиться в реакторі.

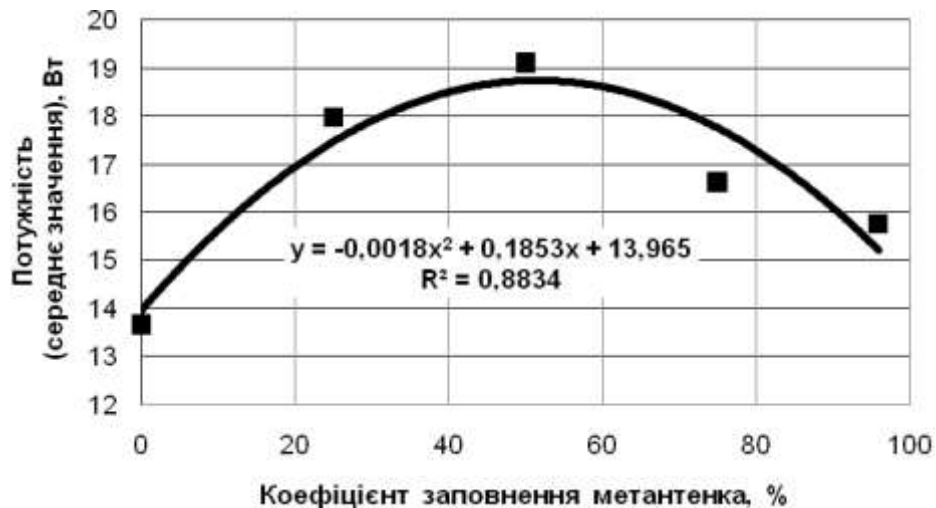


Рис. 3. Вплив коефіцієнта заповнення обертового реактора на потужність приводного механізму

Середнє значення споживаної потужності необхідної для приводу обертового реактора в залежності від його коефіцієнта занурення приведена на рис. 4.

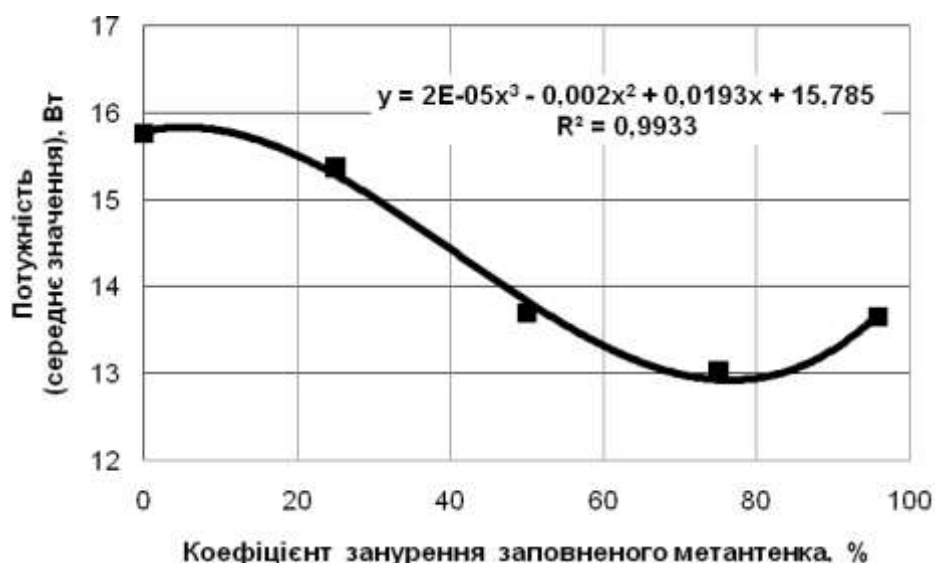


Рис. 4. Вплив коефіцієнта занурення заповненого обертового метантенка на потужність приводного механізму.

Аналіз показує, що при збільшенні коефіцієнта занурення обертового реактора в рідину, середнє значення споживаної потужності зменшується до досягнення мінімального значення, що обумовлено зменшенням витрат на опір у підшипникових вузлах. При подальшому збільшенні коефіцієнта занурення обертового реактора середнє значення споживаної потужності дещо збільшується за рахунок збільшення в'язкого тертя зовнішньої поверхні реактора об рідину, в яку занурений реактор.

Висновок. У результаті проведеного аналізу можна стверджувати, що заповнений на 96 % обертовий реактор з внутрішнім об'ємом 75,55 л (діаметр 0,4 м) потребує мінімальної потужності для приводу близько 13 Вт при його зануренні у рідину на величину від 75 до 77 %. При цьому питома потужність приводного механізму в розрахунку на об'єм біомаси в реакторі становитиме 0,179 кВт/м³.

Список літератури

1. *Руководство по биогазу. От получения до использования /* Специальное агентство возобновляемых ресурсов (FNR). 5-е издание. – Гюльцов: Германия, 2012. – 213 с.
2. Голуб Г.А. Технічне забезпечення виробництва біогазу / Г.А. Голуб, О.В. Дубровіна, Б.О. Рубан, В.О. Войтенко // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: технічні науки. – Вінниця, 2012. – Вип. 10. – С. 17–19.
3. Голуб Г. Сучасні тенденції розвитку біогазових установок / Г. Голуб, В. Войтенко, Б. Рубан, В. Єрмоленко // Техніка і технології АПК. – 2012. – № 2. (29). – С. 18–21.
4. Голуб Г.А. Обґрунтування рівня занурення та коефіцієнта заповнення біомасою обертового метантенка / Г.А. Голуб, О.В. Дубровіна // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2012. – Вип. 170, ч. 2. – С. 55–61.

Приведены экспериментальные зависимости для определения удельной энергоемкости перемешивания биомассы во вращающемся реакторе.

Реактор, биомасса, биогаз, перемешивание, мощность.

Experimental dependences to determine specific energy of mixing biomass in rotating reactor is adduced.

Reactor, biomass, biogas, mixing, power.

СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ В СУШИЛЬНИХ ТЕХНОЛОГІЯХ

В.В. Шутюк, кандидат технічних наук

С.М. Василенко, доктор технічних наук

О.С. Бессараб, кандидат технічних наук

Національний університет харчових технологій

В.П. Василюк, кандидат технічних наук

***Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

Наведено причини зростаючого інтересу до процесів сушіння, а також деякі аспекти взаємодії промисловості й наукових університетських колективів у втіленні та застосуванні. Розглядаються тенденції дослідження процесів сушіння, що з'являються на стику різних галузей науки з використанням поступальних можливостей технічного процесу.

Сушіння, інтенсивність, ефективність, енергетичні аспекти, сухі харчові продукти.

Вступ. Головна мета сушіння в харчовій промисловості – збереження висушеного продукту. Зниження вологовмісту запобігає або значно гальмує перебіг мікробних і ферментативних реакцій. Проте сушіння негативно позначається на хімічному складі продукту, матеріальній й харчовій цінності харчових продуктів. Удосконалення технології сушіння передбачає:

- підвищення техніко-економічних показників (зниження споживання енергії, збільшення продуктивності процесу, зменшення розмірів устаткування, полегшення керування процесом);
- врахування екологічних аспектів (мінімізація споживання енергії, зменшення шкідливих викидів у атмосферу, підвищення безпеки виробництва);
- поліпшення якості продукту (однорідність сушіння, мінімізація хімічних змін продукту, збереження харчової цінності).

Сушіння є одним із найбільш складних процесів оброблення продуктів і найменш досліджених з огляду на труднощі створення математичної моделі одночасного перенесення теплових потоків, сухих речовин, вологи.

Зростаючий інтерес до сушіння останнім часом спостерігається у країнах, що розвиваються на фоні відносно стабільного на інших

континентах. Про це свідчить, зокрема, аналіз кількості публікацій з теми сушіння у матеріалах міжнародних симпозіумів у Нідерландах і Китаї (2002 р.), Бразилії (2004 р.), Угорщині (2006 р.) [4, 6, 8, 12, 14]. Публікації в основному присвячені таким напрямам, %: харчові продукти та продукція сільського господарства 30–35; обладнання: проектування, оптимізація, керування 20–25; основні принципи сушіння, моделювання, виробництво 20–25; інші 15–30.

Наведений аналіз свідчить, що продукція харчової промисловості й сільського господарства залишається домінуючою у дослідженні процесу сушіння – понад 30 % публікацій присвячено цьому питанню. Така тенденція простежувалася і на симпозіумах з сушіння 2008 р. в Індії та 2010 р. в ФРН.

Зростаючий інтерес до процесу сушіння засвідчує кількість отриманих у США в останні два десятиліття патентів з сушіння до 240 на рік, тоді як сумарна кількість патентів з кристалізацією, випарювання, адсорбції, дистиляції й мембранного розділення не досягає 200 [5]. Яскравим прикладом успішної співпраці наукових інституцій з промисловістю стала спільна діяльність 14 великих Європейських хімічних компаній (BASF, Bayer, BP Amoco, DOW, Rhone-Poulenc, DuPont, Elf Atochem, Hoechst AG, ICI, Norsk Hydro, Novo Nordisk, DSM і Astra Zeneca), з понад 20 європейськими університетами за такими напрямками, як комбіноване сушіння й гранулювання, розпилювальне й контактне сушіння, математичне моделювання, стандартизація випробувальних методів і експертних систем з вибору сушарок [13].

До інтенсивніших досліджень заощадження потенційної енергії в сушильних технологіях [7] спонукають світова економічна криза та постійне зростання вартості енергоресурсів. Увага до проблем стимулюється зростаючими вимогами законодавства щодо забруднення навколишнього середовища, умов та якості праці, а також глобальною загрозою негативного впливу вуглекислоти та інших викидів на фоні зростання світового енергоспоживання та прогнозів виробництва енергоресурсів (табл. 1).

1. Виробництво світових енергетичних ресурсів.

Енергетичний ресурс	Виробництво у році, %			
	2000	2010	2020	2030
Еквівалент 1т. нафти*	9,179	11,132	13,167	15,267
Нафта	39	38	38	38
Вугілля	26	24	24	24
Природний газ	23	25	27	28
Ядерна енергія	7	7	6	5
Відновлювальна енергія	3	3	4	4
Гідравлічна енергія	3	3	3	2

* млрд. т.

Промислове енергоспоживання для теплового зневоднення іноді досягає понад 12 % загального промислового споживання [15]. Високе споживання енергії в процесі сушіння, ставить проблему енергоощадних технологій сушіння в число першочергових.

З огляду на аграрне спрямування економіки України та у країні спад промислового виробництва у світі розвиток сушильних технологій є привабливим і перспективним. Так, незважаючи на спад загального виробництва молока під час економічної кризи, Україні в останніми роками виробляється понад 10 млн. т сирого молока, що на 26 % більше внутрішньої потреби (річна потреба в рідкому молоці становить понад 2,1 млн. т). Виробництво сухого знежиреного і сухого незбираного молока більш ніж удвічі перевищило внутрішні потреби країни [2]. Такі показники дають можливість Україні посідати достатньо високу позицію в рейтингу основних світових експортерів молочної продукції (табл. 2).

2. Основні країни – виробники сухого молока, тис.т.

Країна	Сухе молоко											
	знежирене						незбиране					
	Виробництво		Імпорт		Експорт		Виробництво		Імпорт		Експорт	
	2010	2011	2010	2011	2010	2011	2010	2011	2010	2011	2010	2011
Австралія	113	109	5	6	160	175	222	230	15	15	137	145
Аргентина	50	55			20	19	38	37			170	200
Бразилія	80	80	10	10	3	5	130	134	37	39	6	10
ЄС	1975	2000	4	5	378	450	980	1010	2	2	444	430
Індія	4325	4325			10	15	375	410				
Китай			91	100			55	56	320	430	3	3
Мексика	175	187	155	155			13	13	15	20	7	7
Нова Зеландія	500	454	3	3	344	375	344	375			948	1000
Росія	252	195	180	185			70	70	55	50		
США	718	800			384	414	824	885	7	5	10	8

Важливою галуззю збільшення обсягів виробництва та розширення асортименту сушених продуктів є консервна промисловість. Оскільки в Україну експортується багато різноманітних сушених продуктів, питання власного виробництва стоїть надзвичайно гостро. Зрозуміло, що виробництво і скорочення імпорту екзотичних для нашого клімату сухих продуктів економічно недоцільно. Імпорт же сушених овочів, грибів і сухофруктів потребує істотного зменшення. Приміром, РФ експортує в різні країни включно з Україною (табл. 3) сушеної продукції на суму близько 2 млн. доларів [1].

Способи інтенсифікації процесу сушіння. Зменшення капітальних і експлуатаційних витрат сушарок залежить від можливості реалізації збільшення швидкості сушіння за умови дотримання вимог якості продукту. Високі швидкості сушіння дають змогу зменшити розміри як самої сушарки, так допоміжного

устаткування. Це, в свою чергу, сприяє зниженню експлуатаційних витрат. Як відомо, сировина для промислового сушіння характеризується поверхневою і внутрішньою вологістю. Інтенсивність сушіння під час вилучення поверхневої вологи залежить тільки від значення зовнішньої теплопередачі і коефіцієнта масоперенесення, оскільки опір масообміну, знаходиться поза висушеним матеріалом. Отже, збільшення зовнішньої конвективної теплопередачі й коефіцієнта масоперенесення, збільшення швидкості, температури сушильного агента або відносної вологості відпрацьованого сушильного агента приведе до збільшення швидкості сушіння у звичайній конвективній сушарці. Природно, є винятки, наприклад, інтенсивне сушіння може сприяти поверхневому зміцненню і зниженню швидкості сушіння. Це також може спричинити небажанні крайні стискання і розтріскування продукції. Отже, збільшення турбулентності сушильного агента, механічна вібрація, або коливання потоку призводять до вищих швидкостей сушіння. Ультразвуковий або звуковий вплив збільшують швидкість сушіння, але механізми інтенсифікації ускладнюються.

3. Експорт РФ сушених овочів і фруктів по країнах світу у 2007–2011 рр., тис.дол.

Країна	Рік				
	2007	2008	2009	2010	2011
Азербайджан	11,1	13,7	13,1	36,9	26,0
Німеччина	324,2	454,1	764,8	281,1	340,5
Італія	478,3	208,5	270,0	88,7	107,5
Казахстан	381,8	689,8	451,7	343,3	349,2
Монголія	134,2	176,8	84,6	222,7	204,6
США	69,3	13,1	26,4	11,9	8,3
Таджикистан	-	12,2	0,5	119,3	53,4
Україна	746,1	682,8	331,4	392,2	457,5
Франція	220,3	75,5	66,6	44,3	53,7
Інші країни	1719	2195,9	1760,8	1356,1	1257,5
Всі країни	2754,7	2979,5	2185,7	1923,8	1830,4

У разі використання перегрітої пари при температурі інверсії як сушильного агента швидкість сушіння вища порівняно з гарячим повітрям, але при температурах, нижчих критичної, навпаки – нижча. Ультразвуковий вплив може викликати високочастотний тиск пульсації з наступною кавітацією. Почергова генерація областей високого та низького тисків викликає швидкі пароутворення й перенесення рідини через матеріал. Використання електромагнітного поля може підігріти об'ємно полярну рідину, яка буде випарена. Це фактично усуває опір переданню теплоти в матеріал. Перенесення вологи через матеріал інтенсифікується до деякої міри за рахунок збільшення рухливості вологи при більш

високих температурах. Описаний механізм збільшення швидкості сушіння спостерігається у разі сушіння перегрітою парою.

Інший можливий спосіб посилення інтенсивності сушіння включає в себе збільшення ефективних площ поверхні поділу для теплопередачі і масообміну. Приміром, в набігаючій конфігурації потоку зона зіткнення, генерована зіткненням протидіючих потоків газової матеріальної точки, є одним з факторів високої інтенсивності турбулентності. Якщо пастоподібний або подібний до мулу матеріал розсіюється, область турбулентності має тенденцію до збільшення площі поверхні поділу сушіння. Інтенсивність сушіння далі посилюється обернено пропорційно розміру матеріальної частки або розміру краплі за інших рівних умов. Коли це допустимо, використання механічних диспергуючих агентів або мішалок в межах сушарок сприяє збільшенню швидкості сушіння. Також відомо, що теплопередача від однієї матеріальної частки до іншої ефективніша (треба забезпечити достатню поверхню зіткнення) ніж між газом і матеріальними частками. Змішуванням гарячих інертних матеріальних часток з вологими матеріальними точками веде до дуже високої інтенсивності сушіння. Можливе таке використання матеріальних точок адсорбуючої речовини, коли теплоносії також ефективно посилює потенціал масообміну, знижуючи одночасно вологість газу. Більшість наведених варіантів інтенсифікації сушіння перевірені [9]. Проте не всі ідеї можуть бути застосовані нині, оскільки більшість із них пов'язана зі змінами якості виробів. До того ж впровадження нових технологій призводить до ускладнення устаткування, вимагаючи попереднього техніко-економічного обґрунтування перед промисловим застосуванням. Прикладні області використання деяких з описаних способів підвищення інтенсифікації сушіння наведено нижче.

Способи інтенсифікації сушіння	
Період сушіння постійної швидкості	підвищення турбулентності вільного потоку;
	застосування коливання, вібрації;
	використання двофазного сушильного агенту;
падаючої швидкості	застосування акустичного поля високого звукового рівня тиску;
	застосування ультразвукової області;
	високочастотне нагрівання;
постійної й падаючої швидкості	електрокінетичні явища;
	використання синергетичних ефектів;
	збільшення площі поверхні поділу для теплопередачі і масообміну;
	використання високочастотного нагрівання;
	сушіння перегрітою парою.

Використання багатоступінчастих сушарок. За наявності у матеріалі поверхневої і внутрішньої вологи для ефективного ведення процесу сушіння режим сушіння і навіть тип сушарки в деяких випадках мають відрізнятися, щоб вилучити ці два різні типи вологи. З економічних причин переважно вибирають єдину сушилню установку для всього процесу сушіння, змінюючи режим просторово для сушарок безперервних і тимчасово – для сушарок періодичної дії. Зонування сушарок по їхній довжині зазвичай використовується в конвеєрних і тунельних установках, для гарантування оптимального режиму сушіння термолабільних матеріалів при інтенсифікації процесу сушіння [3]. Під час падаючої швидкості сушіння режим має проходити повільніше, щоб забезпечити температуру матеріалу, нижчу від критичної температури, вище за яку якість матеріалу значно погіршується (змінюється колір, текстура тощо). Але для великих продуктивностей і для деяких матеріалів рентабельне використання двох різних типів сушарок.

Вилучення поверхневої вологи – взагалі більш інтенсивніший процес, який вимагає коротшого часу витримування продукту в сушарці, тоді як видалення внутрішньої вологи – процес повільніший, що потребує довшого часу витримування і, отже, більшої за розміром сушарки. Для вилучення в основному поверхневої вологи призначені сушарки з киплячим шаром, валкові, розпилювальні тощо. Для тривалішого перебування сировини використовуються сушарки циркуляційні, тунельні, стрічкові тощо.

Для успішного використання багатоступінчастого сушіння початковий матеріал повинен мати обидва типи вологи у достатній кількості, щоб тривалість процесу двоступеневого сушіння стала достатньою для промислової реалізації. У деяких випадках перший ступінь може використовуватися з метою вилучення поверхневої вологи з метою зменшення адгезійних властивостей продукту, достатніх для подальшого сушіння, наприклад в киплячому шарі [10]. Приміром, у виробництві кави розпилювальне сушіння має супроводжуватись сушінням у киплячому шарі. Відповідно процес розпилювання вимагає великої камери змішування, а висушуваний продукт тонкого подрібнення. Такі гібридні сушарки рентабельніші порівняно зі звичайними. Іноді тривалий час перебування у двоступінчатій сушарці потрібний для структурних змін або перебігу хімічних реакцій, набагато повільніших за процес сушіння. Наприклад, кристалізація поліетилентерефталату (ПЕТФ) – смола полімеризується у високій колоні, тоді як початкова вологість вилучається в малій сушарці з киплячим шаром.

У табл. 4 наведено приклади промислового використання двоступінчастих технологій сушіння [11]. Слід зауважити, що

багатоступінчасті сушарки – це тільки інтелектуальна комбінація відомих технологій.

4. Деякі приклади двоступінчастого сушіння.

Ступінь сушіння		Переваги	Використання
перша	друга		
Розпилювальна сушіння (τ 0...10 с)	Сушіння у киплячому шарі (τ 0...10 хв)	Використання повного розміру сушарки – зумовлення кращих техніко-економічних характеристик	Розпилювальна сушарка з флюїдизацією (Niro)
		Продукт за потреби гранульований (придатний для швидкого приготування)	Рідкі розчини (кава, молоко і мийні засоби)
Розпилювальна сушіння (τ 0...10 с)	Сушіння у вібраційному розподільвачі (τ 0...10 хв)	Те саме	Сухі кава, молоко тощо
Розпилювальна сушіння (τ 0...10 с)	Сушіння у стрічковій сушарці з циркуляцією та зонуванням (τ 0...10 хв)	Сушіння в помірних умовах для термолабільних матеріалів і досить липких твердих матеріалів з високим вмістом цукру	Сушіння соків
Аерофонтанна сушіння (τ 0...10 с)	Сушіння в киплячому шарі (τ 0...10 хв)	Миттєве вилучення поверхневої вологи в аерофонтанній сушарці; внутрішньої вологи – тривале перебування у сушарці з киплячим шаром	Деревина або целюлоза
Сушіння в киплячому шарі (τ 0...1 хв)	Колонній/фільтраційній сушарці (τ 0...10 год)	Миттєве вилучення поверхневої вологи в сушарці з киплячим шаром, досушування – у колонній сушарці	Полімери
Валкова сушарка (τ 0...0,1 с)	Ударне сушіння (τ 0...0,1 с)		Сушіння цигаркового паперу винятково у двоступінчатій сушарці; один і той же час перебування на кожній стадії сушіння

Проте вона, як правило, пропонує унікальні переваги, що не узгоджуються зі складовими технологіями (табл. 5).

5. Порівняльний аналіз використання багатоступінчастих сушарок в молочній промисловості.

Сушарка	Економія енергії, %	Характеристики порошку
Одноступінчаста: розпилювальна	—	Неагломерований (~0,2 мм); широкий розподіл по розміру; значна фракція дрібного
Двоступінчаста: розпилювальна із псевдозрідженим шаром	~ 18	Агломерований з обробленням для швидкого приготування; мала фракція дрібного; відсутнє пилоутворення
Триступінчаста: розпилювальна з киплячим шаром та із зовнішнім киплячим шаром	~ 30	Агломерований і гранульований; добра розчинність; незначна розбіжність по розміру

Нові перспективні технології, впроваджувані останнім часом, включають в себе комбінації традиційних способів сушіння. Зокрема, теплові насоси, багатоступінчасті способи сушіння, керування виробництвом на основі оптимальних моделей керування застосовують досить широко. При державному економічному стимулюванні використання поновлюваних джерел енергії для процесів сушіння може бути рентабельним, особливо в умовах постійного зростання вартості палива.

Висновки

Стаття відображає сучасний стан та зростаюче значення процесу сушіння у світових наукових дослідженнях, висвітлює перспективи виробництва сухих харчових продуктів в Україні та світі.

Тенденції розвитку сушильних технологій полягають в інтенсифікації процесу сушіння за рахунок: збільшення площі поверхні поділу для теплопередачі й масообміну; використання високочастотного нагрівання; сушіння перегрітою парою; підвищення турбулентності вільного потоку; застосування: коливання і вібрації, двофазного сушильного агента, акустичного поля високого звукового рівня тиску, ультразвукової області, високочастотного нагрівання, електрокінетичних явищ, синергетичних ефектів, багатоступінчастого процесу сушіння.

Використання сучасних тенденцій інтенсифікації сушіння вимагає інтегрованого системного підходу до багатопланового і мультидисциплінарного моделювання одночасних процесів перенесення імпульсу, енергії і маси. Також дослідження потребуватимуть активнішої співпраці дослідників для досягнення ефективнішого внеску у фундаментальну науку та промислове впровадження. Перспективні розробки вимагають уваги до екологічної безпечності і енергоощадності, з огляду на постійне збільшення екологічних і економічних вимог, за умови високої якості готової продукції.

Список літератури

1. *Анализ рынка сушеных овощей и фруктов в России в 2007–2011 гг, прогноз на 2012–2016 гг.* – BusinesStat. – 65 с.
2. *Аналитический обзор рынка: Молоко и молочная продукция.* – М.: ФГБУ «СпецЦентрУчет в АПК», 2011. – 26 с.
3. *Advanced drying technologies/ Tadeusz Kudra, Arun S. Mujumdar.* – CRC Press is an imprint of Taylor & Francis Group, 2009. – 455 p.
4. *Coumans J.* Some impressions from IDS'96. – *Drying Technology*, 1997. – 15 (3,4). – P. 1243–1250.
5. *Devahastin S.* Conference report. IDS'2002, Beijing. – China, Personal Communication, 27–30 August 2002.
6. *Fernandez M.A., Arlabosse P., Descoins N.* Thermally-assisted mechanical dewatering: State-of the-art and new developments. PRES'05. – Palermo, Sicily, Italy, 22–25 May 2005.
7. *Itaya Y., Mori S.* Recent R&D on drying technology in Japan. In *Proceedings of XI Polish Drying Symposium.* – Poznan, Poland, 13–16 September, 2005.
8. *Keey R.* Conference report on the 12th IDS'2000. – *Drying Technology*, 2001. – 19 (1). – P. 237.
9. *Mujumdar A. S., Passos M. L.* 2000. Drying: Innovative technologies and trends in research and development. In: *Developments in Drying.* A. S. Mujumdar and S. Suvachittanont (Eds.): Kasetsart University Press, Bangkok: Thailand. – P. 235–268.
10. *Mujumdar A. S., Passos M. L.* *Developments in Drying.* Kasetsart University Press: Bangkok, Thailand, 2000. – P. 235–268.
11. *Mujumdar A. S.* Research and Development in Drying: Recent Trends and Future Prospects. *Drying Technology*, 2004. – Vol. 22, Nos. 1&2. – P. 1–26.
12. *Pakowski Z.* Impressions of IDS'98. *Drying Technology*, 1999. – 17 (6). – P. 1247–1253.
13. *Slangen H.J.M.* The need for fundamental research on drying as perceived by the European chemical industry. – *Drying Technology*, 2000. – 18 (7). – P. 1601.
14. *Strumillo C.* Perspectives on Developments in Drying. – *Drying Technology*, 2006. – 24. – P. 1059–1068.
15. *Strumillo C., Jones P.L., Zylla R.* Energy aspects in drying. In *Handbook of Industrial Drying*, 2nd Ed; *Mujumdar A.S., Ed.* – Marcel Dekker, Inc.: New York, 1995. – P. 1241.

Приведены причины растущего интереса к процессам сушки, а также некоторые аспекты взаимодействия промышленности и научных университетских коллективов в воплощении и применении. Рассматриваются тенденции исследования процессов сушки, появляющиеся на стыке различных отраслей науки с использованием поступательных возможностей технического процесса.

Сушка, интензивность, эфффективність, энергетические аспекты, сухие пищевые продукты.

Reasons over of growing interest are brought in processes of drying and also some aspects of co-operation of industry and scientific university collectives in embodiment and application. The tendencies of

research of processes of drying that appear on joint of different areas of science with use of forward possibilities of technical process are examined.

Drying, intensity, efficiency, power aspects, dry food foods.

УДК 621.87

ОПТИМІЗАЦІЯ РИВКОВОГО РЕЖИМУ РУХУ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ СТІЛОВОГО КРАНА

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
В.В. Мельніченко, аспірант****

В статті розглянуто спосіб усунення коливань вантажу під час роботи механізму повороту стрілових кранів. Оптимізація режиму пуску механізму повороту крана проводиться за допомогою методів варіаційного числення. В роботі використано критерій, підінтегральною функцією якого слугує енергія ривків, котрий підлягає мінімізації. За керуючий параметр обрано зусилля, яке діє на механізм повороту зі сторони приводного механізму.

Коливання вантажу, оптимізація, перехідний режим, рух.

Постановка проблеми. Відомо [5], що при роботі стрілових кранів спостерігаються маятникові коливання вантажу, котрі викликають нерівномірний рух ланок механізмів та створюють додаткові динамічні навантаження, що знижує їхню надійність і приводить до незручностей при їх експлуатації, а також збільшують ризик виникнення аварійних ситуацій.

Вирішення проблеми зменшення коливань вантажу на гнучкому підвісі забезпечить більш ефективну експлуатацію кранового обладнання.

Аналіз останніх досліджень. Проблемі усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі вже декілька десятків років. Останні дослідження, присвячені даній проблемі, ґрунтуються на використанні математичних теорій оптимальних процесів (принцип максимуму, варіаційне числення). Зауважимо, що сучасні способи усунення коливань вантажу пропонується реалізовувати з допомогою певної керуючої дії на механізм повороту під час перехідних режимів руху (розгін, гальмування).

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

© В.С. Ловейкін, В.В. Мельніченко, 2013

research of processes of drying that appear on joint of different areas of science with use of forward possibilities of technical process are examined.

Drying, intensity, efficiency, power aspects, dry food foods.

УДК 621.87

ОПТИМІЗАЦІЯ РИВКОВОГО РЕЖИМУ РУХУ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ СТІЛОВОГО КРАНА

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
В.В. Мельніченко, аспірант****

В статті розглянуто спосіб усунення коливань вантажу під час роботи механізму повороту стрілових кранів. Оптимізація режиму пуску механізму повороту крана проводиться за допомогою методів варіаційного числення. В роботі використано критерій, підінтегральною функцією якого слугує енергія ривків, котрий підлягає мінімізації. За керуючий параметр обрано зусилля, яке діє на механізм повороту зі сторони приводного механізму.

Коливання вантажу, оптимізація, перехідний режим, рух.

Постановка проблеми. Відомо [5], що при роботі стрілових кранів спостерігаються маятникові коливання вантажу, котрі викликають нерівномірний рух ланок механізмів та створюють додаткові динамічні навантаження, що знижує їхню надійність і приводить до незручностей при їх експлуатації, а також збільшують ризик виникнення аварійних ситуацій.

Вирішення проблеми зменшення коливань вантажу на гнучкому підвісі забезпечить більш ефективну експлуатацію кранового обладнання.

Аналіз останніх досліджень. Проблемі усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі вже декілька десятків років. Останні дослідження, присвячені даній проблемі, ґрунтуються на використанні математичних теорій оптимальних процесів (принцип максимуму, варіаційне числення). Зауважимо, що сучасні способи усунення коливань вантажу пропонується реалізовувати з допомогою певної керуючої дії на механізм повороту під час перехідних режимів руху (розгін, гальмування).

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

© В.С. Ловейкін, В.В. Мельніченко, 2013

В роботах [1,2,8] за керуючий параметр обрано силову дію на привідний механізм: для усунення коливань вантажу необхідно керувати моментом на валу електродвигуна механізма повороту. Керуюча дія має релейний характер, що призводить до додаткових динамічних навантажень на кран. Цей підхід є неприйнятним з точки зору виникнення значних динамічних навантажень.

За допомогою використання теорії варіаційного числення, як це зроблено в роботі [6], можна забезпечити плавну зміну кінематичних характеристик механізма повороту і усунути коливання вантажу на гнучкому підвісі.

Метою досліджень є оптимізація режиму руху механізма повороту стрілового крана з вантажем під час перехідних процесів. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі: 1) обрати динамічну модель механізма повороту стрілового крана і на її основі побудувати математичну модель; 2) обрати критерій оптимізації режиму повороту крана та встановити умови його мінімуму; 3) визначити оптимальний режим розгону механізма повороту і провести аналіз отриманих результатів.

Результати досліджень. Для проведення досліджень приймемо двомасову модель механізма повороту крана (рис. 1), побудова якої передбачає наступні припущення [3]: підвішений вантаж подібний до вільно висячого маятника; вагою тягового елемента нехтуємо; припускаємо відцентрові коливання вантажу в порівнянні з радіальними незначними і їх дію не враховуємо.

Перераховані припущення при дослідженнях дають досить малу похибку, що підтверджується практичними дослідженнями [4]:

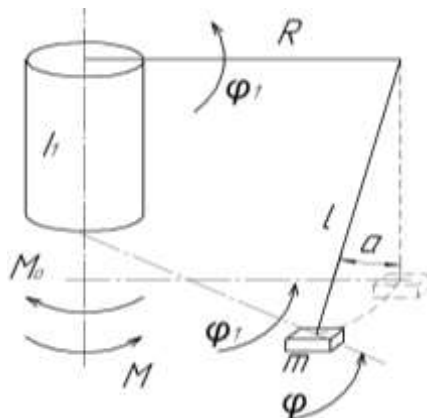


Рис. 1. Розрахункова модель системи «колона-вантаж».

Приведена розрахункова схема (рис.1) описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{mR^2}{l} g (\varphi_1 - \varphi) = M - M_0; & \ddot{\varphi} - \frac{g}{l} (\varphi_1 - \varphi) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де I_1 – момент інерції приводного механізму поворотної колони і стріли, зведений до вісі повороту крана; φ і φ_1 – узагальнені кутові координати зведених мас відповідно вантажу та колони; m – маса вантажу; R – виліт стріли; l – довжина гнучкого підвісу вантажу; g – прискорення вільного падіння; M_0 – статичний момент сил опору, зведений до осі повороту колони; M – рушійний момент на валу електродвигуна, зведений до осі повороту колони; α – кут відхилення вантажного каната від вертикалі.

З другого рівняння системи (1) знаходимо:

$$\varphi_1 = \varphi + \frac{l}{g}\ddot{\varphi}; \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi} + \frac{l}{g}\ddot{\varphi}; \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi} + \frac{l}{g}\ddot{\varphi}; \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi} + \frac{l}{g}\ddot{\varphi}. \quad (2)$$

За критерій оптимізації процесу пуску приймемо критерій, підінтегральною функцією якого слугує енергія ривків [6]:

$$\dot{I}_M = \int_0^{t_1} W dt \rightarrow \min, \quad (3)$$

де t – час; t_1 – тривалість пуску механізму повороту крана.

З першого рівняння системи (1) шляхом диференціювання за часом і з урахуванням залежностей (2) отримуємо:

$$W = \frac{1}{2}I_1 \left(\ddot{\varphi} + \varphi \frac{l}{g} \right)^2 + \frac{1}{2}mr^2\ddot{\varphi}^2. \quad (4)$$

Умова мінімуму критерію (3) визначається із рівняння Ейлера-Пуассона [9]:

$$\frac{\partial W}{\partial \varphi} - \frac{d}{dt} \frac{\partial W}{\partial \dot{\varphi}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial W}{\partial \ddot{\varphi}} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial W}{\partial \ddot{\varphi}} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial W}{\partial \ddot{\varphi}} - \frac{d^5}{dt^5} \frac{\partial W}{\partial \ddot{\varphi}} = 0, \quad (5)$$

яке в даному випадку з урахуванням виразу (4) запишеться таким чином:

$$\varphi + 2\frac{g}{l}\ddot{\varphi} + \left(1 + \frac{mR^2}{I_1}\right)\frac{g^2}{l^2}\varphi = 0. \quad (6)$$

Введемо наступну заміну для частоти власних коливань прийнятої моделі механізму повороту крана:

$$k = \sqrt{\frac{g}{l}}. \quad (7)$$

В результаті чого отримаємо диференціальне рівняння, яке відповідає мінімуму критерію (3) з урахуванням виразу (4):

$$\varphi + 2k^2\ddot{\varphi} + \left(1 + \frac{mr^2}{I_1}\right)k^4\varphi = 0. \quad (8)$$

Для процесу пуску крайові умови мають вигляд:

$$\begin{cases} t=0: \varphi_1 = \varphi = 0, \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi} = 0, \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}; \\ t=t_1: \varphi_1 = \varphi, \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi} = \omega_y, \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}, \ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}. \end{cases} \quad (9)$$

Враховуючи залежності (2), виразимо крайові умови координати φ_1 та її похідних через координату φ та її похідні. В результаті чого, будемо мати:

$$\begin{cases} t=0: \varphi = 0, \dot{\varphi} = 0, \ddot{\varphi} = 0, \overset{IV}{\ddot{\varphi}} = 0, \overset{IV}{\varphi} = 0; \\ t=t_1: \dot{\varphi} = \omega_y, \ddot{\varphi} = 0, \overset{IV}{\ddot{\varphi}} = 0, \overset{IV}{\varphi} = 0, \overset{V}{\varphi} = 0. \end{cases} \quad (10)$$

Для розв'язування отриманого диференціального рівняння (8) з урахуванням крайових умов (10) зручно використати програму Wolfram Mathematica v.8, яка дозволяє шукати символічні розв'язки диференціальних рівнянь [3].

В результаті розв'язку диференціального рівняння (8) для крайових умов пуску механізму повороту (10) і його конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів: $J_1=7200 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $m=600 \text{ кг}$; $R=2,5 \text{ м}$; $l=4 \text{ м}$; $g=9,8 \text{ м/с}^2$; $M_0=570 \text{ Нм}$; $\omega_{nom}=0,3 \text{ рад/с}$, побудовані графіки кінематичних характеристик пуску колони і вантажу (рис. 2), при різному часові розгону.

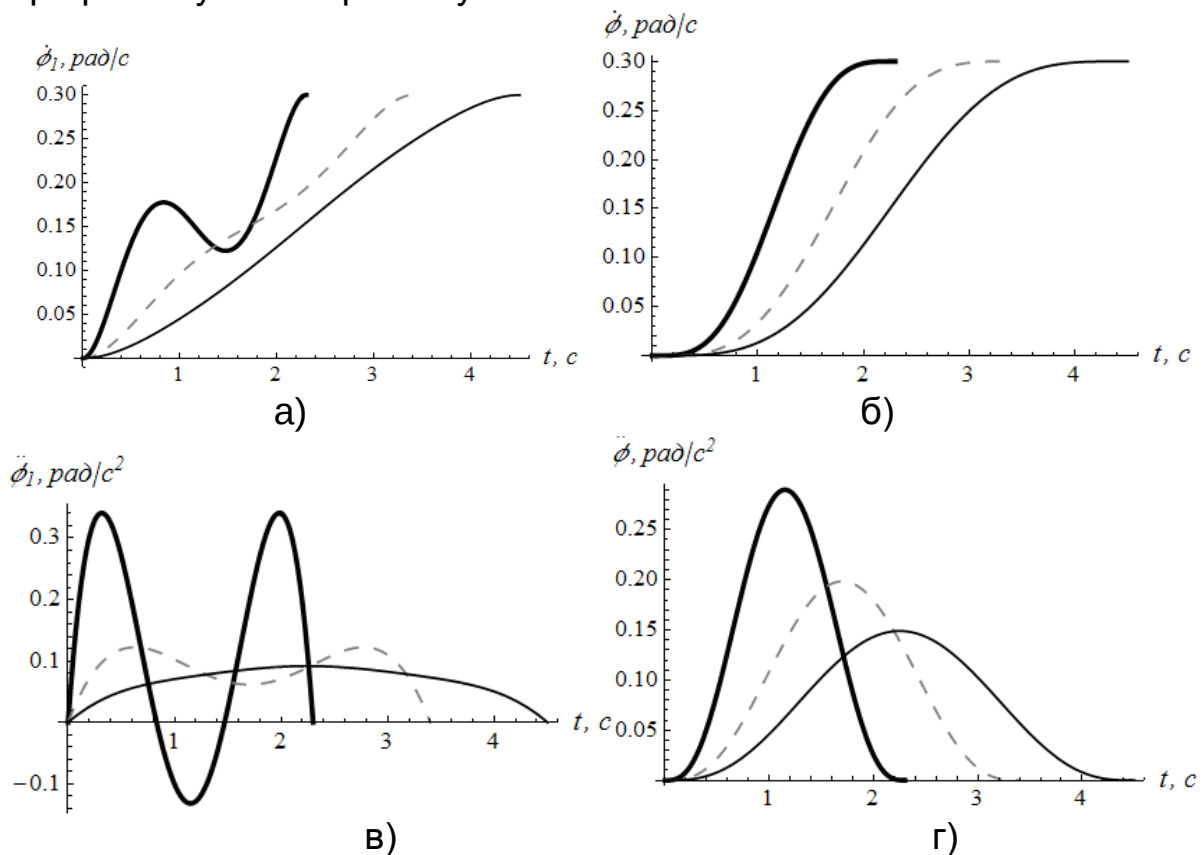


Рис. 2. Графіки функцій кутової швидкості колони (а) та вантажу (б) і кутового прискорення колони (в) та вантажу (г) при різному часові t_1 .

Суцільними товстими лініями зображені кінематичні характеристики пуску при $t_1=2,3\text{с}$ – час розгону, який відповідає часу розгону на природній механічній характеристиці. Штриховими лініями зображені кінематичні характеристики пуску при $t_1=3,4\text{с}$ – час розгону, який дорівнює періоду власних коливань вантажу на гнучкому підвісі. Суцільними тонкими лініями зображені кінематичні характеристики пуску при $t_1=4,5\text{с}$.

Проаналізуємо отримані графіки кінематичних характеристик при різній тривалості пуску. З графіків функцій кутової швидкості колони і вантажу (рис.2,а і 2,б) видно, що при часі розгону $t_1=2,3\text{с}$ швидкість повороту колони має значну амплітуду коливань, що є небажаним, в двох інших випадках швидкості повороту колони є досить плавними, що вказує на переваги пуску при часі розгону $t_1=3,4\text{с}$ та $t_1=4,5\text{с}$. При цьому, максимальне відхилення координат $\phi_1-\phi$ (рис.3,б) при часі $t_1=2,3\text{с}$ становить $0,08\text{ рад}$, а при $t_1=3,4\text{с}$ $0,06\text{ рад}$., при $t_1=4,5\text{с}$ відповідно $0,45\text{ рад}$.

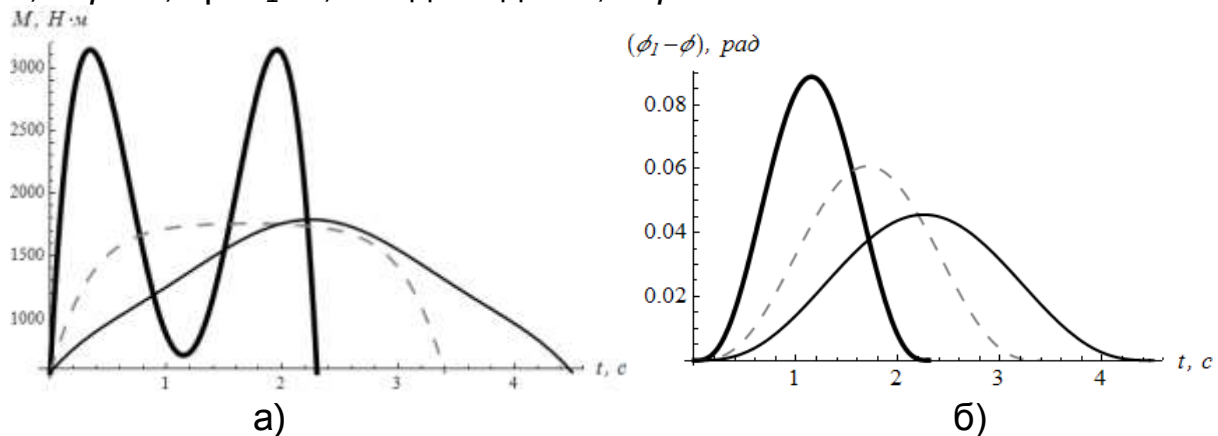


Рис. 3. Графіки зміни рушійного моменту (а) та кута відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі (б) при різному часі t_1 .

Аналогічна картина спостерігається при порівнянні прискорень повороту стріли і вантажу (рис.2,в і 2,г). З цих графіків видно, що прискорення стріли при часі $t_1=3,4\text{с}$ та $t_1=4,5\text{с}$, змінюється досить плавно, і не перевищують $0,12\text{ рад/с}^2$ та $0,1\text{ рад/с}^2$, чого не можна сказати про час пуску при $t_1=2,3\text{с}$, де прискорення приймає як додатні так і від'ємні значення (має місце процес гальмування колони) і набуває значень більших за $0,3\text{ рад/с}^2$.

Прискорення вантажу змінюється досить плавно у всіх випадках, зауважимо, що максимальні значення прискорення при $t_1=2,3\text{с}$ більші за максимальні прискорення при $t_1=4,5\text{с}$ майже в два рази, відповідно $0,28\text{ рад/с}^2$ та $0,14\text{ рад/с}^2$, прискорення ж при $t_1=3,4\text{с}$ не перевищують $0,2\text{ рад/с}^2$. Це дало можливість при часі розгону $t_1=4,5\text{с}$ та $t_1=3,4\text{с}$ значно зменшити максимальне значення рушійного моменту (рис.3,а) $M_{\max}=1660\text{ Нм}$ та $M_{\max}=1640\text{ Нм}$, відповідно, в

порівнянні з часом розгону $t_1=2,3\text{с}$, де $M_{\max}=3100\text{ Нм}$. Крім того, в останньому випадку рушійний момент має коливальний характер зміни, що ускладнює можливе мехатронне керування таким приводом. Таким чином, використання критерію, підінтегральною функцією якого слугує енергія ривків, дозволяє при тривалості пуску рівному періоду власних коливань вантажу значно зменшити дію динамічних навантажень і енергетичних витрат в порівнянні з іншими оптимальними режимами за цим же критерієм, але при інших тривалостях пуску.

На рис. 4 показано фазовий портрет для оптимальних режимів пуску при різному часі розгону.

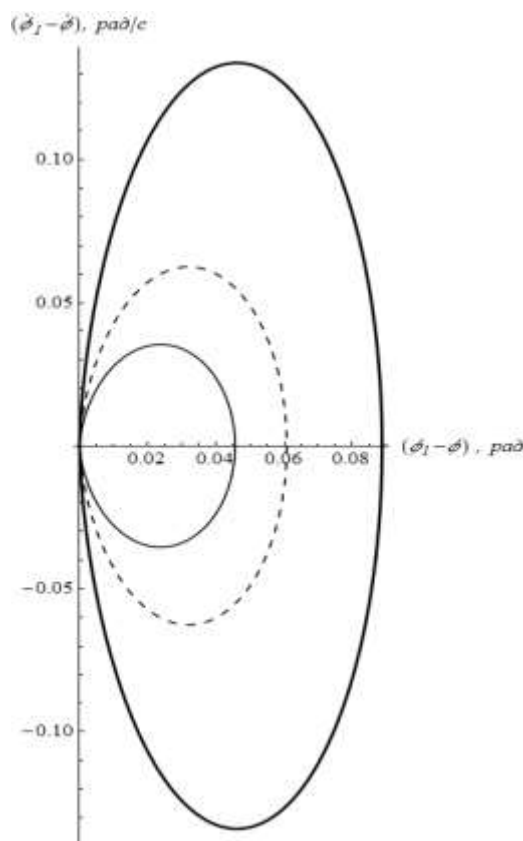


Рис. 4. Фазовий динамічний портрет системи «колона-вантаж».

З отриманих фазових портретів видно, що при різному часові розгону до початку усталеного руху коливання вантажу усуваються. Однак в першому випадку мають місце значно більші відхилення швидкостей та прискорень повороту колони та вантажу в порівнянні з другим та третім випадком процесу пуску. Разом з тим, в першому випадку менша тривалість розгону, що дає можливість підвищити продуктивність роботи крана за рахунок зменшення тривалості всього циклу роботи механізма повороту.

Висновок. Вирішення задачі усунення коливань на гнучкому підвісі шляхом використання варіаційного числення є виправданим,

оскільки знайдена керуюча дія на механізм повороту задовольняє умовам поставленої задачі. Використання обраного критерію оптимальності руху механізма повороту дає змогу отримати закони керування, які забезпечують усунення коливань вантажу та покращують перехідні режими його руху. Для здійснення керування системою «колона-вантаж» обрано привідне зусилля, на яке накладаються певні обмеження. Отримані оптимальні закони реалізуються шляхом використання автоматизованої системи керування механізмом повороту.

Список літератури

1. Герасимяк Р.П. Электроприводы крановых механизмов / Р.П. Герасимяк, В.А. Параил. – М.: Энергия, 1970. – 136 с.
2. Григоров О.В. Вантажопідйомні машини: навч. посібник / О.В. Григоров, Н.О. Петренко. – Х.: НТУ „ХПІ”, 2006. – 304 с.
3. Дьяконов В.П. Mathematica 4.1/4.2/5.0 в математических и научно-технических расчетах / В.П. Дьяконов. – М.: СОЛОН - Пресс, 2004. – 696 с.
4. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин / М.С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1953. – 187 с.
5. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов / Лобов Н. А. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
6. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / В.С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
7. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механізма пересування візка вантажопідйомних машин / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Ромасевич Ю.О. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Х., 2007. – № 59, т. 2. – С. 452–460.
8. Смехов А.А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами / А.А. Смехов, Н.И. Ерофеев. – М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.
9. Эльсгольц Л.Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление / Л.Э. Эльсгольц. – М.: Наука, 1969. – 424 с.

В статье рассмотрены способы устранения колебаний груза при работе подъемно-транспортных машин. Оптимизация режима пуска механизма поворота крана производится с помощью вариационного исчисления. Использован критерий подынтегральной функцией которого служит энергия рывков, который подлежит минимизации. В качестве управляющего параметра выбрано усилие, которое действует на механизм поворота со стороны приводного механизма.

Колебания груза, оптимизация, переходный режим движения.

The method of cargo oscillation reduction, during lifting machines operation has been considered in paper. The start-up mode of crane swinging mechanism optimization has been carried out by means of

variational calculation. The criterion which is integrand energy of spurts. And this criterion has been subject to minimization. The torque moment of driving mechanism acting towards crane swinging mechanism has been selected as control parameter.

Fluctuations of cargo, optimization, connecting mode of motion.

УДК 631.01

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ Й ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ МЕХАНІЧНИХ ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНИХ СИСТЕМ

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
Ю.В. Човнюк, кандидат технічних наук
Н.В. Матухно, інженер***

Наведені диференціальні рівняння, що описують рух дискретно-континуальних систем протягом несталих (перехідних) процесів, які можуть бути використані для вдосконалення й уточнення існуючих інженерних методик розрахунку подібних систем.

Математичне моделювання, дискретно-континуальні системи, оптимізація режимів руху.

Постановка проблеми. Питання математичного моделювання й оптимізації режимів руху механічних дискретно-континуальних систем, їх динамічний розрахунок при проходженні через резонанс обговорювався в численних роботах. При цьому основна увага приділялася розгляду систем з одним ступенем волі (у рамках моделей із зосередженими параметрами), що також дає можливість порівняно просто вивчати механічні системи з кінцевим числом ступенів свободи. Особливо велике значення цього питання при аналізі нестационарних коливань деформованих механічних систем (наприклад, при динамічному розрахунку віброізованих фундаментів під машини, а також у дослідженнях процесів вібраційно-хвильового/віброударного формування різних сумішей).

Серед різних способів гасіння пускозупинного резонансу, як відомо, поряд з удосконаленням звичайних демпферів використовуються динамічні гасителі коливань; розрахунки гасителів вимагають досить повного вивчення нестационарних коливань

© В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, Н.В. Матухно, 2013

variational calculation. The criterion which is integrand energy of spurts. And this criterion has been subject to minimization. The torque moment of driving mechanism acting towards crane swinging mechanism has been selected as control parameter.

Fluctuations of cargo, optimization, connecting mode of motion.

УДК 631.01

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ Й ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ МЕХАНІЧНИХ ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНИХ СИСТЕМ

***В.С. Ловейкін, доктор технічних наук
Ю.В. Човнюк, кандидат технічних наук
Н.В. Матухно, інженер***

Наведені диференціальні рівняння, що описують рух дискретно-континуальних систем протягом несталих (перехідних) процесів, які можуть бути використані для вдосконалення й уточнення існуючих інженерних методик розрахунку подібних систем.

Математичне моделювання, дискретно-континуальні системи, оптимізація режимів руху.

Постановка проблеми. Питання математичного моделювання й оптимізації режимів руху механічних дискретно-континуальних систем, їх динамічний розрахунок при проходженні через резонанс обговорювався в численних роботах. При цьому основна увага приділялася розгляду систем з одним ступенем волі (у рамках моделей із зосередженими параметрами), що також дає можливість порівняно просто вивчати механічні системи з кінцевим числом ступенів свободи. Особливо велике значення цього питання при аналізі нестационарних коливань деформованих механічних систем (наприклад, при динамічному розрахунку віброізованих фундаментів під машини, а також у дослідженнях процесів вібраційно-хвильового/віброударного формування різних сумішей).

Серед різних способів гасіння пускозупинного резонансу, як відомо, поряд з удосконаленням звичайних демпферів використовуються динамічні гасителі коливань; розрахунки гасителів вимагають досить повного вивчення нестационарних коливань

© В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, Н.В. Матухно, 2013

механічних (деформованих) систем (наприклад, фундаментів під машини) з урахуванням дійсного характеру зміни навантаження. Для якісного вібро- і формоутворення виробів для потреб сільського господарства, промисловості також необхідний точний і всебічний аналіз зазначених коливань/хвиль, що виникають у системі "робочий орган вібромашини – суміш". Незважаючи на наявність ряду важливих результатів, отриманих в області розрахунків про проходження через резонанс, моделювання й оптимізації режимів руху деформованих механічних систем (дискретно-континуального типу), відображених у численних публікаціях, багато питань цієї теорії, моделювання, оптимізації режимів руху подібних систем у періоди пуску/гальмування (так звані перехідні процеси) вимагають подальшого вивчення, уточнення й удосконалення (особливо, методик інженерних розрахунків навантажень на робочі органи машин або на фундамент під ними).

Аналіз останніх досліджень. Як відомо [1-3], у літературі дуже широко представлені методи розрахунків, засновані на використанні точних розв'язків, виражених у різних спеціальних функціях, а також методи моделювання й оптимізації режимів руху континуальних і дискретних (із зосередженими параметрами) механічних систем, що засновані на інтегральних критеріях/функціоналах дії й рівняннях Ейлера- Пуассона [4].

У монографіях [5, 6] приводиться ряд результатів, заснованих на використанні інтегралів імовірності й функцій Ломмеля двох змінних; ці функції використовуються також і в [7], і в численних статтях, присвячених цьому питанню.

Мета досліджень – показати метод математичного й фізико-механічного моделювання дискретно-континуальних систем, заснований на підходах і засобах/інструментах математичної фізики [1,2], методі Ейлера [3], крім того, розширити область зміни частоти й амплітуди сили, що викликає коливання в режимі пуску й зупинки машин, а в окремих випадках одержати прості розв'язки в порівняно добре вивчених функціях. Запропоновані модельні диференціальні рівняння для узагальнених координат механічної системи, що дозволяють оптимізувати режими її руху в періоди пуску/зупинки, які враховують дискретно-континуальний характер параметрів цієї системи, і тим самим зменшують/мінімізують амплітуди навантажень на робочі органи машин у зазначені моменти часу.

Результати досліджень.

1. *Застосування методу Релея для аналізу вимушених коливань стрижня з рухомими кінцями.* Використовуючи підходи, розвинені у [1, 2], розглянемо вимушені поздовжні коливання стрижня з рухомими кінцями. (Подібні моделі використовуються в

практиці аналізу й розрахунків взаємодії робочих органів вібраційних машин із сумішшю, що ущільнюється). При цьому стрижень має скінчену довжину l і знаходиться під впливом зовнішньої сили $p(x,t)$, що розрахована на одиницю довжини, причому кінці його не закріплені, а рухаються за заданим законом. Ця задача зводиться до розв'язку рівняння (одновимірна постановка):

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + g(x,t), \quad g(x,t) = \frac{1}{\rho} \cdot p(x,t), \quad (1)$$

де $u(x,t)$ – поздовжній зсув поперечного перерізу стрижня, що залежить від (поздовжньої) координати x , обраної уздовж недеформованої осі (стрижня), t – час, ρ – щільність, a – швидкість поширення в стрижні поздовжніх хвиль, причому $a = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$, де E – модуль пружності матеріалу стрижня.

Граничні умови мають вигляд:

$$u|_{x=0} = \kappa_1(t); \quad u|_{x=l} = \kappa_2(t), \quad (2)$$

а початкові зводяться до наступних:

$$u|_{t=0} = f(x), \quad \left. \frac{\partial u}{\partial t} \right|_{t=0} = F(x). \quad (3)$$

Відомо [2], що до розв'язку цієї задачі не можна застосувати метод Фур'є, тому що граничні умови (2) неоднорідні. Але ця задача легко зводиться до задачі з нульовими граничними умовами (у якій застосування методу Фур'є стає коректним).

Рішення $u(x,t)$ шукаємо у наступному вигляді:

$$u(x,t) = \kappa_1(t) + [\kappa_2(t) - \kappa_1(t)] \cdot \frac{x}{l} + v(x,t). \quad (4)$$

Функція $v(x,t)$ повинна задовольняти граничним умовам:

$$v|_{x=0} = 0, \quad v|_{x=l} = 0 \quad (5)$$

і початковим умовам:

$$v|_{t=0} = f_1(x); \quad \left. \frac{\partial v}{\partial t} \right|_{t=0} = F_1(x), \quad (6)$$

де

$$f_1(x) = f(x) - \kappa_1(0) - [\kappa_2(0) - \kappa_1(0)] \cdot \frac{x}{l}; \quad F_1(x) = F(x) - \kappa_1'(0) - [\kappa_2'(0) - \kappa_1'(0)] \cdot \frac{x}{l}.$$

(Тут штрих означає однократне диференціювання по t). Рівняння, якому задовольняє $v(x,t)$, приймає вид:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = a^2 \cdot \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + g_1(x, t), \quad g_1(x, t) = g(x, t) - \kappa_1''(t) - \left[\kappa_2''(t) - \kappa_1''(t) \right] \cdot \frac{x}{l}. \quad (7)$$

Рішення рівняння (7) можна представити наступним чином:

$$v(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} \left\{ T_k(t) + a_k \cdot \cos \frac{k\pi at}{l} + b_k \cdot \sin \frac{k\pi at}{l} \right\} \cdot \sin \frac{k\pi x}{l}, \quad (8)$$

де

$$a_k = \frac{2}{l} \cdot \int_0^l f_1(x) \cdot \sin \frac{k\pi x}{l} dx; \quad b_k = \frac{2}{k\pi a} \cdot \int_0^l F_1(x) \cdot \sin \frac{k\pi x}{l} dx; \quad \omega_k = \frac{k\pi a}{l};$$

$$T_k(t) = \frac{2}{l \cdot \omega_k} \cdot \int_0^t d\tau \int_0^l g_1(\xi, \tau) \cdot \sin[\omega_k \cdot (t - \tau)] \cdot \sin \frac{k\pi \xi}{l} d\xi.$$

Загальне рішення (4) можна записати так:

$$u(x, t) = \left\{ \kappa_1(t) + [\kappa_2(t) - \kappa_1(t)] \cdot \frac{x}{l} \right\} + \sum_{k=1}^{\infty} \left\{ T_k(t) + a_k \cdot \cos \frac{k\pi at}{l} + b_k \cdot \sin \frac{k\pi at}{l} \right\} \cdot \sin \frac{k\pi x}{l}. \quad (9)$$

Введемо позначення:

$$g_2(x, t) = \left\{ \kappa_1(t) + [\kappa_2(t) - \kappa_1(t)] \cdot \frac{x}{l} \right\}, \quad (10)$$

тоді:

$$g_2(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} g_{2k}(t) \cdot \sin \frac{k\pi x}{l}; \quad g_{2k}(t) = \frac{2}{l} \int_0^l g_2(\xi, t) \cdot \sin \frac{k\pi \xi}{l} d\xi. \quad (11)$$

Враховуючи (11), можна (9) представити у виді:

$$u(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} \left[g_{2k}(t) + T_k(t) + a_k \cdot \cos \frac{k\pi at}{l} + b_k \cdot \sin \frac{k\pi at}{l} \right] \cdot \sin \frac{k\pi x}{l}, \quad (12)$$

або: $u(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} \tilde{g}_k(t) \cdot \sin \frac{k\pi x}{l}$, де $\tilde{g}_k(t)$ еквівалентне/тотожне виразу,

що стоїть у квадратних дужках формули (12) під знаком суми.

Відповідно до методу Ейлера [3], інерційний коефіцієнт m_1 , коефіцієнт жорсткості C_1 та власна частота Ω_1 стрижня (як континуальної системи) визначаються наступними співвідношеннями:

$$m_1 = \sum_{k=1}^{\infty} \int_0^l \rho \cdot S(x) \cdot \sin^2\left(\frac{k\pi x}{l}\right) dx; \quad C_1 = \sum_{k=1}^{\infty} \int_0^l E \cdot S(x) \cdot \left[\frac{k\pi}{l} \cdot \cos\frac{k\pi x}{l}\right]^2 dx; \quad (13)$$

$$\Omega_1 = \sqrt{\frac{\tilde{N}_1}{m_1}},$$

де $S(x)$ – описує закон зміни уздовж осі Ox стрижня площі його поперечного перерізу. При врахуванні сил в'язкого тертя в матеріалі стрижня коефіцієнт n_1 , що характеризує зазначене тертя, може бути представлений у такий спосіб:

$$n_1 = \sum_{k=1}^{\infty} \int_0^l \tilde{n}_1(x) \cdot \sin\left(\frac{k\pi x}{l}\right) dx, \quad (14)$$

де $\tilde{n}_1(x)$ характеризує інтенсивність розподілу (на одиницю довжини) уздовж осі стрижня його в'язких властивостей.

У наведеній нижче таблиці представлені критерії, що класифікують основні типи моделей стрижня, застосовуваних в інженерних розрахунках.

1. Критерії класифікації дискретних і континуальних властивостей типових моделей стрижнів.

λ / l	Тип (середовища) моделі	В'язке тертя	
		$n_1 \Omega_1 \sim (c; m \Omega_1^2)$	$n_1 \Omega_1 \ll (c; m \Omega_1^2)$
$\lambda / l \sim a / (\Omega l) \gg 1$	Дискретна	+	-
$\lambda / l \sim a / (\Omega l) \ll 1$	Континуальна	+	-
$\lambda / l \sim a / (\Omega l) \approx 1$	Дискретно- континуальна	+	-

Примітка. Знак "+" означає, що в моделі стрижня необхідно враховувати лінійне в'язке тертя; знак "-" означає, що використовується модель стрижня, що не враховує дисипативні процеси. λ – довжина хвилі, що поширюється в стрижні.

2. Оптимізація режимів руху континуальних систем. Відповідно до рівняння руху (1), для найбільш загального варіанту постановки початково-крайової задачі (2), (3), зазначеної вище, отримане рішення методами математичної фізики [1,2], яке можна представити у вигляді:

$$u(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} \tilde{g}_k(t) \cdot X_k(x), \quad (15)$$

$$\text{де } \tilde{g}_k(t) = g_{2k}(t) + T_k(t) + a_k \cdot \cos \frac{k\pi at}{l} + b_k \cdot \sin \frac{k\pi at}{l}, \quad X_k(x) = \sin \frac{k\pi x}{l}.$$

Враховуючи ортогональність функцій $X_k(x)$ на відрізку $x \in [0, l]$, можна легко отримати (підставляючи (15) у (1) та інтегруючи, помножене на $X_k(x)$ отримане рівняння, у межах від 0 до l) для амплітуди k -ої гармоніки рішення (15):

$$\ddot{\tilde{g}}_k(t) = (-1) \cdot \frac{a^2 k^2 \pi^2}{l^2} \cdot \tilde{g}_k(t) + \frac{\int_0^l g(x, t) \cdot X_k(x) dx}{\int_0^l X_k^2(x) dx}. \quad (16)$$

Введемо позначення: $\Omega_k^2 = \frac{a^2 k^2 \pi^2}{l^2}$; $\overline{g}_k(t) = \frac{\int_0^l g(x, t) X_k(x) dx}{\int_0^l X_k^2(x) dx}$.

Тоді (16) представимо у вигляді:

$$\ddot{\tilde{g}}_k(t) + \Omega_k^2 \cdot \tilde{g}_k(t) = \overline{g}_k(t). \quad (17)$$

Будемо розглядати рух системи в період часу $t \in [0; t_p]$, де t_p – тривалість перехідного процесу, після закінчення якого динамічні/кінематичні параметри системи (сила, прискорення, швидкість, переміщення) стабілізуються. Визначимо рівняння, які детермінують режими руху системи й разом з тим, задовольняють таким критеріям:

а) мінімізації прискорення:

$$\int_0^{t_p} (\ddot{\tilde{g}}_k(t))^2 dt \Rightarrow \min; \quad (18)$$

б) мінімізації переміщення:

$$\int_0^{t_p} (\tilde{g}_k(t))^2 dt \Rightarrow \min; \quad (19)$$

в) мінімізації зовнішньої сили, що впливає на систему в цілому:

$$\int_0^{t_p} \{\overline{g}_k(t)\}^2 dt \Rightarrow \min. \quad (20)$$

Використовуючи рівняння (17) і підхід, розвинутий в [4], легко одержати наступні рівняння:

а) для виконання критерію (18):

$$\tilde{g}_k(t) = \frac{\overline{g}_k(t)}{\Omega_k^2}; \quad (21)$$

б) для виконання критерію (19) –

$$g_k^{(IV)}(t) - \overline{\ddot{g}_k(t)} = 0; \quad (22)$$

в) для виконання критерію (20) –

$$g_k^{(IV)}(t) + 2\Omega_k^2 \cdot \ddot{g}_k(t) + \Omega_k^4 \cdot g_k(t) = 0. \quad (23)$$

Отримані рівняння (22), (23) легко проінтегрувати для конкретних (набільш загальних) початкових умов.

Висновки

1. Отримані диференціальні рівняння, що описують рух дискретно-континуальних систем протягом несталих (перехідних) процесів за умови оптимізації їх динамічних/кінематичних характеристик.

2. Результати проведених досліджень можуть бути надалі використані для вдосконалювання й уточнення існуючих інженерних методик розрахунків подібних систем, модельованих, зокрема, стрижнями із розподіленими параметрами.

Список літератури

1. Араманович И.Г. Уравнения математической физики / И.Г. Араманович, В.И. Левин. – М.: Наука, 1969. – 288 с.
2. Кошляков Н.С. Уравнения в частных производных математической физики / Н.С. Кошляков, Э.Б. Глинер, М.М. Смирнов. – М.: Высшая школа, 1970. – 712 с.
3. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний / Я.Г. Пановко. – М.: Наука, 1991. – 256 с.
4. Ловейкін В.С. Оптимізація режимів руху машин і механізмів / В.С. Ловейкін // Машинознавство. – 1999. – №7(25). – С. 24–31.
5. Голоскоков Е.Г. Нестационарные колебания деформируемых систем / Е.Г. Голоскоков, А.П. Филиппов. – К.: Наукова думка, 1977. – 340 с.
6. Филиппов А.П. Колебания механических систем / А.П. Филиппов. – К.: Наукова думка, 1965. – 716.
7. Коренев Б.Г. Некоторые задачи теории упругости и теплопроводности, решаемые в бесселевых функциях / Б.Г. Коренев. – М.: Физматгиз, 1960. – 459 с.
8. Бабицкий В.И. Теория виброударных систем (приближенные методы) / В.И. Бабицкий. – М.: Наука, 1978. – 352 с.

Приведены дифференциальные уравнения, которые описывают движение дискретно-континуальных систем в течении неустановившихся (переходных) процессов, которые могут быть в дальнейшем использованы для совершенствования и уточнения существующих инженерных методик расчета подобных систем.

Математическое модулирование, дискретно-континуальные системы, оптимизация режимов движения.

Differential equations which describe movement of discrete-continual systems during unsteady (transitional) processes are presented. One may use these equations for improvement and clarification of existing engineering techniques and for analysis of such systems, as well.

Mathematical simulation, discrete-continual systems, optimization of motion regimes.

УДК 664.641.1

ДОДЕРЖАННЯ СТАБІЛЬНОСТІ ВОЛОГОСТІ ТІСТА ПРИ ЗАМІШУВАННІ

І.Я. Стадник, кандидат технічних наук

М.Р. Коневич, аспірант

***Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя***

***В.П. Василюк, кандидат технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

У статті проведено аналіз методів контролю процесу замішування тіста, розглянуто основні чинники, які впливають на процес тістоутворення. Запропоновано математичну модель процесу замішування тіста, та нові конструктивні рішення для тістомісильних машин, які дозволять інтенсифікувати процес замішування та підвищити якість тіста.

Процес замішування тіста, вологість тіста, тістоутворення, методи контролю якості тіста, робоча камера тістомісильної машини, коефіцієнт неоднорідності, пластифікація тіста.

Постановка проблеми. Широке впровадження в хлібопекарській промисловості інтенсивного процесу замішування супроводжується підвищеними вимогами до якості готової продукції. Якість визначається точністю додержання заданого рецептурного складу тіста – особливо його вологістю. При цьому, точність компонентів визначається роботою дозуючого обладнання та конструкцією тістомісильної машини при відповідних режимах її роботи.

© І.Я. Стадник, М.Р. Коневич, В.П. Василюк, 2013

Differential equations which describe movement of discrete-continual systems during unsteady (transitional) processes are presented. One may use these equations for improvement and clarification of existing engineering techniques and for analysis of such systems, as well.

Mathematical simulation, discrete-continual systems, optimization of motion regimes.

УДК 664.641.1

ДОДЕРЖАННЯ СТАБІЛЬНОСТІ ВОЛОГОСТІ ТІСТА ПРИ ЗАМІШУВАННІ

І.Я. Стадник, кандидат технічних наук

М.Р. Коневич, аспірант

***Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя***

***В.П. Василюк, кандидат технічних наук
Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

У статті проведено аналіз методів контролю процесу замішування тіста, розглянуто основні чинники, які впливають на процес тістоутворення. Запропоновано математичну модель процесу замішування тіста, та нові конструктивні рішення для тістомісильних машин, які дозволять інтенсифікувати процес замішування та підвищити якість тіста.

Процес замішування тіста, вологість тіста, тістоутворення, методи контролю якості тіста, робоча камера тістомісильної машини, коефіцієнт неоднорідності, пластифікація тіста.

Постановка проблеми. Широке впровадження в хлібопекарській промисловості інтенсивного процесу замішування супроводжується підвищеними вимогами до якості готової продукції. Якість визначається точністю додержання заданого рецептурного складу тіста – особливо його вологістю. При цьому, точність компонентів визначається роботою дозуючого обладнання та конструкцією тістомісильної машини при відповідних режимах її роботи.

© І.Я. Стадник, М.Р. Коневич, В.П. Василюк, 2013

Вологість тіста – один із обов'язкових параметрів контролю його якості. Як відомо, контроль і регулювання вологості тіста являє собою актуальну задачу, рішення якої дозволяє в подальшому автоматизувати процес замішування та прискорити створення автоматизованих ліній для приготування хлібобулочних виробів. Відсутність контролю за перемінними параметрами технологічного процесу не дозволяє спеціалістам своєчасно внести корективи в роботу обладнання, особливо в процесі замішування напівфабрикатів. До таких параметрів відносяться: кількість дозуючого борошна та компонентів; відхилення в температурі води, яка поступає на замішування; тривалість замішування і т.д. Відхилення вказаних параметрів, а також неякісна механічна обробка компонентів в робочій камері тістомісильної машини, призводить до порушення усього технологічного процесу та погіршення якості продукції. В даному випадку особливо важливо правильно обрати методи та засоби дозування компонентів і їх контроль за параметрами в процесі замішування тіста.

Аналіз останніх досліджень. Відомо, що вибір оптимальних параметрів замішування – тривалість замішування, послідовність дозування борошна, дріжджів і добавок, температура води і тіста в процесі замішування (початкова і кінцева) – задача виробничо-технологічної лабораторії підприємства.

На сьогоднішній день найбільш поширений метод визначення вологості заснований на сушінні проби до постійної маси та зважування її до і після сушіння.

Ці методи лабораторні та складні, їх важко автоматизувати. Тому значна увага приділяється роботі по автоматизації контролю вологості тіста, що спрямована на удосконалення якості технологічного процесу тістоутворення в робочій камері машини. Існують різні методи контролю вологості тіста.

Зокрема відомий метод, суть якого полягає у створенні системи автоматичного регулювання роботи дозаторів, які повинні забезпечити велику точність дозування інгредієнтів, що дозволить підтримувати задану вологість тіста на постійному рівні. Вологість тіста при цьому може регулюватися витратою води на замішування в залежності від вологості борошна при стабільних витратах інших компонентів.

Також були розроблені методи вимірювання, засновані на залежності деяких електричних характеристик тіста від вологості, наприклад кондуктометричний і діельколотричний.

Так, В.Н. Авраленко, В.Д. Попов, А.А. Заїка надають перевагу такому методу визначення вологості як інфрачервоний - фотометричний. В основу даного методу покладено вимірювання

вибіркового поглинання водою інфрачервоного випромінювання визначеної довжини хвилі, що проходить через тісто, або відбитого його поверхнею.

Великий інтерес викликає вивчення кореляційного зв'язку між структурно-механічними параметрами, які входять в прийнятий метод контролю якості тіста і які можна контролювати автоматично. Так М.М. Благовещинський, І.К. Титров, С.А. Мачихін, С.В. Сорокін вивчали залежність між вологістю тіста і його в'язкістю, яку можна контролювати автоматично. На їх думку, висока кореляційна залежність між вологістю і в'язкістю тіста дає можливість впровадження автоматичного контролю одного із показників стану тіста, шляхом визначення його в'язкості.

Але ні один із розглянутих методів контролю вологості не забезпечує якісного замішування.

У більшості тістомісильних машин вітчизняного та закордонного виробництва, напівфабрикат у робочій камері замішується робочими органами різної конфігурації. Тому в умовах виробництва бажано мати надійні об'єктивні методи визначення консистенції тіста для заміни органолептичних методів його оцінки.

Встановлено також [1, 2], що на системні змінні процесу і характеристики тістоутворення можуть впливати: кількісний і якісний склад інгредієнтів тіста; специфіка дії вібродозатора борошна; конфігурація місильного барабана і пластифікатора; режими трьох стадій замішування – температура, тривалість і, головне, тиск. Змінюючи вказані фактори, можна визначити раціональні умови проведення замішування для отримання різних видів тіста.

Пластикація тіста при певних раціональних режимах призводить до поліпшення якості виробів і економії матеріальних ресурсів. Тому не дивно, що саме цьому питанню приділяється значна увага науковців при створенні нових технологій і тістомісильних машин.

Враховуючи швидкий розвиток і великі можливості сучасної обчислювальної техніки, при розв'язанні проблеми визначення раціональних параметрів процесу замішування і дальшої розробки відповідного обладнання варто користуватися методами математичного моделювання. У галузі замішування математичне моделювання застосовують досить широко, але замішування тіста безлопатевим робочим органом і регулятивною поверхнею пластифікатора – вперше [3, 4].

Ряд авторів [5, 6] створили класичні математичні моделі, побудовані на рівняннях збереження руху в'язкого матеріалу, які враховують аномалію в'язкості. Однак в них передбачено перетворення отриманої системи диференціальних рівнянь до

безрозмірно-критеріального вигляду з використанням критеріїв Re , Eu , Ec , Pe , що досить не зручно.

Реологічні рівняння, що використовуються, не можуть задовільно описати поведінку дріжджового тіста з характеристиками пружно-пластично-в'язкого матеріалу. Тому потрібно знайти інший вираз для рівняння стану, при якому залежність в'язкості від зовнішніх умов має характеризувати саме тісто відповідної рецептури. Отже визначення консистенції тіста – це час утворення, його пружність і густина.

Досі при розгляді робочих процесів замішування тіста звертали увагу здебільшого на утворення однорідної консистенції тіста при інтенсивній обробці компонентів у робочій камері машини. В роботах [1, 2, 4] детально розглянуто черговість і тривалість дозування компонентів, суттєвий вплив місильного органу і процес стискування на зміну його властивостей при сприянні конструкції пластифікатора.

З огляду стадій замішування тіста можна сказати, що найбільш характерним показником роботи тістомісильної машини є рівномірність замісу при оптимальній тривалості та завантаженості робочої камери. Це сприяє вирівнюванню концентрації окремих компонентів. Цей показник дозволяє оцінити співвідношення рецептурних компонентів і дотримання стадійності управління процесом замішування. Використовуючи дану методику визначення взаємодії стадій замішування, можна обґрунтувати їх основні закономірності, встановити раціональні параметри процесу замішування, та визначити розміри основних конструктивних елементів машини.

Таким чином, з короткого аналізу особливостей контролю і регулювання вологості тіста в процесі замішування випливає, що проблема пошуку нових напрямків у харчовому машинобудуванні способів замішування, які вирішили б частково або повністю перераховані проблеми, як і раніше надзвичайно актуальна.

Результати досліджень. На основі ґрунтовного аналізу процесів встановлено, що під час змішування в об'ємі робочої камери тістомісильної машини частинки різних компонентів, які до перемішування існували окремо або перебували у неоднорідному стані, взаємно перемішуються. У результаті перемішування може бути нескінченно різне розміщення частинок в об'ємі робочої камери тістомісильної машини. За таких умов співвідношення компонентів у мікрооб'ємах суміші — величина випадкова, тому більшість відомих методів оцінювання однорідності (якості) суміші ґрунтується на методах статистичного аналізу. Для спрощення розрахунків замішування усі суміші компонентів умовно вважають такими, що складаються з двох компонентів: основного й умовного, до якого

входить решта компонентів. Такий метод дає змогу оцінити однорідність суміші компонентів за допомогою параметрів розподілу однієї випадкової величини – вмісту основного компонента в пробах суміші. Головним обирають той компонент, який легко аналізувати або розподіл якого в суміші дуже важливий за технічними вимогами. Таким критерієм оцінювання якості суміші є коефіцієнт варіації, %:

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

де c – середнє арифметичне значення концентрації головного компонента в усіх n пробах суміші, %;

c_i – концентрація головного компонента в i -й пробі суміші, %.

Щодо змішування тіста, то цим критерієм є коефіцієнт неоднорідності, оскільки з його збільшенням неоднорідність суміші зростає на перших хвилинах, а в подальшому, відбувається згладжування однорідності.

Так як потрібну масу проби суміші компонентів беруть залежно від прийнятого методу аналізу проб на вміст у суміші вологи, то аналіз експериментальних залежностей $V_c = f(t)$ (t – час замішування), отриманих при дослідженнях тістомісильних машин періодичної дії різних конструкцій, показав, що кінетична крива процесу замішування має три характерні ділянки. Кожна ділянка відображає певний у часі період змішування [7].

Фізика процесу замішування у тістомісильних машинах безперервної дії дещо відрізняється від розглянутого вище процесу, оскільки у таких машинах подача компонентів для замішування і видача готової суміші здійснюються безперервно. Зважаючи на це, якість замішування залежить не тільки від швидкості замішування і переміщення тіста в об'ємі робочої камери тістомісильної машини, а й від характеру дозування компонентів. Практично жоден дозатор не може забезпечити безперервний потік компонентів в точно заданій кількості у відповідний момент часу. Ці обставини потребують від головної функції машини (якісно перемішувати компоненти) додаткових умов — вирівнювати або «згладжувати» флуктуації живильних потоків, які забезпечують коливання співвідношення компонентів у готовій суміші в необхідних межах.

Отже, описати процес, що відбувається у робочій камері тістомісильної машини, можна як систему з вхідними та вихідними потоками і показати схематично у вигляді зв'язку між відповідними сигналами:

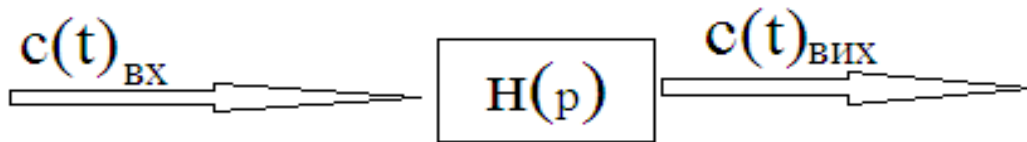
$$c(t)_{BIX} = A[c(t)_{BX}], \quad (2)$$

де $c(t)_{ВХ}$ – миттєве значення концентрації головного компонента у вхідному потоці;

$c(t)_{ВИХ}$ – те саме, але в готовій суміші;

A – оператор перетворення.

Сукупність математичних виразів A – це статистична характеристика системи. Вона не залежить від часу і визначається для процесу замішування схемою дії, що має такий вигляд:



де $H(p)$ – передавальна функція.

Запис оператора перетворення A у рівнянні (2) можна отримати, використовуючи динамічні характеристики системи середовища: вагову $h(t)$ і передавальну $H(p)$ функції. В даному випадку $h(t)$ – функція часу, яка описує реакцію системи в певний момент часу t на одиничну імпульсну функцію $\delta(t)$, що подається на вхід системи у момент часу $t - t_3$ (t_3 — незапізнення сигналу, тобто час проходження імпульсу крізь систему).

Одинична імпульсна функція, або дельта-функція: $\delta = \begin{cases} 0, & \text{якщо } t > 0; \\ \infty, & \text{якщо } t = 0; \end{cases}$

$$\int_0^{\infty} \delta(t) dt = 1. \quad (3)$$

Передавальна функція $H(p)$ є перетворенням Лапласа функції:

$$h(t) : H(p) = \int_0^{\infty} h(t) e^{-pt} dt, \quad (4)$$

де p – комплексна змінна ($p = a + ib$, де a і b – відповідно дійсна та уявна частини комплексного числа; $i = \sqrt{-1}$).

Використовуючи функцію $H(p)$, рівняння (2) для лінійної системи можна записати у вигляді:

$$C(p)_{\text{вих}} = H(p) C(p)_{\text{вх}} \quad (5)$$

де $C(p)$ – перетворена за Лапласом функція $C(t)$.

Враховуючи те, що пластифікація тіста ґрунтується на відповідно визначених процесах в робочій камері тістомісильної машини, це дозволяє встановити їхні закономірності і обчислити раціональні параметри окремих операцій.

Тобто ґрунтовно оцінити вплив конструктивних параметрів робочої камери, поверхні пластифікатора, поверхні робочого органа і їхніх конструктивних елементів на точність проходження процесу та властивості тіста після пластифікації, питоме споживання енергії,

надійність і тривалість роботи тістомісильної машини. Процеси на ділянці пластифікації тіста в робочій камері машини, мають свою специфіку.

Вони відбуваються циклічно за короткий період часу, що триває секунди. Тому при аналізі необхідно врахувати тільки ті процеси, що за короткий час пластифікації впливають на стан тіста і на сам процес замішування.

Обґрунтовуючи реакцію системи в процесі пластифікації в певний момент часу, було розроблено пристрій – пластифікатор. Дана конструкція пристрою дозволяє одночасно контролювати увесь процес в робочій камері машини та створювати вібраційне поле при утворенні тіста за рахунок наявних механічних зворотних зв'язків поверхні пластифікатора і рухомого тіста. Такий зв'язок дозволяє реалізувати широкий діапазон характеристик відновної пружної сили пружини на проходження процесу замішування, що відповідають певним передавальним $H(p)$ функціям нелінійності. Під ділянкою характеристик функцій нелінійності розуміється та ділянка, де відбувається перехід від нелінійного зменшення жорсткості до її нелінійного збільшення.

Висновок. Реалізація таких характеристик відбувається на розробленому пристрої, що може активно впливати на інтенсивність процесу замішування в тістомісильних машинах з U - подібною або циліндричною робочою камерою, та встановлювати консистенцію тіста, тобто оцінювати його готовність.

Список літератури

1. *Стадник І.Я.* Застосування способів вібраційного та пульсаційного замішування при розробці нової тістомісильної машини / *І.Я. Стадник, О.Т. Лісовенко* // Хлібопекарська і кондитерська промисловість України. – 2009 – №4. – С. 37–40.
2. *Стадник І.Я.* Основи теорії пластифікації тіста / *І.Я. Стадник, О.Т. Лісовенко* // Хлібопекарська і кондитерська промисловість України. – 2009. – №5. – С. 22–23.
3. *Кулен Р.В.* Математическое программирование (с элементами информационных технологий) / *Р.В. Кулен, Е.А. Юнькова, А.Б. Жальцов.* – К.: МАУП, 2000. – 124 с.
4. *Михайлишин М.С.* Моделювання процесу замішування тіста безлопатевим робочим органом / *М.С. Михайлишин, І.Я. Стадник* // Хлібопекарська і кондитерська промисловість України. – 2011. – №9. – С. 22–23.
5. *Урьев Н.Б.* Физико-химическая механика и интенсификация образования пищевых масс / *Н.Б. Урьев, М.А. Талейсник.* – М.: Пищевая промышленность, 1976. – 240 с.
6. *Федоткин И.М.* Математическое моделирование. Теория технологических процессов и их интенсификации / *И.М. Федоткин, И.С. Гулый.* – К.: Арктур–А, 1998. – 416 с.

7. Лисовенко А.Т. Технологическое оборудование хлебозаводов и пути его совершенствования / А.Т. Лисовенко. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 208 с.

В статье проведен анализ методов контроля процесса замешивания теста, рассмотрены основные факторы, влияющие на процесс тестообразования. Предложена математическая модель процесса замешивания теста, и новые конструктивные решения для тестомесильных машин, которые позволят интенсифицировать процесс замешивания и повысить качество теста.

Процесс замешивания теста, влажность теста, тестообразование, методы контроля качества теста, рабочая камера тестомесильной машины, коэффициент неоднородности, пластификация теста.

The paper analyzes methods of process control kneading, the main factors that affect the formation of dough. A mathematical model of the process of kneading, and new design solutions for giving shaft mixer machines that will intensify the process of mixing and improve the quality dough.

Process of kneading, dry dough, dough formation, quality control procedures dough mixing machine working chamber, coefficient of heterogeneity, plasticizing dough.

УДК 631.356

ТЕХНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЗБИРАННЯ КОРМОВИХ БУРЯКІВ

В.В. Теслюк, доктор сільськогосподарських наук

Наведено обґрунтування технологічного процесу розбивки поля кормових буряків на загінки при їх механізованому збиранні та засобів для його реалізації.

Кормові буряки, технологія збирання, розбивка поля, корененапрямник.

Постановка проблеми. Механізація збирання кормових буряків здійснюється гичкозбиральною МБК-2,7 та

© В.В. Теслюк, 2013

7. Лисовенко А.Т. Технологическое оборудование хлебозаводов и пути его совершенствования / А.Т. Лисовенко. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 208 с.

В статье проведен анализ методов контроля процесса замешивания теста, рассмотрены основные факторы, влияющие на процесс тестообразования. Предложена математическая модель процесса замешивания теста, и новые конструктивные решения для тестомесильных машин, которые позволят интенсифицировать процесс замешивания и повысить качество теста.

Процесс замешивания теста, влажность теста, тестообразование, методы контроля качества теста, рабочая камера тестомесильной машины, коэффициент неоднородности, пластификация теста.

The paper analyzes methods of process control kneading, the main factors that affect the formation of dough. A mathematical model of the process of kneading, and new design solutions for giving shaft mixer machines that will intensify the process of mixing and improve the quality dough.

Process of kneading, dry dough, dough formation, quality control procedures dough mixing machine working chamber, coefficient of heterogeneity, plasticizing dough.

УДК 631.356

ТЕХНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЗБИРАННЯ КОРМОВИХ БУРЯКІВ

В.В. Теслюк, доктор сільськогосподарських наук

Наведено обґрунтування технологічного процесу розбивки поля кормових буряків на загінки при їх механізованому збиранні та засобів для його реалізації.

Кормові буряки, технологія збирання, розбивка поля, корененапрямник.

Постановка проблеми. Механізація збирання кормових буряків здійснюється гичкозбиральною МБК-2,7 та

© В.В. Теслюк, 2013

коренезбиральними МКК-6 та РКМ-6-03. При цьому застосовують роздільний спосіб збирання, під час реалізації якого виникають певні труднощі для збирання буряків з поворотних смуг та міжзагінних проходів, які складають в середньому 10...13 % від загальної площі поля [1].

Певні труднощі характеризуються тим, що ширина рядка кормових буряків іноді досягає 25 см, при цьому колесами транспортних засобів розчавлюється біля 50 % буряків, які вибиті у процесі роботи гичкозбиральної машини, або значно відхилені від осрової лінії рядка посівів [2]. Ручне збирання поворотних смуг – дуже трудомістка операція, при цьому для ручного збирання 1 га буряків затрачується 240 і більше людино-годин.

Тому удосконалення технології збирання кормових буряків є актуальним завданням у плані подальшого розвитку аграрного сектору України.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз відомих праць [3, 4, 5, 6], які присвячені дослідженню технологій збирання кормових буряків показав, що в них не в достатній мірі викладені питання зменшення втрат і пошкоджень кормових буряків під час їх механізованого збирання. Більшість відомих праць описують тільки основні загальні положення технологічного процесу збирання основної площі посівів кормових буряків, а питання розбивки поля на загінки розкрито у загальних аспектах, що і зумовило проведення даних досліджень.

Мета досліджень. Метою даних досліджень є удосконалення способів збирання кормових буряків.

Результати досліджень. Першим етапом реалізації запропонованої технології збирання кормових буряків є збирання основного масиву гички наявними в господарстві засобами із наступним завантаженням її в транспортний засіб або розкиданням на зібране поле, яка може виконуватися комплексами причіпних гичкозбиральних машин (МТЗ 80/82+МБП-6; МТЗ 80/82+МБК-2,7; МТЗ 80/82+МГР-6; МТЗ 80/82+МГШ-6, або самохідними гичкозбиральними машинами провідних фірм світу).

Збирання гички починають з стикового міжряддя на поворотній смузі чи на міжзагінному проході в два кола при пересуванні гичкозбирального агрегату "в розвал", а гичка розкидається на незібране поле, тобто відбувається збирання гички з 4-х проходів 6-й рядної гичкозбиральної машини.

На другому етапі викопують коренеплоди кормових буряків удосконаленою коренезбиральною машиною МКК-6. Схему технологічного процесу збирання кормових буряків наведено на рис. 1. Удосконалення коренезбиральної машини полягає в

наступному – перед передніми колесами машини встановлено пристрій для відведення коренеплодів (рис. 2).

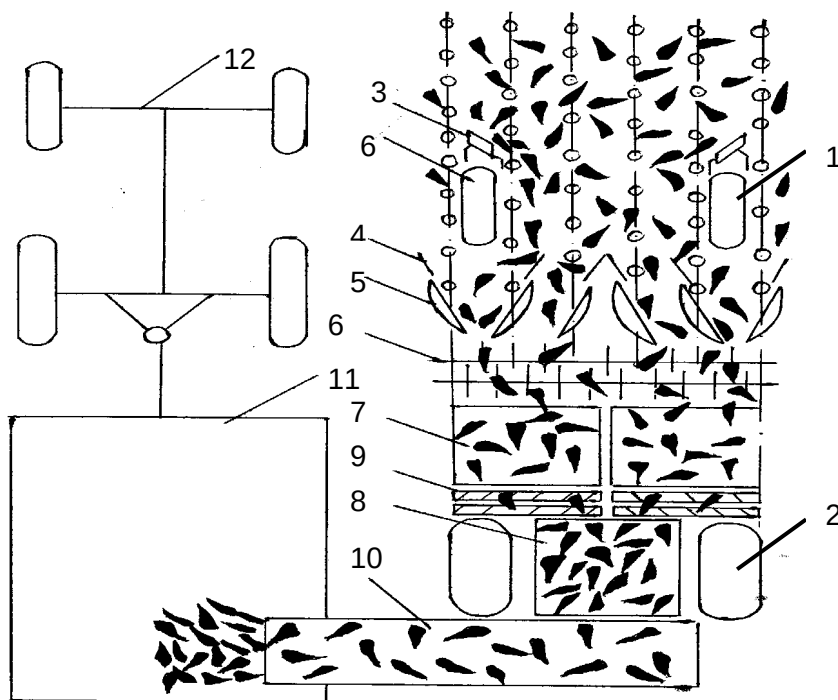


Рис. 1. Схема технологічного процесу збирання кормових буряків.

На рамі машини (на рис. 1 не показано) змонтовано передні 1 та задні 2 колеса, пристрої 3 для відведення коренеплодів, корененапрямники 4, робочі органи для викопування 5 та підбирання 6 коренеплодів, транспортуючі ланки 7 і 8, робочі органи 9 для сепарації домішок вороху коренеплодів, навантажувальний транспортер 10, який спрямований до кузова 11 транспортного засобу 12.

Пристрій 3 має відвальну, нахилену до горизонту і в напрямку руху поверхню 13 (рис. 2), подібну до поверхні передплужника, а її носок 14 і горизонтальна нижня кромка 15 округлені по радіусу. Відвальний елемент робочого органу 13 закріплено на кронштейні 16 і через стійку 17 та паралелограмну підвіску 18 змонтований на рамі машини. Якщо для збирання використовується тракторний агрегат, то пристрій 3 монтується перед передніми колесами трактора. До кронштейну 16 приварена втулка 19 з клебовими затискачами 20, в яких знаходяться горизонтальні вісі 21 повзунів 22 змонтованих бічних сторін пристрою 3. Пристрій 3 змонтовано так, що його робоча поверхня 13 була встановлена з нахилом відносно поздовжньої осі збирального агрегату.

При роботі робочого органу 13, його носок 14 і горизонтальна нижня кромка 15 знаходяться над поверхнею ґрунту. Зазор між поверхнею ґрунту і горизонтальною нижньою кромкою 15 регулюється поворотом вісі 21 повзуна 22 у втулці 19 з послідуною фіксацією клемовими затискачами 20.

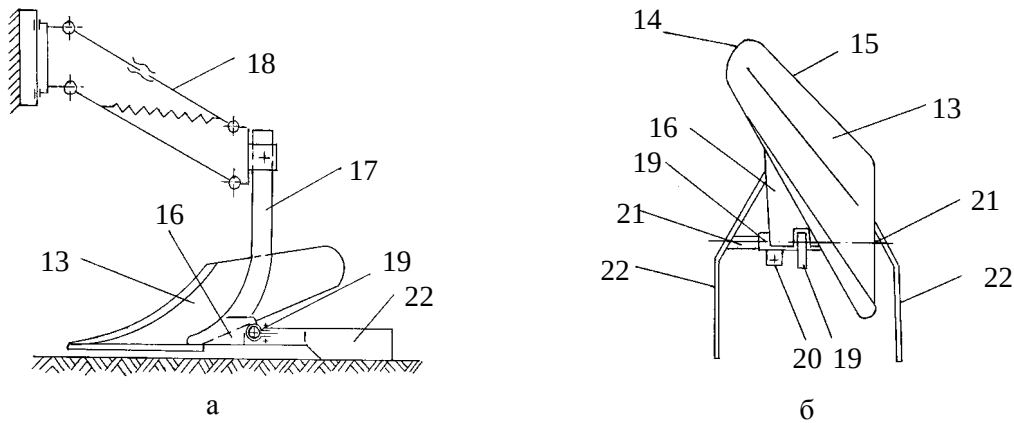


Рис. 2. Схема відвідного пристрою: а – вигляд збоку; б – вигляд зверху.

При збиранні буряків пристрій 3 знаходиться в міжряддях буряків, копії 22 на поверхні ґрунту, а їх бокові поверхні упираються в тіло чи невикопану головку коренеплодів. Завдяки паралелограмній підвісці 18 та наявності копіїв 22 пристрій 3 під час робочого руху копіює мікронерівності ґрунту. Тому що зазор між ґрунтом і горизонтальною кромкою 15 незначний, то коренеплоди, які знаходяться в міжряддях перед передніми колесами машини (вибиті із ґрунту робочими органами гичкозбиральної машини) попадають на робочу поверхню пристрою 13 і зміщуються до внутрішнього, відносно машини, рядка невиконаних коренеплодів, взаємодіють з ними і перекидаються через невикопані коренеплоди в суміжне міжряддя, або розміщуються в рядку між невикопаними коренеплодами. При цьому пристрій 3 завдяки підпружиненій паралелограмній підвісці 18 і копіям 22 займає стабільне положення і не виходить із своїх міжрядь.

При першому проході коренезбирального агрегату на поворотній смугі, або в міжзагінному проході повздовж рядків, коли відсутні перед передніми колесами вибиті в міжряддях коренеплоди, пристрій 3 може знаходитися у транспортному положенні, а навантажувальний транспортер 10 повинен бути у максимально нижчому положенні, при цьому стикове міжряддя повинно знаходитись справа від правого колеса, через рядок, а навантажувальний транспортер 10 спрямований у бік його стикового міжряддя.

Викопуючи робочі органи 5 викопують коренеплоди, подають їх на підбирачі 6, транспортує 7 та сепаруючі 9 пристрої, які очищують ворох від домішків. Очищенні коренеплоди транспортером 8 і навантажувальним транспортером 10 спрямовують їх на суміжні з першим проходом рядки і міжряддя. Під час зустрічного проходу (спосіб руху "в розвал"), цикл операцій, що здійснює агрегат, повторюється.

Таким чином створюється міжзагінний проїзд на поворотній смузі чи на основному полі.

Після цього коренезбиральні машина заїжджають у рядки так, щоб міжзагінний проїзд знаходився зліва (спосіб руху "взвал"). Пристрій 3 і викопуючі робочі органи 2 опускають у робоче положення, а транспортер 10 піднімають у робоче положення для навантаження коренеплодів в кузов 11 транспортного засобу 12. При робочому русі машини пристрій 3 знаходиться в міжряддях перед передніми колесами збирального агрегату, зміщує коренеплоди, які знаходяться в цих міжряддях у суміжні рядки чи міжряддя до середини робочого проходу і забезпечує цим самим вільний прохід передніми колесам збирального агрегату і запобігає роздавленою та пошкодженню коренеплодів передніми колесами. Встановлені перед викопуючими робочими органами корененапрямники 4 спрямовують вибиті коренеплоди в робочу зону викопуючих 5 робочих органів, які підбираються підбирачами 6. Одночасно викопуючі робочі органи 5 викопують незібрані рядки коренеплодів, які разом з викопаними раніше попадають на транспортери 7 і 8 та сепаруючі 9 пристрої, а потім навантажувальним транспортером 10 спрямовуються у кузов 11 транспортного засобу 12.

Наступний прохід при збиранні буряків з поворотної смуги або основного поля збиральний агрегат робить при русі способом "взвал". Цикл операцій - ідентичний попередньому. Якщо в міжряддях колії передніх коліс немає вибитих коренеплодів під час повороту гичкозбиральної машини, то пристрій 3 устновлюють у транспортне положення. При міжряддях 45 см ширина міжзагінного приходу становить 12 рядків, поворотної смуги - 48 рядків для 6-и рядних збиральних машин.

Висновок. Таким чином запропонована технологія та пристрої для її реалізації дозволяють механізовано розбивати поле кормових буряків на загінки та значно зменшити втрати та пошкодження коренеплодів кормових буряків.

Список літератури

1. Бублик Н.И. Подготовка плантаций / Н.И. Бублик // Сахарная свекла. – К., 1985. – № 8. – С. 22–23.

2. Татьяна Н.В. Схема движения и ширина загонки при работе шестирядных свеклоуборочных машин / Н.В. Татьяна, А.С. Бетчер, В.А. Грозубинский // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – М., 1976. – № 10. – С. 9–11.
3. Куркурин И.А. Методические рекомендации по уборке и хранению кормовой свеклы / [И.А. Куркурин, В.П. Богуславский, И.П. Масло та інш.] // Госагропром УССР, ЮО ВАСХНИЛ. – К.: УНИИЗ, 1987. – 24 с.
4. Гурченко О.П. Для збирання кормових буряків / О.П. Гурченко, В.М. Барановський // Механізація сільського господарства. – К.: Урожай, 1988. – № 9. – С. 21–23.
5. Гурченко О.П. Результати випробування модернізованої коренезбиральної машини МКК-6А / О.П. Гурченко, В.М. Барановський // Механізація та електрифікація сільського господарства”. – К.: Урожай, 1995. – Вип. 81. – С. 57–60.
6. Гурченко О.П. Розробка і дослідження коренезбиральної машини / О.П. Гурченко, В.М. Барановський, А.С. Кобець // Сільськогосподарські машини. – Луцьк : Редакційно видавничий відділ ЛДТУ, 2001. – Вип. 8.– С. 119–123.

Приведено обоснование технологического процесса разбивки поля кормовой свеклы на загонки при их механизированной уборке и средств для его реализации.

Кормовая свекла, технология уборки, разбивка поля, корненаправитель.

Present rationale tehnolohycheskoho process razbyvky kormovoy beet fields on zahonky in mehanyzyrovannoy's growing equipment and funds for ego implementation.

Feed beet, technology of cleaning up, lying out of the field, guider of root crops.

УДК 631.363

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОДНОВАЛЬЦЬОВОЇ ЗЕРНОДРОБАРКИ НА ПОКАЗНИКИ ПРОДУКТІВ ПОДРІБНЕННЯ

С.Є. Потапова, інженер

Наведені результати експериментальних досліджень впливу основних параметрів одновальцевої зернодробарки на показники якості продуктів подрібнення.

Зернові корми, одновальцева зернодробарка, модуль помелу, коефіцієнт варіації.

© С.Є. Потапова, 2013

2. Татьяна Н.В. Схема движения и ширина загонки при работе шестирядных свеклоуборочных машин / Н.В. Татьяна, А.С. Бетчер, В.А. Грозубинский // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – М., 1976. – № 10. – С. 9–11.
3. Куркурин И.А. Методические рекомендации по уборке и хранению кормовой свеклы / [И.А. Куркурин, В.П. Богуславский, И.П. Масло та інш.] // Госагропром СССР, ЮО ВАСХНИЛ. – К.: УНИИЗ, 1987. – 24 с.
4. Гурченко О.П. Для збирання кормових буряків / О.П. Гурченко, В.М. Барановський // Механізація сільського господарства. – К.: Урожай, 1988. – № 9. – С. 21–23.
5. Гурченко О.П. Результати випробування модернізованої коренезбиральної машини МКК-6А / О.П. Гурченко, В.М. Барановський // Механізація та електрифікація сільського господарства”. – К.: Урожай, 1995. – Вип. 81. – С. 57–60.
6. Гурченко О.П. Розробка і дослідження коренезбиральної машини / О.П. Гурченко, В.М. Барановський, А.С. Кобець // Сільськогосподарські машини. – Луцьк : Редакційно видавничий відділ ЛДТУ, 2001. – Вип. 8.– С. 119–123.

Приведено обоснование технологического процесса разбивки поля кормовой свеклы на загонки при их механизированной уборке и средств для его реализации.

Кормовая свекла, технология уборки, разбивка поля, корненаправитель.

Present rationale tehnolohycheskoho process razbyvky kormovoy beet fields on zahonky in mehanyzyrovannoy's growing equipment and funds for ego implementation.

Feed beet, technology of cleaning up, lying out of the field, guider of root crops.

УДК 631.363

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОДНОВАЛЬЦЬОВОЇ ЗЕРНОДРОБАРКИ НА ПОКАЗНИКИ ПРОДУКТІВ ПОДРІБНЕННЯ

С.Є. Потапова, інженер

Наведені результати експериментальних досліджень впливу основних параметрів одновальцевої зернодробарки на показники якості продуктів подрібнення.

Зернові корми, одновальцева зернодробарка, модуль помелу, коефіцієнт варіації.

© С.Є. Потапова, 2013

Постановка проблеми. Забезпечення країни в достатній кількості продукцією тваринництва не можливе без забезпечення галузі якісними кормами. Надзвичайно велике значення в годівлі всіх видів сільськогосподарських тварин і птиці мають зернові корми. У складі кормових сумішок або комбінованих кормів зерно злакових культур може становити від 30-40% до 60-70% [1].

Перед згодовуванням тваринам зерно, як і всі види кормової сировини, повинне проходити певні підготовчі операції, серед яких найбільш поширеною, і можна сказати, обов'язковою є операція подрібнення [2, 3].

До якісного подрібнення зернових кормів виділяють такі вимоги [3]:

1) середньозважений розмір кормових часток має відповідати науково обґрунтованим зоотехнічним вимогам; зокрема, передбачені три ступені помелу: дрібний (середньозважений розмір часток – 0,2-1,0 мм), середній (1,0-1,8) та крупний (1,8-2,6 мм).

2) Коефіцієнт варіації фракційного складу продуктів подрібнення не повинен перевищувати 45-65%. Верхня межа рекомендована для дрібного та середнього помелів зерна, нижня для крупного помелу. Зниження коефіцієнта варіації фракційного складу при подрібненні кормів на кожні 10% рівноцінне за технологічною ефективністю економії або додатковому виробництву 1-3% кормів.

Аналіз останніх досліджень. У сільськогосподарському виробництві та комбікормовій промисловості для переробки кормової сировини широкого розповсюдження набули молоткові подрібнювачі [4, 5]. Порівняно з більшістю інших кормопереробних машин вони відрізняються простотою конструкції та обслуговування, широкою універсальністю. Але, ці машини мають істотні недоліки, в першу чергу, – високу енергомісткість процесу (12-20 кВт*год/т) та велику нерівномірність гранулометричного складу продуктів подрібнення, що в решті-решт призводить до перевитрати зерна.

Вальцьові дробарки забезпечують високу якість подрібнення, зокрема зернових кормів при рівномірному гранулометричному складі продукту і малому виході пиловидної фракції. У практиці кормоприготування переважають дробарки з парним числом вальців, із продуктивністю не менш 1,5-3 т/год. Між тим, для малих тваринницьких підприємств раціональним типорозміром є подрібнювач зернових кормів продуктивністю 350-400 кг/год [6], а в деяких випадках і меншою. В цьому випадку простішим в конструктивному плані і доцільнішим за експлуатаційними затратами буде вальцедековий варіант (одновальцьовий).

Мета досліджень. Обґрунтувати раціональні параметри вальцедекового подрібнювача зерна, здатного забезпечити отримання продуктів подрібнення відповідної якості згідно зоотехнічних вимог.

Результати досліджень. Для реалізації програми експериментальних досліджень була розроблена конструктивно-функціональна схема, відповідно до якої виготовлено установку для подрібнення зернових кормів (рис. 1).

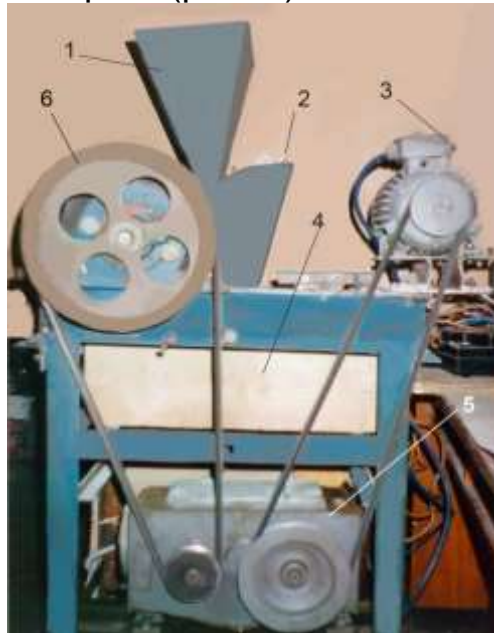


Рис. 1. Схема експериментальної установки: 1 – бункер для зерна, 2 – напрямна, 3 – електродвигун, 4 – ящик для готового продукту, 5 – варіатор, 6 – привідний шків.

Експериментальна установка включає (див. рис. 1): накопичувальний бункер з регулювальною заслінкою, робочу камеру з напрямною, декою і вальцем всередині та розвантажувальну горловину. Поверхня вальця рифлена, деки – гладенька.

Для зміни шляху обробки зерна використовувались змінні деки (рис. 2) з різним кутом обхвату γ .



Рис. 2. Типи досліджуваних дек: а – дека ($\gamma=45^\circ$), б – дека ($\gamma=25^\circ$), в – дека ($\gamma=10^\circ$).

Експериментальна установка дозволяла:

- регулювати частоту обертання вальця за допомогою варіатора;

- змінювати кут нахилу напрямної;

- встановлювати одну з трьох дек з відповідним кутом обхвату;

- змінювати величину робочого зазору між вальцем та декою.

В процесі проведення експериментальних досліджень визначалась якість процесу подрібнення зернового матеріалу, а також оцінювалися енергетичні параметри процесу подрібнення.

Для оцінювання якості подрібнення кормів в дослідях визначали залежності модуля помелу M , (середньозваженого розміру подрібнених часток, мм) та коефіцієнта варіації фракційного складу v (ступіня нерівномірності, %) процесу подрібнення фуражного зерна від таких основних параметрів дробарки:

n – частота обертання вальця, хв^{-1} ;

β – кут нахилу напрямної;

γ – кут обхвату вальця декою;

δ – величина робочого зазору, мм;

Оцінювання якості подрібнення кормів здійснювалося на основі просіювання їх наважки (масою 100 г) на решітному класифікаторі. Проби зважували на лабораторних терезах ВЛР-200 г, похибка яких становить $\pm 0,5$ мг.

Для проведення експерименту було вибрано ортогональний рототабельний план 2^4 [7]. З метою виключення впливу систематичних похибок, викликаних коливанням характеристик досліджуваних матеріалів, було проведено рандомізацію, суть якої полягає у виборі послідовності проведення дослідів за таблицею випадкових чисел.

Після оброблення експериментальних даних на ПЕОМ за допомогою прикладної програми Statistica 6.0 були отримані рівняння регресії.

З метою перевірки гіпотези на адекватність моделей другого порядку було проведено статистичний аналіз цих рівнянь. Перевірка адекватності моделей і значимості коефіцієнтів регресії проведена за допомогою прикладної статистичної програми Statistica 6.0.

Статистичний аналіз дозволив визначити значимі коефіцієнти регресії, і отримати спрощені рівняння, які адекватно описують процес з заданою ймовірністю 95%.

Математичні моделі після визначення значимих коефіцієнтів регресії та проведеного розкодування набули такого вигляду:

для ячменю

$$M = 1,136895 - 0,00093n + 0,01218\beta + 0,006133\gamma + 0,216309\delta - 0,000008n\beta - 0,000011n\gamma - 0,000331n\delta - 0,000058\beta\gamma + 0,000985\beta\delta +$$

$$+0,000003n^2 - 0,000156\beta^2; \quad (1)$$

$$\nu = 111,31066 + 2,24234n + 5,31882\beta - 25,35437\gamma + 47,72603\delta - 0,01697n\gamma + 0,05532\beta\gamma + 0,90515\beta\delta - 0,00333n^2 - 0,11514\beta^2 + 0,50709\gamma^2 - 26,4688\delta^2; \quad (2)$$

для кукурудзи

$$M = 1,59791 - 0,00136n + 0,01552\beta - 0,00904\gamma + 0,07899\delta + 0,00014\beta\gamma + 0,00161\gamma\delta - 0,0003\beta^2 + 0,07667\delta^2; \quad (3)$$

$$\nu = 50,6946 - 0,3891n + 0,7942\beta + 4,2634\gamma - 0,8174\delta + 0,0065n\gamma - 0,5294\beta\delta + 0,5103\gamma\delta + 0,0011n^2 - 0,1004\gamma^2; \quad (4)$$

За одержаними рівняннями регресії будуюмо графічні залежності, що характеризують вплив змінних факторів на критерії оптимізації (модуля помелу M та коефіцієнта варіації фракційного складу ν).

Приклади таких залежностей наведені на рис. 3 і 4.

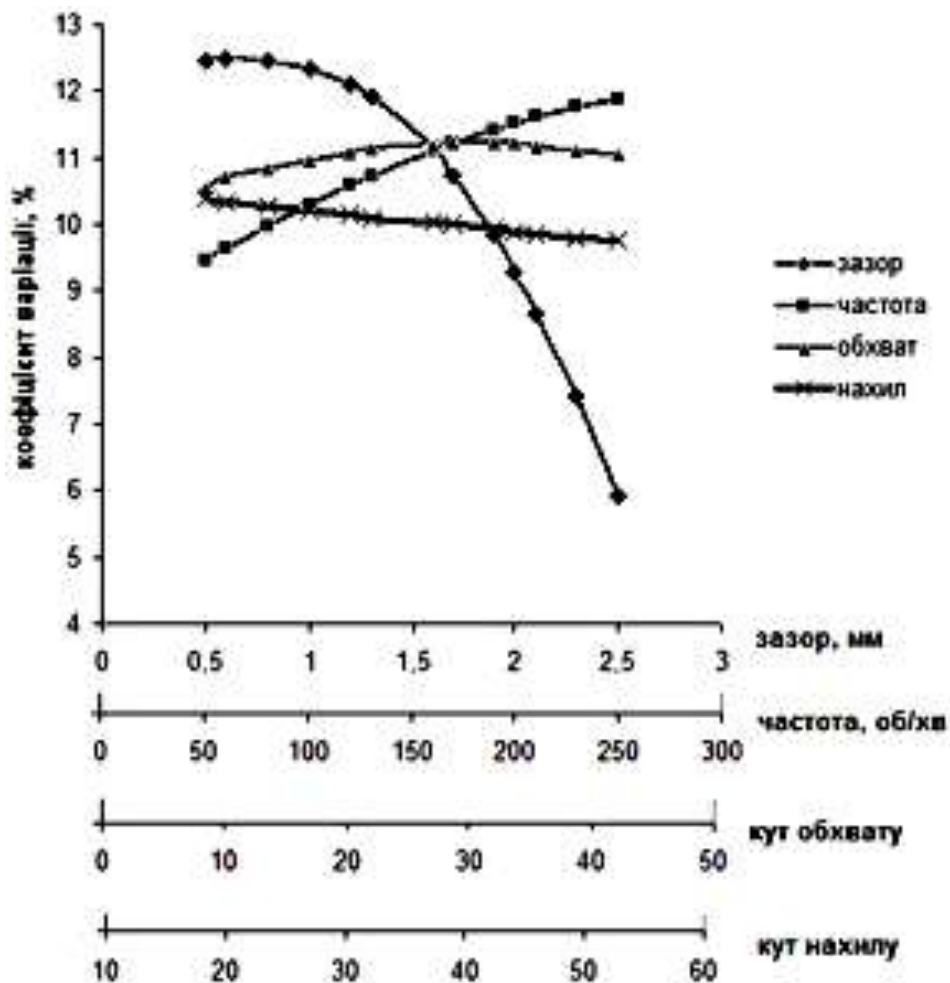


Рис. 3. Залежність коефіцієнта варіації від змінних факторів у випадку подрібнення ячменю

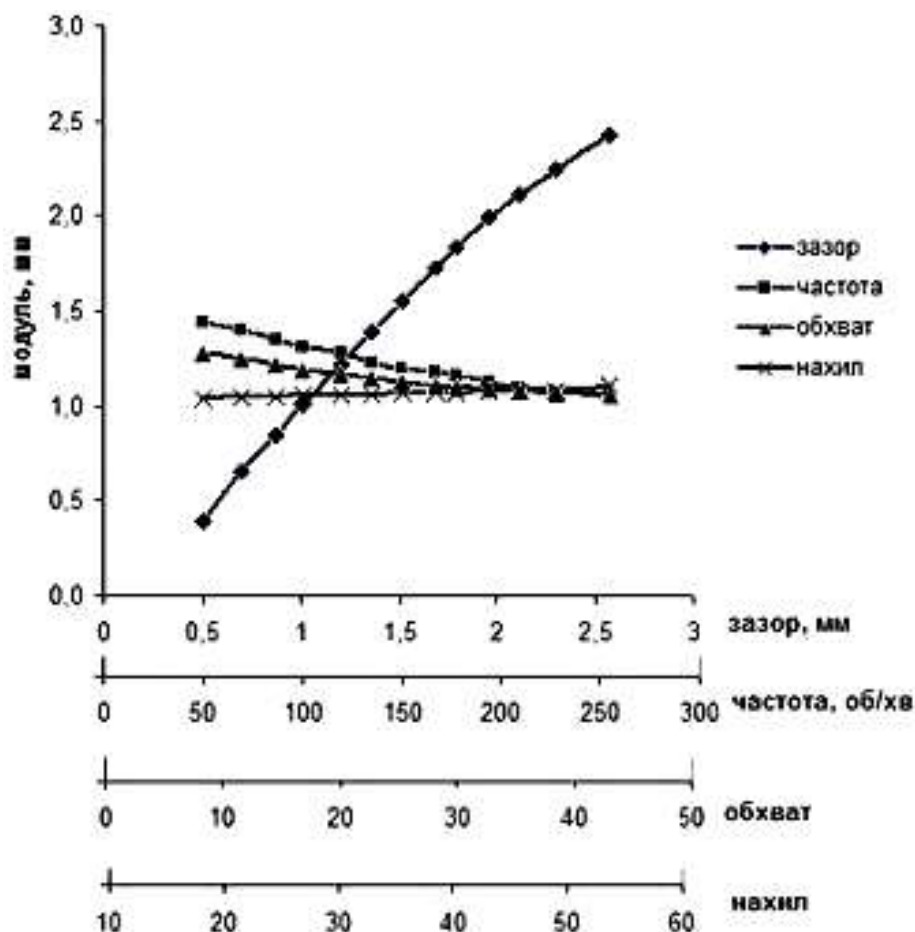


Рис. 4. Залежність модуля помелу від змінних факторів у випадку подрібнення ячменю

Аналіз отриманих залежностей свідчить, що:

- зростання частоти обертання вальця n веде до зменшення крупності продукту, але при цьому зростає нерівномірність його фракційного складу;

- кут нахилу напрямної β практично не впливає на величину модуля помелу M і не суттєво змінює коефіцієнт варіації v ;

- кут обхвату γ вальця декою не здійснює істотного впливу на рівномірність фракційного складу продуктів подрібнення, разом з тим його збільшення призводить до незначного зменшення крупності подрібнення;

- найсуттєвіший вплив на показники якості процесу подрібнення має величина зазору δ між вальцем та декою. Разом з тим, величина зазору встановлюється в залежності від заданої крупності подрібнення згідно зоотехнічних вимог відповідно до виду тварин.

На основі проведеного аналізу визначали раціональні параметри одновальцевого (вальцедекового) подрібнювача зернових кормів в залежності від зоотехнічних вимог та виду зерна.

Висновки

Проведенням експериментальних досліджень встановлено залежності якісних показників процесу подрібнення зерна від керованих параметрів: частоти обертання вальця, кута нахилу напрямної β , кута обхвату декою γ та вихідного зазору δ . Експериментально доведено, що досягнення заданої якості подрібнення забезпечується зміною величини зазору між вальцем та декою та частотою обертання вальця.

На основі дослідження характеру отриманих залежностей визначили раціональні параметри одновальцевого подрібнювача відповідно до заданої крупності та виду зернового матеріалу.

Список літератури

1. Богданов Г.А. Кормление сельскохозяйственных животных / Г.А. Богданов. – М.: Агропромиздат, 1990. – 624 с.
2. Ялпачик Ф.Ю. Значення подрібнення у приготуванні корму для тварин / Ф.Ю. Ялпачик, Н.О. Фучаджи, В.О. Міласва // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – Вип.10, Т.3 – С.43-47.
3. Ревенко І.І. Машины та обладнання для тваринництва / І.І. Ревенко, М.В. Брагінець, В.І. Ребенко – К.: Кондор, 2009. – 735 с.
4. Кукта Г.М. Машины и оборудование для приготовления кормов / Г.М. Кукта. – М.: Агропромиздат, 1987. – 303 с.
5. Кулаковский И.В. Машины и оборудование для приготовления кормов. Ч.1. Справочник. / И.В. Кулаковский, Ф.С. Кирпичников, Е.И. Резник. – М.: Россельхозиздат, 1987. – 285 с.
6. Ревенко І.І. Принципи розробки та вибору кормоприготувальних машин для малих ферм / І.І. Ревенко, Ю.І. Ревенко, С.Є. Потапова // Техніка АПК. – 1999. – № 3 – С. 26–27.
7. Мельников С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рощин. – Л.: Колос, 1980. – 168 с.

Приведены результаты экспериментальных исследований влияния основных параметров одновальцевой зернодробилки на показатели качества продуктов измельчения.

Зерновые корма, одновальцевая зернодробилка, модуль помола, коэффициент вариации.

The results of experimental researches of influence of basic parameters of single-roll corn-crusher upon the indexes of quality of products of grinding are presented.

Corn forage, single-roll corn-crusher, module of grinding, coefficient of variation.

ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ВЗАЄМОДІЇ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ І ПРИЧЕПІВ- ПЕРЕВАНТАЖУВАЧІВ

С.Г. Фришев, доктор технічних наук
М.В. Сєнчев, інженер

Встановлено аналітичні залежності для визначення раціональних параметрів взаємодії зернозбиральних комбайнів і причепів-перевантажувачів при груповій їх роботі.

Зернозбиральні комбайни, причепи-перевантажувачі, продуктивність, аналітична залежність, раціональні параметри.

Постановка проблеми. Відомі загальні підходи формування складу комплексів машин під час застосування перевантажувальної збирально-транспортної технології (ЗТТ) з використанням причепів-перевантажувачів (ПП). Зміни умов роботи комплексів, а також організація групової форми їх роботи потребують коректування їх параметрів.

Тому дослідження впливу зміни цих умов на формування раціональних параметрів комплексу є актуальними.

Аналіз останніх досліджень. Розроблена раніше методика визначення кількісного та якісного складу збирально-транспортних комплексів не відображає повної картини взаємодії комбайнів з перевантажувачами, оскільки не ураховує зміну умов роботи на різних зернових масивах (урожайність, площу поля, різну кількість одиниць техніки комплексу, їх технічну характеристику) і не дає можливість всебічної оцінки роботи зернозбиральних комбайнів (ЗК) [1]. Вказані фактори суттєво впливають на використання потенціальної можливості ланцюга «ЗК – ПП».

Мета досліджень. Підвищити продуктивність транспортування зерна від комбайнів шляхом обґрунтування раціональних параметрів взаємодії ЗК і ПП.

Результати досліджень. Ефективність роботи ПП, як центральної ланці у ланцюзі «ЗК – ПП – великовантажні автотранспортні засоби (АТЗ)», визначається раціональною кількістю ЗК ($m_{\text{кп}}$), які обслуговуються кожним із ПП, що входять до складу збирально-транспортного комплексу (ЗТК). В свою чергу кількість ЗК, які обслуговуються кожним із ПП, є кількість бункерів зерна комбайнів, що завантажуються в кузов кожного причепа.

© С.Г. Фришев, М.В. Сєнчев, 2013

Для визначення кількості ЗК, які обслуговуються причепом-перевантажувачем, розглянемо технологічний ланцюг взаємодії ЗК і ПП. Після завантаження першого бункера зерна від ЗК ПП рухається до наступних комбайнів, які ним обслуговуються, завантажуються зерном, їде до краю поля, розвантажуються в кузов АТЗ та повертається до першого розвантаженого ЗК для чергового завантаження.

Для цієї технологічної послідовності складемо баланс часу, який має наступний вигляд:

$$t_{\Pi} - t_{3AB} + t_{PO3} = t_B + t_X, \quad (1)$$

де t_{Π} – сума наступних складових часу роботи ПП: тривалість переїздів по полю, тривалість очікування завантаження бункерів зерна від групи ЗК та час завантаження. Згідно досліджень [2,3] встановлена така емпірична залежність:

$$t_{\Pi} = 0,08 + 0,12\rho_{\Pi}, \text{ год.}, \quad (2)$$

де ρ_{Π} – кількість бункерів зерна, що завантажуються в ПП за одну його їздку, яка дорівнює кількості одиниць ЗК ($m_{\text{КП}}$), які обслуговуються одним ПП:

$$\rho_{\Pi} = m_{\text{КП}}, \text{ од.}, \quad (3)$$

t_{3AB} – тривалість завантаження в ПП зерна з бункера ЗК:

$$t_{3AB} = \frac{\omega_K d_B}{W_{\text{ШК}}}, \text{ год.} \quad (4)$$

ω_K – об'єм бункера комбайна, м^3 ;

d_B – об'ємна маса зерна, т/м^3 ;

$W_{\text{ШК}}$ – продуктивність вивантажувального шнека ЗК, т/год. ;

$$t_{PO3} = \frac{K_P \omega_K d_B \rho_{\Pi}}{W_{\text{ШП}}}, \text{ год.} \quad (5)$$

K_P – коефіцієнт, що враховує додатковий час на маневрування ПП при розвантаженні ПП;

$W_{\text{ШП}}$ – продуктивність вивантажувального шнека ПП, т/год. ;

t_B – час заповнення бункера комбайна:

$$t_B = \frac{\omega_K \cdot d_B}{W_{\text{КР}}}, \text{ год.}; \quad (6)$$

$W_{\text{КР}}$ – продуктивність ЗК за годину робочого (основного) часу, т/год. ;

t_X – тривалість холостих ходів на поворотах, яка припадає на 1 цикл роботи комбайна (заповнення бункера зерном), визначається як

$$t_X = \frac{t_B(1-\varphi)}{\varphi}, \quad (7)$$

де φ – коефіцієнт робочих ходів, величина якого за даними досліджень прийнята як $\varphi = 0,85$ для середньої довжини гонів 1000 м.

З урахуванням складових рівняння (1) та (2-7) одержимо наступний вираз:

$$0,08 + 0,12\rho_{\Pi} - \frac{\omega_K d_B}{W_{\Pi\Pi}} + \frac{K_P \omega_K d_B \rho_{\Pi}}{W_{\Pi\Pi}} = \frac{\omega_K d_B}{W_{KP}\varphi}. \quad (8)$$

Звідси отримаємо:

$$\rho_{\Pi} = m_{\text{кп}} = \text{INT} \frac{\omega_K d_B (\frac{1}{W_{KP}\varphi} + \frac{1}{W_{\Pi\Pi}}) - 0,08}{0,12 + \frac{K_P \omega_K d_B}{W_{\Pi\Pi}}}, \text{ од.} \quad (9)$$

де INT – функція, яка повертає найближче менше ціле значення.

На підставі даного рівняння та застосування даних інформаційного базису для ланцюга «ЗК – ПП» ЗТК (табл. 1), у якому класифіковано по групах основні параметри машин, нами побудовано графічну залежність ρ_{Π} та $m_{\text{кп}}$ від $W_{\text{кр}}$ (рис. 1).

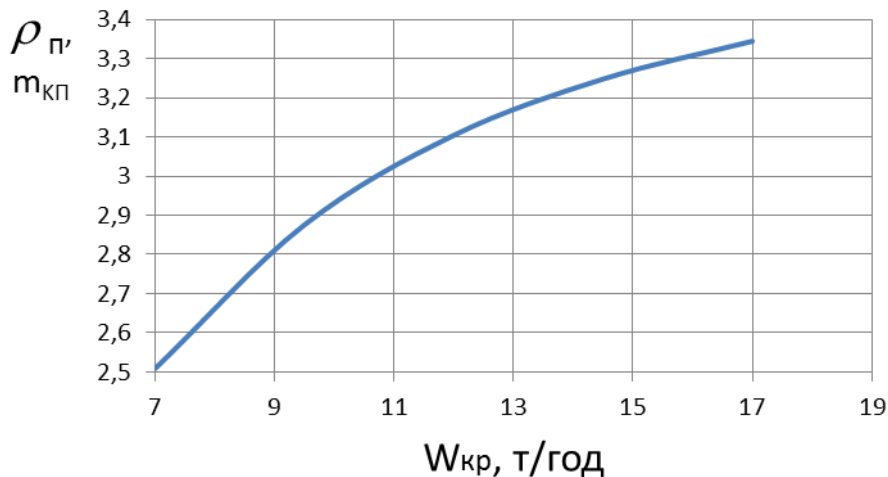


Рис. 1 Залежність кількості бункерів зерна ρ_{Π} , од., що завантажується в ПП за одну його їзду, а також кількості ЗК $m_{\text{кп}}$, які обслуговуються одним ПП, від продуктивності ЗК $W_{\text{кр}}$.

З графіку видно, що кількість бункерів зерна ρ_{Π} , що завантажується в ПП за одну його їзду, також як і кількість ЗК $m_{\text{кп}}$, які обслуговуються одним ПП, збільшується з 2 (2,5) до 3 (3,35) із зростанням продуктивності ЗК $W_{\text{кр}}$ з 7 до 17 т/год. Це обумовлено одночасним збільшенням місткості бункерів ЗК з 3,0 до 10,5 м³, що дозволяє мати додатковий час для обслуговування причепом ще одного ЗК. Таким чином загальна кількість обслуговування причепом певного числа ЗК збільшується із зростанням продуктивності ЗК і місткості бункера ЗК.

Розглянемо більш детально вплив цих параметрів в широкому діапазоні їх зміни. На рис. 2 показана графічна залежність (9) кількості бункерів зерна ρ_{Π} , од., що завантажується в ПП за одну

його їздки, а також кількості ЗК m_K , які обслуговуються одним ПП, від місткості бункера ЗК в діапазоні від 3 до 13 m^3 для ЗК з певною продуктивністю $W_{KP} = 9,5; 12,0; 14,5$ та 17 т/год.

1. Інформаційний базис ланцюга «ЗК – ПП» ЗТК.

Група (№, назва)	№ парам- у групі	Умовне позн.	Назва параметра й одиниця виміру	Значення параметрів певних рівнів		
				1	2	3
I. Зерно- збира- льний комбайн	1	W_{KP}	номінальна. продуктивність, т/год.	7	12	17
	2	ω_K/q_K	місткість, m^3 / вантажопідйомність зернового бункера, т	3/2,25	7/5,25	11/8,25
	3	$W_{шк}$	продукт. вивантажув. шнека, т/год.	45	194	325
II. Причеп- пере- ван- тажувач	1	ω_P/q_P	місткість, m^3 /вантажопідйомність ПП, т	20/15	30/22,5	40/30
	2	$W_{шп}$	продукт. вивантажув. шнека, т/год	180	270	360

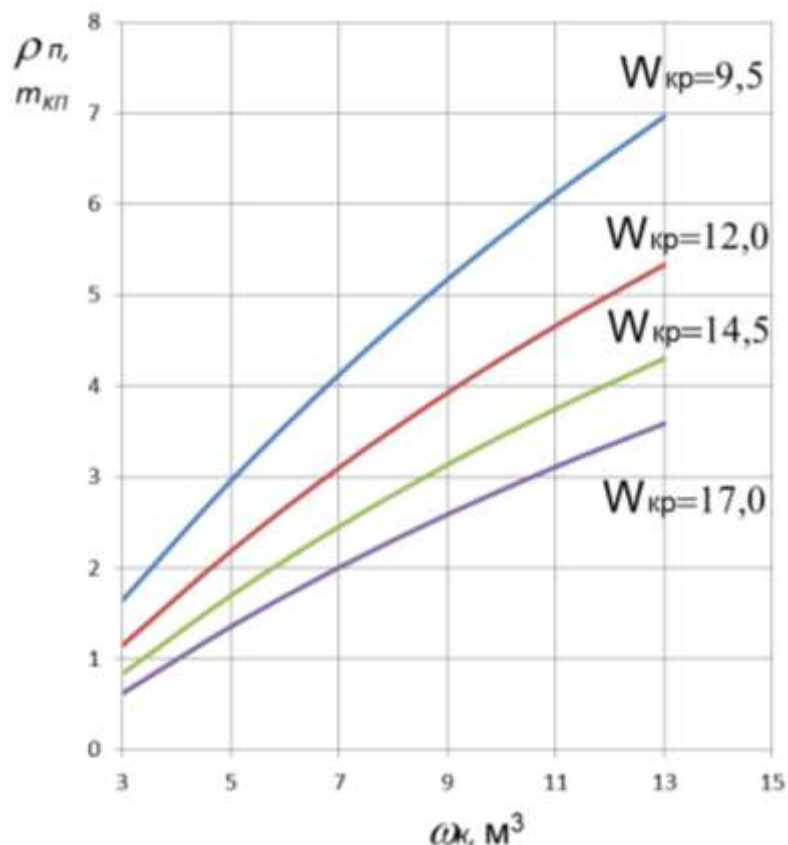


Рис. 2. Залежність кількості бункерів зерна ρ_P , од., що завантажуються в ПП за одну його їздки, а також кількості ЗК m_K , які обслуговуються одним ПП, від місткості бункера ЗК для певної продуктивності $W_{KP} = 9,5; 12,0; 14,5$ та 17 т/год.

Аналіз приведених залежностей показує, що найбільш суттєвим фактором, який впливає на кількість зерна, що завантажується за один робочий цикл в ПП, є місткість бункера ЗК. При цьому обслуговується більша кількість ЗК, які мають меншу продуктивність і відповідно ПП повинні мати більшу місткість для зерна по кількості бункерів ρ_{Π} . Так кількість ЗК з $W_{\text{КР}} = 9,5$ т/год., які можуть обслуговуватися одним ПП зростає з 1 (1,7) до 6 (6,1) одиниць при збільшенні місткості бункера з 3-х до 11 м³. Відповідно потрібно збільшити місткість ПП з 1 (1,7) до 6 (6,1) одиниць бункерів ρ_{Π} . Це зростання природно зменшується, коли продуктивність ЗК збільшується. Для ЗК з $W_{\text{КР}} = 17$ т/год. вказані параметри зростають лише з 0 (0,7) до 3 (3,5) од. при зміні $\omega_{\text{К}}$ в даному діапазоні.

Оскільки мінімальною допустимою кількістю бункерів зерна, які вміщуються в ПП, є 2 од. (при цьому ПП ще виконує функції накопичувача), то з графіків видно, що існує допустимий раціональний мінімум для ланцюга «ЗК – ПП». Цей мінімум визначається для ЗК з продуктивністю 9,5; 12,0; 14,5 та 17,0 т/год. відповідною місткістю бункерів ЗК: від 3,5 до 12 м³ і є одночасно раціональним, так як ПП повністю завантажуються певною кількістю ЗК. При менших місткостях $\omega_{\text{К}}$ для вказаних робочих режимів за продуктивністю ПП не виконує необхідну технологічну функцію і його застосування недоцільно. Мінімальна місткість бункера $\omega_{\text{К}}$, м³ ЗК, які обслуговуються одним ПП (з місткістю ω_{Π} , м³) в групі за кількістю $m_{\text{К}}$ визначена за даними графічної залежності рис. 2 і представлена в табл. 2.

2. Раціональна місткість ПП (для відповідної місткості бункера ЗК $\omega_{\text{К}}$, м³), який обслуговує групу ЗК.

Продуктив- ність ЗК $W_{\text{КР}}$, т/год.	Раціональна місткість ПП, м ³ (для відповідної місткості бункера ЗК $\omega_{\text{К}}$, м ³), який обслуговує групу ЗК з кількістю $m_{\text{К}}$, од.:				
	2	3	4	5	6
9,5	7,0 (3,5)	15,3 (5,1)	27,2 (6,8)	44 (8,8)	64,8 (10,8)
12	9,0 (4,5)	20,4 (6,8)	37,2 (9,3)	60 (12,0)	-
14,5	11,6 (5,8)	26,1 (8,7)	48 (12,0)	-	-
17	14,0 (7,0)	31,8 (10,6)	-	-	-

Представлені дані свідчать, що високопродуктивні ЗК з $W_{\text{КР}} = 14,5 - 17$ т/год. потребують для обслуговування ПП з місткістю від 11,6 до 48 м³. Зменшення продуктивності до $W_{\text{КР}} = 9,5 - 12$ т/год. дозволяє збільшити кількість обслуговуємих ЗК до 5-6 од. шляхом використання ПП з місткістю до 44-65 м³.

Вибір марки ПП виконується за показниками його вантажопідйомності та місткості виходячи з умови кратності цих показників для бункера ПП і бункера ЗК відповідно таких виразів:

$$1) q_{\Pi} \geq \omega_K d_B \rho_{\Pi}, \quad (10)$$

де q_{Π} – номінальна вантажопідйомність бункера обраного ПП;

$$2) \omega_{\Pi} \geq \omega_K \rho_{\Pi}, \quad (11)$$

ω_{Π} – місткість бункера обраного ПП.

Виходячи цих виразів вибираємо відповідну q_{Π} марку ПП і рекомендований для нього трактор.

Кількість ПП, які обслуговують групу ЗК при заданій їх кількості, визначаємо як

$$n_{\Pi} = \text{CEILING} \frac{m_K}{\rho_{\Pi}} = \text{CEILING} \frac{m_K (0,12 + \frac{K_P \omega_K d_B}{W_{\text{III}}})}{\omega_K d_B (\frac{1}{W_{KP\phi}} + \frac{1}{W_{\text{III}}}) - 0,08}, \text{ од.} \quad (12)$$

де CEILING – функція, яка повертає найближче більше ціле значення.

Взаємодія кожного ПП із групою ЗК передбачає технологічну відповідність роботи, коли кожний ПП обслуговує певну групу ЗК, які послідовно (по черзі) розвантажуються в ПП, що закріплений за ними.

Загальна раціональна кількість ЗК, яка працює у певному ЗТК визначається як

$$m_K = m_{K\Pi} \cdot n_{\Pi}, \quad \text{од.}, \quad (13)$$

Висновки

1. На підставі аналізу балансу часу робочого циклу ПП отримана аналітична залежність, яка дозволяє виконати раціональний підбір кількості ПП для ЗТК під час застосування перевантажувальної технології перевезення зерна від ЗК. Загальна кількість обслуговування причепом певного числа ЗК збільшується із зростанням місткості бункера ЗК та зменшення його продуктивності.

2. Встановлено раціональну (мінімальну допустиму) місткість бункерів ЗК для ланцюга «ЗК – ПП». Цей мінімум визначається для ЗК з продуктивністю 9,5; 12,0; 14,5 та 17,0 т/год. відповідною місткістю бункерів ЗК від 3,5 до 12 м³. При менших місткостях ω_K для вказаних робочих режимів за продуктивністю ПП не виконує необхідну технологічну функцію і його застосування недоцільно.

3. Взаємодія кожного ПП із групою ЗК передбачає таку технологічну відповідність роботи, коли кожний ПП обслуговує певну групу ЗК, які послідовно (по черзі) розвантажуються в ПП, що закріплений за ними.

4. Для перевантажувальної технології найбільш ефективні є ПП з підвищеною місткістю до 40-60 м³, які дозволяють збільшити кількість ЗК, що обслуговуються, та зменшити кількісний склад ЗТК.

5. Встановлено, що ПП з місткістю від 26 до 48 м³ обслуговує 3–4 високопродуктивні ЗК з $W_{кр} = 14,5-17$ т/год. Зменшення продуктивності до $W_{кр} = 9,5-12$ т/год. дозволяє збільшити кількість ЗК, які обслуговуються, до 5-6 од. шляхом використання ПП з місткістю до 44-65 м³.

Список літератури

1. *Фришев С.Г.* Визначення раціональних параметрів технологічного ланцюга “зернові комбайни – причепи-перевантажувачі – автомобільні транспортні засоби” / *С.Г. Фришев, С.І. Козулиця* // Вісник НУБіП України. – К., 2011. – Вип. 166, ч. 3. – С. 203–211.
2. *Измайлов А.Ю.* Технологии и технические решения по повышению эффективности транспортных систем АПК / *А.Ю. Измайлов*. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2007. – 200 с.
3. *Зязев В.А.* Перевозки сельскохозяйственных грузов автомобильным транспортом / *В.А. Зязев, М.С. Капланович, В.И. Петров* // Перевозки сельскохозяйственных грузов автомобильным транспортом. – М.: Транспорт, 1979. – 253 с.
4. *Гоberman В.А.* Автомобильный транспорт в сельскохозяйственном производстве / *В.А. Гоberman*. – М.: Транспорт, 1986. – 287 с.

Установлены аналитические зависимости для определения рациональных параметров взаимодействия зерноуборочных комбайнов и прицепов-перегружателей при групповой их работе.

Зерноуборочные комбайны, прицепы-перегружатели, производительность, аналитическая зависимость, рациональные параметры.

It is found out the analytical dependences for the determination of rational interaction parameters of combine harvesters and trailers, cranes for their group work.

Combine harvesters, trailers, cranes, performance, analytical dependence, rational parameters.

ВИКОРИСТАННЯ ПОНОВЛЮВАНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ В УКРАЇНІ

**С.Є. Тарасенко, В.М. Поліщук, кандидати технічних наук
О.В. Дубровіна, здобувач**

Проведена оцінка станів використання поновлюваних джерел енергії (річок, вітру, сонця, біомаси) в Україні. Зроблено аналіз виробництва технічних засобів для отримань відновлюваної енергії на українських підприємствах.

Біомаса, біогаз, біоетанол, паливні гранули, біодизель, вітрогенератор, сонячна електростанція, мала ГЕС, зелений тариф.

Постановка проблеми. Однією з найважливіших проблем людства є енергетична проблема. Інтенсивна експлуатація мінеральних ресурсів призвела до виснаження їх родовищ. Хіба даних запасів рідкої нафти на нашій планеті вистачить на 45 років, природного газу - на 60 років. Рівень видобутку урану вже недостатній для забезпечення паливом всіх функціонуючих атомних електростанцій. Світових запасів вугілля дещо більше: їх вистачить більш ніж на 200 років використання, однак його спалювання пов'язано зі значним забрудненням навколишнього середовища [1]. На Україні запасів нафти власного видобутку вистачає лише на 18 % [2]. Природного газу Україна щорічно споживає більше 50 млрд. м³, з яких 20,1 млрд. м³ власного видобутку [3], тобто близько 35%. Запасів палива для ядерних реакторів у Україні приблизно на 100 років використання, проте після аварії на Чорнобильській АЕС, до атомної енергетики ставляться з насторогою. Тільки запаси вугілля в Україні досить значні (їх вистачить на 600 років видобутку), тому теплові електростанції зараз переводяться з природного газу на вугілля. Однак вугілля вважається найбруднішим з усіх викопних палив. Особливо небезпечний канцерогенний ізотоп вуглецю, який у більших кількостях утворюється при спалюванні вугілля.

Аналіз останніх досліджень. У зв'язку з назріванням останнім часом енергетичної проблеми, питання використання поновлюваних джерел енергії піднімаються у багатьох літературних джерелах. Визнаними лідерами в Україні в галузі використання поновлюваних джерел енергії є вчені Науково-технічного центру "Біомаса" : Г. Гелетука [4; 5] , Т. Залізна [4, 5, 6], Ю. Матвєєв та ін. У Національному університеті біоресурсів та природокористування

України питаннями виробництва біопалива займаються В. Дубровін [7, 8, 9, 10, 11], Г. Голуб [12], В. Таргоня [11, 13], В. Сухенко [14], в ННЦ "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства" В. Мироненко, в ДУ "Інститут харчової біотехнології та геноміки Національної академії наук України" С. Циганков [10, 15].

Метою досліджень є аналіз сучасного стану використання відновлюваних джерел енергії в Україні.

Результати досліджень. Для поліпшення ситуації ПЕК України ведуться пошуки нових поновлюваних джерел енергії. У даний період в промислових масштабах для виробництва енергії користуються річки, сонце, вітер, біомаса.

В Україні серед поновлюваних джерел гідроенергетика нині є найбільш розвиненою. Виробництво електроенергії на великих ГЕС технологічно відпрацьовано, а гідроенергія, вироблена на них, на сьогодні є найдешевшим джерелом на оптовому ринку. В енергетичному комплексі України гідроелектростанції посідають третє місце після теплових і атомних електростанцій. Сумарна встановлена потужність ГЕС України в даний час складає 8% від загальної потужності об'єднаної енерго системи країни. Економічні і технічні можливості використання гідроенергоресурсів України складають близько 21,5 ГВт год / рік, зараз же використовується не більше 50 % (10,8 ГВт год / рік). Основний потенціал зосереджений на ГЕС Дніпровського каскаду, загальна потужність яких становить 3,83 ГВт, річне вироблення електроенергії - 9,9 ГВт год (Дніпровська ГЕС першої черги має потужність 648 МВт, другої черги - 825 МВт, Каховська ГЕС - 351 МВт, Кременчуцька ГЕС - 625 МВт, Дніпродзержинська ГЕС - 325 МВт, Канівська ГЕС - 444 МВт, Київська ГЕС - 389 МВт, Київська ГАЕС - 225 МВт), Дністровська ГЕС (потужність 702 МВт), Дністровської ГАЕС (потужність 430 МВт), і Ташликської ГАЕС (потужність 302 МВт) [7].

Крім Дніпра, Дунаю та Дністра, в Україні налічується понад 63 тис. малих річок і водотоків загальною протяжністю 135,8 тис. км, з яких близько 60 тис. (95 %) - дуже малі (довжина менше 10 км). Їх сумарна довжина становить 112 тис. км, тобто середня довжина такого водотоку - 1,9 км. Технічний гідроенергетичний річний потенціал малих річок 0,7 ГВт (6,4 ГВт год), або 30 % від загального технічного потенціалу всіх річок України. Економічний потенціал малих річок України може бути оцінений в розмірі 1,3-1,6 ГВт год / рік [7].

На сьогодні в Україні функціонує 73 малих ГЕС [16] загальною потужністю 111 МВт, що складає 5 % технічно досяжного гідроенергетичного потенціалу країни [17]. Щороку вони виробляють близько 203,5 млн. кВт · г електроенергії. Це приблизно 0,13 % від

загального річного виробництва електроенергії в Україні [16]. Малі ГЕС, експлуатуються в нашій країні, мають потужність 0,1-7 МВт [17].

Згідно з новим проектом енергостратегії до 2020 року, планують завершити реконструкцію і відновлення малих ГЕС загальною потужністю 135 МВт (0,44 млрд. кВт · год) і почати будівництво нових. Передбачається будівництво нових малих ГЕС на р. Дністер та її притоках (потужність 560 МВт, виробництво 1,78 млрд. кВт · год на рік) і на р. Тиса та її притоках (до 400 МВт, 1,41 млрд. кВт · год). Крім того, заплановано введення мікро- ГЕС на малих підтоках (загальна потужність 45 МВт, річний обсяг виробництва електроенергії 120 млн. кВт · г) [18].

Капіталовкладення на реконструкцію і модернізацію існуючих малих ГЕС наблизить становлять 800 \$ / кВт, а на відновлення списаних ГЕС - 1-1,5 тис. \$ / кВт, що визначить термін їх окупності в межах 5-8 років. При будівництві нової станції питомі капіталовкладення на 1 кВт можуть досягати \$ 2,5-4 тис., що здатне збільшити термін окупності до 12 і більше років. На відновлення недіючої малої ГЕС буде потрібно до трьох років, а будівництво нової ГЕС, з урахуванням отримання всіх дозволів та експертних винятків, може зайняти до шести років. Незважаючи на довгий період окупності і досить великі капіталовкладення, собівартість введення 1 МВт на відновленій малої ГЕС залишається однією з найнижчих серед доступних альтернативних джерел електроенергії. На малих ГЕС цей показник становить приблизно 0,8-2,5 \$ / Вт (для порівняння, вартість введення вітроелектростанції становить 1,5-2,1 \$ / Вт , сонячної електростанції 3-3,5 \$ / Вт) [17].

На відміну від сонячних електростанцій, основне обладнання для малих ГЕС виробляють на території України. Його якість не поступається продукції західних, а за ціною дешевше в кілька разів. Вітчизняні виробники мають великий досвід роботи в даному напрямку і технологічні напрацювання, які важливі для будівництва нових гідроелектростанцій. Головними виробниками обладнання для ГЕС на території України є Сумське НВО ім. Фрунзе «Турбоатом», «Южелектромаш», Полтавський турбомеханічний завод, Ніжинський ремонтно-механічний завод та ін [18].

З 2011 р., коли в Україні австрійською компанією "Activ Solar" введені в дію 3 фотоелектричні сонячні електростанції загальною потужністю 187,5 МВт, сонячна енергетика стала другим за значенням альтернативним джерелом енергії (якщо таким є енергія великих ГЕС і ГАЕС). У січні 2011 р. у Сімферопольському районі АР Крим була запущена СЕС "Джерельне" потужність 7,5 МВт, де на площі 15 га розміщені 32600 фотоелектричних модулів. У жовтні в Сакському районі АР Крим на площі 160 га запущена СЕС

"Охотникове" потужністю 80 МВт, яка складається з 347 800 фотоелектричних модулів. У грудні в Сімферопольському районі на площі 200 га введена в дію СЕС "Перово" потужністю 100 МВт, яка складається з 440000 фотоелектричних модулів і на даний момент є найпотужнішою сонячною електростанцією фотоелектричного типу в світі. У 2012 р. в Одеській області запущено дві сонячні електростанції "Старокозачье" і "Дунайська" потужністю 43 МВт кожна, які складаються з 185 952 модулів і розміщені на 80 га, а в АР Крим - СЕС "Митяєве" потужністю 31 МВт, яка складається з 134760 модулів і займає площу 59 га [7].

У 2012 р. компанія «Соларенерго» відкрила сонячну станцію в Скадовському районі Херсонської області. Її потужність досягає 10 МВт. Вона розташована на березі солоного озера Устричне біля с. Лазурне на землі, непридатної для сільськогосподарського використання. Кількість фотоелектричних модулів установки досягає 40 тис. У майбутньому планується збільшити потужність станції до 27 МВт [19].

У 2012 р. були також введені в експлуатацію СЕС «Оул Солар» потужністю 31,55 МВт, Дунайська СЕС (21,52 МВт), Дунайська СЕС -2 (21,62 МВт), СЕС «Франко Солар» (21, 18 МВт), СЕС «Франко Піві» (21,77 МВт), СЕС «СЕ- 1» (5,4 МВт), Слободо-Бушанська і Гальжбіївська СЕС (1,875 МВт і 1,264 МВт), СЕС «Токмак Солар енерджі» (1,5 МВт), Цекіновські СЕС № 1, 2 (1,43 МВт і 0,634 МВт) і Гордашевська СЕС (0,103 МВт), СЕС «Альтен - Інвест» (0,309 МВт), СЕС «Гриль» (0,075 МВт), СЕС «Вінниця- Енергосервіс» (0,035 МВт), СЕС «Чиста енергія-2011» (0,03 МВт) і фотоелектрична станція «Зоря 2003» (0,03 МВт) [20].

На кінець 2012 р. загальна потужність діючих українських сонячних електростанцій 422,3 МВт, що майже в три рази перевищує потужність діючих малих ГЕС. У майбутньому розглядається питання будівництва сонячних електростанцій в Криму загальною потужністю 600 МВт, в Одеській області потужністю 420 МВт [7].

Вітроенергетика в Україні в даний час є третім за значенням джерелом енергії. На 2008 р. працювали одинадцять вітрових електростанцій: Донуз - Лавська потужністю 10,9 МВт, Судакська 6,3 МВт, Чорноморська 1,2 МВт, які об'єднані в одне підприємство ДП «Донузлавська ВЕС», Сакська (Миронівська) 21 МВт і Пресноводненська 6 МВт, які об'єднані в одне підприємство ЦЮ «Воденергоремна-налагоджування», Тарханкутська 16,7 МВт, Новоазовська 20,4 МВт, Сиваська 1,7 МВт, Трускавецька 0,75 МВт, Акташська (Східно-Кримська) 0,5 МВт, Аджігільська 0,3 МВт загальною потужністю 85,75 МВт, які мали у своєму складі 693

вітроагрегата USW 56-100 одиничною потужністю 100 кВт і 13 вітроагрегатів Т 600-48 одиничною потужністю 600 кВт [7]. Всі вищезазначені вітчизняні вітроелектростанції, головним чином, оснащені вітроагрегатами, виготовленими на підприємствах України за ліцензією, але частина їх все ж була придбана за кордоном. ТОВ Windenergo Ltd, спільне підприємство з американською компанією "Wind Power", виготовляло вітроагрегати USW 56-100 за ліцензією компанії "Wind Power". Однак цей тип турбіни має низький коефіцієнт корисної дії (10-18 %) і малу одиничну потужність тому не є рентабельним. На ДП "Виробниче ственное об'єднання" Південний машинобудівний завод ім. О.М. Макарова" випускаються установки Т 600-48 (за ліцензією бельгійської фірми "Turbowinds"). Були також спроби розвивати вітроенергетику України за рахунок власних розробок. Українських фахівці КБ "Південне" у свій час запропонували альтернативу ліцензійним проектам, проте їх вітроустановка модель АВЕ -250 (потужністю 200 кВт) і ветроагрегат з вертикальними лопатями потужністю 420 кВт виявилися невдалими [7]. Також у Україні випускаються вітрогенератори малої потужності типу WE номінальною потужністю від 1,5 до 12 кВт і EuroWind номінальною потужністю від 0,5 до 10 кВт [11].

У 2010-2011 рр. загальна потужність вітчизняних вітроелектростанцій була доведена до 151,25 МВт за рахунок введення в експлуатацію трьох нових ВЕС: вітряний парк "Новоазовський" в Донецькій обл. (на території Новоазовської ВЕС) загальною потужністю 37,5 МВт у складі 23 вітроенергетичних установок виробництва німецької компанії «Fuhrlander AG» одиничною потужністю 2,5 МВт [21] (їх збирання налагоджена на потужностях ТОВ "Фурлендер ВіндТехнолоджи" у Краматорську (Донецька обл.) [22]); вітряний парк "Очаківський" в Миколаївській обл. загальною потужністю 25 МВт у складі 10 вітроагрегатів «Fuhrlander FL - 2500»; перший ветроагрегат Новоросійської ВЕС в Херсонській обл. V -112 потужністю 3 МВт данської компанії VESTAS [23].

У 2012 р в Запорізькій області запущена в експлуатацію перша черга Ботієвської ВЕС у складі 30 вітроагрегатів загальною потужністю 90 МВт [24]. За рахунок запуску в експлуатацію нових вітроагрегатів загальна потужність вітропарку "Новоазовський" досягла 57,5 МВт, вітропарку "Очаківський" 37,5 МВт (у складі Очаківської та Тузловському ВЕС з 25 МВт і 12,5 МВт відповідно). На початку лютого 2013 введена в експлуатацію Останінська ВЕС у Криму у складі 10 вітротурбін загальною потужністю 25 МВт [19]. При цьому загальна потужність українських ВЕС досягла 299 МВт.

До кінця 2013 р. планується запуск другої черги Ботієвської ВЕС, потужність якої становитиме 110 МВт [24]. Потужність вітропарку "Очаківський" планується довести до 125 МВт, Новоросійської ВЕС - до 24 МВт [25]. Планується будівництво Бахчисарайської ВЕС (200 МВт) в АР Крим.

У рамках вітряного парку "Сакський" запрацює Зольнінська ВЕС потужністю 12 МВт, на якій планується встановлення 5 турбін типу FL- 2500. Вітряний парк "Керченський" планує будівництво Східної (Казантипської) ВЕС потужністю 100 МВт (до його складу також входить Останінська ВЕС). Вітропарк "Степовий" поки буде складатися з однієї Вітроелектростанції "Степова" потужністю 100 МВт [26].

Вітропарк "присивашських" (Присивашська ВЕС) потужністю 25 МВт у складі 10 турбін типу FL -2500 -100 планується побудувати в Радянському районі АР Крим (с. Чапаєвка). У 2013 році заплановано будівництво Східної ВЕС (вітропарк "Керченський"), яка розташовуватиметься в Ленінському районі АР Крим, поблизу села Марфівка. Заплановано будівництві 40 ВЕУ типу FL 2500, загальна встановлена потужність вітропарку становитиме 100 МВт. Також, на 2013 рік, заплановано будівництво першої черги Краснодонської ВЕС (вітропарк "Краснодонський"), потужністю 25 МВт. Місце знаходження Луганська область, Краснодонський район, поблизу села Верхньошевирівка. На ВЕС планується 10 вітротурбін типу FL - 2500. У поточному році в Донецькій області заплановано будівництво першої черги Краматорської ВЕС (ТОВ «АтомВінд - Краматорськ») потужністю 8 МВт, з установкою двох вітротурбін типу FL-2500 на вежах висотою 141 м, і однією вітротурбіни FL -3000 потужністю 3 МВт на гібридній вежі висотою 140 метрів. Подальший розвиток проекту передбачає доведення встановленої потужності вітропарку до 150 МВт. Також в 2013 році заплановано встановлення двох ВЕУ типу FL -2500 потужністю по 2,5 МВт на Новоазовської ВЕС.

У Херсонській області в стадії реалізації знаходяться проекти з будівництва 7 вітроелектростанцій (ВЕС) сумарною потужністю 1,371 ГВт. У 2014-2015 рр. в Миколаївській обл. планується будівництво Зоринськ ВЕС (32,5 МВт), Матіясівської ВЕС (35 МВт), Тузловському - Лиманської ВЕС (37,5 МВт); в Одеській обл. Татарбунарської ВЕС (150 МВт), Овідіопольської ВЕС -1 і ВЕС -2 загальною потужністю 200 МВт, Іллічівської ВЕС (50 МВт), Біляївської ВЕС (150 МВт); в Луганській обл. вітропарк «Лутугинський» (1 черга 25 МВт, 2 черга 200 МВт), вітропарк «Антрацит» (1 черга 25 МВт, 2 черга 200 МВт), вітропарк

«Краснодонський» (400 МВт); в АР Крим Степовий ВЕС (встановлена потужність до 100 МВт) [27].

Україна володіє значним потенціалом біомаси, доступної для отримання енергії, до 24,2 млн. т у.п. / рік , основними складовими якого є солома (5,6 млн. т у.п. / рік) та інші відходи сільського господарства (стебла , солома , качани , лушпиння тощо) 4,7 млн. т у.п. / рік [5]. Щорічні відходи сільського господарства становлять 49 млн. т, з яких на власні потреби сільгосппідприємств використовується приблизно 34 млн. т, остальне потенційно може бути використана для виробництва енергії [4]. За неповної інформації, новітні котли для спалювання соломи та інших видів твердого біопалив -ва вже встановлені в 17-ти селах Вінницької, Київської, Сумської, Рівненської, Волинської та Черкаської областей, де забезпечують теплом частину виробничих приміщень (живіт - новодческіе ферми, птахофабрики) і соціальних об'єктів школи, лікарні, дитячі садки [10].

Основною олійною культурою в Україні є соняшник, валовий збір насіння якого перевищує 5 млн. т. Україна володіє потужним комплексом підприємств з олійних культур в рослинне масло, до якого входять 18 олійноекстракційних заводів, 50 маслопресових заводів і близько 1000 невеликих маслоробок, на яких це насіння переробляється. Однак, оскільки соняшникова лушпиння містить близько 1% восків, які негативно впливають на товарну якість масла, перед її отриманням насіння очищаються від лушпиння, вихід якої становить 11-20 % від маси насіння, тобто 580-1100 тис. т, а вміст клітковини (целюлози і лігніну) в ній становить 56-59 % [7]. Близько 60 % соняшникового лушпиння спалюється для одержання теплової енергії, більше 20% переробляє -ся на паливні гранули [6]. На 14- ти підприємствах олійно-жирової галузі парові котли переведені на спалювання лушпиння , за рахунок чого в 2008 році зекономлено 152 млн. м³ газу [10]. Для цього використовуються котли трьох типів. По-перше, це сучасні котли іноземних виробників, таких як Vyncke (Бельгія), Rafako (Польща), Lardet - Babcock (Франція). По-друге, це обладнання спроектовано та виготовлено на заводах України та Росії. Крім того, на деяких підприємствах працюють старі котли, призначені для спалювання викопних палив, які були переобладнані під спалювання лушпиння [6]. У 2009 році масложирова галузь використовувала для спалювання в промислових котлах лушпиння соняшнику в кількості до 500 тис. тонн. Крім того, близько 120 тис. тонн лушпиння щорічно гранулюється і продається на експорт і населенню [10].

Висновок. Відновлювана енергетики в Україні інтенсивно розвивається. Особливо активно ведеться будівництво вітрових і

сонячних електростанцій. Проводиться впровадження технологій використання відходів сільського та лісового господарства для отримання енергії. Вводяться в дію малі ГЕС, зупинені після розпаду Радянського Союзу. Для стимулювання виробництва відновлювальної енергії на обладнанні, виробленому в Україні, на електроенергії, отриману з відновлюваних джерел, введені "зелені тарифи".

Список літератури

1. *Поліщук В.М.* Сучасний стан світового та вітчизняного паливно-енергетичного комплексу / *В.М. Поліщук, Т.О. Білько* // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування. – К., 2012. – Вип. 170, ч. 1 – С. 209–219.
2. *Березовская Ю.* Черная лихорадка / *Юлия Березовская* // Контракты. – 2005. – № 27. – С. 7-8.
3. *Альтернативна енергетика: [навч. посібник для студ. вищ. навч. закл.]* / *М.Д. Мельничук, В.О. Дубровін, В.Г. Мироненко, І.П. Григорюк, В.М. Поліщук, Г.А. Голуб, В.С. Таргоня, С.В. Драгнєв, І.В. Свистунова, С.М. Кухарець.* – К: «Аграр Медіа Груп», 2012. – 244 с.
4. *Огляд відновлюваних джерел енергії в сільському та лісовому господарстві України* / [Гелетуха Г.Г., Желєзна Т.А., Голубовська-Онісімова Т.М., Конеченков А.Є.] – К.: Інститут економічних досліджень та політичних консультацій, 2006. – 58 с. – (Оглядова робота).
5. *Гелетуха Г.Г.* Современные технологии анаэробного сбраживания биомассы (Обзор) / *Г.Г. Гелетуха, С.Г. Кобзарь* // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2002. – № 4. – С. 3-8.
6. *Желєзна Т.* Лушпиння соняшнику для теплових потреб / *Тетяна Желєзна, Олександра Морозова* // Зелена енергетика. – 2007. – № 4. – С. 24-25.
7. *Альтернативна енергетика: [навч. посібник для студ. вищ. навч. закл.]* / *М.Д. Мельничук, В.О. Дубровін, В.Г. Мироненко, І.П. Григорюк, В.М. Поліщук, Г.А. Голуб, В.С. Таргоня, С.В. Драгнєв, І.В. Свистунова, С.М. Кухарець.* – К: «Аграр Медіа Груп», 2011. – 612 с.
8. *Біоенергія в Україні – розвиток сільських територій та можливості для окремих громад: Науково-методичні рекомендації щодо впровадження передового досвіду аграрних підприємств Польщі, Литви та України зі створення новітніх об'єктів біоенергетики, ефективного виробництва і використання біопалив: [Наук.-метод. рекоменд.]* / [В.О. Дубровін, М.Д. Мельничук, Ю.Ф. Мельник, В.Г. Мироненко та ін.]. – К.: Національний університет біоресурсів і природокористування України; Інститут будівництва, механізації та електрифікації сільського господарства, Польща, Інститут аграрної інженерії, Литва. 2009. – 122 с.
9. *Технології виробництва біогазу: [курс лекцій для студ. сільськогосп. вузів]* / *В.Г. Мироненко, В.О. Дубровін, В.М. Поліщук, С.В. Драгнєв, І.В. Свистунова.* – К.: Холтех, 2010. – 84 с.
10. *Біологічні ресурси і технології виробництва біопалива: Монографія* / *Я.Б. Блюм, Г.Г. Гелетуха, І.П. Григорюк, К.В. Дмитрук, В.О. Дубровін, А.І. Ємець, Г.М. Забарний, Г.М. Калетнік, М.Д. Мельничук, В.Г. Мироненко,*

- Д.Б. Рахметов, А.А. Сабірний, С.П. Циганков. – К: "Аграр Медіа Груп", 2010. – 408 с.
11. *Технології та обладнання для використання поновлюваних джерел енергії в сільськогосподарському виробництві* / За ред. В.І. Кравчука, В.О. Дубровіна. – Дослідницьке.: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2010. – 184 с.
12. Голуб Г.А. Використання жому і меляси в суміші з соломом для виробництва біогазу / Г.А. Голуб, В.В. Гох // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування. – К., 2012. – Вип. 170. Ч. 2 – С. 74-80.
13. Таргоня Василь. Визначення залежності виходу біогазу і ступеня біоконверсії органічної речовини від типу і часу ферментації в біотехнологічному процесі метанового зброджування відходів тваринництва / Василь Таргоня // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin, 2010. – Том. 12В. – Р. 86-91.
14. Муштрук Михайл. Інтенсифікація процесу преобразования жиров в дизельное биотопливо / Михайл Муштрук, Юрий Сухенко, Владимир Сухенко // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin, 2012. – Том. 14, No 3. – Р. 96-104.
15. Цыганков С.П. Биозтанол / С.П. Цыганков. – К.: ООО "Интерсервис", 2010 – 160 с.
16. «Зеленый зонтик» для малых ГЭС / Научно-технический союз энергетиков и электротехников Украины [Електронний ресурс] / 2013. Режим доступу до журн.: <http://ntseu.net.ua/ru/work/pr/268-2012-03-14>. Дата доступу: 11/03/2013.
17. Бурков Е. «Застывший потенциал», или Малые да удалые ГЭС / Егор Бурков // Генеральный директор. – 2012. – № 8-9. – С. 9-10.
18. Ливень О. Малые ГЭС – большая польза / Оксана Ливень // Энергобизнес. – 2010. – № 36 (671). – С. 21.
19. Пятерка крупнейших действующих «зеленых» проектов / Dominic.net [Електронний ресурс] / 2013. Режим доступу до журн.: <http://www.domik.net/novosti/pyaterka-krupnejshix-dejstvuyushhix-zelenyx-proektov-n188737.html>. Дата доступу: 12/03/2013.
20. Установленная мощность электростанций на ВИЭ в Украине в 2012 г. возросла вдвое и превысила 580 МВт / РБК Україна [Електронний ресурс] / 2013. Режим доступу до журн.: <http://www.rbc.ua/rus/newsline/show/ustanovlennaya-moshchnost-elektrostantsiy-na-vie-v-ukraine-22022013130700>. Дата доступу: 12/03/2013.
21. *Ветроэнергетика Украины 2011.* – К: Украинская ветроэнергетическая ассоциация, 2012. – 16 с.
22. "Ветропарк Керченский" увеличил мощность до 10 МВт / Информационное агенство "Интерфакс-Украина" [Електронний ресурс] / 2013. Режим доступу до журн.: <http://interfax.com.ua/news/economic/129619.html#.UT-JnEeAlEg>. Дата доступу: 12/03/2013.
23. Конеченков А.Е. Тенденции и барьеры в развитии возобновляемой энергетики Украины. Ветроэнергетический сектор: материалы II Международного инвестиционного форума – ["Глобальный взгляд на Причерноморье Украины"], (Севастополь, 6-7 сентября 2012 р.) / Украинская ветроэнергетическая ассоциация. 2012. – 22 с.
24. Моргул Ю. Ботиевская ВЭС будет самой мощной ветроэлектростанцией Украины / Юрий Моргул // Приазовская новь. – 2012. – 15 октября.
25. Конеченков А.Е. Тенденции развития ветроэнергетического сектора Украины: материалы Международной конференции – ["Investment and Trade in Renewable Energy in the Black Sea"], (Киев, 3-4 апреля 2012 р.) / Украинская ветроэнергетическая ассоциация. 2012. – 22 с.

26. *Ветроэнергетические* мощности концерна "Ветряные парки Украины" / Alter Energy. info [Электронный ресурс] / 2013. Режим доступа до журн.: <http://www.alterenergy.info/windenergy>. Дата доступа: 12/03/2013.
27. *Проектирующиеся* и строящиеся ветропарки / Ветряные парки Украины [Электронный ресурс] / 2013. Режим доступа до журн.: http://wpu.com.ua/?page_id=23. Дата доступа: 12/03/2013.
28. Олейник Е. Европейский опыт использования древесины для теплоснабжения / Евгений Олейник // Коммунальное хозяйство. – 2008. – № 2. – С. 30-34.
29. Долинский А. Возможности замещения природного газа в Украине за счет местных видов топлива / Анатолий Долинский, Георгий Гелетуха // Энергетическая политика Украины. – 2006. – № 3-4. – С. 60-65.
30. Олійник Є. Енергетичні плантації. Чи можна зменшити залежність України від імпортованих енергоносіїв? / Євген Олійник, Микола Жовмір, Костянтин Дрозд, Тетяна Єловікова // Зелена енергетика. – 2007. – № 3. – С. 6-9.
31. Комплексні енергоощадні системи виробництва і використання твердих та рідких біопалив в умовах АПК: Рекомендації для агропромислових підприємств України / М.Д. Мельничук, В.О. Дубровін, В.Г. Мироненко, В.М. Поліщук, В.І. Кравчук, П.В. Гринько, А.В. Бурилко. – К: Аграр Медіа Груп, 2011. – 144 с.
32. Шевченко І.А. Сучасні аспекти утилізації гною свиней / І.А. Шевченко, О.О. Ляшенко // Прибуткове свиноводство. – 2012. – № 5 (11). – С. 26-27.
33. Гелетуха Г.Г. Потенциал сбора и утилизации свалочного газа в Украине / Г.Г. Гелетуха, Ю.Б. Матвеев, К.А. Копейкин // Проблемы сбора, переработки и утилизации отходов. – Одесса – 2002. – С. 46-50
34. Белик А.К. Опыт внедрения системы сбора биогаза на Луганском полигоне твердых бытовых отходов / А.К. Белик, Ю.Б. Матвеев, И.В. Рушковский // Проблемы сбора, переработки и утилизации отходов: Сб. научных статей к V Международной научно-практической конференции. – Одесса.: ЦНТ ЭПИ ОНЮА, 2004. – С. 317-321.
35. Васильов Р.Г. Перспективы развития биотоплива в России. Сообщение 1. Биодизель / Р.Г. Васильов / Весник биотехнологии и физико-химической биологии им. Ю.А. Овчинникова. – 2007. – Т.3. – №1 – С. 47-54.
36. Закон України від 20.11.2012 № 5485-VI "Про внесення змін до Закону України "Про електроенергетику" щодо стимулювання виробництва електроенергії з альтернативних джерел енергії". – [Чинний від 01.04.2013 р.].

Проведенная оценка состояния использования возобновляемых источников энергии (рек, ветра, солнца, биомассы) в Украине. Сделан анализ производства технических средств для получения возобновляемой энергии на украинских предприятиях.

Биомасса, биогаз, биоэтанол, топливные гранулы, биодизель, ветрогенератор, солнечная электростанция, ГЭС, зеленый тариф.

Evaluation of status of use of renewable energy sources (rivers, wind, solar, biomass) in Ukraine. An analysis made of the production of technical facilities for the receipt of renewable energy at Ukrainian enterprises.

Biomass, biogas, bioethanol, fuel granules, biodiesel, wind generator, solar power, small HPPs, green tariff.

УДК 624.011.2

ОСОБЛИВОСТІ ДЕФОРМУВАННЯ ДЕРЕВИНОСТРУЖКОВИХ ПЛИТ З КОНЦЕНТРАТОРАМИ НАПРУЖЕНЬ ПРИ ЗГИНІ

А.П. Пилипенко, кандидат технічних наук

В.Б. Березін, аспірант*

О.О. Івченко, студент

Проведено дослідження процесів деформування і руйнування деревинностружкових плит без концентраторів напружень та з концентраторами напружень у вигляді круглих отворів при трьох точковому згині. В результаті проведення механічних випробувань, з використанням оптичних методів, встановлені особливості зміни поля деформації плит ДСП в залежності від величини послаблення поперечних перерізів.

Деформування, руйнування, деревинностружкова плита, концентратор, напруження.

Постановка проблеми. З метою зменшення витрат цільної деревини все більшого застосування при виробництві виробів, які традиційно виготовлялись із цільної деревини, набувають ДСП, ДВП, MDF, HDF, OSB, термодерешина та ін. [1, 2, 5, 6, 7]. За своїми механічними характеристиками вони істотно відмінні від натуральних матеріалів [3, 4, 7]. Зважаючи на структурну неоднорідність вище перелічених матеріалів, їхня механічна поведінка при різних видах навантаження буде значно різнитися. Саме встановленню особливостей деформування і руйнування деревинностружкових плит при трьох точковому згині присвячена дана робота.

Мета досліджень – дослідити особливості деформування і руйнування деревинностружкових плит з урахуванням впливу концентраторів напружень при трьох точковому згині.

Методика і матеріали досліджень. Випробування проводились в лабораторії статичних випробувань кафедри

*Науковий керівник – доктор технічних наук М.Г. Чаусов

© А.П. Пилипенко, В.Б. Березін, О.О. Івченко, 2013

Biomass, biogas, bioethanol, fuel granules, biodiesel, wind generator, solar power, small HPPs, green tariff.

УДК 624.011.2

ОСОБЛИВОСТІ ДЕФОРМУВАННЯ ДЕРЕВИНОСТРУЖКОВИХ ПЛИТ З КОНЦЕНТРАТОРАМИ НАПРУЖЕНЬ ПРИ ЗГИНІ

А.П. Пилипенко, кандидат технічних наук

В.Б. Березін, аспірант*

О.О. Івченко, студент

Проведено дослідження процесів деформування і руйнування деревинностружкових плит без концентраторів напружень та з концентраторами напружень у вигляді круглих отворів при трьох точковому згині. В результаті проведення механічних випробувань, з використанням оптичних методів, встановлені особливості зміни поля деформації плит ДСП в залежності від величини послаблення поперечних перерізів.

Деформування, руйнування, деревинностружкова плита, концентратор, напруження.

Постановка проблеми. З метою зменшення витрат цільної деревини все більшого застосування при виробництві виробів, які традиційно виготовлялись із цільної деревини, набувають ДСП, ДВП, MDF, HDF, OSB, термодерешина та ін. [1, 2, 5, 6, 7]. За своїми механічними характеристиками вони істотно відмінні від натуральних матеріалів [3, 4, 7]. Зважаючи на структурну неоднорідність вище перелічених матеріалів, їхня механічна поведінка при різних видах навантаження буде значно різнитися. Саме встановленню особливостей деформування і руйнування деревинностружкових плит при трьох точковому згині присвячена дана робота.

Мета досліджень – дослідити особливості деформування і руйнування деревинностружкових плит з урахуванням впливу концентраторів напружень при трьох точковому згині.

Методика і матеріали досліджень. Випробування проводились в лабораторії статичних випробувань кафедри

*Науковий керівник – доктор технічних наук М.Г. Чаусов

© А.П. Пилипенко, В.Б. Березін, О.О. Івченко, 2013

механіки та опору матеріалів Національного університету біоресурсів і природокористування України на серійній випробувальній машині FM-1000 виробництва VEB Thüringer Industriewerk Rauenstein (Німеччина). Технічні характеристики машини дозволяють прикладати максимальне навантаження в 10 кН з регульованою швидкістю переміщення опорних траверс від 2 до 90 мм/хв. В даній роботі швидкість переміщення опорних траверс складала 2,5 мм/хв.

Величину діючого зусилля на зразок вимірювали за допомогою тензодинамометра ДСТ-5 (точність вимірювання $\pm 1\%$) (поз.1), переміщення за допомогою тензометра ІМДТ-20 (точність вимірювання $\pm 0,5\%$) (поз.2), відстань між опорами на траверсі (поз.3) становила 200 мм (див. рис. 1).

Для визначення полів деформацій використовувався власний програмний оптичний комплекс у складі камери Casio Exilim EX-1, LED-прожекторів і спеціалізованого комп'ютерного забезпечення для обробки цифрових зображень [8]. У якості дослідних зразків використовувались ламіновані деревинностружкові плити товщиною 16, 18, 25, 38 мм. Поперечний переріз зразків мав квадратну форму з розміром сторони рівній товщині плити.

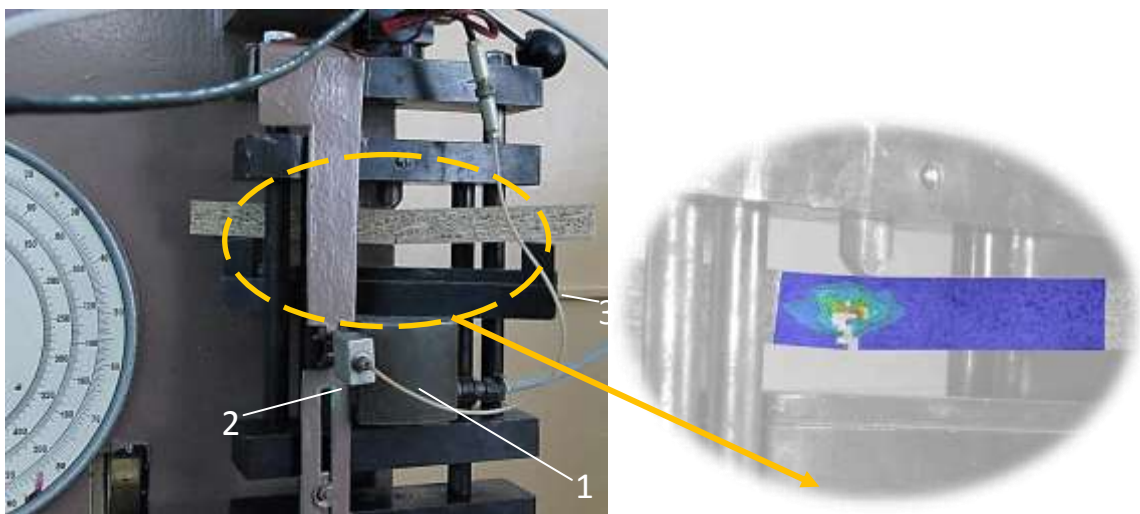


Рис. 1. Вигляд випробувальної установки для випробування на згин: а – загальний вигляд навантажувальної системи; б – поле деформації зразка в зоні прикладання навантаження; 1 – тензодинамометр; 2 – тензометр; 3 – траверса.

Запис діаграм деформування виконувався в реальному часі за допомогою комп'ютерної вимірювальної системи FastReg (див. рис. 2) [9]. Для обробки сигналів від тензодатчиків використовувались нормалізатори сигналів Adam 3016 і аналого-цифровий перетворювач DAQ 9113 модем PCI 8912.

Результати досліджень. Характерна діаграма деформування деревиностружкових плит при трьох точковому згині подана на рис. 2. За характером діаграма деформування має пружно-пластичний вигляд, руйнування відбувається раптово, майже крихко.

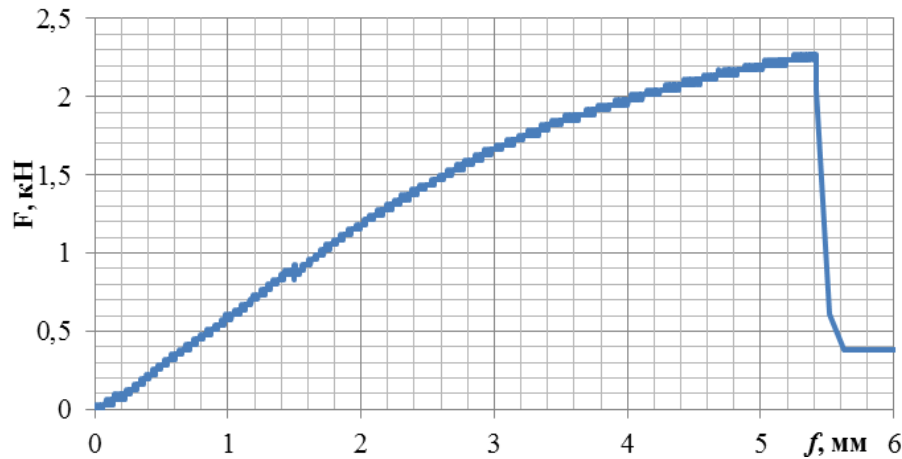


Рис. 2. Діаграма деформування зразка без концентратора напружень із деревиностружкової плити товщиною 38 мм.

Якісно форма діаграм деформування зразків з концентраторами напружень незначно відрізняється від діаграм деформування суцільних зразків, руйнування в даному випадку також відбувається майже крихко. Для наочної ілюстрації зміни несучої здатності зразків з різними концентраторами напружень та вирізаних з плит різної товщини, на рис. 3. наведені величини руйнівних навантажень.

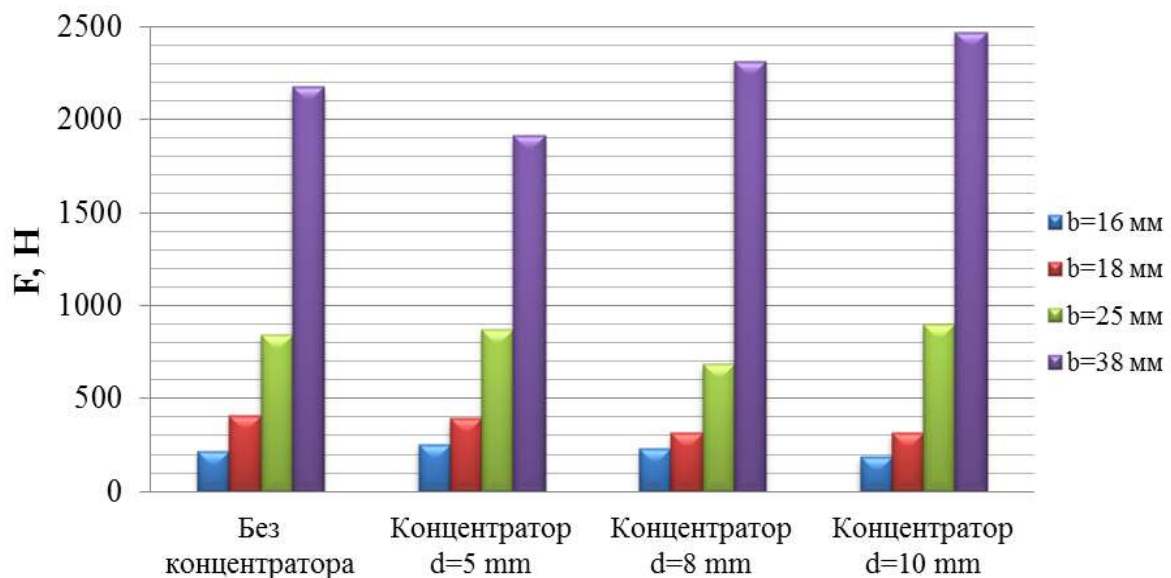


Рис. 3. Руйнівні навантаження при згині для ДСП різної товщини в залежності від розмірів концентраторів напружень.

Середнє напруження згину визначали за формулою $\sigma_{32} = \frac{M}{W_y}$ [4, 10], де M - згинальний момент; W_y - осьовий момент опору мінімального перерізу зразка.

Характерні діаграми деформацій зразків без концентраторів напружень, вирізаних з плит різної товщини, подані на рис. 4.

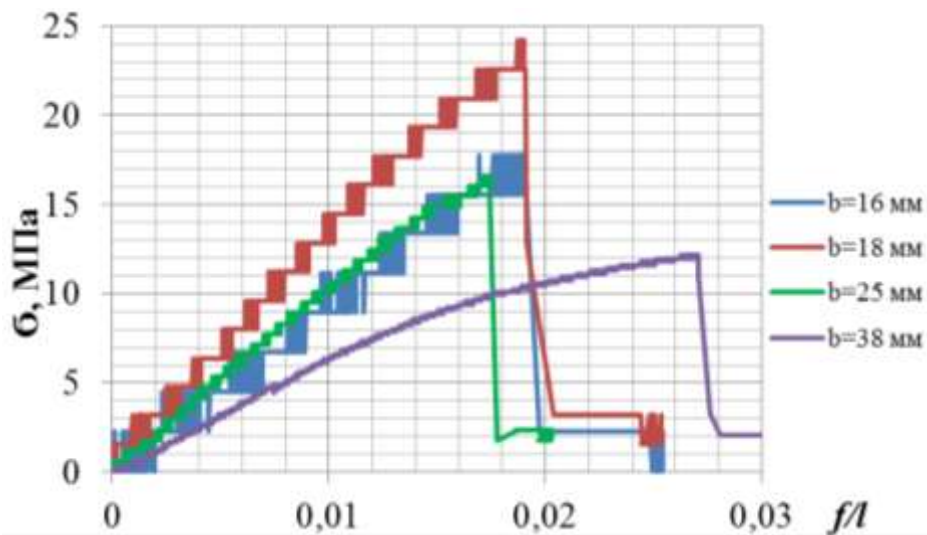


Рис. 4. Діаграми деформацій деревностружкових плит без концентраторів напружень товщиною 16, 18, 25, 38 мм.

Аналіз отриманих результатів показав, що найбільша міцність зафіксована на зразках товщиною 18 мм (межа міцності за середніми напруженнями сягала 24,2 МПа), найменша – 12,1 МПа на зразках товщиною 38 мм.

Найбільша деформативність до руйнування зафіксована на зразках товщиною 38 мм, максимальний прогин в даному випадку порядку 5,5 мм (відносний прогин $f/l = 0,027$), мінімальна – на зразках товщиною 25 мм – максимальний прогин $\sim 3,4$ мм (відносний прогин $f/l = 0,017$).

Результати випробувань деревностружкових плит на трьох точковий згин виявили, що строгої залежності між міцністю зразків і товщиною плит, з яких їх виготовляли, не існує. Це цікавий результат і його можна пояснити структурною і розмірною неоднорідністю складових матеріалу плит. Наприклад, при згинанні зразків без концентраторів напружень найкраще поєднання між цими чинниками виявлено для плит товщиною 18 мм (див. рис. 5).

В якості концентраторів напружень вибирали найбільш поширені отвори діаметром 5, 8, 10 мм, що використовуються в з'єднаннях дерев'яних виробів.

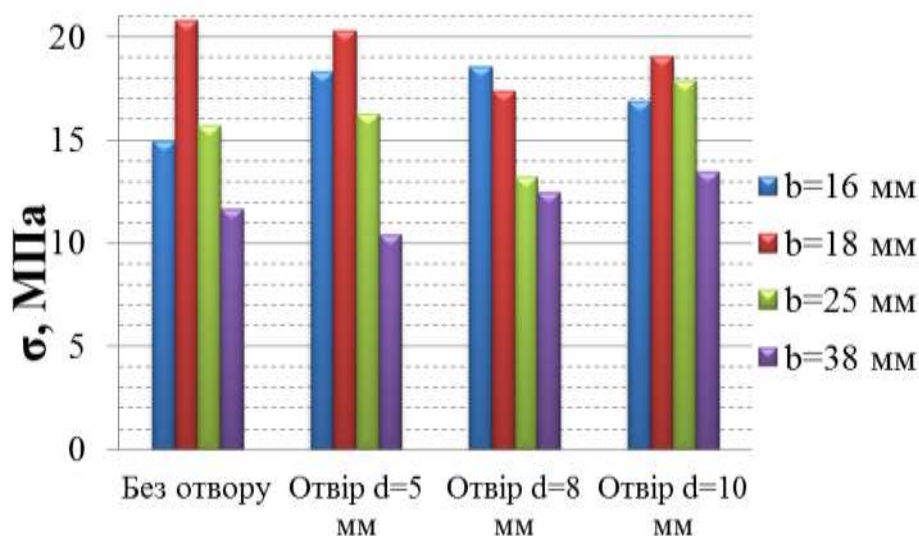


Рис. 5. Значення меж міцності деревинностружкових плит в залежності від розмірів концентратора напружень і товщини плити.

При випробуваннях зразків з різними розмірами концентраторів напружень зберігається загальна тенденція, що максимальні напруження витримують зразки товщиною 18 мм. Проте механічна поведінка зразків при наявності концентраторів напружень діаметром 8 мм не підпорядковується загальній тенденції. Найбільший вплив на показники міцності в зразках із плит товщиною 16 мм чинить концентратор напружень діаметром 10 мм. Для зразків товщиною 25 і 38 мм найбільш небезпечними виявились, відповідно, концентратори напружень діаметром 8 і 5 мм (див. рис. 5).

Зважаючи на таку складну ситуацію зі зміною показників міцності в залежності від діаметру концентратора напружень, постає необхідність з'ясування більш детальних особливостей деформування матеріалу зразків по всій висоті перерізів. З цією метою був застосований програмний комплекс для дослідження поля деформації, який базується на методі кореляції цифрових зображень [10,11,12,13,14,15]. Типові картини полів деформацій зразків без концентраторів напружень і з ними, отриманих за допомогою програмного комплексу, подані на рис. 6-9. В якості оціночного показника результатів випробування прийняті максимальні головні деформації, визначені на основі тензора Лагранжа.

Аналізуючи картини розподілу поля деформації (рис. 6), привертає увагу та обставина, що в зразках без концентратора напружень товщиною 16 мм локалізація деформацій на початковому етапі спостерігається на неоднорідностях і включеннях (своєрідних малих концентраторах гострої форми), з подальшим створенням в цих зонах мікротріщин, які потім об'єднуються в одну макротріщину у

розтягнутій зоні. Саме з цим, на нашу думку, і пов'язане зменшення міцності таких зразків, в порівнянні з товщиною 18 мм. На рис. (рис. 6, а) показано поле деформації зразка товщиною 16 мм.

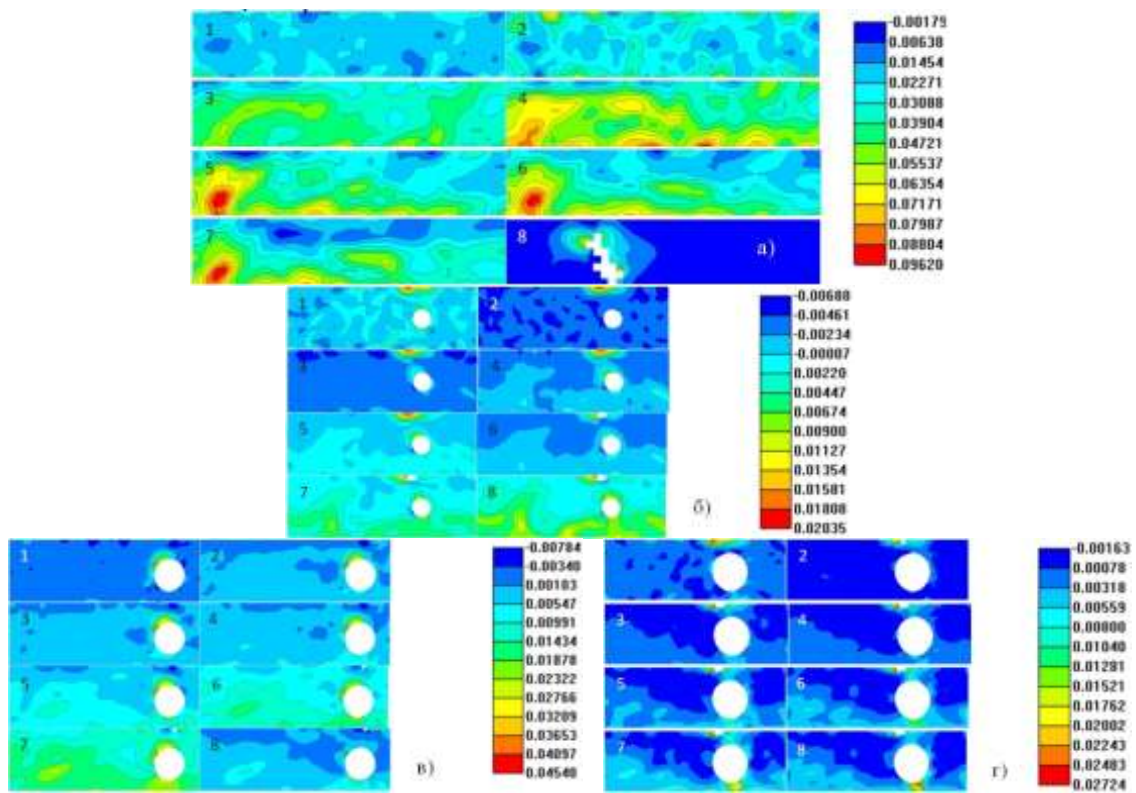


Рис. 6. Поле деформації зразка товщиною 16 мм: а – без концентратора напружень; б – з концентратором напружень у вигляді отвору діаметром 5 мм; в,г – аналогічно з концентраторами напружень, відповідно, 8 і 10 мм.

За наявності концентратора у вигляді круглого отвору максимальні величини деформацій знаходяться біля точки прикладання навантаження (в стиснутій зоні, вище концентратора напружень) (див. рис. 6, б, в, г) і лише у зразку з отвором діаметром 10 мм переміщується в розтягнуту зону наприкінці процесу деформування, що призводить до зменшення міцності зразка (див. рис. 5, 6, г). Серед зразків з концентраторами напружень максимальні головні деформації (за тензором Лагранжа) виявлені у зразка з отвором діаметром 8 мм (найбільш міцного) вони становлять 0,045, що менше в порівнянні з суцільним зразком, де вони склали 0,096.

Аналогічна до попереднього випадку спостерігається картина розподілу поля деформації і в суцільному зразку товщиною 18 мм, локалізація деформацій спостерігається на заключних стадіях деформування в розтягнутій зоні. Разом з тим в даній розмірній групі суцільний зразок виявився найміцнішим. Він також був найменш

податливим – головні деформації знаходились на рівні 0,008 (рис. 7, а), максимальні головні деформації зафіксовані у зразка з отвором 10 мм – 0,231 (рис. 7, г), що зайвий раз вказує на задовільне узгодження розмірів структурних елементів та товщини плити.

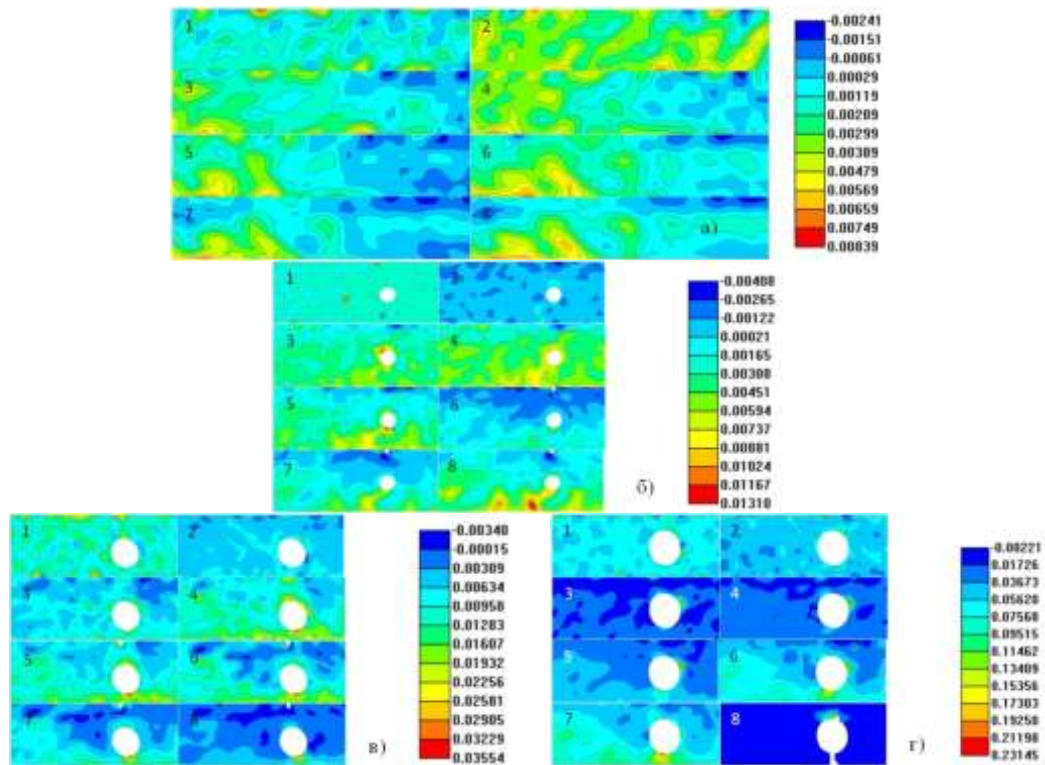


Рис. 7. Поле деформації зразка товщиною 18 мм: а – без концентратора; б – з концентратором напружень у вигляді отвору діаметром 5 мм; в,г – аналогічно з концентраторами напружень, відповідно, 8 і 10 мм.

Картини розподілу поля деформації в суцільних зразках товщиною 25 мм аналогічні до попередніх, на них також спостерігаються структурні неоднорідності матеріалу плити, зона їхньої концентрації в процесі деформації зміщується також донизу. Максимальні величини повної деформації знаходяться біля ламінованого покриття і на структурних неоднорідностях. Така сама ситуація спостерігається на зразках з отворами 5 і 8 мм. Дещо інша картина спостерігається в зразку з отвором 10 мм, де концентрація поля деформацій переміщується вгору і макротріщина розповсюджується в цьому напрямку. Саме тому даний зразок виявився найбільш міцним з максимальною деформацією 0,032 (див. рис. 8, г).

Характер деформування зразків, виготовлених з плит товщиною 38 мм, аналогічний до зразків товщиною 25 мм. Найбільша величина головної деформації зафіксована у зразку з

отвором 10 мм – 0,157, який також виявився найбільш міцнішим. Для зразків з концентраторами напружень менших розмірів локалізація максимальних деформацій переміщувалась традиційно в розтягнуту зону, що і відбилося на їх міцності (див. рис. 5, 9, б, в).

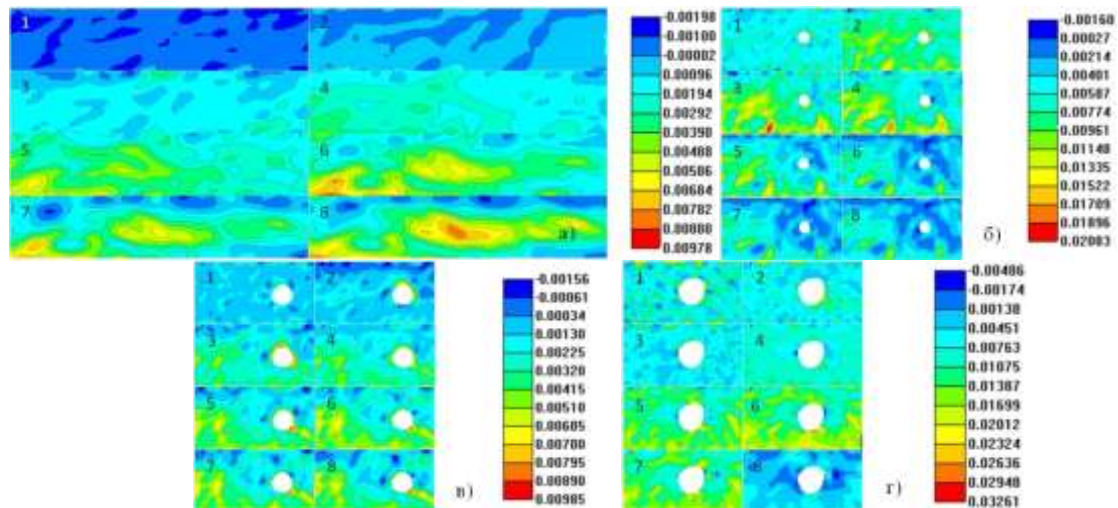


Рис. 8. Поле деформації зразка товщиною 25 мм: а – без концентратора; б – з концентратором напружень у вигляді отвору діаметром 5 мм; в, г – аналогічно з концентраторами напружень, відповідно, 8 і 10 мм.

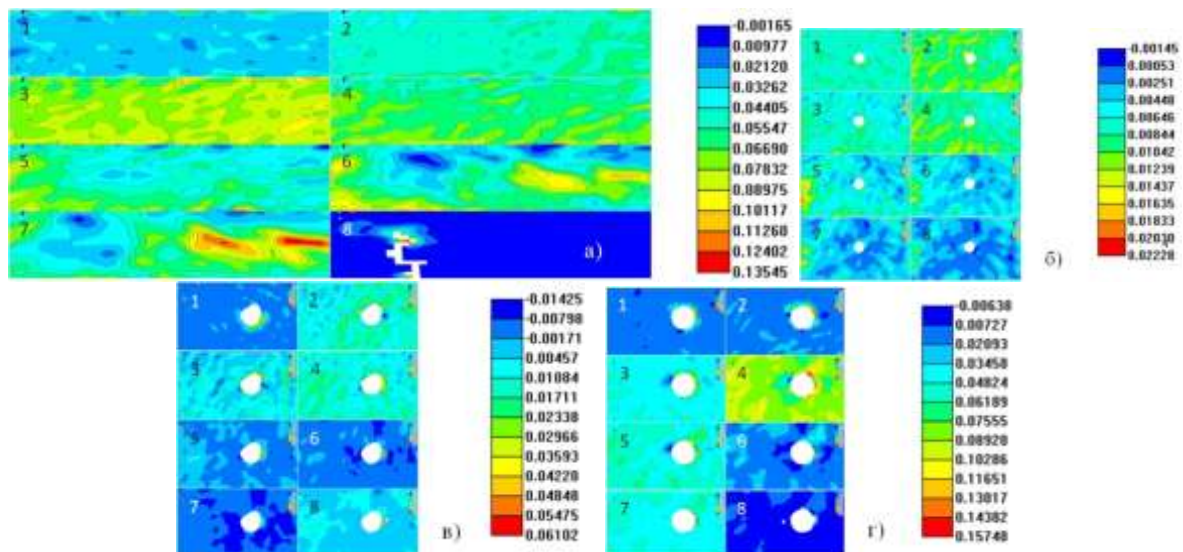


Рис. 9. Поле деформації зразка товщиною 38 мм: а – без концентратора; б – з концентратором напружень у вигляді отвору діаметром 5 мм; в, г – аналогічно з концентраторами напружень, відповідно, 8 і 10 мм

Висновки

1. Зі збільшенням товщини деревинностружкових плит спостерігається тенденція до зменшення їх міцності.

2. Існують певні співвідношення між товщиною плит і розмірами структурних елементів плит, за яких досягається максимальна міцність.

3. Локалізація деформацій при згині ДСП відбувається на структурних неоднорідностях і їх величина іноді значно перевищує локалізацію навколо концентратора напружень круглої форми.

4. Зафіксовано, що в деяких випадках наявність концентратора напружень круглої форми сприяє підвищенню міцності ДСП за рахунок зменшення кривизни концентраторів (викликаних структурною будовою ДСП) менших розмірів але більшої інтенсивності.

5. Розкриття специфічних особливостей деформування і руйнування деревинностружкових плит при згині з концентраторами напружень у вигляді отворів потребує подальших детальних досліджень.

Список літератури

1. *Волынский В.Н.* Технология древесных плит. Учебно-справочное пособие / *В.Н. Волынский*. – Архангельск, 2007. – 300 с.
2. *Леонович А. А.* Технология древесных плит [Текст] / *А. А. Леонович*. СПб. : Химиздат, 2005. – 208 с.
3. *Е.К. Ашкенази, И.П. Боксберг, Г.М. Рубинштейн, К.К. Туверов*, Анизотропия механических свойств древесины и фанеры. – Л. Гослесбумиздат, 1958. - 138 с.
4. *Механіко-технологічні властивості матеріалів: навчальний посібник / М.Г. Чаусов, В.М. Швайко, А.П. Пилипенко, М.М. Бондар*. – Ніжин: ТОВ «Видавництво «Аспект-Поліграф»», 2013. – 416 с.: іл..
5. *Стандарты качества для ДСП и ЛДСП* [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.dyatkovo-ldsp.ru/useful_information/useful_articles/standarti_kachestva_dlya_dsp_i_ldsp.
6. *Гайда С.В.* Матеріали для виготовлення виробів з деревини / *С.В. Гайда* // Навч. посібник. – Львів: фірма «ВМС», 2000. – 160 с.
7. *Анненков В.Ф.* Повноцінний замінник натуральної деревини / *Ю.М. Грошев* // Світ меблів та паперу. – 1998. – №1. – С.10-15.
8. *Березін В.* Оптичний комплекс для безконтактного дослідження поля деформації плоскої поверхні методом кореляції цифрових зображень / *Березін В., Чаусов М., Лучко Й.* // Вісник Одеської державної академії будівництва та архітектури. – 2011. – Т.41. – С. 30–39.
9. *Чаусов Н.Г., Засимчук Е.Э., Маркашова Л.И., Вильдеман В.Э., Турчак Т.В., Пилипенко А.П., Параца В.Н.* Особенности деформирования пластичных материалов при динамических неравновесных процессах // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2009 – 75. № 6. – С.52 – 59.
10. *Механіка матеріалів і конструкцій. Лаб. роботи. Навч. посібник для вузів / І.А. Цурпал, С. І. Пастушенко, М. П. Барабан, В. М. Швайко*. 3-є вид., перероб. і доп. – К.: Аграрна освіта, 2001. – 272 с.: іл.
11. *Digital image correlation using Newton-Raphson method of partial differential correction / Bruck H., McNeill S., Sutton M.* [et al.] // Experimental Mechanics. – 1989. – V.29, №3. – P. 261–267. – DOI: 10.1007/bf02321405.

12. Панин С. Оценка деформации твердых тел по изображениям поверхности / Панин С., Сырымкин В., Любутин П. // Автометрия. – 2005. – Т.41, №2. – С. 44–58.
14. Sutton M. Three-dimensional digital image correlation to quantify deformation and crack-opening displacement in ductile aluminum under mixed-mode I/III loading / Sutton M. // Optical Engineering. – 2007. – V.46, №5. – P. 51003 – 51003. – DOI: 10.1117/1.2741279.
15. Sutton M. Image correlation for shape, motion and deformation measurements: basic concepts, theory and applications / Sutton M., Orteu J., Schreier H. – [S.l.] : Springer US, 2009. – 322 p.
16. Березін В. Дослідження поля деформації плоскої поверхні зразків матеріалів методом кореляції цифрових зображень. (Статичне навантаження) / Березін В., Чаусов М. // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. – 2011. – №2. – С. 15–20.

Проведено исследование процессов деформирования и разрушения древесностружечных плит без концентраторов напряжений и с концентраторами напряжений в виде круглых отверстий при трех точечном изгибе. В результате проведения механических испытаний, с использованием оптических методов, установлены особенности изменения поля деформации плит ДСП в зависимости от величины ослабления поперечных сечений.

Деформирование, разрушение, древесностружечная плита, концентратор, напряжение.

Investigation of deformation and destruction processes in flake board with concentrator as round holes at three point bending is carried out. In results of mechanical tests, using digital image correlation, features of deformation fields evolution in flake board depending on magnitude of cross-section reduction are shown.

Deformation, destruction, flake board, concentrator, pressure.

УДК 629.3.027.5

УТОЧНЕННЯ МЕХАНІЧНОЇ МОДЕЛІ ЕЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА

С.П. Пожидаєв, кандидат технічних наук

Еластичне колесо не можна розглядати у вигляді монолітного затверділого тіла, рівняння рівноваги якого складають із застосуванням динамічного радіуса. Його слід розглядати у вигляді двох твердих тіл, шарнірно з'єднаних між

© С.П. Пожидаєв, 2013

12. Панин С. Оценка деформации твердых тел по изображениям поверхности / Панин С., Сырымкин В., Любутин П. // Автометрия. – 2005. – Т.41, №2. – С. 44–58.
14. Sutton M. Three-dimensional digital image correlation to quantify deformation and crack-opening displacement in ductile aluminum under mixed-mode I/III loading / Sutton M. // Optical Engineering. – 2007. – V.46, №5. – P. 51003 – 51003. – DOI: 10.1117/1.2741279.
15. Sutton M. Image correlation for shape, motion and deformation measurements: basic concepts, theory and applications / Sutton M., Orteu J., Schreier H. – [S.l.] : Springer US, 2009. – 322 p.
16. Березін В. Дослідження поля деформації плоскої поверхні зразків матеріалів методом кореляції цифрових зображень. (Статичне навантаження) / Березін В., Чаусов М. // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. – 2011. – №2. – С. 15–20.

Проведено исследование процессов деформирования и разрушения древесностружечных плит без концентраторов напряжений и с концентраторами напряжений в виде круглых отверстий при трех точечном изгибе. В результате проведения механических испытаний, с использованием оптических методов, установлены особенности изменения поля деформации плит ДСП в зависимости от величины ослабления поперечных сечений.

Деформирование, разрушение, древесностружечная плита, концентратор, напряжение.

Investigation of deformation and destruction processes in flake board with concentrator as round holes at three point bending is carried out. In results of mechanical tests, using digital image correlation, features of deformation fields evolution in flake board depending on magnitude of cross-section reduction are shown.

Deformation, destruction, flake board, concentrator, pressure.

УДК 629.3.027.5

УТОЧНЕННЯ МЕХАНІЧНОЇ МОДЕЛІ ЕЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА

С.П. Пожидаєв, кандидат технічних наук

Еластичне колесо не можна розглядати у вигляді монолітного затверділого тіла, рівняння рівноваги якого складають із застосуванням динамічного радіуса. Його слід розглядати у вигляді двох твердих тіл, шарнірно з'єднаних між

© С.П. Пожидаєв, 2013

собой – колісного диска і важеля, кутова швидкість обертання якого дещо більша, ніж диска. Така модель приводить до застосування у розрахунках радіуса кочення, а не динамічного радіуса. Можна також користуватися і моделлю еластичного колеса у вигляді монолітного недеформованого тіла з радіусом, рівним радіусу кочення еластичного колеса.

Еластичне колесо, динамічний радіус, радіус кочення.

Постановка проблеми. У статті [1] було показано, що рівняння, яке за допомогою динамічного радіуса встановлює взаємозв'язок між прикладеними до еластичного колеса крутним моментом і силою тяги, є помилковим, бо суперечить закону збереження енергії.

Однак це рівняння необхідно впливає з умови рівноваги, складеної на підставі схеми сил і моментів, прикладених до колеса, поданого у вигляді монолітного затверділого тіла. Це означає, що механічна модель еластичного колеса у вигляді монолітного тіла, яке взаємодіє з опорною поверхнею на плечі, рівному динамічному радіусу, є некоректною.

Мета досліджень – уточнення теорії кочення еластичного колеса шляхом з'ясування причини некоректності його механічної моделі, поданої у вигляді затверділого монолітного тіла, яке взаємодіє з опорною поверхнею на плечі, рівному динамічному радіусу.

Результати досліджень. Розглянемо найпростіший випадок руху колеса по твердій опорній поверхні – рис. 1.

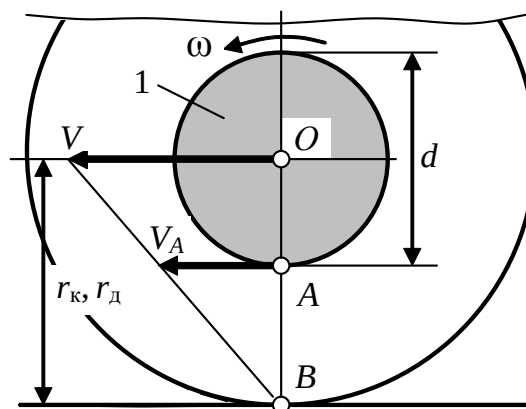


Рис. 1. Еюра розподілу лінійних швидкостей руху точок жорсткого колеса у перерізі OAB .

Припустимо, що еластичне колесо має таке мале нормальне навантаження, при якому його нормальна деформація практично відсутня і колесо можна вважати абсолютно жорстким. Припустимо

також, що диск 1 колеса приводиться у рух з кутовою швидкістю ω , а буксування чи проковзування колеса відносно опорної поверхні відсутнє. У такому випадку т. B являтиме собою миттєвий центр обертання колеса у його абсолютному русі, внаслідок чого лінійні швидкості руху точок O і A дорівнюватимуть:

- лінійна швидкість т. O :

$$V = \omega \cdot r_k, \quad (1)$$

де r_k – радіус кочення колеса, під яким, згідно з п.27 стандарту [1], розуміють відношення поздовжньої складової поступальної швидкості колеса V до його кутової швидкості ω (або, що те ж, відношення поздовжньої складової L шляху, пройденого колесом, до кута його повороту α):

$$r_k = \frac{V}{\omega} \equiv \frac{L}{\alpha}; \quad (2)$$

- лінійна швидкість т. A колісного диска діаметром d :

$$V_A = V - \omega \cdot 0,5d = \omega \cdot (r_k - 0,5d). \quad (3)$$

Точка B являє собою миттєвий центр обертання колеса, тому її лінійна швидкість і довжина вектора швидкості дорівнюють нулю.

З'єднавши прямими лініями кінці векторів швидкостей точок O , A і B прямими лініями, отримуємо епюру розподілу лінійних швидкостей точок жорсткого колеса у перерізі OAB . Вона по всій довжині являє собою пряму лінію, що свідчить про однаковість кутових швидкостей обертання жорсткого колеса у всьому згаданому перерізі.

Розглянемо другий випадок: нормальне навантаження на колесо велике, внаслідок чого спостерігається істотна нормальна деформація шини – рис. 2.

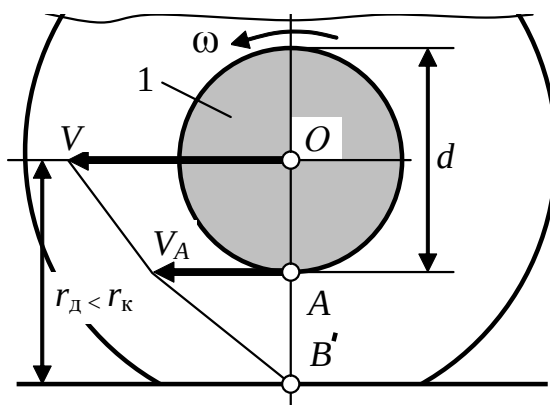


Рис. 2. Епюра розподілу лінійних швидкостей руху точок еластичного колеса у перерізі OAB' .

У такому випадку слід враховувати, що брекерний пояс сучасних шин має велику еластичність у радіальному напрямі і велику жорсткість у окружному, внаслідок чого бігова доріжка "...поводить себе при коченні колеса подібно тракторній гусеничній стрічці" [3, с. 38].

За таких умов шлях L , пройдений колесом при його повороті на один оберт ($\alpha = 2\pi$), буде таким же, як і у попередньому випадку.

Це означає, що радіус кочення колеса (згідно з виразом (2)) та лінійна швидкість руху т. О (згідно з виразом (1)) будуть такими самими, як і у попередньому випадку. На рис. 2 це відображено вектором v швидкості руху т. О такої ж довжини, як і на рис. 1.

Згідно з виразом (3) лінійна швидкість руху т. А теж не зміниться.

З'єднавши кінці векторів швидкостей точок О, А і В' прямими лініями, отримуємо епюру розподілу лінійних швидкостей точок еластичного колеса у перерізі OAB . Вона являє собою ламану лінію, що свідчить про існування двох різних кутових швидкостей у згаданому перерізі. На ділянці ОА перерізу кутова швидкість обертання залишиться тією ж, що і раніше, рівною ω . Але на ділянці AB' перерізу кутова швидкість ω' дещо більша, бо на меншому, ніж у жорсткого колеса, плечі AB' (рівному $r_d - 0,5d$) вона забезпечує отримання тієї ж лінійної швидкості V_A , що і у жорсткого колеса:

$$V_A = \omega \cdot (r_k - 0,5d) = \omega' \cdot (r_d - 0,5d).$$

Звідси випливає, що кутова швидкість обертання ділянки AB' перерізу еластичного колеса дорівнює:

$$\omega' = \omega \cdot \frac{(r_k - 0,5d)}{(r_d - 0,5d)}. \quad (4)$$

Внаслідок цього еластичне колесо не можна розглядати як монолітне затверділе тіло.

Застосовуючи принцип затвердіння, еластичне колесо слід уявляти у вигляді двох твердих тіл, шарнірно з'єднаних між собою – колісного диска 1 з посадковим діаметром d , що обертається з кутовою швидкістю ω , і прикріпленого до нього важеля 2 довжиною $AB' = r_a - 0,5d$ (рис. 3), кутова швидкість обертання якого (ω') дещо більша, ніж ω , і визначається за виразом (4).

Тільки у такому випадку механічна модель колеса, яка спирається на динамічний радіус, буде надавати істинне значення поступальної швидкості руху т.О:

$$V = (r_a - 0,5d) \cdot \omega' + 0,5d \cdot \omega = r_e \cdot \omega. \quad (5)$$

Сили, що діють у такій механічній системі, неможливо визначити за допомогою рівняння її рівноваги.

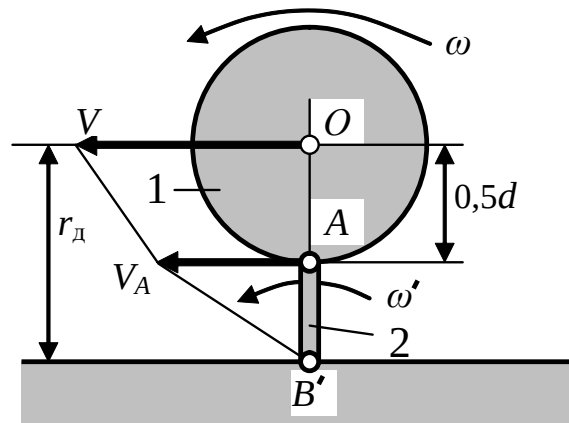


Рис. 3. Подання еластичного колеса у вигляді двох твердих тіл.

Це можна зробити лише за допомогою рівняння віртуальної роботи δA , яке підтверджує факт силової взаємодії еластичного колеса з опорною поверхнею на плечі, рівному радіусу кочення r_k , а не динамічному радіусу r_d . З іншого боку, рівняння (5) вказує на можливість застосування і найпростішої моделі еластичного колеса – у вигляді монолітного недеформованого тіла з радіусом, рівним радіусу кочення еластичного колеса.

Що стосується всіх інших аспектів роботи еластичного колеса – буксування, формування сили опору його перекочуванню тощо, то вони залишаються без змін за винятком того, що у всіх випадках повинен братись до уваги лише радіус кочення, а не динамічний радіус.

Висновки

Причиною помилковості рівняння, яке за допомогою динамічного радіуса встановлює взаємозв'язок між прикладеними до еластичного колеса крутним моментом і силою тяги, є хибне уявлення про те, що еластичне колесо можна розглядати як монолітне затверділе тіло, що взаємодіє з опорною поверхнею на плечі, рівному динамічному радіусу.

Насправді еластичне колесо слід розглядати як механічну систему двох твердих тіл, шарнірно з'єднаних між собою – колісного диска діаметром d і прикріпленого до нього важеля довжиною $r_d - 0,5d$, кутова швидкість обертання якого у $(r_k - 0,5d)/(r_d - 0,5d)$ разів більша, ніж кутова швидкість диска. Застосування такої моделі колеса неминуче приводить до застосування радіуса кочення, а не динамічного радіуса.

Можна користуватись і моделлю колеса у вигляді монолітного недеформованого твердого тіла з радіусом, рівним радіусу кочення еластичного колеса.

Список літератури

1. Пожидаєв С.П. Про суперечність у теорії кочення еластичного колеса // Механізація та електрифікація сіл. госп-ва: Міжвідомчий темат. наук. зб. – Глеваха, 2013. – Вип. 97, т. 2. – С.76-82.
2. ГОСТ 17697-72. Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. – Введ. 1972-05-06. – М.: Изд-во станд., 1972. – 24 с.
3. Работа автомобильного колеса / В.И.Кнороз, Е.В.Кленников, И.П.Петров и др. – М.: Транспорт, 1976. – 239 с.

Еластичное колесо нельзя рассматривать в виде монолитного затвердевшего тела, взаимодействие которого с опорной поверхностью происходит на плече, равном динамическому радиусу. Его следует рассматривать в виде двух твердых тел, шарнирно соединенных между собой – колесного диска и рычага, угловая скорость вращения которого несколько больше, чем диска. Такая модель приводит к применению в расчетах радиуса качения, а не динамического радиуса. Можно также пользоваться и моделью эластичного колеса в виде монолитного недеформируемого тела с радиусом, равным радиусу качения эластичного колеса.

Еластичное колесо, динамический радиус, радиус качения.

The elastic wheel can not be considered as a hardened monolithic body equilibrium equations of which are made with the use of the loaded radius. It should be presented in the form of two solids pivotally interconnected – a web of wheel and a lever angular, velocity of which is slightly larger than the same of the web of wheel.

This model leads to use in the calculation of rolling radius rather than the loaded radius. You can also use a model where the elastic wheel is as a monolithic undeformed body with a radius equal to the rolling radius of the elastic wheel.

Elastic wheel, loaded radius, rolling radius.

ТЕХНОЛОГІЧНА І ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА МАШИННИХ АГРЕГАТИВ ПРИ ПРОВЕДЕННІ ДОГЛЯДУ ЗА ПОСІВАМИ ПРИ ВИРОЩУВАННІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ КУЛЬТУР

***В.М. Зубко, кандидат технічних наук
Сумський національний аграрний університет
О.В. Дубровіна, здобувач
Національний університет біоресурсів і
природокористування України***

Стаття присвячена питанню підвищення реалізації біологічних можливостей рослини, шляхом ефективного використання сільськогосподарських машин, що роблять істотний вплив на рівень ефективності вирощування сільськогосподарських культур.

Сільськогосподарські машини, показник якості, збереження біологічної врожайності.

Постановка проблеми. Проблема полягає в тому, щоб при проведенні догляду за посівами вибрати раціональну с.-г. машину, яка має високу продуктивність, низьку собівартість і максимально забезпечує оптимальні умови для посіву, росту і розвитку посівного матеріалу.

Аналіз останніх досліджень. У технології виробництва сільськогосподарських культур механізація технологічних процесів займає особливе місце.

У наукових працях Погорілого Л.В. [1], Натанзона І.Й. [2], Фінна Е.А. [3, 4], Діденко Н.К. [5], Мельника І.І. [6] та інших були глибоко досліджені питання комплектування машинних агрегатів для обґрунтування раціональних комплексів машин і машинного парку. Розроблені методики обґрунтування раціонального складу комплексу машин для виробництва сільськогосподарських культур з урахуванням різних критеріїв оптимізації, але дуже мало уваги приділено якості виконання механізованих технологічних операцій.

При цьому дослідження В.Г. Мироненка показали, що, наприклад, якість проведення догляд за посівами дає приріст до 30% [7]. Сьогодні, як ніколи, актуальним є питання оновлення машинного парку сільськогосподарських підприємств. За результатами досліджень Я.М. Михайловича кількість дієздатних тракторів з 2003 року скоротилося на третину і сьогодні становить майже 100 тис. одиниць. Також встановлено, що наявні в господарствах с.-г. машини

© В.М. Зубко, О.В. Дубровіна, 2013

не мають оптимальних умов зберігання, що знижує їх термін експлуатації [8]. Дослідженнями А.А. Демка встановлено, що кількість комбайнів не відповідає потребі, а наявні – гранично застарілі і зношені, що веде до зниження врожаю під час збирання культур [9]. Від того, на скільки показники якості машинних агрегатів будуть відповідати вимогам с.-г. культур, буде залежати ефективність поновлення машинного парку, а отже і ефективність господарювання, вплив на екологію, і спадок майбутньому поколінню.

Метою досліджень є представлення методики оцінки відповідності с.-г. машини оптимальним умовам для розвитку рослини та порівняння різних машинних агрегатів за техніко-економічними показниками.

Результати досліджень. В умовах індустріалізації землеробства, впровадження нової техніки і інтенсивних технологій важливим резервом підвищення валового збору сільськогосподарських культур і зниження втрат продукції є правильне використання машинних агрегатів і поліпшення якості виконання механізованих польових робіт [10].

Кожен посівний матеріал с.-г. культури має свій показник максимальної біологічної врожайності. І хоч би якою прогресивною не була технологія виробництва продукції рослинництва, збільшити врожайність за межі біологічної не представляється можливим. Тому доцільно говорити виключно про досягнення максимальної біологічної врожайності культури. Визначальним чинником при цьому є забезпечення «комфортних умов» під час росту і розвитку рослини. Це досягається шляхом створення оптимальної норми кожного показника, який забезпечує с.-г. машина (табл. 1). Один і той же процес може характеризуватися декількома показниками. Так, якість боронування ґрунту оцінюють по глибині, рівномірності глибини, вирівненості поверхні, відсутності огріхів, якості обробки поворотних смуг та країв поля і ін [7, 11, 12].

За результатами багаторічних досліджень інституту сільського господарства Північного Сходу НААН України, виконання механізованих технологічних операцій, відповідно до агровимог і у встановлені агростроки, дає збільшення валового збору врожаю, рівну надбавці, одержуваної від впровадження інтенсивних технологій вирощування сільськогосподарських культур. На основі результатів дослідників вчених-агрономів інституту сільського господарства Північного Сходу НААН України і Сумського НАУ та на основі власних досліджень, проведено аналіз усіх показників, характерних для кожної механізованої технологічної операції передпосівного обробітку ґрунту та посіву, встановлені ті, які найбільш істотно впливають на збереження врожайності та проведено їх ранжування (показники

представлені за ступенем впливу на збереження врожайності і, відповідно до цього, їм присвоєні бали). Якість роботи оцінюють за дев'ятибальною шкалою. В залежності від кількості набраних балів роботу оцінюють наступним чином: 8-9 балів – відмінно, 6-7 – добре, 4-5 – задовільно, 3 бали і нижче – незадовільно.

1. Дані для визначення показника якості механізованих технологічних операцій при догляді за посівами.

№ п/п	Операції	Показники	Норми	Бали
1	Боронування досходове	Відхилення середньої фактичної глибини розпушування ґрунту від глибини посіву насіння, см	2 2-1 Менше 1	2 1 0
		Крихкість ґрунту (частка поверхні, зайнята грудками діаметром більше 5 см), %	До 10 10-15 Більше 15	4 2 1
		Вирівняність поверхні поля (середня висота гребенів), см	До 4 4-5 Більше 5	3 1 0
		Пошкодження посівів (частка рослин, знищених в процесі боронування), %	До 2 2-4 Більше 4	3 2 1
		Огріхи (необроблена площа), %	До 2 2-3 Більше 3	3 2 1
			До 7 7-15 Більше 15	3 2 1
			±5 ±10 ±15 Більше ±10	4 3 1 0
3	Весняне підживлення	Відхилення фактичної дози внесення від встановленої, %	±10 ±15 Більше ±10	3 1 0
		Нерівномірність розподілу елементів живлення, %	±10 ±15 Більше ±15	3 2 0
		Перекриття стиків, %	±5 5-10 10-15	2 1 0
4	Внесення засобів захисти рослин	Відхилення від фактичної дози внесення пестицидів від заданої, %	±5 ±5-10 Більше ±10	4 2 1
		Нерівномірність розподілу пестицидів, %	±5 ±5-15 Більше ±15	2 1 0
		Відхилення фактичного відстані між суміжними проходами агрегату від заданого, %	±5 ±5-10 Більше ± 10	2 1 0

Якість виконуваних польових робіт залежить від конструктивних особливостей с.-г. машини, її відповідності технологічній операції, регульовальних параметрів і технічного стану машини, а також від умов роботи: фізико-механічних властивостей ґрунту, рельєфу місцевості, густоти стояння рослин, непостійністю якості роботи через різний технічний стан машини, а також умовами обробки на етапі попередніх операцій, показниками, обумовленими подальшими процесами обробки ґрунту.

По кожному показнику встановлюють допустиме відхилення (допуск). Для обґрунтування допусків використані експериментальні дані науково-дослідних установ і машиновипробувальних станцій [13, 14, 15, 16].

У табл. 1 наведені показники і норми визначення якості виконання механізованих технологічних операцій для вирощування с.-г. культур та шкала їх оцінки.

Для проведення аналізу залежності техніко-експлуатаційних показників і показників якості машинних агрегатів від ґрунтово-кліматичних умов і умов господарства були задіяні сучасні енергетичні засоби і сільськогосподарські машини, використовувані при вирощуванні зернових культур.

З метою наблизити розрахунки до реальних умов використовувалися дані по зоні Лісостепу України, для якої характерні довжина гону 800 м, відстань переїздів в межах господарства 5 км і відстань переїздів за межі господарства 20 км.

При проведенні розрахунків була досліджена робота машинних агрегатів, які складалися з енергетичних засобів і сільськогосподарських машин у відповідності з технологічними операціями догляду за посівами. У таблиці 2 наведено результати дослідження техніко-економічних показників і показників якості сільськогосподарських машин, які сьогодні найчастіше використовуються господарствами при вирощуванні с.-г. культур. Техніко-економічні показники були отримані завдяки методу «Комплексне машиновикористання», який був розроблений під керівництвом професора Мельника І.І. Даний метод передбачає комбіноване рішення задачі обґрунтування складу комплексів машин [17]. Метод «Комплексне машиновикористання» складається з шести підпрограм FMU, FORAG, TAU, PRIMA, STROKY, GSMSS, які в сукупності дозволяють обґрунтувати раціональні склади машинних агрегатів.

Даний метод враховує значну кількість чинників впливу для обґрунтувань раціональних комплексів машин та є адаптованим до сучасних умов у порівнянні з іншими.

2. Результати визначення забезпечення умов росту і розвитку рослини с.-г. машинами при виконанні догляд за посівами.

№ п/п	Технологічна операція	Сільськогосподарська машина	Забезпечення умов росту і розвитку рослини с.-г. машинами	Показник	Бал	Оцінка
1	Боронування до сходове	Борона легка пружинна БПП-9	Відхилення середньої фактичної глибини розпушування ґрунту від глибини посіву насіння, см	1-1,5	2	7
			Крихість ґрунту (частка поверхні, зайнята грудками діаметром більше 5 см), %	10-17	2	
			Вирівняність поверхні поля (середня висота гребенів), см	1-2	3	
		Борона з пружинним зубом БЗП-15,2	Відхилення середньої фактичної глибини розпушування ґрунту від глибини посіву насіння, см	1-2	2	9
			Крихість ґрунту (частка поверхні, зайнята грудками діаметром більше 5 см), %	7,6	4	
			Вирівняність поверхні поля (середня висота гребенів), см	1,8	3	
1	Боронування після сходове	Борона пружинна широко захватна БПШ-8	Відхилення середньої фактичної глибини розпушування ґрунту від глибини посіву насіння, см	1,1	2	9
			Крихість ґрунту (частка поверхні, зайнята грудками діаметром більше 5 см), %	8,3	4	
			Вирівняність поверхні поля (середня висота гребенів), см	1-3	3	
		Борона легка пружинна БПП-9	Пошкодження посівів (частка рослин, знищених в процесі боронування), %	0-1	3	8
			Огірки (необроблена площа), %	0-2	3	
			Крихість ґрунту (частка поверхні, зайнята грудками діаметром більше 5 см), %	10-17	2	

		Борона з пружинним зубом БЗП-15,2	Пошкодження посівів (частка рослин, знищених в процесі боронування),%	1-3	3	9
			Огірхи (необроблена площа),%	0-0,7	3	
2	Весняне підживлення	Борона пружинна широко захватна БПШ-8	Крихість ґрунту (частка поверхні, зайнята грудками діаметром більше 5 см), %	7	3	7
			Пошкодження посівів (частка рослин, знищених в процесі боронування),%	2,5	2	
		Розкидач мінеральних добрив Axis 30.1	Огірхи (необроблена площа),%	2,3	2	6
			Крихість ґрунту (частка поверхні, зайнята грудками діаметром більше 5 см), %	0,9	3	
		Розкидач мінеральних добрив РД-500	Відхилення від дози внесення, %	9,8	3	7
			Нерівномірність внесення добрив, %	12,6	1	
		Розкидач мінеральних добрив VICON	Перекриття стиків, %	10,1	2	7
			Відхилення від дози внесення, %	0,2	4	
			Нерівномірність внесення добрив, %	14,9	1	7
			Перекриття стиків, %	13,2	2	
			Відхилення від дози внесення, %	5,8	3	7
			Нерівномірність внесення добрив, %	12,5	1	
3	Внесення засобів захисти рослин	Обприскувач напівпричіпний ОКН-18	Перекриття стиків, %	7,2	3	8
			Відхилення від фактичної дози внесення пестицидів від заданої, %	3,4	4	
			Нерівномірність розподілу пестицидів, %	1,2	2	8
			Відхилення фактичного відстані між суміжними проходами агрегату від заданого, %	1-2	2	
		Обприскувач напівпричіпний ОПК-2000	Відхилення від фактичної дози внесення пестицидів від заданої, %	4,5	4	8
			Нерівномірність розподілу пестицидів, %	2,1	2	
			Відхилення фактичного відстані між суміжними проходами агрегату від заданого, %	2	2	5
			Відхилення від фактичної дози внесення пестицидів від заданої, %	22,6	1	
		Обприскувач напівпричіпний ОПШ-2000-21,6	Нерівномірність розподілу пестицидів, %	2	2	5
			Відхилення фактичного відстані між суміжними проходами агрегату від заданого, %	5	2	

До сходове боронування посівів. Боронування – один з прийомів поверхневого обробітку ґрунту боролами. Застосовується для збереження вологи у ґрунті, знищення ґрунтової кірки і молодих сходів бур'янів, згрібання рослинних решток, поліпшення аерації ґрунту, «освіження» ранньою весною озимини і посівів багаторічних трав після укусу, розроблення і підготування до посіву ріллі.

Боролами користуються як навесні, так і восени. Для боронування важливо оптимально визначити час, оскільки вологість ґрунту мусить бути досить високою аби встигнути її зберегти, однак такою, що дозволяє тракторам виходити в поле.

При весняній і літній оранці ріллю боронують вслід за оранкою. Зяб і озимі боронують ранньою весною, коли ґрунт перестає мазатись і легко кришиться від удару робочих органів зубових борін, а пари ще й при наступних обробітках влітку.

До сходове боронування проводять через 4-7 днів після сівби, але не пізніше як за 3 дні до появи сходів гороху. У сприятливих умовах може знищуватися майже 80% бур'янів у фазі білої ниточки. Не можна проводити боронування у момент появи сходів [18].

3. Техніко-економічні показники агрегатів для до сходового боронування.

Машинні агрегати	Собівартість, грн./га(т,ткм)	Затрати робочого часу, год/га(т,ткм)	Продуктивність агрегату, га(т,ткм)/год	Витрата палива, кг/га (т,ткм)	Показник якості
ХТЗ-17021 +БЛП-9	54,49	0,29	6,90	2,05	7
ЮМЗ-8240 + БЗП-15,2	33,03	0,29	6,79	1,13	9
Білорус 892+ БПШ-8	89,01	0,45	4,49	1,59	9
Т-150К-09 +БЛП-9	56,96	0,28	7,04	2,13	7
ЮМЗ-8240 + БПШ-8	86,59	0,45	4,45	1,55	9
Білорус 892 +БЗП-15,2	34,69	0,29	6,85	1,14	9

З аналізу таблиці 3 видно, що за показниками собівартості виконання технологічної операції машинними агрегатами Білорус 892+БПШ-8, ЮМЗ-8240+БПШ-8 є високими. При цьому їх продуктивність низька. Машинні агрегати ХТЗ-17021+БЛП-9, ЮМЗ-8240+БЗП-15,2, Т-150К-09+БЛП-9, Білорус 892+БЗП-15,2 при нижчій собівартості забезпечують більш високу продуктивність роботи. При цьому показники забезпечення умов для росту і розвитку рослин такі

самі як і в інших агрегатах. Вони являються оптимальними для виконання даної операції. Найоптимальнішим є ЮМЗ-8240+БЗП-15,2.

Після сходове боронування посівів. Після сходове боронування проводять наприклад на гороху, у фазі 3-5 листків. Проводять у фазі 2-3 листків, коли рослини мають висоту 4-5 см. Щоб запобігти обламуванню рослин, боронують вдень не раніше 11-12 год., в суху погоду, коли рослини втрачають тургор і менше пошкоджуються зубцями борін, а знищені бур'яни швидше підсихають. Використовують середні борони, які мають порівняно високі зуби і менше пошкоджують рослини. Кількість пошкоджених рослин не повинна перевищувати 10-12%. Для цього боронування проводять впоперек до напрямку сівби з швидкістю не більше 4-5 км/год. Горох добре переносить незначне присипання землею. Через 2-3 дні рослини самі звільняються від ґрунту і потім добре ростуть.[1919]

4. Техніко-економічні показники агрегатів для після сходового боронування.

Машинні агрегати	Собівартість, грн./га(т,ткм)	Затрати робочого часу, год/га(т,ткм)	Продуктивність агрегату, га(т,ткм)/год	Витрата палива, кг/га (т,ткм)	Показник якості
ХТЗ-17021					
+БЛП-9	53,80	0,29	6,92	2,00	8
ЮМЗ-8240 + БЗП-15,2	32,14	0,29	6,84	1,07	9
Білорус 892 +БПШ-8	88,09	0,44	4,51	1,54	7
Т-150К-09+БЛП-9	56,22	0,28	7,06	2,07	8
ЮМЗ-8240 + БПШ-8	85,76	0,45	4,47	1,50	7
Білорус 892 +БЗП-15,2	33,92	0,29	6,90	1,09	9

З аналізу таблиці 4 видно, що за показниками собівартості виконання технологічної операції машинними агрегатами Білорус 892+БПШ-8, ЮМЗ-8240+БПШ-8 є високими. При цьому їх продуктивність низька. Машинні агрегати ХТЗ-17021+БЛП-9, ЮМЗ-8240+БЗП-15,2, Т-150К-09+БЛП-9, Білорус 892+БЗП-15,2 при нижчій собівартості забезпечують більш високу продуктивність роботи при однакових показниках забезпечення умов для росту і розвитку рослин. Вони являються оптимальними для виконання даної операції. Найоптимальнішим є ЮМЗ-8240+БЗП-15,2.

Транспортування та внесення мінеральних добрив.

Застосування мінеральних добрив – найважливіший засіб підвищення врожайності сільськогосподарських культур.

Технологічний процес поверхневого внесення мінеральних добрив включає навантаження добрив зі складів (вагонів) у транспортні засоби, перевезення їх до місць розкидання і внесення добрив у ґрунт.

Мінеральні добрива в основному є розчинні аміачні або фосфорні калійні солі.

Основний спосіб внесення мінеральних добрив, як і органічних, – розкидання по поверхні поля.

Добрива повинні бути внесені у ґрунт рівномірно по всій площі поля [20].

5. Техніко-економічні показники агрегатів для внесення мінеральних добрив.

Машинні агрегати	Собівартість, грн./га (т, ткм)	Затрати робочого часу, год/га(т, ткм)	Продуктивність агрегату, га(т, ткм)/год	Витрата палива, кг/га (т, ткм)	Показник якості
MT3-82+Axis30.1	55,21	0,20	5,06	1,54	6
MT3-920+РД-500	47,12	0,42	2,41	1,72	7
MT3-80+VICON	48,67	0,43	2,31	1,87	7
MT3-82+РД-500	46,97	0,41	2,42	1,78	7
MT3-920+VICON	48,54	0,44	2,29	1,72	7
MT3-80+Axis30.1	55,10	0,20	5,07	1,56	6
MT3-82+VICON	48,27	0,43	2,31	1,78	7
MT3-920+Axis30.1	54,66	0,20	5,04	1,44	6
MT3-80+РД-500	47,32	0,41	2,43	1,87	7

З аналізу таблиці 5 ми бачимо, що за показниками собівартості виконання технологічних операцій найкращими агрегатами є MT3-82+РД-500, при цьому його продуктивність одна з найнижчих.

Розглянемо машини по найбільшій продуктивності це: MT3-82+Axis 30.1 та MT3-80+Axis30.1, при цьому у MT3-82+Axis 30.1 більші прямі експлуатаційні витрати. При цьому найкращі показники якості у машинних агрегатах РД-500 та VICON.

Оптимальним машинним агрегатом для транспортування та

внесення мінеральних добрив є МТЗ-920+Axis 30.1 при високій собівартості має високу продуктивність та низьку витрату палива

Внесення засобів захисту рослин. Пестициди (від лат. *pestis* – зараза, *caedo* – вбиваю) – хімікати, використовуються в сільському господарстві і садівництві для боротьби зі шкідниками (шкідливими або небажаними мікроорганізмами, рослинами і тваринами). Хімічна сполука, яка використовується для захисту рослин, сільськогосподарських продуктів і боротьби з переносниками небезпечних захворювань [21].

6. Техніко-економічні показники агрегатів для внесення пестицидів.

Машинні агрегати	Собівартість, грн./га (т,ткм)	Затрати робочого часу, год/га(т,ткм)	Продуктивність агрегату, га(т,ткм)/год	Витрата палива, кг/га (т,ткм)	Показник якості
МТЗ-82+ОКН-18	31,08	0,16	12,66	1,01	8
ЮМЗ-8240+ОПК-2000	23,03	0,16	12,75	0,93	8
Білорус 892+ОПШ-2000	19,63	0,16	12,63	0,83	5
МТЗ-82+ОПК-2000	24,66	0,16	12,66	1,00	8
ЮМЗ-8240+ОПШ-2000	18,98	0,16	12,55	0,85	5
Білорус 892+ОКН-18	30,27	0,16	12,85	0,94	8
МТЗ-82+ОПШ-2000	20,42	0,16	12,45	0,90	5
ЮМЗ-8240+ОКН-18	29,36	0,16	12,76	0,93	8
Білорус 892+ОПК-2000	23,90	0,16	12,84	0,93	8

З аналізу таблиці 6 встановлено, що за показниками собівартості, продуктивністю та показниками забезпечення умов для росту і розвитку рослин виконання технологічної операції машинними агрегатами є майже однаковими. Але агрегати Білорус 892+ОПШ-2000, ЮМЗ-8240+ОПШ-2000, МТЗ-82+ОПШ-2000 при нижчій собівартості забезпечують таку саму продуктивність при нижчих показниках якості. Вони являються оптимальні для

виконання технологічної операції. Найоптимальнішим є Білорус 892+ОПШ-2000.

Висновки

При аналізі технологічних операцій нами були підібрані і проаналізовані сільськогосподарські машини для кожної технологічної операції при догляді за посівами. Був проведений аналіз показників якості роботи відповідних агрегатів і зроблена економічна і технологічна порівняльна оцінка.

До кожної сільськогосподарської машини були підібрані енергетичні засоби різних виробників. Це дозволило провести аналіз техніко-експлуатаційних показників кожної сільськогосподарської машини при роботі з різними енергетичними засобами. Результати аналізу показали, що при різній собівартості машинних агрегатів вони можуть забезпечувати хороший рівень продуктивності та якості роботи.

Так як машинний парк вимагає постійного технічного і технологічного оновлення – результати аналізу можуть бути використані рядовими товаровиробниками при виборі раціональних машинних агрегатів під конкретну потребу сільгосп підприємства.

Список літератури

1. *Погорелый Л. В.* Применение методов системного анализа при испытаниях сельскохозяйственной техники / *Л. В. Погорелый, В. В. Брей* // Обзорная информация ЦНИИТЭИ В/О “Сельхозтехника”. – М. : ЦНИИТЭИ В/О “Сельхозтехника”, 1976. – 68 с.
2. *Натанзон І.Й.* Комплектування машинно-тракторного парку колгоспів і радгоспів різних зон УРСР. / *Натанзон І.Й.* – К. : Вид-во УАСГН, 1961. – 104с.
3. *Губко В. Р.* Питання методики і результати розрахунків машинно-тракторного парку на ЕОМ / *В. Р. Губко, Е. А. Фінн, Л. М. Козакова* ; голов. ред. *В. С. Крамаров* // Застосування математичних методів у дослідженнях складних процесів сільськогосподарського виробництва. – К. : Урожай, 1972. – С. 10–17.
4. *Губко В. Р.* Определение состава машинно-тракторного парка для хозяйств основных зон Украинской ССР / *Губко В. Р., Финн Э. А., Варшавский М. Л.* – К. : УкрНИИНТИ, 1972. – 44с.
5. *Диденко Н. К.* Обоснование состава комплексов машин для растениеводства / *Н. К. Диденко, В. Д. Гречкосей, И. И. Мельник* // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1980.– № 9. – С. 4–5.
6. *Оптимізація комплексів машин і структури машинного парку та планування технічного сервісу : навчальний посібник* / [*І.І. Мельник, В.Д. Гречкосій, В. В. Марченко та ін.*]. – К. : ВВЦ НАУ, 2004.– 151с.
7. *Myronenko Valentyn* Оперативне керування якістю виконання технологічних процесів у рослинництві / *В.Г. Мироненко* // Motrol. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – 2010. – Том 12 В. – С. 19–26.
8. *Михайлович Я., Рубець А.* Кого турбує стан парку тракторів // Пропозиція. – 2010. – № 1. – С. 102 – 107.
9. *Демко А., Демко О.* Ефективність використання мобільної сільгосптехніки // Пропозиція. – 2009. – № 7. – С. 108 – 111.

10. *Melnyk Ivan* Оптимізація параметрів роботи машинних агрегатів при виконанні польових робіт / *Ivan Melnyk, Volodymyr Sapsay, Vladyslav Zybko* // Motrol. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – 2010. – Том 12 В. – С. 109–114.
11. *Операционная технология возделывания зерновых культур. Справочник* / [В.Ф. Сайко, Н.В. Сокоренко. Д.А. Дымкович и др.] ; под ред. В. Ф. Сайко. –К.: Урожай, 1990 – 312 с.
12. *Науково обґрунтована система ведення сільського господарства Сумської області* / [В.П. Щербань, В.І. Левченко, М.П. Бондаренко та ін.]. –Суми: ВАТ «СОД» видавництво «Козацький вал», 2004 – 662 с.
13. <http://www.agrotechnika-ukr.com.ua>
14. <http://sistemamis.ru/protocols>
15. <http://altmis.ru>
16. <http://kirovamis.ru>
17. *Оптимізація комплексів машин і структури машинного парку та планування технічного сервісу : навчальний посібник* / [І. І. Мельник, В. Д. Гречкосій, В. В. Марченко та ін.]. – К. : ВВЦ НАУ, 2004.– 151с.
18. <http://orgzem.zo.net.ua/?p=632>
19. <http://www.agroscience.com.ua/plant/65-borotba-buryanamy-posivakh-gorokhu>
20. http://uk.wikipedia.org/wiki/Штучні_добрива
21. <http://uk.wikipedia.org/wiki/Пестициди>

Статья посвящена вопросу повышения реализации биологических возможностей растения, путем эффективного использования сельскохозяйственных машин, оказывающих существенное влияние на уровень эффективности выращивания с.-г. культур.

Сельскохозяйственные машины, показатель качества, сохранение биологической урожайности.

Paper aimed at improving the opportunities the realization biology bog water through effective uses of machines for rural economy, ones level of effectiveness effect on development of agricultural cultures.

Agricultural mashines, indicator of quality, preservation byolohycheskoy yield.

УДК 631.36: 62-664.2

ФОРМУВАННЯ СИСТЕМИ ОПЕРАТИВНОГО КОНТРОЛЮ ЯКОСТІ БІОМАСИ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ ТВЕРДИХ БІОПАЛИВ

С.В. Драгнєв, кандидат технічних наук

Обґрунтовано методи відбору проб біомаси в умовах агропромислового виробництва. Визначено обов'язковий перелік

© С.В. Драгнєв, 2013

10. *Melnyk Ivan* Оптимізація параметрів роботи машинних агрегатів при виконанні польових робіт / *Ivan Melnyk, Volodymyr Sapsay, Vladyslav Zybko* // Motrol. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – 2010. – Том 12 В. – С. 109–114.
11. *Операционная технология возделывания зерновых культур. Справочник* / [В.Ф. Сайко, Н.В. Сокоренко. Д.А. Дымкович и др.] ; под ред. В. Ф. Сайко. –К.: Урожай, 1990 – 312 с.
12. *Науково обґрунтована система ведення сільського господарства Сумської області* / [В.П. Щербань, В.І. Левченко, М.П. Бондаренко та ін.]. –Суми: ВАТ «СОД» видавництво «Козацький вал», 2004 – 662 с.
13. <http://www.agrotechnika-ukr.com.ua>
14. <http://sistemamis.ru/protocols>
15. <http://altmis.ru>
16. <http://kirovamis.ru>
17. *Оптимізація комплексів машин і структури машинного парку та планування технічного сервісу : навчальний посібник* / [І. І. Мельник, В. Д. Гречкосій, В. В. Марченко та ін.]. – К. : ВВЦ НАУ, 2004.– 151с.
18. <http://orgzem.zo.net.ua/?p=632>
19. <http://www.agroscience.com.ua/plant/65-borotba-buryanamy-posivakh-gorokhu>
20. http://uk.wikipedia.org/wiki/Штучні_добрива
21. <http://uk.wikipedia.org/wiki/Пестициди>

Статья посвящена вопросу повышения реализации биологических возможностей растения, путем эффективного использования сельскохозяйственных машин, оказывающих существенное влияние на уровень эффективности выращивания с.-г. культур.

Сельскохозяйственные машины, показатель качества, сохранение биологической урожайности.

Paper aimed at improving the opportunities the realization biology bog water through effective uses of machines for rural economy, ones level of effectiveness effect on development of agricultural cultures.

Agricultural mashines, indicator of quality, preservation byolohycheskoy yield.

УДК 631.36: 62-664.2

ФОРМУВАННЯ СИСТЕМИ ОПЕРАТИВНОГО КОНТРОЛЮ ЯКОСТІ БІОМАСИ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ ТВЕРДИХ БІОПАЛИВ

С.В. Драгнєв, кандидат технічних наук

Обґрунтовано методи відбору проб біомаси в умовах агропромислового виробництва. Визначено обов'язковий перелік

© С.В. Драгнєв, 2013

показників та методів системи оперативного контролю якості біомаси при виробництві твердих біопалив.

Біомаса, відбір проб, метод випробування, оперативний контроль, показник якості, тверде біопаливо.

Постановка проблеми. При виробництві твердих біопалив важливо забезпечити гарантовану якість біомаси сільськогосподарського походження на всіх етапах технологічного процесу: збирання, транспортування, зберігання та переробка. Необхідно проводити оперативний контроль вхідної сировини, проміжних продуктів та вихідної продукції, що дозволяє швидко та ефективно в умовах агропромислового виробництва визначити відповідність параметрів якості біомаси нормативним вимогам. При цьому повинні використовуватися прості методики, які можуть бути реалізовані працівниками без спеціальної підготовки до проведення аналітичних досліджень, без застосування дорогого лабораторного обладнання та потребують мінімальної кількості досліджуваної речовини.

Аналіз останніх досліджень. Для виробництва теплової та електричної енергії використовуються різноманітні види біомаси: сільськогосподарську, лісгосподарську, органічні побутові та промислові відходи та енергетичні плантації. Біомаса відрізняється від традиційних палив (газу, нафти і вугілля): нижчою густиною та теплотворною здатністю (рис. 1), сезонністю, системи для її зберігання, підготовки та живлення котлів більші і дорожчі, надлишковим вмістом вологи, термохімічні характеристики та хімічний склад твердих біопалив різний і залежить від виду біологічної сировини (вміст кисню, лужних металів, хлору, тощо). Тому системи спалювання біомаси, що включають підсистеми живлення, топки, очищення газів та видалення золи, розробляються спеціально для певної сировини, з метою забезпечення ефективного згоряння палива, допустимого рівня викидів та надійної роботи обладнання [1-3]. Гранулювання та брикетування біомаси дозволяє суттєво збільшити насипну щільність та питому енергомісткість біопалива, що спрощує його логістику та зменшує витрати на неї, але це трудомісткий та енергозатратний процес. На місцевому рівні доцільно використовувати біопалива, які не потребують значних витрат на виробництво – тріску, січку тощо. Спалювання січки соломи дозволяє автоматизувати процес подачі і горіння палива, але навіть при локальному використанні в умовах агропромислового виробництва необхідно забезпечити належну якість біопалив [4].

Для регулювання ринку твердого біопалива у ЄС впроваджена система стандартів, в основу якої покладена класифікація біопалив

відповідно до EN 14961-1 за походженням і джерелом отримання та основними торговими формами і властивостями [5]. Технічним комітетом 335 «Тверді біопалива» (CEN/TC 335 - Solid biofuels) розроблено та введено в дію стандарти, які унормовують класифікацію, вимоги і методи відбору проб та випробувань твердого біопалива. Сільськогосподарська біомаса – специфічна сировина, ефективна переробка якої потребує постійного оперативного контролю її якості в умовах агропромислового виробництва.

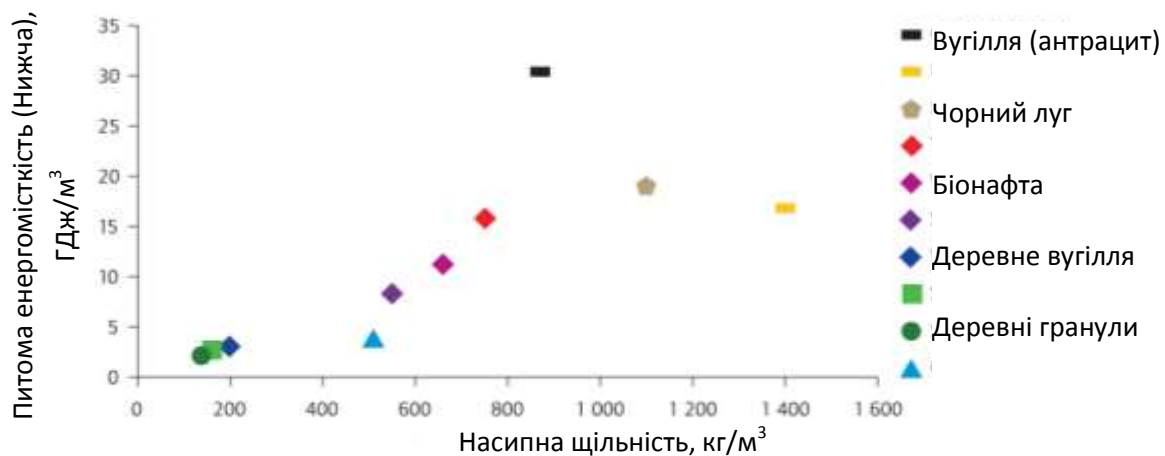


Рис. 1. Порівняння насипної щільності та питомої енергемісткості різних видів біомаси [1].

Мета досліджень. Розробити систему оперативного контролю якості біомаси в умовах агропромислового виробництва при її переробці у тверді біопалива.

Результати досліджень. Основною сировиною для виробництва твердих біопалив в умовах агропромислового виробництва є трав'яниста біомаса, в першу чергу пожнивні рештки: соломка; стебла, листя кукурудзи і соняшнику. З метою зменшення витрат на транспортування та зберігання трав'янисту біомасу пресують у паки тюки або рулони. Перелік показників якості пресованої трав'яної біомаси, що підлягають випробуванню згідно із EN 14961-1 «Solid biofuels - Fuel specifications and classes - Part 1: General requirements» наведено у табл. 1.

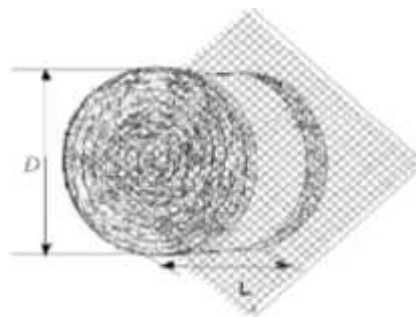
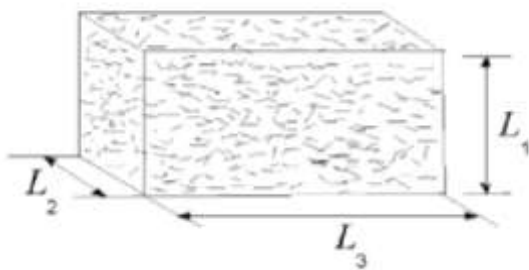
Для визначення якості в першу чергу проби біомаси необхідно використовувати рекомендації європейських стандартів CEN/TS 14779 «Solid biofuels. Sampling. General requirements» [6], CEN/TS 14778-1 «Solid biofuels. Sampling. Part 1. Methods for sampling» [7] і CEN/TS 14778-2 «Solid biofuels – Sampling – Part 2: Methods for sampling particulate material transported in lorries» [8], гармонізація

яких в Україні передбачається Планом національної стандартизації на 2013 рік.

Основний принцип відбирання проб полягає у одержанні представницької проби від визначених обсягів біомаси. Кожна частинка матеріалу партії або підпартії повинна мати можливість попасти у пробу, що відбирається, з рівною вірогідністю [6].

1. Характеристики пресованої трав'яної біомаси

Походження:	1.1.1.2 солома із зернових культур 2.1.2.1 ціла трава 2.1.2.2 солома з трави 2.1.3.2 стебла та листя олійних культур
Торгова форма	Круглі та прямокутні паки
Розміри, м	



L_1 - висота; L_2 - ширина; L_3 - довжина; D – діаметр

Нормативні	Круглі паки (рулони)	Діаметр D , м	Довжина L_3 , м	
	D1	1,2-1,5	1,2	
	D2	1,6-1,8	1,5	
	Прямокутні паки (тюки)	Висота L_1 , м	Ширина L_2 , м	Довжина L_3 , м
	P1	$\leq 0,35$	$\leq 0,4$	$\leq 0,5$
	P2	$\leq 0,9$	$\leq 1,2$	1,5-2,8
	P3	$\leq 1,3$	$\leq 1,2$	1,0-3,0
	P3+	Вказуються фактичні значення	Вказуються фактичні значення	Вказуються фактичні значення
	Насипна щільність BD , кг/м^3			
	BD100	$\geq 100 \text{ кг/м}^3$		
	BD120	$\geq 120 \text{ кг/м}^3$		
	BD160	$\geq 160 \text{ кг/м}^3$		
	BD180	$\geq 180 \text{ кг/м}^3$		
	BD220	$\geq 220 \text{ кг/м}^3$		
	BD220+	> 220 (вказують максимальне значення)		
	Масова доля води W , %			
	W10	$\leq 10 \%$		
	W15	$\leq 15 \%$		
	W20	$\leq 20 \%$		

Закінчення табл. 1

Нормативні	W25	≤ 25 %
	W30	≤ 30 %
	W30+	> 30 % (вказують максимальне значення)
	Зольність A, % (на сухий стан)	
	A5,0	≤ 5 %
	A7,0	≤ 7 %
	A10,0	≤ 10 %
	A10,0+	> 10 % (вказують максимальне значення)
	Вид біомаси	Повинно бути вказано
	Теплота згоряння Q, МДж/кг	
Інформативні	Питома енергомідкість, E, кВт ч/кг	
	Процес виробництва	Рекомендується вказувати ті процеси, які можуть вплинути на розмір частинок соломи у кіпі (наприклад, погодні умови, обмолочено, або зрізана була рослина, або зрізана цілком)
	Хлор Cl, % (на суху речовину)	
	Cl0,01	≤ 0,01 %
	Cl0,03	≤ 0,03 %
	Cl0,07	≤ 0,07 %
	Cl0,10	≤ 0,10 %
	Cl0,10+	> 0,10 % (вказують максимальне значення)
	Скріплюючий матеріал	Рекомендується вказувати, чим скріплені кіпи (сітка, шпагат, пластиком)
	Плавкість золи, °C	Вказують температуру деформації золи, DT

Джерело: [5].

Перед початком відбирання проб необхідно після огляду місць накопичення та зберігання біомаси визначити кількість та об'єм проб, скласти відповідний план. Важливо візуально визначити обсяги соломи, яку можна переробити у тверді біопалива, відділивши дуже вологу (вологість понад 40%) і гнилу, що розміщується у відкритих стогах по краях, знизу та зверху. Для відбирання проб біомаси використовуються совки, щупи, лопати або вила, у залежності від розміру частинок матеріалу. Для відбирання проб розсипної соломи застосовують лопати або вили, з кіп соломи – гачки. Інструмент для відбирання проб біомаси повинен мати місткість не менше [7]:

$$V_{\min} = 0,05 \cdot d \quad \text{для } d \geq 10, \quad (1)$$

$V_{\min}$ – мінімальна місткість інструменту для відбирання проб, л;
 d – номінальний верхній розмір частинок, мм.

При відбиранні проб біомаси з паків вирізаються куски об'ємом не менше одного літру. Точкові проби змішуються у об'єднану пробу.

Число точкових проб визначають за формулами [7]:
для відбирання проб із нерухомого матеріалу

$$n_{\min} = 10 + 0,04 \cdot M_{\text{партії}} \quad (2)$$

для відбирання проби із рухомого потоку

$$n_{\min} = 5 + 0,04 \cdot M_{\text{партії}} \quad (3)$$

де $n_{\min}$ – мінімально допустима кількість точкових проб, заокруглених до найближчого цілого числа; $M_{\text{партії}}$ – маса партії або підпартії, т.

Оперативний контроль якості біомаси при виробництві твердих біопалив включає вхідний, операційний та приймальний контроль (рис. 2).

Теплотехнічні характеристики біомаси обумовлені її вологістю та хімічним складом. Показник вологості змінюється і суттєво впливає на технологію переробки біосировини у тверде біопаливо. Безпосередньо в умовах агропромислового виробництва, використовуючи візуальний метод контролю (ВК) можна оцінити колір, запах, вологість, однорідність, ураженість грибами, наявність механічних домішок (земля, пісок та ін.), розміри частинок біомаси (максимальні розміри січки, тюків або рулонів), щільність, вологість визначають інструментальними методами.

Розміри частинок біомаси до 200 мм визначають за допомогою штангенциркуля відповідно до ДСТУ ГОСТ 166. Геометричні розміри тюків (рулонів) вимірюють рулеткою з ціною поділки 1 мм за ДСТУ 4179.

Щільність біомаси в умовах агропромислового виробництва можна за допомогою об'ємно-вагового методу: зважуванням визначеного об'єму сировини.

Щільність січки визначають наступним чином із проби біопалива наповнюють циліндричну ємність відомого об'єму не менше двох дм^3 та зважують її з похибкою не більше 0,1%. Насипна щільність біопалива (ρ_n) у кг/м^3 обчислюють за формулою:

$$\rho_n = \frac{m_n}{V_n}, \quad (4)$$

де m_n – маса біопалива у циліндричній ємності, кг;

V_n – об'єм циліндричної ємності, м^3 .

Результат заокруглюють до цілого числа. Для кожної проби виконуються два паралельних визначення щільності та розраховується середнє значення. Результати паралельних визначень не повинні відрізнятись більше, ніж на 10 кг/м^3 .

Для оперативного контролю вологості біомаси доцільно використовувати переносні вологоміри, в основі яких використано дієлькометричний метод вимірювання, що забезпечують похибку

$\pm 1\%$. Інформацію про оперативний контроль якості біомаси необхідно внести у протокол випробувань (табл. 2).

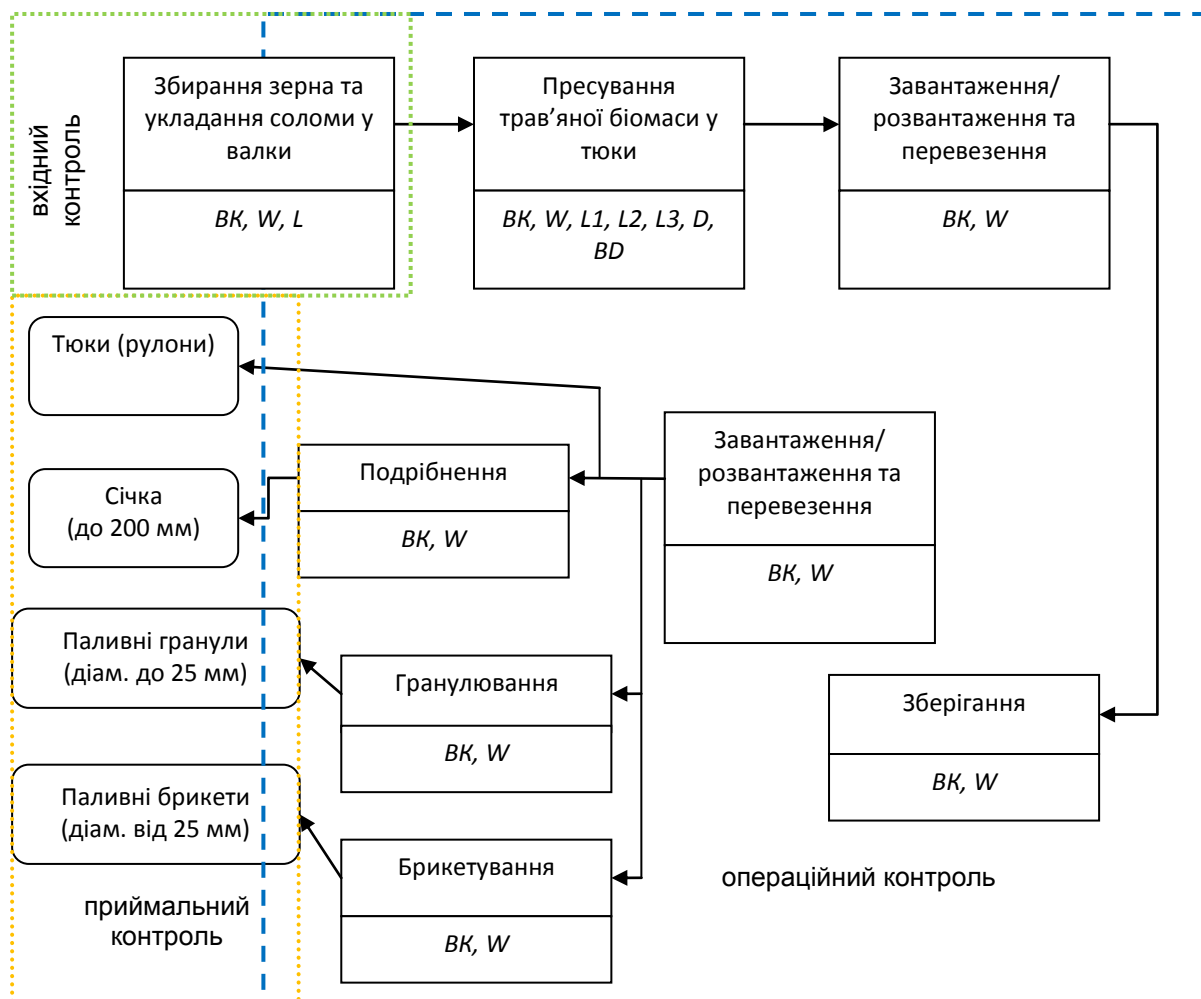


Рис. 2. Схема системи оперативного контролю якості біомаси.

2. Протокол оперативного контролю якості соломи.

Номер партії			Дата
Дані соби яка проводила випробування			Час
Характеристика місця відбирання проб			Вид операційного контролю: вхідний операційний контрольний
Вкажіть місця відбирання проб			
Вид біомаси			
Постачальник біомаси			Коментарі
Маса або об'єм партії, т або м ³			
Маса проби та упаковки, кг			
Форма біомаси			
Розміри			
Дата заготівлі соломи			
Адреса постачальника			
Адреса перевізника			

Закінчення табл. 2

Адреса місця зберігання				
Адреса місця переробки				
Мета відбору проб			Обладнання для відбору проб	
Характеристика	Одиниця вимірювання	Значення		
Масова доля вологи	% по масі			
Щільність	кг/м ³			
Візуальне оцінка якості соломи				
- колір				
- запах				
- однорідність				
- ураженість грибами				

Висновок. При виробництві твердого біопалива в умовах агропромислового виробництва доцільно впровадити обґрунтовану систему оперативного контролю якості біомаси, що базується на використанні візуального та інструментальних (лінійного, об'ємно-вагового та дієлькометричного вимірювання) методів визначення параметрів біосировини. При цьому використовується мінімальна кількість біомаси та дешеве вимірювальне обладнання, яке дозволяє працівникам швидко відібрати проби сировини та обрати раціональні режими роботи технологічного обладнання.

Список літератури

1. *Technology Roadmap: Bioenergy for Heat and Power* – International Energy Agency, 2012. – 68 р.
2. *Новітні технології біоенергоконверсії: Монографія* / Я.Б. Блюм, Г.Г. Гелетуха, І.П. Григорюк, В.О. Дубровін, А.І. Ємець, Г.М. Забарний, Г.М. Калетнік, М.Д. Мельничук, В.Г. Мироненко, Д.Б. Рахметов, С.П. Циганков. – К: "Аграр Медіа Груп", 2010. – 360 с.
3. *Виллу Варес. Справочник потребителя биотоплива* / Виллу Варес, Юло Каск, Пеэтер Муйсте, Тыну Пуху, Сулев Соосаар. Под редакцией Виллу Вареса // Таллинн: Издательство Таллиннского технического университета, 2005. – 183 с.
4. *Думич В. Аналіз технологій виробництва різних видів твердого біопалива* / В. Думич // Техніка і технології АПК. – №11 (50). – 2013. – 24-27 с.
5. *ГОСТ Р 54220-2010 (ЕН 14961-1:2010) Биотопливо твердое. Технические характеристики и классы топлива. Часть 1. Общие требования.* – М.: Стандартинформ, 2012. – 46 с.
6. *ГОСТ Р 54187-2010 (CEN/TS 14779:2005) Биотопливо твердое. Отбор проб. Общие требования* – М.: Стандартинформ, 2012. – 12 с.
7. *ГОСТ Р 54217-2010 (CEN/TS 14778-1:2005) Биотопливо твердое. Отбор проб. Часть 1. Методы отбора проб* – М.: Стандартинформ, 2012. – 24 с.

8. ГОСТ Р 54218-2010 (CEN/TS 14778-2:2005) Биотопливо твердое. Отбор проб. Часть 2. Методы отбора проб зернистых материалов, перевозимых грузовыми автомобилями – М.: Стандартиформ, 2012. – 16 с.

Обоснованы методы отбора проб биомассы в условиях агропромышленного производства. Определен обязательный перечень параметров и методов системы оперативного контроля качества биомассы при производстве твердых биотоплив.

Биомасса, отбор проб, метод испытания, оперативный контроль, показатель качества, твердое биотопливо.

The biomass sampling methods under agricultural production conditions are substantiated. The obligatory list of parameters and methods of biomass operating control system for solid biofuels production is defined.

Biomass, operating control, sampling, solid biofuel, testing method, quality level.