

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**КОНСТРУЮВАННЯ, ВИРОБНИЦТВО
ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ
МАШИН**

**Загальнодержавний міжвідомчий
науково-технічний збірник**

Заснований в 1971 р.

Випуск 35

КІРОВОГРАД 2005

**В.М. Булгаков, д.-р. техн. наук, чл.-кор. УААН, І.В. Головач, канд. ф.-м. наук,
Д.Г. Войтюк, канд. техн. наук, чл.-кор. УААН**
Національний аграрний університет, м. Київ

Теоретичні дослідження поперечних коливань тіла коренеплоду, закріпленого у ґрунті

Створена теорія поперечних коливань закріпленого у ґрунті коренеплоду, що відбуваються під дією гармонійної збурювальної сили, яка напрямлена перпендикулярно до осі коренеплоду вздовж поступального руху копача. На базі застосування варіаційного принципу Остроградського – Гамільтона отримане рівняння власних частот вільних поперечних коливань та аналітичний вираз для визначення амплітуди вимушених поперечних коливань тіла коренеплоду, закріпленого у ґрунті.
поперечні коливання, ґрунт, коренеплід, збурювальна сила, копач, принцип Остроградського–Гамільтона

Серед викопуючих робочих органів коренезбиральних машин вібраційні копачі достатньо широко використовуються, оскільки мають значно менший, в порівнянні з іншими типами, тяговий опір і можуть вилучати коренеплоди цукрових буряків з ґрунту фактично без втрат і пошкоджень. Крім цього, прикладання до коренеплодів буряків при їх викопуванні вібраційних зусиль вилучення також створює умови для інтенсивного оббивання налиплого ґрунту з їх бокових поверхонь, що сприяє підвищенню якісних показників збирання.

Однак, як показали результати чисельних експериментальних досліджень та показники тривалої експлуатації цих викопуючих робочих органів в Україні, переваги даного типу копачів можуть бути отримані при дуже сприятливих умовах збирання: при середній вологості (16...24%) і твердості (0,5...1,5 МПа) ґрунту, рівномірному розташуванні коренеплодів у рядку, відсутності у ґрунті каміння, врожайності коренеплодів, що не перевищує 400 (ц/га) [1, 2]. Тому зараз тривають інтенсивні пошуки теоретичного і експериментального обґрунтування оптимальних конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів і створення таких конструкцій вібраційних викопуючих органів, які б ефективно працювали в умовах, що відрізняються від сприятливих.

Розробка нових теоретичних основ виконання технологічних процесів в галузі механізації сільськогосподарського виробництва надає величезного поштовху для подальшого проектування, виготовлення і використання принципово нових типів робочих органів. Так, сформульовані в кінці 70-х років минулого століття основні принципи теорії вібраційного викопування коренеплодів сприяли широкому розповсюдженню у світі саме цих викопуючих робочих органів коренезбиральних машин. Однак, більш ніж за 30 років були відпрацьовані різні типи вібраційних викопуючих робочих органів, що здійснюють поперечні, повздовжні та комбіновані коливальні рухи викопуючих лемешів. Пошуки найбільш оптимальних за принципом дії вібраційних викопуючих органів тривають і донині.

При наявності широкого спектру відомих суттєвих переваг вібраційний спосіб викопування коренеплодів (незалежно від напрямків коливальних рухів) має і деякі недоліки. Так, найголовнішими є не дуже висока надійність (це стосується насамперед вібраційного приводу викопуючих лемешів), що має місце при роботі особливо на важких і твердих ґрунтах, підвищена металомісткість і енергомісткість в цілому даного

процесу. Наявність у конструкції складної сільськогосподарської машини робочих органів вібраційного типу, що мають значну масу і виконують коливальні рухи з частотою не меншою ніж 20 (Гц), сприяє зниженню надійності її роботи.

Таким чином, подальша розробка нових положень теорії вібраційного викопування коренеплодів (уточнення вже існуючих теоретичних досліджень та їх практичне використання) є актуальною задачею землеробської механіки.

До перших спроб аналітично описати процес вібраційного викопування коренеплодів цукрових буряків слід віднести роботу [1], у якій насамперед наведено аналіз існуючих на той час конструкторських розробок цього процесу і результати чисельних експериментальних досліджень перших дослідних зразків вібраційних копачів. Тут також наведені спрощені вирази для визначення сили опору ґрунту при вібраційному викопуванні коренеплодів і сили інерції вібраційного викопуючого лемеша. Отримані показники якості вібраційного вилучення цукрових буряків з ґрунту при наданні викопуючим лемешам коливальних рухів частотою до 50 (Гц) і амплітудою до 5 (мм) показують безсумнівну перевагу даного способу викопування коренеплодів цукрових буряків з ґрунту перед іншими типами копачів (96,7% – кількість зібраних коренеплодів; 94,6% – чистота коренеплодів). Ніяких рівнянь руху і моделі вилучення коренеплоду з ґрунту тут не наведено. Коренеплід цукрового буряку і ґрунт, який його оточує, як пружна коливальна система, що знаходиться під дією збурювальної сили, яка передається від вібраційного викопуючого робочого органу, тут також ще не розглядається.

Більш ґрунтовні аналітичні дослідження поперечних коливань тіла коренеплоду, закріпленого у ґрунті, було здійснено і вперше опубліковано в праці [2]. Тут коренеплід цукрового буряку моделюється як тіло конусоподібної форми з однією закріпленою точкою в нижній частині, яке має пружні властивості. При цьому поперечні коливання тіла коренеплоду описані за допомогою диференціального рівняння з частинними похідними четвертого порядку. Розв'язок зазначеного рівняння дав можливість визначити власні частоти вільних поперечних коливань тіла коренеплоду. Процес вилучення цукрових буряків з ґрунту досліджується, як сказано в роботі, по додатково складених рівняннях кінетостатики, які тут безпосередньо не наведені.

В роботі [3], яка є повним викладенням праці [2], побудовано функціонал Остроградського – Гамільтона, що описує вільні поперечні коливання тіла коренеплоду, закріпленого нижнім кінцем у ґрунті, в разі, коли збурювальні сили прикладені до нього у поперечно-горизонтальній площині, у напрямку, перпендикулярному поступальному переміщенню копача. Тут, за допомогою методу Рітца, з умов стаціонарності даного функціоналу знайдене рівняння частот Рітца для знаходження першої, другої та третьої власних частот вільних поперечних коливань тіла коренеплоду.

У праці [4] прийняті основні положення і допущення, що наведені у попередніх роботах [2, 3]. Однак, моделі вібраційного викопування коренеплоду цукрового буряку з ґрунту тут не наведено. Були розроблені спочатку дослідні, а потім і промислові зразки вібраційних викопуючих робочих органів, що працюють за вказаним вище принципом, були проведені чисельні експериментальні дослідження і випробування (і навіть державні випробування) цих викопуючих робочих органів.

Однак, незважаючи на зазначені фундаментальні аналітичні дослідження процесу вібраційного викопування коренеплодів цукрових буряків (при наданні їм збурювальних зусиль у поперечно-горизонтальній площині), потужні конструкторські розробки, виготовлення на заводському рівні декількох зразків і проведення ретельних експериментальних досліджень і державних випробувань, такі вібраційні викопуючі робочі органи розповсюдження не отримали. Основною причиною цього була

встановлена нездатність цих вібраційних викопуючих робочих органів забезпечити достатньо високу швидкість пересування (а відповідно й продуктивності праці) при збереженні необхідних якісних показників збирання через те, що надання коренеплодам буряків збурювальних зусиль у площині, яка перпендикулярна напрямку поступального руху копача, призводить до постійного періодичного забивання його робочого русла тілами коренеплодів і ґрунтом, обламуванню хвостових частин коренеплодів, повної втрати здатності до очищення. Енергомісткість даного процесу була також занадто високою.

Потім було встановлено, що повністю позбутися цього негативного явища можливо при зміні напрямків дії збурювальних сил з поперечно - горизонтальної площини і перпендикулярності напрямку до поступального руху копача на повздовжньо-вертикальну площину. Ця зміна давала дуже гарні показники збирання коренеплодів цукрових буряків при високій швидкості руху. Практично усі всесвітньовідомі фірми-виробники бурякозбиральної техніки почали випускати коренезбиральні машини з вібраційними викопуючими робочими органами, що працюють за принципом надання коренеплодам збурювальних зусиль у повздовжньо-вертикальній площині.

Нажаль, подальших ґрунтовних аналітичних досліджень коливань тіла коренеплоду, що знаходиться у ґрунті, і процесу його вібраційного викопування при повздовжньо-вертикальному збурювальному навантаженні довгий час не було. Очевидно вважалось, що дослідження, наведені у працях [2, 3 і 4], повністю можуть бути застосовані і для даного коливального процесу. Однак, цілком очевидно, що зміна напрямку збурювальних сил викликає суттєві зміни і у теоретичних дослідженнях, а особливо у кінцевому їх результаті.

Подальший розвиток теорія вібраційного викопування коренеплодів при наданні їм збурювальних зусиль саме у повздовжньо-вертикальній площині отримала завдяки працям [5, 6, 7, 8]. Однак, випадок поперечних вільних і вимушених коливань тіла коренеплоду при співпаданні напрямків збурювальних зусиль з напрямком поступального руху вібраційного викопуючого робочого органу ще не досліджений і представляє значний інтерес як з теоретичної так і з практичної точок зору. Так, при такому напрямку збурювальних зусиль більш ефективно порушуються зв'язки коренеплодів з ґрунтом (проявляється так званий ефект розхитування), і в подальшому тіла коренеплодів при остаточному вилученні з ґрунту не будуть знаходитись під дією розтягуючих зусиль. У даному випадку згруженість коренеплодів і ґрунту у робочому руслі вібраційного копача вже не відбуватиметься. Крім цього, конструкція вібраційного копача, що буде працювати за вказаним принципом, буде менш енергомісткою, металомісткою тощо.

Розробити основні положення теорії поперечних коливань (вільних і вимушених) тіла коренеплоду, закріпленого у ґрунті, під дією горизонтальної збурювальної сили, напрямом якої співпадає з напрямком поступального руху вібраційного викопуючого робочого органу.

При побудові теорії поперечних коливань тіла коренеплоду приймемо допущення, аналогічні наведеним у [9]. Так, насамперед будемо вважати, що в недеформованому стані вісь коренеплоду строго прямолінійна і співпадає з лінією центрів ваги поперечних перерізів коренеплоду, причому відхилення окремих точок осі коренеплоду відбувається перпендикулярно до прямолінійного недеформованого її напрямку. Далі вважаємо, що відхилення точок осі коренеплоду при поперечних коливаннях відбуваються в одній площині і є малими відхиленнями в тому розумінні, що відновлювальні сили, які при цьому виникають, залишаються в межах пропорційності.

Складемо насамперед еквівалентну схему, на якій покажемо коренеплід з однією закріпленою внизу точкою (рис. 1). Коренеплід має конусоподібне тіло (кут при вершині якого дорівнює 2γ , а верхня частина знаходиться вище рівня поверхні ґрунту), моделюється як стержень змінного поперечного перерізу з закріпленим нижнім кінцем (точка O). В центрі ваги, що позначений точкою C , прикладена сила ваги $\bar{G}$ коренеплоду. Загальна довжина коренеплоду - h . Через вісь симетрії коренеплоду проведена вертикальна вісь Oz , початок якої співпадає з точкою умовного закріплення O . Зв'язок коренеплоду з ґрунтом визначається загальною реакцією ґрунту $\bar{R}$. Зазначена вище збурювальна сила прикладається до коренеплоду відразу від двох викопуючих лемешів з двох його боків, а тому на схемі вона представлена двома складовими $Q_{зб.1}$ та $Q_{зб.2}$. Дані сили прикладені на відстані z_1 від початку координат (точки O) і саме вони викликають поперечні коливання коренеплоду, які руйнують зв'язки коренеплоду з ґрунтом і створюють для останнього умови вилучення з ґрунту.

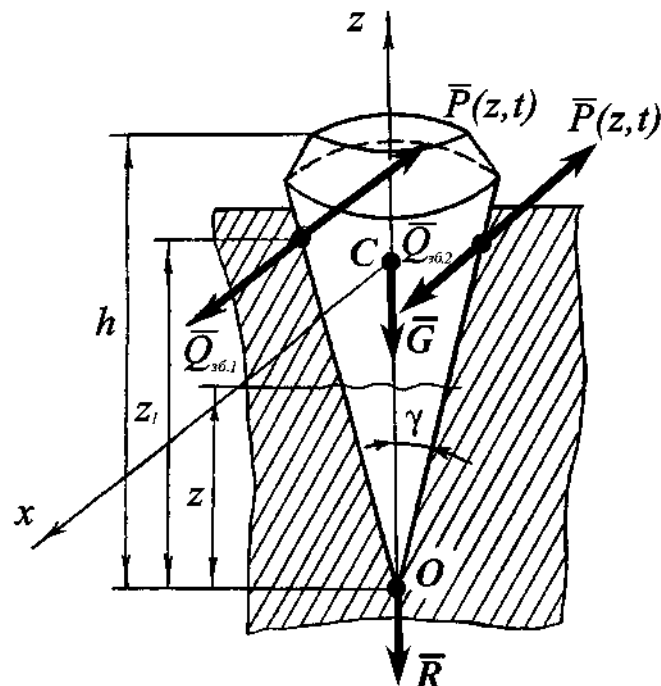


Рисунок 1 – Еквівалентна схема поперечних коливань тіла коренеплоду в момент захвату вібраційним викопуючим робочим органом

При побудві теорії поперечних коливань тіла коренеплоду, закріпленого у ґрунті, застосовуємо принцип Остроградського – Гамільтона. Вважаємо при цьому, що поперечні коливання коренеплоду відбуваються під дією горизонтальної збурювальної сили, яка змінюється за гармонійним законом такого вигляду:

$$Q_{зб.} = H \sin \omega t, \quad (1)$$

де H - амплітуда збурювальної сили; ω - частота збурювальної сили.

Складемо функціонал Остроградського – Гамільтона, що описує поперечні коливання коренеплоду.

За вище наведених допущень відхилення точок осі коренеплоду при поперечних коливаннях однозначно визначаються функцією двох змінних:

$$y = y(z, t), \quad (2)$$

де z - відстань точки на осі Oz , через яку проходить поперечний переріз коренеплоду, від умовної точки O закріплення коренеплоду в ґрунті;

t - поточний час.

Введемо такі необхідні позначення:

$\mu(z)$ - погонна маса (маса одиниці довжини) коренеплоду, $\left(\frac{\kappa\mathcal{Z}}{\mathcal{M}}\right)$;

E - модуль Юнга матеріалу коренеплоду, $\left(\frac{H}{\mathcal{M}^2}\right)$;

$J(z)$ - момент інерції поперечного перерізу коренеплоду відносно нейтральної осі перерізу, перпендикулярної до площини коливань, $(\mathcal{M}^4)$;

$Q(z, t)$ - інтенсивність поперечного зовнішнього навантаження, напрямленого перпендикулярно до осі коренеплоду (осі Oz) вздовж осі Ox , $\left(\frac{H}{\mathcal{M}}\right)$.

Згідно [9] функціонал Остроградського – Гамільтона для стержня змінного поперечного перерізу, що здійснює поперечні коливання під дією зовнішнього поперечного навантаження, має наступний вигляд:

$$S = \frac{1}{2} \int_{t_1}^{t_2} \int_0^h \left[\mu(z) \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 - EJ(z) \left(\frac{\partial^2 y}{\partial z^2} \right)^2 - Q(z, t) y \right] dz dt. \quad (3)$$

Враховуючи, що коренеплід моделюється тілом конусоподібної форми, виразимо величини, що входять у функціонал (3), через основні параметри конічної поверхні.

Очевидно, що погонну масу коренеплоду можна визначити за допомогою такого виразу:

$$\mu(z) = \rho \pi z^2 t g^2 \gamma, \quad (4)$$

де ρ - густина матеріалу коренеплоду, $\left(\frac{\kappa\mathcal{Z}}{\mathcal{M}^3}\right)$.

Момент інерції $J(z)$ визначається наступним чином:

$$J(z) = \frac{\pi z^4 t g^4 \gamma}{4}. \quad (5)$$

Оскільки величина $Q(z, t)$, що входить у функціонал (3), є інтенсивністю розподіленого навантаження, яке вимірюється у $\left(\frac{H}{\mathcal{M}}\right)$, то збурювальна сила $\bar{Q}_{зб.}$, яка є зосередженим навантаженням і вимірюється у ньютонах, теж повинна мати розмірність $\left(\frac{H}{\mathcal{M}}\right)$. З цією метою вводиться імпульсивна функція першого порядку $\sigma_1(z)$ [9], яка визначається наступним чином:

$$\sigma_1(z) = \begin{cases} \infty & \text{при } z = 0, \\ 0 & \text{при } z \neq 0, \end{cases}$$

причому

$$\int_0^z \sigma_1(z) dz = \sigma_0(z),$$

де $\sigma_0(z)$ - одинична функція, яка визначається так:

$$\sigma_o(z) = \begin{cases} 0 & \text{при } z < 0, \\ 1 & \text{при } z \geq 0. \end{cases}$$

Отже, якщо $Q_{зб.}(t)$ - зосереджена збурювальна сила, яка прикладена в точці z_1 і вимірюється у ньютонках, то функція

$$Q_{зб.}(z, t) = Q_{зб.}(t) \cdot \sigma_1(z - z_1) \quad (6)$$

має розмірність $\left(\frac{H}{m}\right)$ і виражає інтенсивність зосередженого навантаження в точці z_1 .

Функція $\sigma_1(z - z_1)$ дорівнює нулю для всіх z , окрім $z = z_1$, де вона перетворюється у нескінченність.

Тоді, враховуючи вираз (1), можна написати:

$$Q_{зб.}(z, t) = H \sin \omega t \cdot \sigma_1(z - z_1). \quad (7)$$

Оскільки коренеплід на початку коливального процесу міцно зв'язаний з ґрунтом, який є пружним середовищем, то при дії на коренеплід збурювальної сили (1) виникає сила опору ґрунту поперечним коливанням коренеплоду. Очевидно, що сила опору ґрунту (для усього тіла коренеплоду) є розподіленим навантаженням по площі контакту коренеплоду з ґрунтом, причому вона є зовнішньою силою по відношенню до тіла коренеплоду і виступає у ролі збурювальної сили з боку ґрунту, що діє на коренеплід. У першому наближенні будемо вважати, що оточуючий коренеплід ґрунт, під дією збурювальної сили $H \sin \omega t$, яка передається ґрунту через коренеплід і частково безпосередньо від робочого органу, здійснює вимушені коливання за тим же само гармонійним законом з амплітудою, яка визначається пружними властивостями ґрунту.

Нехай c - коефіцієнт пружної деформації ґрунту, віднесений до площі контакту коренеплоду з ґрунтом, який вимірюється у $\left(\frac{H}{m^2}\right)$. Будемо вважати, що при поперечних коливаннях коренеплід спирається на ґрунт половиною своєї бічної поверхні по всій глибині знаходження коренеплоду у нерозпушеному ґрунті. З боку ґрунту, що контактує з цією половиною бічної поверхні, виникає розподілене навантаження, яке напрямлене протилежно дії збурювальної сили. Таким чином, при поперечних коливаннях коренеплоду і безпосередньо самого робочого органу, то з одного боку коренеплоду, то з другого виникає розподілене навантаження, яке діє на коренеплід з боку оточуючого ґрунту і напрямлене протилежно дії збурювальної сили.

Отже, враховуючи вище сказане, у деякому наближенні можна стверджувати, що інтенсивність $P(z, t)$ розподіленого навантаження опору ґрунту буде дорівнювати:

$$P(z, t) = \pi c z t g \gamma \sin \omega t, \left(\frac{H}{m}\right). \quad (8)$$

Оскільки збурювальні сили від вібраційного робочого органу і опору ґрунту мають протилежний напрямок, то результативна збурювальна сила, що діє на коренеплід, буде дорівнювати:

$$Q(z, t) = Q_{зб.}(z, t) - P(z, t),$$

або, з врахуванням виразів (7) і (8), отримаємо наступний вираз:

$$Q(z, t) = H \sin \omega t \cdot \sigma_1(z - z_1) - \pi c z t g \gamma \sin \omega t. \quad (9)$$

Таким чином, враховуючи вирази (4), (5) та (9), функціонал (3) набуде вигляду:

$$S = \frac{1}{2} \int_{t_1}^{t_2} \int_o^h \left\{ \rho \pi z^2 \cdot tg^2 \gamma \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 - E \frac{\pi z^4 tg^4 \gamma}{4} \cdot \left(\frac{\partial^2 y}{\partial z^2} \right)^2 - \right. \\ \left. - [H \sin \omega t \cdot \sigma_1(z - z_1) - \pi c z tg \gamma \cdot \sin \omega t] \cdot y(z, t) \right\} dz dt. \quad (10)$$

Розглянемо спочатку вільні поперечні коливання закріпленого у ґрунті коренеплоду.

З цією метою необхідно у функціоналі (10) виділити ту частину, яка описує саме вільні коливання системи.

Очевидно, що це буде функціонал такого вигляду:

$$S_1 = \frac{1}{2} \int_{t_1}^{t_2} \int_o^h \left[\rho \pi z^2 \cdot tg^2 \gamma \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 - \frac{E \pi z^4 \cdot tg^4 \gamma}{4} \left(\frac{\partial^2 y}{\partial z^2} \right)^2 \right] dz dt. \quad (11)$$

При знаходженні власних форм і власних частот вільних поперечних коливань коренеплоду в ґрунті ми будемо спиратися на загальний принцип лінійної теорії коливань – принцип суперпозиції малих коливань, тобто ми будемо вважати, що малі коливання системи з нескінченним числом степенів вільності являють собою лінійне накладання головних гармонійних коливань. Керуючись згаданим принципом, ми будемо шукати гармонійні поперечні коливання у такому вигляді:

$$y(z, t) = \varphi(z) \sin(pt + \alpha), \quad (12)$$

де $\varphi(z)$ - власна форма головних коливань, тобто функція, яка визначає неперервну сукупність амплітудних поперечних відхилень осі коренеплоду від її положення рівноваги;

p - власна частота поперечних коливань.

Підставимо вираз (12) у функціонал (11), попередньо обчисливши необхідні похідні від виразу (12):

$$\frac{\partial y}{\partial t} = \varphi(z) \cdot p \cdot \cos(pt + \alpha), \\ \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} = \varphi''(z) \cdot \sin(pt + \alpha). \quad (13)$$

Підставивши вираз (13) у функціонал (11) отримаємо:

$$S_1 = \frac{1}{2} \int_{t_1}^{t_2} \int_o^h \left\{ \rho \pi z^2 tg^2 \gamma \cdot \varphi^2(z) \cdot p^2 \cos^2(pt + \alpha) - \right. \\ \left. - \frac{E \pi z^4 tg^4 \gamma}{4} \cdot [\varphi''(z)]^2 \sin^2(pt + \alpha) \right\} dz dt. \quad (14)$$

Проінтегруємо вираз (14) по t в межах одного періоду $T = \frac{2\pi}{p}$, отримаємо:

$$S_1 = \frac{\pi}{2p} \int_o^h \left\{ \rho \pi z^2 tg^2 \gamma \cdot \varphi^2(z) \cdot p^2 - \frac{E \pi z^4 tg^4 \gamma}{4} \cdot [\varphi''(z)]^2 \right\} dz. \quad (15)$$

Для знаходження власних форм і частот поперечних коливань коренеплоду у ґрунті застосуємо метод Рітца.

Суть методу Рітца полягає у зведенні варіаційної задачі до задачі на пошук екстремуму функції багатьох незалежних змінних. Таке зведення здійснюється шляхом відбору із усіх можливих допустимих функцій, на яких розглядаються значення

функціоналу, деякого спеціального класу функцій, що залежать від скінченного числа спочатку невизначених параметрів $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$.

Підстановка таких функцій у вираз функціоналу перетворює його на функцію від цих параметрів, екстремум якої може бути знайдений відомими елементарними методами. Згідно методу Рітца значення функціоналу (15) розглядаються на сукупності лінійних комбінацій функцій, що мають наступний вигляд:

$$\varphi(z) = \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot \psi_i(z), \quad (16)$$

де α_i - параметри, варіаціями яких ми отримуємо потрібний клас допустимих функцій;

$\psi_i(z)$ - базисні функції, які спеціально вибираються і є відомими функціями, що задовольняють геометричним умовам задачі.

Таким чином, підставляючи вираз (16) у функціонал (15), отримаємо:

$$S_1 = \frac{\pi}{2p} \int_0^h \left\{ \rho \pi z^2 t g^2 \gamma \left[\sum_{i=1}^n \alpha_i \psi_i(z) \right]^2 p^2 - \frac{E \pi z^4 t g^4 \gamma}{4} \left[\sum_{i=1}^n \alpha_i \psi_i''(z) \right]^2 \right\} dz. \quad (17)$$

Оскільки

$$\left[\sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot \psi_i(z) \right]^2 = \sum_{i,k=1}^n \psi_i(z) \cdot \psi_k(z) \alpha_i \alpha_k, \quad (18)$$

$$\left[\sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot \psi_i''(z) \right]^2 = \sum_{i,k=1}^n \psi_i''(z) \cdot \psi_k''(z) \alpha_i \alpha_k, \quad (19)$$

то підставляючи вирази (18), (19) у функціонал (17), отримаємо вираз для функціоналу у вигляді квадратичної форми:

$$S_1 = \frac{\pi}{2p} \int_0^h \left[\rho \pi z^2 t g^2 \gamma \cdot p^2 \sum_{i,k=1}^n \psi_i(z) \cdot \psi_k(z) \alpha_i \alpha_k - \frac{E \pi z^4 t g^4 \gamma}{4} \times \right. \\ \left. \times \sum_{i,k=1}^n \psi_i''(z) \cdot \psi_k''(z) \alpha_i \alpha_k \right] dz. \quad (20)$$

Введемо такі позначення:

$$\int_0^h \rho \pi z^2 t g^2 \gamma \cdot \psi_i(z) \cdot \psi_k(z) dz = T_{ik}, \\ \int_0^h \frac{E \pi z^4 t g^4 \gamma}{4} \psi_i''(z) \cdot \psi_k''(z) dz = U_{ik}, \quad (21) \\ (i, k = 1, 2, \dots, n).$$

Підставимо (21) у (20), отримаємо функціонал у вигляді функції від параметрів $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$:

$$S_1(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n) = \frac{\pi}{2p} \cdot p^2 \cdot \sum_{i,k=1}^n T_{ik} \alpha_i \alpha_k - \frac{\pi}{2p} \cdot \sum_{i,k=1}^n U_{ik} \alpha_i \alpha_k. \quad (22)$$

Визначимо сукупність параметрів $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$, при якій функціонал (22) приймає стаціонарне значення. Для цього продиференціюємо вираз (22) по параметрах $\alpha_i (1, 2, \dots, n)$ і прирівняємо до нуля отримані частинні похідні.

В результаті отримуємо наступну систему лінійних однорідних рівнянь відносно невідомих $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ (типу [9]):

$$k_1 h = 1,875; \quad k_2 h = 4,694; \quad k_3 h = 7,855.$$

Слід відмітити, що таким чином вибрані базисні функції задовольняють геометричним і динамічним граничним умовам задачі:

$$\begin{aligned} y(0) &= y'(0) = 0, \\ y''(h) &= y'''(h) = 0. \end{aligned} \quad (28)$$

Тоді, підставляючи вираз (25) у вирази (21), отримуємо:

$$T_{ik} = \rho \pi t g^2 \gamma \int_0^h \left[U(k_i z) - \frac{S(k_i h)}{T(k_i h)} V(k_i z) \right] \left[U(k_k z) - \frac{S(k_k h)}{T(k_k h)} V(k_k z) \right] z^2 dz, \quad (29)$$

$$U_{ik} = \frac{\pi E t g^4 \gamma}{4} \int_0^h k_i^2 k_k^2 \left[S(k_i z) - \frac{S(k_i h)}{T(k_i h)} T(k_i z) \right] \left[S(k_k z) - \frac{S(k_k h)}{T(k_k h)} T(k_k z) \right] z^4 dz, \quad (30)$$

$i, k = 1, 2, \dots, n$.

Як видно з виразів (29), (30), $T_{ik} = T_{ki}$, $U_{ik} = U_{ki}$.

Таким чином, для визначення перших трьох частот необхідно обчислити значення коефіцієнтів $T_{11}, T_{12}, T_{13}, T_{22}, T_{23}, T_{33}$, $U_{11}, U_{12}, U_{13}, U_{22}, U_{23}, U_{33}$ згідно виразів (29), (30), причому функції Кривої $S(k_i h), T(k_i h)$ обчислюються при значеннях $k_i h$, приведених вище.

Для визначення перших двох частот необхідно обчислити лише T_{11}, T_{12}, T_{22} , U_{11}, U_{12}, U_{22} .

Як бачимо, з ростом n число обчислень швидко зростає. Звичайно, обчислення значень коефіцієнтів T_{ik}, U_{ik} необхідно проводити з допомогою ПЕОМ. Отримані значення коефіцієнтів T_{ik}, U_{ik} підставляються в рівняння частот Рітца (24) при $n = 3$ (визначник третього порядку), з якого визначаються власні частоти p_1, p_2, p_3 поперечних коливань коренеплоду. Розрахунки в подальших дослідженнях проведемо для коренеплоду цукрового буряку з наступними параметрами [4]: $h = 250$ мм, $E = 18,4 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}$, $\rho = 1300 \frac{KZ}{M^3}$, $\gamma = 14^\circ$.

Перейдемо далі до дослідження вимушених поперечних коливань тіла коренеплоду, закріпленого у ґрунті. Оскільки збурювальна сила діє на коренеплід з частотою ω , то чисто вимушені коливання будуть відбуватися згідно закону [9]:

$$y(z, t) = \varphi(z) \sin \omega t, \quad (31)$$

де $\varphi(z)$ - форма вимушених коливань.

Обчислимо необхідні частинні похідні від виразу (31):

$$\begin{aligned} \frac{\partial y}{\partial t} &= \omega \cdot \varphi(z) \cos \omega t, \\ \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} &= \varphi''(z) \sin \omega t. \end{aligned} \quad (32)$$

Підставляючи вирази (31), (32) у функціонал (10), отримаємо:

$$\begin{aligned} S = \frac{1}{2} \int_{t_1}^{t_2} \int_0^h \left\{ \rho \pi z^2 t g^2 \gamma \cdot \omega^2 \varphi^2(z) \cos^2 \omega t - \frac{E \pi z^4 t g^4 \gamma}{4} \cdot [\varphi''(z)]^2 \sin^2 \omega t - \right. \\ \left. - [H \cdot \sigma_1(z - z_1) - \pi c z \cdot t g \gamma] \cdot \varphi(z) \sin^2 \omega t \right\} dz dt. \end{aligned} \quad (33)$$

Проінтегруємо вираз (33) по z в межах одного періоду $T = \frac{2\pi}{\omega}$, отримаємо:

$$S = \frac{\pi}{2\omega} \int_0^h \left\{ \rho \pi z^2 t g^2 \gamma \cdot \varphi^2(z) \omega^2 - \frac{E \pi z^4 t g^4 \gamma}{4} \cdot [\varphi''(z)]^2 - \left[H \cdot \sigma_1(z - z_1) - \pi c z \cdot t g \gamma \right] \cdot \varphi(z) \right\} dz. \quad (34)$$

Згідно методу Рітца розглянемо значення функціоналу (33) на сукупності лінійних комбінацій наступного вигляду:

$$\varphi(z) = \alpha \psi(z), \quad (35)$$

де α - параметр, варіюванням якого ми отримуємо клас допустимих функцій;
 $\psi(z)$ - базисна функція.

Підставивши вираз (35) у функціонал (34), отримаємо:

$$S = \frac{\pi}{2\omega} \int_0^h \left\{ \rho \pi z^2 t g^2 \gamma \cdot \alpha^2 \psi^2(z) \omega^2 - \frac{E \pi z^4 t g^4 \gamma}{4} \cdot \alpha^2 [\psi''(z)]^2 - \left[H \cdot \sigma_1(z - z_1) - \pi c z \cdot t g \gamma \right] \alpha \psi(z) \right\} dz. \quad (36)$$

Введемо наступні позначення:

$$\int_0^h \rho \pi z^2 t g^2 \gamma \cdot \psi^2(z) dz = M, \quad (37)$$

$$\int_0^h \frac{E \pi z^4 t g^4 \gamma}{4} [\psi''(z)]^2 dz = N, \quad (38)$$

$$\int_0^h [H \cdot \sigma_1(z - z_1) - \pi c z \cdot t g \gamma] \cdot \psi(z) dz = L. \quad (39)$$

Підставивши вирази (37) – (39) у (36), матимемо:

$$S = \frac{\pi}{2\omega} (\omega^2 M \alpha^2 - N \alpha^2 - L \alpha). \quad (40)$$

Отже, на сукупності функцій (35) функціонал (36) перетворюється на функцію від незалежної змінної α . Необхідною умовою екстремуму функції (40) є рівність нулю її першої похідної по α .

Отже, продиференціювавши вираз (40) по α та прирівнявши отриману похідну до нуля, матимемо наступне рівняння:

$$2\omega^2 M \alpha - 2N \alpha - L = 0, \quad (41)$$

звідки визначаємо параметр α , який буде дорівнювати:

$$\alpha = \frac{L}{2(\omega^2 M - N)}. \quad (42)$$

Прийmemo за базисну функцію $\psi(z)$ форму вимушених поперечних коливань однорідного стержня постійної жорсткості EJ з одним жорстко закріпленим кінцем, які виникають під дією поперечної одиничної гармонійної сили частоти ω , прикладеної у точці $z = z_1$. Згідно [9] дана форма має вигляд:

$$\psi(z) = CU(kz) + DV(kz), \quad 0 \leq z < z_1, \quad (43)$$

$$\psi(z) = CU(kz) + DV(kz) + \frac{1}{k^3 EJ} V[k(z - z_1)], \quad z_1 \leq z \leq h, \quad (44)$$

де $U(kz), V(kz)$ - функції Кривої;

$$k = \sqrt[4]{\frac{\mu \omega^2}{EJ}}; \mu - \text{погонна маса стержня};$$

C, D - довільні сталі, які визначаються з граничних умов (28).

Слід відмітити, що в точці $z = z_1$ значення функції $\psi(z)$, обчислене за виразами (43) і (44) співпадає і дорівнює:

$$\psi(z_1) = CU(kz_1) + DV(kz_1).$$

Оскільки на вільному кінці стержня $z = h$ маємо граничні умови:

$$y''(h) = 0, \quad y'''(h) = 0,$$

то обчислимо другу і третю похідну по z від виразу (44):

$$\psi''(z) = Ck^2 S(kz) + Dk^2 T(kz) + \frac{1}{k^3 EJ} k^2 T[k(z - z_1)], \quad z_1 \leq z \leq h,$$

$$\psi'''(z) = Ck^3 V(kz) + Dk^3 S(kz) + \frac{1}{k^3 EJ} k^3 S[k(z - z_1)], \quad z_1 \leq z \leq h.$$

Враховуючи граничні умови на вільному кінці стержня ($z = h$), отримаємо наступну систему рівнянь відносно невідомих $\psi(z), C, D$:

$$\left. \begin{aligned} -\psi(z) + CU(kz) + DV(kz) &= \begin{cases} 0, & 0 \leq z \leq z_1, \\ -\frac{1}{k^3 EJ} V[k(z - z_1)], & z_1 \leq z \leq h, \end{cases} \\ CS(kh) + DT(kh) &= -\frac{1}{k^3 EJ} T[k(h - z_1)], \\ CV(kh) + DS(kh) &= -\frac{1}{k^3 EJ} S[k(h - z_1)]. \end{aligned} \right\} \quad (45)$$

Визначник цієї системи має вигляд:

$$\Delta = \begin{vmatrix} -1 & U(kz) & V(kz) \\ 0 & S(kh) & T(kh) \\ 0 & V(kh) & S(kh) \end{vmatrix}.$$

Розкриваючи даний визначник по першому стовпцю, матимемо:

$$\Delta = T(kh)V(kh) - S^2(kh). \quad (46)$$

або, після переходу до елементарних функцій, отримаємо вираз:

$$\Delta = -\frac{1}{2}(1 + \operatorname{ch} kh \cos kh).$$

З системи (45) визначаємо $\psi(z)$:

$$\psi(z) = -\frac{1}{\Delta k^3 EJ} \begin{vmatrix} 0 & U(kz) & V(kz) \\ T[k(h - z_1)] & S(kh) & T(kh) \\ S[k(h - z_1)] & V(kh) & S(kh) \end{vmatrix}, \quad 0 \leq z \leq z_1,$$

$$\psi(z) = -\frac{1}{\Delta k^3 EJ} \begin{vmatrix} V[k(z - z_1)] & U(kz) & V(kz) \\ T[k(h - z_1)] & S(kh) & T(kh) \\ S[k(h - z_1)] & V(kh) & S(kh) \end{vmatrix}, \quad z_1 \leq z \leq h.$$

Розкриваючи отримані визначники, знаходимо:

$$\begin{aligned} \psi(z) = & \frac{U(kz)}{\Delta k^3 EJ} \left\{ T[k(h-z_1)]S(kh) - T(kh)S[k(h-z_1)] \right\} - \\ & - \frac{V(kz)}{\Delta k^3 EJ} \left\{ T[k(h-z_1)]V(kh) - S[k(h-z_1)]S(kh) \right\}, \quad 0 \leq z \leq z_1, \end{aligned} \quad (47)$$

$$\begin{aligned} \psi(z) = & - \frac{V[k(z-z_1)]}{\Delta k^3 EJ} \left\{ S^2(kh) - T(kh)V(kh) \right\} + \\ & + \frac{U(kz)}{\Delta k^3 EJ} \left\{ T[k(h-z_1)]S(kh) - T(kh)S[k(h-z_1)] \right\} - \\ & - \frac{V(kz)}{\Delta k^3 EJ} \left\{ T[k(h-z_1)]V(kh) - S[k(h-z_1)]S(kh) \right\}, \quad z_1 \leq z \leq h. \end{aligned} \quad (48)$$

Введемо позначення:

$$\frac{T[k(h-z_1)]S(kh) - T(kh)S[k(h-z_1)]}{\Delta k^3 EJ} = B, \quad (49)$$

$$\frac{T[k(h-z_1)]V(kh) - S[k(h-z_1)]S(kh)}{\Delta k^3 EJ} = G, \quad (50)$$

$$\frac{S^2(kh) - T(kh)V(kh)}{\Delta k^3 EJ} = K. \quad (51)$$

Підставляючи вирази (49), (50), (51) у вирази (47), (48), отримаємо:

$$\psi(z) = BU(kz) - GV(kz), \quad 0 \leq z \leq z_1, \quad (52)$$

$$\psi(z) = -KV[k(z-z_1)] + BU(kz) - GV(kz), \quad z_1 \leq z \leq h. \quad (53)$$

Визначаємо далі коефіцієнти M, N, L , що входять до виразу (42).

Підставляючи вирази (52), (53) у вираз (37), знаходимо значення коефіцієнта M :

$$\begin{aligned} M = & \rho \pi t g^2 \gamma \int_0^{z_1} [BU(kz) - GV(kz)]^2 z^2 dz + \\ & + \rho \pi t g^2 \gamma \int_{z_1}^h \left\{ -KV[k(z-z_1)] + BU(kz) - GV(kz) \right\}^2 z^2 dz. \end{aligned} \quad (54)$$

Для визначення коефіцієнта N знаходимо другі похідні від виразів (52), (53).

$$\psi''(z) = Bk^2 S(kz) - Gk^2 T(kz), \quad 0 \leq z \leq z_1, \quad (55)$$

$$\psi''(z) = -Kk^2 T[k(z-z_1)] + Bk^2 S(kz) - Gk^2 T(kz), \quad z_1 < z \leq h. \quad (56)$$

Підставляючи вирази (55), (56) у вираз (38), знаходимо значення коефіцієнта N :

$$\begin{aligned} N = & \frac{E \pi t g^4 \gamma}{4} \int_0^{z_1} k^4 [BS(kz) - GT(kz)]^2 z^4 dz + \\ & + \frac{E \pi t g^4 \gamma}{4} \int_{z_1}^h k^4 \left\{ -KT[k(z-z_1)] + BS(kz) - GT(kz) \right\}^2 z^4 dz. \end{aligned} \quad (57)$$

Значення коефіцієнта L знаходимо підстановкою виразів (52), (53) у вираз (39):

$$L = \int_0^{z_1} [H\sigma_1(z - z_1) - \pi c z \operatorname{tg} \gamma] \cdot [BU(kz) - GV(kz)] dz + \int_{z_1}^h [H\sigma_1(z - z_1) - \pi c z \operatorname{tg} \gamma] \left\{ -KV[k(z - z_1)] + BU(kz) - GV(kz) \right\} dz. \quad (58)$$

Обчислення коефіцієнтів M і N можна здійснити за допомогою ПЕОМ, або безпосередньо інтегруючи функції Крилова, або після переходу до елементарних функцій згідно виразів (26).

Оскільки у вираз (58) для знаходження коефіцієнта L входить імпульсивна функція $\sigma_1(z - z_1)$, яка не відноситься до класичних функцій, то обчислимо інтеграли, що входять до зазначеного виразу, аналітичним способом.

Розглянемо спочатку наступний інтеграл:

$$\int_0^{z_1} H\sigma_1(z - z_1) \cdot [BU(kz) - GV(kz)] dz.$$

Враховуючи означення і властивості функції $\sigma_1(z - z_1)$, можемо написати:

$$\begin{aligned} \int_0^{z_1} H\sigma_1(z - z_1) [BU(kz) - GV(kz)] dz &= \lim_{\substack{\varepsilon \rightarrow 0 \\ \varepsilon > 0}} \int_0^{z_1 - \varepsilon} H\sigma_1(z - z_1) [BU(kz) - GV(kz)] dz + \\ &+ \lim_{\substack{\varepsilon \rightarrow 0 \\ \varepsilon > 0}} \int_{z_1 - \varepsilon}^{z_1 + \varepsilon} H\sigma_1(z - z_1) [BU(kz) - GV(kz)] dz = \\ &= 0 + H [BU(kz_1) - GV(kz_1)] \cdot \lim_{\substack{\varepsilon \rightarrow 0 \\ \varepsilon > 0}} \int_{z_1 - \varepsilon}^{z_1 + \varepsilon} \sigma_1(z - z_1) dz. \end{aligned}$$

Оскільки

$$\lim_{\substack{\varepsilon \rightarrow 0 \\ \varepsilon > 0}} \int_{z_1 - \varepsilon}^{z_1 + \varepsilon} \sigma_1(z - z_1) dz = 1,$$

то отримуємо:

$$\int_0^{z_1} H\sigma_1(z - z_1) [BU(kz) - GV(kz)] dz = H [BU(kz_1) - GV(kz_1)]. \quad (59)$$

Слід відмітити, що на інтервалах $[z_1 - \varepsilon, z_1 + \varepsilon]$ функція $\psi(z)$ має різні аналітичні вирази ((52) і (53) відповідно), проте при $\varepsilon \rightarrow 0$ границі цих виразів співпадають і дорівнюють

$$\psi(z_1) = BU(kz_1) - GV(kz_1).$$

Тому при інтегруванні виразу

$$\lim_{\substack{\varepsilon \rightarrow 0 \\ \varepsilon > 0}} \int_{z_1 - \varepsilon}^{z_1 + \varepsilon} H\sigma_1(z - z_1) \cdot \psi(z) dz$$

можна вибрати будь-який із зазначених виразів для функції $\psi(z)$, наприклад (52).

Обчислимо далі наступний інтеграл виразу (58):

$$\begin{aligned} \int_{z_1}^h H\sigma_1(z - z_1) \left\{ -KV[k(z - z_1)] + BU(kz) - GV(kz) \right\} dz = \\ = \lim_{\substack{\varepsilon \rightarrow 0 \\ \varepsilon > 0}} \int_{z_1 + \varepsilon}^h H\sigma_1(z - z_1) \left\{ -KV[k(z - z_1)] + BU(kz) - GV(kz) \right\} dz = 0, \end{aligned} \quad (60)$$

оскільки на інтервалі $(z_1 + \varepsilon, h]$

$$\sigma_1(z - z_1) = 0.$$

Знайдемо далі значення інтегралу

$$\int_0^{z_1} \pi c z \operatorname{tg} \gamma [BU(kz) - GV(kz)] dz.$$

Застосувавши метод інтегрування за частинами отримаємо:

$$\begin{aligned} \int_0^{z_1} \pi c z \operatorname{tg} \gamma [BU(kz) - GV(kz)] dz &= \frac{c\pi z_1}{k} \operatorname{tg} \gamma \cdot [BV(kz_1) - GS(kz_1)] - \\ &- \frac{c\pi}{k^2} \operatorname{tg} \gamma [BS(kz_1) - GT(kz_1) - 1]. \end{aligned} \quad (61)$$

Аналогічно обчислюємо наступний інтеграл:

$$\begin{aligned} \int_{z_1}^h \pi c z \operatorname{tg} \gamma \cdot \left\{ -KV[k(z - z_1)] + BU(kz) - GV(kz) \right\} dz &= \\ &= \frac{c\pi h}{k} \cdot \operatorname{tg} \gamma \left\{ -KS[k(h - z_1)] + BV(kh) - GS(kh) \right\} - \\ &- \frac{c\pi z_1}{k} \operatorname{tg} \gamma \cdot [-K + BV(kz_1) - GS(kz_1)] - \\ &- \frac{c\pi}{k^2} \operatorname{tg} \gamma \cdot \left\{ -KT[k(h - z_1)] + BS(kh) - GT(kh) \right\} + \frac{c\pi}{k^2} \operatorname{tg} \gamma [BS(kz_1) - GT(kz_1)]. \end{aligned} \quad (62)$$

Підставивши значення інтегралів (59)-(62) у вираз (58), отримаємо:

$$\begin{aligned} L &= H[BV(kz_1) - GS(kz_1)] - \frac{c\pi z_1 \operatorname{tg} \gamma}{k} \cdot [BV(kz_1) - GS(kz_1)] + \\ &+ \frac{c\pi \operatorname{tg} \gamma}{k^2} \cdot [BS(kz_1) - GT(kz_1) - 1] - \\ &- \frac{c\pi h \operatorname{tg} \gamma}{k} \cdot \left\{ -KS[k(h - z_1)] + BV(kh) - GS(kh) \right\} + \\ &+ \frac{c\pi z_1 \operatorname{tg} \gamma}{k} \cdot [-K + BV(kz_1) - GS(kz_1)] + \\ &+ \frac{c\pi \operatorname{tg} \gamma}{k^2} \cdot \left\{ -KT[k(h - z_1)] + BS(kh) - GT(kh) \right\} - \\ &- \frac{c\pi \operatorname{tg} \gamma}{k^2} \cdot [BS(kz_1) - GT(kz_1)]. \end{aligned} \quad (63)$$

Підставляючи вирази (54), (57) та (63) у вираз (42), отримаємо необхідне значення параметра α , при якому функціонал (34) матиме стаціонарне значення. Отже, враховуючи вирази (35), (52) і (53), отримаємо вираз для форми вимушених поперечних коливань тіла коренеплоду, закріпленого у ґрунті.

Зазначені вирази мають наступний вигляд:

$$\begin{aligned} \varphi(z) &= \alpha \cdot [BU(kz) - GV(kz)], & 0 \leq z \leq z_1, \\ \varphi(z) &= \alpha \cdot \left\{ -KV[k(z - z_1)] + BU(kz) - GV(kz) \right\}, & z_1 \leq z \leq h, \end{aligned} \quad (64)$$

де α визначається згідно виразу (42).

Підставивши вираз (64) у вираз (31), остаточно отримаємо закон вимушених поперечних коливань тіла коренеплоду, закріпленого у ґрунті:

$$y(z,t) = \alpha [BU(kz) - GV(kz)] \sin \omega t, \quad 0 \leq z \leq z_1,$$

$$y(z,t) = \alpha \left\{ -KV[k(z - z_1)] + BU(kz) - GV(kz) \right\} \sin \omega t, \quad z_1 \leq z \leq h. \quad (65)$$

Зупинимось далі на визначенні деяких величин, що входять у отримані вище вирази.

Оскільки за базисні функції взяті форми вимушених поперечних коливань стержня постійної жорсткості EJ , то необхідно визначити зазначену величину. Очевидно, що стержнем постійної жорсткості при $E = \text{const}$ є, наприклад, стержень циліндричної форми. Тому будемо вважати, що згаданий стержень має форму прямого кругового циліндра для якого осьовий момент інерції його поперечного перерізу дорівнює:

$$J = \frac{\pi r_{cm.}^4}{4}, \quad (66)$$

де $r_{cm.}$ - радіус стержня.

Будемо також вважати, що маса стержня дорівнює масі коренеплоду, а отже стержень і коренеплід матимуть однакові інерційні властивості. Якщо до того ж припустити, що густина матеріалу стержня дорівнює густині коренеплоду ρ , то при однакових масах стержень і коренеплід повинні мати однаковий об'єм. Припустимо також, що стержень і коренеплід мають одну і ту ж саму довжину h . Оскільки коренеплід уявлено у вигляді прямого кругового конуса, а стержень – прямого кругового циліндра, то має місце наступне співвідношення для їхніх об'ємів:

$$\frac{1}{3} \pi r_{\kappa}^2 \cdot h = \pi r_{cm.}^2 h, \quad (67)$$

де r_{κ} - радіус коренеплоду (основи конуса).

З останнього співвідношення знаходимо:

$$r_{cm.} = \frac{r_{\kappa}}{\sqrt{3}}.$$

Тоді, враховуючи (66), отримаємо:

$$J = \frac{\pi r_{\kappa}^4}{36}.$$

Будемо також вважати, що модуль Юнга для матеріалу стержня дорівнює модулю Юнга для коренеплоду і дорівнює E .

Таким чином, жорсткість стержня буде дорівнювати:

$$EJ = \frac{\pi r_{\kappa}^4 \cdot E}{36}, \quad (68)$$

або, враховуючи, що $r_{\kappa} = h \cdot \text{tg} \gamma$, остаточно матимемо:

$$EJ = \frac{\pi h^4 \cdot \text{tg}^4 \gamma \cdot E}{36}. \quad (69)$$

Погонну масу μ стержня визначаємо наступним чином. В силу припущення, що маси стержня і коренеплоду рівні, знаходимо масу m стержня:

$$m = \frac{1}{3} \pi r_{\kappa}^2 \cdot h \rho,$$

тоді

$$\mu = \frac{m}{h} = \frac{1}{3} \pi r_{\kappa}^2 \rho,$$

або

$$\mu = \frac{1}{3} \pi h^2 \cdot tg^2 \gamma \cdot \rho.$$

Після цього можливо визначити величину k , що дорівнює:

$$k = \sqrt[4]{\frac{\mu \omega^2}{EJ}}. \quad (70)$$

За результатами приведених вище теоретичних досліджень вимушених поперечних коливань тіла коренеплоду можна побудувати алгоритм розрахунку зазначених коливань на ПЕОМ.

Даний алгоритм складається з наступних етапів:

1. Задаємо вихідні дані, необхідні для розрахунку, а саме: довжину коренеплоду h , кут його конусності γ , модуль Юнга E , густину ρ , амплітуду H збурювальної сили, частоту ω збурювальної сили, коефіцієнт c пружної деформації ґрунту, координату точки захвату z_1 .

2. Обчислюємо величину EJ згідно виразу (68).

3. Обчислюємо величину k згідно виразу (70).

4. Знаходимо визначник Δ згідно виразу (46).

5. Обчислюємо коефіцієнти B, G, K згідно виразів (49), (50), (51) відповідно.

6. Визначаємо коефіцієнти M, N, L згідно виразів (54), (57), (63) відповідно.

7. Обчислюємо параметр α згідно виразу (42).

8. Обчислюємо форму (амплітуду) вимушених поперечних коливань згідно виразів (64) для ряду поперечних перерізів тіла коренеплоду (для ряду значень z).

Результатом розрахунку буде графік, що покаже залежність амплітуди вимушених поперечних коливань тіла коренеплоду від величини амплітуди H збурювальної сили.

Висновки:

1. Розроблені основні положення теорії поперечних коливань тіла коренеплоду при вібраційному його викопуванні для випадку, коли збурювальні сили співпадають з напрямком поступального переміщення викопуючого робочого органу.

2. Використовуючи варіаційний принцип Остроградського – Гамільтона, отримані аналітичні вирази для обчислення власних частот вільних поперечних коливань та амплітуди вимушених поперечних коливань тіла коренеплоду для будь-якого його поперечного перерізу.

3. Розроблено алгоритм розрахунку, згідно якого, підставляючи в отримані аналітичні вирази значення конкретних параметрів коренеплодів (наприклад, цукрового буряку), можна визначити форму (амплітуду) вимушених поперечних коливань для ряду поперечних перерізів тіла коренеплоду в залежності від величини амплітуди збурювальної сили.

4. Результати проведених аналітичних досліджень використані при розробці нових конструкцій вібраційних виконуючих робочих органів.

Список літератури

- 1 Дубровский А.А. Вибрационная техника в сельском хозяйстве. – М.: Машиностроение, 1968. – 204 с.
- 2 Василенко П.М., Погорелый Л.В., Брей В.В. Вибрационный способ уборки коренеплодов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1970, №2. – С. 9-13.
- 3 Брей В.В. Исследование и разработка механизированного процесса извлечения из почвы корней сахарной свеклы. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – К.: УСХА, 1972. – 196 с.

- 4 Свеклоуборочные машины (конструирование и расчёт) // Л.В. Погорелый, Н.В. Татьянко, В.В. Брей и др.; Под общ. ред. Л.В. Погорелого.– К.: Техніка, 1983. –168 с.
- 5 Булгаков В.М., Головач І.В., Войтюк Д.Г. Теорія вібраційного викопування коренеплодів. – Механізація сільськогосподарського виробництва: Збірник наукових праць національного аграрного університету. Том XV, К.: НАУ. – 2003. – С. 45-85.
- 6 Булгаков В.М., Головач І.В., Войтюк Д.Г. Теорія повздовжніх коливань коренеплоду при вібраційному вилученні з ґрунту. – Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства: Механізація сільськогосподарського виробництва: Збірник наукових праць, Випуск 20. Харків: ХДТУСГ, 2003. – С. 216-240.
- 7 Булгаков В.М., Головач І.В. Використання вібраційних робочих органів при викопуванні коренеплодів цукрових буряків // Вісник аграрної науки, 2004, №2. –С.40-45.
- 8 Булгаков В.М., Головач І.В., Войтюк Д.Г. Теорія поперечних коливань коренеплоду при вібраційному викопуванні. – Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Випуск 18. Мелітополь, 2004.– С. 8-24.
- 9 Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1968. – 560 с.

Создана теория поперечных колебаний закрепленного в почве корнеплода, которые происходят под действием гармонической возмущающей силы, направленной перпендикулярно к оси корнеплода вдоль поступательного движения выкапывающего рабочего органа. На основании использования вариационного принципа Остроградского-Гамильтона получено уравнение собственных частот свободных поперечных колебаний и аналитическое выражение для определения амплитуды вынужденных поперечных колебаний тела корнеплода, закрепленного в почве.

The theory of lateral oscillations of a root crop, fixed in soil which occur under act of the harmonic disturbing force directed perpendicularly to a root crop axis along a translational motion of the digging out tool is created. Based on the Ostrogradskii - Hamilton variational principle the equation of fundamental frequencies of free lateral oscillations and an analytical form for definition of forced lateral oscillations amplitude of a root crop body, fixed in soil is received.

Одержано 10.07.05

Д.Г. Войтюк, проф., канд. техн. наук, В.П. Ковбаса, доц., канд. техн. наук

Національний аграрний університет;

О.В. Гуцаленко, канд. техн. наук

Вінницький державний аграрний університет

Нова концепція оптимізації параметрів грунтообробних робочих органів

Викладені основні положення нової концепції оптимізації параметрів та режимів роботи грунтообробних робочих органів на основі вирішення просторових задач контактної взаємодії робочий орган-грунт. Застосування концепції дозволяє знизити енергомісткість робочих органів не менше як на 15% при покращенні якості обробітку ґрунту.

параметри робочих органів, суцільне пружно-в'язкопластичне середовище, напружено-деформований стан, тензор напружень, девіаторна складова тензора, фізичні рівняння зв'язку, просторова контактна задача, критерій вигляду напружено-деформованого стану, потенціальні гармонічні функції, функція оптимізації

Зниження собівартості та підвищення продуктивності рослинництва може бути досягнуте шляхом зниження енергомісткості та підвищення якості одного з найбільш енергомістких процесів – обробітку ґрунту. Знизити енергомісткість обробітку ґрунту при забезпеченні агротехнічних вимог до нього можливо лише на основі глибокого аналізу процесів, які відбуваються у ґрунті при його механічному обробітку.

В класичній землеробській механіці використовуються методи аналізу взаємодії робочих органів з ґрунтом, які не дозволяють встановити функціональні зв'язки параметрів та режимів роботи робочих органів зі змінами технологічних властивостей оброблюваного середовища. Це пов'язане із формалізацією ґрунту як об'єкту, на який спрямована дія робочих органів у вигляді середовищ та тіл, механіка яких не може відображати зміни властивостей з умов їх існування, та законів і постулатів, які покладені в основи їх механічної поведінки.

Ґрунтова класифікація моделей формалізації ґрунту як об'єкту, на який спрямована дія грунтообробних робочих органів, виконана академіком Кушнар'євим А.С. Згідно цієї класифікації, найбільш поширеними методами формалізації ґрунту є формалізація абсолютно твердим тілом, сипким дискретним середовищем, ідеально пружним суцільним середовищем, а також методи теорії подібності та розмірностей [1]. Недоліки та наслідки такої формалізації висвітлені академіком Кушнар'євим А.С. Крім того, рішення задач механізації обробітку ґрунту, в основу яких покладені ці методи формалізації, зводяться здебільшого до визначення реакції ґрунту на робочий орган і не можуть пояснити змін технологічних властивостей оброблюваного середовища. Найбільш адекватною слід вважати формалізацію ґрунту як суцільного пружно-в'язкопластичного середовища, в межах механіки якого можуть бути отримані функціональні зв'язки параметрів та режимів роботи грунтообробних робочих органів зі змінами технологічних властивостей [1]. Такі методи формалізації набули широкого застосування наприкінці минулого століття [3,4,5].

Використання моделі суцільного пружно-в'язкопластичного середовища при аналізі взаємодії робочих органів з ґрунтом дозволяє встановити функціональні зв'язки параметрів робочих органів зі зміною технологічних властивостей ґрунту. Однак, відомі рішення можуть бути застосовані лише для описання робочих органів

осесиметричної форми, оскільки ці рішення мають плоский характер [1,2] і навіть поєднання двох плоских рішень суперечить основному принципу механіки суцільного середовища, а саме, сумісності дії деформацій.

Для процесів взаємодії робочих органів з ґрунтом дуже суттєвим є просторова постановка задач, оскільки зміни технологічних властивостей відбуваються у тримірному напівпросторі ґрунтового середовища навіть під дією робочих органів, геометрична форма яких може вважатися плоскою. Зміни технологічних властивостей ґрунту, які відбуваються внаслідок механічної дії на нього робочих органів, пов'язані зі зміною елементарних об'ємів та їх девіацією. Ці зміни викликають збільшення або зменшення об'ємної маси (густини) ґрунту та функціонально пов'язаного з нею питомим об'ємом його сухої фази – BWV. Остання має тісний кореляційний зв'язок із співвідношеннями максимального та мінімального головних напружень σ_1, σ_3 (рис.1.а), а отже і інваріантами повного тензора напружень $\sigma_m, \tau_{\max}$ (рис.1.а) [2].

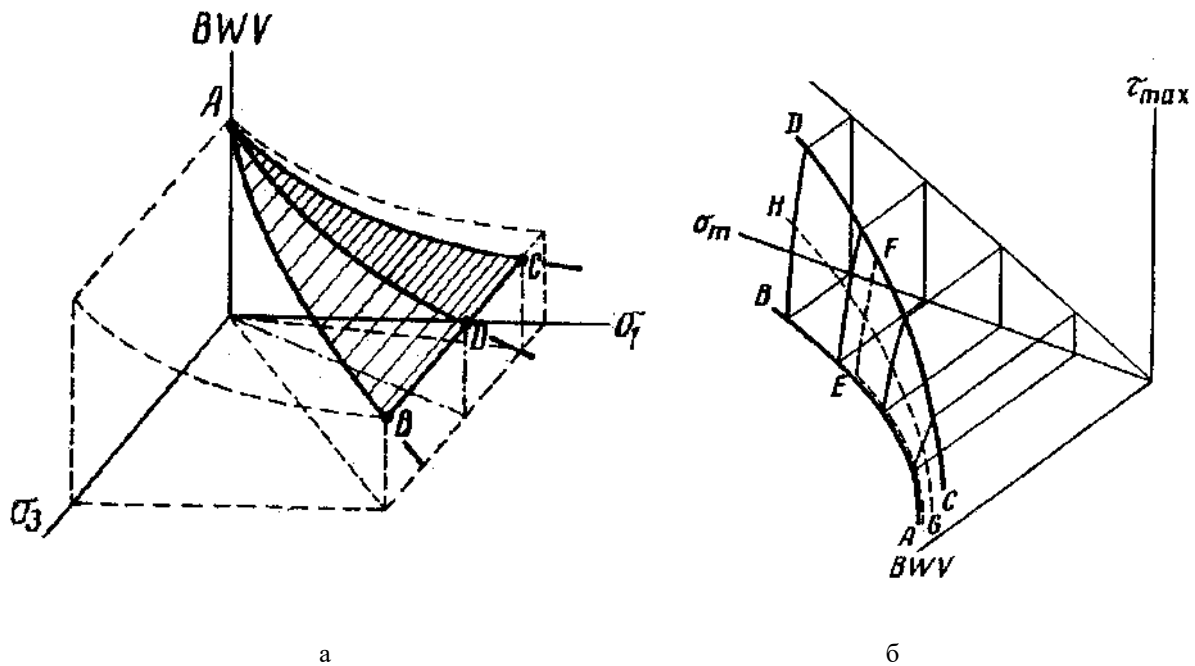


Рисунок 1 – Зв'язок між BWV головними напруженнями (а) та інваріантами напружень у ґрунті (б)

Співвідношення між інваріантами напружень в елементарному об'ємі ґрунту характеризуються параметром вигляду напружено-деформованого стану [6,7], і є величиною:

$$\mu = -\frac{\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z}{\sqrt{\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2}}, \quad (1)$$

де $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ -- компоненти повного тензора напружень.

Інтегральна по деформованому об'єму ґрунтового середовища функція являється критерієм оптимізації параметрів та режимів роботи робочих органів, оскільки вигляд функції (1) повністю визначає можливі зміни властивостей ґрунту, причому при $\mu \rightarrow -\infty$ -- розтягнення, $\mu \rightarrow \infty$ -- стискання, $\mu = 0$ -- чистий зсув. Отже, для забезпечення зростання BWV (розпушення) величина параметру вигляду напружено-деформованого стану повинна $\mu \rightarrow -\infty$, для ущільнення ґрунту -- $\mu \rightarrow +\infty$.

Зміни величини компонент напружень залежать від умов навантаження ґрунтового середовища робочим органом ґрунтообробної машини, тобто від умов на поверхні контакту робочий орган-ґрунт. Оскільки з умов взаємодії робочих органів ґрунтообробних машин з ґрунтом відома лише швидкість переміщення машини, то в якості початкових умов можуть виступати компоненти швидкостей переміщень точок ґрунту на поверхні контакту. В загальному випадку поверхня робочого органу може бути представлена неявним рівнянням в системі координат $\xi\eta\zeta$, яка співпадає за початком координат та напрямками осей з системою координат ґрунтового напівпростору xuz :

$$f = \xi - sl + b(\eta - bs)^\beta + c(\zeta - H)^\gamma. \quad (2)$$

Використання напрямних косинусів поверхні (2) дозволяє визначити компоненти швидкостей переміщень точок ґрунтового напівпростору на поверхні контакту у проєкціях на відповідні осі координат ґрунтового напівпростору [8]. Подальше застосування рішення Тедоне з використанням чотирьох гармонічних потенціальних функцій (три з яких є потенціалами подвійного шару, а четверта об'ємною деформацією) дозволяє визначити компоненти швидкостей переміщень точок ґрунтового середовища на відстані від поверхні робочого органу в залежності від параметрів функції поверхні (2). Подальше використання геометричних рівнянь Коші для пружного середовища дозволяє шляхом диференціювання компонент швидкостей переміщень по напрямках визначити компоненти повного тензора деформацій ґрунту в залежності від параметрів робочого органу. Можливість застосування рішення в пружній постановці ґрунтується на тому, що величини деформацій ґрунту до порушення суцільності мають другий порядок малості, що дозволяє нехтувати адитивними складовими другого порядку у геометричних рівняннях руху пластичного середовища.

Для отримання компонент напружень, що входять до функції критерію оптимізації (2), необхідно застосувати фізичні рівняння зв'язку напружень з деформаціями, в які входять постійні механічних властивостей ґрунту. Причому, ці фізичні рівняння описують зв'язок напружень з деформаціями в двох фазах деформування ґрунту – фазі зворотних в'язко-пружних деформацій та фазі в'язкопластичної течії. Такими фізичними рівняннями за результатами наших досліджень є функція:

$$\sigma_{ij}^{KV} = \frac{\sigma_s \text{Sign}[\dot{\varepsilon}_{ij}] \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\pi} \arctg[k \dot{\varepsilon}_{ij}] \right) + \mu \dot{\varepsilon}_{ij}}{\frac{2Gt(v+1)}{E^{\mu(v-1)} + 1}}; \quad \tau_{ij}^{KV} = \frac{\tau_s \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\pi} \arctg[k \dot{\gamma}_{ij}] \right) + \mu \dot{\gamma}_{ij}}{\frac{Gt}{E^\eta} + 1}, \quad (3)$$

де σ_{ij} -- компоненти напружень;

$\dot{\varepsilon}_{ij}, \dot{\gamma}_{ij}$ -- компоненти швидкостей деформацій;

σ_s, τ_s -- граничні значення пластичності середовища;

ν -- коефіцієнт Пуассона;

G -- модуль пружності при зсувних деформаціях;

μ -- коефіцієнт в'язкості.

Механічна модель такого середовища являє собою послідовно з'єднані через стопор $\langle \varepsilon \rangle$ тіла Кельвіна-Фойгта та Бінгама (рис.2).

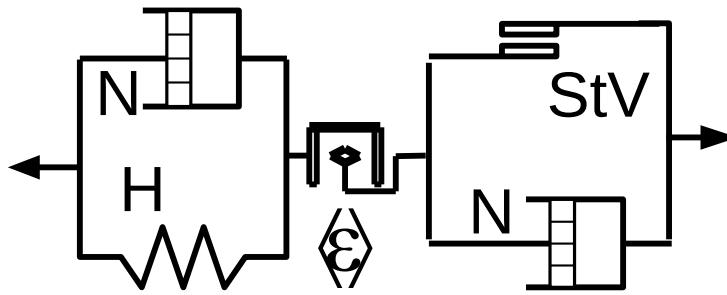


Рисунок 2 – Механічна модель ґрунту KV для двох фаз деформування

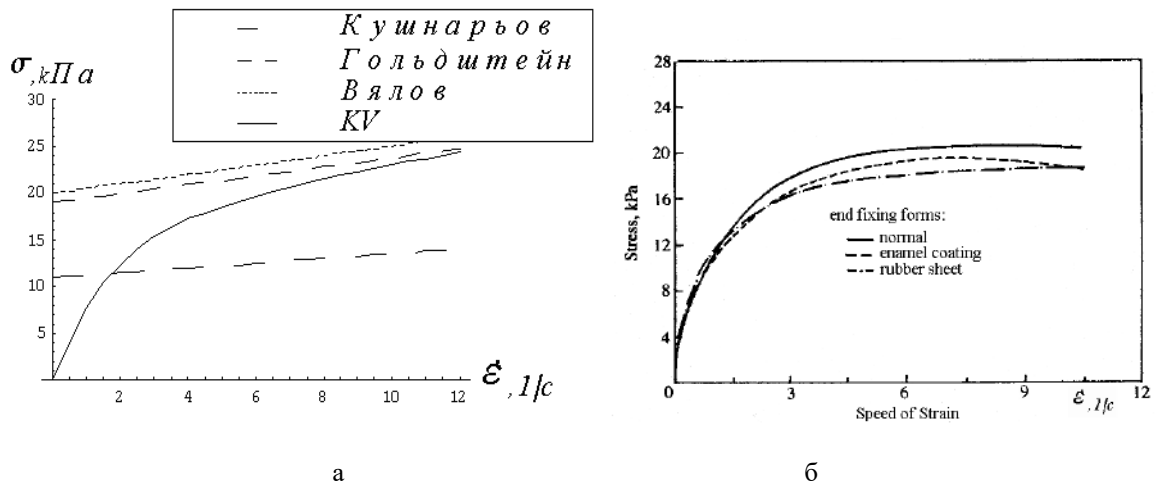


Рисунок 3 – Зв'язок напружень з деформаціями для найбільш поширених моделей (а) та за результатами експериментів Wacław Kolodziej, Jan Pirog [10]

Відомі значення компонент швидкостей деформацій [6,7,8] разом з фізичними рівняннями (3) дозволяють отримати функціональні зв'язки параметрів ґрунтообробного робочого органу з напруженнями у ґрунті з певними механічними властивостями: модулем пружності зсувних деформацій G , граничним значенням пластичності σ_s , коефіцієнтом Пуассона ν та коефіцієнтом в'язкості μ [9]. Отримані значення компонент напружень дозволяють одержати функцію оптимізації параметрів робочих органів в аналітичному вигляді.

Функція оптимізації має дуже громіздкий вигляд, тому привести її в повному обсязі в межах статті неможливо. В загальному вигляді вона має вигляд: $I\mu = \Phi(h_1, h_2, b_1, b_2, b, \beta, c, \gamma, G, \sigma_s, \mu, \nu, Um...)$, де h_1, h_2, b_1, b_2 -- геометричні розміри робочого органу – висота та ширина, відповідно.

Отримана таким чином функція оптимізації дозволяє визначити оптимальні значення параметрів робочих органів ґрунтообробних машин.

При визначенні меж інтегрування функції $I\mu = \iiint_V \mu \, dx \, dy \, dz$ слід враховувати глибину ходу робочого органу та його ширину. Підінтегральною функцією μ у виразі для оптимізації є щільність розподілу вигляду напружено-деформованого стану ґрунту у напівпросторі.

Так, для пасивного робочого органу, поверхня якого задана функцією $f = \xi - sl + b(\eta - bs)^\beta + c(\zeta - H)^\gamma$, межі інтегрування визначаються наступним чином:

- в напрямку осі ox нижня границя інтегрування знаходиться на поверхні деформатора і відповідає $x = sl - b(\eta - bs)^\beta - c(\zeta - H)^\gamma$, верхня границя обмежена можливою областю деформування ґрунту у напрямку руху деформатора;

- в напрямку осі oz нижня межа інтегрування 0 ; що відповідає поверхні поля; а верхня повинна перевищувати висоту шару ґрунту перед робочим органом на деяку величину, тобто повинна становити $z \equiv h2 + h0$;

- в напрямку осі oy нижня межа інтегрування $y \equiv b1$, верхня межа інтегрування повинна перевищувати ширину (напівширину для симетричного) робочого органа $y \equiv b2 + b0$.

Параметрами оптимізації для пасивних робочих органів згідно отриманої вище функції для конкретних розмірів робочого органа: -висоти $h2 - h1$, ширини $b2 - b1$ при відомих значеннях властивостей ґрунту: -модуля пружності G , коефіцієнтів в'язкості μ , граничного напруження пластичності σ_s , є коефіцієнти та показники ступеня рівняння поверхні робочого органа $f = \xi - sl + b(\eta - bs)^\beta + c(\zeta - H)^\gamma$. При цьому для спрощення оптимізації форми одного робочого органа можна прийняти $sl = 0, bs = 0, H = 0$.

В зв'язку з громіздкістю виразу функції оптимізації доцільно скористатися методом прямого пошуку оптимуму. Наприклад, модифікованим методом Хука-Дживса. В загальному випадку оптимізація параметрів пасивних робочих органів ґрунтообробних машин за модифікованим методом Хука-Дживса [11] передбачає знаходження початкових значень параметрів оптимізації (змінних), після чого проводиться пошук оптимуму в різних напрямках від початкових значень.

Процедура оптимізації може бути представлена схемою, яка наведена нижче.

Ефективність процедури пошуку оптимальних значень параметрів оптимізації робочих органів ґрунтообробних машин в деякій мірі залежить від суб'єктивних факторів -- тобто інтуїції дослідника та правильності вибору значень $Um = Um_0$, $\beta = \beta_0$, $\gamma = \gamma_0$, $c = c_0$, $b = b_0$, або $Um = Um_0$, $R = R_0$, $r = r_0$, $\alpha = \alpha_0$, $\gamma = \gamma_0$. В кожному разі на підставі отриманих значень параметрів оптимізації необхідно обчислити енергомісткість роботи ґрунтообробного робочого органа. Ця енергомісткість для пасивного робочого органа може бути визначена з умов на поверхні контакту робочий орган-ґрунт як:

$$A = PUm, P = l \sqrt{Rx^2 + Ry^2 + Rz^2}, R_x = \int_{h1}^{h2} \int_{b1}^{b2} (\sigma_x l + \tau_{xy} m + \tau_{xz} n) d\eta d\xi;$$

$$R_y = \int_{h1}^{h2} \int_{\xi(h1)}^{\xi(h2)} (\sigma_y m + \tau_{yz} n + \tau_{xy} l) d\xi d\xi, R_z = \int_{b1}^{b2} \int_{\xi(h1)}^{\xi(h2)} (\sigma_z n + \tau_{xz} l + \tau_{yz} m) d\xi d\eta, \quad (4)$$

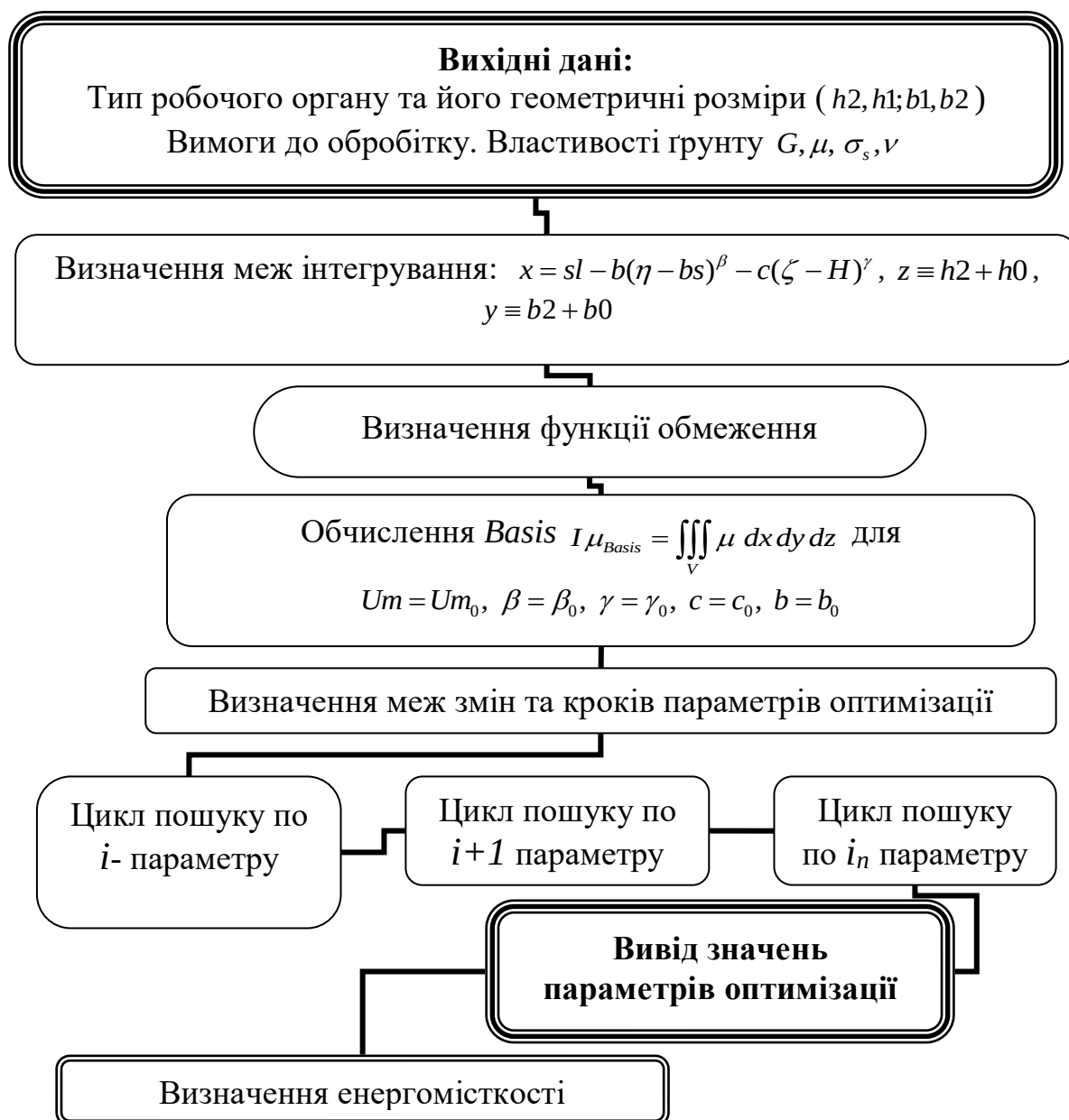
де l, m, n напрямні косинуси нормалі до поверхні робочого органа.

Для встановлення адекватності та ефективності методики оптимізації параметрів робочих органів була проведена експериментальна перевірка методики, яка передбачала:

- визначення оптимальних параметрів розпушуючих робочих органів ґрунтообробних машин для конкретних ґрунтово-кліматичних умов;

- виготовлення партії розпушуючих робочих органів з оптимальними параметрами;

- порівняльні випробування ґрунтообробних машин з серійними та оптимізованими робочими органами у польових умовах з визначенням енергомісткості та якості виконання процесу.



Оптимізація параметрів робочих органів проводилась для розпушувальних лап ґрунтообробного комбінованого агрегату АГ-6. Виготовлення оптимізованих робочих органів здійснювалось на ВАТ „БОРЕКС”.

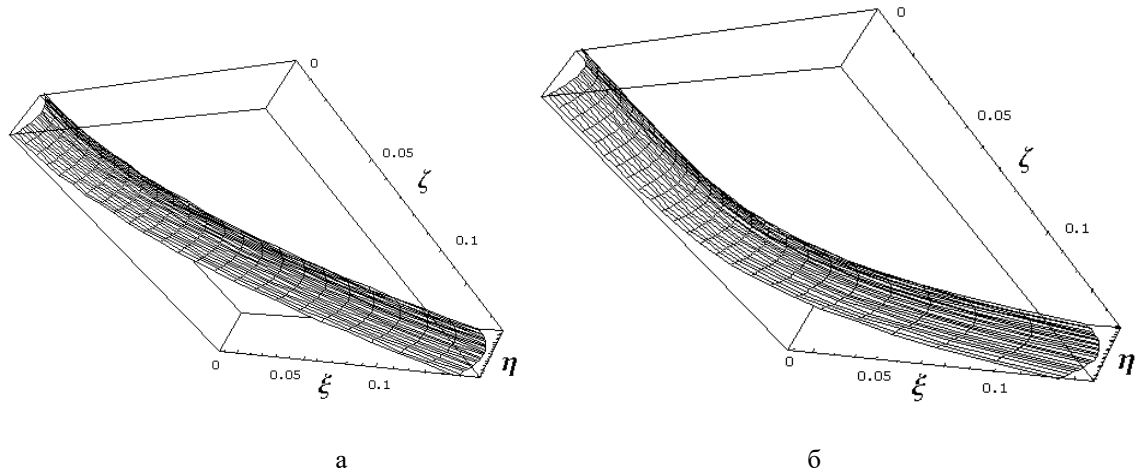
Порівняльна оцінка енергомості та якості виконання процесу обробітку ґрунту здійснювалась на експериментальній базі та із застосуванням апаратури ВАТ „БОРЕКС” у відповідності до державних та галузевих стандартів.

За результатами проведеної оптимізації параметрів розпушуючих робочих органів комбінованої ґрунтообробної машини АГ-6 були виготовлені робочі органи з оптимальними для конкретних ґрунтових умов параметрами.

Для порівняльної оцінки енергомості та якості обробітку ґрунту машинами з серійними робочими органами та оптимізованими до конкретних ґрунтових умов ґрунтообробна машина АГ-6 була обладнана виготовленими на ВАТ „БОРЕКС” робочими органами з параметрами, які отримані в результаті оптимізації за методикою, розробленою в даній роботі. Форма поверхні серійного $\xi = sl - 24(\eta)^2 + 5(\zeta)^2$

розпушуючого та оптимізованого $\xi = sl - 24(\eta)^2 + 1500(\zeta)^5$ робочих органів та їх загальний вигляд представлені на рис.4, 5.

В результаті проведених порівняльних випробувань оптимізованих розпушуючих робочих органів ґрунтообробної машини АГ-6 отримані результати, що наведені в таблиці (рівень надійної імовірності результатів становив $P = 0.90$).



а – серійного $\xi = sl - 24(\eta)^2 + 5(\zeta)^2$, б - оптимізованого $\xi = sl - 24(\eta)^2 + 1500(\zeta)^5$

Рисунок 4 – Поверхні розпушуючих робочих органів



а – серійного, б – оптимізованого

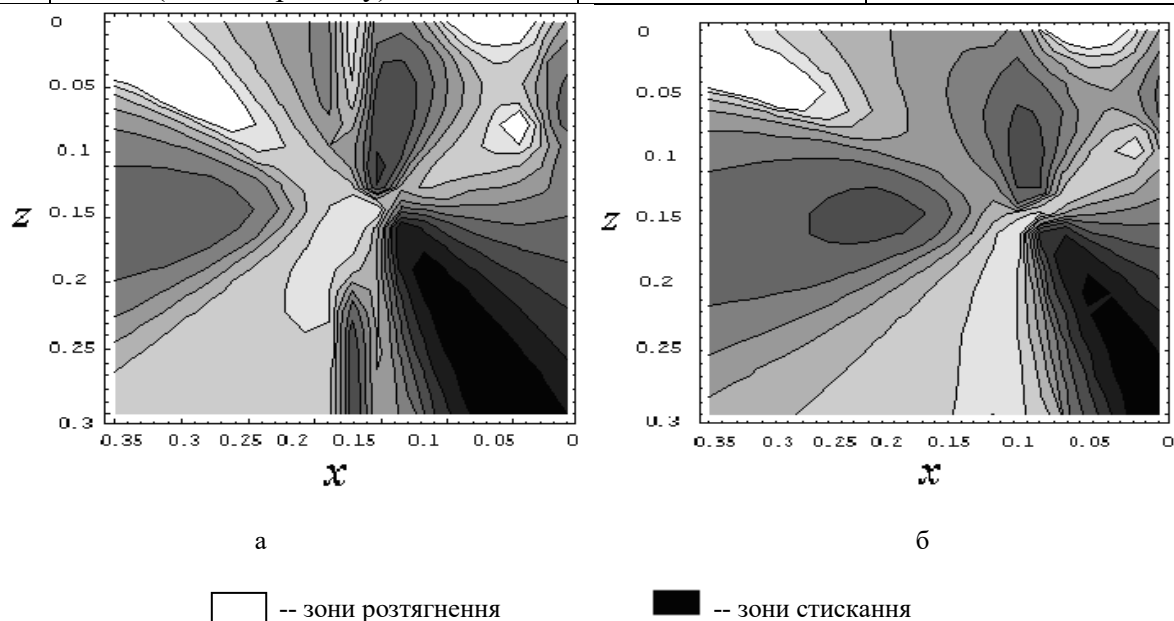
Рисунок 5 – Загальний вигляд розпушуючих робочих органів

Зниження тягового опору при використанні робочого органа з оптимальними для певних ґрунтових умов властивостями на 15% свідчить про ефективність застосування результатів проведених досліджень та ще раз підтверджує адекватність розробленої концепції оптимізації робочих органів. З механістичного погляду забезпечення зниження тягового опору та незначне підвищення BWV пояснюється змінами розподілу об'ємних деформацій та показника вигляду напруженого стану (рис.6) у ґрунтовому середовищі під дією серійного та оптимізованого розпушуючих робочих органів.

Крім того, зниження тягового опору буде ще більш суттєвим при застосуванні робочих органів із більшою глибиною ходу, про що свідчать графіки, наведені на рис. 7.

Таблиця – Результати порівняння енергомісткості та якості виконання обробітку ґрунту

Показник		Базовий робочий орган	Оптимізований робочий орган
1	Агрегат	Трактор ХТЗ-120+АГ-6	Трактор ХТЗ-120+АГ-6
2	Ширина захвату, м	6	6
3	Робоча швидкість, м/с	4.5	4.5
4	Глибина обробітку, м	0.15	0.15
5	Властивості ґрунту: тип ґрунту Модуль пружності об'ємних деформацій, МПа Коефіцієнт в'язкості об'ємних деформацій, кПа с Граничне напруження зсуву ґрунту, кПа	Середньо суглинковий 28-30 1,6-1,7 78-84	Середньо суглинковий 28-30 1,6-1,7 78-84
6	Питомий об'єм сухої фази ґрунту BWV (до обробітку), 10^{-4} м ³ /кг	6.5-7.2	6.5-7.2
7	Тяговий опір на один робочий орган, кН	0.385	0.320
8	Питомий об'єм сухої фази ґрунту BWV (після обробітку), 10^{-4} м ³ /кг	8.5-9.2	8.9-9.7



а – серійного, б – оптимізованого

Рисунок 6 – Характер розподілу величини параметру вигляду напружено-деформованого стану ґрунту під дією розпушуючих робочих органів

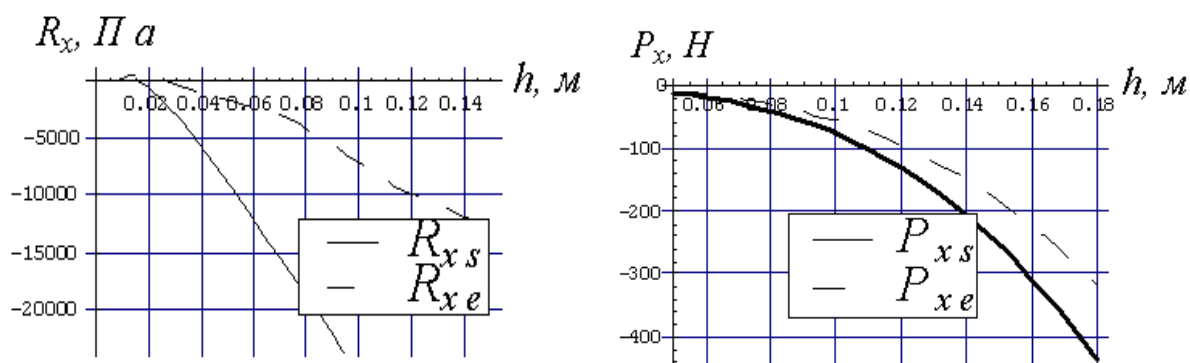


Рисунок 7 – Характер змін: горизонтальної складової тиску ґрунту на поверхню робочих органів (серійного R_{xs} , оптимізованого R_{xe}) та горизонтальної складової тягового опору робочих органів (серійного P_{xs} , оптимізованого P_{xe})

Список література

- 1 Кушнарев А.С., Кочев В.И. Механико-технологические основы обработки почвы.– К.: Урожай, 1989 – 144 с. Кулен А, Куиперс Х. Современная земледельческая механика. – М.: Агропромиздат, 1986. – 349 с.
- 2 Бабицкий Л.Ф. Біонічні напрямки розробки ґрунтообробних машин.– К.: Урожай, 1998. –164 с.
- 3 Панченко А.Н. Теория измельчения почв почвообрабатывающими орудиями. -- Днепропетровск. 1999, - 140 с.
- 4 Шевченко И.А., Рогач Ю.П. Математическая модель движения элементов почвы по криволинейной поверхности //Труды международной конф. «Моделирование процессов и технологического оборудования в с.х.». – Мелитополь: ТГАТА, 1994.- С. 31-34.
- 5 Ковбаса В.П. Про визначення критерію вигляду напружено-деформованого стану суцільного середовища //Вісник Харківського держ. техн. університету с.г. Вип.. 8, т. 2. Харків, 2001.– С.79-82.
- 6 Ковбаса В.П. Вплив геометричної форми деформатора на вигляд деформованого стану середовища //Наук. вісник НАУ. Вип. 49, Київ, 2002.– С.133-139.
- 7 Ковбаса В.П. Переміщення та деформації середовища перед робочим органом у просторі //Наук. вісник НАУ. Вип. 60, Київ, 2003.– С.198-203.
- 8 Ковбаса В.П., Дубровін В.О. Розподіл напружень та вигляд напруженого стану у ґрунтового напівпросторі перед пасивним робочим органом //Зб.наук.праць.- Дослідницьке: УкрЦВТ, 2003.- №6.- С.270-277.
- 9 Wacław Kolodziej, Jan Pirog. Substantial characterization of soil While Ballasted //Soil mechanics in agriculture. Warszawa, 1976. – P. 43-66.
- 10 Банди. Б. Методы оптимизации. – М.: Радио и связь, 1988. – 128 с.

Изложены основные положения новой концепции оптимизации параметров и режимов работы почвообрабатывающих рабочих органов на основе решения пространственных задач контактного взаимодействия рабочий орган-почва. Применение концепции позволяет снизить энергоемкость рабочих органов не менее чем на 15% при повышении качества обработки почвы.

The original positions of the new concept of optimization of parameters and duties of end-effectors for soil's handling on the basis of the solution of spatial problems of contact interaction an end-effectors with soil is enunciated in this article. The use of the concept allows to lower power consumption of end-effectors not less than on 15 % with pinch of quality of soil's handling.

Одержано 20.07.05

И.А. Цурпал, Н.Г. Чаусов проф. доктора техн. наук

Национальный аграрный университет, Киев

В.Н. Юрков, канд. техн. наук

Институт электросварки им. Е.О. Патона НАН Украины, Киев

Расчет оболочек, содержащих два пересекающихся разреза-трещины

В работе приведен численный анализ напряженно-деформированного состояния геометрически нелинейной двоякой кривизны полой оболочки, содержащей два пересекающихся посередине под прямым углом разреза-трещины. Длины разрезов-трещин относительно точки их пересечения могут быть различными. Построены графики, иллюстрирующие зависимость КИН от длин разрезов-трещин.

Механическое поведение оболочки с двумя пересекающимися разрезами-трещинами описывается геометрически нелинейной теорией, учитывающей поперечный сдвиг (модель Тимошенко). Реализация этой теории осуществляется МКЭ в варианте перемещений [1].

оболочка с разрезами-трещинами, процедура, подходы, графики, расчет КИН, погрешность

Рассматривается слабо нелинейная квадратная в плане полукруговая двоякой кривизны шарнирно опертая полая оболочка, содержащая в центре сквозные прямолинейные в плане два разреза-трещины, пересекающиеся посередине под прямым углом, имеющие длины $2l$ и $2L$. Декартова прямоугольная система координат расположена так, чтобы начало находилось в точке пересечения, оси X и Y совпадали с линиями разрезов-трещин, а вертикальная ось Z направлена по нормали к поверхности. На поверхность оболочки с разрезами-трещинами действует статическая равномерно распределенная нагрузка интенсивностью q .

Для этой оболочки с разрезами-трещинами необходимо определить напряженно-деформированное состояние у вершины разрезов-трещин. Амплитуда определяемых локальных полей у вершин разрезов-трещин контролируется коэффициентами интенсивности напряжений. В нашем случае, когда имеет место симметричное распределение напряжений у вершин разрезов-трещин, требуется определить КИН при нормальном отрыве, т.е. коэффициент K_I . Для его определения используем процедуру, изложенную в [1]. Эта процедура реализуется при помощи двух подходов [2–4]: вариационный нелинейно-энергетический подход конечных разностей (ВНЕПКР) и вариационный нелинейно-энергетический подход вариации трещин (ВНЭПВТ). Приведем формулы, описывающие эту процедуру

$$V = \frac{1}{2} \iint_S q r \, ds, \quad G = V_L, \quad K_I^2 = GE, \quad (1)$$

где V — потенциальная энергия геометрически нелинейной оболочки с разрезами-трещинами, вычисляемая согласно формулы, вытекающей из теоремы Клапейрона-Новожилова, а для линейной теории — из теоремы Клапейрона;

r — вектор смещений точек срединной поверхности оболочки с разрезами-трещинами;

S — поверхность, занятая внешней нагрузкой;

G — интенсивность освобождающейся энергии при увеличении длины разреза-трещины;

E — модуль упругости материала; нижний индекс обозначает производную по длине разреза.

Различие между ВНЕПКР и ВНЭПВТ заключается в том, что в первом подходе аналитический оператор дифференцирования аппроксимируется конечно-разностным

оператором, в связи с этим расчет необходимо производить как минимум для двух длин разрезов, а второй подход позволяет заменить процедуру аппроксимации способом виртуального роста трещины и сразу получить интенсивность потенциальной энергии для данной длины разреза. Поэтому ВНЭПВТ точнее и экономичнее, чем ВНЭПКР. В связи с этим, ВНЭПКР будет применяться для грубой сетки, а ВНЭПВТ — для густой.

Для численного исследования коэффициента K_I , рассматриваемой задачи, применим следующий прием: построим графики зависимости K_I от длины разреза-трещины при фиксированной длине одного из разрезов, в это время другой разрез может свободно расти, т.к. рассматривается симметричная задача, то на величину коэффициента K_I не влияет какой именно разрез зафиксирован; при изображении в виде графиков зависимости коэффициента K_I от $(l+L)/a$, одновременного движения двух разрезов-трещин, используем симметричность задачи, т.е. будем считать, что оба разреза прорастают одновременно на одну и ту же величину.

Физико-геометрические характеристики оболочки следующие: $h=0,01$ м, длина пролетов $a=0,4$ м, $\nu=0,3$.

Остановимся на задании внешних граничных условий оболочки и граничных условиях на поверхности разрезов-трещин. Шарнирное опирание внешнего контура оболочки задается следующим образом

$$u=0, \quad v=0, \quad w=0, \quad M=0, \quad N=0, \quad (2)$$

где u , v и w — перемещения в направлении осей X , Y и Z узлов сетки, дискретизирующей поверхность оболочки с разрезами-трещинами, расположенных на внешнем контуре;

M и N — изгибающие и крутящие моменты в узлах; т.е. задаются смешанные граничные условия.

На поверхности разрезов-трещин задаются условия

$$N=0, \quad T=0, \quad Q=0, \quad M=0, \quad H=0, \quad (3)$$

где N , T и Q — продольное, сдвигающее и поперечная силы, т.е. задаются однородные силовые условия.

А также необходимо задать условия на "бесконечности", выполняющиеся в области вершины разрезов-трещин

$$u/\rho \rightarrow 0, \quad v/\rho \rightarrow 0, \quad w/\rho \rightarrow 0, \quad \varphi/\rho \rightarrow 0, \quad \psi/\rho \rightarrow 0, \quad (4)$$

где φ и ψ — углы поворотов нормали, проведенной к срединной поверхности оболочки;

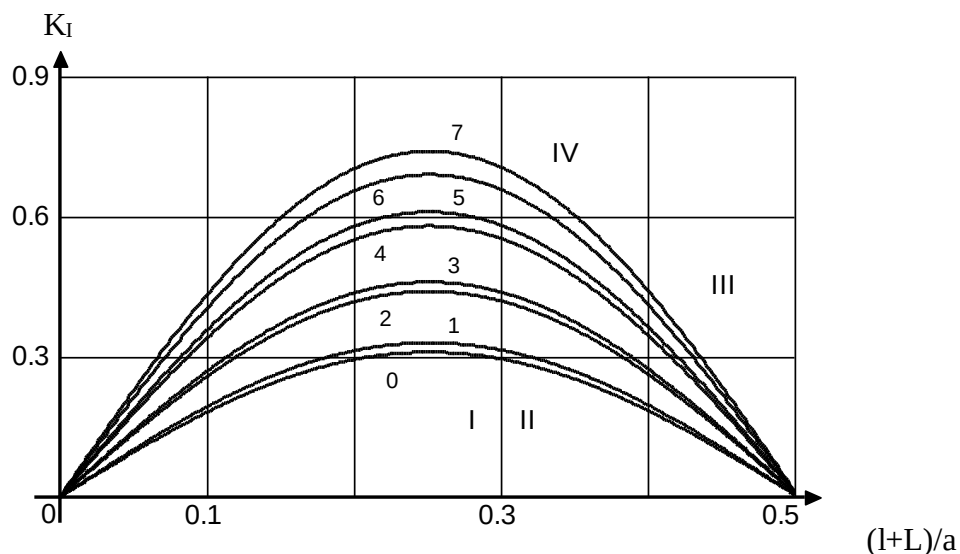
ρ — расстояние от вершины разрезов-трещин до внешних границ оболочки.

Таким образом, при определении потенциальной энергии оболочки с разрезами-трещинами выполняются граничные условия на внешнем контуре оболочки и на внутреннем контуре, т.е. на поверхности разрезов [4]. При вычислении интенсивности G выполняются условия на "бесконечности".

Процесс численного расчета рассматриваемой оболочки с разрезами-трещинами заключается в следующем: для всех ситуаций развития разрезов-трещин ось симметрии оболочки разбивалась на 13 и 25 узлов, причем при разбивке оси оболочки на 13 узлов коэффициент K_I подсчитывался согласно ВНЭПКР, при разбивке ее на 25 узлов — использовался ВНЭПВТ. Относительная погрешность между соответствующими графиками, полученными при разбивке оси симметрии на 13 и 25 узлов, для всех случаев развития разрезов-трещин, не превышает 5 %.

Графики, построенные по вышеописанному процессу, приведены на рис.

Из анализа графиков, приведенных на рис.1, можно сделать следующие выводы, что наличие двух разрезов-трещин в оболочке приводит к большей интенсивности напряжений, чем при одном; при одновременном движении разрезов-трещин приводит к большей интенсивности, по сравнению с фиксированным одним разрезом и движущимся вторым; геометрическая нелинейность оказывает существенное влияние на величину коэффициента K_I .



I — для одного разреза-трещины; II — когда длина одного разреза фиксирована; III — одновременное движение разрезв; IV — геометрически нелинейная теория для одновременного движения разрезв.

Рисунок 1 – Графики, иллюстрирующие зависимость коэффициента K_I от полудлин разрезв-трещин

Таким образом, приведен численный анализ, представленный в виде графиков, иллюстрирующих напряженное состояние оболочки, ослабленной двумя пересекающимися разрезами-трещинами. Этот анализ, реализованный при помощи ВНЭПКР и ВНЭПВТ, показал эффективность численных подходов в решении сложных задач механики трещин в оболочках.

Список литературы

1. Юрков В.Н. Энергетический подход к решению задач неклассической теории неоднородных анизотропных оболочек, содержащих трещины-разрезы. // Приклад. механика и техн. физика. – 1992 – №3. – С. 108–112.
2. Цурпал И.А., Юрков В.Н. Численное решение задач адгезионного разрушения оболочек, содержащих трещины-разрезы. // Науковий вісник Національного аграрного університету – 2003 – №60. – С. 334–339.
3. Цурпал И.А., Чаусов Н.Г., Юрков В.Н. Податливость в задачах расчета классических параметров механики трещин в оболочках. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Науково-технічний збірник. Випуск 33. Кіровоград КДТУ, –2003.– С.74–80.
4. Цурпал И.А., Юрков В.Н. Исследование погрешностей комплексных подходов к расчету оболочек с разрезами-трещинами. // Науковий вісник Національного аграрного університету – 2005 – №80, Ч2. – С. 333–337.4

У роботі приведений чисельний аналіз напружено-деформованого стану геометрично нелінійної двоякої кривизни положистої оболонки, що містить два пересічних посередині під прямим кутом розрізу-тріщини. Довжини розрізів-тріщин відносно крапки їхнього перетинання можуть бути різними. Побудовані графіки, що ілюструють залежність K_{IN} від довжин розрізів-тріщин.

Механічне поведіння оболонки з двома пересічними розрізами-тріщинами описується геометрично нелінійною теорією, що враховує поперечне зрушення (модель Тимошенко). Реалізація цієї теорії здійснюється МКЕ у варіанті переміщень [1].

In work the numerical analysis of the tensely-deformed state is resulted geometrically nonlinear dual curvature of declivous shell containing two intersecting in the middle at right angles cut-crack. Lengths of cuts-cracks in relation to an intersection their can be different. The graphs illustrating dependence of K_{YN} on lengths of cuts-cracks are built.

The mechanical conduct of shell with two intersecting cuts-cracks is described geometrically by a nonlinear theory taking into account a transversal change (model of Timoshenko). Realization of this theory ІЕУ is carried out in the variant of moving [1].

Получено 7.09.05

Т.І. Рибак, проф., д-р. техн. наук, М.І. Підгурський, канд. техн. наук, М.Я. Сташків,

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

Оцінка надійності несучих конструкцій і вузлів бурякозбиральних комбайнів на початковій стадії розвитку тріщин

Розглянуто напрямки підвищення надійності рамних конструкцій бурякозбиральних машин. Проведено дослідження з моделювання процесів зародження та розвитку втомних тріщин у зварних вузлах мобільних сільськогосподарських машин.

бурякозбиральні комбайни, надійність, довговічність, зварні рамні конструкції, втомні тріщини

Якість, технічний рівень, надійність і сервіс вітчизняної сільськогосподарської техніки були та є складними та болючими проблемами для машинобудівників й сільгоспвиробників, споживачів цієї техніки [1, 2]. У той же час саме ці показники є визначальними при придбанні нових машин в умовах перенасиченого ринку (що спостерігається зараз в Україні), оскільки використання ненадійної техніки суттєво і негативно впливає на подальше виробництво і реалізацію таких машин.

Проблеми забезпечення конкурентоспроможності вітчизняної техніки та її надійності розглядалися в роботах [3-7], зокрема тракторів [4, 7], зернозбиральних комбайнів [3, 5] та бурякозбиральних машин [6]. Відзначається, що кращі зарубіжні зразки комбайнів, тракторів та іншої складної техніки характеризуються високою надійністю та довговічністю з наробітком на відмову в обсязі не менше 140-180 годин роботи і мінімальним (до 3%) часом простоїв у період агротехнічних строків виконання робіт. У той же час технічна готовність нових складних машин вітчизняного виробництва знаходиться на рівні дослідних зразків (наробіток на відмову становить 11-40 годин, простої – 15-35%) [3].

Аналіз показує, що провідні зарубіжні фірми притримуються таких головних напрямків підвищення надійності техніки:

- пошук оптимальних конструктивних рішень;
- підвищення ресурсу елементів конструкцій за рахунок відбору матеріалів, використання різних способів зміцнення, наплавлення покриттів;
- виключення виробничих дефектів, суб'єктивних помилок завдяки впровадженню автоматизації;
- герметизація корпусів, фільтрація ПММ, робочих рідин і підвищення їх якості;
- якість фарбування машин;
- діагностування технічного стану елементів і профілактики обслуговування.

Розглянемо перші три напрямки підвищення надійності машин стосовно основних несучих конструкцій самохідних бурякозбиральних комбайнів, що випускаються та розроблені ВАТ “Тернопільський комбайновий завод”. Самохідні бурякозбиральні машини КС-6Б призначені для роздільного збирання гички та коренеплодів, комбайни КС-6Б-10 та КБС-6 “Збруч” забезпечують збирання гички та коренеплодів за один прохід машини. Слід відзначити, що саме друга технологія, на

сьогоднішній день, є найбільш ефективною в технологічному плані. Принципові схеми вказаних машин показані на рис.1, а основні технічні характеристики – у табл.1.

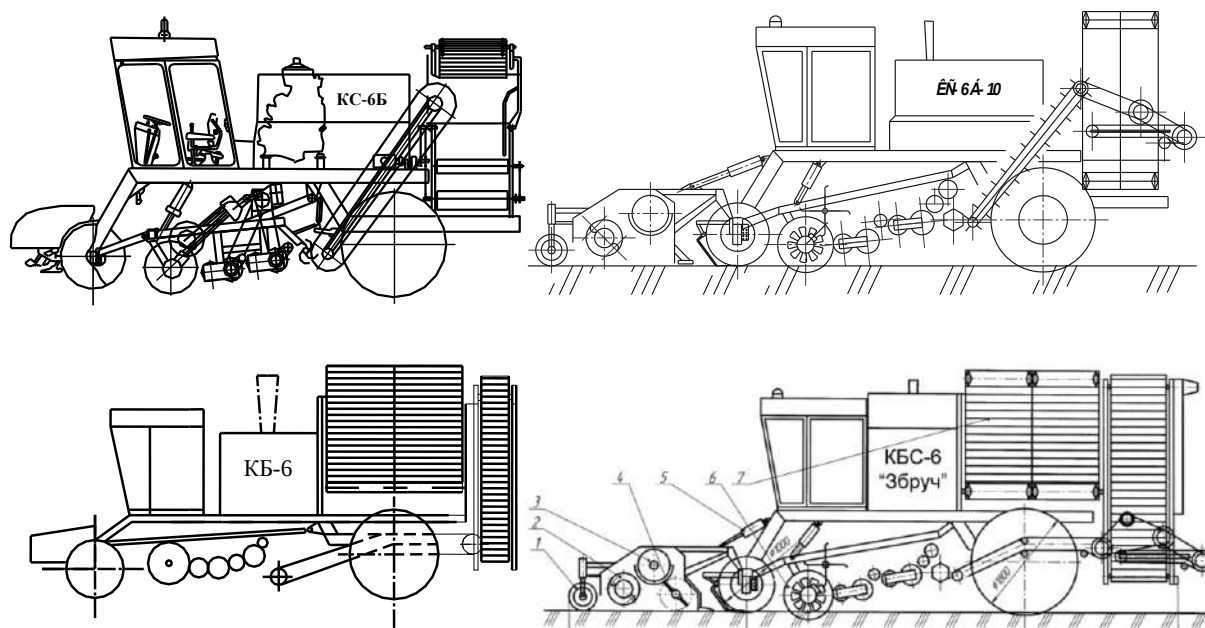


Рисунок 1 – Бурякозбиральні машини, які випускаються ВАТ „ТеКЗ”

Таблиця 1 – Основні технічні характеристики бурякозбиральної техніки ВАТ „ТеКЗ”

	Потужність двигуна, к.с.	Гичкозбиральний модуль	Бункер, м³	Маса, кг	у т.ч. із завантаженим бункером
КС-6Б	185	—	—	9000	9000
КС-6Б-10	185	МГР-6-03	—	11000	11000
КС-6Б-10	185	МГР-6-03	3	11800	14800
КБ-6	235	—	8	12000	20000
КБС-6 "Збруч"	235	МГР-6-03	10	14000	24000

Побудова вказаного ряду машин на базі коренезбиральної машини КС-6Б обумовила застосування серійних несучих конструкцій з подальшою їх модернізацією. Очевидно, що збільшення маси бурякозбиральної техніки ставить підвищені вимоги до конструктивного виконання, рівня надійності та якості виготовлення основних несучих конструкцій.

Забезпечення надійної роботи елементів конструкцій та деталей машин є складною та багатоплановою задачею. Це в повній мірі стосується оцінки довговічності та залишкового ресурсу елементів конструкцій. Її можна вирішити тільки шляхом поєднання зусиль на окремих етапах: від стадії проектування, де закладається надійність, через стадію виготовлення, де вона забезпечується, до стадії експлуатації, де надійність повинна реалізуватися.

Як відомо, конструкції несучих систем бурякозбиральних комбайнів мають ряд специфічних особливостей. Характерними для них є складна просторова геометрія, використання елементів різних типів, високий ступінь статичної невизначеності розрахункових схем, складний характер навантаження. Все це в значній мірі ускладнює вибір раціональних параметрів несучої системи.

Основна рама бурякозбиральної машини КС-6Б виготовляється із замкнутого гнутозварного профілю 180х75х4 мм (сталь 09Г2С, $\sigma_T=375\text{МПа}$). Методом скінченних

елементів (програма Ліра-9.0) проведено розрахунок несучих рам бурякозбиральної техніки. Відзначено, що у порівнянні із рамою бурякозбиральної машини КС-6Б, у рамах КС-6Б-10, КБ-6 та КБС-6 „Збруч” виникають не тільки додаткові згинальні навантаження у вертикальній площині, а й виникають крутні моменти від гичкозбирального модуля МГР-6-03 в місцях перегину рами та від бункера при переході від плоскої до просторової конструкції рами в умовах транспортування та робочому режимі експлуатації. Тому лонжерони рами вказаних машин запропоновано виготовляти з потовщеного гнutoзварного профілю 180x75x7 мм (сталь 09Г2С).

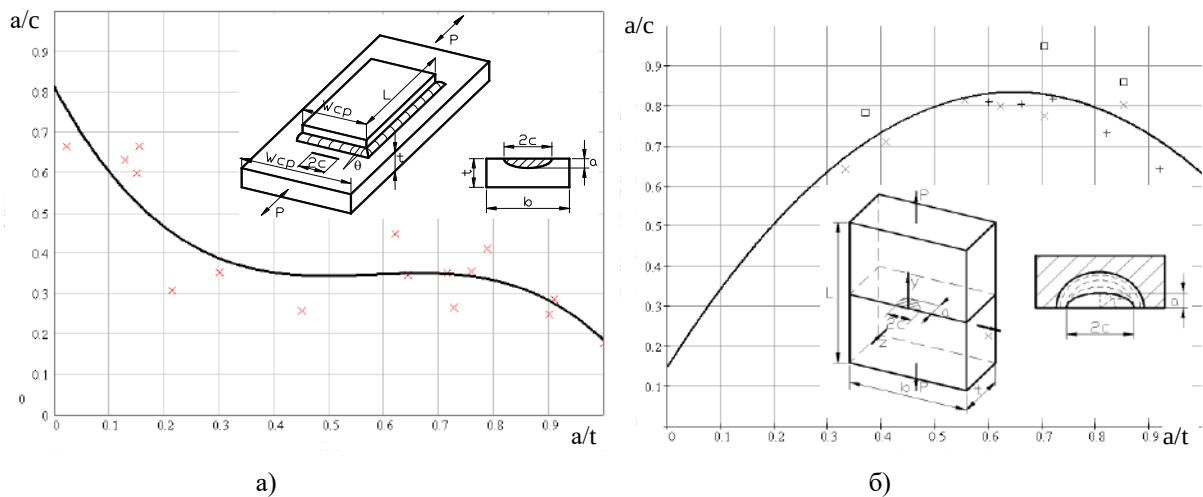
Основним критерієм роботоздатності рам є втомна довговічність [8], що підтверджується даними випробувань та експлуатації. Сприймаючи динамічні навантаження від ходової частини машини і змонтованих на ній силових і функціональних установок, рамні конструкції при експлуатації піддаються дії циклічних навантажень, що може привести до зародження і росту втомних тріщин. Руйнування відбувається, насамперед, в зонах концентрації напружень, пов'язаних як з особливостями геометрії несучих деталей (наявність уступів, накладок, ребер жорсткості та інших різких змін форми), так і різного роду неоднорідностей структури матеріалу, які особливо характерні для зварних з'єднань (підрізи, непровари, включення, пори і т.п.) [9].

Методом капілярного контролю, одним з неруйнівних методів діагностики зварних з'єднань, проведено дослідження зварних вузлів із тонкостінних гнutoзварних профілів, з яких виготовляються несучі рамні конструкції бурякозбиральних машин [10]. Відзначено наявність різких підрізів при механізованому зварюванні елементів зварних конструкцій в середовищі CO_2 . Саме наявність дефектів зварювання стримує подальше підвищення навантаженості несучих конструкцій машин, приводить до невикористання в повній мірі закладених характеристик конструкційних матеріалів. І якщо з досліджень початкової дефектності зварних конструкцій, у тому числі сільськогосподарських машин, нагромаджено досить великий об'єм даних [11, 12], то проблемам пошкоджуючої дії різних дефектів та можливістю їх універсалізації за пошкоджуючою дією приділена ще недостатня увага.

У зв'язку з цим проведені ресурсні випробування зразків із сталі 09Г2С. Зразки представляють собою зварні з'єднання з привареною накладкою і вибрані з ціллю дослідити поєднання впливу конструктивного концентратора напружень та дефектів зварювання (підрізів) на стадію зародження тріщин та циклічну довговічність, оскільки в інших типах зварних з'єднань на довговічність суттєво можуть вплинути непровари. Теоретичний коефіцієнт концентрації зварного вузла визначений експериментально методом малобазової тензометрії і складає $\alpha_\sigma=1,9$. Втомні випробування проводились при пульсуючому розтязі з коефіцієнтом асиметрії $R=0,25$ [13].

Результати випробувань елементів зварних з'єднань вказують на стохастичність процесу утворення втомних поверхневих макротріщин у зоні сплавлення накладки з поверхнею зразка біля кромки зварного шва, їх ріст та об'єднання при циклічному навантаженні, що приводить в кінцевому випадку до руйнування зразків.

На рис. 2 показано кінетику форми поверхневих втомних тріщин у зварному з'єднанні і для порівняння – з ініційованою тріщиною в основному металі. Встановлено, що поверхнева тріщина намагається вибрати найбільш енергетично вигідну форму. При цьому співвідношення a/c (відношення меншої півосі еліпса до більшої) при її розповсюдженні у зварному з'єднанні в 1.8 – 4.2 рази менше у порівнянні з ініційованою тріщиною, що розвивалась в однорідному полі напружень. Це пояснюється як особливостями напружено-деформованого стану в зонах концентрації напружень, так і стохастичністю утворення та об'єднання тріщин в зварному з'єднанні.



а – зварне з'єднання $\alpha_\sigma=1,9$;
 б – тріщина в однорідному полі напружень $\alpha_\sigma=1,0$
 Рисунок 2. – Кінетика форми поверхневих напівеліптичних тріщин

За допомогою програми MathCAD проведено апроксимацію кінетики розвитку поверхневих тріщин, що розвиваються у зварному з'єднанні

$$a/c = 0.813 - 2.51 \cdot (a/t) + 4.428 \cdot (a/t)^2 - 2.54 \cdot (a/t)^3$$

та однорідному полі напружень

$$a/c = 0.148 + 2.121 \cdot (a/t) - 1.639 \cdot (a/t)^2$$

Отримані результати є важливими для оцінки напружено – деформованого стану у вершині поверхневої втомної тріщини і суттєво впливають на коефіцієнт інтенсивності напружень (КІН), який характеризує поле напружень у вершині напівеліптичної тріщини [13]. Поверхневі напівеліптичні тріщини в процесі експлуатації проростають у наскрізну, і оцінка КІН для тріщини, що розвивається у замкнутому гнutoзварному профілі, з якого виготовляють рамні конструкції комбайнів, наведена у [14].

При аналізі втомних процесів важливим є питання співвідношення довговічностей на стадії зародження та розвитку тріщин, оскільки критеріальна оцінка обох стадій має різне теоретичне підґрунтя. Зокрема, стосовно мобільних сільськогосподарських машин (тракторів, причепів, кормороздавачів), то довговічність несучих конструкцій за моментом утворення тріщин складає 15-20% ресурсу рам, і їх роботоздатність забезпечена завдяки повільному розвитку тріщин в експлуатації [15, 16]. Так, для рамних конструкцій, що характеризуються великою протяжністю зварних швів, які мають часто до початку експлуатації дефекти у вигляді підрізів, непроварів, холодних чи гарячих тріщин в якості критерію тріщиноутворення прийняти розвиток тріщини на довжину 15-25 мм; для деталей валів – довжиною 10 мм [15]. У якості критерію їх граничного стану взято або остаточне руйнування балки (для багаторазових статично невизначених систем), або довжину тріщини, що охоплює більше 30-40% площі початкового перерізу (для зварних балок відкритих і замкнутих профілів, листових зварних конструкцій).

У відповідності до [8], в якості критерію тріщиноутворення, приймаємо глибину тріщини 2-3 мм, що, відповідно з даними (рис. 2), корелюється з [15].

На рис. 3, на основі проведених експериментальних досліджень та даних [17], показано, що при відсутності концентратора напружень число циклів N_3 , необхідне для зародження тріщини, може складати 0,8 – 0,9 загального числа циклів N до руйнування. При збільшенні концентрації напружень (зварне з'єднання ($\alpha_\sigma=1,9$) та ініційовані надрізи ($\alpha_\sigma=3,6-3,8$), що імітують гострі підрізи) відношення N_3/N суттєво зменшується. Очевидно, що тріщини можуть з'являтися вже на ранній стадії експлуатації, суттєво впливаючи на загальний ресурс роботи рамних конструкцій.

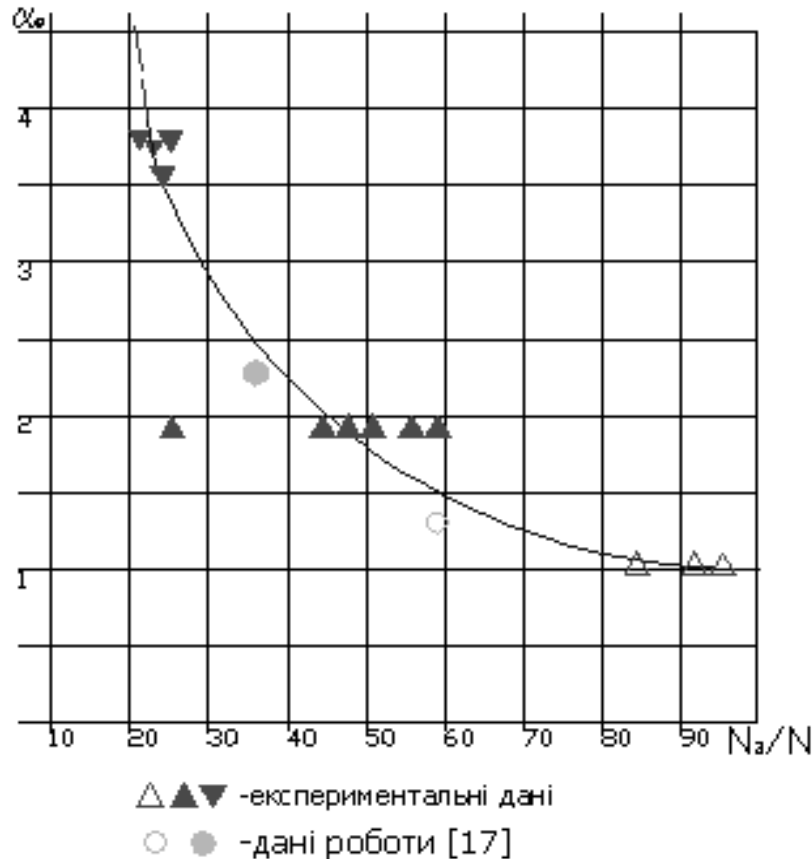


Рисунок 3 – Відносне число циклів до зародження втомної тріщини в залежності від концентратора напружень

Таким чином, моделювання процесів зародження і росту втомних тріщин та врахування їх при проектуванні має вирішальне значення для встановлення причин виникнення втомних пошкоджень і вибору ефективних методів їх запобігання.

Список літератури

1. Черновол М.І., Аулін В.В., Солових Є.К. Проблеми та задачі теорії надійності машин // Праці І–ІІ н.-т. конф. „Динаміка міцність і надійність сільськогосподарських машин” – Тернопіль, 2004. – С.567 – 569.
2. Войтюк В., Демко А., Демко С. Технічний сервіс – як засіб розв’язування проблем надійності сільськогосподарської техніки // Техніка АПК, 2004. – № 6-7., С.37 – 39.
3. Собчук М., Коваль С., Погорілий В. Технічне переоснащення сільського господарства України через призму випробування нової техніки // Техніка АПК, 2004. – № 9., С.14-16.
4. Басін В. Проблеми забезпечення конкурентоспроможності вітчизняної техніки // Техніка АПК, 2004. – № 4-5., С.18-19.
5. Митрофанов О. Надійність вітчизняної зернозбиральних комбайнів – міфи та реальність // Техніка АПК, 2004. – № 12., С.22-23.

6. Погорелый Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины: история, теория, прогноз. – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
7. Сравнительная оценка эффективности некоторых тракторов производства Харьковского и Минского тракторного заводов / В.Самородов, В.Тимофеев, Н.Сергиенко, А.Лебедев и др. // Техника АПК, 2004. – № 6-7. – С. 15-17.
8. РД 40-551-85. Методические указания. Расчеты и испытания на прочность. Расчетно – экспериментальные методы оценки сопротивления усталости сварных соединений. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 52 с.
9. Андрейків О., Дарчук О. До оцінки довговічності мобільних сільськогосподарських машин на основі механіки втомного руйнування // Вісник ТДТУ, 1998. – Т. 3. – № 4. – С. 101 – 106.
10. Підгурський М.І. Застосування критеріїв механіки втомного руйнування до оцінки початкової дефектності зварних з'єднань сільськогосподарських машин // Труды 10-й Международной н.-т. конф. „Физические и компьютерные технологии”. – Харьков, 2004. – С. 153-156.
11. Лепихин А.М., Москвичев В.В. Базы данных по дефектности и характеристикам трещиностойкости в расчетах надежности сварных конструкций // Проблемы машиностроения и автоматизации, 1991. – № 5. – С. 85-89.
12. Харченко В.Я., Черногоров А.Л. Статистический анализ геометрии сварных швов сельскохозяйственных машин с позиций требований к качеству // Опыт и пути дальнейшего развития комплексного управления качеством в сварочном производстве. Матер. Всесоюз. н.-т. конф. – Донецк: ИЭС УССР, 1988. – С. 140–144.
13. Підгурський М.І., Рибак Т.І. Циклічна тріщинотривкість і руйнування елементів зварних конструкцій // Праці 4 Міжнар. симпозіуму з трибофатики. – Тернопіль: ТДТУ, 2002. – Т. 1. – С.290–295.
14. Вплив стисненого кручення на ресурс роботи тримких елементів рами машини КС-6Б / Т.І. Рибак, М.І. Підгурський, М.Я. Сташків, А.В. Бабій // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КДТУ, 2003. – Випуск 33. – С. 81-88.
15. Дмитриченко С.С., Панкратов Н.М., Борисов Ю.С. Повышение долговечности деталей и узлов машин на основе априорных данных каталога характеристик сопротивлению усталости // Вест. машиностроения, 1993. – № 12. – С. 3 – 5.
16. Ускоренные испытания на усталость несущих систем тракторных прицепов и кормораздатчиков / Л.В. Погорелый, Г.В. Макушкин, Э.Я. Филатов, М.С. Тракало // Тракторы и сельхозмашины, 1981. – № 10. – С. 31-33.
17. Труфяков В.И. Прочность сварных соединений при переменных нагрузках. – К.: Наук. думка, 1990. – 256 с.

Рассмотрены вопросы повышения надежности рамных конструкций свеклоуборочных машин. Проведены исследования по моделированию процессов зарождения и развития усталостных трещин в сварных узлах мобильных сельскохозяйственных машин.

Directions of increase of reliability of frame constructions of beet combines are considered. Research is conducted from the design of processes of origin and development of fatigue cracks in the welded knots and constructions of mobile agricultural machines.

Одержано 30.08.08

Требования к проектированию и созданию сельскохозяйственной техники с высоким техническим уровнем

Проанализировано современное состояние проектирования, конструирования и производства сельскохозяйственных машин, технический уровень которых отвечал бы международным стандартам качества, стандартизации и сертификации.

сельскохозяйственные машины, проектирование, конструирование, производство

Сельскохозяйственные машины относятся к сложным мобильным машинам, развитие которых осуществляется в направлении дальнейшей интенсификации технологических процессов, постоянного повышения скоростного режима выполняемых работ, увеличения мощности двигателей, которые их агрегируют. Кроме этого, они должны иметь достаточно высокий ресурс надежности, долговечности, прочности и качественно выполнять технологический процесс на протяжении значительного промежутка времени несмотря на старение, постоянные изменения внешних условий, в которых осуществляется их функционирование (переменных нагрузок со стороны внешней среды, а также неоднородных свойств материалов, с которыми контактируют их рабочие органы). Поэтому, значение и развитие одной из главных составляющих отрасли сельского хозяйства, сельскохозяйственного машиностроения, должно иметь уровень общегосударственных приоритетов.

Цель данного исследования – критически проанализировать современное состояние сельскохозяйственного машиностроения в странах СНГ и наметить пути выхода из создавшегося кризисного состояния отрасли.

Создание сельскохозяйственной техники современного технического уровня – это сложный, кропотливый процесс, который связывает последовательное выполнение проектирования, конструирования и изготовления и который требует на каждом этапе целенаправленных, взаимосвязанных, всесторонне обоснованных действий. При этом первый этап – проектирование – это исследование и поиск научно обоснованных, технически осуществимых и экономически целесообразных инженерных решений в том или другом технологическом процессе механизации сельского хозяйства. Результатом проектирования фактически есть общий, научно обоснованный проект объекта. Таким образом, проектирование сельскохозяйственной техники - это выбор некоторого способа действия на предмет труда (материалы и среду), это разработка и создание технической системы как логической основы действий, способных решить при соответствующих условиях и ограничениях конечную задачу, которая относится к той или иной сельскохозяйственной машине, того или иного рабочего органа [1]. Таким образом, на первом этапе возникает необходимость фундаментального научного исследования технологического (рабочего) процесса, который будет осуществляться, тщательной научной проработки и по возможности точного установления физической природы протекания данного процесса во времени, технических условий его осуществления, качества последовательного выполнения операций данного процесса, соответствующих условий и ограничений (связанных с агрономическими и биологическими особенностями области сельского хозяйства) и т.п. Поэтому первый

этап создания сельскохозяйственной техники современного технического уровня может быть успешно выполнен только высококвалифицированными научными работниками и инженерами-исследователями, которые имеют соответствующие глубокие теоретические знания, владеют современными методами экспериментальных исследований и обработки их результатов, способных к критическому анализу полученных результатов.

Конструирование же сельскохозяйственной техники – это создание конкретной конструкции, которая будет отвечать условиям предыдущего проектирования. Создание необходимой конструкции – это фактически конкретное устройство машины, рабочего органа, с соответствующими геометрическими, кинематическими и динамическими размерами и параметрами, которое концентрирует взаимное размещение рабочих органов, элементов привода, деталей той или иной машины или орудия.

Конструирование сельскохозяйственной техники в конечном итоге должно уточнить научные и инженерные решения, которые были получены при проектировании, осуществить тщательные расчеты прочности, устойчивости и надежности конструкций, а также проработать все вопросы технологии изготовления машин и их рабочих органов, условий дальнейшей эксплуатации, технического сервиса, ремонта, и даже утилизации. Таким образом, к конструированию техники предъявляются еще более высокие требования, поскольку воплотить в конкретное устройство (воплотить в “металл”) научную проработку предыдущих исследований и проектирования нового разработанного технологического процесса не всегда легко (а иногда бывает и просто невозможно). Кроме этого, проведение при конструировании всесторонних, точных расчетов прочности, надежности и долговечности рабочих органов и элементов сельскохозяйственных машин требует очень высокого уровня знаний, опыта и ответственности проектировщиков и конструкторов, поскольку результаты их работы в очень высокой степени будут определять энергоемкость и металлоемкость машины, а в конечном итоге и ее стоимость. Фактически этот этап создания сельскохозяйственной техники в целом завершается появлением на свет “удачной”, или “не очень удачной” ее конструкции.

Выполнение проектирования и конструирования сельскохозяйственной техники осуществляется в соответствии со стандартизированными стадиями и этапами, а также фундаментальными методами, которые разработаны и используются многолетней практикой отрасли [2].

Проведение в дальнейшем всесторонних объективных государственных испытаний образцов сельскохозяйственных машин, уточнение конструкторской документации и подготовка их к серийному производству также требуют целенаправленной ответственной работы высококвалифицированной части научных работников, испытателей, технологов, инженерно-технических работников заводов сельскохозяйственного машиностроения.

Проанализируем, в каком же состоянии находится сейчас в Украине и других государствах СНГ проектирование сельскохозяйственной техники, ее соответствие международным требованиям качества, стандартизации и сертификации. Если рассматривать как конечный результат проектирования – сельскохозяйственные машины и орудия, которые сейчас производятся, то их качество в большинстве случаев является еще очень низким. Как и в недалеком прошлом, так и сейчас надежность и долговечность современных сельскохозяйственных машин значительно уступает лучшим мировым аналогам. Слишком высокой является и энергоемкость процессов, которые выполняют сельскохозяйственные машины отечественного производства. Раньше причиной низкого качества считалось отсутствие необходимых высококачественных материалов, которые используются при производстве сельскохозяйственных машин, невозможность использования необходимых комплектующих изделий, которые значительно отработаны и очень надежны (подшипники, карданные валы, зубчатые колеса, редукторы и т.п.), отсутствие

разнообразных профилей проката, электронных средств управления и контроля и т.п. Теперь, когда производители техники при создании собственных сельскохозяйственных машин могут без всяких ограничений покупать и любой металл, и любые комплектующие изделия, и любые приборы и системы, однако в целом получить образцы, которые отвечают уровню лучших мировых аналогов, к сожалению, пока что в большинстве случаев никак не могут. Были даже примеры, когда на трактор отечественного производства устанавливали двигатель, казалось бы, очень отработанный и надежный, всемирно известной фирмы “Volvo”, а в конечном результате, к сожалению, “трактора современного технического уровня так и не получили”.

А ведущие фирмы высокоразвитых стран мира, которые сейчас изготавливают сельскохозяйственную технику, и фундаментальнейшими собственными разработками, и путем кооперации создали разнообразные комплексы машин, которые могут удовлетворить без всяких ограничений любого производителя сельскохозяйственной продукции любой страны мира.

Несмотря на целый ряд сложных проблем общегосударственного уровня, возникает целиком закономерный вопрос: “А как же сейчас проектировать и изготавливать сельскохозяйственную технику, которая будет отвечать международным требованиям качества, и в чем же запряжаны корни этой крайне важной проблемы, которая сейчас кажется для многих вовсе непреодолимой в ближайшее время?” На наш взгляд это, прежде всего, “Традиции” и “Высокая культура производства” сельскохозяйственной техники. А это очень емкие и комплексные понятия, которые охватывают множество важных, взаимосвязанных вопросов, начиная от тщательной научной проработки конструкции той или иной сельскохозяйственной машины, того или иного комбайна или трактора, и заканчивая современными станками и оборудованием машиностроительных предприятий, на которых работают рабочие высокой квалификации. Совершенно очевидно, что создание высоконадежной сельскохозяйственной (да и любой другой) техники сейчас возможно лишь на основе современных (компьютерных) методов ее конструирования, тщательного, всеохватывающего исследования, точных расчетов, наиболее современного испытания, высококачественного серийного изготовления с гарантированным прогнозом надежности ее элементов и всей машины. Кроме того, в дальнейшем необходимо всячески поддерживать так называемую “эксплуатационную надежность” сельскохозяйственных машин на основании разработки принципиально новых методов технического сервиса и ремонта. Этой культуры производства и традиций на большинстве заводов отрасли сельскохозяйственного машиностроения стран СНГ, к сожалению, сейчас пока еще недостаточно и, кажется, в ближайшие времена они не сразу появятся. Но стремиться к ним надо. И надо во многих случаях это начинать делать даже с первого шага, в ином случае нам останется незавидная роль “отсталого государства”!

Безусловно, ключевым вопросом, как раньше, так и теперь, есть те важнейшие направления научно-исследовательской и конструкторской работы ученых и конструкторов, которые работают в области сельскохозяйственного машиностроения. Совершенно очевидно, что, как раньше, так и теперь, это – использование современных методов и средств описания сложных динамических систем, которыми являются сложные сельскохозяйственные машины, которые дают возможность получать оптимальные решения по выбору оптимальных параметров и режимов их работы с учетом механико-технологических и агробиологических основ сельскохозяйственных сред и материалов.

Проследим более тщательно, а в каком же состоянии эти вопросы находятся сегодня?

Широко распространенная сейчас практика копирования и изготовления “чужих” сельскохозяйственных машин делает фактически “ненужной” работу

большинства конструкторских бюро, ученых отраслевой и вузовской науки. Однако, уже общеизвестно, что “слепое” копирование в большинстве случаев в конечном итоге дает (на первый взгляд невидимый) значительный экономический ущерб, делает невозможным, в условиях жесткой конкуренции на рынках сбыта, гарантировано торговать с прибылью (иногда очень большой) собственными разработками. Совершенно понятно, что широко используя передовой мировой опыт, нужно разрабатывать “свой” наилучшие сельскохозяйственные машины. Так делают во всем цивилизованном мире, постоянно вкладывая в собственные технические решения значительные средства, начиная со значительных затрат на фундаментальные теоретические и экспериментальные исследования (и мы являемся свидетелями того, когда всемирно известные фирмы Германии делают заказы своим университетам на проведение таких исследований, тратя на это немалые средства), на создание (приобретение) очень дорогих средств и стендов для исследований и испытаний своей продукции, поддержания ее высочайшего технического уровня. Из поступившей информации от всемирно известной американской фирмы производителя сельскохозяйственной техники “John Deere”, следует, что руководство фирмы каждый день выделяет средства в размере 1,5...2,0 млн. долларов (каждодневно !) на проведение фундаментальных научных (теоретических и экспериментальных) исследований, конструкторской и дизайнерской работы, всесторонних испытаний, проведение “разработок на перспективу”. В составе фирмы работает даже “собственный университет” со штатом в 400 научных сотрудников, конструкторское бюро по направлениям проектирования различных типов сельскохозяйственных машин насчитывает более 200 высококвалифицированных конструкторов и дизайнеров. Собственные научные разработки и перспективные наработки фирма удерживает в строгом секрете.

При завоевании мирового рынка идет “настоящая война” на научном и конструкторском фронте. Совершенно очевидно, что для получения ежегодной прибыли в размере 12,0...14,0 млрд. долларов (по данным 2003 года) руководство фирмы может позволить себе тратить более 400 млн. долларов в год на фундаментальную научно-исследовательскую и конструкторскую работы. Почти все представители фирмы и даже те, которые только осуществляют продажу техники, тщательно заботятся о собственных современных разработках, собирая информацию об отказах, несовершенстве, нуждах будущих покупателей, поисках путей перспективных разработок и т.п. Такое же положение существует в цивилизованном мире и в других областях техники - авиационной, транспортной, пищевой, строительной и т.п.

Безусловно, что и в условиях мировой рыночной экономики не исключается подобное “копирование” (научно-технический “шпионаж” существует и по сей день), однако это делается таким образом, с такой тщательной проработкой при которой “копии” уже имеют как бы свое собственное “лицо”, чаще всего уже значительно лучшее, чем в предыдущем случае. В отечественной системе сельскохозяйственного машиностроения, к сожалению, “копии” почему-то почти на порядок уступают “оригиналам”!

Разработанные же и созданные без соответствующей фундаментальной научной проработки, “на скорую руку”, собственные образцы отечественной (особенно сложной) сельскохозяйственной техники (а ее очень заметно во время проведения выставок, или ярмарок, даже по серому цвету, в который она выкрашена) представляют собой технические устройства, в которых период эксплуатации (чаще всего очень короткий) с первого дня и до последнего - это фактически период постоянной “доработки”, “переработки”, “переоборудования”. Качество работы, высокие эксплуатационные показатели и энергоемкость процесса, который выполняется, уже, как правило, никого не интересуют, главное чтобы машина работала лишь бы как. Считается, что эксплуатационники (механизаторы) со временем доведут машину “до ума”, т.е. исправят все ошибки ученых и конструкторов. Установлено, что

спроектированные без соответствующей научной проработки (т.е. без фундаментальных теоретических и экспериментальных исследований, целью которых является проведение всесторонних динамических и прочностных расчетов, в зависимости от скоростного режима и распределения масс в ее механизмах) сельскохозяйственные машины имеют на порядок (а иногда и больше!) худшие энергоемкость и надежность.

Следует отдельно подчеркнуть, что работа дизайнеров при конструировании сельскохозяйственных машин и их рабочих органов, специалистов в области эргономики, охраны труда, промышленной санитарии и гигиены рассматривается как очень важная составная часть конструкторской работы и к ней следует предъявлять также очень высокие требования. Красивые внешне сельскохозяйственные машины, безопасные с точки зрения охраны труда с комфортными условиями для обслуживающего персонала, как правило, имеют и высокие технико-эксплуатационные показатели и их чаще всего покупают. А у нас в настоящее время дизайнерской работе в области сельскохозяйственного машиностроения уделяется очень и очень мало внимания.

Вот тогда и начинаются выдаваться лозунги: “Дешевле покупать сельскохозяйственную технику западного производства, чем изготавливать собственную”. Чиновникам от реализации этого тезиса очень выгодно, а собственное сельскохозяйственное машиностроение еще больше загоняется в глухой угол, из которого тяжело найти хоть какой-то выход.

Таким образом, для создания собственного широко развитого сельскохозяйственного машиностроения необходим дальнейший, еще более мощный союз ученых и производителей. И он, такой союз, раньше был, поскольку и государством и предприятиями для решения актуальных научных вопросов проектирования сельскохозяйственной техники выделялись значительные финансовые средства и привлекались иногда очень значительные научные силы, включая даже некоторые институты Академии наук СССР и других республиканских академий.

И успехи в этом направлении тоже были несомненные. Так, еще в далеком 1938 году трактор отечественного производства ХТЗ-НАТИ на международной выставке сельскохозяйственной техники в Париже получил Гран-при. В 1958 году трактор производства Харьковского тракторного завода ДТ-20 уже на Всемирной выставке в Брюсселе получил Золотую медаль и Диплом 1-й степени. В дальнейшем этот трактор успешно экспортировался более чем в 30 стран мира. В 1957 и 1961 годах на Всемирной выставке сельскохозяйственной техники в Брюсселе свеклоуборочные комбайны КС-3 и СКЕМ-3, производства Днепропетровского комбайнового завода, получили высочайшие награды. Зерноуборочный комбайн СК-3, производимый Ростсельмашем, кажется еще совсем недавно (в 70-х годах прошлого столетия) тоже имел международное признание и обладал многочисленными международными наградами.

Куда же сейчас делись завоеванные на мировом уровне признания неутомимой работы отечественных ученых, конструкторов, производителей?

Раньше для многочисленных научно-исследовательских учреждений сельскохозяйственного направления, технических отделов, машиноиспытательных станций, конструкторских бюро, факультетов механизации сельского хозяйства аграрных ВУЗОВ была лишь необходимость в переходе на единую систему организации и осуществления научных исследований. Сейчас научные исследования в Украине проводятся в малочисленных научно-исследовательских и конструкторских учреждениях, которые еще остались и едва существуют. Более лучшие условия созданы сейчас в аграрных университетах на факультетах конструирования машин и механизации сельского хозяйства (в основном через отток к ним подавляющего большинства докторов технических наук), однако их научные разработки еще нуждаются во “внедрении”, что не всегда быстро осуществимо (или вообще не

удается). Выполняя первоклассные научные разработки, вузовские ученые не имеют возможности их “хоть куда-то сбыть”, и они остаются невостребованными, существуют длительное время лишь на бумагах. О какой же тщательной научной проработке новых образцов сельскохозяйственной техники (особенно сложной) в таком случае может быть сейчас речь?

Какой же вывод можно сделать из этого крайне важного вопроса? Каким же образом сейчас проектировать и конструировать сельскохозяйственную технику и вообще, нужна ли сейчас отраслевая (заводская), академическая и вузовская наука в области сельскохозяйственного машиностроения? Ответ очевидный. Да. Необходимо сконцентрировать усилия ведущих ученых, конструкторов, испытателей отрасли на разработку пока что главных комплексных проектов, таких как - “Зерно”, “Сахарная свекла”, “Картофель”, “Лен” и т.п. Необходим реальный конкурс исследований и разработок, которые проводятся в странах СНГ, их тщательный критический анализ и глубокие сравнения с достигнутым мировым уровнем. А это вызывает необходимость иметь координаторов разработок этих комплексных проектов (по большинству сельскохозяйственных машин, которые разрабатываются, например, в Украине, это может быть Национальный научный центр “Институт механизации и электрификации сельского хозяйства” Украинской академии аграрных наук и Национальный аграрный университет Украины), которые бы имели возможность привлекать к этой работе ведущих специалистов из других учреждений и университетов.

Таким образом, только самоотверженная работа и прочный союз ученых, конструкторов и производителей при разработке комплексных проектов сельскохозяйственных машин могут, по нашему мнению, преодолеть то существенное отставание, которое ощущается сейчас, если сравнить мировые образцы с отечественными разработками. Другого выхода из кризисного состояния отрасли сельскохозяйственного машиностроения, на наш взгляд, уже нет.

Для того чтобы в будущем сельскохозяйственная техника вышла на уровень, который целиком будет отвечать международным требованиям качества, стандартизации и сертификации необходима мощная общегосударственная поддержка и целенаправленные шаги по объединению усилий ученых, конструкторов, испытателей, производителей, направленные на решение приоритетных комплексных проектов по созданию сельскохозяйственных машин современного технического уровня.

Список литературы

1 Сисолин П.В., Сало В.М., Кропивний В.Н. Сельскохозяйственные машины: теоретические основы, конструирование, проектирование. Книга 1. Машины для растениеводства. – Киев: Урожай, 2001. – 282 с. (укр. яз).

2 Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин: Учебник для вузов сельскохозяйственного машиностроения // Е.С. Босой, О.В. Верняев и др. Под общ. ред. Е.С. Босого – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1977. – 568 с.

Requirements to designing and creation of agricultural machinery with a high technological level.

The modern condition of designing and manufacture of agricultural machinery which technological level would correspond to the international standards of quality standardizations and certifications is considered.

Вимоги до проектування і створення сільськогосподарської техніки з високим технічним рівнем.

Проаналізовано сучасний стан проектування, конструювання та виробництва сільськогосподарських машин, технічний рівень яких відповідав би міжнародним стандартам якості, стандартизації та сертифікації.

Получено 11.07.05

Обкатывание роликами сложных поверхностей

В статье описаны способы чистового обкатывания роликами сложных поверхностей (крупных трапецидальных и упорных резьб, архимедовых и глобоидных червяков, радиусных круговых и винтовых канавок, ручьев шкивов клиноременных передач, волнистых медных плит кристаллизаторов, эвольвентного профиля зубчатых колес).

поверхностное пластическое деформирование, шероховатость поверхности, волнистость поверхности, сложные поверхности

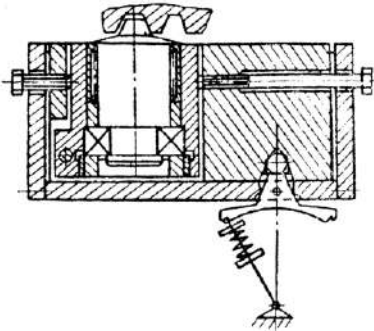
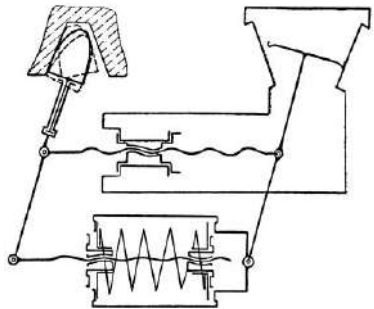
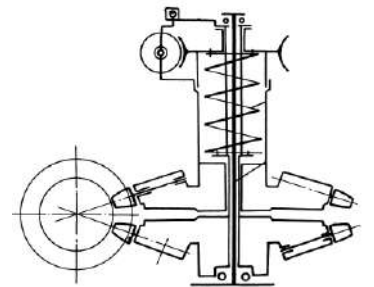
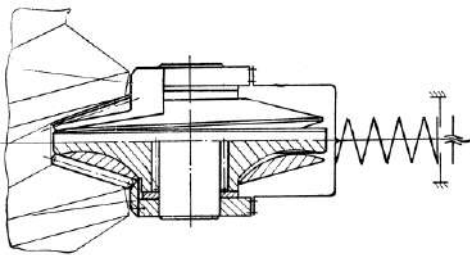
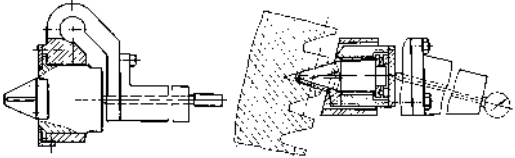
Наиболее ответственными узлами механизмов сельскохозяйственных машин и другого промышленного оборудования являются сложные поверхности: винтовые поверхности, эвольвентные поверхности зубьев зубчатых колес, боковые поверхности канавок под уплотнения, рабочие поверхности ручьев шкивов клиноременных передач, поверхности волнистых кристаллизаторов и другие. В настоящее время проблема повышения долговечности сложных поверхностей, работающих в условиях абразивного износа и большой запыленности остается весьма острой.

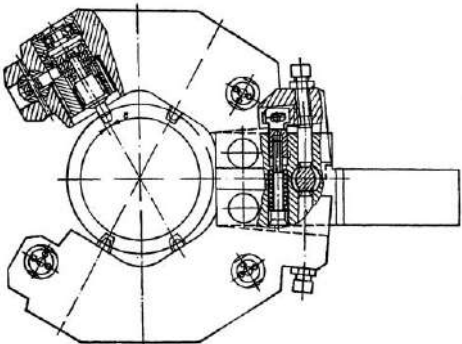
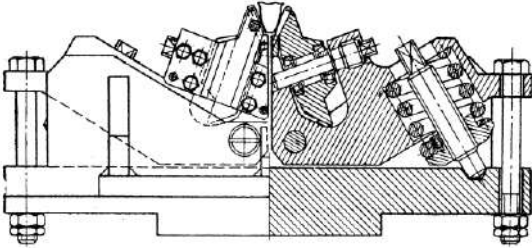
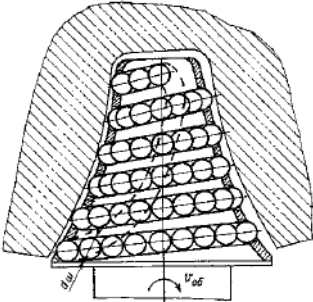
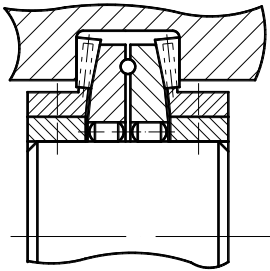
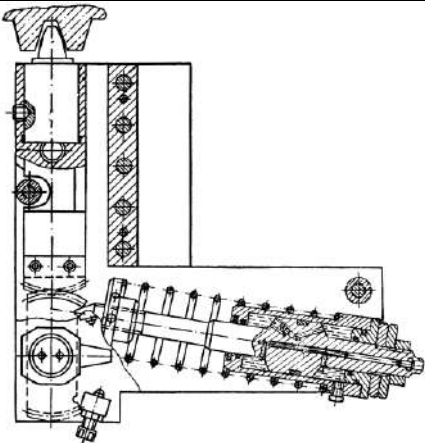
В значительной мере проблема повышения износостойкости винтовых пар и зубчатых передач может быть решена за счет повышения качества поверхности винтов и червяков. Большая глубина профиля резьб и червяков при сравнительно незначительной ширине его впадины создает трудности при чистовом нарезании их по всей глубине профиля. Низкая виброустойчивость системы станок - резец - деталь не позволяет получить требуемую шероховатость поверхности, соответствующую параметру $R_a = 0,16 \div 0,25$ мкм по ГОСТ 2789-73. Чаще всего достигается шероховатость с параметром $R_z = 10 \div 40$ мкм.

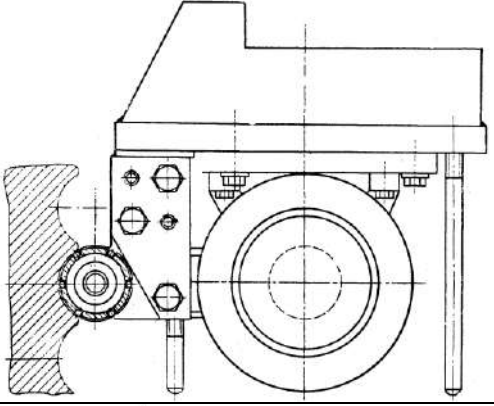
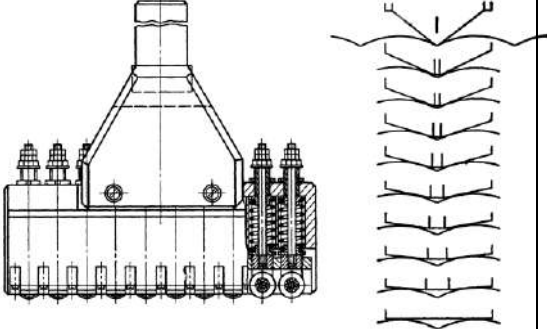
Для получения требуемой чертежом шероховатости винтовой поверхности резьбы и червяки подвергаются поверхностному пластическому деформированию с помощью накатывания или обкатывания роликами. Резьбы метрические и трапецидальные с шагом не более 8 мм и червяки с модулем $m < 3$ мм накатываются роликами, имеющими профиль накатываемой резьбы [1], без предварительного нарезания их резцами.

Для обработки после предварительного нарезания резцом более крупных резьб, но с небольшой по отношению к ширине впадины глубиной профиля с шагом $P = 8 \div 16$ мм и червяков с модулем $m = 3 \div 5$ мм в целях обеспечения интенсивной деформации металла поверхностного слоя при сравнительно небольших усилиях обкатывания ($5 \div 6$ кН), допустимых на средних металлорежущих станках, применен способ обкатывания огибанием [2,3] коническим консольным роликом (табл. 1, способ 1). Наличие прямолинейной образующей у ролика и возможности изменения углового положения оси ролика на величину угла огибания в пределах $\pm 30'$ позволяют, например, при обработке ходовых винтов из стали 40 с трапецидальной резьбой 150x16 с усилием 5,5 кН при скорости вращения винта 35 м/мин (скорость обкатывания) за пять-шесть проходов по одной стороне витка при исходной шероховатости, соответствующей параметру $R_z = 10 \div 40$ мкм, получить поверхность с шероховатостью $R_a = 0,32 \div 0,63$ мкм. При обкатывании трапецидальных резьб с шагом $P > 16$ мм, червяков с модулем $m > 6$ мм и упорных резьб ($P > 10$ мм) с большей относительной глубиной впадины ролики с прямолинейной образующей применять нельзя из-за недостаточной

Таблица 1 – Способы обкатывания роликами сложных поверхностей

№ п.п	Наименование обкатываемой поверхности	Способ обкатывания	Принципиальная схема
1	2	3	4
1.	Резьбы трапецеидальные с шагом $P = 8 \div 16$ мм, червяки с модулем $m = 3 \div 5$ мм	Обкатывание огибанием коническим роликом А.с. 218683, (СССР)	
2.	Резьбы трапецеидальные с шагом $P=8 \div 16$ мм, червяки с модулем $m = 6 \div 30$ мм, с углом подъема линии витка $\gamma > 10^\circ$	Обкатывание огибанием роликом криволинейного профиля А.с. 218683, 274617, (СССР)	
3.	Резьбы трапецеидальные с шагом $P=8 \div 16$ мм, червяки с $m = 6 \div 30$ мм (при большой партии деталей)	Обкатывание огибанием многороликовым устройством А.с. 218683, 264180, (СССР)	
4.	Резьбы Трапецеидальные и упорные с шагом $P=36 \div 64$ мм, червяки архимедовы и глобоидные с $m = 8 \div 30$ мм, при $\gamma < 10^\circ$	Обкатывание самоустанавливающимися игольчатыми роликами А.с. 204311, (СССР)	
5.	Резьбы упорные (ГОСТ 10177-82) $P=30 \div 48$ мм, Диаметр $d = 40 \div 670$ мм	Обкатывание самоустанавливающимися игольчатым роликом А.с. 353779, (СССР)	

1	2	3	4
6.	Резьбы трапецеидальные с шагом $P=8 \div 16$ мм при большой партии деталей	Обкатывание огибанием роликами криволинейного профиля А.с. 218683, 1031719, (СССР)	
7.	Зубчатые колеса с модулем 12 мм и более	Обкатывание огибанием роликами криволинейного профиля А.с. 218683, 278454, (СССР)	
8.	Зубчатые колеса и рейки с модулем $m=10$ мм и более, резьбы трапецеидальные с шагом $P=32$ мм и более	Обкатывание шариками для создания регулярного микрорельефа А.с. 1588474, (СССР)	
9.	Боковые поверхности канавок для торцевых уплотнений	Обкатывание самоустанавливающимися коническими роликами. Патент 1838079, (СССР)	
10.	Боковые поверхности шкивов клиноременных передач	Обкатывание огибанием роликами криволинейного профиля А.с. 218683, (СССР)	

1	2	3	4
11.	Криволинейные винтовые ручки канатных барабанов	Обкатывание игольчатыми роликами А.с. 206619, (СССР)	
12.	Волнистые плиты медных кристаллизаторов установок непрерывной разливки сталей	Обкатывание огибанием роликами криволинейного профиля А.с. 206618, 218683, (СССР)	

надежности работы механизма подачи станка и самого ролика вследствие быстрого возрастания усилия обкатывания. В этот случае применяют менее производительный способ обкатывания огибанием роликом криволинейного профиля (см. табл. 1, способ 2). Применение ролика с выпуклым профилем позволяет уменьшить длину контакта ролика с деталью, при этом для обработки поверхности витка резьбы требуется значительное число проходов (от 10 до 30, в зависимости от глубины профиля резьбы). Подача по профилю резьбы обеспечивается изменением углового положения ролика при повороте шарнирного параллелограмма за счет подачи верхних салазок суппорта станка перед каждым проходом ролика. Шероховатость поверхности после обкатывания соответствует параметру $R_a = 0,16 \div 0,63$ мкм, скорость обкатывания составляет $35 \div 40$ м/мин.

В целях повышения производительности обработки трапецеидальных резьб с симметричным профилем ($P = 20 \div 40$ мм) и червяков $m = 6 \div 30$ мм применяют более производительное многороликовое устройство [4] (табл.1, способ 3). Деформирующий элемент - инструмент многороликового устройства, выполнен в виде двух зубчатых дисков, зубья которых представляют собой свободно вращающиеся пальцевые ролики. Нижний диск через втулку соединен с нижним торцом пружины, верхний - через червячную передачу и регулировочный упор - с верхним ее торцом. При настройке устройства ролики, принадлежащие разным дискам, вводятся в соседние впадины профиля обкатываемой резьбы. При вращении червяка пружина закручивается на расчетный угол для создания оптимального усилия обкатывания. При вращении детали в центрах токарного станка ролики катятся по поверхности витков резьбы и вращают диски. Однако при неподвижном суппорте станка, на котором закреплено устройство, деформация поверхности витка каждым роликом ограничивается лишь одним и тем же спиральным следом. Для обкатывания всей поверхности суппорту сообщают продольную подачу.

При обкатывании винтов большого диаметра, имеющих малый угол подъема линии витка, оси роликов должны быть расположены в плоскостях, параллельных осевому сечению детали. В этом случае при расчете профиля роликов и режимов обработки применяют зависимости для реечного зацепления [1]. При обработке резьб малого диаметра и соответственно с большими углами подъема линии витка оси роликов пересекаются в центре поперечного сечения обкатываемой детали. В этом случае профиль роликов и режимы обработки рассчитывают по специальной методике, с использованием теорий червячного зацепления [1].

Из-за большой сложности, следовательно, высокой стоимости такое устройство целесообразно применять только при обработке больших партий деталей. При этом обеспечивается высокая стойкость обкатывающих роликов, благодаря тому, что в работе находится одновременно лишь одна их пара и обеспечивается равномерная загрузка различных участков их профиля.

Наиболее высокопроизводительным из представленных в табл. 1 устройств является устройство, где в качестве деформирующих элементов применены самоустанавливающиеся игольчатые ролики малого диаметра, опирающиеся на тороконические шайбы (способ 4) [2]. За два-три повторных прохода при скорости обкатывания 5 м/мин обрабатывается резьба по всей глубине профиля. При этом получается поверхность витка с шероховатостью, соответствующей параметру $R_a = 0,08 \div 0,32$ мкм.

Однако роликовый узел такого устройства может быть вписан в профиль впадины резьбы только при значительной ширине впадины, что ограничивает область его применения (см. табл. 1). Игольчатые ролики указанного выше устройства устанавливают в открытые со стороны дна впадины резьбы сепараторы и во избежание смещения их в направлении дна впадины, что может нарушить процесс обкатывания, плоскость этих роликов приходится смещать относительно осевого сечения детали на некоторую величину, позволяющую создавать составляющую усилия, поджимающую ролики к корпусу приспособления. Такое смещение, также как и разворот плоскости роликов на угол, близкий к углу подъема линии витка (γ), приводит к появлению положительной или отрицательной кривизны профиля резьбы. Однако при больших углах подъема линии витка необходимость деформирования его поверхности по всей глубине профиля приводит при трех проходах к появлению перенаклепа поверхностного слоя и шелушению. С помощью физического моделирования обкатывания винтовых поверхностей определены оптимальные усилия обкатывания резьб и червяков и показано, что цилиндрическими роликам можно обкатывать практически все резьбы с углом подъема γ не более 10° [1,2]. Резьбы и червяки с большими углами подъема можно обкатывать способом огибания. Однако такое ограничение устанавливается только для червяков, так как резьбы с углами подъема $\gamma > 10^\circ$ в промышленности практически не применяются.

Для обработки стандартных упорных резьб с шагом $P = 20 \div 32$ мм, имеющих ширину впадины, равную толщине витка резьбы, но при этом и значительную глубину профиля, обкатывание описанным устройством неприменимо, так как невозможно вписать двухроликовый узел во впадину резьбы. В этом случае, когда более высокие требования по шероховатости поверхности предъявляются в основном к упорной стороне профиля резьбы, рекомендуется устройство для обкатывания самоустанавливающимся игольчатым роликом, диаметральный размер которого вместе с коническим пальцем, на который он опирается, равны ширине впадины резьбы (см. табл. 1, способ 5) [5].

Методики определения режимов обкатывания самоустанавливающимися игольчатыми роликами резьб и архимедовых червяков и конструкции устройств

описаны в работах [1,2].

Трапецидальные резьбы с шагом 10 - 20 мм и диаметром до 300 мм в крупносерийном производстве за один проход можно обкатывать с помощью устройства, показанного в табл.1, способ 6 [6]. Консольные ролики установлены симметрично на подшипниках в эксцентричных отверстиях втулок с эксцентриситетом e и смещены относительно друг друга. Втулки смонтированы на подшипниках качения в рычагах разъемной обоймы. Рычаги зафиксированы на осях кулачком через штоки, и стянуты между собой пружиной через шпильку, ползун и штифт. К втулкам, для создания необходимого усилия на роликах закреплены рычаги, соединенные через штифты с силовым механизмом, включающим тяги и пружины, установленные в стакан и упирающиеся в гайки. При этом каждые два ролика, расположенные в одном сечении, поджаты к различным сторонам профиля резьбы для уравнивания усилия пружины в рычагах.

Устройство устанавливается в суппорте токарного станка и работает следующим образом. Поворотом кулачка на 90^0 малая ось его поперечного сечения совмещается с осью штоков. При этом нижний рычаг за счет собственного веса, а верхний рычаг за счет усилия пружины разводятся на угол, достаточный для того, чтобы расстояние между торцами передних роликов превысило наружный диаметр обкатываемой детали. Перемещением суппорта станка устройство устанавливается в рабочее положение относительно обрабатываемой детали. Поворотом кулачка осуществляется касание роликов с винтовой поверхностью с некоторым натягом, предварительно выставленных относительно обкатываемого профиля. Втулки с роликами поворачиваются усилием контакта ролика с деталью. При этом рычаги, поворачиваясь вместе с втулками через штифты и тяги, сжимают пружины и образуют зазоры между стаканами и гайками. Усилия пружин прикладываются к роликам. При вращении обкатываемой детали устройство перемещается вместе с суппортом станка на величину шага винтовой поверхности за каждый оборот детали. Все ролики одновременно обкатываются по винтовой поверхности, деформируя ее по всей глубине профиля. Оптимальное усилие обкатывания на каждом ролике обеспечивается регулировкой пружин с учетом кривизны ролика и винтовой поверхности в точке их контакта.

Для чистовой обработки эвольвентной поверхности зубьев крупномодульных шестерен модулем 12 мм с числом зубьев $Z = 26$ создано устройство, позволяющее обкатывать зубья роликами на зубодолбежных станках (Способ 7, табл.1) [1]. Два конических ролика малого диаметра образуют собой впадину зубодолбежной рейки и поджимаются к обрабатываемому колесу пакетом тарельчатых пружин. Обкатывание каждого зуба завершается (как и чистовое нарезание) за 50 дв. ходов ползуна. Обкатанные зубья имели шероховатость $R_a = 0,16...0,32$ мкм при наличии отдельных рисок глубиной до 0,015 мм в местах особенно грубых зарезов. Для зубчатых колес модулем более 12 мм создание устройства подобного типа упрощается, что обусловлено увеличением размеров впадины между зубьями.

Для получения регулярного микрорельефа на рабочих поверхностях зубчатых колес, реек, винтов разработано устройство для обкатывания шариками [7], показанное в табл. 1, способ 8. Деформирующий инструмент выполнен в виде пальцевой фрезы с рабочим участком, на наружной поверхности которого созданы винтовые канавки полукруглого профиля. В канавке установлены плотно друг к другу шарики одного диаметра ($d_{ш}$) и удерживаются в ней с помощью сепаратора, закрепленного к корпусу. Винтовая канавка замыкается каналом, в котором плотно друг к другу установлены шарики. Деформирующий инструмент устанавливается хвостовиком в шпиндель металлообрабатывающего станка. Винтовая канавка образована с шагом $P = (1,3 - 1,5)d_{ш}$. Устройство поджимается к обрабатываемой детали. При вращении шпинделя

металлообрабатывающего станка деформирующий инструмент вращается со скоростью $V_{об}$. При этом шарики, часть которых в любой момент поджата к обрабатываемой поверхности детали, прокатываются между поверхностями детали и канавки и образуют на обкатываемой поверхности регулярный микрорельеф. Отработанные шарики возвращаются в исходный виток канавки через возвратный канал. Регулирование параметров микрорельефа на обкатанной поверхности осуществляется варьированием подачи обкатывания на каждый оборот инструмента, подбором диаметра шариков и шага винтовой канавки.

Для обкатывания боковых поверхностей канавок для торцевых уплотнений коническими роликами малого диаметра разработано устройство, показанное в табл. 1, способ 9. [8]. Устройство состоит из корпуса, в расточку которого запрессована ось. На оси установлены на отдельных игольчатых подшипниках, две шайбы. В тороидальные канавки шайб помещены шарики. К корпусу винтами закреплены сепараторы, в пазах которых установлены деформирующие ролики малого диаметра.

Вместе с суппортом станка устройство вводится роликами в канавку и поджимается с необходимым усилием. При вращении детали правый и левый ролики вращаются с разными окружными скоростями. Обе опорные шайбы, вращаясь с разными скоростями, прокатываются друг относительно друга за счет свободного прокатывания шариков между ними. Равномерность прилегания роликов к боковым поверхностям канавки обеспечивается за счет разворота шайб относительно шариков. После осуществления трех-четырех оборотов детали боковые стенки канавки будут продеформированы по всей глубине профиля.

Обкатывание по способу огибания консольным роликом применяется при чистовой обработке боковых стенок ручьев шкивов клиноременных передач [9]. Анализ эксплуатации клиноременных передач в период приработки поверхности боковых стенок ручьев шкивов при исходной шероховатости их поверхности, соответствующей параметру $R_z = 20-40$ мкм, показывает, что в это время имеет место интенсивный износ поверхности ремней и рабочей поверхности шкивов. По окончании стадии приработки шероховатость поверхности ручьев соответствует параметру $R_a = 0,16 - 0,32$ мкм. Такую шероховатость поверхности на боковых стенках ручьев не удастся получить при обработке полировочными резцами на токарных и карусельных станках из-за низкой виброустойчивости системы станок-инструмент-деталь.

С целью уменьшения износа ремней и поверхности ручьев шкивов в процессе эксплуатации за счет снижения шероховатости и создания наклепа рабочего поверхностного слоя при чистовой обработке боковых стенок ручьев на шкивах применен процесс обкатывания огибанием роликами [9]. Ручьи с шагом 28,6 мм и глубиной 25,4 мм обкатывались консольным роликом по способу огибания с помощью устройства, показанного в табл.1, способ 10. Консольный ролик установлен в подшипники рычага, поворачивающегося на оси относительно корпуса. Нижний конец рычага посредством зубчатого зацепления соединен с сектором, к которому с помощью шлицевого валика присоединен кулачок, крайние положения которого определяются упорными винтами. С одним из концов сектора шарнирно связан поршень, вставленный в расточку цилиндра. Усилие на поршне создается посредством пружины и регулируется гайкой. В теле поршня имеется клапан и калиброванное отверстие, площадь сечения которого регулируется запорным штоком. Обкатывающий ролик подводится к обрабатываемой поверхности детали и поджимается к ней под действием пружины через поршень, сектор и рычаг. При вращении детали корпусу устройства вместе с суппортом станка задается движение подачи вдоль оси детали справа налево при обкатывании правой стороны ручья, и слева направо – при обкатывании левой стороны. За счет поворота рычага образующая ролика огибает профиль обкатываемой

детали, осуществляется подача обкатывания. При повороте рычага сектор, находящийся в зацеплении с рычагом, поворачивается и постепенно сжимая пружину, перемещает поршень относительно цилиндра. Жидкость, залитая в цилиндр, переливается через клапан справа налево и позволяет рычагу свободно отклоняться в процессе обкатывания, а при отводе ролика от детали препятствует быстрому возврату рычага в исходное положение. Рычаг медленно поворачивается по мере перетекания жидкости из левой полости в правую через калибровочное отверстие. Для обкатывания левой стороны профиля ручья поршень перебрасывается в нижнюю выемку сектора. Подача суппорта станка при обкатывании шкивов составляет 1 мм/об. детали, что при профильном радиусе ролика $r_p = 160$ мм соответствует подаче ролика по образующей ручья 2,1 мм/об. Скорость обкатывания составляет 50 м/мин. Оптимальное усилие на ролике, выбираемое в связи с переменным диаметром ролика при твердости материала детали 140HB в соответствии с [1], изменяется в процессе огибания профиля ручья от 3 до 7 кН. Шероховатость поверхности перед обкатыванием соответствует параметру $R_z = 20$ мкм, после обкатывания – параметру $R_a = 0,16 - 0,32$ мкм.

Ручей канатного барабана представляет собой резьбу вогнутого кругового профиля. Поверхность ручьев крупных барабанов обрабатывают с шероховатостью $R_z = 10 \div 40$ мкм. Получение требуемого качества поверхности нередко затруднено, особенно на карусельных станках, в связи с возникновением вибраций при нарезании ручьев резцами кругового профиля. В табл.1, способ 11, показано устройство, позволяющее обкатывать как кольцевые, так и винтовые поверхности кругового профиля [10]. Рабочими роликами в нем служат игольчатые ролики диаметром 5 мм, опирающиеся на цилиндрический валик, приводимый во вращение электродвигателем ($N=1,5$ кВт; $n=1400$ об/мин). Устройство закрепляется в резцедержателе карусельного станка, вводится роликами в ручей и подается с шагом нарезки ручья на каждый оборот детали. Вращение детали с частотой 0,37 об/мин при этом играет роль движения круговой подачи, составляющей 0,8 мм на один ролик за каждый оборот сепаратора. Обкатывание выполняется за три продольных прохода, причем перед каждым проходом устройство смещается вдоль оси детали на 0,5 мм для создания необходимого натяга. Шероховатость обкатанной поверхности соответствует параметру $R_a = 0,16 \div 0,32$ мкм.

Волнистый профиль кристаллизаторов, способствующий равномерному охлаждению при усадке слитка, применяется на установках непрерывной разливки стали вертикального типа. Профиль строгают вращающимся резцом методом огибания. Шероховатость поверхности после строгания соответствует параметру $R_z = 10 \div 40$ мкм. Поэтому кристаллизатор подвергают обкатыванию с помощью десятироликового устройства [11], показанного в табл.1, способ 12. Комплект роликов, последовательно прокатывающихся по каждому шагу волнообразной поверхности за один двойной ход стола, огибает профиль в пределах одного шага. Ролики имеют коническую форму с прямолинейной образующей; их используют для обкатывания волн с круговым профилем постоянной кривизны. Для обкатывания более сложных волнистых профилей применяют ролики с небольшой отрицательной кривизной. После обкатывания шероховатость волнистой поверхности медных кристаллизаторов соответствует параметру $R_a = 0,08 \div 0,32$ мкм. Внедрение способов обкатывания сложных поверхностей в производство позволило существенно повысить надежность оборудования и приносит значительный экономический эффект [1, 12].

Список литературы

1. Бабей Ю.И., Бутаков Б.И., Сысоев В.Г. Поверхностное упрочнение металлов – Киев: Наук. думка, 1995 - 256 с.

2. Бутаков Б.И. Способы обкатывания роликами винтов и червяков с крупным шагом в тяжелом машиностроении // Вестник машиностроения – 1985 - № 3 – С. 44-50.
3. Бутаков Б.И. Обкатка крупных резьб методом огибания роликами // Технология, организация и механизация механосборочных работ – 1973 - № 12 – 73 – 3 - С. 1 - 5.
4. Бутаков Б.И. Многороликовое устройство для обкатки резьб // Там же – С. 5 - 8.
5. Бутаков Б.И. обкатывание роликами стандартных упорных резьб // Тр. ВНИИМЕТМАШа – 1978 - № 66 - У2. - С. 82 - 90.
6. А.С. 1031719 СССР, В24В 39/00. Устройство для обкатывания винтовых поверхностей // Бутаков Б.И. – Оpubл. 30.07.83 – Бюл. № 28.
7. А.С. 1588474 СССР, В21 Н 5/02; В24В39/04. Устройство для обкатывания поверхностей деталей // Бутаков Б.И., Маршалюк Ю.З. – Оpubл. 30.08.90 – Бюл. №32.
8. Патент 1838079 СССР, В24В 39/00. Устройство для обкатывания боковых поверхностей канавок // Бутаков Б.И. – Оpubл. 30.08.93 – Бюл. № 32.
9. Бутаков Б.И. Обкатывание роликами шкивов клиноременных передач // Станки и инструмент – 1983 - № 2 - С. 28.
10. Браславский В.М. Технология обкатки крупных деталей роликами. - М. машиностроение, 1975. – 160 с.
11. Браславский В.М., Топычканов В.В., Бутаков Б.И. Технология обработки медных плит кристаллизаторов // Вестник машиностроения. – 1980 - № 9. - С. 58 - 59.
12. Семибратов В.П., Топычканов В.В., Бутаков Б.И. Экономическая эффективность обработки крупных деталей машин поверхностным пластическим деформированием // Вестник машиностроения – 1971 - № 12. - С. 71 - 73.

У статті описані способи обкатування роликами складних поверхонь. Надані ефективні конструктивні схеми пристроїв. Приведені області раціонального застосування способів для обкатування роликами гвинтів і черв'яків, зубчастих коліс, канавок різного профілю, струмків канатних барабанів, бічних поверхонь шківів кліноремінних передач, хвилястих плит кристалізаторів.

In the article the methods of obkativaniya by the rollers of difficult surfaces are described. The effective structural charts of devices are given. The rational application domains of methods for obkativaniya by the rollers of screws and worms, gear-wheels are resulted, ditches of a different type, brooks of rope drums, lateral surfaces of pulleys of klinoremennih transmissions, wavy flags of kristallizatorov.

Получено 10.08.05

Попит на виконання хімічного захисту рослин обприскуванням

Виокремлено та охарактеризовано складові формування попиту на виконання механізованого хімічного захисту рослин обприскуванням. Обґрунтовано природні явища та закономірності, які уможливають імітаційне моделювання та визначення якісних та кількісних показників потоку вимог.

попит, хімічний захист, обприскування, набір культур, шкідливий об'єкт

Відомо [1], що для будь-якої сільськогосподарської культури характерні оптимальні проміжки часу для проведення механізованого хімічного захисту (МХЗ) рослин обприскуванням, за яких відбувається мінімальний шкідливий вплив на рослину рушіїв сільськогосподарських машин, хімічних препаратів та досягається максимальне знищення шкідливого об'єкта. Саме тому проблема своєчасного виконання МХЗ сільськогосподарських рослин від бур'янів, шкідників та хвороб обприскуванням посідає чільне місце у збереженні, а то й прирості урожаю сільськогосподарських культур [2].

Для своєчасного виконання МХЗ у тому чи іншому сільськогосподарському підприємстві потрібно мати відповідну до обсягів обробітку (виробничої програми) кількість машинних агрегатів. Визначити цю відповідність можна лише за наявності інформації про попит на дані роботи: часову послідовність появи у часі потреби виконання МХЗ рослин на кожному з полів виробничої програми. З огляду на це, питання, що стосуються дослідження попиту, є актуальними для розв'язання проблеми МХЗ рослин обприскуванням.

Механізований хімічний захист рослин від хвороб, бур'янів та шкідників відіграє важливу роль у збереженні врожаю за умови неспроможності здійснити це іншими технологічними операціями (дотриманням сівозмін, культивацією, боронуванням тощо) [2, 3]. Тому, для обґрунтування параметрів та ефективного використання відповідного комплексу машин того чи іншого сільськогосподарського підприємства (СПП) необхідно визначитись з потоком замовлень на виконання МХЗ як однієї культури, так і набору культур в розрізі календарного часу.

Питанням обґрунтування попиту на виконання МХЗ присвячено ряд наукових праць [3, 4, 5]. З виконаного аналізу цих праць видно, що чинні наукові методи, моделі та методики дослідження відповідного явища унеможливають адекватне відображення реального функціонування комплексу машин для МХЗ відповідно до конкретних виробничих умов. Зокрема, ними не враховується стохастичний характер виникнення шкідливих об'єктів, агрометеорологічних умов та часу початку виконання польових робіт.

На сьогоднішній день вченими [1, 3, 8] досліджено та обґрунтовано: строки появи; тривалості етапів розвитку; економічні пороги шкодочинності основних шкідників сільськогосподарських культур та проміжки часу (фази розвитку рослин), за яких необхідно виконувати МХЗ. Відомо, що як озимі, так і ярі зернові культури пошкоджуються в основному одними і тими ж шкідливими об'єктами з тією різницею, що озимі культури необхідно доглядати ще й в осінній період.

Метою статті є обґрунтувати попит на виконання механізованого хімічного захисту рослин обприскуванням відповідно до конкретних природно-виробничих та агрометеорологічних умов вирощування сільськогосподарських культур.

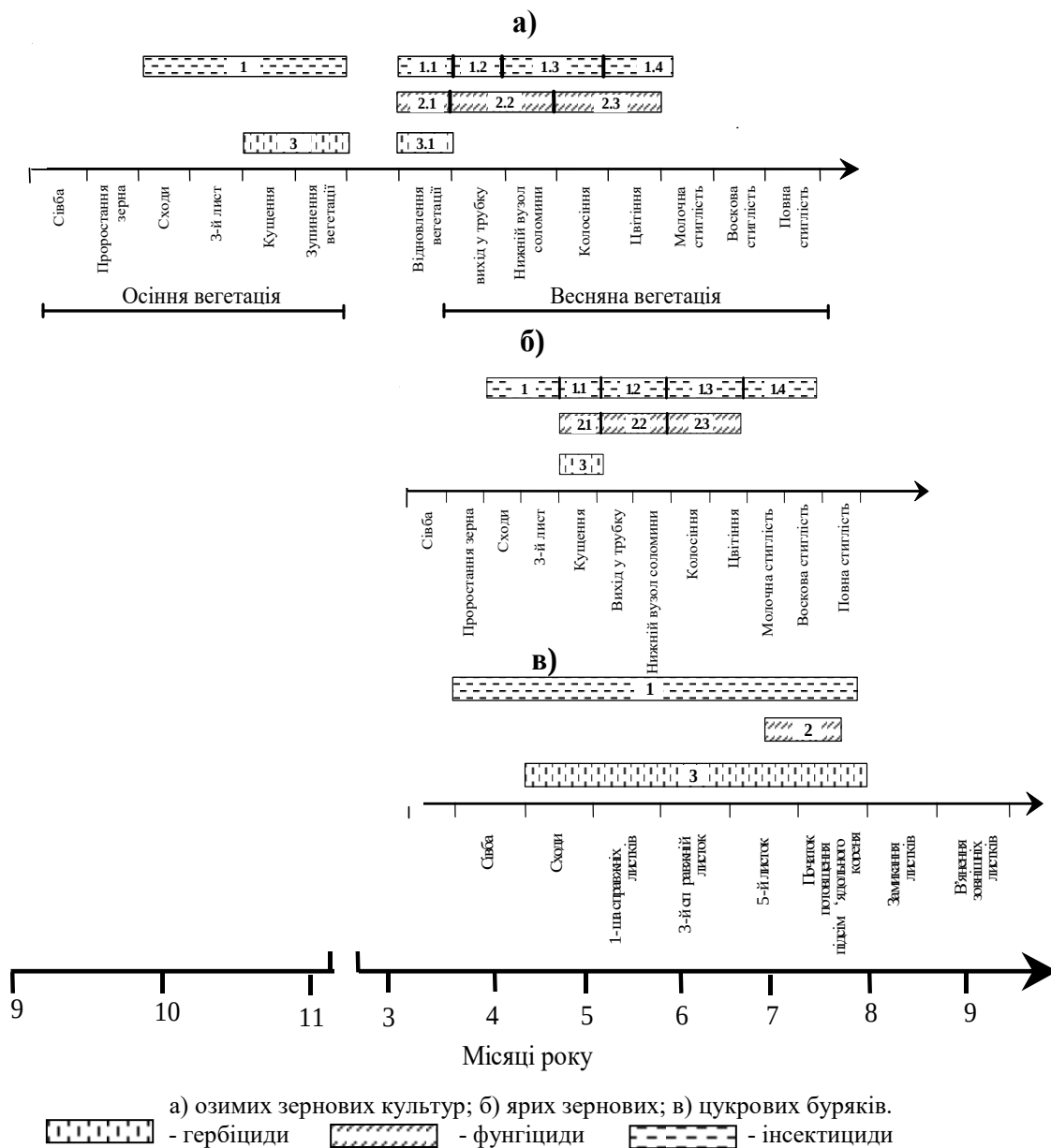


Рисунок 1 - Орієнтовна система механізованого хімічного захисту с.г. культур

для а) і б) 1 - цикадки, злакові попелиці, пшенична, гессенська та шведська мухи, опомиза пшенична, совки, хлібна жужелиця; 1.1 - злакові мухи, хлібна жужелиця; 1.2- шкідлива черепашка (імаго), злакова листокрутка, злакові бляшки, п'явиця (жуки); 1.3 - личинки п'явиць, трипси, клопи; 1.4 - личинки, шкідливої черепашки, хлібні жуки, хлібна жужелиця, трипси, злакові попелиці. 2.1. - борошниста роса, іржа; 2.2 - борошниста роса, іржа, цекроспорильоз, септоріоз; 2.3 - іржа, септоріоз, борошниста роса, гельмінтоспоріоз, плямистість, фузаріоз. 3 - двосім'ядольні бур'яни; 3.1. - двосім'ядольні бур'яни; для в) 1 - однорічні двосім'ядольні, однорічні злакові та багаторічні злакові; 2 - церкоспороз, пероноспороз, борошниста роса, іржа; 3 - попелиці, блішки, лучний метелик, довгоносики, мертвоїди, крихітка бурякова, щитоноска.

Забур'янення полів та пошкодження сільськогосподарських культур хворобами і шкідниками впливає як на урожайність, так і на якість врожаю. Бур'яни, шкідники та

хвороби знищують в окремі роки до 30 %, а то й значно більше врожаю сільськогосподарських культур [1]. Щоб запобігти цьому слід чітко визначитися з шкідливими об'єктами, які характерні для кожної окремої культури, що вирощується в даному регіоні. Адже, відомо, що тривалість етапів розвитку шкідливих об'єктів тісно пов'язана з тривалостями фаз розвитку рослин [6, 7].

З практики відомо, що бур'яни по-різному впливають на ріст і розвиток сільськогосподарських культур. Так, наприклад, для озимих та ярих зернових культур необхідно обробити посіви гербіцидами до початку фази виходу рослини у трубку, проте для моркви та цукрових буряків посіви необхідно обробляти ще до появи сходів. Це пов'язано з тривалим проростанням насіння відповідних культур (рис.1).

Для полів з тією чи іншою сільськогосподарською культурою характерними є поява бур'янів, шкідників, хвороб. Строки їх виникнення є величинами стохастичними і залежать від виду культури, дати її сівби, попередника, кліматичних умов поточного року, тощо.

Кожна природно-кліматична зона характеризується певними притаманними для неї шкідливими об'єктами. Як і районна служба хімічного захисту рослин, так і окремі господарства повинні володіти інформацією про шкідливі об'єкти які переважають у даному регіоні і лише тоді розробляти заходи із механізованого хімічного захисту рослин виходячи із відповідної системи МХЗ для окремих культур (рис. 1).

На початкових фазах розвитку для всіх сільськогосподарських культур характерною є потреба у знищенні бур'янів, які сповільнюють, або взагалі можуть зупинити розвиток сільськогосподарських рослин. Поступово для кожної окремої культури виникають притаманні лише їй шкідники та хвороби, які переважно тісно пов'язані із тривалостями фаз розвитку сільськогосподарських культур та погодними умовами.

Формування попиту на виконання МХЗ базується на врахуванні п'яти основних груп чинників (рис. 2): 1) агрометеорологічних умов (температури повітря, випадання опадів, та швидкості вітру); 2) агрокосмічних умов (початок виконання польових робіт, дата сівби); 3) природно-виробничих умов (структура посівних площ, кількість полів, площа кожного окремого поля, конфігурація, рельєф); 4) агрофону (грунт, культура, бур'яни, хвороби, шкідники); 5) організаційних (кількість полів, структура посівних площ). Всі ці групи чинників є стохастичними і міняються кожного календарного року. Лише врахування їх стохастичності дозволить сформувати попит на виконання механізованого хімічного захисту сільськогосподарських культур відповідно до конкретних природно-виробничих умов.

Послідовність на календарній вісі часу подій (замовлень) виникнення потреби в МХЗ рослин на кожному з полів виробничої програми СГП того чи іншого року характеризується: 1) тривалістю сезону (інтервалом часу між першим і останнім замовленням - t_c); 2) сезонною кількістю замовлень - λ ; 3) сезонною площею МХЗ - S_c ; 4) якісною ознакою (видом) кожного окремого замовлення – захист від бур'янів, шкідників, хвороб.

З огляду на те, що попит на виконання операцій з МХЗ зумовлюється багатьма випадковими чинниками? зазначені його характеристики будуть випадковими величинами. Визначення параметрів цих величин можливе лише на основі імітаційного моделювання процесів росту та розвитку сільськогосподарських культур (рослин) та появи шкідливих об'єктів.

Таким чином, попит на виконання МХЗ формується (реально виникають замовлення на календарній вісі часу) за певним логічним алгоритмом, в основі якого лежать відомі закономірності та явища. До закономірностей відносять: 1) залежність тривалості виникнення тієї чи іншої фази розвитку рослин від початку сівби та перебігу

кліматичних умов; 2) ймовірність появи того чи іншого виду шкідливого об'єкта відносно погодних умов поточного року (опадів, температури повітря, тощо); 3) залежність тривалості етапів розвитку шкідливих об'єктів відносно кліматичних умов (опадів, температура повітря, тощо); 4) зумовленість появи окремих видів шкідливих об'єктів на заданому полі видом культурної рослини, що на ньому вирощується; тощо.

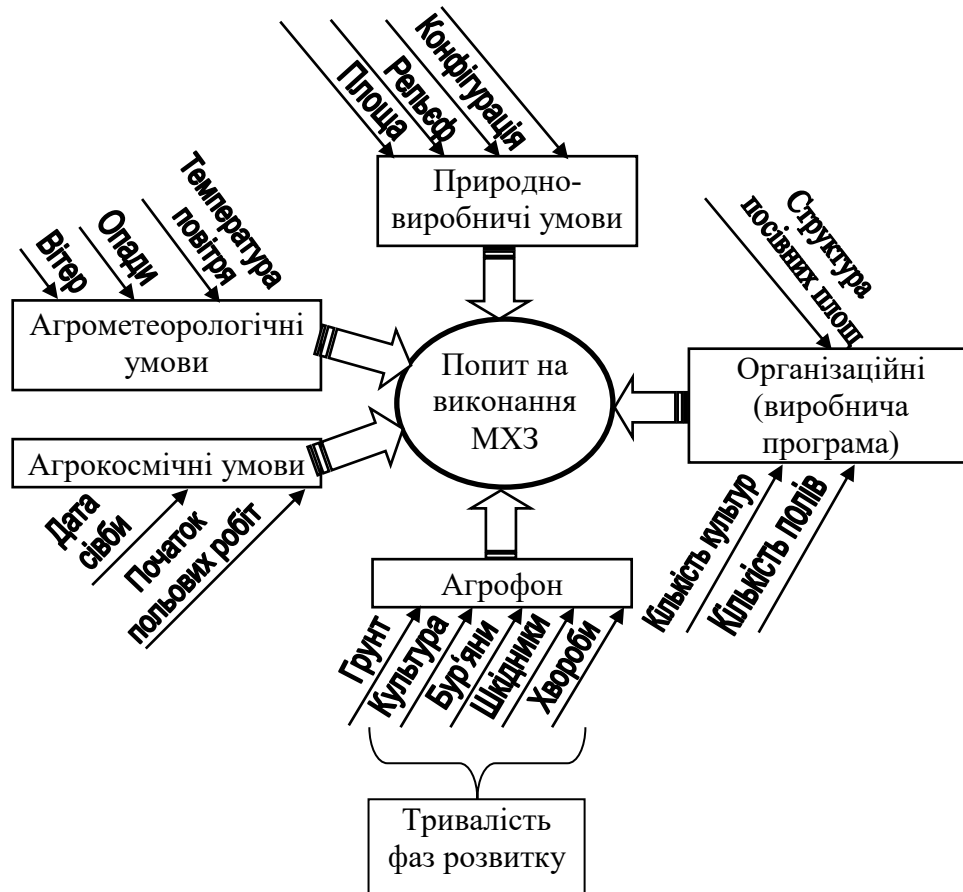


Рисунок 2 – Чинники, що зумовлюють попит на виконання робіт із механізованого хімічного захисту рослин обприскуванням

На підставі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1) механізований хімічний захист рослин є важливою передумовою одержання не тільки максимальної урожайності, але й якісного врожаю сільськогосподарських культур;

2) пріоритетність механізованого хімічного обробітку сільськогосподарської культури зумовлюється можливістю швидкого та максимального усунення шкідливих об'єктів та неспроможністю це здійснити іншими механізованими операціями;

3) визначення характерних для кожної окремої культури шкідливих об'єктів, дат їх виникнення, тривалостей етапів їх розвитку є підставою для моделювання попиту на виконання механізованого хімічного захисту рослин обприскуванням для певної виробничої програми.

4) попит на виконання робіт з механізованого хімічного захисту рослин формується під впливом п'яти основних груп чинників: природно-виробничих, агрофоном, організаційних, агрометеорологічних та агрокосмічних умов;

5) в основі формування попиту на виконання даного виду робіт лежать відомі природні явища та закономірності (вплив строків сівби на тривалість вегетаційного

періоду та протікання окремих фаз росту та розвитку сільськогосподарських культур, притаманність шкідливих об'єктів певним культурам, а також вплив погодних умов на тривалість етапів розвитку шкідливих об'єктів), які уможливають його імітаційне моделювання та визначення якісних і кількісних показників потоку вимог.

Список літератури

1. Захист зернових культур від шкідників, хвороб і бур'янів при інтенсивних технологіях / За ред. Б.А. Арешнікова. – К.: Урожай, 1992. – С. 208-213.
2. Глуценко А.Б., Доброхотов. Заинтересованность в защите растений растет // Защита и карантин растений, - 2002. № 2.- С. 12-14.
3. Програма „Чисте поле” від компанії Укragросервіс. – Оптимальні системи захисту рослин // Пропозиція. – 2002. № 2. – С. 10-11.
4. Войтюк Д.Г., Адамчук І.В., Гаврилюк Г.Р., Марченко О.С. Механізація сільськогосподарського виробництва і захисту рослин: Навч. посібник. – К.: Вища школа, - 1993. – 512 с.
5. Платонов В.А., Чудновский А.Ф., Моделирование агротехнических условий и оптимизация агротехники. – Л.: Гидрометеиздат, 1984. – 277 с.
6. Борисоглебская М.С. Погода и развитие болезней // Защита растений, - 1974. №5. – С. 62-63.
7. Макарова Л.А., Доронина Г.М. Агрометеорологические предикторы прогноза размножения вредителей сельскохозяйственных культур. – Л.: Гидрометеиздат, 1986. – 200 с.
8. Васильев В.П., Лісовий М.П. Довідник по захисту польових культур. – К.: Урожай, - 1993. – 224 с.

Выделено и охарактеризовано составные формирования спроса на выполнение механизированной химической защиты растений опрыскиванием.

Обоснованы природные явления и закономерности, которые делают возможным имитационное моделирование и определение качественных и количественных показателей потока требований.

It is selected and the component forming of demand on implementation of the mechanized chemical defence of plants is described by sprinkling.

The natural phenomena and conformities to the law, which do possible the imitation design and determination of high-quality and quantitative indexes of stream of requirements, are grounded.

Одержано 20.09.05

Б.И. Бутаков, д.-р. техн. наук, С.И. Пастушенко, канд. техн. наук, В.А. Артюх, инж.

Николаевский государственный аграрный университет

Метод повышения долговечности подвижных соединений, работающих в условиях интенсивного износа

В статье рассмотрен метод поверхностного пластического деформирования стальных деталей обкатыванием их роликами. Установлено положительное влияние этого метода на износостойкость пар трения в условиях интенсивного абразивного изнашивания и при обильной смазке.

подвижные соединения, износ, пластическая деформация, стальные детали, обкатывание, абразивное изнашивание

Долговечность узлов, содержащих подвижный силовой контакт, может быть увеличена как повышением износостойкости материала деталей, так и оптимизацией рельефа контактирующих поверхностей [1,2]. Технологические методы обработки имеют ограниченные возможности влияния на параметры, определяющие износостойкость материала деталей, но могут быть использованы для получения благоприятного в отношении сопротивляемости изнашиванию рельефа поверхности деталей. Применяя различные способы обработки, можно получать поверхности, различающиеся не только высотой, но и формой неровностей [3].

Рассмотрим результаты исследования влияния некоторых методов обработки на износостойкость деталей в широко применяемых узлах: 1) стальной вал – бронзовые вкладыши; 2) поршень с резиновыми уплотнениями – стальная гильза; 3) винтовая пара, стальной винт – бронзовая или чугунная гайка; 4) стальной блок – каленый стальной канат.

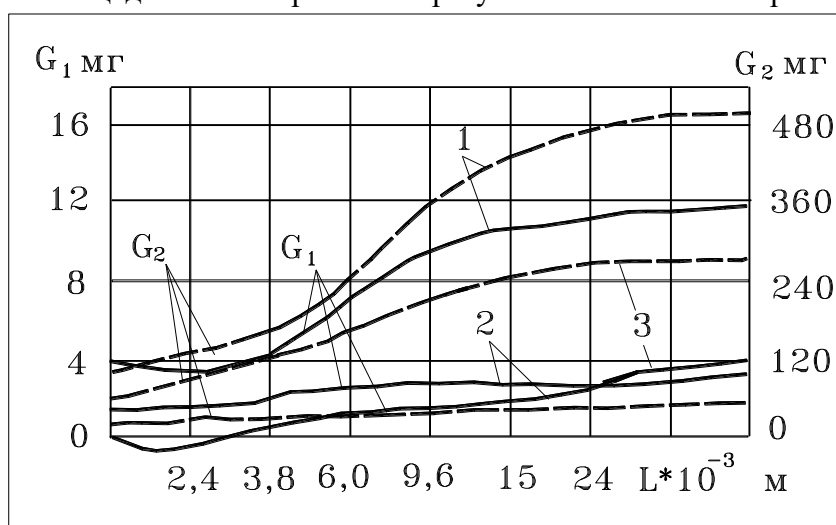
Исследование пары трения вал – вкладыш было проведено на образцах: вал из стали 40 диаметром 40 мм, вкладыши – из оловянистой бронзы Бр. ОЦС 8-21.

Стальные образцы были обработаны по трем вариантам: шлифованные (шероховатость поверхности $R_a = 2,5$ мкм); обкатанные роликом с чистовым режимом при усилии $P = 1,25$ кН, выбранном по методике [4], (шероховатость поверхности $R_a = 0,63$ мкм); обкатанные роликами с упрочняющим режимом при $P = 10$ кН (шероховатость поверхности $R_a = 2,5$ мкм). Поверхность вкладышей (втулок) после растачивания имела шероховатость $R_a = 2,5$ мкм.

Испытания пары трения выполнялись на машине трения МИ в режиме, приближенном к режиму работы вала с втулкой и корпуса дробящего конуса с подпятником в дробилках среднего и мелкого дробления (окружная скорость 25 м/мин, номинальная удельная нагрузка 5 МПа); образцы обильно смазывались машинным маслом. Измерение шероховатости и снятие профилограмм поверхности производилось на профилографе-профилометре завода «Калибр». Методика проведения исследований и технология изготовления образцов изложены в [5].

На рис. 1 приведены графики зависимостей износа образцов от пути трения, построенные для пути трения до $L = 9000$ м на основании испытаний 10 пар образцов, а в дальнейшем – двух пар образцов для каждого варианта обработки. В течение первых двух часов испытаний ($L = 3000$ м) на рабочих поверхностях стальных шлифованных

образцов и образцов, обкатанных роликом при $P = 10$ кН, наблюдалось намазывание бронзы, что привело в начале изнашивания к малому весовому износу шлифованных образцов и даже к увеличению веса образцов, обкатанных при $P = 10$ кН; на образцах, обкатанных роликом с $P = 1,25$ кН, намазывание бронзы не замечено. Коэффициент трения f в начале испытаний составлял для шлифованных образцов 0,127, а для образцов, обкатанных при $P = 1,25$ кН и $P = 10$ кН, соответственно 0,047 и 0,12. В дальнейшем, коэффициент трения достиг минимума ($f = 0,016$) для образцов, обкатанных при $P = 1,25$ кН, - через 2 часа ($L = 3000$ м), а при $P = 10$ кН – через 6–7 часов ($L = 10000$ м), для шлифованных же образцов даже через 42 часа ($L = 58000$ м) ($f = 0,027$), т.е. за время испытаний этой пары трения период приработки еще не закончился. Как видно, приработка стальных обкатанных образцов происходит в несколько раз быстрее, чем шлифованных; при этом износ шлифованных образцов за значительный период работы в 3 – 3,5 раза больше, чем обкатанных. Поскольку параметры шероховатости R_a шлифованных и обкатанных при $P = 10$ кН образцов одинаковы, то меньший износ последних можно объяснить повышенной твердостью и большей опорной площадью их поверхности в результате обкатывания роликом.



1 – вал шлифованный; 2 – вал, обкатанный роликом при $P = 1,25$ кН; 3 – то же, но при $P = 10$ кН

Рисунок 1 – Износ (потеря веса) стальных валов G_1 и работающих с ними в паре бронзовых вкладышей G_2 в зависимости от пути трения L

Минимальный износ имели образцы, обкатанные роликом при $P = 1,25$ кН; это обусловлено не только упрочняющим эффектом, но и обеспечением оптимальной шероховатости при данном методе обработки. Опорная площадь поверхности обкатанных образцов в верхних слоях в 1,5 – 2, а в нижних слоях – в 1,1 – 1,2 раза больше, чем шлифованных при соответствующем увеличении радиусов r закругления вершин выступов и уменьшении углов β° профиля у обкатанных поверхностей (см. табл.). Профилограммы поверхностей образцов до и после испытаний приведены на рис.2.

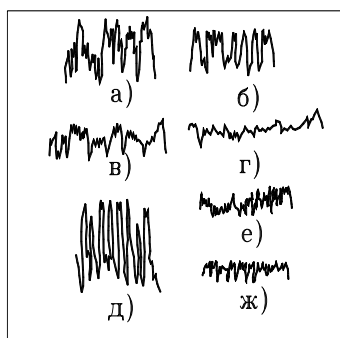
Высота неровностей обкатанной поверхности уменьшилась в 1,5 – 1,8 раза, а шлифованной – в 1,2 раза. Износ обкатанных поверхностей привел к некоторому уменьшению радиусов r закруглению вершин при почти неизменных углах β° профиля, а шлифованных – к увеличению как радиусов, так и углов профиля. Анализ характера изменений опорной (несущей) площади показывает, что на шлифованной поверхности при более интенсивном, чем на обкатанной поверхности, износе создается новая шероховатость с высотой, мало отличающаяся от исходной. На обкатанных же

поверхностях возникающая при их износе шероховатость образуется в основном за счет сглаживания вершин выступов без существенного распространения шероховатости в нижележащие слои упрочненного металла. Благодаря этому различие в величине опорной площади между шлифованной и обкатанной поверхностями в процессе их изнашивания возрастает еще больше.

Износ бронзового вкладыша определяется, как видно из рис 1, в основном параметрами шероховатости работающего в паре с ним стального вала. Так, наибольший износ имели вкладыши, сопряженные с шлифованным валом, рельеф поверхности которого характеризуется сравнительно с обкатанным валом меньшими радиусами r закругления вершин выступов и большими углами β° профиля. В данном случае износ вкладыша усиливается, кроме того, сопровождается шаржированием шлифованной поверхности абразивными зернами. Наименьший износ имели вкладыши, сопряженные с валами, обкатанными при $P = 1,25$ кН.

Таблица – Параметры шероховатости поверхности вала, вкладыша и гильз

Образец	Параметры шероховатости		Угол профиля β°	Радиус закругления вершин r , мкм
	R_a , мкм	R_z , мкм		
Вал стальной: шлифованный.....	1,8/1,5*	6,7/5,5	7/8	250/260
обкатанный при $P = 1,25$ кН	0,9/0,5	3/1,8	5/5	800/700
Вкладыш бронзовый...	<u>2,1</u> 0,8 – 0,6	<u>7,9</u> 3,1 – 1,8	<u>11</u> 6-2	<u>160</u> 250 – 650
Гильзы:				
расточенные.....	3/2,8	12/10	15	150
расточенные и шлифованные	1/0,9	3,8/3,4	15	70
расточенные и раскатанные	0,8/0,8	3/3	9	850
* Числитель – до испытаний, знаменатель после испытаний (для вкладыша первая цифра – после работы с шлифованным валом, вторая – после работы с обкатанным валом).				



a и b – валов стальных шлифованных до и после испытаний; v и g – валов стальных, обкатанных при $P = 1,25$ кН до и после испытаний; d – бронзовых вкладышей до испытаний; e и z – бронзовых вкладышей, испытанных в паре с шлифованным валом и с валом, обкатанным при $P = 1,25$ кН

Рисунок 2 – Профилограммы поверхности образцов, снятые до и после испытаний (по вертикали $\times 4000$, по горизонтали $\times 40$):

Во всех случаях на поверхности вкладышей формируется новый рельеф поверхности ввиду того, что их линейный износ во много раз превосходит высоту неровностей исходной поверхности. При этом в случае работы с обкатанным валом резко увеличились радиусы r закругления вершин и уменьшились углы β° профиля. При работе с шлифованным валом наблюдалось аналогичное явление, но степень изменения параметров шероховатости вкладышей была меньшей. В обоих случаях после испытаний кривизна вершин неровностей поверхности вкладыша была близка к кривизне вершин на поверхности сопрягаемого вала. Если углы профиля для вкладыша, работающего в паре со шлифованным валом, становятся примерно одинаковыми с их значениями для вала, то для вкладыша, сопряженного с обкатанным валом, наблюдалось большее сглаживание вершин, что привело к меньшим значениям угла профиля на вкладыше, чем на валу. Это сказалось на создании большей опорной площади поверхности вкладышей, работающих в паре с обкатанным валом, чем и обусловлена их большая износостойкость.

В паре поршень с резиновыми уплотнениями – стальная гильза было исследовано влияние методов обработки гильз на износостойкость уплотнений.

Методика испытаний, проводимых на специальных стендах, была приближена к условиям работы пневмоцилиндров в эксплуатации [6]. Для исследований использовались резиновые манжеты по ГОСТу 6678 –65. Обработка внутренних поверхности гильз (сталь 40) диаметром 80 мм проводилась по трем вариантам: растачиванием с параметрами шероховатости, $R_a = 3$ мкм, $R_z = 12$ мкм, растачиванием и шлифованием ($R_a = 1$ мкм, $R_z = 3,8$ мкм), растачиванием и раскатыванием роликами ($R_a = 0,8$ мкм, $R_z = 3$ мкм). Режим раскатывания определяли по методике [4].

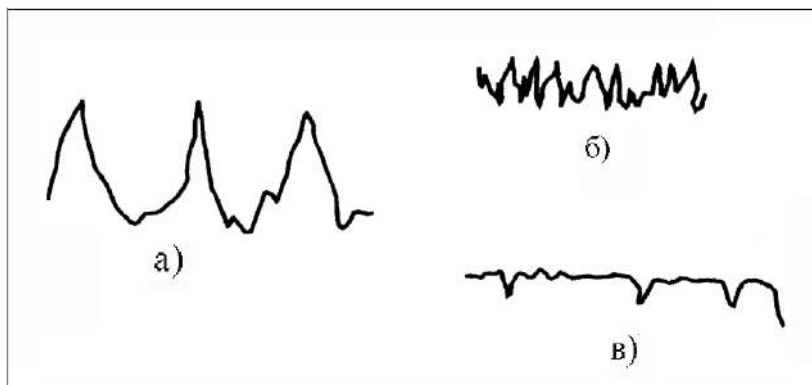
Испытания показали, что износ манжет, работающих в контакте с расточенными или расточенными и шлифованными гильзами, значительно больше, чем работающих в контакте с расточенными, а затем раскатанными гильзами. Особенно интенсивно изнашивание этих манжет в первый период работы ($L = 10 \div 15 \cdot 10^3$ м); продукты износа манжет в этот период представляют собой мелкую резиновую стружку, срезаемую острыми вершинами выступов неровностей поверхности гильз. Заметим, что износ манжет, работающих в расточенных гильзах, оказался несколько меньше, чем в шлифованных, хотя последние имели меньшую шероховатость поверхности. В гильзах расточенных, а затем раскатанных износ манжет с самого начала их работы протекает равномерно, продукты износа манжет наблюдаются в виде загрязняющих масло частиц истирания резины, а величина износа в 5 – 10 раз меньше, чем в шлифованных гильзах. Периодической проверкой уплотнений отключенных от сети цилиндров установлено, что падение давления в цилиндрах с шлифованными и раскатанными гильзами происходит в начале работы уплотнений примерно одинаково, после $L \approx 20 \cdot 10^3$ м пути трения в цилиндрах с шлифованными гильзами давление в течение 3 мин падает с 0,64 до 0,2 МПа, а в цилиндрах с раскатанными гильзами даже через 40 мин сохраняется на уровне 0,24 МПа. Очевидно, результаты испытаний рассматриваемой пары также следует оценивать в связи с параметрами шероховатости гильз, обработанных различными технологическими методами. При этом следует учитывать наличие на поверхностях шлифованных гильз абразивных зерен.

На рис.3 показаны профилограммы поверхности гильз, подготовленных к испытаниям. После испытаний происходит некоторое уменьшение высоты неровностей поверхности расточенных и шлифованных после растачивания гильз; поверхность гильз, обработанных растачиванием с последующим раскатыванием, не претерпевала заметных изменений в процессе работы.

При этом сохранилось значительное различие радиусов закругления вершин выступов шероховатости поверхности гильз, обработанных различными методами (см.

табл.). Углы профиля во всех случаях остались почти неизменными. Повышению износостойкости резиновых уплотнений также способствовало создание большей опорной площади у раскатанных поверхностей.

Данные об износостойкости винтовых пар с винтами, имеющими трапецеидальную резьбу шагом 12,7 мм и обкатанную пальцевыми роликами по методу огибания [4], получены на кантователе опок 27-тонного встряхивающего стола формовочной линии Уралмашзавода и на стане холодной прокатки труб ХПТ – 75



а – растачиванием; *б* – растачиванием и шлифованием; *в* – растачиванием и

Рисунок 3 – Профилотграммы поверхности гильз пневматических цилиндров, обработанных раскатыванием (по вертикали $\times 1000$; по горизонтали $\times 40$)

Первоуральского новотрубного завода. Бронзовые и чугунные гайки кантователя опок работают в среде, запыленной компонентами формовочной смеси (кварцевый песок SiO_2 – 90 - 96%, глинозем Al_2O_3 – 3%, остальное – MgO , Cr_2O_3 , $\text{FeO} + \text{Fe}_2\text{O}_3$, CaO , NaO), и полностью изнашиваются за 1 – 3 месяца.

Тележка кантователя с опоклой, заполненной землей, и моделью общим весом 36 т установлена на четырех винтах. Винты изготавливаются из стали 40Х, гайки – из бронзы АЖМц 10 – 3 – 1,5 или серого чугуна. Расчетное давление в резьбе при равномерной загрузке всех четырех винтов составляет 2,55 МПа. Скорость скольжения в винтовых парах при подъеме и опускании опоки составляет 30 м/мин.

Перед установкой гаек к ним привертываются бронзовые резьбовые надставки. Назначение надставок - частично разгрузить резьбу на гайках и увеличить межремонтный срок работы кантователя. После определенного времени работы гайки с надставками последние снимались и по величине их износа оценивался износ гаек. Затем надставки заменялись новыми. После полного износа резьбы в гайках нагрузка воспринималась одними надставками. В этот период работы определялась износостойкость надставок.

Оценка износа винтов производилась измерением толщины его витка штангельным зубомером. Изношенные гайки и надставки разрезались по образующей. Измерение тощины витков в них производилось на инструментальном микроскопе. Для исключения влияния случайных факторов при испытаниях износостойкости винтовых пар обкатанные винты устанавливали в различных комбинациях с необкатанными во все четыре опорные точки кантователя.

Износ винтов за межремонтный срок составил 0,4 – 1 мм. Замена бронзовых гаек чугунными приводит к увеличению износа винтов на 35 – 50%. При одинаковом износе стойкость обкатанных винтов, работающих с бронзовыми гайками, выше, чем необкатанных, на 78%, работающих с чугунными гайками – на 54%. Износостойкость чугунных гаек несколько выше, чем бронзовых. Однако вследствие низкого

сопротивления чугуна изгибающей нагрузке стойкость чугунных гаек может быть снижена в результате поломки неполностью изношенного витка. Относительное увеличение стойкости гаек в результате обкатывания винта такое же, как и для самих винтов. Долговечность бронзовых надставок после износа гаек в результате обкатывания винтов увеличивается более, чем вдвое. Это объясняется тем, что надставки работают в самих неблагоприятных условиях (наибольшая запыленность и повышенные нагрузки). Следует заметить, что обкатывание винтов роликами полностью исключило задиры и заклинивания винтовых пар, которые до введения операции обкатывания винтов случались в период приработки. Гайки механизма подач станов холодной прокатки труб изготовлены из бронзы АЖМц 10 – 3 – 1,5, винты – из стали 40Х. Расчетное давление в резьбе при снятии заготовки с оправки достигает 1 МПа, скорость скольжения в винтовой паре – 3 м/с. Винтовая пара работает в среде, насыщенной пылью и металлической окалиной. Наблюдение за износостойкостью винтовых пар велось на четырех станах ХПТ – 75, установленных в одном цехе и работающих примерно с равной производительностью. На двух станах были установлены винты с обкатанной резьбой и на двух – с необкатанной. Оценка износа винтов производилась измерением толщины витка штангельным зубомером. Износ винтов после их обкатывания роликом уменьшился в 2,6 раза.

Для упрочнения профиля ручья канатного блока судоперегрузжателя применено обкатывание его клиновым роликом. Однако повышение твердости поверхностного слоя на 25 – 30 % профиля ручья, полученного с помощью наклепа, не привело к уменьшению износа поверхности. Анализ процесса износа рабочей поверхности блока показал, что кроме истирания и смятия поверхности имеет место срезание поверхностного слоя отдельными калеными проволочками каната. Из теории резания металлов известно, что для срезания наклепанного металла затрачивается меньшая работа, чем при резании металла ненаклепанного. Такие же результаты получили М.М.Хрущев и М.А.Бабичев при сравнительных испытаниях на износостойкость наклепанных и ненаклепанных металлов во время износа их абразивными шкурками [7]. Твердость абразива значительно превышала твердость изнашиваемых материалов. Не обнаружил также влияния наклепа на износостойкость осевой стали В.Н.Кашеев [8] изнашивая ее абразивными кругами на керамической связке. Однако, исследуя износостойкость материалов при наличии в контакте трущихся поверхностей абразивных частиц М.М.Тененбаум [9], показал, что кварцевые зерна с твердостью, значительно превосходящей твердость сжимающих их пластинок, разрушаются. Причем разрушающая нагрузка резко уменьшается с повышением твердости одной из сжимающих пластинок.

С учетом вышеизложенного для повышения долговечности блоков был заменен металл блока: сталь 25Л – на сталь 45Л и введена закалка блока в масло. Твердость поверхностного слоя профиля ручья после закалки и обкатывания роликом составила примерно 400 НВ. Процесс срезания поверхностного слоя проволочками каната был устранен и долговечность блоков и работающих с ними канатов повысилась в 2 – 3 раза.

Доля эффекта в повышении износостойкости наклепанного поверхностного слоя, в отсутствии процесса его срезания, принадлежит и остаточным сжимающим напряжениям, образующимся в слое в результате пластической деформации [10].

Повышение износостойкости деталей за счет наклепа поверхностного слоя А.А.Маталин [11] считает следствием усиленной диффузии кислорода воздуха в упрочненный металл, в котором создаются твердые химические соединения FeO , Fe_2O_3 и Fe_3O_4 , характерные для окислительного износа, протекающего с наименьшей интенсивностью. Предварительное упрочнение металла препятствует развитию

совместной пластической деформации металлов трущихся деталей, вызывающей холодную сварку – схватывание, являющуюся наиболее интенсивным видом износа.

Список литературы

1. Крагельский И.В. Трение и износ. - М.: Машиностроение, 1968. - 480 с.
2. Демкин Н.Б. Контактное трение шероховатых поверхностей. - М.: Наука, 1970. - 226 с.
3. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. - М.: Машиностроение, 1977. - 526 с.
4. Бабей Ю.И., Бутаков Б.И., Сысоев В.Г. Поверхностное упрочнение металлов. - Киев: Наукова думка, 1995. - 256 с.
5. Браславский В.М., Топычканов В.В. Обкатка деталей роликами как средство повышения износостойкости. В кн.: Производство крупных машин. Вып. XIX. - М.: Машиностроение, 1969. - С. 56-60.
6. Браславский В.М., Топычканов В.В. Влияние раскатывания гильз пневмоцилиндров на износостойкость резиновых уплотнений. В кн.: Производство крупных машин. Вып. XIX. - М.: Машиностроение, 1969. - С. 60 - 64.
7. Хрущев М.М., Бабичев М.А. Экспериментальные основы теории абразивного изнашивания // Вестник машиностроения. - 1964. - №6. - С. 56 - 62.
8. Кашеев В.Н. Абразивное разрушение твердых тел: Автореф. дис. ... доктора физ. мат. наук. - Томск, 1963. - 45 с.
9. Тененбаум М. М. Износостойкость конструкционных материалов и деталей машин при абразивном изнашивании. - М.: Машиностроение, 1966. - 332 с.
10. Школьник Л.М., Шахов В.И. Технология и приспособления для упрочнения и отделки деталей накатыванием. - М.: Машиностроение, 1964. - 184 с.
11. Маталин А.А. Технологические методы повышения долговечности деталей машин. - Киев: Техника, 1971. - 144 с.

В статті розглянутий метод поверхневого пластичного деформування сталевих деталей обкатуванням їхніми роликами. Установлено позитивний вплив цього методу на зносостійкість пар тертя в умовах інтенсивного абразивного зношування і при рясному змащенні.

In the article the method of superficial plastic deformation of steel details is considered by their rollers. Positive influence of this method on wearproof of pairs of friction in the conditions of intensive abrasive wear and at the abundant greasing is set.

Получено 10.08.05

О.В. Сидорчук, проф., д.-р. техн. наук, П.М. Луб, асп.

Львівський державний аграрний університет

П.В. Гринько, заст. нач. департаменту

Міністерство аграрної політики

Головні явища процесу механізованого обробітку ґрунту

Виділені головні явища виробничої системи обробітку ґрунту, котрі безпосередньо впливають на відповідний механізований процес. Обґрунтована доцільність їх врахування в моделі процесу. Охарактеризовано вплив на функціональні характеристики комплексу ґрунтообробних машин головних явищ цього процесу.

явища, процес, комплекс, обробіток ґрунту, модель, характеристики

Сучасний стан розвитку агропромислового виробництва України характеризується значним зменшенням парку машин реформованих сільськогосподарських підприємств (СП) [2]. Переоснащення цього парку необхідно виконувати на підставі науково-обґрунтованих показників системної ефективності використовуваних машинних агрегатів. Об'єктивність результатів дослідження функціональних характеристик комплексів машин, зокрема, для обробітку ґрунту (КГМ) та визначення на їх підставі показників ефективності в значній мірі зумовлене адекватністю моделі процесу. Домогтися адекватності моделі можна за умови врахування всіх вагомих подій та явищ, що мають місце в досліджуваному процесі.

Чинні методи та моделі, що використовуються для обґрунтування техніко-технологічного розвитку СП [4,6,9,10], неповною мірою враховують цілу низку подій та явищ, а також стохастичність умов перебігу механізованих робіт у рільництві. А тому, результати обґрунтування на їх основі організаційно-технологічних рекомендацій, характеризуються значними похибками. Дослідники здебільшого ідеалізують стохастичність подій процесу та причинно-наслідкові зв'язки між його головними явищами, які слід враховувати в моделях механізованих процесів рільництва, зокрема, механізованого обробітку ґрунту.

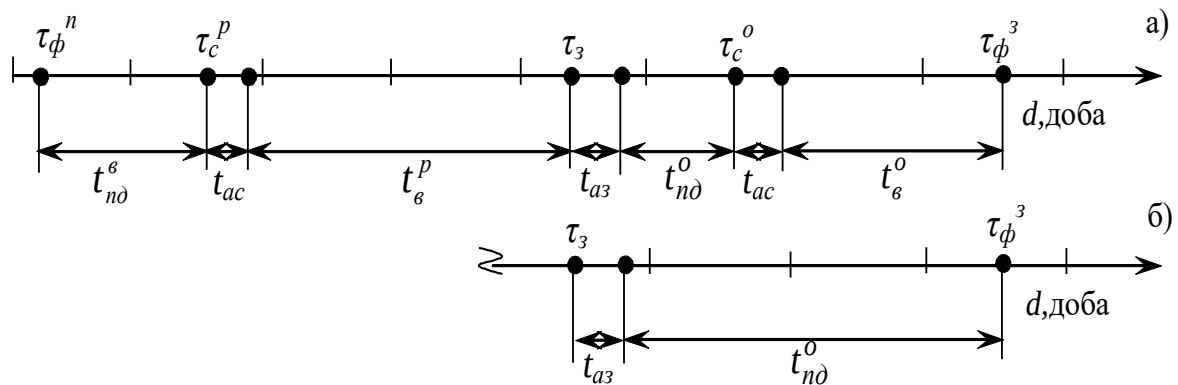
Таким чином, метою цієї статті є системний аналіз процесу механізованого обробітку ґрунту, виокремлення головних явищ та їх впливу на перебіг процесу ґрунтообробних робіт у весняний та літньо-осінній періоди.

Виробничий процес вирощування сільськогосподарських культур як і будь-яка інша динамічна система характеризується зміною якісного стану предмету праці впродовж сільськогосподарського сезону. Якісні зміни зумовлюються специфічними подіями, явищами та процесами, котрі відбуваються незалежно від суб'єктивного (людського) впливу, є здебільшого стохастичними. До особливостей функціонування системи відноситься й те, що впродовж періоду її розвитку відбувається циклічне повторення певної множини подій, явищ, умов, та фізичних процесів, котрі відображають внутрішню сутність системи та зумовлюють нові явища, етапи якісного перетворення, характеристики виконання механізованих процесів тощо.

До головних явищ системи слід віднести в першу чергу ті, що формують специфічні особливості предмета праці, перебіг та характеристики досліджуваних механізованих процесів.

Розвиток сільськогосподарських культур в значній мірі зумовлюється початковим станом „зовнішнього середовища” (температурою і вологістю повітря та ґрунту тощо), якісними змінами та своєчасністю виконання механізованих процесів.

Процес механізованого обробітку ґрунту виконують з метою зміни якісного стану агрофону поля, що є однією із умов продуктивного розвитку сільськогосподарських культур. Відповідно до перебігу природних процесів та розвитку рослин упродовж календарного року потреба в ґрунтообробних роботах виникає у весняний та літньо-осінній періоди. Комплекс механізованих робіт з обробітку ґрунту на окремому полі впродовж відповідного сезону зумовлений якісним станом його агрофону (ущільненістю ґрунту, наявністю стерні, бур'янів тощо) та вимогами рослини до ґрунтових умов на момент її сівби. Слід зазначити, що календарні періоди механізованих робіт з обробітку ґрунту є стохастичними в розрізі років господарювання та характеризується певною послідовністю (рис.).



а) ланка сівозміни: рання – озима культура; б) ланка сівозміни: озима – рання культура; t_{nd}^e , t_{nd}^o - відповідно природно-дозволений проміжок часу обробітку ґрунту у весняний та літньо-осінній сезони, діб; τ_{ϕ}^p , τ_{ϕ}^o – час сівби ранніх та озимих культур, доба; τ_3 – час початку збирання культури, доба; t_{ac} , t_{az} – агротехнічно-оптимальна тривалість сівби та збирання культури, діб; t_e^p , t_e^o - відповідно тривалість періоду вегетації ранніх та озимих культур, діб.

Рисунок - Річний цикл механізованих робіт з обробітку ґрунту

Оскільки множина подій та явищ, що відбуваються в системі обробітку ґрунту характеризуються сезонністю та стохастичністю, то дослідження функціональних характеристик комплексів машин для обробітку ґрунту в моделі процесу необхідно виконувати на підставі розгляду усіх можливих „проявів” головних явищ та ступеня їх впливу на ці характеристики.

Результатами дослідження є виокремлення та аналіз головних явищ процесу механізованого обробітку ґрунту, що необхідно відобразити в його моделі. На підставі системного аналізу виробничої системи рільництва окреслено наступні головні явища, що зумовлюють безпосередній вплив на показники ґрунтообробних процесів:

1. Розвиток природних процесів в розрізі років виробництва рослинної продукції характеризується повторюваністю та стохастичністю й зумовлений циклічним рухом земної кулі відносно сонця.

2. Існує потреба весняного та літньо-осіннього обробітку ґрунту.

3. Час початку і завершення обробітку ґрунту та умов виникнення потреби в технологічних операціях для окремих сезонів ґрунтообробних робіт є стохастичними.

4. Природно-дозволений час на виконання ґрунтообробних робіт у весняний та літньо-осінній сезони мають різну фізичну сутність, а також характеризуються особливим впливом на урожайність сільськогосподарських культур.

5. Через несвоєчасність виконання процесу механізованого обробітку ґрунту знижується потенційна врожайність культур.

6. Сільськогосподарські культури відрізняються між собою специфікою умов їх сівби та збирання, а також перебігом процесу вегетації.

7. Виробнича програма вирощування сільськогосподарських культур визначає потребу та обсяги ґрунтообробних робіт того чи іншого сезону.

8. Часткові процеси механізованого обробітку ґрунту весняного та літньо-осіннього сезонів характеризуються послідовним взаємовпливом.

В основі сезонності природних процесів (рух атмосферних шарів повітря, погодних умов тощо) є зміна розташування в просторі та часі земної кулі відносно сонця. Загальновідомо, що специфіка циклічного руху земної кулі та географічного розташування на ній території України зумовлює чотири пори року природних процесів, котрі характеризуються своїми особливостями (тривалістю світлової частини доби, температурою, вологістю тощо). Ці явища певним чином зумовлюють атмосферні явища, котрі сукупно уможливають, або ж унеможливають ріст та розвиток сільськогосподарських культур. Таким чином, на підставі цих явищ та вимог культур до ґрунтових умов сівби формується потреба підготовки ґрунту. Слід зауважити, що за сприятливих погодних умов та відповідного стану ґрунту процес механізованого обробітку теоретично може відбуватися в будь-який період календарного року, що обмежується агротехнічно-оптимальним термінам сівби культур.

Специфіка погодних умов та їх вплив на перебіг вегетаційного процесу окремих сільськогосподарських культур зумовлюють сезонність ґрунтообробних робіт. Як уже зазначалося, відповідно до виду культур (озимі чи ранні) формується потреба механізованого обробітку ґрунту впродовж двох сезонів: весняного та літньо-осіннього. Окрім того, сезонність механізованих робіт зумовлена ще й фізичними і мікробіологічними процесами та явищами, котрі відбуваються у ґрунті. Тривалість процесу розкладання післяжнивних решток та органічних добрив, осідання ґрунту після глибокого обробітку, рух ґрунтової вологи впродовж осіннього та зимового періоду також впливають на потребу в ґрунтообробних роботах літньо-осіннього сезону.

Час початку та завершення обробітку ґрунту відповідного сезону є стохастичний [8] та зумовлений специфічними явищами кожного із сезонів. Так, для весняного сезону час початку польових робіт зумовлений вологістю ґрунту. Календарний термін переходу ґрунту в стан, за якого виконують його обробіток (фізична стиглість ґрунту) [3], зумовлений цілою низкою чинників та явищ [8]. Термін завершення обробітку ґрунту у весняний період зумовлений потребою сівби культур. Прогрівання та випаровування вологи з ґрунту впродовж весняного періоду зумовлюють момент настання сприятливих умов для проростання насіння та розвитку сільськогосподарських культур. Завершення ґрунтообробних робіт до моменту виникнення цих умов уможливорює максимальний розвиток культур. Затримки в цей період з передпосівним обробітком ґрунту спричиняють втрати урожаю сільськогосподарських культур.

Початок ґрунтообробних робіт літньо-осіннього сезону зумовлений потребою підготовки ґрунту після завершення збирання врожаю попередника. Визначальним

чинником формування календарних термінів цих робіт є час досягання культури. Вимоги до часу завершення обробітку ґрунту в літньо-осінній період зумовлюються особливостями перебігу вегетаційного процесу вирощуваних культур. Так, для озимих як і для усіх сільськогосподарських культур умовою завершення передпосівних ґрунтообробних робіт на полі є потреба їх сівби. Оскільки ранні культури сіють у весняний період, то ґрунтообробні роботи під ці культури в літньо-осінній період тривають до моменту перезволоження або замерзання ґрунту на полі на початку та впродовж зимового періоду.

Зростання температури повітря у весняний період зумовлює прогрівання ґрунту та випаровування його вологи, однак не на всіх полях, навіть в межах одного СГП, ці процеси відбуваються одночасно. Це явище зумовлене природно-рельєфними (орієнтацією ухилу поля тощо) та агрофонними (типом ґрунту тощо) особливостями полів, формує нерівномірність та стохастичність виникнення подій на календарній вісі часу окремого сезону, що характеризують потребу у виконанні обробітку ґрунту на полях СГП. Згідно з культурами сівозміни, кожна із яких характеризується специфічними вимогами до умов сівби [8], формуються нерівномірні та послідовні в часі події появи потреби у завершенні ґрунтообробних робіт на окремих полях. Аналогічними явищами характеризується й літньо-осінній період, однак сутність формування подій виникнення потреби у виконанні цих робіт є іншою. Для озимих культур вона зумовлюється особливостями вегетаційного процесу та часом досягання попередників. Щодо термінів завершення ґрунтообробних робіт в цей період на полях із ранніми культурами, то вони є однаковими оскільки зумовлені випаданням дощів, снігу та заморозками в осінньо-зимовий період.

Природно-дозволений період ґрунтообробних робіт цього сезону формується на підставі проміжків часу між початком обробітку ґрунту та його завершенням. Окрім того, метеорологічні умови сезону впродовж цього періоду зумовлюють виникнення проміжків часу, за яких механізовані роботи не виконують через випадання дощів та перезволоження ґрунту.

Як уже зазначалось, час початку та завершення обробітку ґрунту має свою фізичну сутність і є специфічними для кожного із сезонів ґрунтообробних робіт, що, власне, й зумовлює особливості формування природно-дозволеного періоду відповідного сезону. Пізні календарні терміни часу початку фізичної стиглості ґрунту у весняний період зумовлюють скорочення тривалості природно-дозволеного періоду обробітку ґрунту та створюють умови, за яких культура розвивається в порівняно вищих температурах [8]. Згідно з агрономічними дослідженнями [5] за високих температур на початкових фазах вегетації рослин відбувається інтенсивний їх розвиток та формується порівняно слабка коренева система (особливо для ярих культур), що зумовлює низький приріст врожаю.

Відповідно до тривалості природно-дозволеного періоду, погодних умов та продуктивності комплексу ґрунтообробних машин механізовані роботи в СГП завершують вчасно або ж ні. Несвоєчасність робіт відображається обсягами площ, котрі обробляють за межами агротехнічно-оптимальних термінів сівби. Несвоєчасність завершення обробітку ґрунту та, як наслідок, сівби культури у весняний період зумовлює її розвиток у „гірших„ умовах порівняно із агротехнічно-оптимальними термінами. За таких обставин, власне, й відбувається зниження потенційної врожайності культур.

Для озимих культур запізнення із термінами сівби унеможлиблює належний розвиток культури (появи 2-3 пари листків, процес гартування тощо) до моменту

початку зимового періоду, що знижує їх стійкість до низьких температур та зумовлює загибель впродовж зими.

Загальновідомо, що розвиток сільськогосподарських культур відбувається впродовж певного проміжку часу – вегетаційного періоду. Для кожної сільськогосподарської культури цей період триває та відбувається специфічно [5]. Нами встановлена кореляційна залежність тривалості вегетації ранніх від часу їх сівби та весняної вегетації озимих культур від початку та відновлення їх вегетації. Дане явище відображає вплив агрокосмічних (тривалість світлової частини доби, прогрівання культури впродовж дня тощо) та агрометеорологічних (волога, температура тощо) умов весняного періоду на початкові умови вегетації ранніх та озимих культур. Очевидно, що умови перебігу та продуктивність вегетаційного процесу окремих культур безпосередньо формується на підставі зазначених явищ весняного сезону. Оскільки „сприятлива” їх дія характеризується циклічністю та стохастичністю в часі то необхідно виокремити таке явище даної системи як „крайній” термін сівби культур. Сівба культури за його межами унеможливорює її повний розвиток та отримання належного врожаю.

Під виробничою програмою розуміють - загальну площу ріллі, число культур та відсоток кожної культури у загальній площі, що, власне, й лежить в основі формування річного обсягу ґрунтообробних робіт. Вирощування кожної із сільськогосподарських культур відповідної сівозміни передбачає виконання скінченої множини технологічних операцій обробітку ґрунту, які, в свою чергу, визначають множину необхідних ґрунтообробних агрегатів. Слід зауважити, що погодні умови, розвиток бур'янів тощо окремих років можуть зумовити потребу в додаткових механізованих заходах з обробітку ґрунту (щільювання, коткування тощо), або повторному виконанні окремих технологічних операцій (культивация з боронуванням тощо) впродовж відповідного сезону.

Окрім того, відповідно до наших досліджень, процес формування потреби та обсягів ґрунтообробних робіт СГП окремого регіону є специфічним та характеризується наступними явищами: 1) кількість культур СГП кореляційно залежить від площі ріллі; 2) наявність певної сільськогосподарської культури в структурі посівних площ характеризується певною ймовірністю; 3) структура посівних площ змінюється із зростанням площі ріллі СГП. Таким чином, зміна характеристик виробничої програми зумовлює вплив на потребу в ґрунтообробних роботах та на їх обсяги [7].

Відповідно до вищенаведеного, бачимо, що потреба та обсяги ґрунтообробних робіт окремого СГП зумовлені детермінованими характеристиками виробничої програми. Однак, в результаті виконання процесу механізованого обробітку ґрунту окремого сезону можливе корегування змісту технологічних операцій в наступний сезон ґрунтообробних робіт. Для прикладу, зазначимо, що в разі невиконання оранки в літньо-осінній період виникає потреба глибокого дискування (або ж оранки) поля у весняний період тощо. Для літньо-осіннього сезону такі зміни можуть бути зумовлені невиконанням сівби основної культури через запізнення з виконанням ґрунтообробних робіт.

Таким чином, відображення в моделях механізованого обробітку ґрунту зазначених подій та явищ є підставою для отримання об'єктивних функціональних характеристик механізованого процесу обробітку ґрунту та обґрунтування параметрів КГМ для рілльничих СГП.

Проведений аналіз дає можливість зробити наступні висновки: 1) Пізнання сутності подій та фізичних явищ, процесів та особливостей умов перебігу

грунтообробних робіт дає можливість виокремити головні групи явищ механізованого процесу та обґрунтувати методи дослідження їх впливу на параметри КГМ. 2) Врахування в моделі означених вісім явищ процесу механізованого обробітку ґрунту є підставою для отримання об'єктивних функціональних характеристик КГМ; 3) Відображення зазначених стохастичних явищ у моделі процесу механізованого обробітку ґрунту та його дослідження можливе лише на основі статистичного імітаційного моделювання.

Список літератури

- 1 Альянах И.Н. Моделирование вычислительных систем. – Л.: Машиностроение, 1988. – 223с.
- 2 Басін В. Проблеми забезпечення конкурентоспроможності вітчизняної сільгосптехніки // Техніка АПК. – 2004. - №4-5. – С. 18-19.
- 3 Бомба М.Я., Томашівський З.М. Наукові і практичні основи обробітку ґрунту: Навчальний посібник. - Івано-Франківськ: Галичина, - 1993. – 148 с.
- 4 Киртбая Ю.К. Основы теории использования машин в сельском хозяйстве. – К.; М.: Машгиз, 1957. – 278с.
- 5 Лихочвор В.В. Рослинництво. Технології вирощування сільськогосподарських культур. – Львів: НВФ “Українські технології”, 2002. – 800с.
- 6 Саклаков В.А., Сергеев М.П. Техничко-экономическое обоснование выбора средств механизации. – М.: Колос, 1973. – 200 с.
- 7 Сидорчук О.В., Луб П.М. Виробничі умови системної ефективності ґрунтообробних комплексів // Науковий вісник. НАУ. – Вип.80. – Київ, 2005. – С. 125-131.
- 8 Сидорчук О., Луб П.М. Природно дозволений час для весняної підготовки ґрунту до сівби // Вісник Львів. ДАУ: Агроінженерні дослідження. - №8. – Львів: Львів ДАУ, 2004.- С. 9-16.
- 9 Финн Э.А. Оптимизация эксплуатационных систем сельскохозяйственной техники: Автореф. дис.... д-ра. техн. наук: 05.20.03; 05.13.06 / ВАСХНИЛ. СО. СибИМЭ. – Новосибирск, 1989. – 40с.
- 10 Хабатов Р.Ш. Прогнозирование оптимальных параметров и состава машинно-тракторного парка. – К.: Укр НИИНТИ, 1969. – 73 с.

Выделены главные явления производственной системы обработки почвы, которые непосредственно влияют на соответствующий механизированный процесс. Обоснована целесообразность их учета в модели процесса. Охарактеризовано влияние на функциональные показатели комплекса почвообрабатывающих машин главных явлений этого процесса.

The main phenomena of the soil-tillage production system that have a direct impact on the mechanized soil-tillage process are outlined. The necessity of it's taking into the process' model is grounded. The influence on the functional descriptions of the soil-till machine's complexes is characterized.

Одержано 20.09.05

В.Н. Кропивный, проф, канд. техн. наук, Ю.В. Кулешков проф, канд. техн. наук, В.В. Русских, инж.

Кировоградский национальный технический университет

Основные принципы выбора материала для восстановления и упрочнения шестерен насосов НШ контактной наваркой износостойких композиционных порошковых материалов

В статье предложен принцип выбора материалов для восстановления шестерен насосов НШ под увеличенный ремонтный размер контактной наваркой износостойких композиционных материалов на цементированные поверхности шестерен.

материал, контактная наварка, износостойкий композиционный порошковый материал, микротвердость, прочность сцепления, ударная вязкость, износостойкость, совместимость компонентов, адгезионная связь, активирующие факторы наварки, структура наваренного материала

Исследованиями технического состояния шестерен насосов НШ установлено, что ведущим видом износа является износ абразивными частицами, внедряющимися в более мягкие поверхности сопрягаемых с шестернями деталей.

Традиционно используемые материалы не в полной мере удовлетворяют предъявляемым к ним требованиям, в частности, по износостойкости. Для работы в условиях интенсивного абразивного износа, покрытия должны иметь высокую твердость, сравнимую с твердостью абразива [1]. Создание таких покрытий является, в ряде случаев, наиболее перспективным, а иногда и единственно возможным средством позволяющих увеличить долговечность машин.

Одним из путей решения этой проблемы является контактная наварка износостойких композиционных порошковых материалов (КН ИКПМ), в которых вязкая матрица упрочняется высокоизносостойкими компонентами. Металлокерамические материалы типа карбидов, боридов, нитридов или оксидов, обладая уникальными свойствами в отношении износостойкости, обладают рядом неудовлетворительных качеств, таких как высокая хрупкость, высокое удельное электросопротивление, плохая свариваемость с основой и др.

Цель исследования – предложить принцип выбора материалов для существенного повышения прочности сцепления наваренного покрытия с основой и увеличения ударной вязкости покрытия при КН ИКПМ на цементированные поверхности, в частности вершины зубьев шестерен.

Объект исследования - износостойкие композиционные порошковые материалы для их контактной наварки на цементированные поверхности, в частности на вершины зубьев шестерен.

Предмет исследования - прочность сцепления и ударная вязкость покрытия, нанесенного контактной наваркой из ИКПМ на цементированные поверхности вершин зубьев шестерен.

Для компенсации хрупкости упрочняющей составляющей ИКПМ используют более мягкую и вязкую матрицу [2, 3].

Для повышения электропроводности высокоизносостойких компонентов предлагается использовать частицы порошка, плакирование металлом с высокой электропроводностью [4].

Для повышения качества наносимого покрытия, повышения прочности сцепления и ударной вязкости предлагается использовать ТЦО, которая органично вписывается в предлагаемую технологию КН ИКПМ [5].

Из вышеизложенного следует, что ставится задача нанесения упрочняющего высокоизносостойкого покрытия КН ИКПМ на изношенные вершины зубьев шестерен, способного противостоять абразивному износу и обеспечить необходимую прочность сцепления и ударную вязкость. Указанная задача распадается на две подзадачи - это выбор оптимального состава компонентов матрицы и наполнителя: их соотношения, порядка расположения фаз в наваренном ИКПМ и совместимости компонентов и разработка технологии нанесения ИКПМ.

В данной работе рассмотрены основные принципы выбора материала, которые заложены в основу разрабатываемой технологии восстановления и упрочнения шестерен насосов НШ под увеличенный ремонтный размер.

Системный подход к проектированию состава ИКПМ и КН его на поверхности детали предполагает получение покрытий, обладающих свойствами лучшими по сравнению со свойствами составляющих его компонентов [6].

Проблема совместимости компонентов ИКПМ предусматривает решение двух противоречивых задач: обеспечение высокой адгезии между компонентами предполагает определенное их взаимодействие на стадии КН, и недопустимости интенсивного взаимодействия в условиях последующей эксплуатации, при более низких температурах, зачастую приводящее к взаимному растворению компонентов, возникновению хрупких промежуточных фаз, к потере твердости, прочности и других уникальных свойств составляющих ИКПМ [4, 6].

Совместимостью можно управлять, изменяя состав компонентов, их поверхностными свойствами, технологическими режимами и приемами нанесения ИКПМ, в частности ТЦО покрытия.

Увеличение температуры процесса КН ИКПМ ведет к усилению реакций межфазного взаимодействия, что приводит к интенсивному разрушению упрочняющего наполнителя и негативно влияет на структуру основного металла детали.

Общей тенденцией в развитии КН ИКПМ является применение более низкотемпературных процессов нанесения покрытий, при которых наблюдается твердофазное взаимодействие компонентов ИКПМ, а также использование специальных технологических приемов активирующих процесс наварки таких, как силовое, температурное, химическое, структурное - плакирование частиц упрочняющей фазы ИКПМ металлами [4, 6], дисперсионное с одновременной ТЦО наваренных покрытий [7].

Согласно современным представлениям, процесс образования адгезионной связи между компонентами протекает в три стадии.

1. Образование физического контакта сближением достаточно большого числа атомов поверхностных слоев соединяемых материалов пластической деформацией их на расстояние, при котором возникает взаимодействие атомов.

2. Активация контактных поверхностей, образование активных центров.

3. Объемное взаимодействие, которое начинается с момента образования активных центров на соединяемых поверхностях, в дальнейшем развивается, как в плоскости контакта с образованием прочных химических или металлических связей, так и в объеме зоны контакта [4].

Замена при КН ИКПМ жидкостных реакций твердофазными - один из путей уменьшения вредного технологического взаимодействия между матрицей и наполнителем. Следует отметить, что нагрев при ТЦО, не превышает 850...900°.

Большое значение на ограничение интенсивного химического взаимодействия, которое приводит к образованию хрупких фаз, оказывает длительность контактирования компонентов. Предпочтительны высокоскоростные технологии

нанесения ИКПМ. Использование ТЦО способствует протеканию диффузионных процессов, помимо этого происходит неоднократная перестройка кристаллической решетки матрицы, результатом чего является измельчение зерна, повышение прочности сцепления и ударной вязкости покрытия.

Для повышения качества нанесенного покрытия: прочности сцепления, ударной вязкости и износостойкости, при разработке технологии КН ИКПМ были реализованы максимальное количество факторов, активирующих процессы КН ИКПМ.

В технологическом аспекте все активирующие факторы, позволяющие влиять на возможность получения покрытия из ИКПМ из разнородных компонентов и их совместимость при КН, можно разделить на пять групп: механические, температурные, химические структурные и дисперсионные [4].

Механические факторы предполагают силовое активирование процесса спекания и наварки ИКПМ. При этом используются различные технологические приемы с применением давления, ультразвуковых колебаний, вибрации, взрыва, центробежных сил, силового активирования сдвигом и т. д.

Температурное активирование может заключаться в быстром, ускоренном нагреве контактным, индукционным и др. методами, изменении тепло-физических свойств компонентов, возбуждении экзотермических реакций.

Химическое активирование состоит во введении в состав покрытий активных присадок, в частности введение в зону КН бора, никеля, кремния изменение химических свойств поверхности компонентов травлением или нанесением покрытий, применение активных атмосфер, в частности использование галогенов [8].

Структурное активирование, под которым будем понимать такое взаимное расположение компонентов, которое способствует необходимых свойств (качеств). Этот фактор решает важнейшую проблему обеспечения электропроводности твердых износостойких компонентов путем плакирования их металлами, например никелем.

Интенсивно разрабатывается новый активизирующий фактор – дисперсионный, под которым понимают использование ультрадисперсных порошковых фракций, порядка 1...10 мкм, обладающих рядом уникальных свойств касающихся повышения способности к спеканию и наварке. Эти свойства объясняются огромной суммарной площадью и высокой поверхностной энергией ультрадисперсного порошка. Одним из способов использования этого феномена является реализация его в качестве плакирующих покрытий, что существенно улучшает электро- и теплопроводность порошка и усиливает их способность к спеканию и наварке [4].

Одновременное применение в технологиях нанесения ИКПМ механического, температурного химического и дисперсионного активирования, а также их многократное повторное использование при ТЦО резко повышает эффективность и качество КН.

Теория трения и износа и экспериментальные исследования рекомендует следующие принципы проектирования износостойких материалов [6].

1. Структура материала должна быть гетерогенной и состоять из твердых зерен, равномерно распределенных в упругопластической матрице. В этом случае приложенная нагрузка действует в основном на включения твердой фазы, а в матрице происходит релаксация напряжений.

2. Структура материала не должна существенно изменяться в процессе трения. Такие изменения допустимы только при повышении ее износостойкости.

3. Между структурными составляющими материала должна существовать адгезионная связь.

4. Коэффициент трения твердых включений между собой и по материалу матрицы должен быть, по возможности, минимальным.

Материалы с гетерогенной, а лучше с неравновесной структурой обладают очень высокой износостойкостью в условиях абразивного изнашивания [9, 10], что обусловлено прочной связью частиц упрочняющих твердых включений с упруго-

пластичной, достаточно износостойкой металлической матрицей [11].

Требования, предъявляемые к упрочняющей фазе в структуре ИКПМ в условиях абразивного изнашивания состоят в высоком содержании в ИКПМ упрочняющей фазы - не менее 50 %, заданная дисперсность порошка в пределах до 100 мкм, ее равномерное распределение в ИКПМ. При этом, твердость частиц в упрочняющей фазе должна быть выше твердости абразива. Расстояние между частицами упрочняющей фазы должны быть меньше размера частиц абразива. Должна быть высокой когезионная связь между компонентами ИКПМ.

Резерв повышения износостойкости наваренных материалов - многокомпонентное легирование твердыми частицами: карбидами, оксидами, боридами, силицидами и нитридами. С точки зрения уровня свойств и доступности более перспективны для использования в качестве наполнителей износостойких ИКПМ карбиды и оксиды [12].

После выбора материалов, исходные свойства которых должны обеспечить получение износостойких ИКПМ, необходимо, рассмотреть вопросы совместимости выбранных компонентов и их термодинамической стабильности. Но помимо этого необходимо обеспечить прочную связь между компонентами ИКПМ. В этом плане не возникает особых проблем для систем «металл – карбид», так как взаимодействие между ними возможно даже при твердофазных процессах.

Использование в качестве наполнителей ИКПМ, предназначенных для КН карбидов металлов объясняется высокой их твердостью и износостойкостью, а также гораздо более высокой электропроводностью по сравнению, например, с оксидами или нитридами. Достаточно высокая электропроводность является одним из основных требований, предъявляемых к материалам, навариваемых КН. Учитывая дефицитность карбида вольфрама, в наших экспериментах в качестве высокоизносостойкого компонента использовали карбиды хрома и титана.

Карбид хрома является одним из самых эффективных материалов, используемых в качестве износостойкого компонента [13] его отличает: высокая износостойкость и твердость, хорошая химическая стабильность, небольшой коэффициент трения, хорошее сцепление с поверхностью материала основы, способность не разрушаться под действием механических и тепловых нагрузок.

Карбид хрома предлагается вносить в состав ИКПМ в виде порошка КХНП-20 (ТУ 48-19-381-85), состоящий из 80% карбида хрома Cr_3C_2 , плакированного 20% никеля, производства НПО «Тулачермет». Микротвердость карбидов хрома составляет $H_\mu = 13...19 \text{ ГПа}$ [12, 14].

Никель способствует упрочнению матрицы и увеличению ее вязкости, выступает, как химический и дисперсионный активатор процесса КН, поскольку находится на поверхности частичек карбида хрома в ультрадисперсном и очень активном состоянии [4] и, наконец, находясь на поверхности частичек карбида хрома резко повышает их электропроводность, что крайне важно для стабильности протекания процесса КН на цементированные поверхности зубьев шестерен. Наличие никеля позволяет снизить растворение карбидов хрома в матрице, улучшить процессы сцепления наполнителя с основой, способствует уменьшению пористости в процессе спекания.

Однако высокая твердость упрочняющей фазы, как правило сопровождается высокой хрупкостью, которая должна компенсироваться более мягкой и вязкой матрицей. По современным представлениям, твердость пластичной матрицы должна быть порядка 4,0...6,0 ГПа, а разница в микротвердости упрочняющих и связующих фаз ИКПМ должна составлять 5,0...7,0 ГПа [2, 3]. Только в этом случае в матрице будет происходить релаксация возникающих напряжений.

Для повышения твердости и прочности матрицы в качестве легирующих элементов чаще всего используются бор, хром и углерод. Структура матрицы должна соответствовать структуре аустенитно-мартенситной стали с твердостью 4,0...4,6 ГПа.

Хром является прекрасным карбидообразующим элементом. Во время спекания углерод из карбидов диффундирует в матрицу и может образовывать новые мелкие карбиды с металлом матрицы и, в первую очередь, с хромом [15, 16, 17]. Опираясь на данные [18, 19] о влиянии хрома на прочность и износостойкость порошков, рекомендуемая концентрация хрома составляет 15...28 %.

Объемное содержание керамического наполнителя для условий абразивного изнашивания, может изменяться в широких пределах - от 20 до 85 % [6]. При этом малый объем твердых фаз в структуре (до 15 %) не обеспечивает существенного повышения износостойкости материала. Кроме того, необходимым свойством использования ИКПМ для КН является достаточный уровень его электропроводности, иначе процесс просто будет невозможен.

Для исследования процесса КН ИКПМ способных успешно противостоять абразивному износу в качестве металлической матрицы наваренного покрытия использовали порошки ПГ-УС-25 ПГ-С27 и ПГ-ФБХ - 6-2, торезского завода наплавочных твердых сплавов, с размером фракции – 30...40 мкм. Химический состав порошков представлен в таблице. Следует отметить, что в состав порошков матрицы в качестве упрочняющего элемента матрицы и химического активатора процесса КН входит бор, который обеспечивает увеличение ее прочности на 15%, микротвердости на 25% и прочности сцепления с основой на 15% . Образование карбидов бора ведет к существенному упрочнению покрытия, ведь микротвердость карбида бора лежит в пределах $H_{\mu} = 42...57 \text{ ГПа}$ [12, 14].

Таблица - Химический состав порошка матрицы

Марка порошка	Содержание элементов в порошке, %										
	C	Cr	Si	Mn	Ni	B	W	Mo	S	P	Fe
ПГ-УС-25	4,5...5,5	38...44	1,5...2,8	менее 2,5	1,0...1,8		-	-	не более 0,07	не более 0,06	остальн 55...43
ПГ-С27	3,6...4,5	25...28	1,0...2,0	0,8...1,5	1,5...2,		0,2...0,4	0,1...0,15	не более 0,07	не более 0,06	остальн 61,5...68
ПГ-ФБХ - 6-2	4,0...4,5	30,0...34,	1,5...1,75	2,0...2,7	-	1,0...1,6			не более 0,07	не более 0,06	остальн 61,5...68

В качестве высокоизносостойкой упрочняющей фазы использовали карбиды титана, микротвердость которого $H_{\mu} = 31...34 \text{ ГПа}$. Автором [20] установлена прямая зависимость между энергоемкостью компонентов, чем отличается карбид титана, и получаемой износостойкостью покрытия. Исследованиями [21] показано, что сплавы, в составе которых карбиды хрома занимают большую долю объема, не обнаружены следы микрорезания при гидроабразивном изнашивании.

Выводы:

1. В статье определены основные принципы выбора материалов для формирования состава ИКПМ для КН на цементированные поверхности, в частности вершины зубьев шестерен при их упрочнении и восстановлении под увеличенный ремонтный размер.

2. Для повышения качества нанесенного покрытия: прочности сцепления, ударной вязкости и износостойкости, при разработке технологии КН ИКПМ были выявлены пять групп факторов, активизирующих процесс наваривания ИКПМ на цементированные поверхности - это механические, температурные, химические структурные и дисперсионные факторы.

3. Эти факторы могут быть легко реализованы при КН ИКПМ и усилены при использовании такого технологического приема, как ТЦО.

4. Определены основные компоненты, из которых предстоит подобрать состав ИКПМ для КН на цементированные поверхности, в частности вершины зубьев шестерен при их упрочнении и восстановлении под увеличенный ремонтный размер.

Список литературы

1. Хрущов М.М. Сопротивление металлов абразивному изнашиванию в зависимости от их твердости Международная конференция по смазке и износу машин. Под ред. А.И. Петрусевича. М.: Машгиз, 1962. – 236 с.
2. Амелин Д.В., Рыморов Е.В. Новые способы восстановления и упрочнения деталей машин электроконтактной наваркой. - М.: "Агропромиздат", 1987. -151 с.
3. Радомысельский И.Д., Сердюк Г.Т., Щербань Н.И. Конструкционные порошковые материалы. - К.: Техника 1985. -152 с.
4. Черновол М.И. Технологические основы восстановления деталей сельскохозяйственной техники композиционными покрытиями. Дисс. докт. техн. Наук, Кировоград, 1992 г. - 501 с.
5. Патент України № 73242 В23Р6/00, В23К11/06 Спосіб електроконтактного наварювання зносостійких порошкових матеріалів на цементовані клиноподібні поверхні / В.М. Кропивний, В.В. Руських, Ю.В. Кулешков, М.В. Красота, В.В. Саловський, С.О. Магопець. Опубл. 15.06. 2005. Бюл. № 6.
6. Черновол М.И. Упрочнение и восстановление деталей машин композиционными покрытиями; Учебное пособие - К.: Вища школа, 1992. –С. 79-112.
7. Федюкин В.К., Смагоринский М.Е. Термоциклическая обработка металлов и деталей машин. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1989.- 255 с.
8. Шведков Л.Е., Денисенко Е.Т., Ковенский И.И. Словарь-справочник по порошковой металлургии. К.: Наукова думка. 1982. – 270 с.
9. Николаенко М.Р., Рыморов Е.В., Кузнецов Л.Д. и др. Новые технологические процессы электродуговой и электроконтактной наплавки быстроизнашивающихся деталей строительных и дорожных машин. - М.: ЦНИИТЭИстроймаш, 1976. - 61 с.
10. Радомысельский И.Д., Рыморов В.Е. Уплотняемость и электросопротивление металлических порошков и их смесей при низких давлениях холодного прессования. -Порошковая металлургия, 1976, № 11, с.8 - 12.
11. Порошковая металлургия. Материалы, технология, свойства, области применения: Справочник/ И.М. Федорченко, И.Н. Францевич, И.Д. Радомысельский и др. - Киев: Наукова думка, 1985, - 624 с.
12. Сайфулин Р.В. Неорганические композиционные материалы. М.: Химия, 1983. – 304 с.
13. Н.Т. Иванов Исследование работоспособности шестеренчатых гидронасосов тракторов. Дис. канд. техн. наук. - Елгава, 1967 -186 с.
14. Добровольский А.Г. Кошеленко П.И. Абразивная износостойкость материалов. -К.: Техника, 1989.-128 с.
15. Власюк Р.З. Грипачевский А.Н., Радомысельский И.Д. Изменение химического и фазового состава частицы Cr_3C_2 находившейся в контакте с железной матрицей при спекании//Порошковая металлургия, 1984. - № 8. с. 28 - 33.
16. Особенности взаимодействия карбидов хрома с матричной фазой на основе железа. / Чепелева В.П., Делеви В.Т., Людвинская Т.А. и др. Порошковая металлургия, 1982. - № 7. - С. 80 - 82.
17. Радомысельский И.Д., Дыменко В.А. Механизм и кинетика растворения Cr_3C_2 находившейся в железе //Порошковая металлургия, 1971. - № 3. С.88 - 92.
18. Кулу П. Износостойкость порошковых материалов и покрытий. - Таллин: Валгус, 1988.-120с.
19. Химушин Ф.Ф. Нержавеющие стали. - Машиностроение. 1967. - 798 с.
20. Попов Б.С. Исследование изнашивания легированных сплавов. Дис. д.т.н. М. 1973 - 539 с.
21. А.Г. Сулов. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей. М. «Машиностроение», 1987 – 208 с.

В статті запропоновано принцип вибору матеріалів для відновлення шестерень насосів НШ під збільшений ремонтний розмір контактною наваркою зносостійких композиційних порошкових матеріалів на цементовані поверхні шестерень.

In the article is proposed the principle of materials choice for pumps gears reconstruction of gear pumps for increased repair size used the contact welding of wear-stability composite powder materials on the cemented gears surfaces.

Получено 3.10.05

Експериментальне дослідження роботи плоских ножів з коливним рухом при збиранні цукрових буряків

Використання плоских ножів з коливним рухом дозволяє зменшити зусилля при зрізуванні гички цукрових буряків, що зменшує потужність двигуна бурякозбиральної машини, а також підвищує якість зрізування головок коренеплодів. В статті розглянуті питання експериментального визначення частоти і амплітуди коливання плоского ножа і зусилля його взаємодії з коренеплодом.

плоский ніж, коливний рух, гичка цукрових буряків, коренеплід, копір, частота коливань, зусилля різання коренеплоду

Сучасні коренезбиральні комбайни використовують в технології збирання цукрових буряків двостадійне зрізування гички: високе і з використанням копіру. Це дозволяє якісно очистити головки коренеплодів від гички і після викопування цукрових буряків отримати потрібну якість вороху при поступленні їх на цукровий завод.

Використовуючи імпортовані посівні матеріали, коли коренелоди цукрових буряків розташовуються здебільшого над поверхнею ґрунту і мають в діаметрі до 200 мм, при зрізанні гички в поєднанні з копіром застосовують плоскі ножі.

Так згідно а.с. 1782407, СРСР, дообрізчик гички цукрових буряків складається з ножа і копіра, де зрізування гички плоским ножом відбувається за рахунок швидкості машини, а висота зрізування регулюється копіром.

При зрізуванні гички пристроєм для видалення гички коренеплодів на корені згідно деклараційного патенту на винахід №36873А, Україна, ромбоподібний плоский ніж і гребінчастий копір приєднані до рами машини шляхом паралелограмного навішування. В цій конструкції швидкість зрізування гички від коренеплодів також визначається швидкістю машини, а висота зрізування – копіром.

Аналогічні конструкції з використанням гребінчастих копирів і плоских ножів використовуються в машинах іноземного виробництва фірм Errio, Moro, Kleine, Stoll. Плоскі ножі спрощують кінематику машини, але швидкість різання ними залежить від робочої швидкості машини.

Ціллю статті є дослідження роботи плоских ножів, які мають коливний рух, з експериментальним визначенням частоти і амплітуди коливань, а також визначення сили зрізування гички з головки коренеплодів цукрових буряків.

Можливі наступні варіанти надання коливних рухів плоскому ножеві за рахунок:

- руху вібролемішів;
- обертання диску зі зміщеною масою.

Додаткові затрати енергії на здійснення коливного руху плоского ножа компенсуються зниженням зусилля різання коренеплоду і покращенням якості поверхні його зрізування.

Виходячи з частоти коливань викопуючих лемешів коренеплодів цукрових буряків встановлена частота руху копіюючого механізму, що дорівнює

$$f_2 = f_1 \cdot i,$$

де f_1 – частота коливного руху лемешів;

i – передаточне число.

Додаткова сила P_δ , яка виникає на плоскому ножі від обертання динамічно неврівноваженого диска дорівнює

$$P_\delta = \frac{e}{h} P,$$

де e – ексцентриситет зміщення центра ваги диска;

h – віддаль від диска до опор підшипників;

P – вага диска.

Тобто, виходячи з теоретичних передумов, можливо розробити конструкції приводу ножа для надання йому коливного руху від викопуючих лемешів, або від динамічно неврівноваженого диска. В запропонованих конструкціях частоту і амплітуду коливань можливо змінювати за рахунок зміни ексцентриситету, а також заміни приводних зірочок.

Для визначення зусилля різання коренеплодів плоским ножом з коливним рухом розроблений стенд, зображений на рис.1.

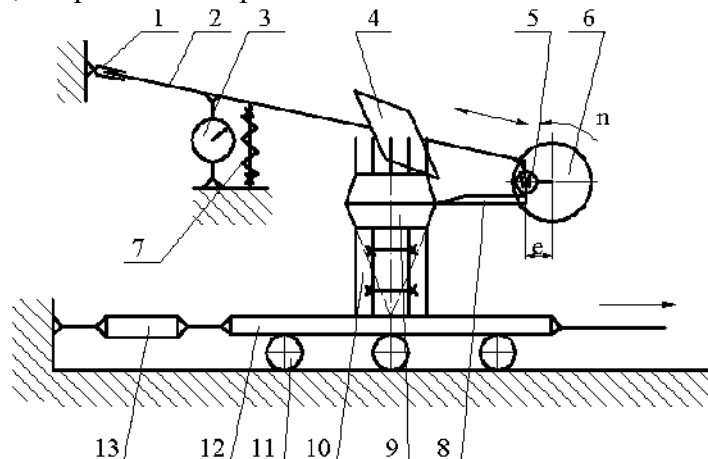


Рисунок 1 – Схема стенду для визначення зусилля різання коренеплодів плоским ножом

Стенд складається з платформи 12, встановленої на катках 11 і закріпленої до стола широкоуніверсально фрезерного верстату динамометром 13. На платформі 12 встановлений в пристрій 10 буряк 9 з оброблюваною поверхнею 23 x 70 мм і залишками гички від її високого зрізання висотою 60 мм.

До станини верстату телескопічним механізмом 1 на важелі 2 встановлені копії 4 і плоский ніж 8. Важіль 2 з'єднаний з станиною верстату пружиною 7 і динамометром 3. Важіль 2 вільно з'єднаний з віссю 5, що має можливість мати змінний ексцентриситет e відносно шпінделя верстату 6, який має змінні оберти n .

Стенд працює наступним чином.

Плоский ніж 8 отримує примусові коливні рухи зі змінними амплітудою і обертами n від вісі 5, яка встановлена на горизонтальному шпінделі 6 верстату з ексцентриситетом e . Плоский ніж 8 закріплений на важелі 2, який підтиснутий пружиною 7 до столу верстата, має можливість зрізувати залишки гички з буряка 8 по копію 4. з коливними рухами, отриманими за рахунок взаємодії важеля 2 з віссю 5 і телескопічним механізмом 1.

За рахунок того, що буряк 8 встановлений в пристрої 10 на платформі 12, що має можливість рухатися на катках 11 відносно столу верстату, зусилля зрізування вимірюється динамометром 13, а зусилля копіювання динамометром 3.

Основні параметри руху вібраційних лемешів наступні: амплітуда 6 – 12°, частота 11 – 19 Гц. Виходячи з того, що одним з привідів коливного руху плоского ножа може бути рух вібролемешів, а також, враховуючи, що середній діаметр коренеплоду цукрового буряка дорівнює 80 мм, а нормальна робота підшипників в

абразивному середовищі обмежена, приймаємо межі амплітуди коливання плоского ножа рівними $16 \div 32$ мм, а оберти вала в межах $200 \div 700$ об/хв.

Зусилля прижиму копіра вибирали в межах стійкості коренеплоду від викопування, яке дорівнює $227 \div 522$ Н. Зусилля вимірювалося як для ножа з коливним рухом, так і для нерухомого ножа.

Результати експерименту заносимо в таблицю 1.

Таблиця 1 – Результати вимірювання зусилля взаємодії плоского ножа з коренеплодом для амплітуди коливань рівною 20 мм

Число коливань об/хв	Середнє значення зусилля різання плоским коливним ножом	Число коливань об/хв	Середнє значення зусилля різання плоским ножом
200	51	0	56
300	43	0	58
400	15	0	56
500	8	0	51
600	7	0	50
700	5	0	60

Аналізуючи результати експериментів можна зробити наступні висновки:

- зусилля різання коренеплодів цукрових буряків пасивним плоским ножом на порядок вище ніж при різанні плоским ножом з коливним рухом ;
- зусилля різання цукрових буряків найменше при частоті коливань 700 об/хв і зростає більше як в 10 разів при зменшенні частоти, отриманої від обертання шпінделя верстату до 200 об/хв;
- в подальшому необхідні експериментальні дослідження амплітуди і частоти руху коливного плоского ножа, який має привід динамічно неврівноваженого диска з визначенням його кінематичних і конструктивних параметрів.

Список літератури

1. Мартиненко В.Я. Механіко – технологічні основи підвищення ефективності робочих органів гичкозбиральних машин: Автореферат дис. докт. техн. наук: 05.05.11. – Тернопіль, - 2000.
2. А.с. 1782407 СССР, МКИ А01Д 23/02 Рабочий орган для дообрезки головок коренеплодов / А. Н. Нелина, С.В. Чернявский, А.С. Барвинко, А.А. Покуса, В.Г. Кузьминов, Н.Д. Хмель, М.Б. Дынкин (СССР) - № 4790431/15: Заявлено 14.02.90: опубл. 23.12.92, бюл. № 47.
3. Патент 36873А, Україна МКВ А01Д 23/02. Пристрій для видалення гички коренеплодів на корені / О.С. Калайджан, А.М. Маланчин, В.Я. Мартиненко,
4. Я.А. Павлов, А.П. Безпальок (Україна). - № 2000020907/UA: Заявлено 17.02.00; опубл. 16.04.01. Бюл. № 3.
5. Босой Е.С. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин. Москва, «Машиностроение», 1978, 568с.
6. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. Изд. Наука: Глав. ред. физико – математ. литературы, Москва, 1924, 480с.
7. Погорелый Л.В., Татьянко Н.В., Брей В.В. и др.: Под общ. ред. Погорелого Л.В. Свеклоуборочные машины (Конструирование и расчет). – К.: Техніка, 1983 – 168с.

Использование плоских ножей с колеблющимся движением разрешает уменьшить усилия при срезании ботвы сахарной свеклы, которая уменьшает мощность двигателя свеклоуборочной машины, а также повышает качество срезания головок коренеплодов. В статье рассмотрены вопросы экспериментального определения частоты и амплитуды колебания плоского ножа и усилие его взаимодействия с коренеплодом.

The use of flat knives with oscillational motion allows to decrease effort at cutting away of tops of sugar beets, that diminishes engine power of beet-collection machine, and also improves quality of cutting away of heads of root crops. In the article the questions of experimental determination of frequency and amplitude of oscillation of flat knife and effort of it's interaction with a root crops are considered.

Одержано 25.09.05

УДК 631.01: 681.3.07

С.М. Коваль, д.-р. техн. наук, Л.П. Шустик, канд. техн. наук

УкрНДІ прогнозування та випробування техніки і технологій для с.-г. виробництва ім. Л.Погорілого

С.Р. Кирницький, канд. техн. наук

Первомайський державний науково-інженерний центр з проблем ресурсо- та енергозбереження

С.М. Литвин, доц., канд. техн. наук

Первомайський політехнічний інститут Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова

Методологічні основи побудови динамічної системи трансформації енергії при зневодненні зернової продукції у системах післязбиральної обробки

Застосування у системах теплозабезпечення динамічної системи трансформації енергії дозволить зменшити втрати при енергонасичення матеріалу та вартість експлуатації систем теплозабезпечення сушарок

дослід, технологія, схема, динаміка, система, трансформація, енергія, параметр, тепло, рівень, дослід, генератор, блок, модуль, зневоднення

При проведенні реформування агропромислового комплексу України враховуються наслідки надмірної енергофікації, яка не відповідає зростанню обсягів виробництва продукції обумовила створення господарського механізму побудованого на концепції енергозбереження, що забезпечує подолання економічної кризи, викликану рідкістю енергетичних ресурсів. Проведена технічна політика спрямована на проведення наукових досліджень згідно концепції енергозбереження в сільськогосподарському виробництві знайшла законодавчо-правове забезпечення [1] і відповідне фінансове забезпечення.

У виробничих процесах сільськогосподарського виробництва частка витрат, що приходить на енергетичні ресурси складає: до 30% рідкого палива, що складає 8 млн.т, 9,2 % електроенергії від її споживання у народному господарстві України [2]. В силу енергетичної недосконалості систем теплозабезпечення і теплогенерації виробничої інфраструктури техніко-економічно-екологічної системи АПК, втрати енергетичних ресурсів збільшуються, що збільшує енергонасичення сільськогосподарської продукції і зумовлює інновації в цій сфері [3]. Для збереження споживчих властивостей зерна і насіння зернових, олійних культур і кукурудзи застосовуються технології зневоднення матеріалу. Із-за екстенсивного типу сформованої існуючої матеріально-технічної бази системи післязбиральної обробки та довготермінового зберігання, розвиток виробництва і досягнення економічної ефективності аграрного сектору стримується через значне подорожчання енергетичних ресурсів і веде до 12-18% втрат вирощеної зернової продукції і кукурудзи.

Умови конкурентного економічного середовища при реалізації товарної зернової продукції зумовлюють використання систем теплозабезпечення сушарок і створення нових зразків теплогенеруючих систем з використанням теплозабезпечення з використанням динамічної системи трансформації енергії.

Для вирішення наведених задач досліджень існує необхідність побудови математичних моделей потоків суцільних середовищ в системі імітаційного моделювання досліджуваного явища придатних для застосуванні при розробці конструкції трансформації енергії.

Поставлені задачі теплового забезпечення сушарок із застосуванням динамічної системи трансформації енергії при зневодненні зернової продукції в системах післязбиральної обробки потребують отримання ідентифіційованої інформації про стан об'єктів процесу обміну теплом та їх зміни на протязі ситуаційного часу процесу зневоднення.

Для покриття потреб у найбільш енергоємних процесах сушіння, тепличному господарстві, утримання тварин, інших системах теплозабезпечення виробничої в соціальної сільської інфраструктури, визначимо системні принципи підходу до досліджень впливу на розвиток теплогенеруючої системи у складі систем-процесів теплозабезпечення об'єкту із застосування систем динамічної трансформації енергії за умов міжгрупової взаємодії. Для чого використавши принцип *системності*, розглянемо процес інновацій у системи теплопостачання, як зміни її структури. Виконаємо структурно-параметричне і просторово-часове узгодження елементів і зв'язків складових системи теплопостачання, яка безпосередньо визначає процес інновацій теплозабезпечення у виробничій інфраструктурі (рис.1). Система динамічної трансформації енергії теплозабезпечення процесу конвективного зневоднення належить до класу *функціональних систем*, переваги якої полягають у тому, що споживачеві теплової енергії потрібні основні і побічні функції системи: можливість зменшення кількісних значень теплових викидів F_{TB} , ексергетичних втрат F_{EB} , раціональних відносин у ергатичній системі F_{EP} , отримання ідентифікованої інформації про стан системи F_{IH} для забезпечення досягнення економічних F_E результатів при виробництві продукції в умовах ринково-конкурентного середовища за допомогою впливу на технологічні F_{TX} та технічні F_{TZ} чинники.

Системоаналогова модель функціонування динамічної системи трансформації енергії при теплозабезпеченні сушарки побудована в ідентифікованій формі, пристосованої для імітаційного моделювання ситуації теплозабезпечення об'єкту і має вигляд:

$$Y = N_y U_y, \quad (1)$$

Y - вихідна змінна;

U_y - представлена зміна системоаналогової моделі функціонування систем трансформації енергії у системі імітаційного моделювання;

N_y - коефіцієнт переходу від вихідних змінних задач.

Абсолютна помилка функції змінної визначається згідно [4]:

Моделюваність системи визначається ступенем підготовки системи до імітаційного моделювання із застосуванням системоаналогової моделі і відповідність вибраним аналогів умовам випробувань, що визначаються критеріїв придатності, оптимальності, переваг [5]. *Ресурсоощадність* застосованих системі технологій перетворень енергетичних ресурсів при енергонасичені сировини представлена у системі імітаційного моделювання рівнім теплових втрат - викидів у навколишнє середовище і визначається у відповідності: для системи міжгрупової взаємодії *матеріал/середовище* показником теплоенергетичної ефективності [7].

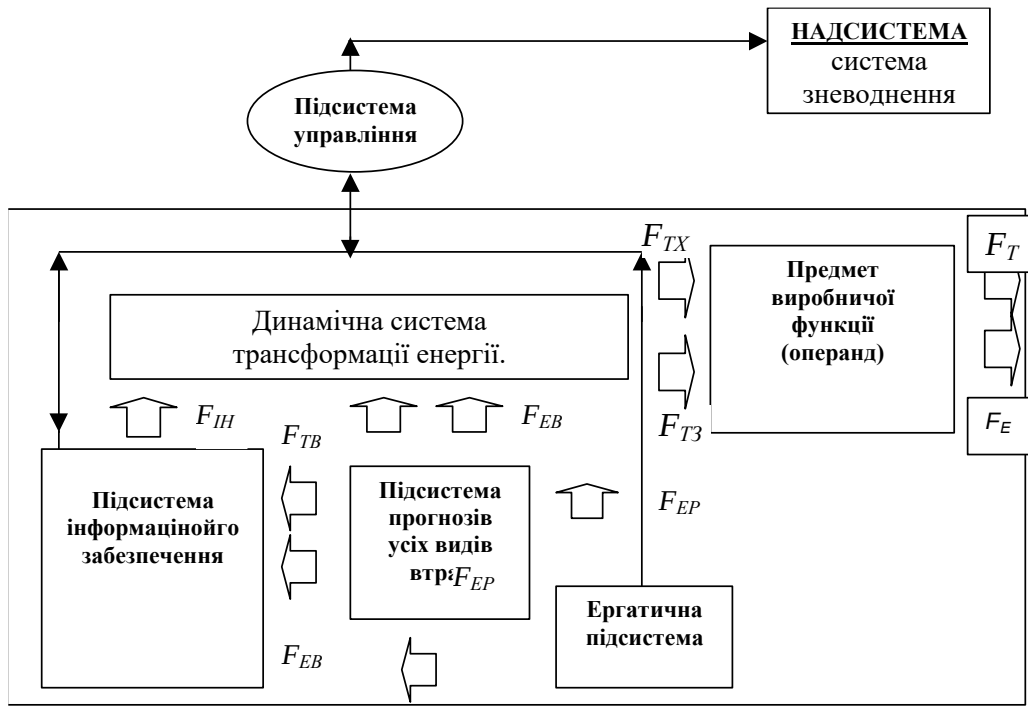


Рисунок 1 – Система відносин у динамічній системі трансформації енергії системи теплозабезпеченні сушарки.

↔ інформаційні потоки.

При проведенні досліджень результатів інновацій динамічної системи трансформації енергії при конвективному зневодненні зернових, олійних культур та кукурудзи (далі - системи) із застосуванням системи імітаційного моделювання проводиться визначення: характеристик стану системи динамічної системи трансформації енергії, як результат міжгрупової взаємодії - ріст властивостей, стійкість структури і зв'язків, потенціалу використання ресурсів. Отримані результати представлені у вигляді системоаналогової моделі динамічної системи трансформації енергії. Яка забезпечує урахування визначеної економічності, стабільності, надійності, ступеня впливу на навколишнє середовище системи, відповідно до *методики оцінки і перевірки виконання програми*:

$$O = F(E_T; R_p; T_c; S_c), \quad (2)$$

де F – функціонал;

E_r – цільова економічна ефективність динамічної системи трансформації енергії., представляє економічні результати, отримані при іспитах адекватним умовам експлуатації. Вона має вигляд фінансових еквівалентів формованих економічних потоків продукції, у системі організації техніки і застосування технологій при використанні усіх видів ресурсів, $E_r = \varphi_c(T_r)$ при значеннях T_r визначених у [7];

R_p - результативність використання потенціалу системи - P^c , $R_p = \varphi_p(P_c)$;

T_c - характеристика технологічної ефективності системи, $T_c = \varphi_c(G_c)$;

S_c - характеристика стійкості структури системи до умов навколишнього середовища, що змінюються..

Представлені обмеження застосування системоаналогової моделі динамічної системи трансформації енергії при динамічній зміні стану системи (1):

- на природнокліматичні умови, викликані визначеністю застосування системи в економічному просторі;
- на встановлені правовими відносинами, побудованими на праві власності;
- на стабільність ринково-кон'юктурних відносин, обумовлених стабільністю сформованого внутрішнього споживчого продовольчого ринку, ці умови не розглядаються і будуть представлені в інших дослідженнях.

Для проведення системоаналогового моделювання динамічних змін стану динамічної системи трансформації енергії проводиться визначення динамічних характеристик стану системи, як результат міжгрупової взаємодії; ріст властивостей елементів об'єкту, стійкості структури і зв'язків між ними, потенціалу використання ресурсів при застосуванні динамічної системи трансформації енергії. Рух подій при формуванні явища третього рівня представлено, як наскрізний потік подій з опосередкованими величинами характеристиками цієї події. Дослідження проводиться окремо для фаз явища: причини - $(1 - \kappa)$ і κ - наслідку..

У відповідності з теорією трансформації ресурсів, зміни значень трансформації властивостей потоків речовини у системі (холодильного агента) залежать від термодинамічних перетворень. Значення рівнянь (1) розглядається як детерміновану математичну моделю. Після обробки значень рівняння (1) з врахуванням обмежень і застосування засобів-подій, представлення у вигляді методів впливу на стан системи, виконується критеріальна оцінка стану системи, що дозволило прогнозувати поведінку об'єкту - динамічної системи теплозабезпечення при розвитку подій в процесі формуванні явища. Кваліметрична характеристика стану об'єкту для другого рівня формування явища представлена у [7]. Наведене дозволило представити рівняння (1) з врахуванням обмежень у вигляді комплексів підготовлених для машинної обробки на ПЕОМ.

Ріст кінетичних властивостей для типу теплогенеруючої системи - динамічної системи трансформації енергії $X = \{x_1, \dots, x_n\}$ з прогнозованим економічним результатом

E_T в діапазоні від $x_1, \dots, x_n$ де $l = \overline{1, n}$ визначається за методом М.А.Босого [8]:

$$U = B(x) \quad c = \int_0^T \sum_{i=1}^n F(x_{l+1}) - F(x_l) \quad c \quad x_l \quad dt, \quad (2)$$

де $B(x)$ - функція валового виробництва енергії при використанні типу системи;

$Z(x)$ - приведені витрати на створення і експлуатацію системи типу X ;

c - середньозважена ціна реалізації енергії, визначена за методом енергетичного аудиту системи;

T - ситуаційний час використання системи;

F - функція потреб у системі.

Обмеження рівняння (2) представлено функцією затрат:

$$Z(x) = C_p(x) + C_{CT}(x) \quad E_1 + C_0(x) \quad E_2, \quad (3)$$

де $C_p(x)$ - функції витрат на розробку системи;

$C_{CT}(x)$ - функції витрат на створення системи;

E_1 - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень;

$C_0(x)$ - функції витрат на експлуатацію системи;

E_2 - нормативний коефіцієнт ефективності витрат виробничих ресурсів.

Досягнення економічного результату при впровадженні системи E_T представимо як отриманий дохід:

$$L(x) = B(x)_c - Z(x) ? \quad (4)$$

де $L(x)$ – функція корисності типу системи [7];

Кінцеві характеристики реалогічних властивостей стійкості структури системи теплозабезпечення визначається при моделюванні кінетичних змін стану динамічної системи трансформації енергії. Синтез її топології аналога – електронну модель, побудовані на основі опису схеми потоків матеріалізованої енергії і бібліотеки топологічних моделей компонентів дозволяє: визначити характеристики стану, як результат взаємовідносин подій у ланцюгу створення явища, змін властивостей структурованих елементів системи та найбільш доцільне з'єднання елементів системи. Досліджувані рівняння (1) кінетичних змін математичної моделі динамічної системи трансформації енергії вирішуються відносно вищої похідної і з її складовими, представленими у виді комплексів і дозволяє проводити послідовне інтегрування.

В ЕОМ усі значення фізичних величин, що входять у системоаналогову модель (1) представлені у вигляді аналога – залежностей значень розподілу електрики от потенціалу, помножене на масштабний коефіцієнт. Якщо y вихідна змінна, а U_p представляє цієї змінної на ЕОМ, то після введення коефіцієнта переходу від вихідних змінних задачі до машинним змінних, одержимо:

$$y = N_{ij} U_y . \quad (5)$$

Результативність використання потенціалу ресурсів у системі на другому рівні досліджень системи представляє зміни значень кінетичних характеристик потенціалу енергогенерування системи теплозабезпечення визначає різницю потенціалів використання енергетичних ресурсів на вході і на виході енергетичних потоків у системі у відповідності по методу аналогій із значеннями і варіаціями потенціалу на і-м провіднику :

$$\begin{aligned} \delta \Pi_e^2 &= \sum_i \varphi_i \delta q_i \\ \Pi_e^2 &= \sum_i \delta \varphi_i q_i \end{aligned} \quad (6)$$

Можливість створення конкурентноздатної енергогенерування системи теплозабезпечення визначає вимоги до розробки моделей, що виражають строгу залежність між станом входу X і станом виходу Y , що задана за допомогою перехідної функції:

$$Y = R_1(X), \quad (7)$$

де R_1 - оператор перетворення (трансформації) одного виду властивостей ресурсів в іншій у S_1 при генеруванні тепла. R_1 - перетворення в (7) описує поведження дифузійного потоку вологи, що приділяється від матеріалу в результаті теплового впливу на систему-об'єкт, і в стохастичному змісті однозначно описує процес генеруванні тепла.

Функціональні (феменологічні) властивості моделі вимагають складання функціонального опису системи генеруванні тепла. у вид R_1 - перетворення. Поводження системи-процесу (генерування енергії - тепла) залежить від вхідного впливу на систему-об'єкт X (початкового потоку енергії q_0) і від передбачуваної його

зміни під дією зовнішнього середовища (втрати енергії теплового потоку) на при
ситуаційному часі, який дорівнює експозиції $\tau =: \bar{X}(q_0; \tau) ..$

З виразу (7) перетворення R_1 представимо як категорію керування функцію
декількох змінних

$$R_1 = F(X; Y). \quad (8)$$

Абсолютна помилка функції декількох змінних складає визначається згідно [9]:

Проведені дослідження дозволили розробити технологічної схеми побудови динамічної системи трансформації енергії (100-200 кВт), вести розрахунок основних параметрів систем теплопостачання і забезпечити достатній технологічний рівень проведення дослідних робіт, виготовлення і випробування експериментальних зразків та розробити практичні рекомендації для розробки теплогенеруючих у системах теплозабезпечення динамічної системи трансформації енергії в інтегрованій системі теплозабезпечення і теплопостачання з урахуванням раціональних режимів систем зневоднення зернової, олійної продукції та кукурудзи у системах післязбиральної обробки та зберіганні.

Застосування у системах теплозабезпечення динамічної системи трансформації енергії дозволить зменшити втрати при енергонасичення матеріалу та вартість експлуатації систем теплозабезпечення сушарок і дозволяє вирішити питання:

- застосування раціональних режимів сушки за умов мінімальних витрат тепла отриманих за рахунок зменшення теплових викидів і ексергетичних втрат;
- забезпечити за рахунок інновацій систем теплопостачання при зневодненні отримання в потрібному обсязі якісну зернову і олійну продукції та кукурудзи, незалежно від розміщення в регіонах України.

Список літератури

1. Закон України від 01.07.94 № 74 „Про енергозбереження”.
2. Масло І.П. Шляхи розвитку енергетичного, технічного та технологічного забезпечення сільськогосподарського виробництва в умовах ринкових відносин // Тези доповідей Міжнародної науково-технічної конференції з питань розвитку механізації, електрифікації та автоматизації сільськогосподарського виробництва в умовах ринкових відносин, Глеваха, 1994. – С.3-6.
3. Яковенко В., Кирницький С., Островський М. І., Сікорський В. А Розрахунок витрат ресурсів у виробничій і комунальній інфраструктурі.- Еколого-економічні проблеми розвитку АПК. Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції, Т.1., Львів, ЛДАУ, 2002.– с.239-245.
4. Островський Н.И. Характеристика технологической эффективности динамической системы трансформации энергии // Бюлетьн наукових праць Прибужжя, 2005, №8. – С.155-162.
5. Погорельый Л.В. Инженерные методы испытаний сельскохозяйственной техники // К.; Техника, 1991. – 157 с.
6. Шустик Л.П., Кирницький С.Р. Определение абсолютной погрешностей дифференцируемой функции одной переменной // Бюлетьн наукових праць Прибужжя, 2004, № 11. – С. 54-60.
7. Кирницький С.Р., Островський Н.И. Прогноз роста свойств динамической системы трансформации энергии используемых в системах теплообеспечения сушильных установок // Сборник научных работ Первомайского НИЦ РЕС, 2002. - С.72-79.
8. Босый Н.А. Обоснование перспективных проектов ферм по производству говядины // Механизация, электрификация и автоматизация животноводства, 1971, № 9. – С.15-16.
9. Шустик Л.П., Кирницький С.Р. Определение абсолютной погрешностей дифференцируемой функции нескольких переменных сбалансированных систем // Бюлетьн наукових праць Прибужжя, 2004, № 12. – С. 65-70.

Застосування у системах теплозабезпечення динамічної системи трансформації енергії дозволить зменшити втрати при енергонасичення матеріалу та вартість експлуатації систем теплозабезпечення сушарок

Using in system теплозабезпечення dynamic system to transformations to energy will allow to reduce loss under enepro saturation material and cost to usages of the systems heat ensuring the dryers

Одержано 12.08.05

**В.С.Шевченко проф., д.-р. техн. наук, В.И. Пилипенко, А.В. Королькевич доц.,
канд. техн. наук, О.В. Брилевский**

Институт механики и надежности машин НАН Беларуси

Особенности применения гидрообъемных трансмиссий на универсально-пропашных колесных тракторах

Приведен анализ и результаты испытаний колесных тракторов с гидрообъемной трансмиссией. Обосновывается целесообразность применения полнопоточных гидрообъемных трансмиссий на универсально-пропашных колесных тракторах.

колесные тракторы, гидрообъемная трансмиссия, производительность

Применение гидрообъемных трансмиссий (ГОТ) является одним из перспективных способов повышения производительности тракторов. До последнего времени широкое использование такого вида трансмиссий на сельскохозяйственных тракторах сдерживалось их высокой стоимостью и более низким, чем в механических трансмиссиях, к.п.д. Поэтому ГОТ получили наибольшее распространение на малогабаритных тракторах, применяемых в мелких садово-огороднических хозяйствах и в коммунально-строительных отраслях. Так в США более 50% садово-огородных тракторов выпускают с гидрообъемными полнопоточными трансмиссиями.

Однако, по мере совершенствования конструкций и производства современных гидромашин и других компонентов ГОТ стало выгодным их применять и для более мощных тракторов и сельхозмашин.

Известно, что производительность тракторного агрегата Q определяется с помощью выражения [1]:

$$Q = \frac{27}{K} N_e \eta_T \chi \beta \tau \text{ га/час}, \quad (1)$$

где N_e — максимальная мощность двигателя в л. с.;

η_T — условный тяговый к. п. д. трактора;

χ — коэффициент загрузки двигателя по мощности;

β — коэффициент использования теоретической ширины захвата;

τ — коэффициент использования времени смены;

K — удельное сопротивление машины или орудия, кг/м.

От того, какого вида трансмиссия применяется на тракторе, зависят значения коэффициентов η_T, χ, τ .

Условный тяговый к.п.д. η_T определяется с помощью следующего выражения:

$$\eta_T = \eta_{TP} \eta_\delta \eta_f, \quad (2)$$

где η_{TP} — к. п. д. трансмиссии;

η_{δ} — коэффициент, учитывающий потери от буксования;

η_f — коэффициент, учитывающий потери на передвижение трактора.

Следовательно, условный тяговый к.п.д. η_T при прочих равных условиях пропорционален изменению к.п.д. трансмиссии η_{TP} .

На рис. 1 показана универсальная характеристика изменения к.п.д. гидротрансмиссии колесного трактора МТЗ-80Б на всем скоростном и нагрузочном диапазонах работы тракторного агрегата. В зоне рабочего диапазона скоростей (800—1800 об/мин) и номинальной передаваемой мощности к.п.д. гидрообъемной трансмиссии, включающей аксиально-поршневые гидромашины, составляет 0,85—0,87. Механическая трансмиссия при том же скоростном диапазоне и номинальной мощности имеет к.п.д. 0,9-0,92 [2].

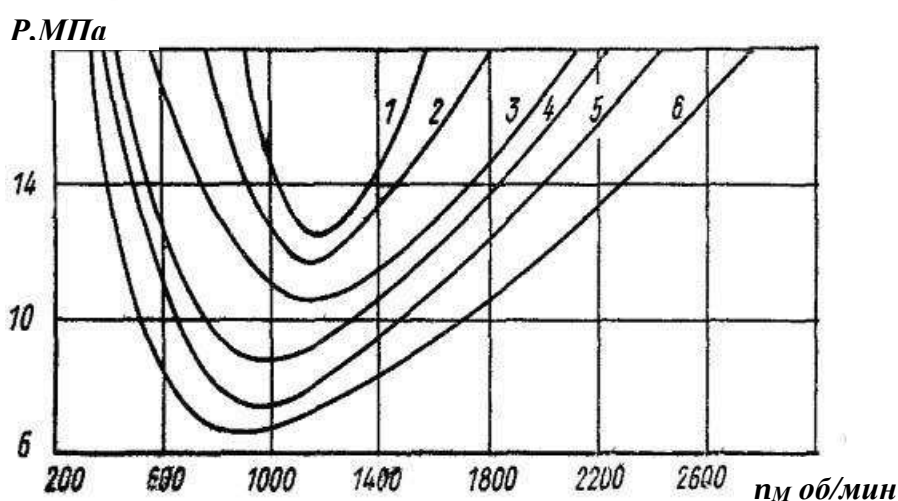


Рисунок 1 - Универсальная характеристика ГТТ при объемном регулировании насоса (1500 об/мин) и гидромотора при $\eta_{TP} = 0,87$ (1), 0,86 (2), 0,85 (3), 0,84 (4), 0,83 (5), 0,81 (6)

В зоне транспортного диапазона скоростей наблюдается снижение к.п.д. гидрообъемной трансмиссии. Это снижение объясняется тем, что к.п.д. регулируемого гидромотора уменьшается с уменьшением его рабочего объема. Так, при скорости вращения вала гидромотора 2000 об/мин к.п.д. гидротрансмиссии составляет 0,81.

Механические трансмиссии на передачах с высокими скоростями движения имеют также меньшее значение к.п.д. по сравнению со скоростями рабочего диапазона. Однако это снижение не превышает 3—4%.

Несмотря на то, что в настоящее время к.п.д. механических трансмиссий несколько выше, чем к.п.д. гидрообъемных, этот показатель сам по себе еще не может служить основной оценкой эксплуатационных качеств тракторов. Трансмиссия может обладать очень хорошим механическим к.п.д., но не обеспечивать подходящих скоростей движения для наиболее эффективного использования мощности двигателя, агрегатируемого с трактором оборудования, труда и топлива.

Известно, что тракторный агрегат чаще всего работает в режиме постоянной мощности. При этом наиболее благоприятными условиями эксплуатации будут такие,

когда скоростной диапазон трансмиссии позволяет полностью использовать мощность двигателя (коэффициент загрузки двигателя по мощности при этом близок к 100%).

При условии использования на тракторе механической трансмиссии максимальная мощность двигателя может быть использована только при одной скорости и определенном тяговом усилии на крюке для каждой передачи.

На рисунках 2 а,б, представлены скорости движения и тяговые усилия на крюке, соответствующие максимальной крюковой мощности (кривая А—Е для трактора МТЗ-80 с механической трансмиссией и кривая А'—Е' для трактора МТЗ-80Б с полнопоточной гидрообъемной трансмиссией), полученные в результате тяговых испытаний колесных тракторов МТЗ-80 и МТЗ-80Б кл. 1,4 т на стерне озимой ржи. Нагрузка на крюке создавалась буксированием самоходной динамометрической лаборатории. Тракторы испытывались на скоростном диапазоне 6—15 км/час [2].

V, км/ч

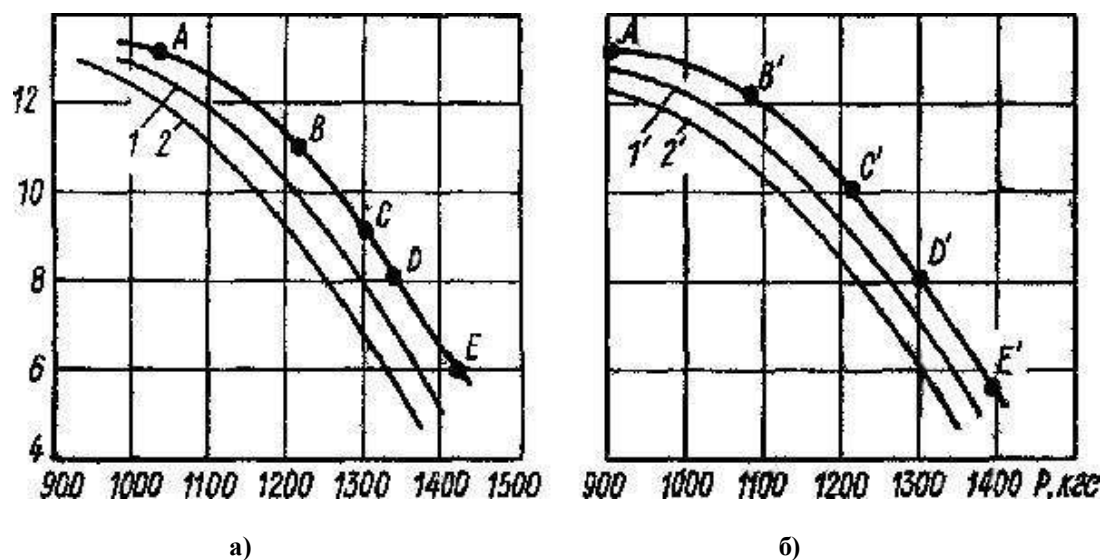


Рисунок 2 - Изменение максимальной крюковой мощности в зависимости от скорости движения тракторов МТЗ-80 (а) и МТЗ-80Б (б)

На тракторе с механической трансмиссией данный скоростной диапазон соответствовал пяти передачам.

Сила тяги на крюке определялась с помощью зависимости:

$$P_{кр} = \frac{3600 N_{1D} \eta (1 - \delta)}{V} + m f . \quad (3)$$

Здесь: первое слагаемое – сила тяги на колесах, а второе – сила сопротивления качению;

N_{1D} – мощность двигателя;

δ – коэффициент буксования;

V – скорость тракторного агрегата;

m – масса трактора;

f – коэффициент трения качения.

Двигатель может работать при любой комбинации нагрузки, характеризующейся кривыми А—Е и А'—Е', но механическая трансмиссия позволяет использовать

крюковую мощность только в определенных условиях (точки А — Е). Наличие областей неиспользуемой крюковой мощности приводит к снижению коэффициента загрузки двигателя, что влечет за собой снижение производительности тракторного агрегата.

У трактора с гидрообъемной трансмиссией бесступенчатое изменение скорости движения позволяет полностью использовать максимальную крюковую мощность $A' — E'$, и тем самым коэффициент загрузки двигателя может достигать 100%.

Если выполняемая работа в заданном скоростном диапазоне не требует максимальной крюковой мощности, то, переходя на частичные нагрузочные режимы по двигателю (на рисунке 2 а, б кривые 1, 2, 1', 2') желательно также коэффициент загрузки двигателя доводить до 100%. Это условие может быть выполнено только при наличии бесступенчатого регулирования скорости движения трактора.

Исходя из статистических данных по эксплуатации колесных тракторов кл. 1,4 т, все выполняемые им работы можно распределить на пять основных групп : 1) транспортные работы, 2) пахота, 3) почвообрабатывающие общего назначения и посев, 4) междурядная обработка, 5) уборочные работы и работы с приводными машинами. Удельный вес остальных работ незначителен и не превышает 5%.

Величина загрузки двигателя, а также продолжительность работы трактора на режимах приведены в таблице 1. Из приведенных данных видно, что загрузку двигателя трактора с механической трансмиссией можно считать удовлетворительной только при пахоте и выполнении уборочных работ и работ с приводными машинами. Однако продолжительность этих работ составляет только 24,6% от общего времени использования трактора.

Таблица 1 - Загрузка двигателя и продолжительность использования универсального трактора на различных видах работ

Вид работ	Загрузка двигателя, % от номинальной мощности	Продолжительность работы, % от общего рабочего времени
Транспортные	45-60	48,1
Пахота	80-90	6,9
Почвообрабатывающие общего назначения и посев	60-80	15,1
Междурядная обработка	60-70	9,6
Уборочные работы и работы с приводными машинами	70-90	17,7

Ведомственные испытания тракторов с гидрообъемной трансмиссией показали, что при выполнении транспортных работ, доля которых от общего времени использования трактора составляет 48,3%, значительно увеличивается загрузка двигателя.

Кроме этого, на повышение производительности тракторного агрегата большое влияние оказывает рациональное использование времени смены. Установлено, что

трактор с гидрообъемной трансмиссией на холостые переезды затрачивает времени на 32% меньше по сравнению с серийным трактором. При этом следует учесть, что для универсально-пропашных тракторов время холостых переездов в зависимости от размеров участков и вида работ колеблется в пределах 15—30% общего времени движения, причем величина коэффициента холостых ходов возрастает с увеличением рабочих скоростей.

Испытания показали, что по сравнению с трактором, имеющим механическую трансмиссию, использование трактора с гидрообъемной трансмиссией в составе агрегата значительно увеличивает его производительность на полях с неровным микрорельефом (уклоны 7—8°) и при выполнении транспортных работ. Так, по данным испытаний, проведенных в полевой базе Минского тракторного завода, при сплошной культивации и вспашке на указанных полях повышение производительности соответственно составило 15 и 20%. Расход топлива на 1 га выполненных работ при этом оказался практически одинаковым для сравниваемых тракторов. На внутривозвратных перевозках с одним прицепом по гравийному шоссе трактор с гидрообъемной трансмиссией по сравнению с трактором той же мощности, оборудованным механической трансмиссией, показал повышение производительности на 10,5%, а на участке 10,5 км с уклонами 7—8° — на 50%.

Следует добавить, что существуют многочисленные конструктивные возможности повышения к.п.д. гидрообъемных трансмиссий. Кроме того, высокий к.п.д. трактора в области частичных нагрузок может быть достигнут согласованием работы двигателя и гидрообъемной трансмиссии.

Основные технические показатели тракторов с гидрообъемными трансмиссиями в большой степени определяются выходными характеристиками применяемых гидромашин. Так, габаритно-массовые показатели, металлоемкость и быстроходность лучшие у гидромашин с наклонной шайбой, а регулировочные характеристики, удельная мощность, механический к.п.д. — у гидромашин с наклонным блоком.

Теоретический анализ, лабораторные и полевые испытания позволяют сделать вывод о перспективности применения на универсально-пропашных колесных тракторах гидрообъемной трансмиссии.

Список литературы

- 1 Бойков П.И., Городецкий К.И. и др. Тракторы и сельхозмашины, №7, 1967.
- 2 Шевченко В.С., Пилипенко В.И. Условия применения гидростатической передачи в трансмиссии колесного трактора, Весті АН БССР, серія фізико-технічних наук, №3, 1975.

Наведені аналіз і результати випробувань колісних тракторів з повнопоточною гідротрансмісією. Обґрунтовується доцільність застосування повнопоточних гідротрансмісій на универсально-пропашних колісних тракторах.

The analysis and results of wheeled tractors testings with hydraulic transmission drives are give. The sense of use foolflow hydraulic transmission drives for all purpose wheeled tractors is substantiate.

Получено 25.09.05

В.Н.Кропивный, проф., канд. техн. наук, В.В. Черкун, инженер, В.Б. Юдовинский
доц., канд. техн. наук, И.В.Шепеленко, доц. канд. техн. наук
Кировоградский национальный технический университет

Скоростные характеристики процесса ФАБВО

Работа посвящена вопросам оптимизации скоростных характеристик процесса финишной антифрикционной безабразивной вибрационной обработки (ФАБВО).

ФАБВО, латунирование, осцилляция, скорость скольжения

Существующие технологии изготовления деталей повышенной точности требуют длительного периода приработки для обеспечения избирательного переноса в сопряжениях. Авторами предложен метод финишной безабразивной вибрационной обработки, за счет введения осцилляции инструмента, позволяющий резко изменять скоростные характеристики процесса избирательного переноса.

Сущность избирательного переноса (ИП) заключается в том, что при определенных условиях происходит избирательное растворение поверхностного слоя металла детали, вследствие его взаимодействия со смазочными материалами. В результате электрохимической активности ионов растворенного металла, поверхности трения «контртела» покрываются особой защитной пленкой, получившей название «сервоитной» [1-3].

Основными характеристиками при ИП являются: скорость скольжения контактирующих тел и удельное давление инструмента на обрабатываемую деталь.

Принятая схема финишной обработки деталей сочетает в себе три вида движений: вращение детали диаметром D_d с частотой n_d , вращение инструмента d_i с частотой n_i , осцилляция инструмента на величину l с частотой двойных ходов $n_{д.х.}$ и продольной подачей инструмента S (рис.1).

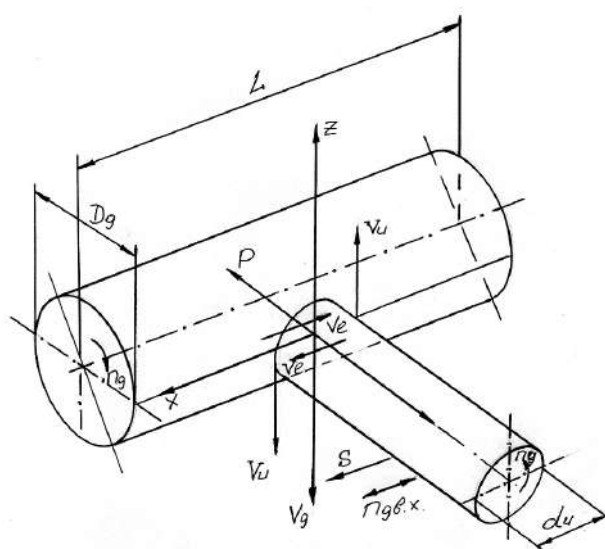


Рисунок 1 – Схема латунирования валов

Скорость скольжения определяется как сумма средних скоростей относительно перемещения в двух плоскостях XOZ и XOY (рис.1).

В плоскости XOZ скорость скольжения определяется скоростью вращения детали V_d и скоростью вращения инструмента V_u (рис. 2).

Скорость скольжения инструмента по детали определяется вращением детали:

$$V_d = \pi \cdot D_d \cdot n_d, \quad (1)$$

где D_d – диаметр обрабатываемой детали, м;

n_d – частота вращения детали, об./с.

Максимальная скорость скольжения, обеспечиваемая вращением инструмента, определяется по формуле:

$$V_{u \max} = \pi \cdot d_u \cdot n_u, \quad (2)$$

где d_u – диаметр инструмента, м;

n_u – частота вращения инструмента, об./с.

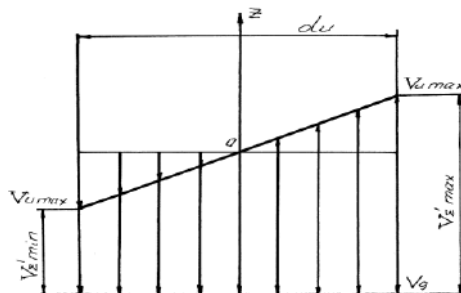


Рисунок 2 – Картина скоростей скольжения в плоскости XOZ

Тогда, суммарные скорости составляют:

$$V_{\Sigma \max} = V_d + V_{u \max}, \quad (3)$$

$$V_{L \min} = V_d + V_{u \max}. \quad (4)$$

В плоскости XOY скорость скольжения инструмента по детали определяется скоростью осцилляции инструмента (рис.3).

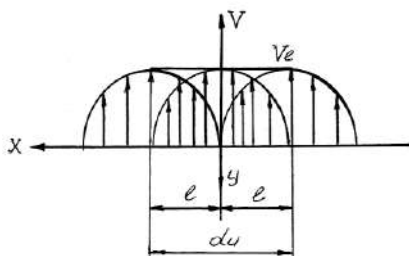


Рисунок 3 – Схема скоростей скольжения в плоскости XOY.

Фактическая скорость скольжения инструмента по поверхности обрабатываемой детали будет представлять векторную схему скоростей: детали V_d , инструмента V_u и осцилляции V_l :

$$\vec{V}_{\Sigma} = \vec{V}_d + \vec{V}_u + \vec{V}_l \quad (5)$$

Средняя скорость скольжения будет для точки «0» определяться по формуле:

$$\vec{V}_{\Sigma 0} = \sqrt{\vec{V}_d^2 + \vec{V}_e^2} = \sqrt{(\pi^2 D_d^2 \cdot n_d^2) + (n_{d.x}^2 \cdot l^2)} \quad (6)$$

Однако, в процессе латунирования, при продольной подаче $S < \frac{d_u}{2}$, скорость скольжения определяется максимальным значением, т.е.

$$\vec{V}_{\Sigma} = \sqrt{\vec{V}_d^2 + \vec{V}_u^2 + \vec{V}_l^2} \quad (7)$$

или заменив значение скоростей на их значения, получим:

$$V_{\Sigma} = \sqrt{(\pi D_{\partial} \cdot d_{\partial})^2 + (\pi D_u n_u)^2 + (n_{\partial.x.} l)^2} \quad (8)$$

Скорость скольжения при латунировании в диапазоне реальных значений диаметров деталей D_{∂} и инструмента d_u в зависимости от частоты их вращения, представлены на рис.4.

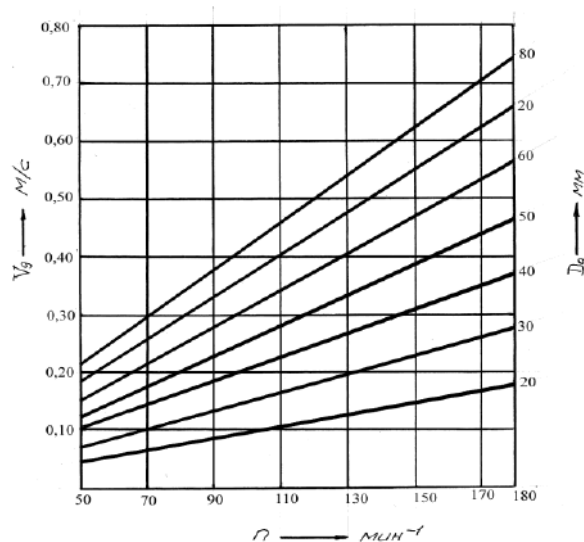


Рисунок 4 –Номограмма определения скоростей скольжения при латунировании за счет вращения детали

Второй составляющей суммарной скорости скольжения при латунировании является вращение инструмента диаметром d_u с частотой n_u . Значение скоростей скольжения инструмента по детали при его вращении в реальном диапазоне значений параметров представлены номограммой (рис.5). Однако, значительное влияние на обеспечение максимальных скоростей скольжения при латунировании обеспечивается осцилляцией инструмента. Значение скоростей скольжения инструмента по детали при осцилляции в реальном диапазоне значений параметров величины осцилляции l и частотой двойных ходов инструмента $n_{\text{дв.х.}}$ представлены номограммой (рис.6).

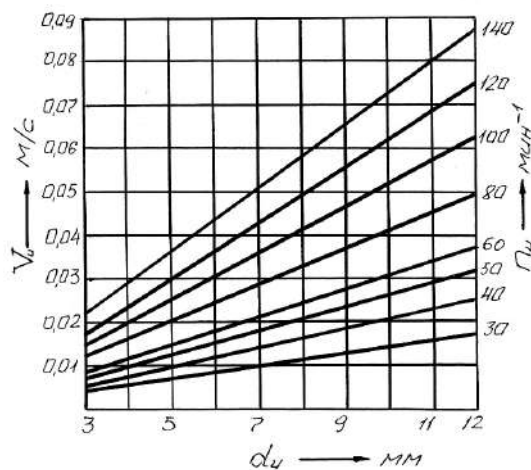


Рисунок 5 – Номограмма для определения скоростей скольжения при латунировании при наличии вращения инструмента.

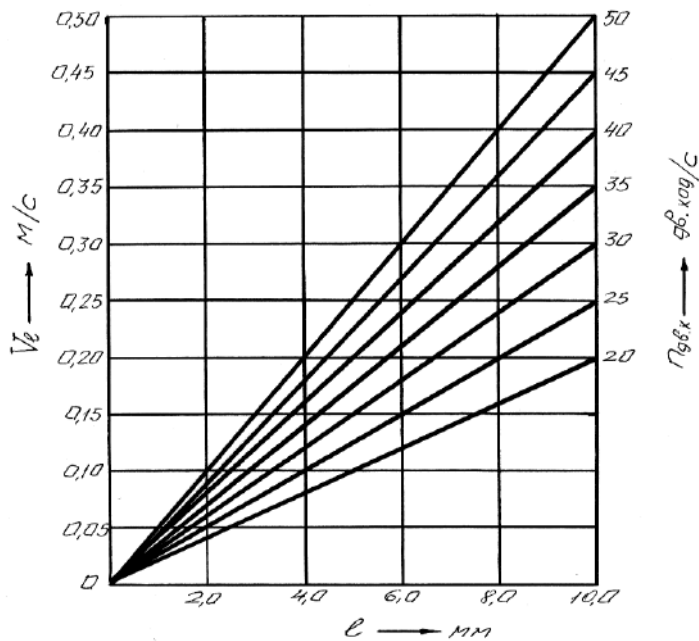


Рисунок 6 – Номограмма определения скоростей скольжения при латунировании при наличии осцилляции инструмента.

Таким образом, варьируя параметрами обработки частоты вращения детали и инструмента, а также осцилляцией можно оптимизировать технологические параметры процесса латунирования при ФАБВО.

Список літератури

- 1 Гаркунов Д.К., Крагельский И.В. Эффект избирательного переноса при трении (эффект безизносности), диплом 41, Бюлетень изобретений и товарные знаки, 1965, Открытия в СССР, 1957-1967, с.52.
- 2 Гаркунов Д.К., Крагельский И.В. О механизме взаимного атомарного переноса меди при трении бронзы по стали. ДАН СССР, т.133, №5. 1060.
- 3 Гаркунов Д.К., Крагельский И.В., Поляков А.А. Избирательный перенос в узлах трения. М. "Наука", 1965.

Робота присвячена питанням оптимізації швидкісних характеристик процесу фінішної безабразивної обробки (ФАБВО).

Activity is dedicated to problems of optimization of the fast-track characteristics of process finishing without abrasive vibrational processing (FAVP).

Полусено 10.09.05

Особливості сільськогосподарського виробництва зони полісся

Розглянуто умови які визначають особливості ведення сільськогосподарського виробництва у зоні Полісся. Запропоновано шляхи вирішення проблеми.

грунт, гумус, озеро, сапропель, евтрофія, канатно-скреперна установка, сушарка, органо-мінеральні добрива

За роки незалежності України чітко окреслились проблеми, які виникли в результаті господарювання в умовах так званого “науково-технічного прогресу”. Не є виключенням і сільськогосподарське виробництво. Особливу турботу викликає стан ґрунтів, як основного засобу. Варто лише нагадати, що за останні 3 роки вміст гумусу у ґрунтах зменшився на 0,05 % [1]. Така деградація ґрунтів повинна була б насторожити суспільство і на найвищих щаблях влади потрібно було розробити стратегію розвитку регіонів з врахуванням природних чинників. Адже, на сьогоднішній день, питання природокористування у світовому мірілі виходить на визначальне місце.

Зона Полісся є особливою з точки зору сільськогосподарського виробництва, оскільки її територія покрита річками та озерами, окрема група яких впливає на екосистему Земної кулі. Тому закономірним явищем є виділення в самостійну науку сільськогосподарської екології, або агроекології [2]

Найвищий прояв ерозійних процесів, безсистемне внесення мінеральних добрив, хімічних препаратів та інші негативні явища вивели з рівноваги раніше стійкі саморегульовані агроландшафтні системи. Втратили частково або повністю своє призначення окремі озера, а у наукових дослідженнях з’явився новий термін “мертві” озера (рис.1). Тому не можна продовжувати господарську діяльність без відновлення рівноваги агроекосистем.



Рисунок 1 - Вигляд “мертвого” озера

За сучасного стану оточуючого середовища одним із шляхів вирішення проблеми є відпрацювання замкнених екологічних циклів із підтримкою раціонального

кругообігу речовин у межах конкретної екологічної системи. У якості такої системи слід розглядати проблему відновлення „мертвих” і замулених озер, які є найбільш доступними джерелами чистої прісної води (рис. 2).



Рисунок 2 - Схема раціонального обігу речовин у агрогідрологічній системі

Запаси прісної води складають лише 2,5 % загального світового запасу води. З них лише 0,013 % - водні ресурси озер. Україна ж за запасами прісної води, які припадають на одну людину, посідає одне з останніх місць у Європі.

Завдяки властивості самоочищення озера можуть лишатись чистими протягом тисячоліть. Однак ця властивість не безмежна. При значних перевантаженнях води забруднюючими речовинами редуценти не справляються з ними, що призводить до накопичення важкоокислюваних речовин на дні водойми і погіршення якості води. Для нормального функціонування екологічної системи людина повинна використовувати не всі запаси води, а щорічно відновлюваний стік.

У будь-якому озері відбувається накопичення органічних речовин. Оскільки відмерлі водорості постачають у воду озера азот та фосфор, то ці речовини є поживою для нового покоління водоростей. Через прогресуючий характер даних процесів відбувається невідворотне перетворення оліготрофних водойм у евтрофні. (Евтрофія – передчасне старіння озера, процес прискореного його наближення до повного відмирання головним чином у результаті антропогенної діяльності [3]).

Поряд із накопиченням мінеральних та органічних речовин в озерах спостерігаються процеси їх розкладу. Органічні речовини розпадаються на CO_2 та H_2O , а мінеральні і фосфати виводяться у вигляді малорозчинних сполук. Надходження речовин зі стоком може частково перекриватись їх винесенням, якщо озеро проточне, а за достатньої глибини ці процеси можуть взаємно погашатись. У таких випадках природна евтрофія може відсуватись на сторіччя і навіть тисячоліття.

Господарська діяльність людини (осушення боліт, вирубування лісів, збільшення промислових та сільськогосподарських стоків) прискорює процеси евтрофії. Так мілководні озера заповнюються відкладами і перетворюються на болота на очах одного-двох поколінь людей.

Серед факторів, що впливають на розвиток процесів евтрофії озер, найбільше значення мають фактори, пов'язані з надходженням із стічними водами фосфору. Дане явище пов'язане з нераціональним використанням внесених доз мінеральних добрив,

що сприяє винесенню поживних речовин із ґрунту стічними водами і надходження їх до озер. Якщо прийняти надходження фосфору у стоках з ділянок, вкритих лісом, за одиницю, то надходження фосфору з удобрюваних полів становить 300 одиниць, а з відгодівельних майданчиків ще у 75 разів більше [3].

Серйозну небезпеку для водойм складають синтетичні миючі засоби, які містять фосфати. В деяких пральних порошках кількість розчинного у воді триполіфосфату досягає 40%. Сполуки фосфору, потрапляючи у водойми спричиняють бурхливий розвиток водоростей і особливо синьо-зелених.

Розвиток даних водоростей у евтрофних озерах обумовлено такими факторами: наявна анаеробна фаза розвитку у деяких видів забезпечує їх зимівлю у сапропелях на дні озера, здатність підійматись на поверхню і перехоплювати сонячну енергію у інших водоростей, використання антропогенних стоків, виділення токсичних речовин.

При вирішенні даної проблеми мають перевагу запобіжні заходи, тобто припинення скидання будь-яких стоків. Найбільше труднощів виникає у зменшенні стоків із удобрюваних полів. Досягти позитивного результату можна лише при комплексному застосуванні наступних заходів:

- обвалування водосховищ та озер, влаштування септичних колекторів;
- застосування спеціальних агротехнічних прийомів обробки ґрунту на ділянках, що примикають до водойми;
- зміна видів добрив та способів і методів їх внесення;
- розрахунок граничних норм внесення рідкого гною стосовно конкретних природнокліматичних умов.

Серед відновлювальних заходів знайшли застосування наступні.

1. Аерація нижніх шарів води озера дозволяє наситити її киснем і тим самим усунути анаеробні процеси, зменшити вміст рухомих форм фосфору.

2. У випадку відновлення невеликих за розмірами озер ефективною є заміна води водою із іншого джерела з меншим вмістом фосфору та азоту.

3. Евтрофні водойми у заключній стадії свого розвитку характеризуються інтенсивним заростанням прибережно-водяною рослинністю. Тому застосовуються різноманітні методи знищення цієї рослинності.

4. Єдино можливим способом відновлення водойм, які перебувають на стадії переходу до болота, є видалення донних відкладів. Так повертається до рівноваги тепловий і поживний режим водойми, збільшується маса води, поповнюються запаси кисню.

Отже, найбільш кардинальним і ефективним методом боротьби з евтрофією озер є видалення донних відкладів, що у свою чергу вимагає пошуку та розробки ефективних способів добування та утилізації сапропелів.

На кафедрі сільськогосподарського машинобудування Луцького державного технічного університету ведуться дослідження проблем, які виникають при добуванні сапропелів. Згідно отриманих результатів підтверджено доцільність використання канатно-скреперних установок (КСУ) при розробці “мертвих” озер площею до 10 га. Технологічний процес передбачає наступні операції: підготовку території навколо озера до складування добутого матеріалу; звільнення поверхні озера від рослинності та чагарників; встановлення та створення безпечних умов при роботі КСУ. Для виконання вказаних операцій потрібно ряд допоміжних засобів, а також спеціальне обладнання для підготовки озера до розробки. Крім цього результати досліджень вказують на необхідність використання при розробці профільних ковшів (рис. 3).

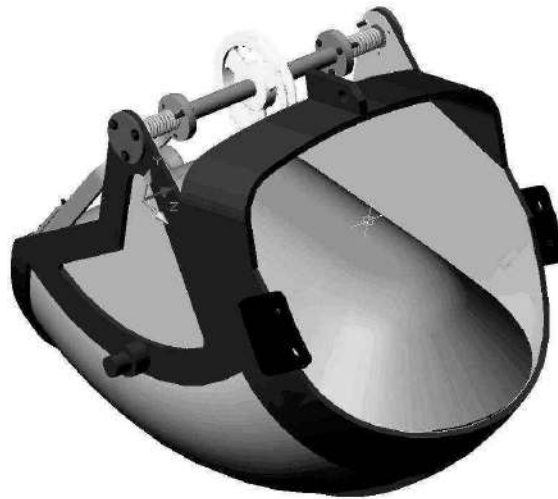
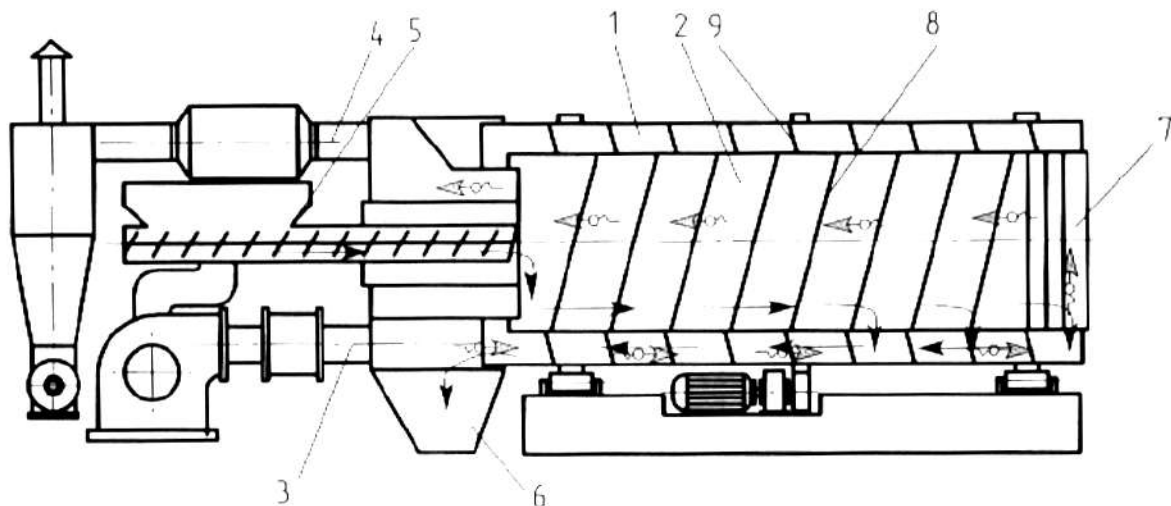


Рисунок 3 - Комп'ютерна модель ковша для добування сапропелю

Першочерговими завданнями досліджень з використання добутого сапропелю слід вважати його зневоднення, виробництво органо-мінеральних добрив (ОМД) на основі сапропелю, використання ОМД при їх локальному внесенні під конкретні культури.

Отримані результати із зневоднення сапропелю природної консистенції дозволяють стверджувати, що серед великої кількості відомих механічних методів шляхом віджиму можна зменшити його вологість на 20...25 відсотків, при початковій вологості 90...96%. Подальше зниження вологості сапропелю вимагає теплового втручання. Для технічного забезпечення даного процесу розроблено конструкцію сушарки, яка дозволяє реалізувати метод протитечії та різну тривалість сушіння окремих розмірних фракцій матеріалу (рис. 4.) [4].



1, 2 – зовнішній та внутрішній барабани; 3, 4 – патрубки підведення та відведення теплоносія;
5, 6 – завантажувальний та вивантажувальний пристрої; 7 – кульковий млин; 8, 9 – пластини

Рисунок 4 - Схема сушарки для сапропелю та продуктів на його основі

Великий обсяг досліджень процесів і засобів виробництва ОМД привів до створення двокомпонентних добрив: сапропель+азот, сапропель+фосфор, сапропель+калій. При умові локального внесення суміші перелічених двокомпонентних добрив з'являються передумови для переходу до якісного вищого рівня землеробства, що базується на сучасних інформаційних технологіях [5]. Але реалізація вказаних процесів можлива у

випадку нового підходу у здійсненні наукових досліджень при створенні машин для виробництва та локального внесення ОМД.

У той же час важливим при формуванні концепції розвитку аграрних регіонів є надання пріоритетного розвитку сільськогосподарським галузям, які можуть досягти максимального результату з врахуванням природнокліматичних умов. Без всякого сумніву, для зони Полісся визначальними мають бути галузі льонарства, тваринництва, картоплярства. Забезпечення високих показників у даних галузях можливе лише за умови наявності високоефективних технічних засобів та вирішення проблеми виробництва і застосування нових високоефективних видів добрив, якими є ОМД на основі сапропелів. В свою чергу, отримані результати наукових досліджень вимагають швидкої їх реалізації на підприємствах сільськогосподарського машинобудування, які також не відрізняються стабільністю свого функціонування.

Таким чином вирішення поставленої проблеми можливе лише за комплексного наукового підходу, який повинен базуватись на врахуванні всіх виявлених факторів. До одних із важливих необхідно віднести раціональне використання накопичених озерних відкладів не тільки у аграрній, а й у інших галузях (рис. 2). При цьому очищені водойми стануть знову виконувати функції джерел чистої прісної води, буде стабілізовано показники родючості ґрунтів, а різноманітні галузі промисловості отримають цінну сировину.

Список літератури

1. Сергеев В.В., Бенцаровський Д.М., Кисіль В.І. Агрохімічні пріоритети охорони родючості ґрунтів // Вісник аграрної науки. – 2004. - № 11. – С. 5-7.
2. Дудченко І.В., Шевчук М.Й. Технології вирощування екологічно чистих видів рослинницької продукції з основами землеробства. Методичний посібник для фермерів та сільських землевласників. - Луцьк: Надстир'я, 1995. - 265 с.
3. Лопотко М.З. Озёрные и сапропель. – Мн.: Наука и техника. – 1978. – 86 с.
4. Пат. 65145 А України, МКИ 7 F26 В 11/04. Барабанна сушарка / Дідух В.Ф., Цизь І.Є. і ін. - №2003065288; Заявл. 09.06.2003; Опубл. 15.03.2004. Бюл. №3.
5. Дідух В.Ф., Цизь І.Є., Сацюк В.В. Перспективи використання гранульованих органо-мінеральних добрив у системі точного землеробства // Збірник наукових праць Національного аграрного університету “Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том XI. – Київ НАУ, 2002. С. 180-185.

Рассмотрены условия определяющие особенности сельскохозяйственного производства Полесья. Предложены пути решения проблемы.

Terms are considered determining features of agricultural production of Polissia. Problem decision ways are offered.

Одержано 20.09.05

В.Н. Кропивный, проф., канд. техн. наук, В.В. Русских, асист., Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, О.В. Бевз, канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Анализ способов восстановления шестерен насосов НШ

В статье предложен принцип классификации способов восстановления шестерен насосов НШ по технологическому принципу. Предложен способ, позволяющий усовершенствовать восстановление шестерен электроконтактным навариванием износостойких композиционных порошковых материалов.

восстановление, шестерни, насос НШ, технологический принцип, электроконтактное наваривание, износостойкие композиционные порошковые материалы

Результаты анализа многочисленных литературных источников [1-19] показали, что в них отсутствует системный подход по обобщению информации об известных способах восстановления и ремонта шестерен насосов НШ. До сих пор не предложена их классификация. А от того насколько правильно выбраны принципы классификации, зависит подход к дальнейшему совершенствованию ремонта и восстановления шестерен и насоса в целом.

Цель исследования – дать анализ существующим методам ремонта и восстановления шестерен насосов типа НШ. Основываясь на системном подходе, предложить классификацию известных методов ремонта и восстановления шестерен, которая позволит выявить новые перспективные методы ремонта и восстановления шестерен, и будет способствовать дальнейшему продвижению в направлении совершенствования методов ремонта шестеренных насосов.

Объект исследования информация о способах и методах ремонта и восстановления шестерен насосов типа НШ

Предмет исследования структурированность, системность исследуемой информации о способах и методах ремонта и восстановления шестерен насосов НШ.

Шестерни насосов НШ отличает сложная развитая рабочая поверхность, высокие требования, предъявляемые к точности исполнения и шероховатости сопрягаемых поверхностей. По наличию цапф эти детали следует отнести к классу вал-шестерен. Эти особенности, а также незначительный износ рабочих поверхностей шестерен требуют особо тщательного подхода к выбору способа восстановления этих деталей.

Результатом обобщающего анализа известных способов ремонта и восстановления шестерен явилась разработанная классификация способов восстановления шестерен насосов НШ по технологическому признаку, которая представлена на рис. 1.

До последнего времени восстановление шестерен насосов типа НШ сводилось к устранению следов износа на рабочих поверхностях путем их шлифования под ближайший ремонтный размер в пределах толщины слоя термообработки цапф, торцов и поверхности головок зубьев шестерен (см. рис. 2) [1]. К преимуществам описанного метода ремонта шестерен следует отнести простоту, низкую трудоемкость и себестоимость способа. Однако компенсация износов шестерен по диаметру, по ширине зуба, а также цапф шестерен по диаметру достигается за счет восстановления под уменьшенный ремонтный размер сопрягаемых с шестернями корпуса и втулок

насоса, что приводит к увеличению сложности и себестоимости ремонта насоса.

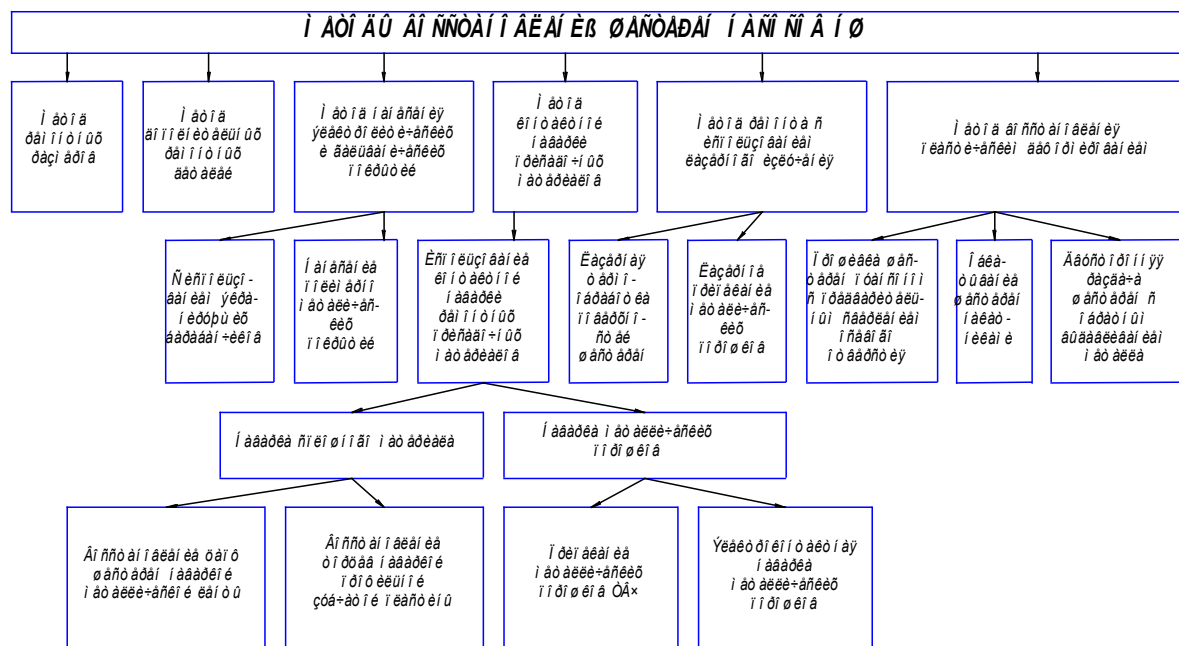


Рисунок 1 – Классификация способов ремонта и восстановления шестерен насосов НШ

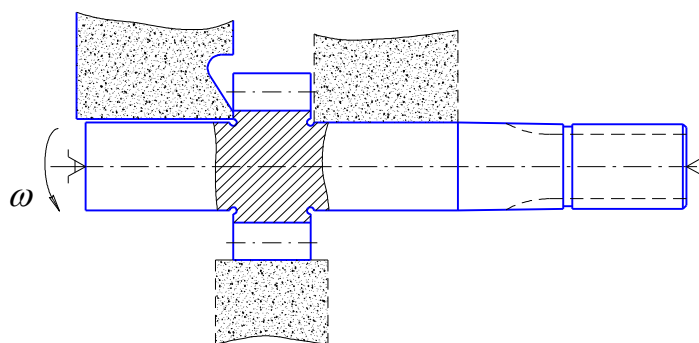


Рисунок 2 – Схема восстановления шестерен насосов НШ методом ремонтных размеров

Метод дополнительных ремонтных деталей заключается в исправлении макро- и микро геометрических параметров изношенных торцов шестерен шлифованием до выведения следов износа. После этого на цапфах шестерен устанавливаются компенсационные пластины с профилем соответствующим профилю восстанавливаемой шестерни без их закрепления на торцах шестерен [2] (см. рис. 3). Предлагаемый способ позволяет восстановить износ зубьев шестерен по ширине. Износ же шестерен и цапф по диаметру устраняют шлифованием под ближайший ремонтный размер. И хотя использование способа позволяет за счет увеличения ширины зуба восстановить исходную объемную подачу (ОП) насоса, однако появление нового сопряжения «шестерня - компенсационная пластина» создает дополнительные возможности для утечек жидкости. Это явление усугубляется еще и тем, что высокая твердость торцов пластин и шестерен почти исключает возможность приработки этих поверхностей.

Развитие способа заключается в контактной приварке профильных пластин на торцы шестерен, а в дальнейшем замене профильных пластин компенсирующими износ

шайбами (см. рис. 4). По утверждению авторов, способ способствует повышению КП насоса за счет увеличения гидросопротивления торцового сопряжения [3].

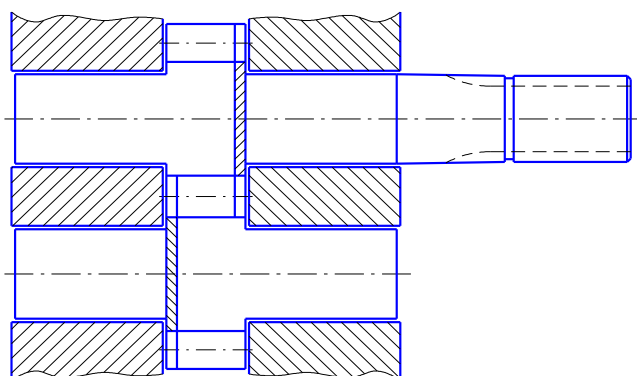


Рисунок 3 – Схема восстановления шестерен насосов НШ методом дополнительных деталей – при помощи профильных пластин без закрепления их на торцах шестерен

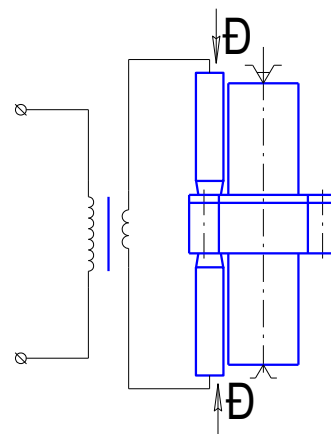


Рисунок 4 – Схема восстановления шестерен насосов НШ методом дополнительных деталей при помощи профильных пластин с закреплением их на торцах

Р.Б. Саидовым разработан способ восстановления шестерен гальваническими покрытиями: оставлением и хромированием [4] (см. рис. 5).

Проблематичность восстановления шестерен насосов НШ электролитическим наращиванием металлов заключается в сложности получения равномерных покрытий на рабочих поверхностях. Это объясняется формой детали, наличием острых граней, на которых происходит образование дефектов в виде «загаров» и «дендритов». Процесс наращивания металла длителен и продолжается 2...3 часа до образования требуемой толщины покрытия - 0,10...0,15 мм [4].

Совершенствованием способа восстановления шестерен гальваническими покрытиями является нанесение полимерно-металлических покрытий при восстановлении цапф и торцов шестерен. Их получают из электролитов-суспензий представляющих собой растворы солей металлов с добавлением определенного количества высокодисперсного полимерного порошка [5].

Способ не нашел широкого применения на практике из-за большой трудоемкости, кроме того способ не позволяет восстанавливать эвольвентный профиль зубьев из-за отслаивания гальванопокрытий из-за значительных контактных напряжениях, возникающих при работе шестерен под нагрузкой [4].

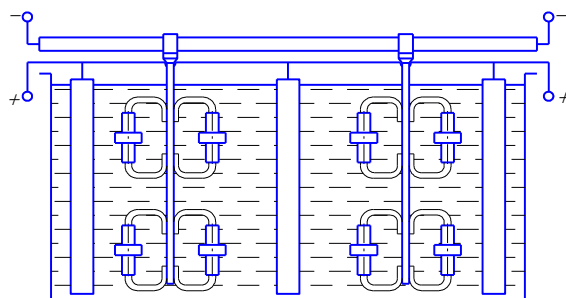


Рисунок 5 – Схема восстановления шестерен насосов НШ путем нанесения гальванопокрытий

В работах [6, 7] предлагают наносить металлические порошки на изношенные поверхности шестерен лазерной наваркой. Используют при этом дорогостоящие самофлюсующиеся порошки на основе никеля СНГН и АГ-СР зернистостью 0,1... 0,25

мм. Твердость наваренного порошка СНГН- HRC 60...63, прочность сцепления с основой составляет 250 МПа [6, 7] (см. рис. 6).

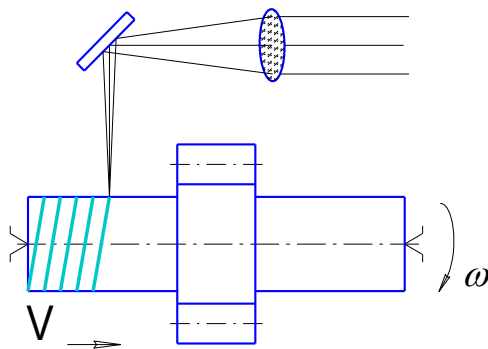


Рисунок 6 – Схема восстановления шестерен насосов НШ лазерной наваркой металлических порошков

В Национальном транспортном университете был предложен способ восстановления шестерен пластическим деформированием - раздачей путем сквозной прошивки пуансоном вдоль предварительно просверленного осевого отверстия [8]. Деталь нагревают до температуры 1000...1100⁰С и помещают в штамп для раздачи. Раздача производится прошивным пуансоном со скоростью 80...150 мм/с, с усилием на штоке 100...120 кН (см. рис. 7). После раздачи шестерня подвергается отжигу и последующей механической и термической обработке [8].

Разработанная технология позволяет получать восстановленные шестерни, не уступающие по своим характеристикам новым. Экономическая эффективность способа достигается за счет снижения трудоемкости и возвращения деталям полного ресурса при 100 % экономии металла [8]. Стоимость восстановления детали составляет 40... 55 % от изготовления новой. К существующим недостаткам способа следует отнести невозможность восстановления венца шестерни по длине, низкую стойкость тонких прошивных пуансонов и недостаточность создаваемого припуска для качественного восстановления шестерен в процессе последующей механической обработки [9].

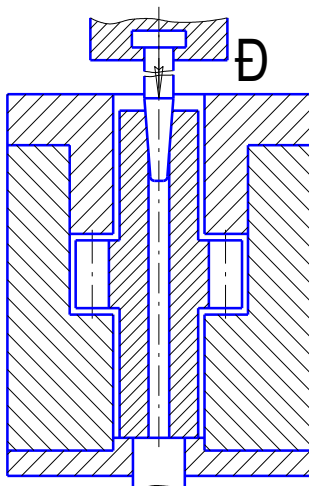


Рисунок 7 – Схема восстановления шестерен насосов НШ сквозной прошивкой пуансоном вдоль предварительно просверленного осевого отверстия

На Дарницком опытно-экспериментальном ремонтном заводе предложен способ и устройство для восстановления шестерен насосов НШ с износом зубьев по длине и диаметру путем обкатки шестерен накатниками с ребордами [10] (см. рис. 8). Устройство позволяет восстанавливать зубья шестерен как по длине, формируя торцы

шестерен ребрами накатников, так и по диаметру за счет металла тела зуба. При этом происходит уменьшение модуля зацепления, что приводит к уменьшению объемной подачи шестеренного насоса, укомплектованного восстановленными этим способом шестернями. Способ не позволяет так же восстанавливать износы цапф шестерен по диаметру.

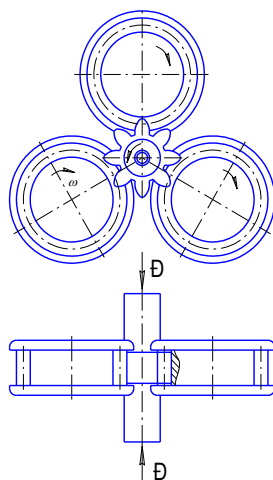


Рисунок 8 – Схема восстановления шестерен насосов НШ пластическим деформированием путем обкатки накатниками

Дальнейшее развитие способ восстановления шестерен горячим пластическим деформированием получил в работах [11]. Автором предлагается восстанавливать шестерни двусторонней раздачей с обратным выдавливанием металла на заключительной стадии процесса деформирования, исключая предварительное сверление осевых отверстий (см. рис. 9). Предлагаемая схема формообразования [11] обеспечивает создание необходимого припуска на всех изношенных рабочих поверхностях шестерне не менее 0,75 мм на сторону [9].

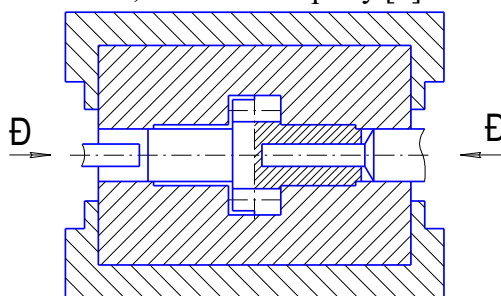


Рисунок 9 – Схема восстановления шестерен насосов НШ пластическим деформированием путем двусторонней раздачи одновременно двумя пуансонами с обратным выдавливанием

В отличие от других способов метод восстановления шестерен пластическим деформированием позволяет осуществить комплексное восстановление детали по всем изношенным поверхностям, т.е. метод обеспечивает высокую концентрацию операций при восстановлении деталей. Долговечность шестерен восстановленных пластическим деформированием на 15...25 % выше, чем серийных, изготавливаемых методом резания [12, 13].

К существенным недостаткам восстановления шестерен пластическим деформированием следует отнести значительные энерго- и трудовые затраты, полный цикл термической обработки шестерен и значительный объемы последующей механической обработки.

Одним из наиболее перспективных способов восстановления шестерен насосов типа НШ является создание композиционных покрытий, обладающих высоким уровнем износостойкости, прочности, твердости, коррозионной стойкости на основе новых технологий, базирующихся на методах порошковой металлургии, в частности электроконтактной наваркой износостойких композиционных порошковых материалов (ЭКН ИКПМ).

Способ ЭКН особенно целесообразно применять для восстановления и упрочнения деталей с небольшой рабочей поверхностью упрочнения и получения слоев толщиной до 1,5 мм. В качестве порошковых материалов используют, как однокомпонентные порошки металлов и легированных сплавов, так и различные порошковые смеси. Последние могут содержать в качестве твердого упрочняющего компонента одно или несколько соединений типа карбидов, боридов, силицидов, нитридов и оксидов, металлокерамики и керамики. Применение таких материалов и упрочнение деталей, работающих при абразивном изнашивании методами ЭКН, позволяет повысить износостойкость в 1,5... 8 раз при значительном годовом экономическом эффекте.

При ЭКН ИКПМ в твердой фазе не ухудшаются первоначальные свойства материала детали и компонентов ИКПМ, полученные порошковые покрытия обладают высокими механическими свойствами, при этом достигается достаточно высокая прочность сцепления слоя с основным металлом – 150...300 МПа с пористостью не более 10 %.

Подробное изложение технологии восстановления шестерен ЭКН ИКПМ представлено в работах И.А. Бабаева [14].

Кировоградским НТУ разработана технология комплексного восстановления шестерен насосов [15, 16]. Предлагаемый способ восстановления включает в себя: ЭКН ИКПМ на вершины зубьев; наварку профильной зубчатой пластины к торцам шестерни; электролитическое нанесение композиционного металлополимерного покрытия на основе железа на цапфы шестерен или контактную наварку на цапфы металлической ленты [15] (см. рис. 10).

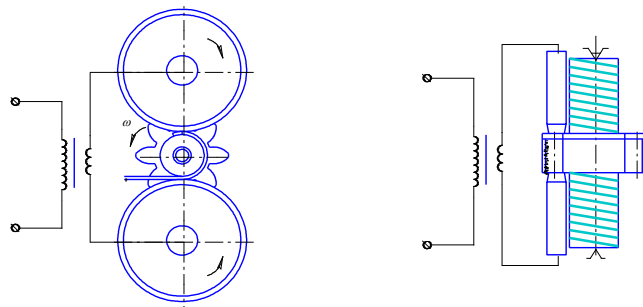


Рисунок 10 – Схема комплексного восстановления шестерен насосов НШ электроконтактным нанесением присадочного материала

Служат шестерни, восстановленные контактной наваркой компенсирующего износ материала в 2...3 раза дольше, чем новые. Срок службы восстановленного сопряжения шестерни - корпус увеличивается в 1,5...2 раза [17].

К недостаткам известного способа [14, 15] следует отнести недостаточную стабильность процесса ЭКН ИКПМ с высоким содержанием углерода и др. карбидообразующих элементов на вершины цементированных зубьев шестерен и хрупкость нанесенного покрытия.

С целью повышения качества покрытия: улучшения прочности сцепления наваренного порошка с основным металлом шестерен, уменьшения пористости

покрытия и снижения его хрупкости было предложено усовершенствование способа ЭКН ИКПМ путем использования химического активирующего фактора введением в навариваемый порошок растворов солей никеля [16].

Для восстановления и упрочнения шестерен покрытием способным успешно противостоять абразивному и гидроабразивному износу возникает необходимость наваривать ИКПМ. Высокая износостойкость ИКПМ обеспечивается содержанием в их составе особо твердых и износостойких компонентов, таких как, карбиды хрома, карбиды титана, которые резко снижают свариваемость и навариваемость этих материалов или оксидов, а также керамических материалов, которые не свариваются вообще и резко повышают электрическое сопротивление навариваемых ИКПМ. Кроме того, нанесение покрытий на цементированные поверхности шестерен, содержащие достаточно большое содержание карбидов сходного состава еще более обостряют проблему.

Не взирая, на огромное количество публикаций по вопросу ЭКН ИКПМ при восстановлении и упрочнении деталей машин малоисследованными остаются вопросы ЭКН ИКПМ на легированные поверхности деталей обладающих плохой и очень плохой свариваемостью, в частности на цементированные поверхности деталей.

Известны следующие методы повышения активизации процессов ЭКН ИКПМ: силовое активирование путем приложения активирующей нормальной нагрузки при прессовании ИКПМ; химическое путем введения химических веществ, способствующих массопереносу в процессе наварки в газовой фазе и таким образом способствовать ЭКН к таким веществам относят галогены, никель, бор и др.; температурное путем повышения скорости нагрева; дисперсионное путем использования ультрадисперсных порошков.

Одним из путей совершенствования микроструктуры наваренного покрытия и снятия напряжений в зоне термического влияния является термоциклическая обработка (ТЦО), которая все чаще используется, как в машиностроении, так и в ремонтном производстве [18]. ТЦО позволяет значительно повысить ударную вязкость, как самого покрытия, так и переходной зоны, существенно уменьшить негативное термическое влияние, возникающее при ЭКН ИКПМ, уменьшить зернистость, как матрицы наваренного покрытия, так и переходной зоны. ТЦО очень хорошо вписывается в предложенную технологическую структуру ЭКН ИКПМ.

Существующее оборудование для контактных методов сварки, как нельзя лучше подходит для предлагаемого метода ЭКН ИКПМ с одновременной ТЦО. Очень высокая скорость нагрева (более 50000 К/с), обеспечиваемая при ЭКН является мощным активатором процессов наваривания, что позволяет получить значительные преимущества по сравнению с традиционными методами нагрева и охлаждения детали, как в качественном, так и в экономическом аспектах. Высокоскоростной нагрев способствует снижению количества циклов для достижения необходимых результатов [18]. А поэтому исследованиям процесса восстановления у упрочнения деталей ЭКН ИКПМ с одновременной ТЦО безусловно следует уделить должное внимание.

Одной из проблем, которая была выявлена в процессе поисковых экспериментальных исследований, является формирование покрытия на концах (на торцах) зубьев шестерен. В указанной зоне покрытие на вершины зубьев шестерен не удовлетворяет тем критериям качества, которые предъявляются к такого рода покрытиям. Это объясняется неудовлетворительными условиями прессования ИКПМ в процессе ЭКН.

Известна попытка решить эту проблему путем предварительной приварки профильных зубчатых пластин на торцы шестерен с целью восстановления их по ширине, причем диаметр вершин зубчатой пластины выполнен под увеличенный

ремонтный размер (см. рис. 10). После этого производили ЭКН ИКПМ в надежде на то, что выступающие концы зубчатых пластин помогут сформировать покрытие на концах шестерен [15]. Однако надежды не оправдались из-за расплавления выступов приваренных пластин в процессе ЭКН ИКПМ.

Нами предлагается способ восстановления шестерен насосов НШ по диаметру путем ЭКН ИКПМ на основе порошка ПГ-ФБХ6-2, в состав которого в качестве упрочняющего элемента матрицы и химического активатора процесса ЭКН входит бор. В качестве упрочняющего компонента предлагается порошок КНХП-1М - плакированный никелем карбид хрома. Никель в данном порошке играет многогранную роль. Во-первых никель способствует упрочнению матрицы и увеличению ее вязкости, во-вторых никель выступает, как химический активатор процесса ЭКН, в –третьих, никель выступает как дисперсионный активатор процесса ЭКН, поскольку находится на поверхности частичек карбида бора в ультрадисперсном и очень активном состоянии [19] и в –четвертых никель находясь на поверхности частичек карбида бора резко повышает их электропроводность, что крайне важно для стабильности протекания процесса ЭКН на цементированные поверхности зубьев шестерен. Для решения проблемы формирования торцев шестерен, предлагается формировать навариваемый ИКПМ в специальных углублениях, выполненных в нижнем электроде установки. Схема восстановления шестерен насосов НШ ЭКН ИКПМ представлена на рис. 11.

Предлагаемый способ позволяет восстанавливать шестерни под увеличенный ремонтный размер, что позволяет осуществить высокоэффективный ремонт шестеренных насосов под увеличенный ремонтный размер, обеспечивающий восстановление его основных характеристик.

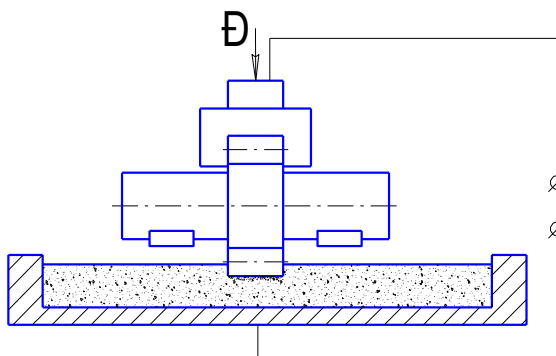


Рисунок 11 – Схема восстановления шестерен насосов НШ ЭКН ИКПМ

В настоящее время накоплен огромный объем неструктурированной информации о методах и способах ремонта и восстановления шестерен насосов НШ. Нами предложена его классификация по технологическому признаку.

Большинство известных способов восстановления и упрочнения шестерен не отвечает современным требованиям, позволяющим обеспечить восстановление ОП и КП насоса при минимальных затратах на его ремонт.

Нами предлагается способ восстановления и упрочнения шестерен ЭКН ИКПМ, позволяющий обеспечить необходимую наперед заданную твердость восстанавливаемой и упрочняемой поверхности, формировать технологическими средствами необходимые механические свойства наносимого покрытия, в частности по прочности сцепления, ударной вязкости и износостойкости; восстановить шестерни по диаметру под увеличенный ремонтный размер по диаметру, позволяющий отремонтировать насос при восстановлении его ОП и КП при минимальных затратах на восстановление корпуса и насоса в целом.

Список литературы

1. Ачкасов К.А., Вегера В.П. Ремонт приборов системы питания и гидравлической системы тракторов, автомобилей и комбайнов. - М.: Высшая школа, 1981.- 288с.
2. А. с. № 941677 (СССР) Способ восстановления шестерен гидронасосов шестеренчатого типа / С.А. Лигай, Ю.В.Крылов, И.М. Ковальчук и др.- опубл. в БИ 1982, № 25.
3. Деклараційний патент на винахід. Україна. Спосіб ремонту шестеренних гідромашини зовнішнього зацеплення 7 B23 P 6/00 № 53960, Бюл. № 2 2003 р. Кіровоградський ДТУ/ Ю.В. Кулешков, М.І.Черновол, С.О. Магопєць, О.О. Матвієнко та ін.
4. Приспособление для восстановления шестерен гидронасосов НШ-46 и НШ-32 способом гальванического покрытия. Ремонт и техническое обслуживание машинно-тракторного парка. Реферативный сборник ЦНИИТЭИ, М.: 1974, № 4, С. 6-7.
5. Саидов Р.Б. Восстановление шестерен гидронасосов полимерно-металлическими покрытиями. Техника в сельском хозяйстве. 1985, № 10, С. 58-59.
6. Черноиванов В.И., Андреев В.П. Новые технологические процессы и оборудование для восстановления деталей сельскохозяйственной техники.- Л.: Высшая школа, 1983.- 95 с.
7. Архипов В.Е., Биргер Е.М., Теличко А.И. Лазерная наплавка деталей. Техника в сельском хозяйстве, 1984, № 6, С. 47.
8. Ковальчук Ю.М., Климин В.И., Брусенцов А.И. и др. Технология и установка для восстановления вал-шестерен гидронасосов типа НШ. Тезисы докладов на НТК стран-членов СЭВ и СФРЮ "Современное оборудование и технологические процессы для восстановления - изношенных деталей машин" ("Ремдеталь-83") М.: ЦНИИТЭИ, часть 2, С. 19-20.
9. Бисикенов А.Б. Разработка и исследование процесса восстановления давлением шестерен изношенных по торцам и толщине" зубьев. Дисс. канд. техн. наук.-Саратов, 1978.-256 с.
10. А.с. № 967643 (СССР) Устройство для восстановления деталей типа шестерен гидронасосов Жакявичус С.К., Голяк О.Л., Сопозко Ю.А. и др. - опубл. в БИ 1982, № 39.
11. Кулешков Ю.В. Технология ремонта шестеренных насосов путем восстановления его шестерен пластическим деформированием. Автореферат на соискание ученой степени канд. техн. наук. Саратов -1990. - 21 с.
12. Бисикенов А.Б. Анализ способов восстановления автотракторных шестерен. Ремонт сельскохозяйственной техники и ее надежность. Сб. научных трудов вып. 76 Саратовский СХИ, Саратов, 1976 С. 58 - 70
13. Кириллов А.В. Анализ технологических процессов восстановления зубчатых колес с неравномерным износом по длине зубьев. Ремонт тракторов и с. -х. машин. Сб. научных-трудов Саратовский СХИ, Саратов, 1982, С. 72-83.
14. Бабаев И.А. Исследование и разработка технологии восстановления деталей порошковым композиционным покрытием (на примере шестерен, насосов типа НШ). Автореферат канд. дис., М.: 1982. -18 с.
15. 15 Черновол М.И., Колесник П.К., Наливайко В.Н. Комплексное восстановление шестерен гидронасосов типа НШ. Тезисы докладов на НТК стран-членов СЭВ и СФРЮ "Современное оборудование и технологические процессы для восстановления изношенных деталей машин" ("Ремдеталь-83") - М.: ЦНИИТЭИ, 1983, ч.1, С.150-151.
16. А.с. № 1135554 (СССР). Способ нанесения покрытий из металлического порошка/ М.И. Черновол, П.К. Колесник, Ю.В. Кулешков, и др. Опубликовано 23.01.85 г. БИ № 3.
17. Поляченко А.В., Бабаев И.Л. Восстановление шестерен - гидронасосов. Экономика и организация производства. Научно-технический реферативный сборник. М.: ЦНИИТЭИ, 1981, № 6, С. 13-14.
18. Федюкин В.К., Смагоринский М.Е. Термоциклическая обработка металлов и деталей машин. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1989.- 255 с.
19. Черновол М.И. Технологические основы восстановления деталей сельскохозяйственной техники композиционными покрытиями. Дисс. докт. техн. Наук, Кировоград, 1992 г. - 501 с.

У статті запропонований принцип класифікації способів відновлення шестірень насосів НШ по технологічному принципу. Запропоновано спосіб, що дозволяє удосконалити відновлення шестірень електроконтактним наварюванням зносостійких композиційних порошкових матеріалів

In the article principle of classification of methods of renewal of cog-wheels of pumps of $\dot{I}\ddot{O}$ is offered on technological principle. A method allowing to perfect renewal of cog-wheels by the elektrokontaktym welding on of wearproof compositions powder-like materials is offered

Получено 27.07.05

**В.С. Шевченко, проф., д-р техн. наук., А.В. Королькевич доц., канд. техн. наук.
О.В.Брилевский**

Институт механики и надежности машин НАН Беларуси

Анализ выходных характеристик тракторных гидрообъемных трансмиссий

Приведен анализ и получены тяговые характеристики колесных тракторов с различными гидрообъемными трансмиссиями. Приводятся практические рекомендации по применению гидротрансмиссий на колесных моделях тракторов.

колесные тракторы, гидрообъемная трансмиссия, тяговые характеристики

Применение на тракторах и сельхозмашинах объемных гидropередач для обеспечения главного движения и привода рабочих органов является прогрессивным направлением в современном сельхозмашиностроении. Анализ тенденций развития зарубежного тракторостроения последних лет позволил выявить направление по созданию экономичных конструкций тракторов и сельхозмашин с использованием достижений гидравлики и электроники (фирмы; "БИМА" (Франция), АСЦГ (ФРГ), "Штайер" (Австрия), "Версатайд" (Канада) и др). Обеспечение высокой надежности и долговечности объемной гидropередачи перспективного трактора будет основываться на развитии и разработке новых принципов проектирования и эксплуатации, заключающихся в активном структурном и эксплуатационном обеспечении надежности.

На примере универсально-пропашных колесных тракторов Минского тракторного завода МТЗ-320 и МТЗ-620 покажем особенности оценки и анализа выходных характеристик гидрообъемных трансмиссий (ГОТ).

Основные технические характеристики тракторов МТЗ-320 и МТЗ-620 приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Технические характеристики тракторов

Исходные данные	МТЗ-320	МТЗ-620
Масса трактора М, кг	1900	2800
Расчетное усилие на колеса F, Н	8000	12000
Скорость движения V		
рабочая км/ч	12	12
транспортная км/ч	28	40
Мощность двигателя N, л.с.	40	57
кВт	29	42
Частота вращения вала, об/мин		
двигателя $n_{Дв}$	3000	3000
насоса n_H	3000	3000
Радиус заднего колеса R_k , м	0,465	0,69
Передаточное отношение заднего моста $i_{зм}$	25,8	19,15
К.п.д. шестеренных пар трансмиссии $\eta_{ш}$	0,9	0,9
Гидромеханический к.п.д. гидropередачи η_m	0,9	0,9
Объемный к.п.д. гидropередачи η_o	0,95	0,95
Буксование колес δ	0	0

Основными типовыми схемами гидрообъемных трансмиссий тракторов являются следующие:

1. Регулируемый насос – нерегулируемый гидромотор с понижающим редуктором;
2. Регулируемый насос – нерегулируемые высокомоментные гидромоторы, соединенные с колесами;
3. Регулируемый насос – регулируемый гидромотор с понижающим редуктором или без него;
4. Регулируемый насос – нерегулируемый или регулируемый гидромотор со ступенчатым редуктором;
5. Регулируемый насос – нерегулируемые, частично выключаемые гидромоторы;
6. Два регулируемых насоса – бортовые гидромоторы, позволяющие осуществлять повороты трактора при помощи ОГП.

Выходные характеристики ГОТ с регулируемым насосом и нерегулируемым гидромотором получены с учетом предположения автоматического управления регулирующими гидромашинами, обеспечивающим работу двигателя на постоянном режиме максимальной мощности.

Полный к.п.д. ГОТ рассчитывался по формуле:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{i_k}{i_c} = \eta_o \eta_m. \quad (1)$$

Здесь $N_{1,2}, M_{1,2}, \omega_{1,2}$ – соответственно мощность, крутящий момент, угловая скорость ротора насоса и гидромотора; $i_k = \omega_2 / \omega_1$ – кинематическое передаточное отношение; $i_c = M_1 / M_2$ – силовое передаточное отношение; $u_k = \omega_1 / \omega_2$, $u_c = M_2 / M_1$ – соответственно кинематические и силовые передаточные числа; η_m, η_o – соответственно механический и объемный к.п.д.

Подача насоса:

$$Q_1 = q_1 n_1 \eta_{o1}, \quad (2)$$

где n_1 – частота вращения вала насоса;

η_{o1} – объемный к.п.д. насоса.

Перепад рабочего давления

$$p = p_2 - p_1 = \frac{M_1 \eta_{m1}}{0,159 q_1}, \quad (3)$$

где p_2 – давление на выходе насоса;

p_1 – давление на входе в насос; M_1 – крутящий момент на валу насоса;

η_{m1} – механический к.п.д. насоса.

С целью обеспечения необходимого срока службы гидромашин давление и частота вращения обычно разделяются на номинальные каталожные $p_{i,\hat{e}}$ и $n_{i,\hat{e}}$, максимальные каталожные $p_{\max}$ и $n_{\max}$. Последние используются в расчетах при определении рабочих объемов гидромашин

Параметры регулирования:

$$\text{насоса } e_1 = \frac{q_1}{q_{1\max}}, \text{ гидромотора } e_2 = \frac{q_2}{q_{2\max}}.$$

Расчетное передаточное отношение трансмиссии

$$i_p = c \frac{e_1}{e_2}, \quad (4)$$

где $c = q_{1\max} / q_{2\max}$.

Передаточное число повышающего редуктора (в случае тихоходного двигателя) и понижающего (в случае быстроходного двигателя).

$$u_p = \frac{n_{1N}}{n_{1\max}}. \quad (5)$$

С использованием зависимостей $n_{\max} = f(N_{1\max})$ при известных $N_{1\max}$ и n_{1N} принимается решение об установке редуктора.

Максимальный рабочий объем нерегулируемого высокооборотного гидромотора выбираем из условия обеспечения заданного значения коэффициента его быстроходности.

$$q_{2\max}^* = \sqrt[3]{\left(\frac{60000 N_{1\max} \eta_0 \eta_{1M} D_{PH}}{c_{2n} p_{\max}} \right)^3}. \quad (6)$$

Здесь $D_{PH} = \frac{M_{k\max} n_{k\max}}{9560 N_{1\max}}$, $c_n = n_2 \sqrt[3]{q_{\max}}$

Общее передаточное число зубчатых передач гидрообъемной трансмиссии, соединяющих гидромотор с колесами трактора определяется из соотношения

$$u_{\varnothing .i.} = \frac{n_{1\max} q_{1\max}}{n_{k\max} \eta_{M2}}. \quad (7)$$

Вариант схемы ГОТ с гидромоторами, установленными в колесе трактора предполагает расчет:

а) рабочего объема гидромотора, необходимого для обеспечения максимального крутящего момента

$$q_{2\max}' = \frac{M_{2\max} D_{PH}}{0,159 p_{\max} \eta_{M2}}, \quad (8)$$

б) рабочего объема гидромотора для обеспечения максимальной частоты вращения

$$q_{\max}'' = \left(\frac{c_{2n}^*}{n_{2\max}} \right)^3, \quad (9)$$

в) Анализ удовлетворения $M_{2\max}$ и $n_{2\max}$.

$$\begin{cases} q_{2\max}' \leq q_{2\max}'' & \text{— оба требования удовлетворены} \\ q_{2\max}' > q_{2\max}'' & \text{— оба требования не удовлетворены} \end{cases}$$

Гидрообъемная трансмиссия с регулируемым насосом и гидромотором рассчитывалась по следующей схеме.

По известным $N_{1\max}$ и c_{1n} определялась допустимая частота вращения вала насоса при непосредственном соединении его вала с валом мотора ($e_{qk} = 1$, нагрузочный диапазон D_{PH} обеспечивается только гидромотором от $e_2 = 1$ до $e_{2\min}$).

В соответствии с выходной характеристикой $p_{\max}$ во всем диапазоне n_2 ; Q после достижения n_{2k} - не увеличивается

$$n_{1\max} = \sqrt[3]{\frac{c_{1n}^* p_{\max}}{60000 N_{1\max} \eta_{M1}}}. \quad (10)$$

С использованием приведенных зависимостей, были определены наилучшие тяговые характеристики тракторов $\dot{D} = f(V)$, которые представлены на рисунке 1.

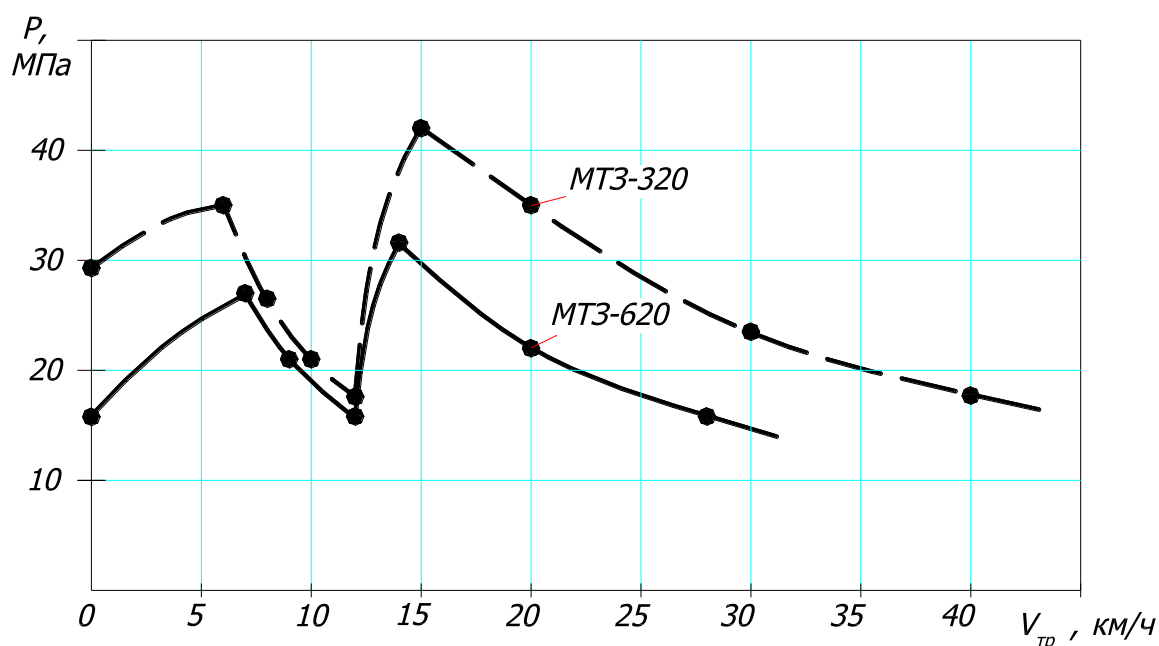


Рисунок 1 – Тяговые характеристики тракторов моделей МТЗ-320 и МТЗ-620 оснащенных ГОТ с последовательным редуктором, с рабочим объемом гидромашин 35 и 45 см³ соответственно.

Характер зависимостей моментов на валу гидромотора $M = f(V)$ аналогичен характеру зависимостей $\dot{D} = f(V)$, представленных на рисунке 1.

Тяговые характеристики трактора МТЗ-320 $\dot{D} = f(V)$, оснащенной ГОТ двумя регулируемыми гидромашинами, представлены на рисунке 2.

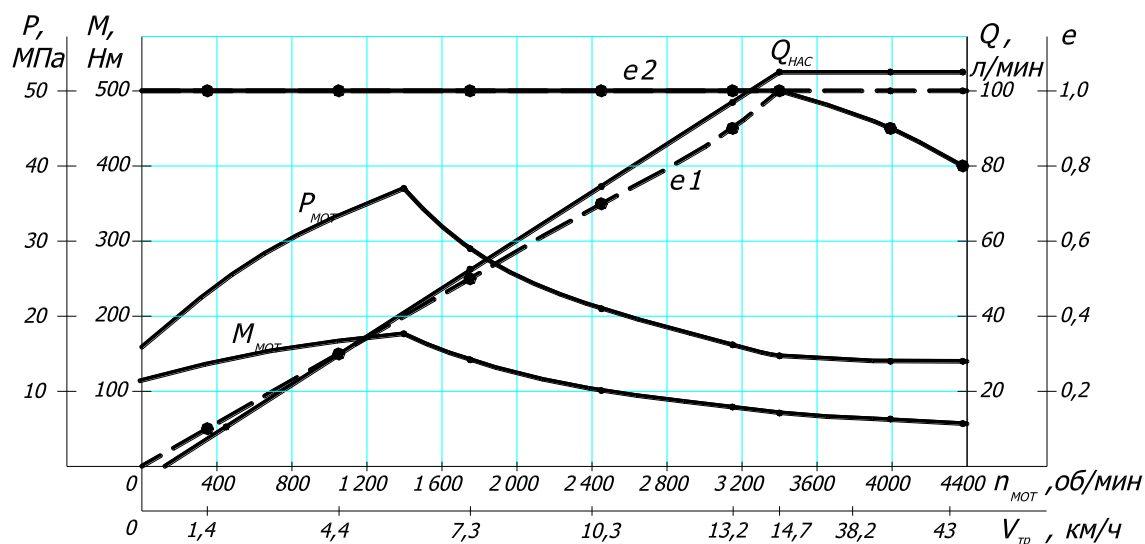


Рисунок 2 – Тяговые характеристики трактора модели МТЗ-320 оснащенных классической ГОТ с рабочим объемом гидромашин 35.

Характер зависимостей тяговых характеристик трактора модели МТЗ-620 с гидрообъемной трансмиссией, имеющей последовательный редуктор - аналогичен представленным на рисунке 2.

В ходе выполнения расчета были определены оптимальные характеристики гидромашин для тракторов моделей МТЗ-320 и МТЗ-620, получены тяговые характеристики для различных схем ГОТ.

Полученные выходные характеристики показывают, что использование ГОТ с двумя регулируемыми гидромашинами является оптимальным вариантом для этих моделей тракторов. С гидрообъемной трансмиссией движение трактора становится более плавным в широком диапазоне скоростей, эффективно используется мощность двигателя, улучшаются динамические свойства и повышается надежность трактора.

Список литературы

1. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин.: М.: Машиностроение, 1988.– 244с.
2. Н.В. Богдан, П.Н. Кишкевич, В.С. Шевченко. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин, Минск: “Ураджай”, 2001.– 395с.
3. В.С.Шевченко проф., д.т.н., В.И.Пилипенко, А.В.Королькевич доц., к.т.н., О.В.Брилевский Особенности применения гидрообъемных трансмиссий на универсально-пропашных колесных тракторах. Материалы V НПК, КНТУ, г.Кировоград, 2005г.

Дається аналіз і приводяться тягові характеристики колісних тракторів з різноманітними гідротрансмісіями. Наведені практичні рекомендації по застосуванню гідротрансмісій на конкретних моделях тракторів.

The analysis and operating characteristics of wheeled tractors with various hydraulic transmission arrives are give. The practical recommendations of use hydraulic transmissions on real models of tractors are discuss.

Получено 25.09.05

В.Н.Кропивный, проф., канд. техн. наук, В.В. Черкун, инж., В.Б. Юдовинский доц., канд. техн. наук, И.В.Шепеленко, доц., канд. техн. наук
Кировоградский национальный технический университет

Оптимизация технологических параметров процесса ФАБВО

Работа посвящена вопросам оптимизации технологических параметров процесса финишной антифрикционной безабразивной вибрационной обработки (ФАБВО) с определением пути скольжения инструмента по детали, времени латунирования, выраженными через коэффициент осцилляции.

ФАБВО, коэффициент осцилляции, период осцилляции, путь скольжения, амплитуда осцилляции, двойные хода

Сокращение периода приработки деталей сопряжений применением новой технологии финишной безабразивной вибрационной обработки требует оптимизации технологических параметров процесса. Однако существующие методы латунирования поверхностей деталей, как процесс финишной обработки, не предусматривали осцилляцию инструмента в процессе латунирования. Предлагаемый метод ФАБВО изменяет, за счет осцилляции, всю картину процесса латунирования поверхностей деталей [1].

В работе решалась задача установления оптимальных технологических параметров процесса ФАБВО.

Основной характеристикой процесса латунирования является отношение числа двойных ходов осцилляции инструмента к числу оборотов обрабатываемого вала:

$$\frac{n_{\partial.x.}}{n_{\partial}} = i. \quad (1)$$

Целая часть численного значения i показывает, сколько раз длина волны λ укладывается на длине окружности обрабатываемого вала, а дробная $\{i\}$ – величину смещения зоны натирания относительно друг друга при каждом последующем обороте детали (рис.1).

$$\lambda = V_{\partial} \cdot T, \quad (2)$$

где V_{∂} – скорость вращения детали, м/с;

T – период осцилляции инструмента.

$$V_{\partial} = \pi D_{\partial} n_{\partial}, \quad (3)$$

$$T = \frac{1}{n_{\partial.x.}}. \quad (4)$$

Тогда, длина волны равна:

$$\lambda = \pi D \frac{n_{\partial}}{n_{\partial.x.}}, \quad (5)$$

где D – диаметр обрабатываемого вала, мм.

$$= V_{\partial} \int_0^{T/4} \sqrt{1 + \left(\frac{V_s}{V_{\partial}} + \frac{2\pi l}{V_{\partial} T} \cos \frac{2\pi}{T} t \right)^2} \cdot dt, \quad (8)$$

Подставив значения V_{∂} , V_s , T в уравнение (8), получим:

$$L = \frac{\pi D_{\partial} n_{\partial}}{60} \int_0^{T/4} \sqrt{1 + \left(\frac{S}{\pi D_{\partial}} + \frac{\pi \cdot l \cdot i}{D_{\partial}} \cos \frac{2\pi}{T} t \right)^2} \cdot dt. \quad (9)$$

В виду сложности решения эллиптического интеграла, вычисляем его приближенно по формуле Симпсона, разделив интеграл $(0; T/4)$ на шесть частей ($n=6$).

$$\begin{aligned} L = \frac{\pi D_{\partial}}{72i} & \left[\sqrt{1 + \left(\frac{S}{\pi D_{\partial}} + \frac{\pi li}{D_{\partial}} \right)^2} + 4 \sqrt{1 + \left(\frac{S}{\pi D_{\partial}} + \frac{\pi li}{D_{\partial}} \cos \frac{\pi}{12} \right)^2} + \right. \\ & + 2 \sqrt{1 + \left(\frac{S}{\pi D_{\partial}} + \frac{\pi li}{D_{\partial}} \cos \frac{\pi}{4} \right)^2} + 4 \sqrt{1 + \left(\frac{S}{\pi D_{\partial}} + \frac{\pi li}{D_{\partial}} \cos \frac{\pi}{3} \right)^2} + \\ & + 2 \sqrt{1 + \left(\frac{S}{\pi D_{\partial}} + \frac{\pi li}{D_{\partial}} \cos \frac{5\pi}{12} \right)^2} + 4 \sqrt{1 + \left(\frac{S}{\pi D_{\partial}} + \frac{\pi li}{D_{\partial}} \cos \frac{\pi}{2} \right)^2} + \\ & \left. + \sqrt{1 + \left(\frac{S}{\pi D_{\partial}} + \frac{\pi li}{D_{\partial}} \cos \frac{7\pi}{12} \right)^2} \right] \quad (10) \end{aligned}$$

Длина пути движения инструмента при латунировании и скорость перемещения инструмента, обеспечивающая оптимальные условия латунирования, позволяют определить время финишной обработки:

$$t = \frac{L}{V_{onm.}}. \quad (11)$$

Одним из основных факторов качественного латунирования является оптимальная скорость скольжения инструмента по обрабатываемой детали, которая позволяет получить плотное равномерное покрытие по всей обрабатываемой поверхности с толщиной пленки 4-6 мкм, что позволит снизить коэффициенты трения при работе этих деталей с бронзовыми контртелами (втулками) [2].

Однако, отличием предлагаемого метода ФАБВО от существующего, является введение осцилляции инструмента в процессе латунирования.

Поэтому необходим новый показатель процесса латунирования. Таким показателем может быть коэффициент осцилляции, который представляет собой отношение пути скольжения при обработке с осцилляцией инструмента по поверхности обрабатываемой детали к пути скольжения инструмента при обработке без осцилляции в единицу времени.

$$K_{осц} = \frac{L_{O}}{L}, \quad (12)$$

где L_{O} - длина пути скольжения при обработке с осцилляцией в единицу времени;
 L -длина пути скольжения при обработке без осцилляции в единицу времени.

Но так как длина пути в единицу времени представляет собой скорость перемещения, то подставив значения скоростей и упростив выражение, получим:

$$K_{осц} = 1 + \frac{l_o n_{\partial \text{ в.х.}}}{\pi D n_{\partial}}, \quad (13)$$

где l_o – величина осцилляции, мм;

$n_{дв.х.}$ – частота двойных ходов инструмента, дв.х./с;

D – диаметр обрабатываемой детали, мм;

n_d – частота вращения обрабатываемой детали, об/с.

Следовательно, принятый показатель процесса - коэффициент осцилляции, позволяет представить номограммой оптимизированные параметры величины осцилляции от диаметра обрабатываемой поверхности и отношения частоты двойных ходов инструмента при осцилляции к частоте вращения обрабатываемой детали. Эта номограмма представлена на рис. 2.

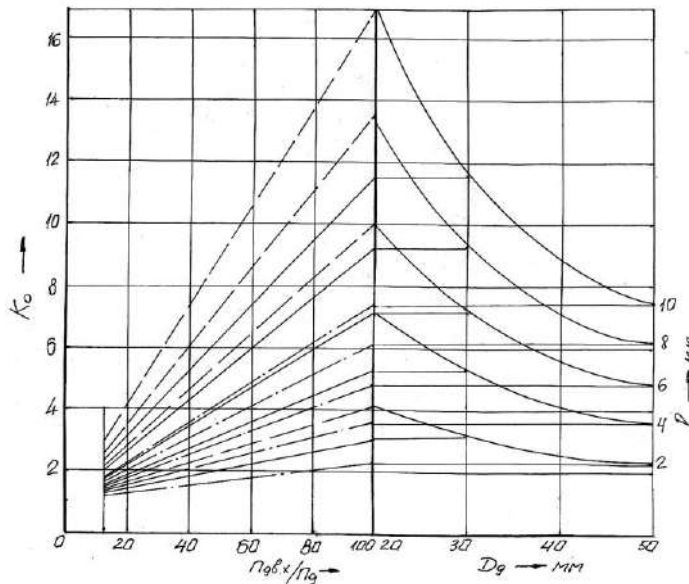


Рисунок 2. Номограмма оптимизации параметров технологического процесса ФАБО

Таким образом, полученная номограмма позволяет оптимизировать параметры технологического процесса ФАБВО в диапазоне обрабатываемых валов от 20 до 50 мм.

Список літератури

1 Спосіб нанесення антифрикційних покриттів: Пат. 332210 України, МКВ В24В39/00 / М.І.Черновол, В.В.Черкун, В.М.Наливайко, Є.К.Солових, І.В.Шепеленко, А.М.Щербина (Україна). - №99010212; Заявл. 14.01.1999; Опубл. 15.02.2001, Бюл.№1. – 2 с

2 Гаркунов Д.К., Крагельский И.В. О механизме взаимного атомарного переноса меди при трении бронзы по стали. ДАН СССР, т.133, №5. 1060.

Робота присвячена питанням оптимізації технологічних параметрів фінішної безабразивної обробки (ФАБВО) із визначенням шляху ковзання інструменту по деталі, часу латунювання, що відображено через коефіцієнт осциляції.

Activity is dedicated to problems of optimization of the fast-track characteristics of process finishing without abrasive vibrational processing (FAVP).

Получено 28.09.05

М.Г. Чаусов, проф., д.-р. техн. наук, А.П.Пилипенко, асист.

Національний аграрний університет України,

В.Е. Вільдеман, проф., д.-р. ф.-м. наук

Пермський державний технічний університет, Росія

Аналіз даних про динамічне перевантаження матеріалів на різних стадіях деформування

Проаналізовані дані про динамічне перевантаження матеріалів на різних стадіях деформування. Досліди проводили на зразках з корпусної і низьковуглецевої сталей. Встановлено, що динамічні перевантаження, що здійснюються на будь-якій ділянці деформування, помітно змінюють процеси деформування сталей. Істотну роль у зниженні опору сталей пластичному деформуванню в процесі динамічного перевантаження вносять теплова енергія і ріст пошкодженості матеріалу.

динамічне перевантаження, пошкодженість, теплова енергія

Раніше авторами отримані нові дані про зниження опору матеріалів пластичному деформуванню в наслідок динамічного перевантаження [1...3].

Слід відмітити, що в ряді випадків динамічного навантаження, наприклад, при випробуваннях на динамічну твердість і в експериментах з розповсюдження хвилі довантаження в матеріалі, навантаженого ударною хвилею, також відмічалось зниження опору метала пластичному деформуванню з зростанням швидкості деформування [4,5].

Це все свідчить про те, що відомі феноменологічні рівняння враховують не всі процеси, що розвиваються в металах при високих швидкостях деформації і, що особливо важливо, вони не враховують впливу історії попереднього навантаження [6...8].

Дослідження механічних властивостей конструкційних матеріалів з врахуванням динамічних перевантажень дозволяють, з одної сторони, визначити умови складного навантаження (статичне навантаження – динамічне перевантаження – статичне навантаження), при яких вплив динамічних перевантажень на подальше статичне деформування виявляється дуже істотним, а з іншої, вивчити і описати виявлені ефекти і розробити на їх основі нові методи розрахунку реальних конструкційних елементів з врахуванням динамічних перевантажень.

При аналізі даних необхідно підкреслити, що всі експериментальні дані отримані при випробуванні зразків на конкретній випробувальній машині ZD-100Pu, з конкретною масою рухомих частин (1350 кг) [1...3].

Випробуваний зразок та пристрій, що підвищує жорсткість навантажувальної системи для побудови повної діаграми деформування, можуть бути представлені системою паралельно з'єднаних елементів (рис.1).

Спільна робота цих елементів проілюстрована на рис. 2. Тут, пряма 1 – характеристика всіх паралельно з'єднаних елементів, крива 2 – повна діаграма досліджуваного зразка, крива 3 – сумарна характеристика механічної системи. Руйнування одного з елементів призводить до раптового зменшення жорсткості навантажувальної системи (характеристика системи паралельних елементів після руйнування одного з них – крива 1'). Передбачається, що зусилля, яке прикладається до системи в цілому, при руйнуванні послабленого елемента залишається незмінним

(якщо ця умова не виконується, то необхідно включити до розгляду також пружний елемент K' і вважати контрольованою величину u_0).

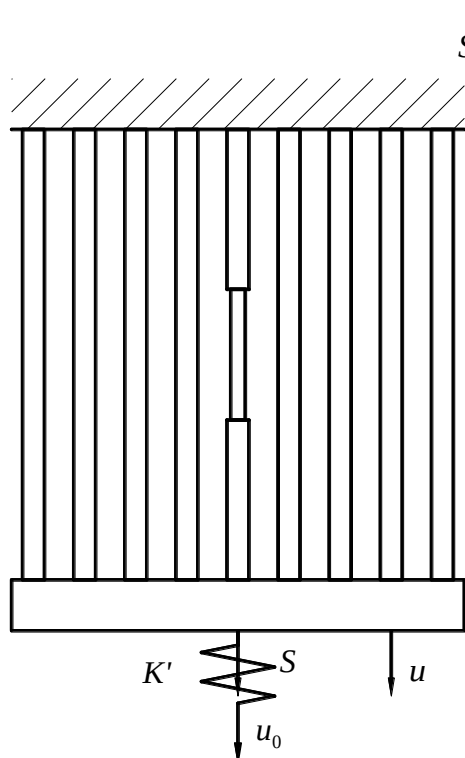


Рисунок 1 – Схема випробувань зразка матеріалу

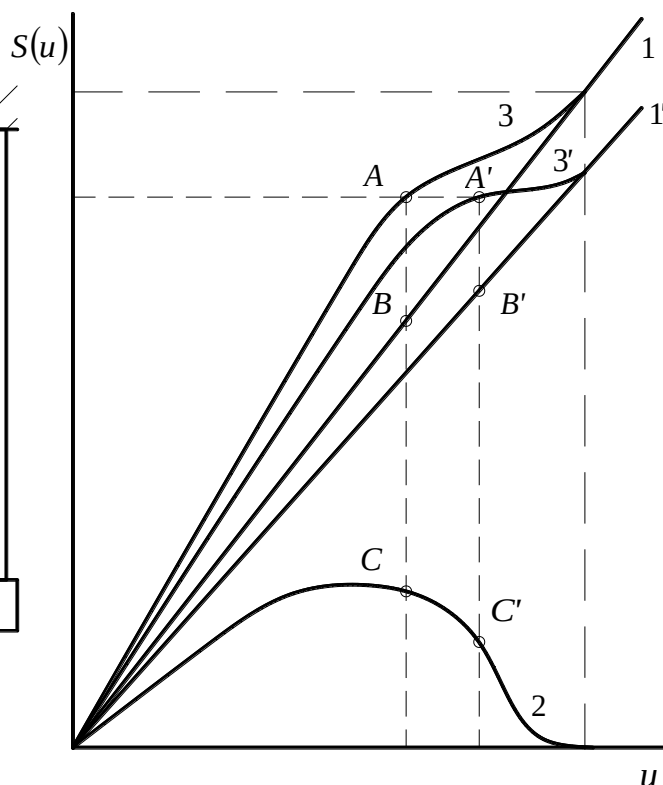


Рисунок 2 – Механіка одночасного деформування зразка і пружних елементів

Очевидно, що в наслідок динамічних перевантажень металу передається велика кількість енергії за короткий час. Велика частина цієї енергії дисипує в матеріалі, перетворюючись на тепло і викликаючи структурні зміни.

Для оцінки теплової енергії складемо баланс енергії

$$A = A_e + A_f + \Delta W + \Delta W_f + \Delta W_T.$$

До рівняння балансу входять:

- робота зовнішніх сил $A = S\Delta u$,
 Δu - видовження стержнів при руйнуванні послабленого елемента;
- приріст пружної енергії паралельних елементів $\Delta W = \frac{EV}{2l}(u_2^2 - u_1^2)$,

E, V, l - модуль пружності, загальний об'єм матеріалу, довжина елементів, u_2, u_1 - видовження елементів після і до руйнування послабленої тяги;

• робота деформації зразка (приріст пружної енергії і робота пластичного деформування досліджуваного зразка) $A_e = V_d \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \sigma d\varepsilon$,

V_d - об'єм досліджуваного зразка;

- приріст (вивільнення) пружної енергії частин руйнуємого елемента $\Delta W_f = \frac{1}{2}Ku_1^2$,

K - жорсткість руйнуємого елемента;

- робота руйнування елемента $A_f = 2\gamma F$,

F - площа послабленого поперечного перерізу руйнуємої крихкої проби, 2γ - питома робота руйнування;

- теплова енергія (розігрів зразка після затухання хвиль напружень) ΔW_T .

Рівняння балансу можна використати для оцінки ΔW_T . Знання величини ΔW_T допоможе пояснити особливості «динамічної кривої розміцнення» в процесі динамічних перевантажень, так як при розігріві матеріалів може відбуватися подрібнення зерен, що призводить до релаксації напружень, фазові перетворення, зміни кристалічної ґратки (наприклад перехід ОЦК металів до ГЦК), зерно-граничне проковзування.

Подібні ефекти зустрічаються у надпластичності. Так, зокрема в роботі [8] спостерігався ефект деформаційного розміцнення матеріалів (титанових сплавів) як наслідок фазових перетворень.

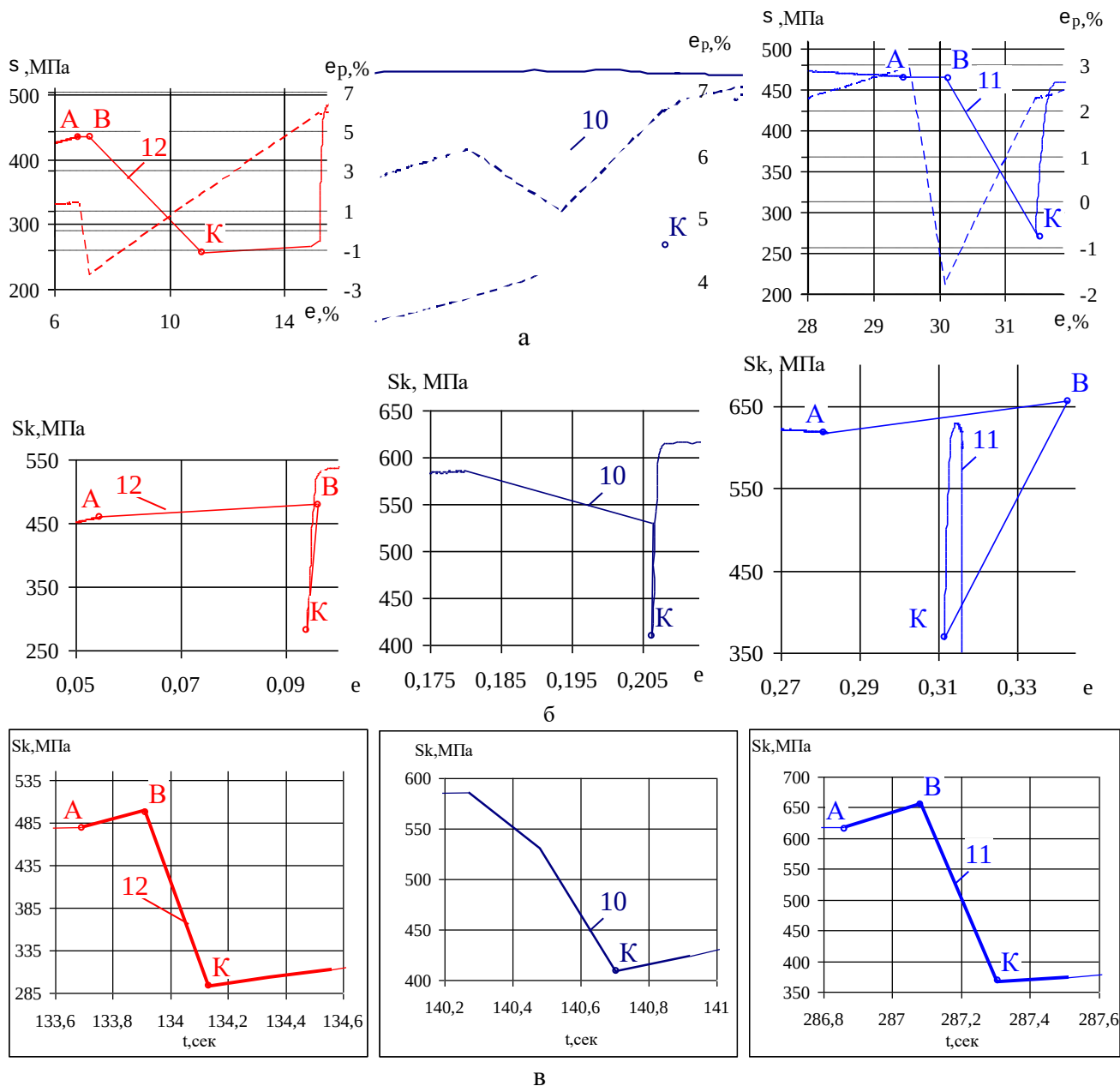


Рисунок 3 – Фрагменти графіків, що характеризують поведінку корпусної сталі в момент динамічного перевантаження на різних стадіях деформування

На рис. 3, 4 представлені фрагменти діаграм деформацій корпусної сталі 12Х2МФА і низьковуглецевої сталі Ст.20 в момент динамічних перевантажень на різних стадіях

деформування. Тут же на криві $\sigma(\varepsilon)$ накладені криві, що характеризують стрибкоподібний ріст деформації розпушення $\varepsilon_p(\varepsilon)$ [9] в момент динамічних перевантажень.

З аналізу експериментальних даних видно, що при раптовому динамічному перевантаженні зразка можна виділити декілька етапів зміни стану матеріалів, яким на «динамічній кривій розміцнення» відповідають характерні ділянки.

Для більш міцної корпусної сталі 12Х2МФА відмічаються характерні початкові ділянки АВ (див. рис. 3), на яких відбувається «накачування» енергії у зразок і лише до моменту досягнення точки В ймовірно досягається певна температура, яка при даному рівні напружень забезпечує досягнення енергії активації трансформаційного процесу.

Очевидно, що точки А і В – порогові. У цих точках «спрацьовують» певні критерії переходу.

Різниця у поведінці матеріалів при дії одного й того ж динамічного імпульсу на різних стадіях деформування може бути пов'язана з не лише з кількістю наявних пор та їх формою, але і з різницею напруженого стану зерен, оскільки критерії активації трансформаційних процесів включають не тільки температуру, але і напруження.

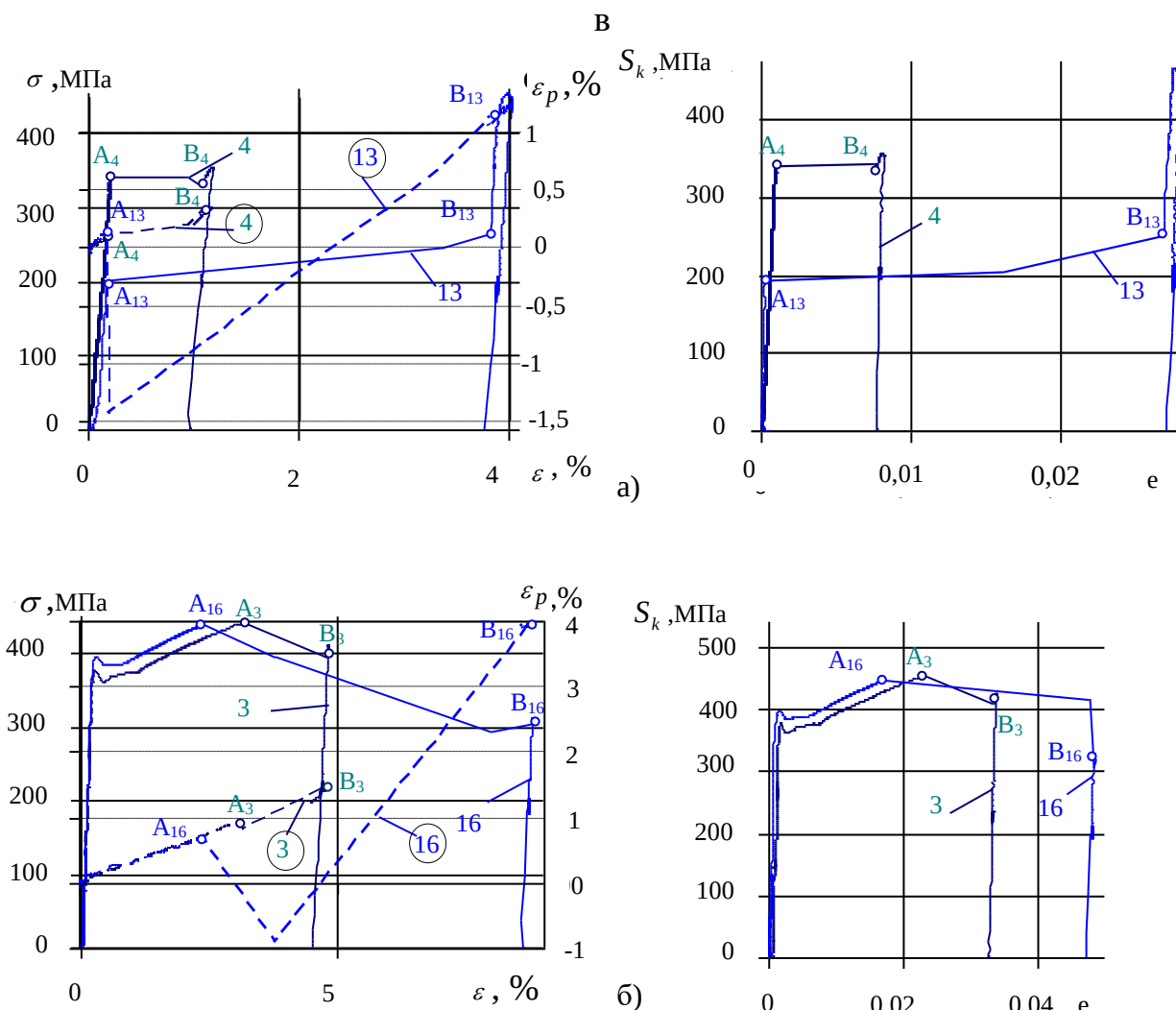


Рисунок 4 – Фрагменти графіків, що характеризують поведінку низьковуглецевої сталі в момент динамічного перевантаження на різних стадіях деформування

На підставі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Встановлено, що динамічні перевантаження, що здійснюються на будь-якій ділянці деформування, починаючи з пружної, помітно змінюють процеси деформування сталей. Істотну

роль у зниженні опору сталей пластичному деформуванню в процесі динамічного перевантаження вносять теплова енергія і ріст пошкодженості матеріалу.

2. Показано, що при раптовому динамічному перевантаженні зразка можна виділити декілька етапів зміни стану матеріалів, яким на «динамічній кривій розміцнення» відповідають характерні ділянки.

3. Отримані при виконанні досліджень фактичні експериментальні дані є важливою інформацією, що необхідна для обґрунтування фізичної достовірності нових моделей деформування і руйнування.

Список літератури

1. N.G. Chausov, A.P. Pilipenko. Influence of Dynamic Overloads on Fracture Kinetics of Metals at Final Stages of Deformation. // *Mechanika*. – 2004. – 3 (48), P. 13-18.
2. Чаусов Н.Г., Недосека С.А., Пилипенко А.П. Комплексная оценка поврежденности пластичных материалов при различных режимах нагружения // *Техническая диагностика и неразрушающий контроль*. – 2004, № 3, С. 16 – 21.
3. Чаусов Н.Г., Пилипенко А.П.. Кинетика разрушения металлов при сложных режимах нагружения // *Вестник Уральского государственного технического университета – УПИ*, №22(52), 2004, - С.118-124.
4. Степанов Г.В. Сопротивление материалов деформированию при ударном нагружении // *Пробл. прочности*. – 2002. - № 3. – С. 7-14
5. Канель Г.И., Разоренов С.В., Уткин А.В., Фортов В.Е. Исследования механических свойств материалов при ударно-волновом нагружении // *Изв. РАН, МТТ*, 1999, №5, С.173-188.
6. В.Т.Троценко, А.Я.Красовский, В.В.Покровский, Л.А.Сосновский, В.А.Стрижало. Сопротивление материалов деформированию и разрушению. Справочное пособие. Ч 2. – К.: Наук. думка. – 1994. – 702 с.
7. Степанов Г.В. Анализ кривых деформирования металлов при растяжении с учетом влияния скорости нагружения и температуры // *Пробл. прочности*. – 1995. - № 7. – С. 68-75.
8. Васин Р.А., Еникеев Ф.У., Мазурский М.И. О материалах с падающей диаграммой // *Изв. РАН. МТТ.*, №2, 1995, С. 181-182.
9. Лебедев А.А., Чаусов Н.Г. Новые методы оценки деградации механических свойств металла конструкций в процессе наработки. - Киев, 2004.-133с.

Проанализированы данные о динамических перегрузках материалов на разных стадиях деформирования. Опыты проводили на образцах из корпусной и малоуглеродистой сталей. Установлено, что динамические перегрузки, которые осуществляются любом участке деформирования, заметно изменяют процессы деформирования сталей. Важную роль в понижении сопротивления сталей пластическому деформированию в процессе динамической перегрузки вносят тепловая энергия и рост поврежденности материала.

The data on dynamic overloading of materials at different stages of deformation are analysed. the experiences carried out on specimens from case and low-carbonic steels. It is established, that dynamic overloading which are carried out any site of deformation, appreciably change processes of deformation of steels. The important role in downturn of strength of the steels to plastic deformation under the dynamic overloading is brought with thermal energy and damage growth of material

Одержано 6.09.05

А.И. Бойко, проф., д-р техн. наук

Национальный аграрный университет, г. Киев

В.В. Тасенко, соискатель

Кировоградский национальный технический университет

Многофункциональность и проблема обеспечения надежности посевных секций

Рассмотрена тенденция усложнения сельскохозяйственной посевной техники обусловленная многофункциональностью систем рабочих органов. Подняты вопросы обеспечения надежности посевных секций (модулей) в условиях повышения производительности, многооперационности и универсальности посевных машин.

посевная секция, система, рабочие органы, надежность, многофункциональность

Тенденция развития сельскохозяйственного машиностроения направлена на повышение производительности, комфортности и универсальности техники. Все это неизбежно приводит к ее усложнению. Современные сельскохозяйственные машины, как правило, многооперационны. Желание совместить несколько технологических операций в единый комплекс связано, прежде всего, с сокращением сроков проведения полевых работ, экономией горюче-смазочных материалов и экологическими аспектами создания геофильной техники.

Сказанное в полной мере относится и к посевным машинам. Современные сеялки выполняют до пяти операций за один проход, начиная с предварительной подготовки почвы и заканчивая выравниванием поверхности поля после посева.

Многооперационность и универсальность посевных машин объединяет в отдельные модули целые системы рабочих органов. Так, известная сеялка УПС-12 (Украина) на балансирной подвеске имеет: передний прикатывающий каток, который выравнивает и уплотняет почву перед сошником; сошник, образующий борозду, куда подаются высеваемые семена; специальные загортачи, закрывающий борозду; V-образные уплотняющие катки и шлейф, выравнивающий рельеф поверхности поля.

Подобные конструкции высевających модулей имеет и ряд зарубежных машин. Многофункциональный посевной модуль фирмы KINZE (США) отличается наличием ряда сменных рабочих органов предназначенных для предварительной подготовки почвы в том числе и для работы по стерне. Это волнообразные дисковые ножи прорезающие поверхность поля под борозду. В зависимости от состояния почвы возможно применение игольчатых рабочих органов и различных вариантов прикатывающих катков. Катки могут быть сплошными металлическими или обрезиненными.

Разнесение операций по отдельным специализированным рабочим органам применяется и другими фирмами выпускающими посевную технику. Сеялки прямого посева фирмы KUNH (Франция) выполняет также до пяти операций. Они допускают применение различных конструктивных решений сошников (дисковые или полозовидные), комплектуются волнообразными прорезными ножами с различными количествами гофр, а также ротационными рыхлителями для предварительной подготовки поля и другими дополнительными средствами лучше адаптирующими посевные модули к посеву различных культур в отличающихся почвенно-климатических условиях.

Стремление конструкторов современных сеялок разрабатывают многооперационную универсальную технику оправдано повышением ее производительности, сокращением сроков выполнения полевых работ и уменьшением количества проходов машин по полю. Однако при этом неизбежно усложняются сами машины. Особенно их рабочие органы технологически объединенные в систему, способную за один проход решить весь комплекс полевых работ.

Как известно любое усложнение конструкций выдвигает новые более жесткие требования к проблеме обеспечения надежности [1]. Особенно это важно для рабочих органов посевных машин, которые работают в условиях взаимодействия с почвой представляющей собой сложную по механическому и химическому составу среду. В процессе такого взаимодействия элементы конструкций многофункциональных посевных модулей (секций) подвергаясь влиянию внешних факторов претерпевают отказы. Эти отказы могут быть функциональными, обусловленными постепенным накоплением повреждений и утратой исходных первоначальных параметров, а также внезапными связанными с аварийными повреждениями при столкновении с посторонними включениями [2].

Таким образом, проблема обеспечения надежности посевных модулей, прежде всего, возникает из-за усложнения конструкций. Их можно рассматривать как некие системы подверженные внешним воздействиям с возможным проявлением как постепенных, так и внезапных отказов. Решение проблемы обеспечения надежности в данном случае имеет определенные научно-технические сложности. Они включают не только конструкторские мероприятия, связанные с выбором структурной схемы надежности, но и научные по обоснованию этих схем, изучению динамики потери работоспособности отдельных элементов конструкции, выявлению физики отказов, установлению граничных и допустимых параметров эксплуатации, разработке предложений по безотказности отдельных элементов с целью повышения надежности всей конструкции модуля (секции).

В настоящее время разработаны различные подходы к решению проблемы обеспечения необходимой надежности технических систем.

Посевной модуль может рассматриваться как простая система, если принять, что отказ отдельного элемента (рабочего органа) приводит к отказу всего модуля. Однако при введении функциональной избыточности и использовании резервирования модуль представляется сложной механической системой продолжающей работу при отказе отдельного элемента, но с меньшей эффективностью.

Задачей исследования в области обеспечения надежности модулей (секций) современных посевных машин является продление срока их службы при отсутствии отказов на максимально возможный период времени эксплуатации. При этом для рассматриваемых систем сохраняется понятие технического обслуживания и проведения сервисных мероприятий, которые могут осуществляться в межсезонные периоды выполнения полевых посевных работ.

Необходимые характеристики надежности элементов конструкции (рабочих органов), а затем и посевного модуля в целом могут быть получены исходя из построения моделей отказов, которые выражаются функциями их распределения. Для построения функций распределения необходимо:

- собрать и проанализировать статистические материалы о наработках на отказ;
- изучить динамику протекания процессов приводящих к потере работоспособности отдельных элементов системы.

Полученные данные лежат в основе создания и анализа вероятностно-физических моделей отказов. При этом устанавливаются закономерности их проявления и определяются количественные показатели надежности.

Таким образом построение моделей отказов проводится на основе анализа физических процессов потери работоспособности элементами конструкции, которые и формируют тот или иной вид отказов. То есть, изучается изнашивание деталей, потеря их геометрии, возможные поломки, обусловленные конструкторскими просчетами, дефектами материалов или экстремальными нагрузками вследствие возникновения аварийных ситуаций. Полученные модели для механической системы, которой является посевной модуль (секция), могут иметь экспоненциальное, логарифмически нормальное или распределение Вейбулла.

Для определения надежности посевной секции как многофункциональной системы рабочих органов могут использоваться разные подходы:

- классический;
- на основе теории функций случайных аргументов;
- вероятностно-физический.

Преимуществом последнего является то, что он рассматривает непрерывное множество возможных состояний элементов [3], что лучше описывает процессы постепенной потери работоспособности при износе, усталости, забивании, наростообразовании и т.д. При этом возможно использование различных структурных схем надежности адекватно описывающих реальные посевные модули с позиций характеристики их надежности.

Список литературы

1. Проников А.С. Надежность машин. –М.: Машиностроение, 1978. – 590с.
2. Герцбах И.Б., Кордонский Х.Б. Модели отказов. – М.: Прогресс, 1977. – 121с.
3. Азарков В.Н., Стрельников В.П. Надежность систем автоматики. –К.: НАУ, 2004. – 164с.

Розглянута тенденція ускладнення сільськогосподарської посівної техніки, яка обумовлена багатofункціональністю систем робочих органів. підняті питання забезпечення надійності посівних секцій (модулів) в умовах підвищення продуктивності, багатоопераційності і універсальності посівних машин.

Considered tendency of complication of agricultural sowing technique which is conditioned multifunction of the systems of working organs. heaved up the questions of providing of reliability of sowing sections (modules) in the conditions of increase of productivity, many operations and universality of sowing machines.

Получено 3.10.05

Анализ существующих конструктивных решений шестеренных насосов с регулируемой подачей

В данной статье дан анализ известных конструктивных решений шестеренных насосов с регулируемой подачей.

шестеренные насосы с регулируемой подачей, объем рабочей камеры, принцип регулирования подачи

Анализ известных конструкций шестеренных насосов с регулируемой подачей позволяет все множество конструкций разделить по следующим группам (классам):

1. Регулирование подачи путем перепуска рабочей жидкости из камеры нагнетания в камеру всасывания.

2. Регулирование подачи изменением полноты заполнения объема рабочей камеры (ОРК) шестеренного насоса.

3. Регулирование подачи изменением ОРК шестеренного насоса, при этом возможны три конструктивные схемы:

3.1 Регулирование подачи изменением ОРК шестеренного насоса относительным перемещением шестерен в осевом направлении.

3.2 Регулирование подачи ступенчатым изменением ОРК насоса путем использования многшестеренного насоса.

3.3 Регулирование подачи изменением объема рабочей камеры шестеренного насоса путем изменения степени заглубления зуба в межзубовую впадину, что достигается изменением межцентрового расстояния.

Регулирование подачи рабочей жидкости перепусканием рабочей жидкости из камеры нагнетания в камеру всасывания

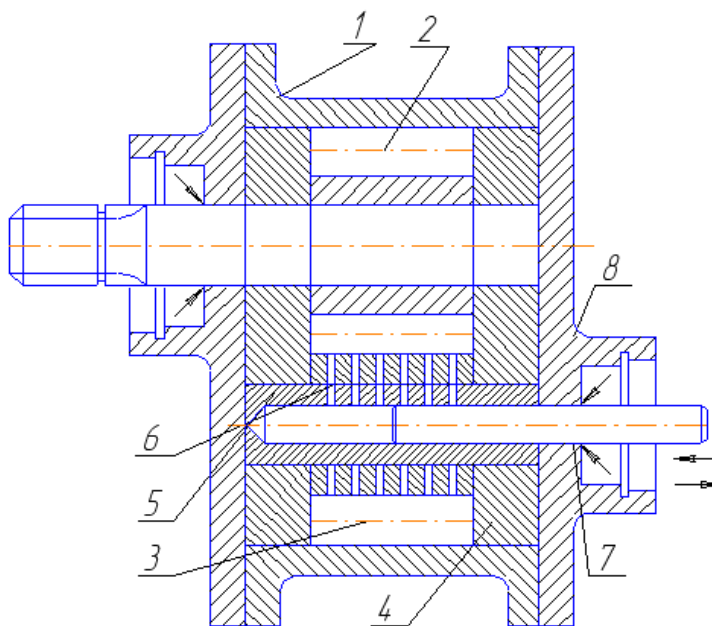
Для перекачивания вязких жидкостей, прядильных растворов была предложена конструкция шестеренного насоса (см. рис. 1) [1], в котором ведомая шестерня 3 и ось 5 снабжены радиальными отверстиями 6, которые связывают всасывающую и нагнетающую камеры насоса. Регулирование подачи происходит перемещением штока 7 в осевом направлении, при этом открывается часть радиальных отверстий 6 в шестерни и оси, и тем самым соединяем камеру всасывания с камерой нагнетания.

Предложенный способ регулирования подачи по своей сути является дросселированием излишков рабочей жидкости. В процессе дросселирования излишков рабочей жидкости происходят потери потенциальной энергии, приобретенной рабочей жидкостью при перекачивании.

Регулирование подачи рабочей жидкости изменением полноты заполнения объема рабочей камеры шестеренного насоса

Сущность способа заключается в том, что отдельные элементы РК шестеренного насоса - межзубовые впадины в процессе работы насоса заполняются не на полный объем. Этот способ регулирования можно реализовать путем установки дросселя на вход насоса. Однако такой режим работы шестеренного насоса сопряжен с рядом недостатков: кавитацией рабочей жидкости, повышением вибрации из-за

недозаполнения ОРК рабочей жидкостью, которые приводят к быстрому выходу насоса из строя.



1 – корпус; 2 – шестерня ведущая; 3 – ведомая шестерня; 4 – подшипники скольжения;
5 – ось; 6 – отверстия; 7 – шток, 8 – крышка.

Рисунок 1 – Регулируемый шестеренный насос [1]

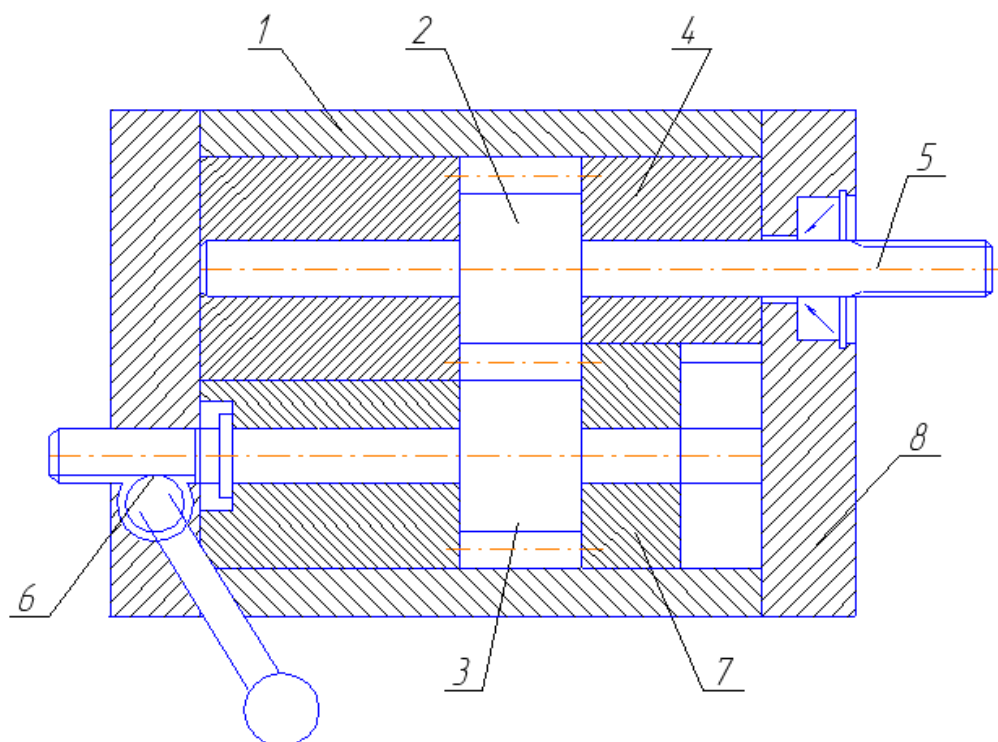
Регулирование подачи рабочей жидкости изменением объема рабочей камеры шестеренного насоса относительным перемещением шестерен в осевом направлении

Регулирование подачи рабочей жидкости изменением ОРК шестеренного насоса относительным перемещением шестерен в осевом направлении является одной из самых распространенных конструктивных схем [2 - 7].

Данная группа конструкций работает следующим образом (см. рис. 2): рабочая жидкость захватывается ведущей 2 и ведомой шестернями 3 и переносится в межзубовых впадинах вдоль корпуса 1 и нагнетается в полость высокого давления. Для получения переменной подачи ведомая шестерня 3 за счет механизма регулирования 6 перемещается в осевом направлении вдоль уплотняющей втулки 4. Ведомая шестерня 3 перемещается по поверхности сопряжения подшипников ведущей шестерни 4 по дугообразной выемке (рис. 2). При этом происходит изменение ОРК шестеренного насоса за счет уменьшения высоты активной части шестерен, находящихся в зацеплении [2-7].

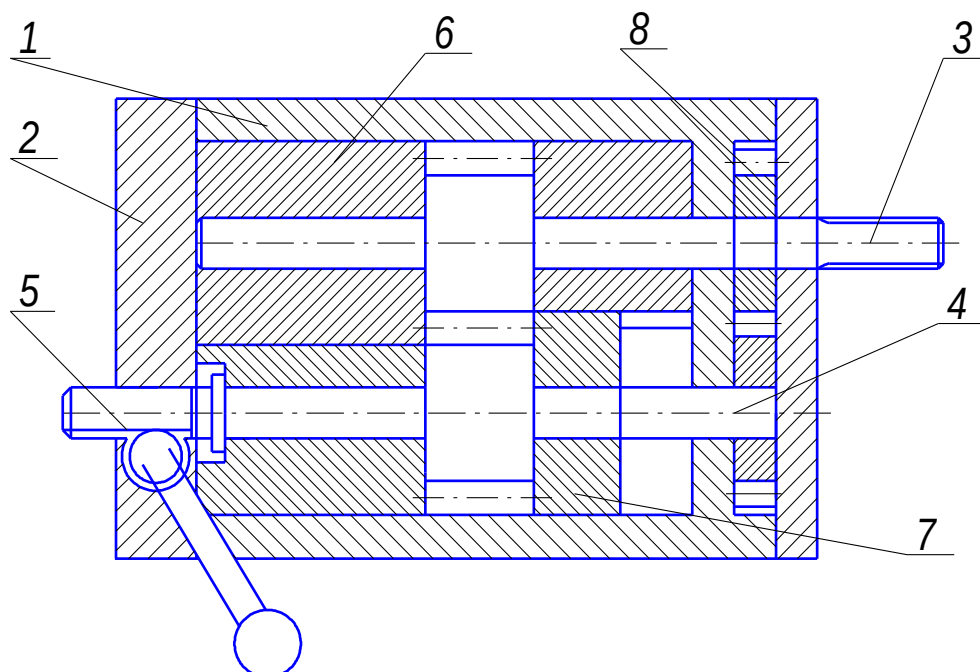
Для обеспечения возможности реверсирования и получения нулевой производительности насоса, и разгрузки зубьев шестерен, главным образом на режимах малой подачи, была предложена схема [8, 9] в которой предлагается валы шестерен оснастить синхронизирующим их вращение механизмом 8 (см. рис. 3).

Для повышения скорости регулирования предлагается конструкция регулируемого шестеренного насоса (см. рис. 4) [9], в котором для облегчения перемещения ведомой шестерни 3 вдоль вала 8 установлена пружина 6, а шестерни имеют спиральные зубья поэтому, при перемещении, ведомая шестерня 3 как бы ввинчивается в ведущую 2, в результате чего облегчается и ускоряется ее перемещение, обеспечивается быстрый переход от малой подачи на большую.



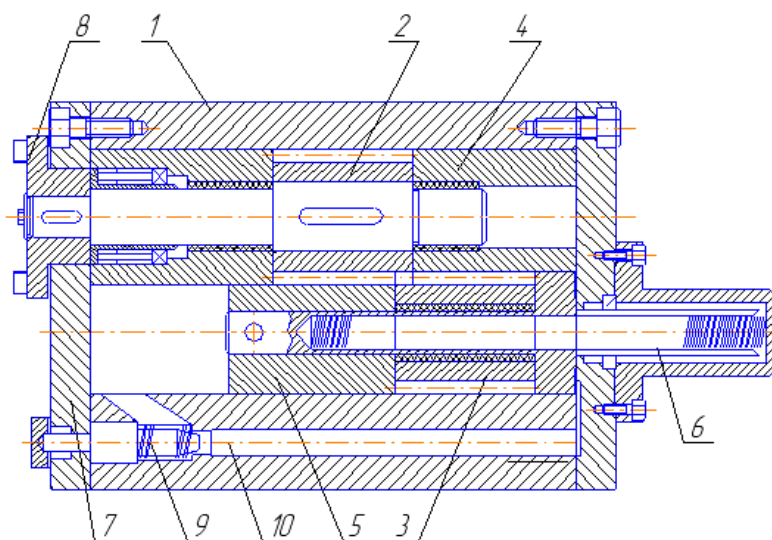
1 – корпус, 2, 3 – ведущая и ведомая шестерня, 4 – втулка направляющая, 5 – приводной вал, 6 – механизм регулирования, 7 – уплотняющая втулка, 8 – крышка

Рисунок 2 – Общая конструктивная схема шестеренных гидромашин внешнего зацепления с регулируемой подачей [2-7], осуществляемой относительным перемещением шестерен в осевом направлении



1 – корпус, 2 – крышка, 3, 4 – ведущая и ведомая шестерня, 5 – механизм регулирования, 6 – подшипники скольжения ведущей шестерни, 7 – подшипники скольжения ведомой шестерни, 8 – синхронизирующий механизм

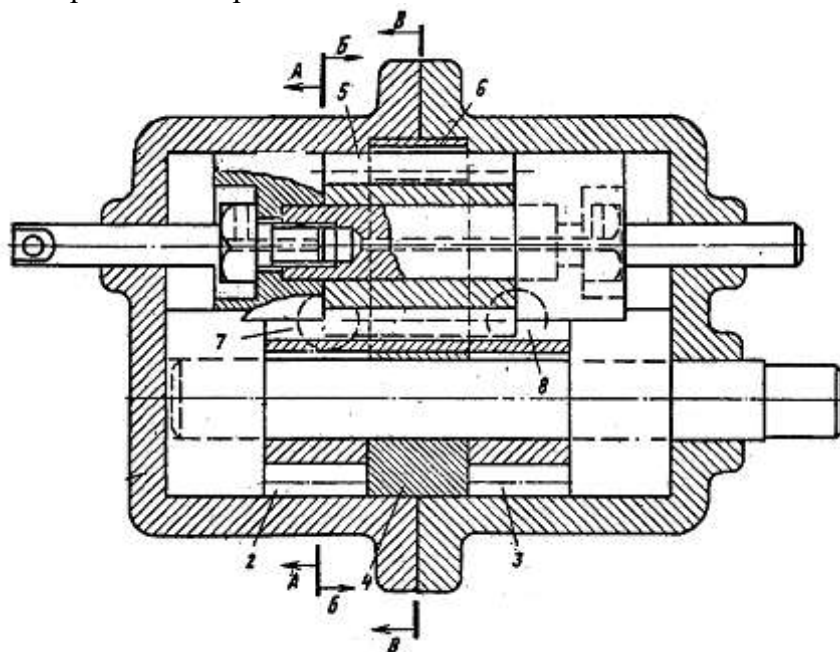
Рисунок 3 – Шестеренный насос с возможностью регулирования и реверсирования потока рабочей жидкости [8]



1 – корпус; 2 – ведущая шестерня; 3 – ведомая шестерня; 4, 5 – подшипники скольжения; 6 – пружина; 7 – крышка; 8 – приводной вал; 9 – предохранительный клапан; 10 – канал

Рисунок 4 – Шестеренная гидромашина внешнего зацепления с регулируемой подачей и автоматическим устройством для регулирования подачи от давления [9]

Для регулирования и реверсирования потока рабочей жидкости без вспомогательных устройств (см. рис. 5) [10], предлагается установить два продольно размещенных и разделенных дополнительно установленным подпятником скольжения 4 ведущую шестерню 2, 3, а ведомая шестерня 5 снабжена кольцом с внутренними зубьями 6, равными по ширине и контактирующими с внешней поверхностью подшипника скольжения. При этом образованные по обе стороны от кольца и подшипника скольжения секции 7, 8 имеют индивидуальные нагнетающие и всасывающие каналы, причем нагнетательный канал одной секции соединен с всасывающим второй и наоборот.

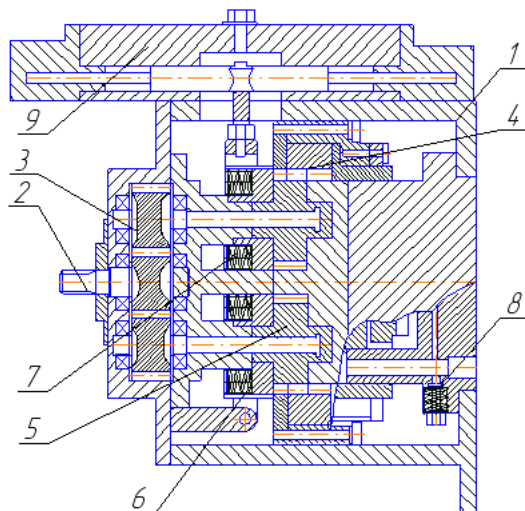


1 – корпус; 2, 3 – ведущая шестерня; 4 – подшипник скольжения; 5 – ведомая шестерня; 6 – обойма; 7, 8 – секции

Рисунок 5 – Регулируемый шестеренный насос [10]

В А. с. № 2194190 [11], предлагается конструкция шестеренного насоса с регулированием подачи, которая позволяет реверсировать поток рабочей жидкости, расширить диапазон регулирования и повысить объемный КПД насоса (см. рис. 6).

Поставленная задача достигается тем, что четыре ведущие шестерни 5 находятся в зацеплении с ведомой шестерней 4, которая выполнена с зубьями внутреннего зацепления и может перемещаться в осевом направлении, система клапанов 8 дает возможность реверсировать поток рабочей жидкости, а также работать одной паре шестерен в режиме мотора, а второй в режиме насоса. Конструкция также оборудована насосом низкого давления 3, которое позволяет более качественно заполнить впадины зубьев ведомой и ведущей шестерни регулируемого насоса.



1 – корпус; 2 – приводной вал; 3 – масляный насос низкого давления, 4 – ведомая шестерня, 5 – ведущая шестерня, 6 – механизм регулирования; 7 – компенсатор; 8 – обратный клапан, 9 – крышка

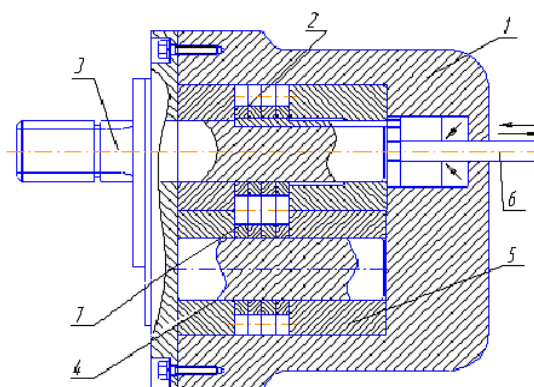
Рисунок 6 – Шестеренный насос реверсивный с регулируемой производительностью [11]

К недостаткам регулирования подачи рабочей жидкости изменением объема рабочей камеры шестеренного насоса относительным перемещением шестерен в осевом направлении [2-11] следует отнести невозможность уплотнить торцы шестерен. Этот принцип регулирования подачи шестеренного насоса может быть реализован только в насосах низкого давления, которые используют, как подкачивающие насосы и насосы используемые в системах. Именно поэтому описанный способ регулирования подачи шестеренного насоса не нашел промышленного распространения.

Регулирование подачи рабочей жидкости изменением объема рабочей камеры шестеренного насоса ступенчатым изменением объема рабочей камеры насоса путем использования многошестеренного насоса

Для регулирования потока рабочей жидкости предлагается простая конструкция шестеренного насоса (см. рис. 7) [12], в котором ведущая и ведомая шестерни 2 и 7 размещены в цилиндрических расточках корпуса и выполнены в виде набора шестерен и установлены на валах 3 и 4, причем шестерни установленные с возможностью свободного вращения относительно вала. Механизм регулирования производительности выполнен в виде подвижного в осевом направлении фиксируемого элемента – шпонки. Для регулирования подачи насоса шпонки перемещают в пазах в осевом направлении, при этом часть шестерен выходит из зацепления с валом и перестает вращаться. Длина рабочего зацепления уменьшается, что приводит к уменьшению подачи насоса.

К недостаткам предлагаемого способа регулирования подачи следует отнести относительную сложность конструкции, резкое уменьшение коэффициента подачи из-за увеличения количества торцовых сопряжений и ступенчатость изменения подачи.



1 – корпус, 2 – блок ведущих шестерен, 3 – приводной вал, 4 – ось, 5 – подшипники скольжения, 6 – механизм регулирования, 7 – блок ведомых шестерен.

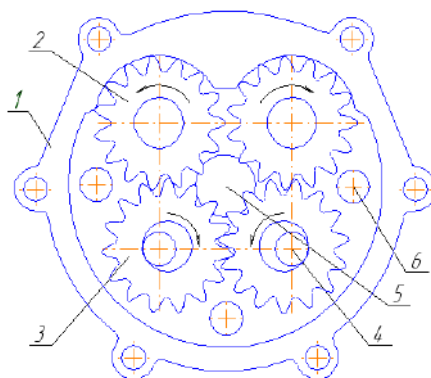
Рисунок 7 – Регулируемый шестеренный насос [12]

Регулирование подачи рабочей жидкости изменением межцентрового расстояния

Наиболее реальным принципом регулирования подачи для создания работоспособной конструкции шестеренного насоса с регулируемой подачей является принцип, который базируется на изменении глубины внедрения зубьев шестерен в межзубовую впадину (см. рис. 8) [13, 14, 15]. В конструкции изменение глубины внедрения зубьев шестерен в межзубовую впадину осуществляется эксцентриковым механизмом, который позволяет изменить межцентровое расстояние и тем самым достичь желаемого результата [13, 14, 15].

Шестеренный насос с регулируемой подачей (рис.8) работает следующим образом: при вращении ведущей шестерни 2 и кинематически связанных с ней ведомых шестерен 3 создается разрежения в камере низкого давления 5. Рабочая жидкость, которая поступила в камеру низкого давления 5, захватывается зубцами шестерен 2 и 3 и в межзубовых впадинах переносится из камеры низкого давления 5 в камеру высокого давления 6, откуда рабочая жидкость подается в магистраль высокого давления. Поворачивая регулирующий вал 4, при помощи эксцентрика, ведомая шестерня 3 выводится из зацепления с ведущей шестерней 2 увеличивая (изменяя) тем самым защемленный объем.

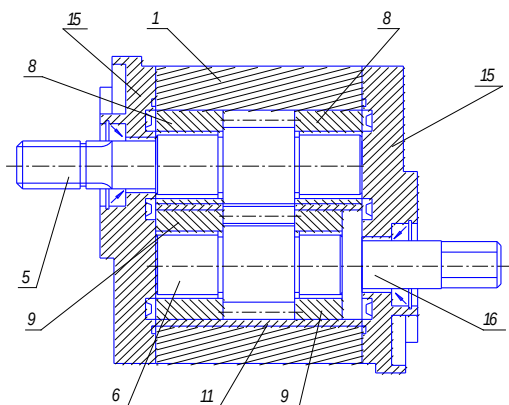
К недостаткам приведенного принципа регулирования следует отнести существенное усложнение конструкции - рост количества шестерен, габаритов и массы насоса, что, естественно, сказывается на сложности его изготовления и надежности.



1 – корпус, 2 – ведущая шестерня, 3 – ведомая шестерня, 4 – механизм регулирования, 5 – камера всасывания, 6 – камера нагнетания.

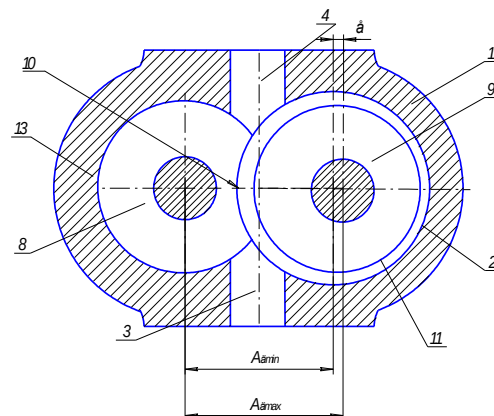
Рисунок 8 – Регулируемый шестеренный насос с регулируемой подачей, осуществляемой изменением межцентрового расстояния [13, 14, 15]

Нами предлагается шестеренная гидромашина, лишенная указанных недостатков (рис. 9., рис. 10) [16]. Отличительной особенностью предлагаемой конструкции является уплотнительный элемент, в котором располагается ведомая шестерня.



1–корпус; 2–цилиндрическая расточка;
3–камера всасывания; 4–камера нагнетания;
5–шестерня ведущая; 6–шестерня ведомая;
8–подшипник скольжения; 9–подшипник
скольжения ведомой шестерни; 10–дугообразная
выемка; 11–уплотнительный элемент;
13–цилиндрическая расточка; 15–крышка.

Рисунок 9–Продольный разрез шестеренного насоса с регулируемой подачей, осуществляемой изменением межцентрового расстояния с уплотняющим элементом [16]



1–корпус; 2–цилиндрическая расточка;
3–камера всасывания; 4–камера нагнетания;
5–шестерня ведущая; 6–шестерня ведомая;
8–подшипник скольжения; 9–подшипник
скольжения ведомой шестерни; 10–дугообразная
выемка; 13–цилиндрическая расточка;

Рисунок 10–Поперечный разрез шестеренного насоса с регулируемой подачей, осуществляемой изменением межцентрового расстояния с уплотняющим элементом [16]

Принцип регулирования подачи предлагаемой конструкции шестеренного насоса состоит в следующем. Шестеренная гидромашина внешнего зацепления с регулируемой подачей состоит из корпуса 1 и находящимися в цилиндрических расточках 2 корпуса 1 с образованием камер высокого и низкого давления ведущей 5 и ведомой 6 шестернями. Цапфы шестерен 5 и 6 установлены в подшипниках скольжения 8, попарно сопряженных между собой по дугообразным выемкам, выполненным на внешней радиальной поверхности. При этом ведомую шестерню 6 с подшипниками скольжения 8 размещают в эксцентричном отверстии уплотнительного элемента 11, который устанавливают в корпусе с возможностью вращения вокруг своей оси.

Предлагаемая конструкция позволяет осуществить регулирование подачи шестеренного насоса при незначительном усложнении конструкции насоса и увеличении массы насоса всего на 10...15%. К недостаткам предлагаемой конструкции следует отнести уменьшение подачи насоса на 35% и недостаточный диапазон регулирования, который составляет в настоящее время 1,5.

Выводы: Анализ существующих конструктивных решений шестеренных насосов с регулируемой подачей показал, что существующие конструкции не в полной мере отвечают предъявляемым к ним требованиям, в частности не могут обеспечить работу в системах высокого давления.

Из всего многообразия известных схем регулирования лучшим считаем способ изменения объема рабочей камеры шестеренного насоса изменением заглубления зуба в межзубовую впадину, что достигается изменением межцентрового расстояния [16].

Список литературы

1. Шестеренчатый регулируемый насос. А.с 275748 СССР F04C1/04 Е.В. Шаров, А.П. Кузнецов, Н.Н Ханин. заявлено 08.09.68; опубликовано 03.07.70. Бюл №22.
2. Выложенная заявка DE 4303494 A1 Германия, F04C15/04 Verfahren zur Volumenstromregelung von Zahnradpumpen und Zahnradpumpenzur Durchfuhrung des Verfahtens: DE № 4303494 A1, F04C15/04 заявлено 06.02.1993р. опубликовано 11.08.1994.
3. Патент 6283735 B1 США, F04C15/02 Variable-delivery external gear pump: патент 6283735 B1 США, F04C15/02 John J. Vrablik. заявлено 13.10.1999; опубликовано 04.09.2001р.
4. Патент 4872536 США, F04C2/18 Hydraulic pumps or motors and hydrostatic transmitting systems: патент 4872536 США, F04C2/18 Zheng Yue. заявлено 23.09.1987; опубликовано 10.10.1989р.
5. Патент 4932504 США, F04C2/18 Hydraulic pumps or motors and hydrostatic transmitting systems: патент 4932504 США, F04C2/18 Yue Zheng. заявлено 27.07.1989; опубликовано 12.06.1990р.
6. Патент 2079375 США, Claims. (Cl. 103-120) Pumps: патент 2079375 США, Cl. 103-120 Andrew O. McCollum. заявлено 09.06.1936; опубликовано 04.05.1937р.
7. Патент 2149326 США, Claims. (Cl. 103-120) Variable capacity gear pumps: патент 2149326 США, Cl. 103-120 George W. Wilkin. заявлено 27.04.1937; опубликовано 07.05.1939р.
8. Выложенная заявка DE 3028573 A1 Германия, F04C2/14 Hydraulisches Verdrangungsaggregat in Form einer Zahnradpumpe oder eines-motors: DE 3028573 A1, F04C15/04 заявлено 28.07.1980р. опубликовано 25.02.1982.
9. Рыбкин Е.А., Усов А.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. – М.: Машгиз, 1960. – 189 с.
10. Регулируемый шестеренный насос. А.с 724797 СССР F04C1/04 М.П.Большаков. заявлено 05.06.1978р; опубликовано 30.03.1980. Бюл №12.
11. Шестеренный насос регулируемой реверсивной производительности. Патент 2194190 С2 Россия F04C2/08 С.Г. Патрушев, Г.С. Патрушев. заявлено 01.08.2000р; опубликовано 10.12.2002.
12. Регулируемый шестеренчатый насос. А.с 1430597 A1 СССР F04C1/04 В.М.Архипов, Б.В. Костин заявлено 16.01.87; опубликовано 15.10.88. Бюл №38
13. Патент 3175502 США, Claims. (Cl. 103-120) Variable capacity gear pumps: патент 3175502 США, Cl. 103-120 Dennis D. Kempf, Charles A. Ramsel, Gerald D. Rohweder. заявлено 13.08.1963; опубликовано 30.03.1965р.
14. Регулируемая шестеренная гидромашина. А.с 688699 СССР F04C1/04 Ф.А. Киров заявлено 19.03.74; опубликовано 30.09.79. Бюл №36
15. Патент 1282220 Франция, F 05g Carter pour pompes à engrenage, en particulier du type à débit variable: патент 1282220 Франция, F 05g Georg Wiggehmann. заявлено 17.12.1960; опубликовано 11.12.1961.
16. Шестеренна гідромашина зовнішнього зацеплення з регульованою подачею. №200501013 F04C2/08. Висновок про видачу деклараційного патенту на корисну модель. Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, О.В. Бевз, О.О. Матвієнко, А.А. Волк. Заявлено 04.02.05.

В даній статті даний аналіз відомих конструктивних рішень шестеренних насосів з регульованою подачею.

In article gives an analysis of the known design solutions of the gear pumps with the regulated feed.

Получено 20.09.05

Вдосконалення металорізального обладнання для тропіків і субтропіків

Дана робота присвячена теоретичним основам удосконалення верстатного обладнання, як приклад захисту від жорстких умов тропічного і субтропічного клімату при введенні його в експлуатацію.

верстатне обладнання, тропіки, математичне моделювання, транспортування верстатів, вібрація, зміна температури, вологість, засоленість, забрудненість, кумуляція конденсату, корозія

Верстатне обладнання, що експлуатується в державах з тропічним та субтропічним кліматом, в разі недостатнього виконання всіх необхідних технічних заходів має строк роботи в 2-5 разів менший від вказаного в паспортних даних. Це пояснюється, в першу чергу, порушенням регламентних умов експлуатації, а також вимог до доставки, установки і налагодження устаткування. В другу чергу, зниження строку експлуатації визначається складними кліматичними умовами зовнішнього середовища. Негативними кліматичними факторами являються висока температура і вологість повітря, що приводять до корозії деталей обладнання. Забрудненість атмосфери, наявність сольових та пилових часток у повітрі також сприяє корозії деталей.

Таким чином, вдосконалення верстатного обладнання, призначеного для експлуатації в умовах тропіків та субтропіків, потребує обов'язкового врахування температурних умов роботи вузлів і агрегатів верстатів, врахування наявності вологи і заповищеності в повітрі та аналізу впливу механічних факторів, таких як удари і вібрації.

Цим питанням стосовно верстатів присвячені дослідження вчених і спеціалістів різних установ і організацій. Зокрема ці дослідження виконано в ЕНДМВ (Москва), ВНДІ „Гідропривід” (Харків). Встановлено, що в умовах тропічного і субтропічного клімату атмосферна корозія протікає при наявності на поверхні металу плівки вологи. При відносній вологості 50...75%, в результаті конденсації на поверхні металу з'являється тонка адсорбційна плівка (електроліт), через яку легко проникає кисень. У зв'язку з цим, корозія металу проходить дуже інтенсивно. Розглянуто в порівнянні швидкості корозії різних матеріалів, різні забруднення в різних зонах земної кулі. Порівнюючи корозійну агресивність атмосфери в різних районах, необхідно враховувати, що ступінь корозії пропорційна кількості і часу знаходження вологи на поверхні металу. Кількість вологи залежить від річної та добової кількості опадів, а час знаходження на поверхні - від швидкості випаровування. Різниця опадів та випаровування різна у різних районах земної кулі і характеризує агресивність атмосфери з достатньою для практичних цілей достовірністю.

В результаті проведеного аналізу літературних джерел встановлено, що в сучасних умовах розвитку верстатобудівної промисловості України доцільно виконувати поетапну його модернізацію з орієнтацією на ринки держав, що розвиваються. Ці держави знаходяться в основному в умовах тропічного та субтропічного клімату. Тому дослідження, направлені на вдосконалення верстатного обладнання, призначеного для роботи у вказаних умовах, є актуальними і являють

собою суттєву наукову проблему, що має важливе значення для верстатобудівної промисловості України.

В роботі розглянуто основні наукові проблеми, що зв'язані з роботою верстатного обладнання в державах з тропічним та субтропічним кліматом.

Для уточнення цих наукових проблем вивчався досвід провідних верстатобудівних фірм Німеччини, Франції, Італії, Швейцарії, США, Японії та інших з конструктивно-технологічних введень у верстатне обладнання для тропіків і субтропіків. Було проаналізовано понад 250 представників верстатного обладнання: токарного, свердлувального, шліфувального, фрезерного, протяжного, зубообробного, спеціального обладнання ведучих фірм Pittler, Traub, Steinel, EX-Cell-O, COMBinat, Gildemeister Knoll, Voumard, Gering, Guislina, Diskus Verke, Karl Klink, Elb Schliffl, Peter Wolters, Thielenhaus, Shaudt, Hauser, Liebherr, Reishauer, Busch, Fritz Gekert, Anocut, Gehomat, Durr, Kuka, Мицуи Сэйки, W. Trdtoal, Ulttasons Anneiriass, Hagen & Gobel; Huller Hille та інших.

Для більш повного вивчення досвіду експлуатації верстатів в умовах тропічного клімату використовувались дані з різних джерел, зокрема: інформація відділів маркетингу інофірм при купівлі обладнання, результати аналізу технічної документації імпортного верстатного обладнання; свідчень, що одержані від технічного персоналу фірм (наладчиків, консультантів), аналізу конструктивних рішень вузлів, верстатів, патентів, «ноу-хау», натурних досліджень в умовах субтропічного клімату (в районах Грузії); досліджень у кліматичних камерах. Типове імпортне обладнання, призначене для експлуатації в тропіках і субтропіках, вивчалось на Кіровоградському заводі «Гідросила», Олександрійському НПО «Етал», Смілянському радіоприладному заводі, Кам'янському машинобудівному заводі.

На основі вивчення досвіду іноземних фірм встановлено, що при виготовленні і транспортуванні верстатного обладнання необхідно враховувати такі негативні фактори: високу температуру і вологість повітря, засоленість і запиленість атмосфери, інтенсивну сонячну радіацію; складні умови транспортування з України на великі відстані обладнання, його збереження і монтаж; можливість порушення регламентних умов експлуатації, низьку кваліфікацію персоналу, відсутність досвіду роботи.

Для зниження впливу негативних факторів необхідно вжити спеціальні заходи для захисту від попадання вологи і пилу в порожнини верстата, зниженню навантажень при транспортуванні шляхом використання стопорів, фіксаторів, прокладок, використання демпферів транспортних навантажень, контейнерів з віброізоляцією, стабілізації термічного режиму верстатного обладнання, спеціальних систем охолодження, спеціальної тари та упаковки, герметичних чохлах з селикогелем, упаковки типа «Кокон», захисту від корозії деталей верстатного обладнання [3,4].

В результаті проведених досліджень та аналізу досвіду вітчизняного й закордонного верстатобудування в роботі запропоновано комплекс робіт, які об'єднано для рішення двох комплексних проблем: жорстких температурно-вологісних умов, різних видів їхніх проявлень і захисту від них та вібрацій у динамічних системах верстатів, які мають місце при транспортуванні та експлуатації.

Для захисту верстатного обладнання від негативного впливу жорстких температурно-вологісних умов тропічного клімату як основної проблеми було проведено аналіз накопичення агресивних речовин у порожнинах верстатного обладнання [1,2].

Автоколивання мають місце під дією інерційних навантажень, виникаючих у зв'язку з коливаннями корпусних деталей верстатів. Умовами виникнення автоколивальних систем можуть бути: вільні маси з мінімальним тертям, наявність зовнішніх вібраційних навантажень. Як приклад на рисунку 1 показано схему

кінематичного ланцюга, який здійснює крутильні коливання в межах зазорів зубчатого зачеплення в точках $ABCD$. Коливання виникають під дією переміщення корпусу $\varphi_0(t)$. На рис. 1 показано схему крутильних коливань, що діють на перехідний вал.

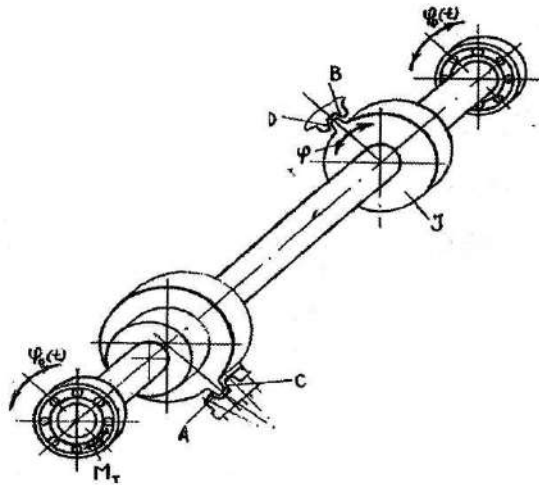


Рисунок 1. — Схема крутильних коливань, що діють на перехідний вал

Автоколивання вала мають періодичний характер, причому при транспортуванні верстата частота складає близько 100 Гц, амплітуда коливань близько 0,001 мм, вібраційне прискорення близько 5g, число циклів навантажень понад 10^7 .

Ілюстрацію закону нелінійного автоколивального руху проміжного вала подано на рис. 2. Коливання здійснюються в межах люфту $\Delta_1 + \Delta_2$, а при взаємодії вала з упорами має місце їхнє деформування, що характеризується кутом деформації φ_0 .

Проміжні вали звичайно не мають точного статичного і динамічного балансування. Зміщення центра мас відносно осі обертання приводить до виникнення інерційних навантажень при поступальних коливальних рухах верстата. Це особливо суттєво, якщо на валу розміщено незбалансовані маси.

Як приклад на рис. 3, а приведено схему двохплечого важеля з зубчатими секторами, що використовуються в приводі заднього супорта токарно-револьверного автомата 1Б140.

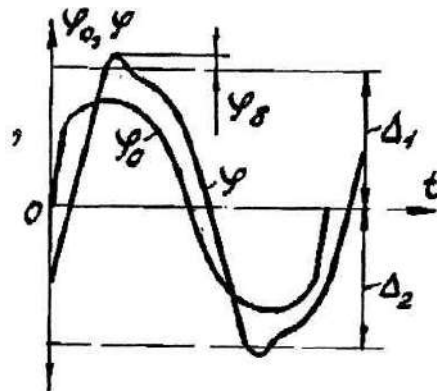


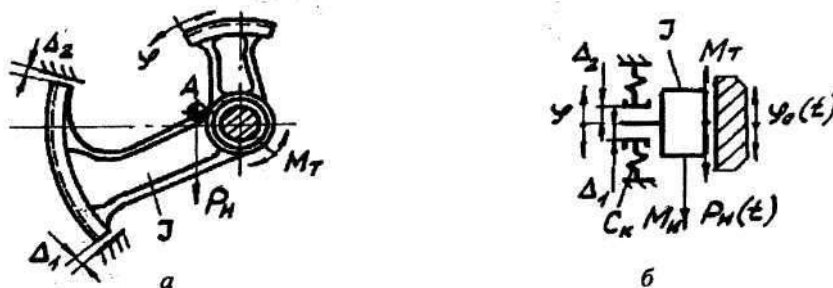
Рисунок 2 — Ілюстрація закону нелінійного автоколивального руху проміжного вала

Центр мас важеля зміщено відносно осі обертання і знаходиться в точці A . При вібрації верстата на важіль діє інерційне навантаження P_n , зумовлене поступальним переміщенням верстата. Це навантаження приводить до виникнення крутного моменту, який діє на важіль. Таким чином, якщо проміжні вали мають ексцентриситет центра мас, то при коливаннях верстата на них діє нестационарне моментне навантаження, яке

обумовлене інерційними силами. Динамічну модель проміжного вала, який має дисбаланс відносно осі обертання, показано на рис 3, б.

Приводні вали коробок швидкостей і коробок подач звичайно мають пасовий або ланцюговий привід. При вібрації верстата в пасах або ланцюгах виникають інтенсивні інерційні навантаження (рис. 4, а, б). Інерційні сили створюють випадкові моменти навантаження на вал. Враховуючи, що паси і ланцюги мають власну масу і пружність, ці моменти навантаження діють на вал згідно схеми (рис. 4, в).

Динамічні моделі нелінійних автоколивальних систем мають збуджуючими діями випадкові інерційні навантаження.



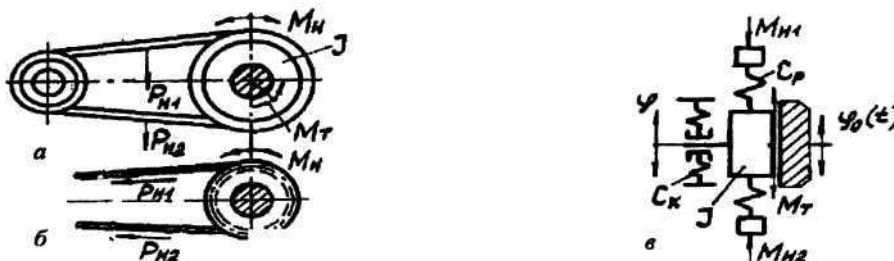
а – Схема двохплечого важеля

б – динамічна модель проміжного валу

Рисунок 3 – Схема двох плечового важеля з зубчатыми секторами (а) і динамічна модель проміжного валу, що має дисбаланс відносно осі обертання (б)

Ці навантаження виникають як при транспортуванні, так і при роботі верстата.

Випадкові вібраційні та транспортні навантаження являють собою складні нестационарні випадкові функції, і повне врахування дії цих навантажень недоцільно з причини значної складності. Тому навантаження розглянуті як стаціонарні ергодичні випадкові процеси.



а,б – Інтенсивні інерційні навантаження

в – Схема моментних навантажень, що діють на вал

Рисунок 4 –Інтенсивні інерційні навантаження

Кореляційні функції $R(\tau)$ вібраційних прискорень, що мають місце при перевезенні верстатів морським транспортом, взято у вигляді залежності:

$$R(\tau) = D e^{-\mu|\tau|} \cdot \left(\cos \beta \tau + \frac{\mu}{\beta} \sin \beta |\tau| \right), \quad (1)$$

де $D e^{-\mu|\tau|}$ - дисперсія випадкових навантажень;

μ, β - параметри, що визначають конкретний вигляд кореляційної функції.

Даній кореляційній функції відповідає спектральна щільність випадкового процесу, що визначається виразом

$$S(\omega) = \frac{\mu}{\beta} D \left[\frac{2\beta - \omega}{\mu^2 + (\beta - \omega)^2} + \frac{2\beta + \omega}{\mu^2 + (\beta + \omega)^2} \right]. \quad (2)$$

При перевезенні верстатного обладнання автомобільним транспортом спектральну щільність інерційних навантажень (коефіцієнт динамічності) прийнято у вигляді широкополосного випадкового процесу з двома резонансними піками (рис. 5).

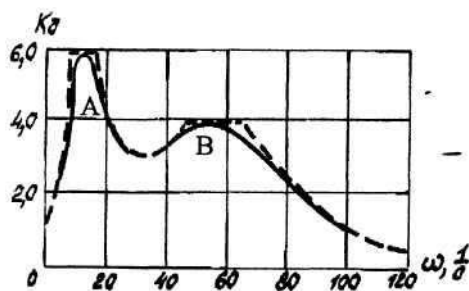


Рисунок 5 – Спектральна щільність інерційних навантажень при перевезенні автомобільним транспортом

Спектр інерційних навантажень має головний максимум (А) у низькочастотній області і локальний максимум (В) - у високочастотній. Для математичного опису транспортних навантажень використано залежність у вигляді суперпозиції правих частин формули (1) з різними значеннями параметрів D , μ , β , які вибираються з умов найкращого наближення розрахункових і експериментальних залежностей.

В роботі проведено теоретичне узагальнення та аналіз ударних і вібраційних зусиль у вузлах та деталях обладнання, що виникають при його транспортуванні та експлуатації. Визначено класи елементів динамічної системи, які реагують на вплив вібраційних навантажень. Зокрема, це елементи з постійним механічним контактом, та елементи, що мають ступінь вільності в межах люфту. Для елементів з постійним контактом теоретичне узагальнення виконано на основі лінійної теорії статистичної динаміки механічних систем.

Список літератури

- 1 Петренко В.А., Струтинский В.Б. Совершенствование металлореального оборудования: монография. – Кировоград: - КИСМ, - 1998. – 236с.
- 2 Петренко В.А. Основні фактори впливу зовнішнього середовища тропіків і субтропіків на металорізальне обладнання // Труды Таврической государственной агротехнической академии. – Мелитополь. – 1999. – Том 7, вып. 2. – С. 6 -11.
- 3 Петренко В.А. Особенности эксплуатации металлорежущего оборудования в специальных условиях стран Азии, Африки и Латинской Америки: Методичні вказівки до практичних занять. – Кировоград: КИСМ, 1998. – 35с.
- 4 Петренко В.А., и др. Подбор аналогов на гидропривод импортных сельскохозяйственных машин // Проблемы разработки производства сельскохозяйственных машин. – Київ. – 1990. – С. 177-181.

Работа посвящена теоретическим основам совершенствования станочного оборудования как мерам защиты от жестких условий тропического и субтропического климата при его поставке в эксплуатацию.

The article considers theoretical principles of machine-tool equipment improvement as defense measures from hard conditions of tropical and subtropical climate when putting the equipment into operation.

Одержано 30.09.05

С.І. Пастушенко, проф., д.-р. техн. наук, П.М. Домчук, асист.
Миколаївський державний аграрний університет

Ймовірність проходження насіння гарбузових культур крізь отвори решета подрібнювача

Розглянуто питання ймовірності проходження насіння гарбузових культур крізь отвори деки подрібнювального пристрою. Вибрано оптимальні розміри отворів деки, необхідної для виконання технологічного процесу виділення насіння.

ймовірність, насіння, дека, подрібнювальний пристрій, технологічний процес

В розвитку овочівництва важливу роль відіграє забезпечення виробників товарної продукції високоякісним насінням. Добитися значного збільшення виробництва насіння овочевих культур, яке на сьогоднішній день не задовольняє потребам України, неможливо без створення сучасних засобів механізації. Це можна вирішити за рахунок вдосконалення технологічного устаткування для отримання насіння гарбузових культур. Головними операціями в технологічному процесі отримання насіння гарбузових культур являються подрібнення та сепарація.

Відділення насіння від основної маси подрібненого насінневого плоду на машинах-сепараторах, оснащених робочою поверхнею у вигляді листових решіт з штапованими отворами, є найбільш важливим та розповсюдженим видом сепарації, що застосовується в процесі виділення насіння з насінневих плодів гарбузових культур.

Головна мета сепарації полягає у виділенні з подрібненої маси насінневих плодів, бажано всієї кількості вільного насіння, шляхом просіювання цієї маси крізь решето з отворами відповідного розміру.

Аналіз обстежених літературних джерел не виявив досліджень щодо питання проходження технологічного процесу відділення насіння від подрібненої маси плодів гарбузових культур [1].

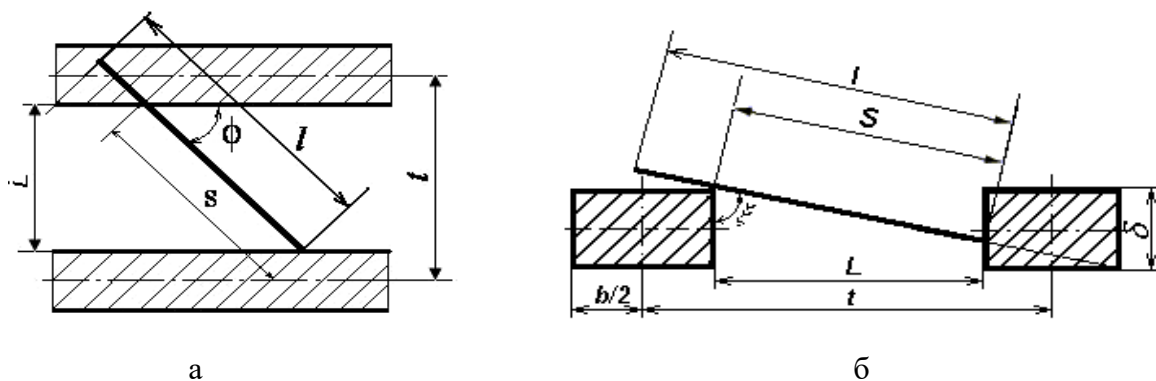
В літературних джерелах розглянуто питання просівання насіння крізь діаметральні розміри деки, причому за основний розмір насіння приймається середній діаметр, що призводить до невірних розрахунків параметрів решета та втрат насіння в відходах [2].

Вивчення даного питання і є метою проведеного дослідження.

Враховуючи те, що насіння гарбузових культур (дині, огірки) мають специфічну форму - значна довжина в порівнянні з шириною та товщиною, виникають особливі вимоги до робочих сепарувальних органів. Зокрема, при виборі просвітів решіт тільки по ширині насіння, скорочується живий перетин решіт і їх сепарувальна здатність. Доцільно використовувати при сепарації насіння інший розмір — довжину.

Користуючись відомим в теорії ймовірності умовним прийомом, замінімо насіння яке не має товщини стрижнем (голкою) [3,4].

Розглянемо випадок падіння стрижня, що займає довільне положення в просторі, на горизонтальне решето, виконане з паралельних прутків з кроком t , шириною b і товщиною δ (рис. 1а і 1б).



а) горизонтальна проекція решета; б) вертикальна проекція решета

Рисунок 1 - Схема проходження насіння крізь отвори деки з розмірами b і δ

Нехай стрижень довжиною $l > s$ утворює кут ξ з вертикаллю, а її горизонтальна проекція — кут ϕ з паралелями. Потрібно встановити, чи затримається стрижень (голка) на решеті або пройде через просвіти.

Припустимо, що голка затримається на решеті в тому випадку, якщо проекція його одночасно перетинається не менше ніж з двома паралелями. Ймовірність проходження голки через просвіти решета визначається за формулою [3,4]:

$$P_1 = 1 - \left[\frac{\pi - 2\eta^2}{\pi} + \frac{2l}{\pi^2 s} (\eta_2 - \eta_1) - \frac{l}{\pi^2 s} (\sin 2\eta_2 - \sin 2\eta_1) - \frac{4}{\pi^2} (\eta_2 - \eta_1) \right], \quad (1)$$

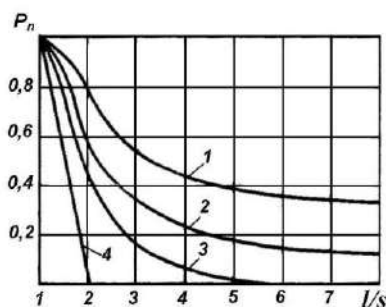
де $\eta_1 = \arcsin \sqrt{s/l}$; $\eta_2 = \arcsin \sqrt{2s/l}$.

Аналогічно, прийнявши $\xi = \pi/2$, можна визначити ймовірність проходження стрижня у втрати при транспортуванні його по поверхні решета (після подрібнення насінника)

$$P_2 = 1 - \left[\frac{\pi - 2\phi_2}{\pi} + \frac{2l}{\pi s} (\cos \phi_1 - \cos \phi_2) - \frac{2}{\pi} (\phi_2 - \phi_1) \right], \quad (2)$$

де $\phi_1 = \arcsin(s/l)$; $\phi_2 = \arcsin(2s/l)$.

З рівняння (1) та його графічної інтерпретації на рис. 2 (крива 1) видно, що на ймовірність проходження насіння істотно впливає співвідношення довжини стрижня l і ширина просвіта s . Із збільшенням відношення l/s відбувається помітне зниження просівання насіння [4]:



1 – при довільному киданні голки; 2 – при проходженні голки по поверхні деки; 3 і 4 – при транспортуванні по решету з урахуванням довільної орієнтації на похилій площині з кутом нахилу $\phi = 20^\circ$.

Рисунок 2 - Залежності ймовірності проходження голки крізь просвіти решета (деки) від співвідношення довжини голки l до ширини просвіту s .

Як видно з рис. 2 (крива 2), в цьому випадку відбувається ще більш інтенсивне зниження просівання насіння з послідовним збільшенням відношення l/s , що свідчить про помітний вплив просторової орієнтації голки (в даному випадку насіння гарбузових культур).

Залежність (1), (2) і відповідні криві на рис. 2 справедливі також для реального решета, робоча поверхня якого виконана з сітчастого полотна з розмірами b і δ (рис. 1б). З рис.1б видно, що в цьому випадку величину s , що визначає умову проходу голки (насіння) через просвіт, можна знайти з рівняння $s = \sqrt{(t^2 - b^2/4)} - \delta/2$, тобто вона більше фактичного зазору L між прутками і зростає з збільшенням лінійних розмірів прутків [4].

Отже, при рівних просвітах між прутками прохід насіння буде тим більший ніж менше товщина прутків. Тому доцільніше використовувати, при отриманні насіння гарбузових культур, решета (деки) як можливо з найменшою товщиною прутків. В цьому випадку збільшується ймовірність просівання насіння крізь отвори деки, але й збільшується засміченість насіння дрібною кіркою.

Ефективність просівання насіння крізь отвори деки залежить від просвіту: чим він більший, тим інтенсивніше проходить сепарація насіння, але при цьому разом з насінням через отвори деки проходить кірка, яка по розмірам співпадає з розмірами насіння, тобто збільшується засміченість насіння.

Найбільш доцільна ширина просвітів решіт деки машин для отримання насіння гарбузових культур обумовлена розмірами овочевих культур. Як приклад розглянемо розмірні характеристики огірків сорту «Конкурент», які приведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Результати статистичної обробки розмірних характеристик довжини насіння огірка, мм.

№ п.п	Границі довжини по класам $l_{i-1} \div l_i$		Середнє значення довжини за класом $\bar{l}_i$	Відносна частота спостережень в i -му класі, ρ	Середнє квадратичне відхилення довжини насіння, σ_l	Дисперсія помилки спостережень, σ_i^2
1	12,4-13,3		12,85	0,01	0,1285	0,194481
2	13,3-14,2		13,75	0,03	0,4125	0,369603
3	14,2-15,1		14,65	0,06	0,879	0,408726
4	15,1-16,0		15,55	0,09	1,3995	0,263169
5	16,0-16,9		16,45	0,19	3,1255	0,124659
6	16,9-17,8		17,35	0,26	4,511	0,002106
7	17,8-18,7		18,25	0,21	3,8325	0,205821
8	18,7-19,6		19,15	0,07	1,3405	0,250047
9	19,6-20,5		20,05	0,05	1,0025	0,389205
10	20,5-21,4		20,95	0,03	0,6285	0,408483
	min	max		$\sum \rho = 1,00$	$\sum \sigma_l = 17,26$	$\sigma_i^2 = 2,6163$
	12,4	21,4			$\sigma_{l_{cp}} = 1,726$	

Отримана за вимірюваннями розмірів варіаційна діаграма (рис. 3) дозволяють не тільки обґрунтувати просвіти сепарувальних органів, але і визначити засміченість насіння при тій або іншій ширині просвіту [5].

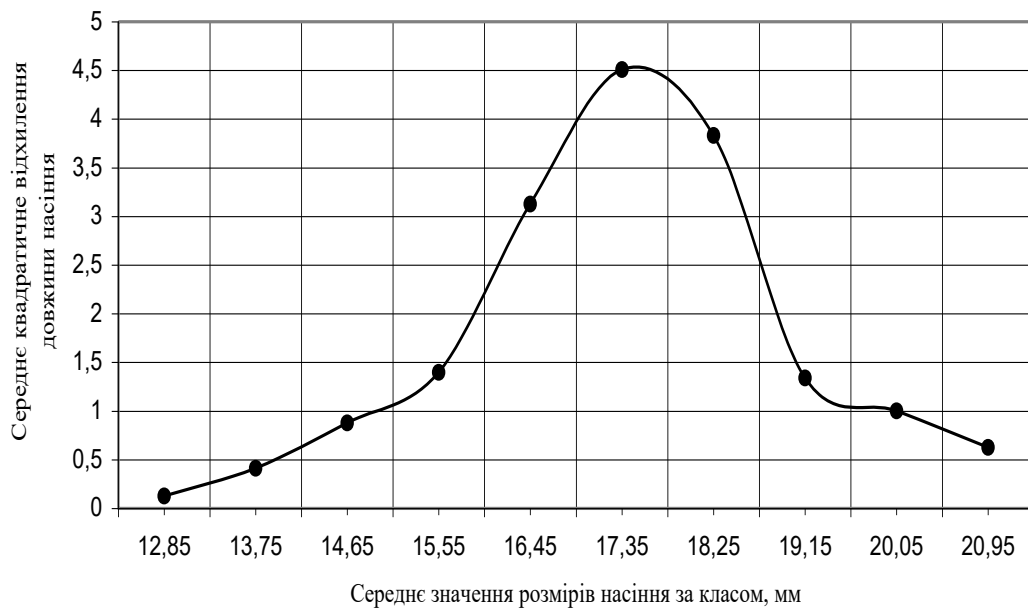


Рисунок 3 - Варіаційна крива розподілу довжин насіння огірків

З аналізу рис. 3 виходить, що варіаційна крива розподілу довжин насіння схожа з кривою нормального розподілу випадкових величин. Згідно основним положенням закону Гауса [6] площа, відповідна якомусь заданому інтервалу відхилень величини, визначається функцією

$$F(l) = \frac{1}{\sigma_l \sqrt{2\pi}} \int_0^{\infty} e^{-(l_i - \bar{l}_i)/(2\sigma_l^2)} dl, \quad (4)$$

де σ_l - середнє квадратичне відхилення довжини насіння,

$\bar{l}_i$ - середнє значення довжини насіння за класом,

l_i - довжина насіння за класом.

Проведемо математичні перебудови рівняння (4), при цьому замінимо наступні значення $z = l / \sigma^2 = (l_i - \bar{l}_i) / \sigma^2$, тоді отримаємо наступне рівняння:

$$F(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\infty} e^{-z^2/2} dz. \quad (5)$$

Прийнявши всю площу кривої нормального розподілу рівної 100 %, отримаємо

$$2F(z) = \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\infty} e^{-z^2/2} dz = 1. \quad (6)$$

Функція $2F(z)$ виражає відношення площі, обмеженою кривою і ординатами в інтервалі відхилень $\pm l$, до всієї площі кривої розподілу. Площа, розташована між ординатами $l = \pm 3\sigma_l$, складає 99,73% загальній площі, тому значення $\pm 3\sigma_l$ охоплює практично всі розсіювання розмірів, які слід враховувати.

Провівши математичні перетворення, ми знайшли, що максимум диференціальної функції нормального розподілу дорівнює $\frac{1}{\sigma_l \sqrt{2\pi}}$. Отже, для визначення ширини просвіту решета необхідно знати середнє квадратичне відхилення довжини насіння σ_l і середнє значення довжини за класом $\bar{l}_i$ а також лінійні розміри решета.

Параметри довжини насіння визначають на основі вимірів. Проте вони можуть бути отримані і безпосередньо з діаграми, якщо остання побудована графічним способом по гістограмі (рис. 3).

Просвіт решета визначається як

$$s = \frac{2F(z)}{\pi L}, \quad (7)$$

де s - просвіт решета (деки);

$F(z)$ - відношення площі, обмеженою кривою і ординатами в інтервалі відхилень $\pm l$;

L – відстань між прутками решета.

Використовуючи формулу просвіту для реального решета $s = \sqrt{(t^2 - b^2 / 4)} - \delta / 2$ і формулу (7), отримаємо формулу для оптимальної відстані між прутками:

$$L = \frac{2F(z)}{\pi \cdot \left(\sqrt{(t^2 - b^2 / 4)} - \delta / 2 \right)}.$$

Термін «решето» використовується незалежно від виду робочої поверхні деки. Отже, для можливості здійснення процесу сепарації, тобто відокремлення фракції насіння від подрібненої маси шляхом просівання їх через отвори деки, необхідний відносний рух маси по поверхні деки, а характер процесу і його якість залежить від великої кількості факторів, частково фізичного характеру, а частково – механічного.

Головна мета сепарації полягає у виділенні з подрібненої маси насінневих плодів, бажано всієї кількості вільного насіння, шляхом просіювання цієї маси крізь решето з отворами відповідного розміру

Для подальшого практичного використання отриманих аналітичних залежностей в практичних інженерних розрахунках необхідно додатково провести експериментальні дослідження механіко-технологічних характеристик насінневих плодів гарбузових і їх подрібненої маси, а також необхідно експериментально визначити коефіцієнт зміни маси при проходженні продукції в технологічній зоні подрібнювально-сепарувального пристрою.

Список літератури

- 1 Анисимов И. Ф. Машины и поточные линии для производства семян овощебахчевых культур. - Кишинев: Штиинца, 1987. – 33, 73 с.
- 2 Гринь О.М. Механізація виробництва овочів. К.: Урожай, 1990. – 192 с.
- 3 Ю.А. Розанов. Лекции по теории вероятностей. - М.: Наука, - 1986. - 120с.
- 4 О.В. Гольдшмідт. До питання конструкції і конфігурації решет сепаруючих машин в овочівництві. // Миколаїв: Вісник аграрної науки Причорномор'я, вип. 4, 1998. – С. 110-113.
- 5 А.Т.Опря. Математична статистика. - К.: Урожай, 1994. - 188с.
- 6 Севастьянов. Курс теории вероятностей и математической статистики.- М.: Наука,- 1982.- 255с.

Рассмотрен вопрос вероятности прохождения семян тыквенных культур сквозь отверстия деки дробильного устройства. Выбраны оптимальные размеры отверстий деки, необходимой для выполнения технологического процесса выделения семян.

The question of probability passing of seeds pumpkin cultures through opening of sounding board the crush device is considered. The optimum sizes opening of sounding board necessary for implementation of technological process of selection the seeds are chosen.

Одержано 20.08.05

О.Д. Саїнус, інж., М.І. Черновол, д.-р. техн. наук, В.М. Кропівний, Б.Є. Надворний, кандидати технічних наук
Кіровоградський національний технічний університет

Механізація процесу зміцнення культиваторних лап диференційованим індукційним наплавленням

В статті розглянуті результати виробничих випробувань пристрою для нанесення порошкових сумішей на поверхню культиваторних лап зміцнюємих індукційною напавкою, склад якої змінюється продовж довжини ріжучого леза

механізація процесу, поверхню культиваторні лапи, індукційне наплавлення, склад, ріжуче лезо

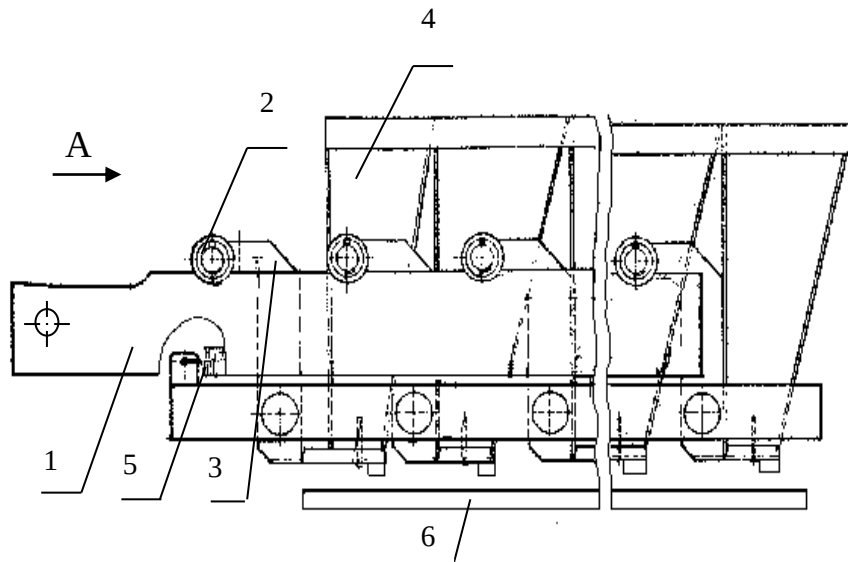
В циклі робіт [1-5] встановлена технічна та економічна доцільність зміцнення культиваторних лап диференційованим вздовж довжини леза за складом та властивостями зносостійким шаром.

З метою механізації процесу нанесення на поверхню культиваторної лапи наплавочної порошкової шихти на ВАТ “Червона зірка” (м. Кіровоград) було спроектовано дозуючий пристрій.

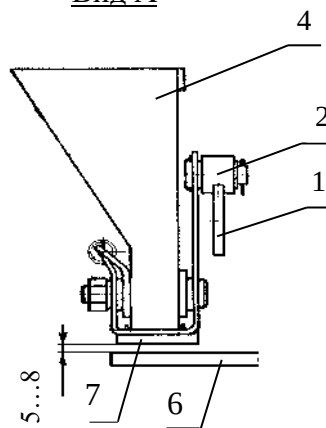
До впровадження пристрою наплавочна шихта наносилась на робочу поверхню культиваторної лапи вручну.



Рисунок 1 – Пристрій для засипки порошкових сумішей, змонтований на установці для індукційного наплавлення культиваторних лап



Вид А



1-копір; 2 -ролік;3 - кронштейн; 4 - бункер; 5- пружина; 6 -культиваторна лапа; 7-лінійка.

Рисунок 2 – Конструкція пристрою для засипки порошкових сумішей перед індукційним наплавленням

Перед індукційним наплавленням культиваторна лапа закріплювалась в кондукторі, на підготовлену фрезеруванням поверхню культиваторної лапи засипалась наплавочна шихта шаром товщиною 3 мм, лапа переміщувалася і зміцнювана поверхня встановлювалась в петльовий індуктор (рис. 1).

Запропонований пристрій (рис. 2) встановлено в зоні засипки порошкової суміші на культиваторну лапу (6). Він складається з семи бункерів (4), в які можуть бути засипані порошкові суміші різного складу. В нижній частині бункерів встановлені затвори, що відкриваються синхронно при зміщенні роликів (3). Відкривання затворів відбувається при лінійному переміщенні копіру (1) під дією пневмоциліндру або вручну важелем. Затвори у закритому стані утримуються пружинами (5).

Порошкова суміш розміщується на поверхні культиваторної лапи у вигляді семи зрізаних конусів. Кількість засипаної порошкової суміші (розміри зрізаних конусів) регулюється глибиною вирізів на копірі, що визначає ступінь відкриття затворів та ширину основи утворених конусів, а також зміною відстані від пристрою до поверхні культиваторної лапи. При відведенні культиваторної лапи від пристрою для засипки порошкової суміші закріплені на зворотній стороні затворів лінійки розподіляють порошки рівним по товщині шаром.

Індукційне наплавлення культиваторних лап шириною 270 мм здійснювалося на установці ВЧГ – 2 – 1000/0,066 потужністю 100 кВт на базовому режимі: струм анода – 8 мА, струм накалу 12 А, напруга 10 кВ, тривалість процесу 28 с.

Проводили експерименти по індукційному наплавленню лап механічними сумішами фракції 150...200 мкм за такими варіантами:

Варіант № 1 – лезо однорідно по довжині наплавляється порошковою сумішшю ПС – 14 – 60 (серійна технологія); варіант № 2 – наплавка леза лапи зонами різного складу з окремих бункерів:

бункер № 2 – ПГ-УС-25+40%КХНП-20;

бункер № 3 – ПГ-УС-25+30%КХНП-20;

бункер № 4 – ПГ-УС-25+20%КХНП-20;

бункер № 5 – ПГ-УС-25+10%КХНП-20;

бункер № 6 – ПГ-УС-25+5%КХНП-20;

бункер № 7 – 100% ПГ-УС-25).

Варіант № 3 – лезо лапи наплавляється двома зонами різного складу (бункери №1 і 2 – ПГ-УС-25+30%КХНП-20; бункери №3-7 – 100% ПГ-УС-25).

Наплавлення по усім варіантам забезпечувало утворення якісних, однорідних по товщині зносостійких покриттів.

Стендові порівняльні випробування наплавлених культиваторних лап проводили на круговому стенді, імітуючому роботу робочих органів ґрунтообробної техніки в польових умовах. У якості абразивного середовища використовували суміш, що складалася з 85% глинистого піску фракції 0,315 мм та 15% гравію фракції 2-6 мм. Вологість суміші складала 18-20%. Випробування культиваторних лап НО43...05.402 проводилося із швидкістю 0,9 м/с. Зміна абразивного середовища проводилася через кожні 24 годин випробувань. Випробування продовжувалося 40 годин, що відповідало напрацюванню близько 35 гектар на одну лапу. Лінійний знос носка лапи №1 склав 64 мм; лапи №2 – 40 мм; лапи №3 – 42 мм.

Середній знос по ширині лапи крила лапи складав для лапи №1 – 21 мм, лапи №2 – 14 мм, лапи №3 – 16 мм.

Використання розробленого пристрою для засипки порошкової суміші диференційованого складу на поверхню культиваторних лап перед індукційним наплавленням забезпечує економічно доцільне підвищення їх ресурсу. Незначна різниця між ресурсом лап, наплавлених за варіантами №2 і №3, свідчить про доцільність диференціювати наплавку по двом зонам – на носку та по решті довжини крила культиваторної лапи (варіант №3).

Список літератури

1 Черновол М.И., Кропивный В.Н., Соловых Е.К., Саинсус А.Д., Златопольский Ф.И. Повышение надежности машин методами наплавки и напыления. Збірник наукових праць НТУ “ХП” <Високі технології в машинобудуванні>, Вип.1 <5>, Харків, 2002.– С.432 - 436.

2 Саинсус О.Д. Динамика износа стрелчатых лап культиватора //Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Вип.33, Кіровоград, 2003.– С.281-285.

3 Саинсус А.Д., Черновол М.И., Кропивный В.Н., Надворный Б.Е. Повышение абразивной износостойкости стрелчатых культиваторных лап дифференцированной индукционной наплавкой// Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету. Вип. 15, Кіровоград, 2004.– С.306-313.

4 Саинсус О.Д., Сало В.М. Экспериментальне визначення динаміки зміни тягового опору культиваторних лап від наробітку//Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Вип.34, Кіровоград, 2004.– С.8-12

5 “Спосіб зміцнення робочих органів сільськогосподарських машин”. Патент на винахід №2002031900. Бюл.№10, 2002 р. (Автори Саинсус О.Д., Черновол М.І., Кулешков Ю.В., Кропивний В.Н., Аулін В.В., Надворний Б.Є.)

В статье рассмотрены результаты производственных испытаний приспособления для нанесения порошковых смесей на поверхность культиваторных лап упрочняемых индукционной наплавкой, состав которой изменяется вдоль длины режущего лезвия

In the article the results of productions tests of adaptation for causing of powder-like mixtures are considered on the surface of kul'tyvatornykh paws of consolidated by induction naplavkoy composition of which changes along length of cutting blade

Одержано 27.09.05

С.І. Пастушенко проф., д.-р. техн. наук, К.М. Думенко, інж.
Миколаївський державний аграрний університет

Порівняльний аналіз лабораторних та експериментальних досліджень машини для отримання насіння перцю

У статті приведено порівняльний аналіз результатів лабораторних та польових випробувань машини для отримання насіння солодкого та гострого перцю, розробленою факультетом механізації сільського господарства Миколаївського державного аграрного університету. Відображені основні відмінності двох дослідів, вказано недоліки та шляхи вдосконалення наведеної проблеми.

машина для подрібнення плодів овочевих культур, ротор, чистота насіння, втрати насіння, діелектричний сепаратор, бичова навивка, бичовий механізм.

В процесі створення нового технологічного обладнання для отримання насіння солодкого та гострого перцю досить важливою проблемою є не тільки розробка самого обладнання, а також обов'язкова його лабораторна та польова перевірка в умовах того виробництва, для якого воно передбачалося. Перші кроки в розробці основної машини для подрібнення плодів овочевих культур [1,2] відзначаються тим, що не мали майже ніякого практичного підґрунтя, машина яка створювалася для отримання насіння перцю не мала аналогів, вона не вдосконалювалася, а лише створювалася. До останньої хвилини проведення перших лабораторних дослідів науковці та співробітники факультету механізації сільського господарства Миколаївського державного аграрного університету не були впевнені на всі сто відсотків у настільки позитивному результаті перших експериментальних досліджень. Але отримавши перші результати за допомогою теорії планування експерименту, провівши статистичну обробку даних та побудувавши графіки поверхонь відгуку, отримали ряд позитивних результатів, які дали змогу сказати, що машина може використовуватися при переробці плодів перцю з метою отримання насіння перцю солодкого та гострого. Та проте виявився ряд недопрацьованих факторів, які не дають можливості використання машини у виробництві. Хоча машина і є універсальне поєднання подрібнювача і сепаратора [3], але все одно не вирішує всіх питань пов'язаних з отриманням і доробкою насіння до кондиційного стану. Виявилось за необхідне створити для подрібнювача овочевих плодів цілу технологію, виконання якої базувалося на переліку із стандартного обладнання, оскільки всі технології, які розроблені раніше не можуть бути використані з новою машиною із-за ряду змін у технології виробництва [4].

Проведення польових випробувань машини для подрібнення плодів овочевих культур в складі лінії для отримання насіння солодкого та гострого перцю дало можливість впевнитися в доцільності створення такого обладнання. Але головним чином проблема стоїть в порівнянні результатів лабораторних і польових випробувань. Спочатку просто як окремої машини і в польових умовах, як складового елементу технологічної лінії для отримання насіння перцю. Оскільки ця проблема і є основною в створенні обладнання – порівняння польових результатів з лабораторними і обов'язково з допустимими нормами, тобто з якістю отриманої продукції після проходження всіх стадій технології.

Останні публікації присвячені проблемам лабораторних чи польових досліджень отримання насіння овоче-баштанних культур зустрічаються в літературі наприкінці 80-х та початку 90-х років минулого століття. Це в основі своїй публікації присвячені досить застарілим технологіям, які не використовуються зараз, бо не задовольняють сучасні агротехнічні вимоги.

Взагалі ряд сучасних агротехнічних вимог аргументований досить високою якістю насінного матеріалу, що постачається з закордону. Технологічні лінії, які розроблені наприкінці минулого століття не відповідають сучасним вимогам і не можуть бути використані у виробництві. На відміну від існуючих технологічних ліній пропонується лінія відрізняється досить високими показниками якості отриманого насіння в умовах виробництва.

Технології виробництва насіння перцю в сучасній Україні говорять про досить низький рівень механізації, а ряд створених господарств, які за своїми потенційними можливостями не можуть закупити необхідне обладнання для виробництва насіння [5]. Тому за необхідне можна вважати створення регіональних центрів отримання насіння овоче-баштанних культур, які задовольняли б відповідні регіони України необхідним насіннєвим матеріалом. При цьому регіональні центри повинні мати відповідний контроль якості продукції, що випускали. Про необхідність даних підприємств говорить сучасний попит на насінні матеріали, особливо пасльонових культур.

Замість закупівлі насінного матеріалу закордонного виробництва можна організувати виробництво власного насінного матеріалу. Створене виробництво приведе до зниження цін на насінний матеріал, що в свою чергу знизить собівартість продукції.

Результати лабораторних досліджень, що проводилися в 2001-2003 роках неодноразово викладалися на конференціях, присвячених проблемам галузі механізації та переробки сільськогосподарської продукції. Виробничі випробування проводилися на полях сільськогосподарських підприємств Миколаївської та Херсонської областей. Досліджувалися сорти перцю Ластівка, Подарунок Молдови та Український гострий. Перець солодкий вирощувався на зрошуваних і плодючих ділянках землі площею до 10 гектар з дотриманням агротехніки, за індустріальною технологією.

Проблема логічного довершення досліджень є в тому, що необхідна виробнича перевірка розробленого обладнання з метою доведення достовірності теоретичних і лабораторних даних. При цьому найголовнішим є порівняння показників лабораторних та польових випробувань, доведення того, що різниця між ними становить не більше ніж 5-10 %. Враховуючи те, що порівняння є дещо складним в силу того, що отримані результати різняться за способом отримання.

Складність порівняння даних лабораторних та експериментальних даних досліджень полягає в різних умовах проведення дослідів. Таким чином наприклад, лабораторні та експериментальні дані величини втрат та чистоти насіння при різних значеннях вологості насінників складно порівнюються. Оскільки отримання необхідної величини вологості в лабораторних умовах здійснювалося за допомогою сушильної шафи, що в свою чергу змінює фізико-механічні властивості оброблюваного матеріалу.

На рис.1-3. наведено порівняльні характеристики чистоти насіння отриманого в лабораторних і польових умовах та проведемо аналіз даних в залежності від вологості насінників. На кожному з графіків вказано дві порівняльні характеристики (лабораторну і польову) з однією величиною вологості.

Дані лабораторних і польових випробувань чистоти при різних величинах вологості дають можливість сказати, що різниця між величинами досить незначна і

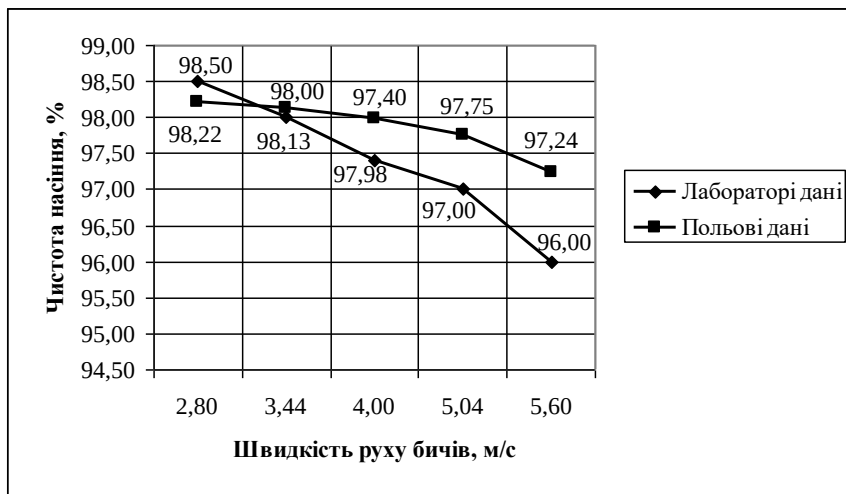


Рисунок 1 – (порівняльний аналіз чистоти насіння при вологості 35 %)

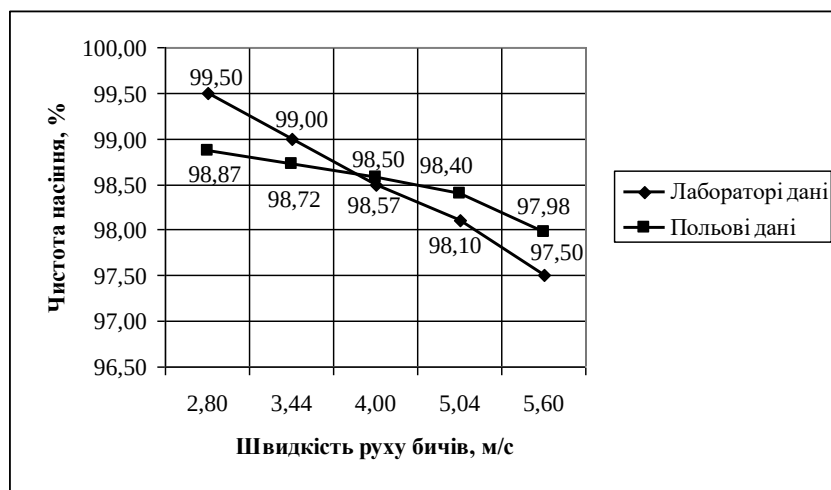


Рисунок 2 – (порівняльний аналіз чистоти насіння при вологості 45 %)

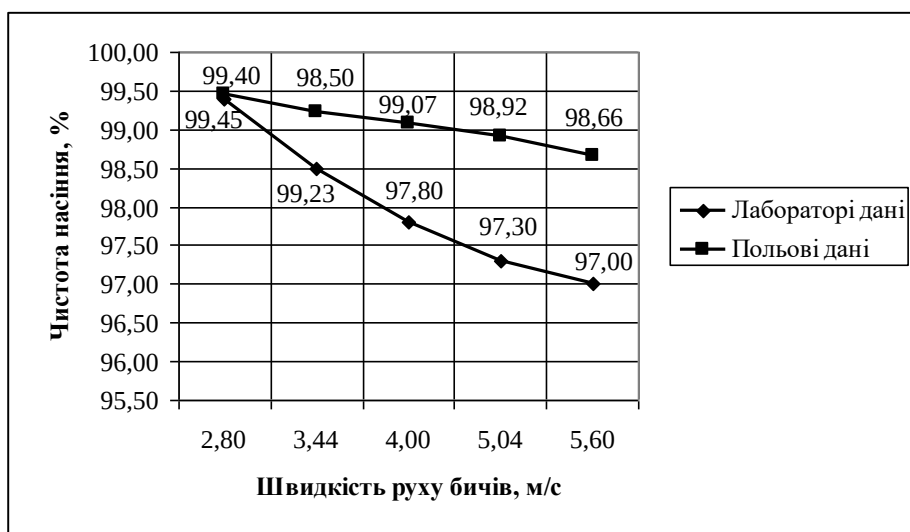


Рисунок 3 – (порівняльний аналіз чистоти насіння при вологості 55 %)

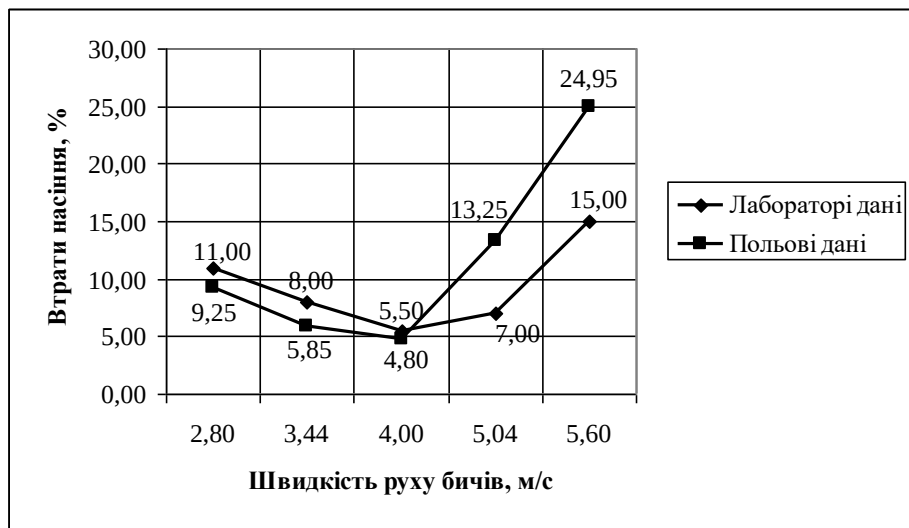


Рисунок 4 – (порівняльний аналіз втрат насіння при вологості 35 %)

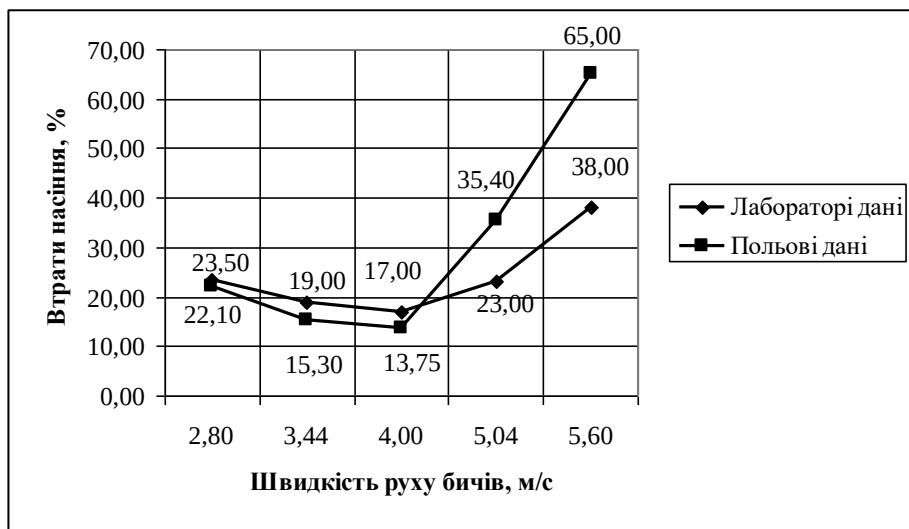


Рисунок 5 – (порівняльний аналіз втрат насіння при вологості 45 %)

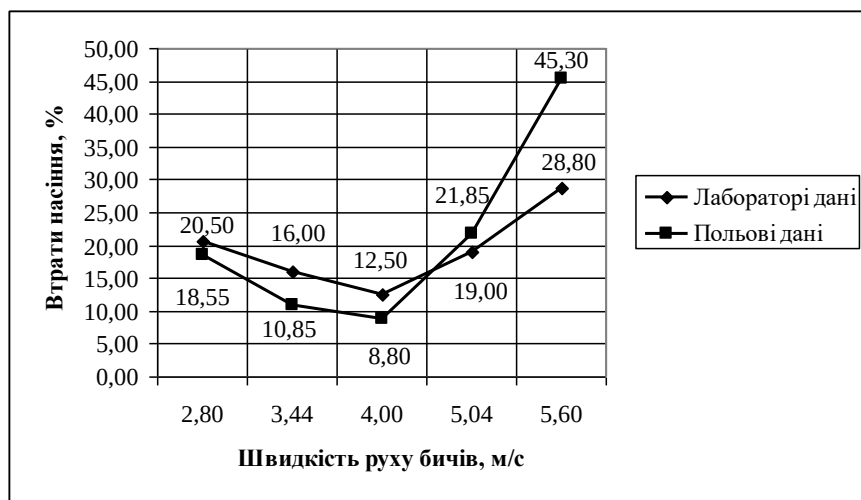


Рисунок 6 – (порівняльний аналіз втрат насіння при вологості 55 %)

знаходиться в межах 2 % бар'єру на всій величині інтервалу зміни швидкості. Але головним в цьому є те, що проміжок швидкості від 3,44 до 5,04 м/с при вологості 35-45% зберігає різницю даних до 1 %, оскільки за двомірними поверхнями відгуку [6] цей проміжок швидкості є оптимальним для отримання необхідним параметрів при заданій вище вологості. Насінники при вологості 55 % не бажано переробляти на машині, яка знаходитиметься в складі лінії, бо насіння з високою вологістю не набуватиме за технологічне коло операцій необхідної вологості.

На рис. 4-6. наведено порівняльні характеристики втрат насіння отриманого в лабораторних і польових умовах.

Графічні показники втрат насіння дають можливість сказати, що різниця польових і лабораторних даних в проміжку швидкості бича від 3,44 до 4,00 м/с становить близько 5 % при бажаній вологості 35-45 %. Що в свою чергу говорить про те, що в останньому швидкісному проміжку оптимальні кінематичні характеристики за лабораторно-польовими випробуваннями підібрано правильно.

Різниця величин лабораторних і польових випробувань при оптимальних величинах регульованих факторів знаходиться в допустимих межах, що в свою чергу говорить про досить високий рівень підготовки експериментів. Результати лабораторно-польових випробувань підкреслюють достовірність даних знятих для побудови двомірних поверхонь відгуку.

Список літератури

- 1 Пат. 52942 А України, МКИ А23N15/00. Пристрій для подрібнення плодів овочевих культур / Гольдшмідт О.В., Пастушенко С.І., Думенко К.М., Кравчук О.О. - заявл. 13.12.01; Опубл. 15.01.03. Бюл. №1.
- 2 О.В. Гольдшмідт, К.М. Думенко Експериментальні дослідження подрібнювача насіннєвих плодів пасльонових культур. – Кіровоград. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, випуск 34, 2004.– С. 145-152.
- 3 Пастушенко С.І., Гольдшмідт О.В., Думенко К.М. Аналіз і механіко-технологічна характеристика експериментального пристрою для отримання насіння овочевих культур. Науковий вісник НАУ, вип. № 80. –Частина 1. –Київ, 2005.– С. 41- 50.
- 4 К.М. Думенко Перспективи розвитку обладнання для отримання насіння пасльонових культур на Півдні України. - Миколаїв. Вісник аграрної науки Причорномор'я, вип. 6(20), 2002.- С. 237-242.
- 5 Пастушенко С.І., Думенко К.М. Виробниче випробування нової лінії по отриманню насіння перцю з машиною для подрібнення плодів овочевих культур планетарного типу. Матеріали VIII Міжнародної науково-практичної конференції «Наука і освіта 2005». – Дніпропетровськ, 2005.– С. 19-22.
- 6 Думенко К.М. Оптимізація конструкторсько-кінематичних параметрів подрібнювача насіннєвих плодів пасльонових культур. Праці Таврійської державної агротехнічної академії, вип. № 18. Мелітополь, 2004, С.68 - 72.

В статье приведен сравнительный анализ результатов лабораторных и полевых испытаний машины для получения семян сладкого и горького перца, разработанной факультетом механизации сельского хозяйства Николаевского государственного аграрного университета. Отражены основные отличия двух экспериментов, указано недостатки и методы усовершенствования приведенной проблемы.

The comparative analysis of results of the field tests of machine alpha and for the receipt of seed of sweet and bitter pepper is resulted in the article, developed by the faculty of farm mechanization of the Mykolaiv state agrarian university. The basic differences of two experiments are reflected, failings and methods of improvement of the resulted problem are indicated.

Одержано 10.09.05

Є.К.Солових, проф. канд. техн. наук, В.В. Аулін, доц. канд. фіз.-мат. наук,
В.М.Бобрицький, магістр

Кіровоградський національний технічний університет

Аналіз характеру зношування лез ґрунторіжучих деталей та підвищення їх ресурсу лазерними технологіями

Проведено аналіз характеру зношування лез ґрунторіжучих деталей робочих органів ґрунтообробних машин, визначено, що в кожній локальній області робочої поверхні швидкість зношування різна. На прикладі лазерних технологій показано, що найбільшій зносостійкості ріжучих лез з реалізацією ефекту самозагострювання можна досягти використанням концентрованих потоків енергії під час локальної обробки, як з внесенням в зону дії композиційних матеріалів, так і без них. Наведено ряд технологічних схем лазерного термозміцнення і зміцнення з нанесенням композиційних покриттів.

леза ґрунторіжучих деталей, знос, зносостійкість, самозагострювання, тяговий опір, локальне зміцнення, концентровані потоки енергії, лазерні технології, композиційні матеріали, композиційні покриття

Проблема зменшення собівартості вирощування сільськогосподарських культур в умовах ринкових відносин постає перед кожним сільгосппідприємством. Основну питому вагу складають витрати на паливно-мастильні матеріали, запасні частини, технічне обслуговування та ремонт сільськогосподарської техніки. Операції обробітку ґрунту, які становлять до 60% всіх операцій, що передбачені агрономіями, є найбільш затратними через високу енерго- та матеріалоємність.

В процесі роботи в абразивному середовищі лека ґрунторіжучих деталей інтенсивно зношуються, причому цей знос має локально нерівномірний характер як по довжині лез так і по їх товщині. Зміна геометричної форми лез та їх затуплення безпосередньо збільшують тяговий опір і погіршують показники технологічного процесу обробітку ґрунту. Подальша експлуатація ґрунтообробних агрегатів з деталями, що не відповідають технічним вимогам, без зупинки на заміну або відновлення працездатності є економічно недоцільною.

Проблема підвищення зносостійкості ріжучих лез постала перед дослідниками з моменту виникнення ґрунтообробних агрегатів. В роботах М.М.Хрущова, М.А.Бабичева, І.П. Рабиновича, В.П. Ткачова, М.М. Тененбаума, М.М. Севернева розкриваються причини нерівномірного зносу лез, пропонуються конструктивні та технологічні методи підвищення зносостійкості [1]. Але остаточного вирішення ця проблема на даний час не має, оскільки теоретично не описані закономірності величини і характеру зношування лез ґрунторіжучих деталей в абразивному середовищі.

Крім цього різна інтенсивність зношування в кожній локальній області робочої поверхні деталей ґрунтообробних машин потребує перегляду застосовуваних на сьогодні технологій зміцнення. Найбільш перспективними у цьому напрямку є технології, в основу яких покладено застосування концентрованих потоків енергії, а також ті, що використовують композиційні матеріали (КМ) для формування зміцнюючих покриттів, що є безумовно актуальним для підвищення ресурсу і якості обробітку ґрунту деталей ґрунтообробних машин.

©В.В.Аулін, В.М.Бобрицький. 2005

Метою даної роботи є проведення аналізу характеру зношування ґрунторіжучих деталей та з'ясування можливості використання лазерного випромінювання для локального зміцнення й реалізації ефекту самозагострювання лез.

В роботі розв'язуються наступні задачі:

- проаналізувати характер і причини зношування лез ріжучих робочих органів;
- визначити вимоги, яким повинні відповідати ґрунторіжучі деталі і запропонувати способи локального зміцнення при виготовленні деталей для забезпечення високого ресурсу;
- розробити технологічні схеми зміцнення лез за допомогою лазерних технологій.

Вплив ґрунту, як абразивного середовища, на ґрунторіжучі деталі являє собою функцію багатьох факторів: механічний та гранулометричний склад, щільність, вологість та інші. [2] Крім того, характеристики конкретного типу ґрунту змінюються протягом польового сезону.

Зменшення леза за розміром Δl (Рис.1) і затуплення його ріжучої кромки є основними параметрами зміни геометричних форм лез ґрунторіжучих деталей. Їх критичні значення є підставою для вибракування. Зазначені параметри є легко контрольованими і достатньо об'єктивним критерієм оцінки зносостійкості матеріалу ріжучого леза для конкретних умов експлуатації.

Практика показує, що в більшості випадків вибракування деталей відбувається за рахунок затуплення ріжучої кромки леза до граничних значень. Для контролю ступеню затуплення однорідних лез використовують параметри (рис.1): ширину затилкової фаски S та товщину ріжучої кромки h_z на відстані z . Характер зносу передньої грані леза визначають по величині кута клину γ_0 .

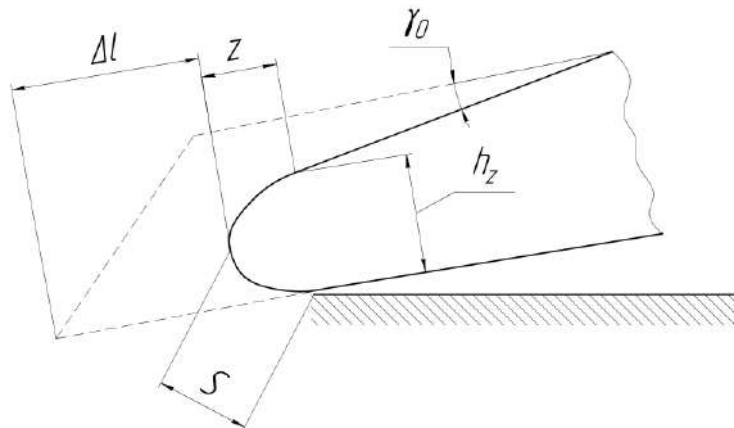


Рисунок 1 – Схема характеру зношування однорідного ріжучого леза.

Зазначені параметри визначають радіус затуплення. Вони збільшуються з підвищенням щільності ґрунту, вмісту в ньому фізичної глини та збільшенням терміну експлуатації. Характерним є те, що збільшення твердості матеріалу не змінює картини процесу затуплення монометалевого леза, а лише подовжує тривалість формування його геометрії.

Не менш важливим параметром ґрунторіжучих деталей є геометрія леза по довжині ріжучої кромки (рис.2). Негативний вплив інтенсивного абразивного зношування приводить до зміни ширини захвату лапи з L до L_1 та до зменшення і навіть негативних значень коефіцієнта перекриття робочих органів на ґрунтообробному знарядді. При цьому також відбувається і зменшення висоти підйому шару ґрунту за рахунок зменшення висоти крила лапи з початкової h до h_1 , яке знижує якість кришення ґрунту. Збільшення радіуса заокруглення носка лапи в процесі експлуатації є

наслідком максимальних тисків ґрунту на даній ділянці та істотно підвищує тяговий опір робочих органів [3].

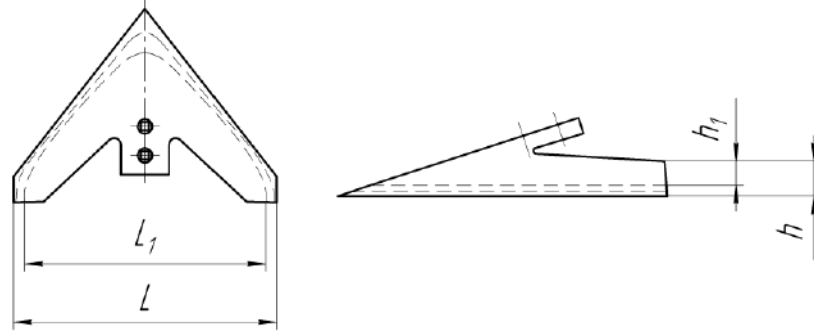


Рисунок 2 – Зміна геометричних параметрів стрілкової лапи культиватора в процесі роботи.

Зміцнення однієї з робочих поверхонь леза тонким шаром твердого сплаву стримує утворення затилкової фаски і дозволяє отримати ефект самозагострювання, що полягає у вибіркового зношуванні переважно основного матеріалу леза. [2]

Існує три варіанти характеру зношування біметалевих ріжучих лез (рис.3).

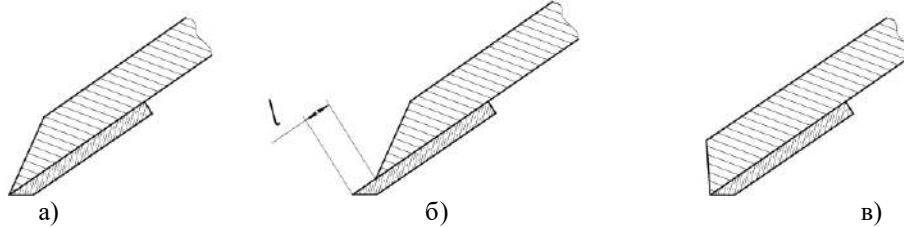


Рисунок 3 – Варіанти характеру зношування біметалевих ріжучих лез.

На практиці процес нормального самозагострювання (Рис.3,а) відбувається лише в невеликому інтервалі зміни властивостей ґрунту. При зменшенні тиску на передню грань спостерігається перезаточування леза (Рис.3,б) з виламуванням оголених твердих ділянок довжиною l , а при збільшенні – затуплення ріжучої кромки (Рис.3,в).

Розглянуте дає можливість сформулювати основні вимоги до ґрунторіжучих деталей, що будуть забезпечувати високий ресурс в умовах інтенсивного абразивного зношування:

- достатня зносостійкість;
- збереження геометричних параметрів при експлуатації;
- здатність до самозагострювання та вибіркового зношування;
- врахування локального характеру швидкостей зношування.

Поставлені вимоги можна реалізувати в процесі виробництва ґрунторіжучих деталей, впроваджуючи прогресивні способи підвищення конструктивної та технологічної зносостійкості.

Серед існуючих способів підвищення зносостійкості ґрунторіжучих деталей можна виділити наступні [4]:

- збільшення товщини матеріалу ділянок деталей, що піддаються найбільшому зношуванню, щоб компенсувати знос або для подальшого пластичного деформування при відновленні форми, втраченої в процесі роботи;
- використання змінних лез;
- застосування об'ємної та поверхневої термічної обробки;
- покращення властивостей матеріалу деталей за рахунок модифікації легуючими елементами;
- формування на поверхнях лез зносостійких композиційних покриттів (КП).

Серед них на увагу заслуговують технології зміцнення, що базуються на використанні концентрованих потоків енергії (КПЕ) та зміцнюючих композиційних матеріалів.

Формування КП забезпечує високу зносостійкість і здатність деталей самозагострюватися в процесі роботи, а можливості КПЕ дискретно зміцнювати їх робочу поверхню остаточно задовольнить поставлені вимоги. Крім того КП можна нанести за допомогою різних джерел КПЕ: дугове, газополуменеве, індукційне, електроіскрове, плазмове, лазерне. В процесі формування КП можна керувати їх товщиною, складом та формою за допомогою дозаторних пристроїв.

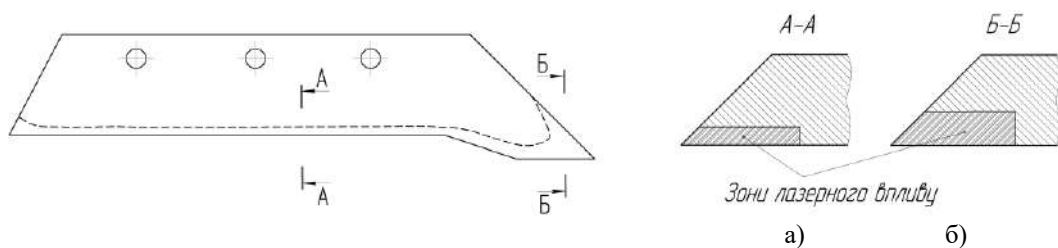
В сучасному виробництві ґрунторіжучих деталей в якості джерела енергії для формування КП використовують індукційне нагрівання деталі з нанесеним на її лезо КМ. Цей метод забезпечує непоганий приріст зносостійкості деталей і по швидкості нанесення покриттів задовольняє масове виробництво. Але має також і недоліки. Об'ємний термічний вплив на леза ґрунторіжучих деталей може викликати знеміцнення матеріалу основи і не дати можливості зміцнювати локальні ділянки деталей, що піддаються найбільшому зношуванню, а отже геометричні параметри деталей в процесі зношування будуть змінюватися. Номенклатура зміцнюваних деталей в основному залежить від геометричної конфігурації індукторів. Крім того слід зазначити високу енергоємність індукційного наплавлення.

Найбільший практичний і науковий інтерес являють лазерні технології, які в порівнянні з іншими мають наступні можливості:

- безперервна і імпульсна лазерна обробки;
- локальність впливу лазерного променя (діаметр плями від 0,5 до 10 мм і вище, висота зони лазерного впливу від 0,1 мм);
- дискретність обробки;
- широка номенклатура оброблюваних деталей;
- обробка важкодоступних місць деталей без погіршення якості;
- транспортабельність променя;
- низький рівень залишкових напружень матеріалу після опромінення;
- обробка як з оплавленням, так і без оплавлення поверхонь;
- змінювати густину потужності випромінювання;
- автоматизоване керування всіма параметрами лазерної обробки.

Безумовно перелічені переваги вигідно відрізняють лазерне випромінювання серед джерел КПЕ і дозволяють отримати широкий спектр технологічних схем зміцнення ґрунторіжучих деталей.

Найпростішою технологічною схемою є термозміцнення безперервним випромінюванням, що полягає в скануванні лазерного променя по поверхні леза. Локальний вплив променя лазера в даному випадку дає змогу зміцнювати лезо не по всьому перерізу, а лише його окремі шари (рис.4,а). Зміною густини потужності випромінювання можна збільшити глибину зони впливу променя і додатково зміцнити найбільш зношені ділянки (рис.4,б). Дана схема дозволяє за певних умов отримати ефект самозагострювання.



----- — конфігурація зношеного лемеша

Рисунок 4 – Лазерне термозміцнення лемеша.

Імпульсна лазерна обробка, окрім підвищення зносостійкості, відкриває можливості утворення дискретних зміцнених зон (рис.5,а), що в процесі роботи формують на лезі так звану "пилоподібну" форму (рис.5,б), яка обумовлює зменшення тягового опору робочих органів ґрунтообробних агрегатів.



Рисунок 5 – Фрагмент леза ґрунторіжучої деталі.

У порівнянні з лазерним термозміцненням способи нанесення КП на поверхні лез лазерним випромінюванням за аналогічними схемами обробки (рис.4, рис.5) мають значні переваги. Компоненти покриття в цілому набувають покращені фізико-механічні властивості: високу зносостійкість, твердість, достатню міцність зчеплення покриття з основою, низьку пористість. Їм характерна висока експлуатаційна надійність [3].

Технологічні схеми нанесення КП аналогічні до попередніх і їх можна наносити як в безперервному так і дискретному режимах. КМ при формуванні КП можна попередньо наносити на робочі поверхні у вигляді шлікерних обмазок, напилених шарів, порошкового дроту, сумішей порошоків або дифузійних шарів композицій легуючих елементів, або безпосередньо компоненти КМ подавати різними способами в зону впливу лазерного променя.

В процесі нанесення КМ є можливість керування складом КП та його формою за допомогою дозаторних пристроїв.

Таким чином, проведені дослідження показали:

- швидкість абразивного зношування лез ґрунторіжучих деталей має локальних характер;
- доцільно зміцнювати леза локальними способами обробки з використанням КПЕ;
- лазерні технології локального термозміцнення і зміцнення КМ передбачають реалізацію ряду схем обробки.

Список літератури

1. Севернев М.М. Износ деталей сельскохозяйственных машин. - Л.: Колос, 1972. - 288 с.
2. Чернишев Ю.В. Разработка твердого сплава и технологии упрочнения плоских, режущих органов почвообрабатывающих машин.–Автореферат канд. дис.– Курск.–2002.–19с.
3. Аулін В.В, Бобрицький В.М., Ауліна Т.М. Вплив зміцнюючих композиційних покриттів на зносостійкість робочих органів ґрунтообробних машин// Зб. наук. праць І Міжнародної науково-технічної конференції “Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин DSR AM-I” .: ТДТУ. І. Пулюя., м.Тернопіль 2004.–С.303-307.
4. Ткачев В.Н. Работоспособность деталей машин в условиях абразивного изнашивания.– М.: Машиностроение, 1995.–336 с.

Проведен аналіз характеру изнашивания лезвий почворежущих деталей робочих органів почвообрабатывающих машин, определено, что в каждой локальной области рабочей поверхности скорость изнашивания разная. На примере лазерных технологий показано, что наибольшей износостойкости режущих лезвий с реализацией эффекта самозатачивания можно достичь использованием концентрированных потоков энергии во время локальной обработки, как с внесением в зону действия композиционных материалов, так и без них. Приведен ряд технологических схем лазерного термоупрочнения и упрочнения с нанесением композиционных покрытий.

The analysis of character of wear of blades of details of working organs of machines processing soil is conducted, it is certain that in every local region of working surface speed of wear different. It is retined on the example of lasers technologies, that the most wearproofness of cutting blades with realization of self-sharpening effect can attain by the use of the concentrated streams of energy during spot-treatment, both with bringing in the area of action of composition materials and without them. The row of flowsheets of the laser thermal work-hardening and work-hardening is resulted with causing of composition coverages.

Одержано 6.09.05

В.В. Аулін, доц., канд. ф.-м. наук, , О.Ю. Жулай, асп.
Кіровоградський національний технічний університет

Аналіз діагностичних методів визначення технічного стану циліндро-поршневої групи дизельних двигунів мобільної сільськогосподарської техніки

Проведено аналіз неруйнівних діагностичних методів визначення технічного стану циліндро-поршневої групи дизельних двигунів мобільної сільськогосподарської техніки. Виходячи з сучасних умов розвитку технічної діагностики, виявлено можливості та дана оцінка їх перспективності.

циліндро-поршнева група, технічний стан, діагностика, мобільна сільськогосподарська техніка, інформаційне забезпечення (моніторинг)

За останні десять років в сільському господарстві України сталося багато як позитивних, так і негативних змін. Процеси реорганізації та становлення сільськогосподарських агропідприємств не сприяли підвищенню рівня технічного обслуговування та ремонту наявної сільськогосподарської техніки. Поряд із загальним старінням (фізичним і моральним) автотракторного парку в агроформуваннях з'являється більш продуктивна та енергонасичена техніка сучасного світового рівня. Особливо це помітно в секторі мобільної сільськогосподарської техніки (МСГТ). Поряд з позитивними моментами: впровадження техніки нового покоління і принципово нових технологій, які роблять можливим підвищення продуктивності та ефективності їх використання, це призводить до певних труднощів в процесі експлуатації.

Виходячи з дійсної картини розвитку фірмового сервісу на Україні, просто нереально забезпечити своєчасне та якісне технічне обслуговування та ремонт техніки, що в свою чергу обумовлює значні трудові, матеріальні та фінансові затрати. Ці обставини приводять до того, що технічні служби агропідприємств вимушені працювати в дуже жорстких обмеженнях - техніка повинна бути в працездатному стані, але при цьому затрати на підтримання її в такому стані й на заданому рівні надійності потрібно звести до мінімуму. Вирішити ці проблеми без застосування адаптивної системи технічного обслуговування та ремонту та сучасного діагностичного обладнання неможливо.

Надійність МСГТ в основному визначається показниками довговічності, безвідмовності, ремонтопридатності та збереженості її силових агрегатів. Як правило, це дизельний двигун внутрішнього згорання, Надійність якого, без сумніву є одним з основних показників техніко-економічної ефективності його використання. Підвищення моторесурсу двигунів, при високому рівні безвідмовності майже рівноцінно збільшенню їх випуску заводами-виробниками. В зв'язку з цим важливого значення набуває можливість своєчасного та достовірного інформаційного забезпечення (моніторингу) технічного стану найбільш дорогих за вартістю та відповідальних за функціонування деталей і спряжень дизельних двигунів.

© В.В. Аулін, О.Ю. Жулай, 2005

При експлуатації техніки в умовах роботи сільськогосподарського виробництва дуже часто дизелі передчасно направляють в ремонт, базуючись лише на суб'єктивній

оцінці механізатора. При цьому не встановлюється дійсна причина відмови і в першу чергу проводяться роботи по ремонту та заміні дорогих деталей кривошипно-шатунного механізму (КШМ) та циліндро-поршневої групи (ЦПГ).

В роботах [1-3] встановлено, що дизельні двигуни, які надходять в капітальний ремонт на спеціалізовані ремонтні підприємства, мають значний залишковий ресурс, що знаходиться у допустимих межах, а отже не повністю реалізовується при експлуатації. Величина спрацювання деталей ЦПГ значно менша граничної [4]. При цьому тільки 5% дизелів мають граничний знос гільз циліндрів.

Зазначена проблема потребує нових закономірностей формування методів оцінки і прогнозування ресурсу силових агрегатів, які враховують індивідуальні особливості і зовнішні умови роботи конкретної машини, і безумовно є актуальною.

Впровадження технічного діагностування і прогнозування залишкового ресурсу в практику експлуатації машинно-тракторного парку дозволяє скоротити експлуатаційні затрати, пов'язані з передчасним ремонтом дизелів МСГТ [1].

Практичне значення проблеми прогнозування та раціонального використання ресурсу МСГТ дуже велике. Оптимальне використання ресурсу приведе до значної економії матеріалів, зменшення енергетичних і трудових витрат, а зекономлені кошти направити на розвиток та оновлення матеріально-технічної бази агропідприємства.

Метою даної роботи є аналіз науково обґрунтованих методів та їх можливостей для ефективного діагностування ЦПГ дизельних двигунів мобільної сільськогосподарської техніки.

На сьогодні існує багато класифікацій методів діагностування дизельних двигунів. В основу розробленої нами класифікації (рис. 1) була покладена класифікація розроблена Аллілуєвим В.О.[1]

Сукупність методів можна поділити на суб'єктивні і об'єктивні методи.

Суб'єктивні методи базуються на власному відчутті та сприйнятті змін в стану технічного об'єкту. Вони в свою чергу поділяються на органолептичні та програмні.

Органолептичними вважають такі методи, при застосуванні яких інформація про технічний стан отримується безпосередньо за допомогою органів чуття: зору, слуху, нюху, органів відчуття. Візуальними можна визначити місця підтікання рідини, колір випускних газів. На слух сприймаються характер стуків, шумів, перебоїв в роботі двигуна, оцінюється робота центрифуги за параметрами "вибігу". За допомогою органів відчуття визначають ступінь нагрівання механізмів, непрацюючу форсунки по відсутності імпульсів в паливопроводах.

Програмні методи – це методи, які характеризують певний порядок роботи технічного об'єкта і фіксують відхилення від його нормального стану. За допомогою цих методів можна визначити неполадки за першочерговими і допоміжними симптомами.

Суб'єктивні методи оцінки технічного стану двигунів можуть приводити до помилок, особливо за наявності прихованих несправностей. Внаслідок цього при експлуатації у ряді випадків проводять непотрібне розбирання вузлів і заміну багатьох деталей, які є ще придатними для подальшої роботи. Крім того, зайве розбирання вузлів і агрегатів погіршує загальний технічний стан сполучень і вузлів, порушуючи положення добре прироблених деталей.

Об'єктивні методи діагностування дають більш точну картину кількісних та якісних показників, на які не може вплинути власне сприйняття дослідником стану технічного об'єкту.

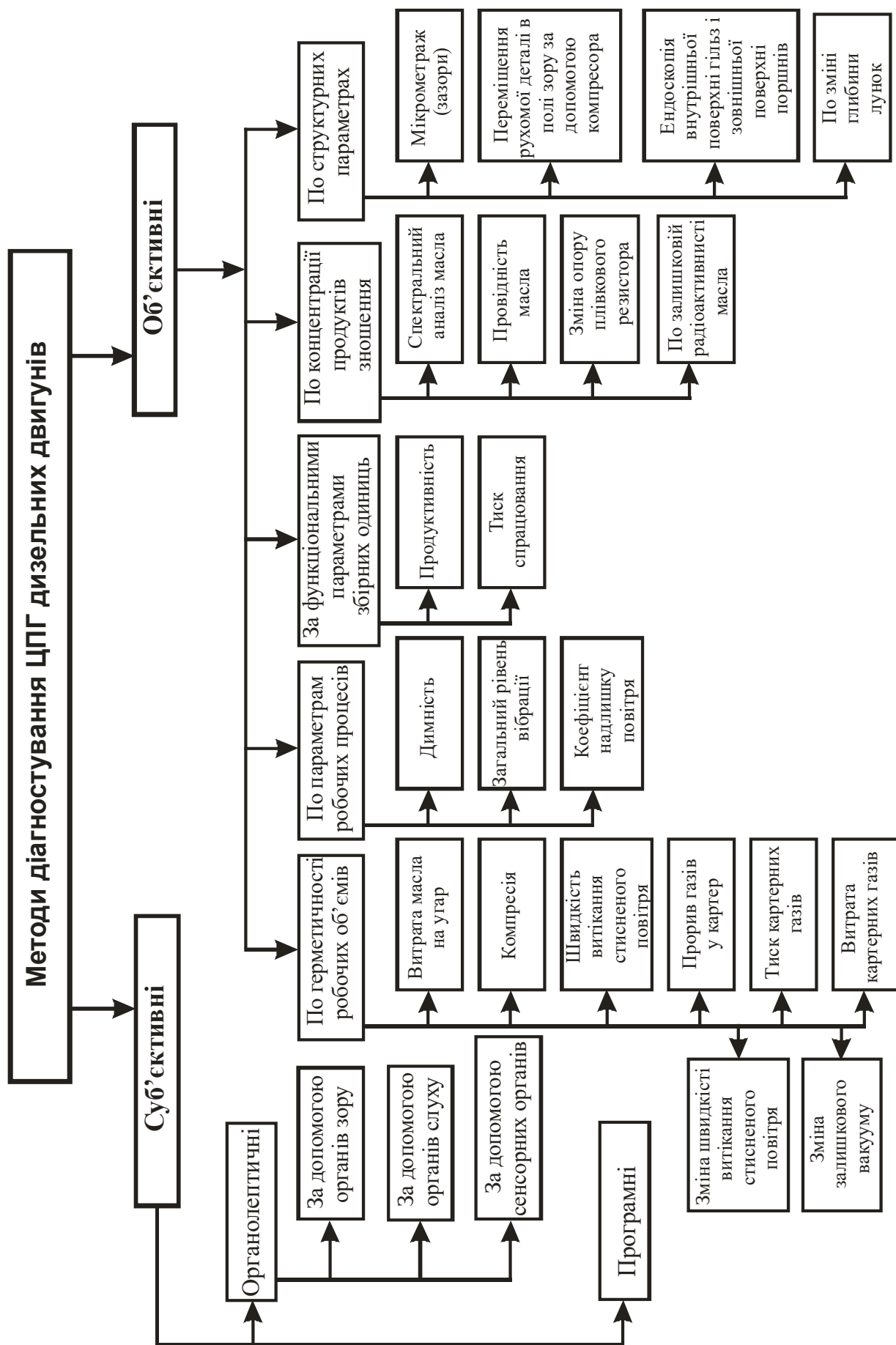


Рисунок 1. Класифікація методів діагностування ЦПГ дизельних двигунів МСГТ

До об'єктивних методів діагностування згідно принципу використання належать методи визначення: герметичності робочих об'ємів, параметрів робочих процесів, функціональних параметрів збірних одиниць, концентрації продуктів зношування, структурних параметрів.

За способом реалізації методу визначення герметичності робочих об'ємів можна визначити наступні показники: витрату картерних газів та їх прорив у картер, угару масла, компресію, швидкість витікання повітря, тиск; за параметрами робочих процесів - щільність, склад випускних газів; за функціональними параметрами збірних одиниць - продуктивність насосів, тиск відкриття клапанів, тиск впорскування палива, охолоджуючу здатність радіатора та ін.; по концентрації продуктів зношення - концентрацію продуктів зношення в маслі, спектральний аналіз, електропровідність масла, зміну опору плівкового резистора, залишкову радіоактивність масла; за структурними параметрами - мікрометраж зазорів різних з'єднань, переміщення рухомої деталі в полі зору (за допомогою компресора), стан поверхні деталей (ендоскопія), глибину прорізаних лунок.

На практиці найбільшого застосування набули інформативні способи перевірки технічного стану, які базувалися на визначенні кількості газів, що прориваються в картер, угару картерного масла, герметичності надпоршневих об'ємів (за величиною компресії і розрідження), витратами повітря через нещільності, тиску картерних газів. На сьогодні через ряд недоліків, характерних для кожного способу та недосконалості засобів їх реалізації вони не відповідають умовам достовірного та своєчасного інформаційного забезпечення (моніторингу) технічного стану.

Так, для методу визначення технічного стану ЦПГ по витраті картерних газів, рекомендовані для цієї мети газові лічильники мають суттєвий недолік - низьку точність, обумовлену втратами газів в атмосферу, через нещільності сальників колінчатого валу та з'єднань картеру під час виміру. Спроба подолання зазначених недоліків, використанням індикатора КИ-13671, перевагою якого є простота конструкції і низька трудомісткість діагностики, у випадку витоків газів не дає бажаної точності виміру. Крім того на кінцевий результат впливає випадкове розміщення поршневих кілець, рівень вібрації дизеля. В той час як діагностувати необхідно лише при роботі двигуна, прогрітому до номінальної температури. Також даний метод не дозволяє виявити окремий несправний циліндр, міру спрацювання гільз циліндрів, визначити першопричини зниження працездатності ЦПГ, до витоків через клапани взагалі нечутливий.

При визначенні стану ЦПГ по угару масла потрібно враховувати той факт, що сумарна витрата масла складається не лише з угару масла, а й втрат масла через нещільності ущільнень колінчатого валу і прокладки змащувальної системи двигуна. На угар масла впливає швидкісний та навантажувальний режими роботи дизеля. Для експрес – діагностики спосіб взагалі непридатний, оскільки при визначенні угару масла для кожного конкретного двигуна потрібні тривалі спостереження.

Оригінальну систему для діагностування дизелів розробила фірма "Бурмейстер і Вайн" (Данія). В зоні тертя спряження "гільза-кілець" встановлюється плівковий резистор, спрацювання якого обумовлює зміну його опору. Опір плівкового резистора є діагностичним параметром, за яким визначають знос гільзи з високою точністю ($\pm 2\%$), (похибці вимірювання менше 1мкм) [5]. Цей спосіб, при значних позитивних моментах не позбавлений недоліків, найсуттєвішим із яких є необхідність встановлення резистора на кожен гільзу циліндра нового чи відремонтованого двигуна, що значно підвищує вартість проведення діагностування даним способом [6].

Порівняно велика вартість не сприяє широкому використанню на практиці способу діагностування за допомогою мікровідеокамер - ендоскопії [7]. За допомогою

цього способу можна отримати лише якісну оцінку стану поверхні гільз і поршнів. Кількісна ж оцінка спрацювання деталей ЦПГ ускладнена.

Загальну картину спрацювання деталей ЦПГ дизельних двигунів може бути визначено за абсолютною концентрацією елементів продуктів зносу в маслі (аналіз картерного масла).

За даним роботи [6] похибка прогнозування при використанні приведеної концентрації заліза в працюючому маслі складає близько 20%, а на основі балансу надходження і витрати заліза - близько 13%. Способи, засновані на визначенні концентрації окремих елементів продуктів зносу в працюючому маслі, вимагають систематичного обліку витрати масла по кожному агрегату при визначенні рівня його зносу. Ці способи є вельми трудомісткими, хоча зі створенням експресних методів аналізу працюючого масла стає можливим визначення величини зносу не лише деталей ЦПГ, а й силового агрегату в цілому. Не зважаючи на наявні недоліки, метод аналізу вмісту продуктів зносу в маслі слід визнати перспективним для діагностування автотракторних двигунів.

Низька точність отриманих даних класичного “компресійного” методу – при всіх його перевагах (простота, універсальність та ін.) робить його суто індикаторним. Навіть подальші його модифікації, такі як розробки фірми Mobil - електронний компресиметр з реєстрацією зміни величини напруги за допомогою високочутливого вольтметра, принцип дії якого оснований на вимірюванні напруги на клеммах стартера при прокручуванні колінчатого валу двигуна [7] мають недоліки притаманні, методу безпосереднього вимірювання компресії.

Багато недоліків “компресійного” методу усунуто у способі діагностування оцінки стану кожного циліндра за величиною вакууметричного тиску, який створюється при прокручуванні колінчатого валу двигуна пусковим пристроєм, розробленого ГОСНИТИ [8,9].

Вакуумний метод діагностики ЦПГ дозволяє в цілому звести до мінімуму відзначені недоліки і достатньо достовірно оцінити стан ЦПГ і, відповідно, визначити вид і обсяг не знеособлених ремонтних дій.

Суть методу полягає в наступному: в процесі прокручування колінчастого валу стартером або пусковим двигуном вимірюють розрідження в надпоршневому просторі на робочому такті розширення за допомогою вакуумного клапана. При цьому, на попередньому такті стиснення здійснюється повне продування циліндра через редукційний клапан малого тиску (3...10 МПа). Отримана величина повного вакууму (-P1) характеризує стан гільзи циліндра (якість поверхні і ступінь зносу) і щільність сполучення “клапан-сідло”. При цьому важливо відзначити, що вимірювання повного вакууму здійснюється з мінімальною трудомісткістю, оскільки не вимагає жорсткого кріплення вимірювального приладу перед вимірюванням. Проте величина повного вакууму практично не несе інформацію про стан кілець. Причина цього “явища” достатньо проста - при “круглій гільзі” і “щільних клапанах” наявність масляного клина завжди забезпечить високий вакуум. Перекриттям редукційного клапана ізолюють надпоршневий простір. Тепер на такті стиснення тиск підвищується до максимального значення у момент досягнення поршнем В.М.Т. При цьому частина повітря, що стискається, проникає через поршнєві кільця в картер двигуна. Після досягнення В.М.Т поршень йде вниз (такт розширення), повертаючись в початкову ординату початку такту стиснення. В цьому випадку вакуумний клапан “запам'ятовує” залишковий вакуум (-P2), величина якого пропорційна тій частині тиску (компресії), яка була “втрачена” при прориві частини повітря через компресійні кільця. При мало зношених і не закоксованих (рухомих) кільцях величина залишкового

вакууму вельми незначна. При зношених, закоксованих або поламаних компресійних кільцях значення $-P_2$ істотно зростає.

Загальновідомо, що в перерізі зношена гільза має форму еліпса. При великому ступені зносу (більше 60 %) наявність зазора між еліпсним сектором дзеркала циліндра і круглим сектором компресійного кільця обумовлюється появою підсосу повітря з картера на такті розрідження (розширення), який неможливо зупинити масляним клином. Аналогічна картина спостерігається за наявності на поверхні гільзи сильного вироблення або вертикальних глибоких борозен [6]. Вказаний спосіб менш трудомісткий і більш точний в порівнянні з способом визначення компресії.

Способам визначення технічного стану ЦПГ по витраті повітря, що подається під тиском в надпоршневий простір, принцип “пневмокалібратора”, притаманний характерний недолік [10] - вони не враховують пружність поршневих кілець, а також спрацювання поршневих канавок і кілець по висоті. При цьому спрацюванні кільця стисненим повітрям притискуються до нижнього торця канавки поршня і циліндра. Зусилля з яким притискується кільце до гільзи при діагностуванні ЦПГ приладом К-69М досягає, як показують розрахунки 0,15 МПа, що зрівнюється з питомим тиском нового кільця. На витрату повітря також суттєво впливає взаємне розміщення замків поршневих кілець, а тому зміна витрати повітря перекриває діапазон зміни втрати повітря, зумовленої спрацюванням ЦПГ.

Віброметричні й акустичні методи діагностики для визначення ступеня зношеності спряжень, і як наслідок, технічного стану деталей ЦПГ, має такі позитивні якості: прийнятна точність, можливість аналітичної обробки даних. Але через необхідність створення для кожної конкретної марки двигуна свого алгоритму проведення робіт, складність апаратури і трудомісткості виключення із спектру перешкод при роботі двигуна в даний час не є можливим для практичного використання без їх доопрацювання. Проте роботи в цьому напрямку ведуться, що дозволяє віднести цей спосіб до перспективних [4].

До специфічних методів діагностування технічного стану можна віднести так званий метод штучних радіаційних баз (ШРАБ) та метод нейтронної активації. Суть методу ШРАБ полягає в наступному: у втулки циліндрів розміщують активовану вставку з радіоактивним джерелом (Со60) в точці перекладання верхнього компресійного кільця. Зниження активності втулки за одноразове напрацювання з урахуванням саморозпаду розраховується на ПЕОМ за допомогою спеціально створеної програми. Недоліками цього методу являється його загальна складність, пов'язана з необхідністю внесення конструктивних змін в ЦПГ та створення спеціальних програм для розрахунку швидкості спрацювання по зниженню активності втулки, що потребує значних витрат. Все це звужує поле діяльності методу до умов лабораторії. Незаперечними перевагами даного методу, в порівнянні з іншими, є висока точність інформації та можливість застосування для безперервного контролю (моніторингу) при розробці штатних приладів.

Аналіз існуючих методів для діагностування ЦПГ дозволив виявити основні їх недоліки. До них відноситься відносно велика трудомісткість діагностування, складність апаратного та інформаційного забезпечення, неприйнятна для подальшої обробки даних точність вимірювання параметрів. Отже на сьогоднішній день не існує методу діагностування, який би із заданою достовірністю, при низькій вартості робіт зміг дати достатньо інформації для визначення та прогнозування залишкового ресурсу мобільної сільськогосподарської техніки. Найбільш перспективними є методи визначення технічного стану ЦПГ за спектральним аналізом масла, вакууметричний та метод нанесення плівкового резистора на поверхню тертя. Однак і вони в повній мірі не задовольняють вимогам, що ставляться до бази діагностичної даних і потребують

удосконалення. Отже виникає необхідність створення методів і приладів для діагностування, які б ґрунтувались на суттєвих фізичних процесах, що відбуваються в спражених деталях ЦПП дизелів та можливості моніторингу отриманої бази даних.

Список літератури

- 1 Аллилуев В.А., Ждановский Н.С., Николаенко А.В. и др. Техническая диагностика тракторов и зерноуборочных комбайнов. –М.: Колос, 1978.- 287с.
- 2 Система технического обслуживания и ремонта сельскохозяйственных машин по результатам диагностирования / В. М. Михлин; и др. — М.: Информагротех, 1995.
- 3 Демко А.А., Надточій О.В. Особливості використання зернозбиральних комбайнів в Україні // Перспективи розвитку механізації, електрифікації, автоматизації та технічного сервісу сільськогосподарського виробництва. // Тези доповідей міжнародної науково-технічної конференції / 1-3 жовтня 1996р., Глеваха, С.51.
- 4 Бажинов А.В. Научные основы оценки ресурса силовых агрегатов транспортных машин с учетом условий эксплуатации. Дис... докт. техн. наук: 05.22.20.- Харьков 2001.– 324с.
- 5 Одяков Н.И. Техническая диагностика дизелей. – Калининград, 1981.- 106с.
- 6 Надточій О.В. Діагностування циліндро-поршневої групи дизеля комбайна за віброакустичними параметрами. Дис... канд. техн. наук: 05.05.11.- Національний аграрний університет, Київ 2001.– 256с.
- 7 Макс И.С. Методы и средства обработки сигналов при физических измерениях. -М.: Мир. 1983, т.1. – 462с.
- 8 Бельских В.И. Диагностирование и обслуживание сельскохозяйственной техники. - М.: Колос, 1980.– 575с.
- 9 Бельских В.И. Диагностика технического состояния и регулировка тракторов. - М.: Колос, 1973.- 240с.
- 10 Диагностика автотракторных двигателей. / Под ред. проф. Н.С. Ждановского.- Л.: Колос, 1977.- 264с.
- 11 Krause W. Neue Erkenntnisse bei der Ermittlung des Schädigungsstandes der Zylinder-Kolbin-Gruppen von Dieselmotoren. Agrartechnik, 1977, vol. 27, nr. 11, p. 507-508.

Проведен анализ неразрушительных диагностических методов определения технического состояния цилиндрико-поршневої групи дизельных двигателей мобильной сельскохозяйственной техники. Исходя из современных условий развития технической диагностики, выявлены возможности и дана оценка их перспективности.

. The analysis of undestructive diagnostic methods of determination of the technical state of cylinder-piston group of diesel engines of mobile agricultural technique is conducted. Coming from the modern terms of development of technical diagnostics, possibilities are exposed the given estimation of their perspective.

Одержано 30.09.05

Аналіз та можливості технологій триботехнічного відновлення спряжених деталей

В статті вирішується проблема підвищення надійності та довговічності сільськогосподарської техніки за рахунок використання можливостей технологій триботехнічного відновлення (ТТВ) спряжених деталей. В якості прикладів розглянуто та розроблені авторами ТТВ із застосування електротрибохімічного процесу та модифікуванням поверхонь тертя лазерними технологіями.

електротрибохімічний процес, технологія триботехнічного відновлення, присадка, модифікування поверхонь тертя, мідна плівка, відновлювальне покриття, лазерні технології

Двигун внутрішнього згоряння є основним агрегатом тракторів, комбайнів та іншої сільськогосподарської техніки. Тому від якості роботи двигунів залежить і робота машини в цілому. Одним з напрямків підвищення надійності та довговічності сільськогосподарської техніки є розробка і впровадження технологій триботехнічного відновлення (ТТВ) спряжених деталей [1, 2].

Разом з тим на сьогодні не розроблено наукові засади ТТВ, не проведено узагальнення експериментальних даних для ефективного керування параметрами ТТВ і знаходження оптимальних їх значень. Є потреба в активізації теоретичних досліджень й виявленні фізики домінуючих процесів при триботехнічному відновленні робочих поверхонь спряжених деталей. Науковий інтерес викликає й те, що тертя в трибосистемі в певних умовах стає не руйнівним, а самоорганізаційним створюючим процесом без розбирання машин і обладнання. Це також потребує ретельних досліджень.

Метою даної роботи є проведення аналізу існуючих ТТВ деталей, можливості із застосуванням електротрибохімічного процесу та процесів модифікування поверхонь тертя лазерними технологіями і перспективи їх розвитку в проблемі підвищення надійності та довговічності машин та обладнання.

В середині 50-х років XX століття Гаркуновим Д.М. і Крагельським І.В., при дослідженні деталей автомобілів і тракторів, виявлено явище самочинного утворення в зоні тертя деяких сполучень тонкої металевої неокисленої плівки з низьким опором зсуву, що приводить до зниження коефіцієнта тертя і інтенсивності зносу контактуючих деталей. Примітною особливістю ефекту було те, що плівка покриває не тільки робочу поверхню бронзової деталі, але і спряженої з нею сталеної. Шар сервовитної плівки, мав товщину 1...2 мкм, знижував знос і зменшував силу тертя на порядок більше.

Відкриття вибіркового переносу дало можливість виявити причину унікальної надійності компресорів холодильних установок. У важких умовах експлуатації спряжень деталей утворюється самоорганізаційна система, що регулює процеси зносу і регенерації поверхонь тертя без технічного обслуговування.

Сервовитні плівки можуть утворюватися в сполученнях, що містять м'які метали (Cu, Zn, Pb) або пластичні матеріали. Для цього необхідно щоб компоненти повинні були введені у мастильний матеріал чи інші технологічні середовища: паливні, промивочні чи охолоджувальні рідини і т.д.

Такий принцип покладено в основу виробництва та застосування металоплакуючих присадок [3].

В 1979 році швейцарська компанія Actex S.A. вперше почала серійне виробництво металоплакуючих порошкових препаратів марки Lubrifilm, які на практиці здійснюють реалізацію ефекту беззносності при безрозбірному відновленні трибоспрямижень деталей автомобільної техніки. Подальшим розвитком цієї групи добавок до масел є російський продукт РиМет. Це дало імпульс розробці методів і засоби безрозбірного відновлення машин і механізмів Smart-self technologies (інтелектуальні технології відновлення) на базі металоплакуючих присадок.

Усі відомі на сьогодні методи і засоби для безрозбірного відновлення за компонентним складом, фізико-хімічним процесом взаємодії з поверхнею, властивостями отриманих покриттів (захисних плівок), також механізму функціонування слід поділяти на три основні групи: металоплакуючі композиції (реалізуючі ефект вибіркового переносу), полімерезуючі речовини і металокерамічні матеріали [4].

До відновлювачів, що дають найбільший техніко-економічний ефект, слід віднести кондиціонери металу [5], поверхнево-активні речовини (ПАР), та добавки шаруватих модифікаторів [7]. Ці продукти розрізняються за умовами і способами застосування.

В одних випадках до масел чи пластичних мастил додають, а в інших вводять через карбюратори чи впускні колектори у вигляді аерозолів і присадок до паливноповітряної суміші. В деяких вводять безпосередньо в зону тертя, наприклад в ЦПП чи агрегати трансмісії і т.д.

На відміну від металоплакуючих композицій іншим методом відновлення зношених деталей трибоспрямиження та підвищення їх триботехнічних характеристик є застосування полімервмісних матеріалів. З цієї групи найбільш поширені продукти на основі політетрафторетилену (ПТФТЕ), відомого, як тефлон. За опублікованими даними [8], ці препарати покривають поверхні тертя деталей, переводячи безпосередньо контакт "метал – метал" в режим тертя "полімер – полімер" зі значним зниження коефіцієнта тертя і інтенсивності зношування. Полімервмісні матеріали на ринку широко представлені препаратами DIX-600, Slik-50, Ligvid Ring, Lubrilon, Microlon та інші. Лідером у виробництві подібних препаратів був транснаціональний хімічний концерн DuPont de Nemours Company.

Підвищення експлуатаційних характеристик полімервмісних покриттів може бути досягнуто за рахунок структурної модифікації полімерної плівки введенням різних наповнювачів. На сьогодні найбільш добре вивчені двокомпонентні смоли, що містять подрібнене вуглецеве волокно [9]. Висока зносостійкість цих матеріалів пояснюють самоорганізацією дисипативних рідкокристалічних структур в умовах тертя і твердофазного синтезу полімерного композиту [11], що містять в якості наповнювачів ультрадисперсні кераміки: оксиди цирконію ZrO_2 , хрому Cr_2O_3 , алюмінію Al_2O_3 .

Препарати ще однієї групи інколи називають шаруватими модифікаторами тертя. Ці присадки складаються з елементів з низьким зусиллям зсуву між шарами, наприклад, ди- і трисульфіді молібдену, диселеніт молібдену, дисульфіді вольфраму та інші [10].

Кондиціонер металізанту являє собою продукти "MILITEK", "FENOM", "ER", "Победитель трения", які можна інтерпретувати як речовину, що діє по механізму доставки до поверхні металу необхідні компоненти (середовища чи енергії) [5]. Дія препаратів даної групи основана на взаємодії (адсорбції) поверхнево активних компонентів продукту, наприклад сполук на основі фторкарбонату, кварцу, есторів

(продуктів спеціальної переробки копри кокосового коріння чи смол кори хвойних дерев) з поверхнями тертя.

При цьому відбувається пластифікування цих поверхонь і формування на них тонкого шару близького за властивостями до сервовидної плівки, характерними для ефекту вибіркового переносу. Це обумовлено вибірчим розчиненням ПАР кондиціонера миючих елементів конструкції матеріалу деталі і утворенням структури, що складається з чистого заліза з включенням залишкових фаз вуглецю в алмазоподібному вигляді. Розчинені легуючі елементи і Fe-органічні сполуки кондиціонера здійснюють певну "підтримку руйнуючим при терті поверхням, створюючи замкнений цикл "активація поверхні – знос плівки – розчинення (внос) легуючих елементів – відновлення плівки (осадження активних елементів кондиціонера) – активація" іонізовані молекули кондиціонера металу, проникаючи всередину металу поверхні, змінюють її структурний склад і, отже – міцнісні і антифрикційні властивості [11]. при цьому контактуючі ділянки покриваються достатньо стійкими полімерними і поліефірними структурами, забезпечуючи роботу при пусках і в режимах перевантаження.

При роботі шаруватий модифікатор заповнює і згладжує мікронерівності поверхонь тертя, через що знижується коефіцієнт тертя і знос оброблених поверхонь може досягти 50%.

Ці модифікатори необхідно вводити в масло при кожній його заміні, оскільки при роботі на чистому маслі частки присадки інтенсивно вимиваються з мікронерівностей і виносяться із зони тертя.

Використання добавок даного класу дозволяє збільшити ресурс механізмів в 3...5 разів на етапі експлуатації і отримання економії енергоресурсів на 10...40% [5]. Безумовним лідером на світовому ринку препаратів цього класу є корпорація ENTECH (США) (продукти "ER").

Суттєвим недоліком цього класу препаратів є високе корозійна і абразивна активність продуктів окислення сірки і молібдену. Попадання вологи погіршує ситуацію через утворення сірчаної кислоти [8].

Не дивлячись на впевнені переваги, є такі серйозні недоліки:

- їх дія продовжується, поки вони присутні в маслі в достатній концентрації;
- як правило, такі присадки не тільки не є антифрикційними, але навіть здатні збільшити опір тертю;
- високі концентрації цих речовин, звичайно, впливають на реологію мастильного матеріалу;
- в силу складності процесів фізико-хімічних перетворень, кондиціонери металу не володіють універсальністю до матеріалів і режимам роботи трибовузлів.

Геомодифікатори тертя (ГМТ) (ревіталізанти) є принципово іншими по характеру впливу на поверхню. Ці добавки приготовлені на основі природних мінералів ультраосновних порід. Основним виробником продуктів даного класу є Росія (НПО "РЦС промремонт") і Україна (корпорація "ХАДО").

В присутності в маслі цих складів за рахунок енергії тертя в зоні контакту відбувається відділення дефектного шару металу, текстурування поверхні тертя з одночасним зміцненням матеріалу підкладки на значну глибину [12]. В ході припрацювання зношених поверхонь тертя поступово відбувається відновлення їх макроеометрії і створення на них оптимального мікрорельєфу (врівноваженої шорсткості), обумовлених реальними умовами експлуатації.

Перевагами ГМТ є:

– здатність створювати в зонах тертя динамічних захисних плівок, утворені їх тонкодисперсними продуктами зносу і самого ГМТ, у вигляді квазізрідженого шару (аналог сервовитної плівки при вибіркового переносі);

– рівномірне зміцнення поверхонь тертя в процесі припрацювання трибовузла в присутності ГМТ;

– багатократне зниження швидкості зношування в трибосистемі;

– збільшення гранично-припустимих навантажень вузлів;

– низька вартість ГМТ;

– екологічна чистота природних мінералів.

Всі ці властивості, а особливо здатність відновлювати вихідну геометрію зношених деталей трибоспряджень, закріпили за даним класом препаратів назву "ревіталізанти", тобто "речовини, що відновлюють життя".

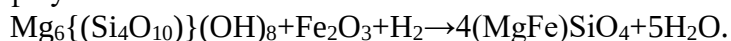
Початково технологія подібної обробки отримало назву "РВС" від – "ремонтно-відновлювальний склад", надалі НПО "РусПромРемонт" отримало виключні права на марку "РВС". Крім того із технології застосування ревіталізаторів випливає, що "ремонт" трибоспряджень можливий тільки в процесі тертя.

За хімічним і фазовим складами ревіталізанти частіше всього являють суміш класичного магнезійно-залізного силікату (серпентину $Mg_6\{(Si_4O_{10})(OH)_8\}$), являються формою цілого ряду мінеральних руд класу олівінів, кінцевими фазами якого є форстерит (Mg_2SiO_4) і фаяліт (Fe_2SiO_4), а також, в невеликих кількостях, кремнезему SiO_2 і доломиту $CaMg(CO_3)_2$ [12].

Звичайно спеціальний стан пограничного шару трибовузла відповідає динамічній рівновазі процесів руйнування і відновлення вибірових структур [13].

Поверхня тертя знаходиться в стані протікання циклічних процесів розрихлення, диспергування і ротаційного руху часток зносу. Додавання тонкодисперсного (0,01...5,00 мкм) порошку ревіталізатору в штатний мастильний матеріал в кількості 0,01...0,40 мас. % приводить до порушення вказаної динамічної рівноваги в сторону відновлення фізичних зв'язків.

Fe і Al, що входять в трибовідновлений склад є каталізаторами утворення піролітичного вуглецю по границям зерен підповерхневого шару. На поверхні за рахунок механіко-хімічної активації аморфної фази двоокису кремнію SiO_2 і атомів металу утворюється плівка металосилікату. По суті відбувається типова коливальна хімічна реакція модифікування:



Аналогічне рівняння виводиться і для тривалентного алюмінію (Al^{+3}). Як видно з рівняння, на поверхні утворюються кристали металосилікату з об'ємною анізотропною структурою, до того ж зв'язується і виділяється розчинений в поверхневих шарах металу водень, тим самим запобігає водневому окрихченню деталі.

Слід признати, що хімічна складова утворення з ревіталізаторів металокерамічного (МК) шару розроблена достатньо добре [12], чого не можна сказати про фізико-механічні і реологічні властивості цього шару. Такі розробки практично відсутні. Автори робіт [14-15] приводять показник ударної міцності і твердості обробленої ГМТ поверхні, хоч їх слід віднести до підповерхневих шарів. Пояснюючи квазірідким станом плівки, в опублікованих роботах абсолютно виключають можливість еластогідродинамічного ефекту, який має місце при роботі МК-шару.

Глибоких металофізичних досліджень поверхневих і підповерхневих шарів деталей при обробці ревіталізатору в огляді літературних джерел не виявлено.

Хоч не виключено, що вони проводилися в рамках закритих воєнних програм (кінець 80 – початок 90 років ХХ століття). Крім того, слід відмітити, що випробування на тертя і знос з використанням ГМТ за традиційною складною програмою (протягом

5-10 годин) дають не позитивні, а негативні результати. І це тоді, коли за рівнем впровадження ревіталізанти ставлять рекорди [12]. Вони впроваджені практично в усі галузі машинобудування, транспорту, енергетиці і дані продукти застосовуються в багатьох розвинутих країнах світу, а географія їх продажу ще більша.

Таке протиріччя викликане, ймовірно, нерозробленістю методики дослідження даного феномена в трибології, оскільки для утворення МК-покриття, по даним роботи [12], необхідно не менше 30 годин роботи механізму. При цьому, на I етапі відбувається видалення верхнього "дефектного" шару, тобто знос.

До сьогодні відсутні дослідження динаміки утворення і порушення МК-шару при застосуванні ревіталізаторів. Це покриття безумовно слід віднести до дисипативних, а отже метастабільним структурам.

А відомостей про стійкість покриттів, отриманих по трибовідновлюваними складами технології, також відсутні. Вельми суперечливі відомості про товщину МК-шару на поверхнях тертя: від 5 до 700 мкм [12].

Однак слід відмітити, що використання досліджуваних триботехнічних плівок, отриманих в рамках інших технологій може дати цінний аналіз для пояснення "квазібеззносного тертя", що спостерігається при використанні ТВС.

Окрім металоплакуючого ефекту введенням присадок в масла намагаються ще досягти покращення експлуатаційних їх властивостей. Цим намагаються досягти таких функціональних властивостей поверхонь тертя, як протизношувальні, протизадиркові, антифрикційні, антикорозійні та інші. Зазначених властивостей масла з присадками досягають завдяки утворенню спеціальних плівок на поверхнях тертя.

Протизношувальні та протизадиркові присадки утворюють на поверхнях тертя адсорбційні хемосорбційні плівки, а також композиційні плівки хімічних сполук присадок з металом.

Основою композицій для протизношувальних присадок є хімічні елементи P, S, Cl. Вони утворюють захисні плівки фосфатів, сульфідів та хлоридів. Для протизадиркових присадок використовуються композиційні сполуки, які одночасно містять S і Cl.

При використанні присадок намагаються йти шляхом синтезу органічних речовин, які вміщують одночасно P, S, Cl. Недоліком таких присадок є мала їх довговічність та обмеження за температурним фактором і питомим тиском у зоні тертя.

Найбільш перспективним є ТТВ з використанням електротрибохімічних реакцій, що відбуваються в умовах механічної активації в системі метал – електропровідне середовище (масло + металоорганічна присадка). Основною причиною вибору таких реакцій є те що при електротрибохімічній обробці перенос речовини здійснюється електрично зарядженими компонентами через електропровідне середовище. Тобто, якщо підібрати це середовище і механічно активувати поверхню що оброблюється, то можна реалізувати процес введення на поверхню тертя зносостійких та антифрикційних компонентів. Для активації процесу нанесення необхідних компонентів на робочу поверхню і упорядкування руху заряджених часток, використовують зовнішнє джерело електричної енергії.

Взаємодія робочої поверхні деталей і середовища відбувається на атомно-молекулярному рівні. У зв'язку з тим, що взаємодія атомів і молекул є електромагнітною, то і взаємодія поверхні з середовищем також має електромагнітний характер. Отже, зовнішнім електромагнітним полем, яке утворюється при проходженні електричного струму від зовнішнього джерела крізь взаємодіючу поверхню можна впливати на атоми і молекули матеріалів поверхні.

При електротрибохімічному процесі застосовується органічна присадка до масла – гліцерат міді. Розглянемо фізику процесу формування шару міді на поверхнях

тертя трибосистеми "гільза циліндра – поршневе кільце" [17-18]. При взаємодії елементів трибосистеми в процесі зносу відбувається руйнування мікронерівностей (рис. 1, а-б), змінюється шорсткість поверхні (рис. 1, в). Робота сил тертя спрямована на деформування поверхневих шарів спряження деталей і виділення теплової енергії. Температура в трибосистемі досягає величини 200...220⁰С.

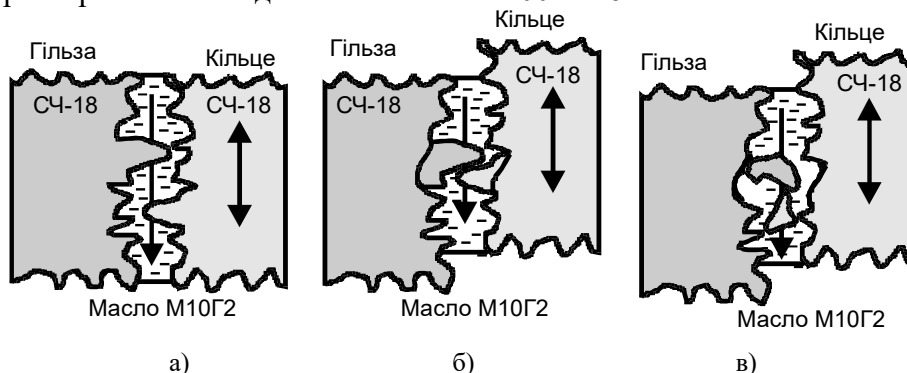


Рисунок 1 – Характер механічної взаємодії поверхонь тертя в трибосистемі "гільза циліндра – поршневе кільце"

Виділена теплова енергія спричиняє розпад гліцерату міді $\text{Cu}_3(\text{C}_3\text{H}_5\text{O}_3)_2$ на іони міді Cu^{++} та активні радикали гліцерату $(\text{C}_3\text{H}_5\text{O}_3)^{3-}$ (рис. 2).

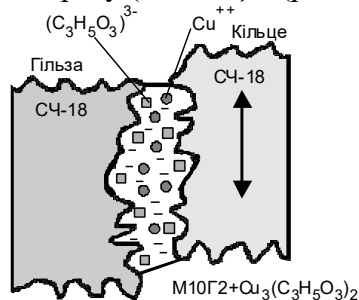


Рисунок 2 – Характер трибохімічної взаємодії поверхонь тертя в трибосистемі "гільза циліндра – М10Г₂+Cu₃(C₃H₅O₃)₂ – поршневе кільце"

Активні радикали гліцерату $(\text{C}_3\text{H}_5\text{O}_3)^{3-}$ адсорбується поверхнею (рис. 3, а), утворюючи гліцерат заліза $\text{Fe}_3(\text{C}_3\text{H}_5\text{O}_3)_2$ (рис. 3, б). Слід зазначити, що ця сполука має низький опір зсуву і обумовлює прискорення процесу припрацювання робочих поверхонь (рис. 3, в).

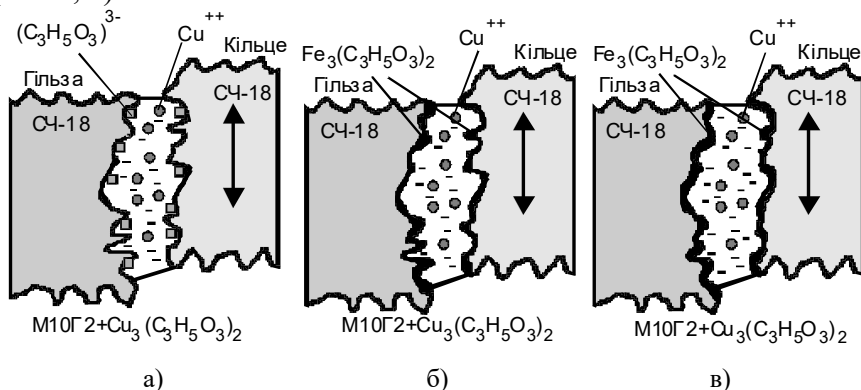


Рисунок 3 – Трибохімічна взаємодія поверхонь тертя

Виділення і плакування на поверхнях тертя вільної міді Cu^0 сприяє зниженню коефіцієнта тертя, утворенню захисної плівки, тобто мідь виконує роль твердого мастила.

Відомо, що у зоні контакту спряжених деталей генерується слабе електричне поле, яке є наслідком термоелектронного процесу, але напруженість поля незначна – $10^{-4} \dots 10^{-2}$ В/м. Для активації і локального спрямування процесів відкладення міді в даній трибосистемі використовують джерело зовнішньої електричної енергії з такими параметрами, як $I=1 \dots 6$ А; $U=0,4 \dots 1,2$ В.

Крім зазначених процесів, спостерігається дифузія міді вглиб кристалічної решітки заліза, яка забезпечує створення зносостійкого інтерметалевого сполучення "Fe–Cu" (рис. 4), що суттєво підвищує адгезійні властивості покриття.

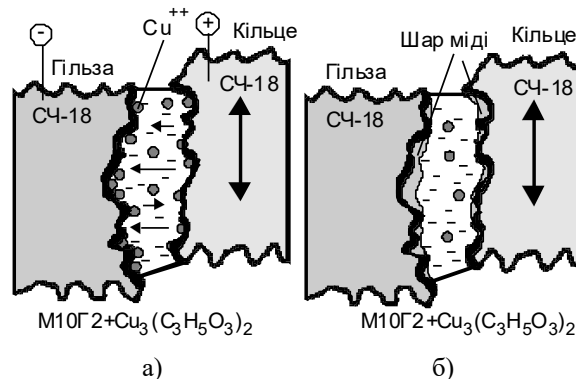


Рисунок 4 – Формування шару міді та оптимальної мікрогеометрії поверхонь тертя спряжених деталей трибосистеми "гільза циліндра – поршневе кільце"

Розглянуті процеси формування покриття на робочих поверхнях спряжених деталей циліндро-поршневої групи призводять до прискорення згладжування мікронерівностей та формування оптимальної мікрогеометрії робочих поверхонь спряжених деталей.

Використання концентрованих потоків енергії для зміцнення і відновлення деталей дало можливість використовувати лазерні технології для локального модифікування поверхонь тертя, як в процесі виготовлення, так і відновлення [16]. Науковий і практичний інтерес являють антифрикційні композиційні покриття сформовані лазерним випромінюванням, дослідження їх властивостей та розробка ТТВ. Самоорганізація таких покриттів в процесі тертя і зношування потребує додаткових досліджень.

Таким чином, результати проведених досліджень дають можливість зробити наступні висновки:

- при експлуатації спряжень деталей утворюється самоорганізаційна система, що регулює процеси зношування і регенерації поверхонь тертя без технічного обслуговування і яка характеризується певним визначальним параметром керування;
- ефект беззносності при безрозбірному відновленні трибоспряжень деталей автомобільної техніки можна реалізувати технологіями триботехнічного відновлення;
- ці технології доцільно використовувати на стадії припрацювання поверхонь тертя спряжених деталей трибосистеми;
- реалізація електротрибохімічного процесу та модифікування поверхонь тертя лазерними технологіями дозволяє зменшити інтенсивність спрацювання поверхонь тертя створенням шару покриття з високими трибологічними та фізико-механічними властивостями і забезпечити прискорене формування оптимальної мікрогеометрії.

Список літератури

1. Технологія ремонту сільськогосподарської техніки / М.В. Власенко, Г.Ю. Надольний, О.Г. Терхун, В.А. Крижанівський. – К.: Вища шк., 1992. – 311 с.

2. Джус Р.М. Підвищення зносостійкості вузлів тертя трансмісії з використанням технологій триботехнічного відновлення. Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.04 / Національний авіаційний університет – К., 2005. – 21 с.
3. Мельник З.П., Бюбинин И.А., Василенко И.В. Об эффективности металлоплакирующих смазок // Химия и технология топлив и масел. – 1989. – №2. – С. 24-26.
4. Балабанов В.И. Восстановление работоспособности ДВС процессе эксплуатации // Автомобильная промышленность. – 1996. – №8. – С. 16-19.
5. Полуниин Л.И., Чудинов В.А. Антифрикционный кондиционер металла // Автоцентр. (Електр. ресурс), – www.tribo.ru. – 1998. – №47. www.autocentet.com.ua.
6. Бабич М., Еремич Б., Майер М. Трибологическое поведение твердосмазочных покрытий // Трение и износ. – 1995. – Т.16, №2. – С. 284-290.
7. Машков Ю.К., Мамаев О.А., Суриков В.И. Структурно-энергетическая самоорганизация в процессах синтеза и трения композитов на основе политетрафторэтилена // Трение и износ. – 2002. – Т. 23, №6. – С.661-665.
8. Suh Y.M., Iang S.I., Zheng L.Q. A kinetic study of interface reactions for an organic molybdenum compound as a lubricant additive // Tribology international. – 1990. – Vol. 23, № 6. – P. 438-442.
9. Гладенко А.А., Зябликов В.С., Калистратова Л.Ф., Овчар З.Н. Структурная модификация материалов металлополимерных трибосистем // Трение и износ. – 1998. – Т 19, №4. – С. 523-528.
10. Беркович И.И., Громаковский Д.Г. Трибология. Физические основы, механика и технические приложения: Учеб. Для ВУЗов / Под ред. Д.Г. Громаковского – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2000. – 268 с.
11. Georges J.M. Some surface science aspect of tribology // New Directions in Tribology / Ed. by I.M. Hutchings – Buri, St. Edmunds and London. MEP. – 1997. – P. 67-82.
12. Опис до пат. на винахід: UA 24442 A, C 23 C 26/00, C 10 M 125/40. Спосіб безрозбірного відновлення тертьових сполучень. Агафонов А.К. (RU), Аратський П.Б. (RU), Бахматов С.І. (RU), Гамідов Е.А. (RU), Нікітін І.В. (RU), Слободянюк А.А. 17.07.98. – 10 с.
13. Поверхностная прочность материалов при трении / Б.И. Костецкий, И.Г. Носовский, А.К. Караулов и др. – Киев: Техника, 1976. – 296 с.
14. Аратский П.Б. . Использование модификаторов трения нового поколения для повышения ресурса судовых дизелей // Судостроение. – 1999. – №3. – С. 24-27.
15. Аратский П.Б., Капсаров А.Г. Применение геомодификаторов трения для увеличения ресурса работы металлообрабатывающего инструмента // Трение, износ, смазка. (Електр. ресурс). – www.tribo.ru. – 2001. – Т.3, №1. – С.7-10.
16. Аулин В.В. Модификация композиционных покрытий триботехнического назначения концентрированным потоком энергии. Сб. Тезисов докладов II-й Евразийской научно – практической конференции. “Прочность неоднородных структур”. ПРОСТ 2004.- Москва, МИСиС 20-22 апреля 2004г.- С.75.
17. Аулін В.В., Лисенко С.В. Підвищення довговічності дизельних двигунів, обкатаних з реалізацією електротрибохімічного процесу. Зб. наук. праць Луганського національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Луганськ: Видавництво ЛНАУ, 2005, - №49(72). – С.32-37.
18. Власенко М.В., Аулін В.В., Лисенко С.В. Триботехнічні характеристики поверхонь тертя при електротрибохімічному методі припрацювання // Міжнародний науковий журнал "Проблеми трибології (Problems of Tribology)" / м. Хмельницький. – 2003. – №3,4. – С.140-144.

В статье решается проблема повышения надежности и долговечности сельскохозяйственной техники за счет использования возможностей технологий триботехнического восстановления (ТТВ) соприкасающихся деталей. В качестве примеров рассмотрено и разработаны авторами ТТВ с применением электротрибохимического процесса и модифицирования поверхностей трения лазерными технологиями.

The problem of rise of reliability and longevity of agricultural technique due to the use of possibilities of technologies of tribotechnical renewal (TTR) of contiguous details decides in the article. As examples it is considered and are developed by the authors TTR from application of elektrottribochemical process and modification of surfaces of friction by laser technologies.

Отримано 28.07.05

Б.А. Волик, доц., канд. техн. наук, Г.В. Теслюк, асп., В.О. Дубовик, асист.
Дніпропетровський державний аграрний університет

Аналітичні дослідження розпушення ґрунту з залученням цифрової імітаційної моделі

В роботі розглянуто принципи побудови імовірнісної моделі розпушення ґрунту ґрунтообробними знаряддями. На основі модельних досліджень запропоновано нову методику оцінки якості обробітку ґрунту.

розпушення ґрунту, модельні дослідження, імовірність

Більшість дослідників, що працюють над створенням сільськогосподарської техніки, використовують різні види моделювання. В основному, це фізичне та математичне моделювання. В першому випадку, в лабораторних умовах досліджують роботу моделі робочого органа з використанням реального або модельного робочого тіла, в другому – реальний процес інтерпретують системою математичних рівнянь, вирішення яких дозволяє певним чином оптимізувати конструктивні та кінематичні параметри робочого органа.

В даному випадку проблема полягає в тому, що механіко-технологічні властивості ґрунту носять імовірнісний характер, що не дозволяє створити точну математичну модель. Тому, описуються не реальні процеси і машини, а їх моделі, створені з великою кількістю умовних спрощень. Створена на такій основі машина тільки з певним наближенням оптимально виконує технологічний процес.

Останнім часом в різних галузях отримав широке розповсюдження віртуальний метод моделювання. У відповідності до визначення, віртуальна реальність – це є створене за допомогою ПЕОМ аудіовізуальне середовище, яке сприймається дослідником за реальне. Сутність методу полягає в тому, що реальний технологічний процес вивчається шляхом відтворення поведінки окремих його складових з наступним урахуванням взаємодії між складовими. Модель будується таким чином, що в ході досліджень об'єкти починають діяти самостійно, виконуючи передписані їм операції та взаємодіючи один з одним. Переваги такого підходу полягають в тому, що програмне забезпечення дозволяє змінювати параметри процесу в реальному масштабі часу. Це, в свою чергу, дозволяє математично описати процес розпушення поелементно з урахуванням імовірнісних характеристик ґрунту і підсумувавши як можна більшу кількість елементів отримати повністю детерміновану картину процесу.

Проектування нових ґрунтообробних машин має за мету покращення якісних показників розпушення ґрунту. При цьому, якість розпушення різними авторами трактується по різному. Загальноприйнято, оцінювати розпушення за коефіцієнтом розпушення, який визначається як відношення об'єму ґрунту після проходження агрегату до об'єму до проходження агрегату. Недолік цього показника – він не враховує абсолютний розмір структурованих агрегатів.

Існує ряд методик оцінки якості розпушення ґрунту. в основі яких покладено моделі структури ґрунту на основі кульок однакового, або різного діаметрів. На основі модельних досліджень [1] була запропонована методика оцінки якості розпушення за допомогою двох показників.

Перший – ступінь розпушення ґрунту. Характеризує середньостатистичні розміри агрегатів, що утворилися під дією робочого органа

$$i = \frac{\sqrt[3]{a \cdot b \cdot k}}{D_{50}}, \quad (1)$$

де a, b – глибина ходу та ширина захвату робочого органа;

k – приведена довжина лінії зколу в ґрунті;

D_{50} – максимальний діаметр структурованих агрегатів, накоплений вміст яких становить 50%.

Для відомих ґрунтообробних знарядь основного обробітку ґрунту на глибину 0,2...0,4 м, як було доведено [2], становить $k = 1$ м. Не важко підрахувати, що для розмірів структурованих агрегатів 2...10 мм, ступінь подріблення $i = 50...250$, що і слід вважати оптимальним значенням.

Другий – коефіцієнт різноподріблення структурованих агрегатів. Цей коефіцієнт характеризує не одноманітність структури за розмірами агрегатів і визначається

$$K_P = \frac{D_{60}}{D_{10}}, \quad (2)$$

де D_{60}, D_{10} – максимальні приведені діаметри структурованих агрегатів, накоплений вміст яких становить відповідно 60% та 10% за масою.

Коефіцієнт різноподріблення структурованих агрегатів безпосередньо пов'язаний з водопроникливістю (B_{II}), пористістю (Π) та об'ємною масою (m_v) і носить статистичний характер. Для значень $B_{II} = 60$ мм/год, $\Pi = 50...55\%$, $m_v = 1,1...1,2$ г/см³ отримано значення $K_P = 10...25$ [2], що теж необхідно вважати оптимальним.

Наведена група показників може бути визначена як безпосередньо замірами, так і розрахована аналітично. Останнє особливо важливо, бо дозволяє моделювати процес взаємодії робочого органа з середовищем. Важливим аргументом на користь використання K_P та i є можливість їх оперативного отримання з заповненням методів електронного сканування з наступною обробкою на ПЕОМ. При цьому, структура не порушується і визначені показники досить об'єктивно характеризують стан розпушення ґрунту.

Проте, у процесі роботи нами було виявлено неспівпадання експериментальних та отриманих аналітично значень коефіцієнтів. При цьому, теоретичні значення постійно перевищували експериментальні на 10...15% і це є стримуючим фактором у процесі створення віртуальної моделі. Тому, подальшими дослідженнями, нами внесено окремі корективи в інтерпретацію i та K_P , що, як буде показано нижче, суттєво покращило збіг експериментальних та теоретичних даних.

Визначення якісних показників розпушення ґрунту робочим органом передбачає взяття проб з наступною сепарацією на ситах, що не можливо в умовах моделювання. Таким чином, стримуючим елементом є відсутність критеріїв порівняльної оцінки показників якості розпушення в модельних та реальних умовах.

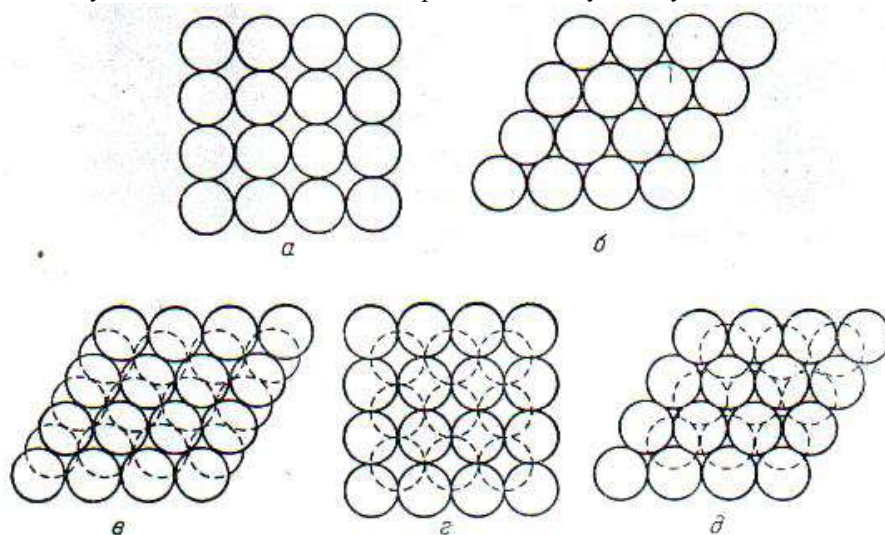
Метою роботи є розробка та практичне відпрацювання шляхом модельних досліджень на ПЕОМ основних положень методики інтегральної оцінки якісних показників розпушення ґрунту.

Проведені лабораторні дослідження у ґрунтовому каналі показали, що розпушення відбувається у наступній послідовності: відокремлення призми ґрунту від загального масиву і потім розпушення безпосередньо самої призми. Тому за початковий об'єм, що підлягає розпушенню, нами прийнято об'єм саме такої відколотої призми. Якість розпушення оцінюється на кінцевому етапі за результатами укладання розпушеного матеріалу на дно борозни.

У процесі сходження з поверхні робочого органу та удару о дно борозни кінетична енергія агрегату переходить у потенційну енергію руйнування останнього. При цьому агрегати набувають більш округлої форми, як енергетично більш вигідної. Крупні агрегати руйнуються інтенсивніше, тому середовище стає більш одноманітним за складом. Логічно, таке середовище моделювати кульками різного діаметру з хаотичним, але сталим пакуванням.

Існує ряд моделей структури ґрунту, в яких лінійні розміри агрегатів приводяться до кульок відповідного діаметра. Для кульок, однакових за розмірами, може бути 5 відмінних правильних пакувань (рис.1, табл.1).

Рисунок 1 – Схеми можливих правильних пакувань кульок одного діаметра



Таблиця 1 – Характеристики правильних пакувань кульок

Тип пакування	Кількість контактів	Відстань між шарами	Щільність	Пористість, %
Звичайна кубічна (а)	6	$2R$	$\pi/6$	47,64
Кубічно-тетраедральна (б)	8	$2R$	$\frac{\pi}{3} \cdot \sqrt{3}$	39,54
Тetraедраально-сфероїдальна (в)	10	$R\sqrt{3}$	$2\pi/9$	30,19
Пірамідальна (г)	12	$R\sqrt{2}$	$\frac{\pi}{3} \cdot \sqrt{2}$	25,95
Тetraедраальна (д)	12	$2R\sqrt{2/3}$	$\frac{\pi}{3} \cdot \sqrt{2}$	25,95

Пристаєовано до моделювання ґрунту, дійсне розташування кульок має бути створене з імовірної комбінації наведених пакувань. Для створення такої моделі треба визначитись з критерієм сталості комбінації кульок. Бурдейєм [3] було доведено, що найбільше число кульок, з якими може увійти у контакт довільно взята кулька становить 12. Обґрунтування параметрів найбільш розрідженого пакування, при якому кульки залишаються нерухожими, дано Гілбертом та Кон-Фоссеном [4]. Таке пакування відповідає 4 контактам кульки з сусідніми.

При сталому щільному пакуванні між кульками утворюються порожнини, які заповнюються кульками меншого радіусу. Найбільша кулька, яку можна помістити у порожнину, утворену структурою з кубічним розташуванням, буде мати радіус

$$r_1 = R(\sqrt{2} - 1) = 0,41R, \quad (3)$$

де R – початковий радіус кульок, що утворюють структуру.

Відповідно у порожнину найбільш ущільненої тетраедральної структури

$$r_2 = R(\sqrt{3/2} - 1) = 0,22R. \quad (4)$$

Таким чином, кульки радіусом $0,41R < r_1 < R$ за умови наявності не менше 4 контактів з сусідніми утворюють скелет структури, радіусом $r_2 < 0,22R$ утворюють другий рівень заповнення. Кульки, радіусом $0,22R < r_1 < 0,41R$ мають перехідний стан і їх належність залежить від конкретного положення у структурі.

Неоднорідність наведеної структури з кульок різного радіусу можна характеризувати коефіцієнтом, що являє собою відношення середнього радіусу скелетоутворюючих кульок до середнього радіусу кульок другого рівня заповнення

$$K_p = \frac{\frac{1}{n} \cdot \sum_1^n r_1}{\frac{1}{m} \cdot \sum_1^m r_2}, \quad (5)$$

де n, m – відповідно кількість кульок скелетоутворюючих та другого рівня заповнення.

Це відношення прийнято нами за коефіцієнт різноподріблення структурованих агрегатів. Складність полягає в тому, що радіуси кульок мають імовірнісний характер. В процесі віртуального моделювання на ПЕОМ взаємодії знаряддя з ґрунтом, коли кожен агрегат розглядається окремо, таке обчислення складнощів не створить.

В польових умовах структурований склад агрегатів визначають шляхом просівання на ситах з різними діаметрами отворів та наступним зваженням фракцій. Для отримання в обох випадках співставимих результатів необхідно знати найбільш імовірне процентне співвідношення скелетоутворюючих агрегатів та агрегатів другого рівня заповнення.

Змоделюємо процес утворення структури на ПЕОМ шляхом перегляду різних варіантів заповнення простору. Для цього екран монітора приймаємо за зріз модельного середовища нескінченно малої товщини ΔX (рис.2).

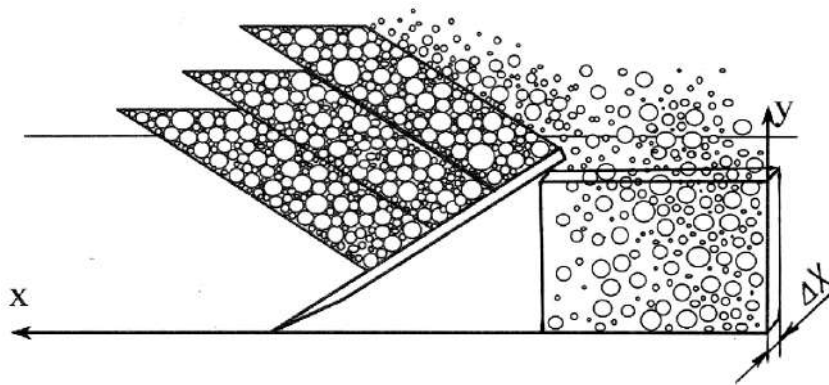


Рисунок 2 – Схема модельних досліджень

За допомогою генератора випадкових чисел ПЕОМ відокремлену призму ґрунту заповнюємо кульками, які по мірі сходження з поверхні лемеша заповнюють поверхню екрана монітора. Падаюча кулька продовжує свій рух до контакту мінімум з 4 кульками, після чого виконується перевірка на сталість конструкції за критерієм можливості вільного переміщення. Після заповнення всього простору підраховується загальний об'єм скелетоутворюючих кульок та кульок другого рівня заповнення. Модельний експеримент виконано з повторністю у 5000 прогонів зі зміною закону розподілення випадкових чисел та знайдено середнє значення. За результатами

розрахунків нами встановлено, що загальний об'єм скелетоутворюючих кульок становить приблизно 62%, кульок другого рівня – 13%. Таке уточнення, як показали лабораторні експерименти, дозволило наблизити сходження теоретичних розрахунків з практичними замірами. Таким чином, коефіцієнт різноподріблення структурованих агрегатів треба визначати за залежністю

$$K_p = D_{62}/D_{13}, \quad (6)$$

де D_{62} і D_{13} – відповідно середні приведені діаметри агрегатів, що мають вміст відповідно 62% та 13%.

Проведені аналітичні дослідження вказують на можливість використання для оцінки якості розпушення коефіцієнта різноподріблення структурованих агрегатів. Наведений коефіцієнт дозволяє виконувати оцінку розпушення як за аналітичними розрахунками, так і безпосередньо в польових умовах. Це дозволяє використовувати його для моделювання взаємодії ґрунтообробних знарядь з ґрунтом, або модельним середовищем.

Список літератури

1. Панченко А.Н., Волик Б.А. Аналитические исследования крошения почвы с привлечением цифровой имитационной модели // Механізація сільськогосподарського виробництва / Збірник наукових праць Національного аграрного університету. Том IV. Київ, 1998. – С.328-330.
2. Панченко А.Н. Теория измельчения почв почвообрабатывающими орудиями / Днепропетр. гос. агр. ун-т.- Днепропетровск, 1999. – 140с.
3. Boerdijk A.H. Some remarks concerning close-packing of equal spheres. Philips Res. Repts., 7., 1952. - p. 303-313.
4. Hilbert D., Cohn- Vossen S. Anschauliche Geometrie., Berlin, 1932. p.46-51.

В работе рассмотрены принципы построения вероятностной модели крошения почвы почвообрабатывающими орудиями. На основе модельных исследований предложена новая методика оценки качества обработки почвы.

In work have been considered the principles of construction probability model of soil crumbling by cultivations tools. On the base of model investigations the new method quality estimation of soil cultivation was suggested.

Одержано 18.07.05

Доцільність поєднання в спільному потоці різних маршрутів відновлення зношених деталей як задача організаційно-технологічної сумісності процесів

Викладено результати обґрунтування доцільності поєднання у спільному потоці процесів відновлення гільз циліндрів двигунів SOFIM за різними технологічними маршрутами на підставі розрахунку показників організаційно-технологічної сумісності.

гільза циліндрів, відновлення, технологічний процес, маршрути, організаційно-технологічна сумісність

Нерівномірність деталей, різні умови й термін експлуатації є причиною розмаїття їх приремонтного технічного стану. З метою забезпечення ефективності ремонтного виробництва урахування технічного стану зношених деталей передбачає різні технологічні маршрути їх відновлення. Переважно різні маршрути відновлення реалізують на одній технологічній дільниці. Однак чітка системи показників для кількісної оцінки доцільності поєднання в спільному потоці різних технологічних маршрутів відновлення зношених деталей відсутня.

Чинна методика обґрунтування маршрутів відновлення передбачає виявлення стійких поєднань дефектів, кореляції між значеннями зносу окремих поверхонь, а проектний розрахунок технологічних дільниць (ТД) відновлення базується на визначенні трудомісткості робіт та, за можливістю, рівномірному їх розподілі, однак без належного урахування структурних особливостей процесу [2; 7; 12], а саме без урахування неподільності його елементарних складових (операційні зв'язки), обмежень на черговість (міжопераційні зв'язки) та місця їх виконання (орієнтувальні зв'язки).

Глибший аналіз структури ремонтно-відновних процесів був застосований під час досліджень ремонтної технологічності зношених деталей на підставі результатів побудови невпорядкованих моделей процесів їх відновлення [10; 11].

Структурний розгляд технологічного процесу відновлення [3; 13] з урахуванням специфічних, порівняно з процесами розбирання–складання, особливостей (значно менший відсоток основного часу в структурі норми часу операції; потреба в переналагодженні обладнання, а тому й залежність оперативного часу від черговості виконання операцій; необхідність обробки та переміщення деталей не поодиночці, а гуртами визначених обсягів V ; використання складного ремонтно-технологічного обладнання) уможливив виявлення залежностей параметрів і показників ефективності процесу відновлення від такту τ та обсягу партії V одночасно відновлюваних деталей, а також оптимізацію обсягу такої партії V [6].

Можливість і доцільність поєднання в спільному потоці ремонту різних об'єктів визначається властивістю організаційно-технологічної сумісності [5]. Для кількісної оцінки цієї властивості запропонована система показників [4]. Однак дослідження організаційно-технологічної сумісності стосувались переважно процесів розбирання–складання, а для процесів відновлення зношених деталей широкої номенклатури, а також для процесів відновлення однойменних деталей різного технічного стану не проводились.

Оскільки різні технологічні маршрути відновлення деталей однієї номенклатури, але різного технічного стану, передбачають зміну переліку операцій та неоднакову черговість та, іноді, тривалість їх виконання, то різною буде й структура технологічних

процесів відновлення. Показники ефективності технологічного процесу відновлення в спільному потоці деталей за різними технологічними маршрутами в умовах технологічної дільниці з визначеною виробничою структурою (кількістю обладнання та взаємним розташуванням окремих одиниць обладнання) залежатимуть не лише від загальної річної програми відновлення, але й від співвідношення деталей різного технічного стану в загальній річній програмі відновлення. Тому обґрунтування доцільності поєднання різних технологічних маршрутів відновлення у спільному потоці можна розглядати як задачу організаційно-технологічної сумісності процесів.

Завданнями досліджень було:

- вивчити структурні особливості технологічних процесів відновлення гільз циліндрів двигунів *SOFIM* за різними технологічними маршрутами залежно від їх приремонтного технічного стану;
- обґрунтувати виробничі структури технологічних дільниць відновлення в спільному потоці гільз циліндрів двигунів *SOFIM* різного технічного стану;
- розрахувати показники організаційно-технологічної сумісності процесів відновлення в спільному потоці гільз циліндрів різного технічного стану за різними технологічними маршрутами.

Методологічною підставою досліджень є моделювання технологічних процесів відновлення з використанням основних положень теорії графів [1] і розкладів [14; 15].

Метою першого етапу досліджень був аналіз та формалізація конструкції об'єкта ремонту. Для цього використали модель у вигляді зваженого орієнтованого графа G_K (X_K, Y_K), множина вершин якого X_K символізує елементарні поверхні деталі або їх гурти, а множина ребер Y_K вказує на характер зв'язків між ними.

Елементарною поверхнею деталі вважали ту її частину, яка описується одним рівнянням (площина, циліндр, конус) і характеризується постійним комплектом власних параметрів (точність, матеріал, твердість, шорсткість, покриття тощо). Усі елементарні поверхні в моделі конструкції розміщено на 3-х рівнях. Поверхні першого рівня за заданим напрямом обходу (проти годинникової стрілки) визначають зовнішній контур деталі, поверхні другого рівня обробляються під час виготовлення гільзи після обробки поверхонь першого рівня, а поверхні третього рівня – після обробки поверхонь другого. Використано також одну уявну поверхню – вісь симетрії деталі.

Поверхні першого рівня з'єднані між собою формоутворювальними дугами. Для опису розмірів деталі використано розмірні дуги, які встановлюються між двома елементарними поверхнями в тому разі, коли на ремонтному кресленні вони з'єднані розміром, що змінюється, визначається чи контролюється в технологічному процесі відновлення гільзи. З метою опису вимог до точності взаємного розташування поверхонь (биття, паралельність, перпендикулярність тощо) використано ребра в напрямі від бази до поверхні, точність якої регламентується.

Виявлено також поверхні – носії дефектів і характер цих дефектів. Особливістю приремонтного технічного стану гільз циліндрів двигунів є відсутність кавітаційного зносу зовнішньої поверхні, оскільки ці гільзи “сухі”.

Аналіз конструктивно-технологічного базису процесу відновлення гільзи завершено побудовою конструктивно-технологічної моделі деталі – зваженого орієнтованого графа G_{KT} (X_{KT}, Y_{KT}), множина вершин якого X_{KT} символізує технологічні поверхні деталі або їх гурти, а множина ребер Y_K вказує на характер зв'язків між ними.

Технологічні поверхні – це елементарні поверхні або їх гурти, комплект власних параметрів яких визначається певним технологічним впливом. На першому рівні конструктивно-технологічної моделі розміщено поверхні – носії дефектів, а на наступних рівнях – поверхні з зміненим комплектом власних параметрів (розмірами, твердістю, шорсткістю тощо) після виконання чергових технологічних впливів. Вертикальні зв'язки між технологічними поверхнями різних рівнів відповідають розмірним опера-

ційним зв'язкам. Горизонтальні зв'язки покликані відтворити відношення базування поверхонь в процесі відновлення. Конструктивно-технологічні моделі побудовано для трьох різних технічних станів гільз циліндрів, що розглядались.

За результатами нормування операцій і з урахуванням конструктивно-технологічної моделі гільзи циліндрів побудовано невпорядковані моделі технологічних процесів її відновлення для кожного з технологічних маршрутів у вигляді зваженого орієнтованого графа $G_{ТП}$ ($X_{ТП}$, $Y_{ТП}$), множина вершин якого $X_{ТП}$ символізує елементарні технологічні операції, а множина ребер $Y_{ТП}$ вказує на характер зв'язків між ними. Стосовно технологічного процесу відновлення елементарна технологічна операція – це технологічно неподільна його складова, після завершення виконання якої визначається комплект власних параметрів елементарної поверхні чи гурту елементарних поверхонь.

Побудовано також комплексні невпорядковані моделі для різних варіантів поєднання в спільному потоці технологічних маршрутів відновлення гільз циліндрів.

Впорядкування технологічних процесів здійснено методом адресації, коли для заданої виробничої структури (визначеного кількісного та якісного складу ремонтно-технологічного обладнання) будували оптимальний розклад виконання операцій. Розглянуто прямоточні технологічні відміни процесів, оскільки розміри деталі унеможливають одночасну працю декількох робітників над одним об'єктом ремонту. Процес побудови розкладів є складним та багатоетапним [3].

Перш за все задавали елементарну виробничу структуру (кількість обладнання кожного типу $K_r = 1$ од.) та формували для неї початковий розклад виконання операцій відновлення гільзи відповідно до невпорядкованої моделі процесу. Цей розклад виконання елементарних технологічних операцій відтворює часову ситуацію для випадку, коли обсяг партії гільз $V \rightarrow \infty$, кількість партій $f = 1$, а потреба в переналагодженні обладнання та транспортуванні деталей не врахована. Одночасно формували також розклад праці робітників і визначали їх кількість u (спочатку $u = 1$ чол.). Тривалість процесу відновлення в такому разі визначала теоретичну мінімальну тривалість такту τ_{min} .

Далі для кожного з типів обладнання задавали матрицю тривалостей переналагоджень M_R , яка в найбільш загальному випадку є несиметрична відносно головної діагоналі. Наступний крок – варіантна оптимізація: пошук для кожного типу обладнання такої черговості виконання операцій, яка мінімізує їх сумарну тривалість з урахуванням тривалості переналагоджень.

Задавшись взаємним розташуванням обладнання дільниці, побудували матрицю тривалостей транспортування гільз M_{TP} та корегували розклад виконання операцій обладнанням і розклад праці робітників з урахуванням M_R і M_{TP} . Такий розклад відтворює часову ситуацію для випадку, коли обсяг партії гільз $V = 1$, а тривалість процесу відновлення в такому разі визначатиме характерне значення такту τ_x .

За результатами формування розкладів для різних значень обсягу партії V розраховували такт τ процесу, параметри (кількість партій f , кількість робітників u), а також показники його ефективності – тривалість $T_{Т.П.}$, коефіцієнти використання фондів часу робітників η_u і обладнання η_R , приведені технологічні витрати на ремонт Z .

Наступним кроком проектування була оптимізація обсягу партії деталей V . Оскільки виробнича структура на цьому етапі незмінна, то й приведені технологічні витрати Z розглянуто як суму постійної Z_C та змінної Z_V складових, а за критерій оптимізації взято $Z_V \rightarrow \min$.

Далі змінювали той параметр виробничої структури, який регламентує продуктивність дільниці (збільшували кількість партій f , чисельність робітників u , кількість одного з типів обладнання K_R) та повертались до формування початкового розкладу виконання операцій.

Порівнявши для певного значення загальної річної програми W_k (і відповідного значення такту τ_k) річні приведені технологічні витрати на відновлення у спільному

потоці гільз за i -м та j -м технологічними маршрутами Z_k з витратами на відновлення гільз за кожним технологічним маршрутом на окремій дільниці ($Z_i + Z_j$), для різних співвідношень W_i і W_j (таких, що $W_i + W_j = W_k$) можна отримати наступні результати:

1) коли $(Z_i + Z_j) > Z_k$, тоді відновлювати гільзи різного технічного стану доцільно в спільному потоці та має місце *організаційно-технологічна сумісність маршрутів (ОТС)*;

2) коли $(Z_i + Z_j) < Z_k$, тоді відновлювати гільзи різного технічного стану доцільно на окремих технологічних дільницях і має місце *організаційно-технологічна несумісність маршрутів (ОТН)*;

3) коли $(Z_i + Z_j) = Z_k$, тоді має місце *часткова організаційно-технологічна сумісність маршрутів*.

Співвідношення часткових програм ремонту W_i і W_j (або частотей $p_i = W_i / W_k$ та $p_j = W_j / W_k$), для яких дотримується нерівність $(Z_i + Z_j) > Z_k$, визначають зони *організаційно-технологічної сумісності*; ті співвідношення часткових програм ремонту W_i і W_j , для яких $(Z_i + Z_j) < Z_k$, визначають зони *організаційно-технологічної несумісності*; а ті співвідношення часткових програм ремонту W_i і W_j , для яких $(Z_i + Z_j) = Z_k$, визначають зони *часткової організаційно-технологічної сумісності маршрутів*.

Розглянуто технологічний процес відновлення гільз циліндрів двигунів SOFIM автомобілів IVECO-КрАЗ за трьома різними технологічними маршрутами:

I – індукційна відцентрова наплавка самофлюсуючим порошком ПГ-ХН80СРЗ [6] з наступною термічною (відпуск при температурі 550 °С) та механічною обробкою до номінальних розмірів (особливістю механічної обробки є застосування після розточування плосковершинного хонінгування [5], що скорочує тривалість припирцювання, забезпечує краще утримання масла та меншу його витрату, високу компресію та збільшує ресурс гільзи); відновлення посадочного пояса електроконтактним приварюванням стрічки з наступною механічною обробкою до номінальних розмірів;

II – відновлення зеркала гільзи до ремонтного розміру з наступним плосковершинним хонінгуванням та посадочного пояса електроконтактним приварюванням стрічки з наступною механічною обробкою до номінальних розмірів;

III – відновлення зеркала гільзи розточуванням до ремонтного розміру з наступним плосковершинним хонінгуванням.

Відповідно до запропонованої технології відновлення гільз обрано й необхідне ремонтно-технологічне обладнання, а саме: верстати хонінгувальний 3833М (r_1), горизонтально-розточний (r_2), токарно-гвинторізний 16К20П (r_5), плоскошліфувальний 3Г71 (r_7), установку для відцентрової індукційної наплавки (r_6), електропіч СШО-04 04/7 (r_3), пристрій для електроконтактного приварювання стрічки 011-1-02 НПС (r_4), ножиці гільйотинні (r_8).

Результати формування розкладів виконання операцій робітниками та кожною окремою одиницею обладнання, а також результати оптимізації обсягу партії деталей для різних значень такту τ дали можливість сформувати ряд ТД для відновлення в спільному потоці гільз циліндрів різного технічного стану (табл. 1). Виробнича структура, максимальна ($Q_{\max} = 4098$ од.) та оптимальна ($Q_{\text{opt}} = 3680$ од.) продуктивності ТД відновлення в спільному потоці гільз циліндрів за I та II технологічними маршрутами співпадають з виробничою структурою, а також максимальною та оптимальною продуктивностями ТД відновлення в спільному потоці гільз циліндрів за I та III технологічними маршрутами. Виробнича структура ТД відновлення в спільному потоці гільз циліндрів за II та III технологічними маршрутами є простішою, а максимальна продуктивність – набагато вищою та співпадає з оптимальною ($Q_{\max} = Q_{\text{opt}} = 3680$ од.). З метою забезпечення ефективності процесів відновлення залежно від необхідної продуктивності слід змінювати кількість робітників u , фронт ремонту f (кількість партій деталей) та обсяг партії V . Зменшення програми відновлення вимагає зменшення

кількості робітників u та фронту ремонту f . Слід відзначити, що для більших значень u і f характерними є менші оптимальні обсяги партії V_{opt} .

Таблиця 1 – Технологічні дільниці відновлення в спільному потоці гільз циліндрів різного технічного стану

Марш- рути	Такт τ_k , с	Продук- тивність Q_p , од.	Кількість обладнання, од.								f , од.	u , чол.	V_{opt} , шт.
			K_{r1}	K_{r2}	K_{r3}	K_{r4}	K_{r5}	K_{r6}	K_{r7}	K_{r8}			
I + II	4230	1623									1	1	18
	3509	1956	1	1	1	1	1	1	1	1	2	1	10
	1931	3550									2	2	11
	1862	3680									3	2	11
	1672	4098									4	4	4
I + III	4230	1623									1	1	18
	3509	1956	1	1	1	1	1	1	1	1	2	1	10
	1931	3550									2	2	11
	1862	3680									3	2	11
	1672	4098									4	4	4
II + III	1852	3701									1	1	22
	1372	4990									2	2	11
	1241	5513									3	2	11
	1058	6465	1	1	0	1	1	0	1	1	2	2	20
	821	8319									4	3	12
	761	8968									3	3	21
	621	10972									4	4	22
	507	13427									5	5	21
	471	14425									6	5	21

Як бачимо (рис.1), поєднання в спільному потоці відновлення гільз циліндрів за I і III технологічними маршрутами характеризується практично повною організаційно-технологічною сумісністю. Зона несумісності має місце при мінімальних тактах роботи ТД, коли частка гільз циліндрів, що відновлюються за III технологічним маршрутом у загальній програмі ремонту перевищує 0,5.

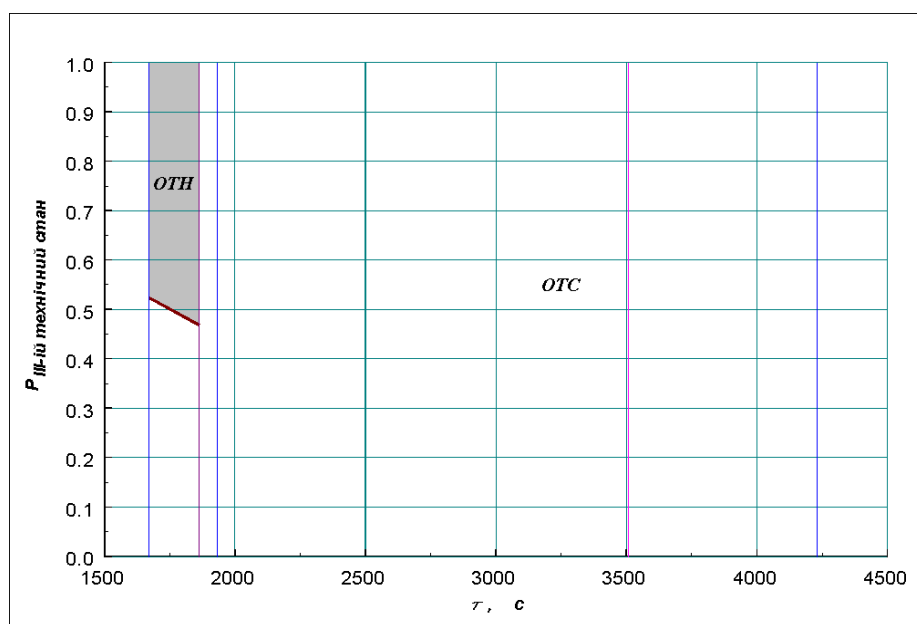
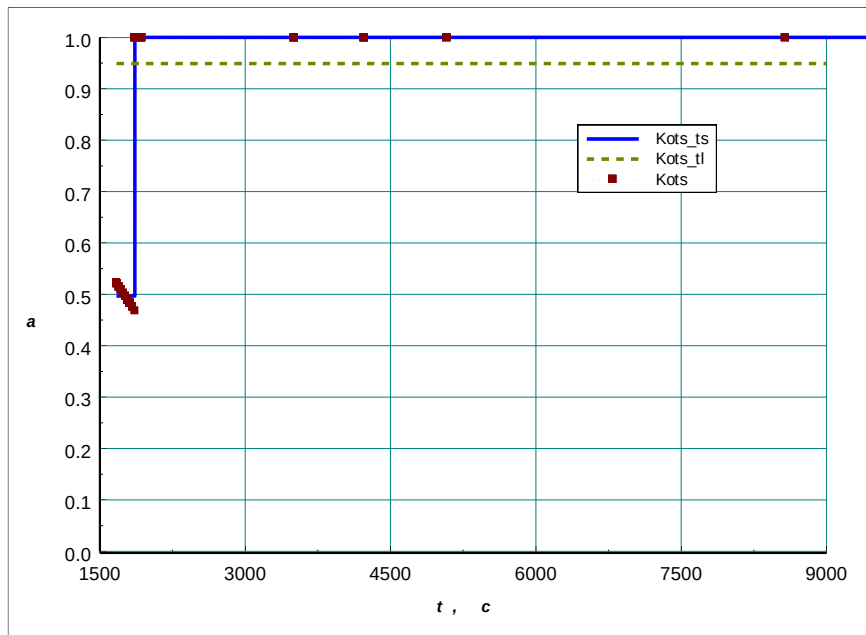


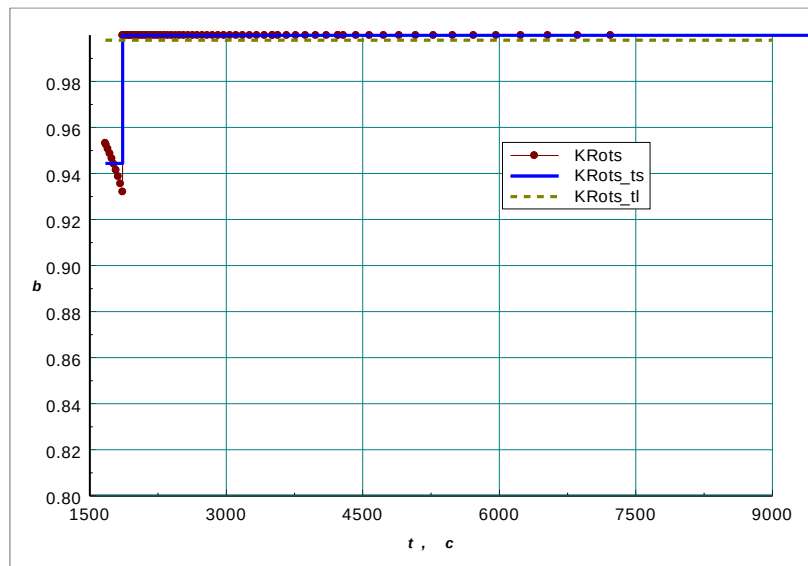
Рисунок 1 – Зони організаційно-технологічної сумісності (ОТС) та несумісності (ОТН) для різних тактів відновлення в спільному потоці гільз циліндрів за I-м та III-м технічними маршрутами в умовах технологічної дільниці з елементарною виробничою структурою

Коефіцієнт ОТС α_t характеризує ймовірність виникнення такого співвідношення часткових програм відновлення за різними технологічними маршрутами, яке лежатиме в зоні ОТС (за умови, що будь-які співвідношення часткових програм рівноймовірні). Залежність коефіцієнта ОТС α_t від такту (рис. 2, а) – це перервна функція, яка на інтервалах неперервності задається прямими змінного нахилу, причому в межах однієї технологічної відміни процесу ($f = \text{const}$, $u = \text{const}$) кут нахилу прямої є постійним. Отже, в межах інтервалу тактів однієї технологічної відміни процесу значення α_t або залишаються незмінними (коли $\alpha_t = 1$ або $\alpha_t = 0$), або ж лінійно зменшуються.

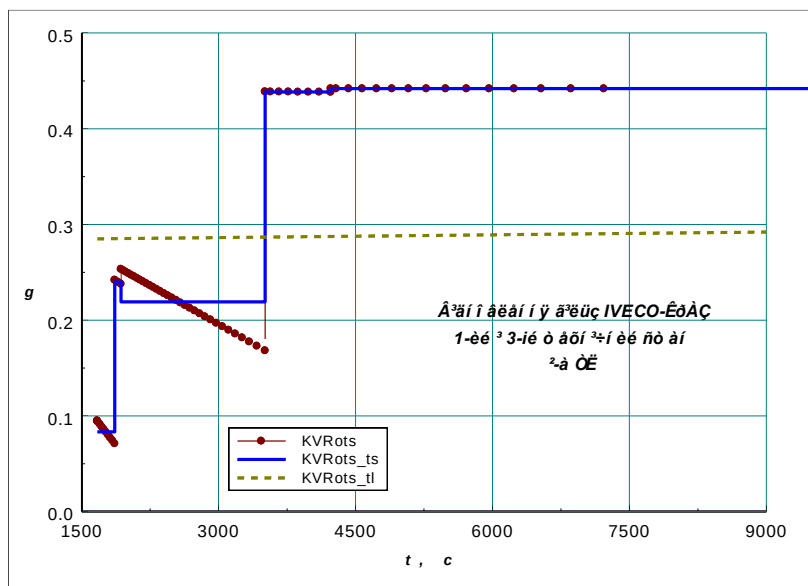
Коефіцієнт рівня ОТС β_t характеризує ймовірність отримання економії річних приведених технологічних витрат впродовж достатньо значного часу T від об'єднання в спільному потоці різних маршрутів відновлення деталей (за умови, що будь-які співвідношення часткових програм рівноймовірні). Залежність коефіцієнта рівня ОТС β_t від такту (рис. 2, б) – це перервна функція, яка на інтервалах неперервності задається прямими змінного нахилу, однак навіть у межах однієї технологічної відміни процесу кут нахилу прямої не є постійним – це кусково-лінійна функція. Отже, в межах інтервалу тактів однієї технологічної відміни процесу значення β_t або залишаються незмінними (коли $\beta_t = 1$ або $\beta_t = 0$), або ж лінійно зменшуються.

Коефіцієнт відносного рівня ОТС γ_t показує на скільки суттєвою відносно значення річних приведених технологічних витрат Z_k буде отримана економія від об'єднання в спільному потоці різних маршрутів відновлення деталей за умови, що будь-які співвідношення часткових програм в загальній річній програмі ремонту W_k – це рівномірно розподілені випадкові величини, які лежать виключно в межах зон організаційно-технологічної сумісності.





б



в

a – коефіцієнта ОТС; b – коефіцієнта рівня ОТС; $в$ – коефіцієнта відносного рівня ОТС.

Рисунок 2 – Залежність від такту показників ОТС процесів відновлення в спільному потоці гільз циліндрів за I і III технологічними маршрутами на ТД з елементарною виробничою структурою

Залежність коефіцієнта відносного рівня ОТС γ_t від такту (рис. 2, в) – це перерв-на функція, яка на інтервалах неперервності задається прямими змінного нахилу, однак навіть у межах однієї технологічної відміни процесу кут нахилу прямої не є постій-ним – це кусково-лінійна функція. Отже, в межах інтервалу тактів однієї технологічної відміни процесу значення γ_t або залишаються незмінними (коли $\gamma_t = 0$), або ж лінійно зменшуються. Для будь-якого значення такту τ_k має місце нерівність $\gamma_t \leq \beta_t \leq \alpha_t$.

Відповідно (рис. 2), якщо для окремого такту τ_k має місце лише зона ОТС, то коефіцієнти ОТС α_t та рівня ОТС β_t рівні одиниці, а коефіцієнт відносного рівня ОТС $0 < \gamma_t$. Якщо ж для окремого такту τ_k має місце лише зона ОТН, то $\alpha_t = 0$, $\beta_t = 0$ і $\gamma_t = 0$.

Оскільки зони часткової ОТС відсутні, то для всіх τ_k маємо $\mu_t = 0$. Якщо для ок-ремого такту τ_k виділено як зони ОТС, так і зони ОТН, то $0 < \alpha_t < 1$, $0 < \beta_t < 1$ і $0 < \gamma_t < 1$.

Результати розрахунку показників ОТС сумісності процесів відновлення в спіль-ному потоці гільз циліндрів за різними технологічними маршрутами для різних відмін

процесу на гнучких ТД з елементарною виробничою структурою, за додаткової умови, що будь-які значення програми ремонту W_k рівноймовірні, подані в таблиці 2.

Як бачимо (табл. 2), показники організаційно-технологічної сумісності змінюватимуться залежно від того, яка технологічна відміна процесу буде застосована. Наприклад, найвища організаційно-технологічна сумісність процесів відновлення в спільному потоці гільз циліндрів різних технічних станів на ТД буде досягнута за умови мінімальної продуктивності, а найнижча організаційно-технологічна сумісність – навпаки, за умови роботи ТД з максимальною продуктивністю. Абсолютна організаційно-технологічна сумісність має місце для процесів відновлення в спільному потоці гільз циліндрів за I і II технологічними маршрутами, дещо нижча – для процесів відновлення в спільному потоці гільз циліндрів за I і III, а найнижча – для процесів відновлення в спільному потоці гільз циліндрів за II і III технологічними маршрутами. Отримані значення показників ОТС вказують на доцільність відновлення в спільному потоці гільз циліндрів двигунів *SOFIM* різного технічного стану.

Таблиця 2 – Показники організаційно-технологічної сумісності відновлення в спільному потоці гільз циліндрів різного технічного стану для технологічних діляниць

Маршрути	Такт τ_k , с	Продуктивність Q_p , од.	f , од.	u , чол.	$V_{ор}$, шт.	$\alpha_{ТВ}$	$\beta_{ТВ}$	$\gamma_{ТВ}$	$\alpha_{ТД}$	$\beta_{ТД}$	$\gamma_{ТД}$
I + II	4230	1623	1	1	18	1,0	1,0	0,7135	1,0	1,0	0,532
	3509	1956	2	1	10	1,0	1,0	0,7094			
	1931	3550	2	2	11	1,0	1,0	0,4392			
	1862	3680	3	2	11	1,0	1,0	0,4572			
	1672	4098	4	4	4	1,0	1,0	0,2726			
I + III	4230	1623	1	1	18	1,0	1,0	0,4419	0,949	0,998	0,295
	3509	1956	2	1	10	1,0	1,0	0,4385			
	1931	3550	2	2	11	1,0	1,0	0,2192			
	1862	3680	3	2	11	1,0	1,0	0,2399			
	1672	4098	4	4	4	0,497	0,944	0,0834			
II + III	1852	3701	1	1	22	1,0	1,0	0,6193	0,657	0,773	0,182
	1372	4990	2	2	11	1,0	1,0	0,2598			
	1241	5513	3	2	11	1,0	1,0	0,2780			
	1058	6465	2	2	20	1,0	1,0	0,2892			
	821	8319	4	3	12	0,497	0,823	0,1025			
	761	8968	3	3	21	0,601	0,855	0,1359			
	621	10972	4	4	22	0,349	0,427	0,0565			
	507	13427	5	5	21	0,262	0,270	0,0425			
	471	14425	6	5	21	0,356	0,442	0,0635			

На підставі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Доцільність об'єднання в спільному потоці різних технологічних маршрутів відновлення зношених деталей залежить не лише від подібності маршрутів за переліком операцій й тривалістю їх виконання, але й від співвідношення деталей, що відновлюються за різними маршрутами, в загальній програмі відновлення. 2. Доцільність об'єднання в спільному потоці різних технологічних маршрутів відновлення зношених деталей не є постійною, а залежить від загальної програми відновлення – зі зростанням програми сумісність зменшується. 3. Проведені дослідження підтвердили можливість використання основних положень теорії організаційно-технологічної сумісності для розв'язання задач об'єднання різних технологічних маршрутів відновлення зношених деталей у спільному потоці.

Список літератури

- 1 Зыков А.А. Основы теории графов. – М.: Наука, 1987. – 384 с.
- 2 Какуевичкий В.А. Восстановление деталей автомобилей на специализированных авторемонтных предприятиях. – М.: Транспорт, 1988. – 149 с.
- 3 Кузьмінський Р. Про можливість використання алгоритму “наповнення контейнерів” для моделювання технологічних процесів відновлення // Вісник Львів. держ. агр. ун-ту: Агроінженерні дослідження – Львів, 1998. – №2. – С. 25–28.
- 4 Кузьмінський Р.Д. Система показників організаційно-технологічної сумісності процесів ремонту// Надійність і ремонт машин у сільському господарстві: Зб. наук. пр.– Львів: Львів. держ. с.-г. ін-т, 1992. – С.29-40.
- 5 Кузьмінський Р.Д. Результати розрахунку областей та коефіцієнтів організаційно-технологічної сумісності для технологічних ліній // Надійність і ремонт машин у сільському господарстві: Зб. наук. пр.– Львів: Львів. держ. с.-г. ін-т, 1993. – С.27-39.
- 6 Кузьмінський Р., Тимняк Б. Параметри та показники ефективності технологічного процесу відновлення гільз циліндрів двигунів SOFIM індукційною наплавкою // Вісник Львів. держ. агр. ун-ту: Агроінженерні дослідження. – Львів, 2003. – № 7. – С. 206–215.
- 7 Масино М.А. Организация восстановления автомобильных деталей. – М.: Транспорт, 1981.– 176 с.
- 8 Некрасов С.В., Колокатов А.М. Восстановление гильз цилиндров плосковершинным хонинго-ванием // Техника в сельском хозяйстве. – 1984. – №10. – С.50 – 52.
- 9 Некрасов С.В., Илямов Х.М. Восстановление гильз цилиндров ДВС (на примере ЗМЗ-53) центро-бежным армированием порошковым сплавом // Сварочное производство. – 1985. - №1. – С. 10.
- 10 Олісевич М.С. Структурне моделювання відновного технологічного процесу // Механізовані процеси сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. Праць. – Львів: Львів. держ. с.-г. ін-т, 1996. – С.41–46.
- 11 Олісевич М.С. Моделі ремонтної технологічності колінчастих валів двигунів ЗМЗ-53 // Машино-знавство. – 1998. - №2. – С.33–37.
- 12 Пилипенко Н.С., Полиский А.Я. Проектирование технологических процессов восстановления деталей. – М.: МИИСП, 1978. – 56 с.
- 13 Семкович А.Д., Янких В.В., Сидорчук А.В., Кузьминский Р.Д. Алгоритм структурного моделирования восстановительного процесса: Тез. доклад. на Всесоюз. науч.-практ. конф. по восстановлению деталей машин, Рига, 2-5 декабря 1987г. – М.: АгроНИИТЭИТО, 1987.- С.12.
- 14 Танаев В.С., Гордон В.С., Шафранский Я.М. Теория расписаний. Одностадийные системы. – М.: Наука, 1984. – 384 с.
- 15 Танаев В.С., Сотсков Ю.Н., Струевич В.А. Теория расписаний. Многостадийные системы. – М.: Наука, 1989. – 328 с.

The results of the feasibility-study of the union of the different route of manufacturing processes of the restoring of dry cylinder sleeves of the engines SOFIM on single flexibility bay are given.

Изложены результаты обоснования целесообразности объединения в общем потоке процессов восстановления гильз цилиндров двигателей SOFIM за различными технологическими маршрутами на основании расчета показателей организационно-технологической совместимости.

Одержано 14.09.05

В.П. Алексеев, Т.Н. Замота, кандидаты технических наук, М.А. Домбровский, асп.
Луганский национальный аграрный университет

Влияние силы тока на показатели процесса эхмп(д) цилиндро-поршневой группы при перекосе поршня

Установлены закономерности изменения износа и прилегаемости поршневых колец, площади пятна контакта поршня, и времени стабилизации момента трения трущихся сопряжений ЦПГ в зависимости от силы тока при двукратном перекосе поршня в гильзе.

электрохимико-механическая приработка, поршень, макрогеометрия, гильза

Низкий межремонтный ресурс двигателей в определенной степени связан с пониженной точностью деталей, поступающих на сборку, в том числе их макрогеометрической точностью [1,2,3].

Одним из путей преодоления этой трудности является использование электрохимико-механической приработки (доводки) (ЭХМП(Д)) сопряженных деталей [4,5,6].

В предыдущих исследованиях было показано, что ЭХМП(Д) гарантировано обеспечивает приработку ЦПГ с двукратным перекосом поршня в гильзе за 3...4 минуты при значительных величинах тока (70 и 150 А) [7,8]. Однако представляет определенный интерес подробнее изучить влияние силы тока на течение процесса ЭХМП(Д).

Целью данной работы является установление закономерностей изменения износа и прилегаемости поршневых колец, площади пятна контакта поршня и времени стабилизации момента трения трущихся сопряжений в зависимости от силы тока.

Для опытов использовалась одноцилиндровая установка рядного двигателя СМД.

Опыты проводились по известной методике [8] при двукратном перекосе поршня в гильзе. Сила тока задавалась 30, 50, 70, 90, 110 А. Использовался электролит, содержащий в своем составе водный раствор 15% Na_2CO_3 и 5% Na_3PO_4 и глицерин в соотношении 1: 5,25 [5]. Длительность опытов составляла 10 минут. Повторность опытов трехкратная.

Начальная частота вращения коленвала составляла 170 мин^{-1} в соответствии с известной методикой [8].

Для опытов подбирались поршневые кольца с начальным углом неприлегаемости $\alpha = 15...35^\circ$ и радиальным зазором $\delta = 5...16 \text{ мкм}$.

Результаты исследований представлены на рис.1 и рис.2.

Повышение силы тока до значения $I=70 \text{ А}$ вызывало монотонное увеличение износа хромированных колец, а далее износ практически не изменялся и составлял 26...27 мг. Износ же нехромированных поршневых колец нарастал со значительно меньшей интенсивностью при значениях силы тока до 90 А, что, по-видимому связано с конусной наружной боковой поверхностью чугуновых колец и особенностями смазки: достижение гидродинамической смазки затрудняется в ниже расположенных кольцах по сравнению с верхними.

Изменение частоты вращения коленвала и площади пятна контакта на поршне представлено в таблице 1.

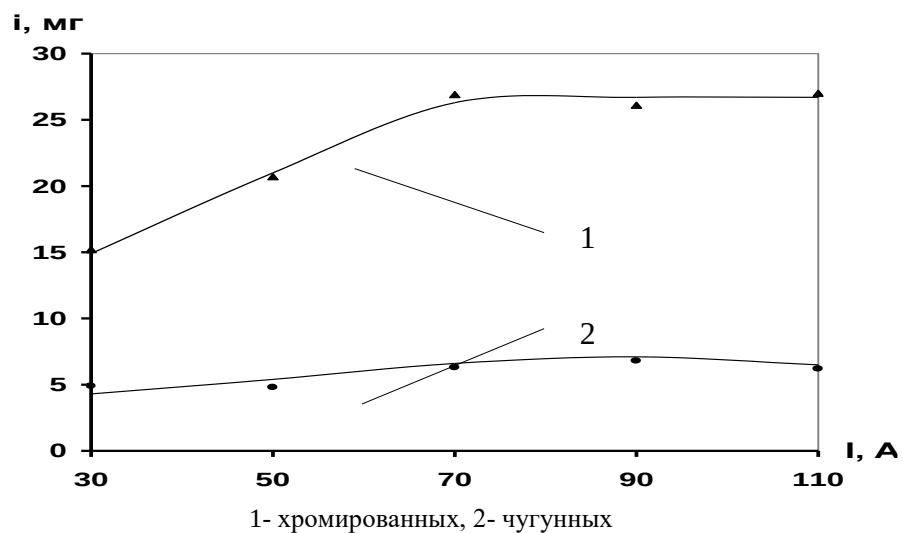


Рисунок 1 – Износ поршневых колец в зависимости от силы тока

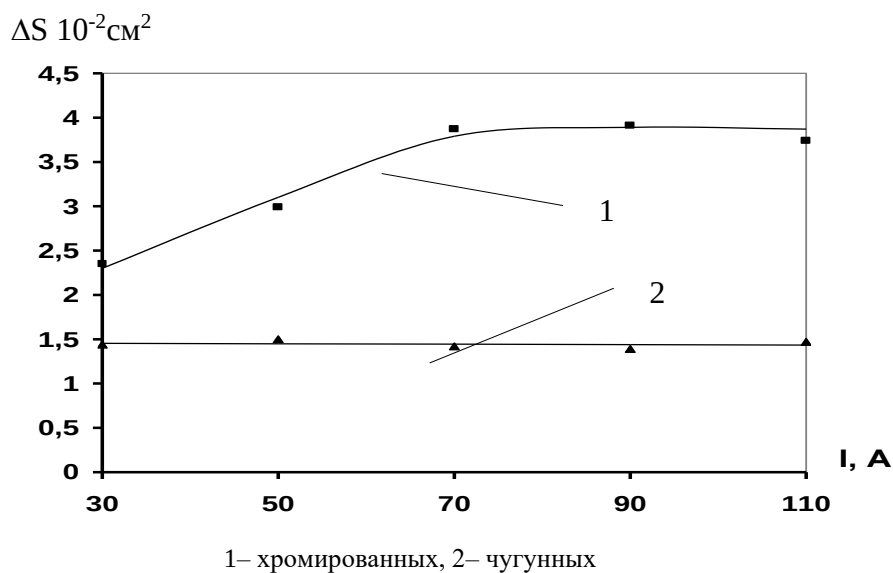


Рисунок 2 – Изменение площади просвета неприлегкости поршневых колец

Таблица1– Изменение частоты вращения коленвала, времени стабилизации и площади пятна контакта на поршне в зависимости от силы тока

Контролируемые параметры	Сила тока I, А				
	30	50	70	90	110
Начальная частота вращения коленвала, мин ⁻¹	170	170	170	170	170
Частота вращения, устанавливающаяся в процессе опыта, мин ⁻¹	200	210	210	210	210
Время стабилизации частоты вращения, мин	–	7...8	3...4	3...4	3...4
Частота вращения для ЦПГ без перекося, мин ⁻¹	210				
Площадь пятна контакта на поршне, S мм ²	1080	1235	1224	1227	1240

При минимальной силе тока в 30 А не удалось завершить макроприработку поршня за 10 минут опыта. С повышением силы тока до 50 А на достижение частоты вращения в 210 мин^{-1} ушло 7...8 минут. А при больших силах тока этот процесс занимает 3...4 минуты. Увеличение силы тока свыше 70 А не приводило к ускорению процесса. Площадь пятна контакта, образованная на поршне при силе тока 30 А составляла 1080 мм^2 . При повышении силы тока до 50 А она возрастала до $1224... 1240 \text{ мм}^2$, а дальнейшее повышение тока не оказывало значительного влияния на рост площади пятна контакта.

На основе проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Износ и уменьшение площади просвета верхнего хромированного компрессионного кольца возрастает с увеличением силы тока до 70 А. Дальнейшее увеличение силы тока не вызывает заметного изменения этих показателей приработки.

2. Приработка поршня с двойным перекосом в гильзе наиболее эффективно достигается при силе тока 50...70 А, причем при 70 А время приработки сокращается вдвое. Дальнейшее увеличение тока не вызывает интенсификацию процесса. При 50 А приработка осуществляется за 7...8 минут, при 70 А – за 3...4 минуты при примерно одинаковых площадях пятна контакта поршня.

Список литературы

- 1 Кациграс Г.А. Особенности сборки и приработки капитально отремонтированных двигателей. – М.: Росвузиздат, 1963. – 28 с.
- 2 Дюмин И.Е. Исследование влияния погрешностей сборки кривошипно-шатунного механизма на качество ремонта двигателей. Автореф. дисс. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. – М., 1961. – 16 с.
- 3 Таратута А.И., Сверчков А.А. Прогрессивные методы ремонта машин. – Минск.: Урожай, 1986. – 354 с.
- 4 А.с. №637764(СССР). Способ приработки деталей./ Алексеев В.П., Болдарь Л.Н., Михалев В.Д.
- 5 Петров Ю.Н., Алексеев В.П., Болдарь Л.Н. Совместная электрохимико-механическая доводка цилиндропоршневой группы двигателей. // Электронная обработка материалов. – 1982. – №3. – С.88-90.
- 6 Розробка технології прискореної обкатки тракторних двигунів з використанням ЕХМП основних з'єднань. /Звіт по НДР – Луганськ, 1996. – 66 с.
- 7 Алексеев В.П., Замота Т.Н., Домбровский М.А. Выбор состава электролита для совместной макроприработки пар трения поршень-гильза и поршневое кольцо-цилиндр. // Збірник наукових праць УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. Випуск №7(21). Дослідницьке, 2004. – С.213-218.
- 8 Алексеев В.П., Замота Т.Н., Домбровский М.А. Обоснование расширения допустимого перекоса поршня в гильзе при использовании ЭХМП(Д). // Збірник наукових праць ЛНАУ. Серія: технічні науки. – Луганськ: Вид-во ЛНАУ, 2005. – № 49(72).

Встановлені закономірності зміни зносу та прилеглості поршневих кілець, площі п'ятна контакту та стабілізації моменту тертя поверхонь ЦПГ що труться в залежності від сили струму при двократному перекосі поршня у гільзі.

Laws of change of deterioration and adjacent to piston rings, the area of a stain of contact of the piston, and time of stabilization of the moment of friction of rubbed interfaces CPG depending on force of a current are established at a double skew of the piston in a sleeve.

Получено 13.07.05

Вольвак С.Ф., к. т. н., Бахарев Д.Н., аспирант
Луганский национальный аграрный университет

Исследование условий отделения зерна от початка кукурузы

Проведены исследования механико-технологических свойств початков кукурузы. Доказана возможность применения подпружиненных обмолачивающих элементов. Определены рациональные режимы обмолота початков кукурузы.

кукуруза, зерно. Початок, обмолачивающее устройство, микрповреждения

Одно из ведущих мест среди зерновых культур занимает кукуруза, которая обладает рядом ценных качеств и широко используется в агропромышленном комплексе. Увеличение объемов производства зерна кукурузы является одной из перспективных задач сельского хозяйства.

На урожайность данной культуры существенное влияние оказывает качество посевного материала, в том числе и механические повреждения зерна при обмолоте [1]. Изучение механико-технологических свойств кукурузы и режимов отделения зерна от стержня позволяет определить рациональные режимы обмолота, при которых механические повреждения зерна минимальны [2]. Для этого была разработана экспериментальная установка (рис. 1), состоящая из корпуса, прижимного обмолачивающего устройства, крепления для початка кукурузы и привода. Прижимное обмолачивающее устройство представляет собой изогнутую стальную пластину со стальными шипами высотой 7 мм, стаканом и пружиной.



1 - пластина; 2 - шипы; 3 – стакан; 4 – пружина; 5 – корпус; 6 – крепление для початка; 7 – привод

Рисунок 1 - Экспериментальная установка для изучения условий отделения зерна от початка кукурузы

На данной установке проводился следующий эксперимент. Отбирались сто одинаковых по размерам початков кукурузы с фиксированной влажностью зерна 14%. Они поочередно устанавливались в крепление и посредством привода совершали 8 полных оборотов при постоянной частоте вращения 70 мин⁻¹. Совершая вращательное движение, початок входил в сужающийся клин между креплением и шипами прижимного обмолачивающего элемента, смещал его, сжимая пружину. Под действием

возрастающей жесткости пружины увеличивалась сила трения початка кукурузы о шипы, то есть возрастало сопротивление передвижению, что приводило к отделению зерна. Затем подсчитывалось число зерен. Опыты проводились в десятикратной повторности.

В эксперименте использовалось пять разных пружин, жесткость которых определялась на динамометре и составляла от 1,48 до 3,8 Н/мм, а ход - 7 ± 1 мм. Результаты эксперимента представлены в таблице 1.

Таблица 1 - Зависимость количества вымолоченного зерна от жесткости пружины

Номер опыта	Количество вымолоченного зерна, шт.				
	Жесткость пружины, Н/мм				
	1,48	2,05	3,2	3,4	3,8
1	62	53	78	84	43
2	22	56	43	77	82
3	24	67	42	82	87
4	46	61	71	78	87
5	50	71	50	79	86
6	31	71	59	70	100
7	57	75	65	84	41
8	24	78	79	58	56
9	51	67	78	78	60
10	58	71	76	70	78

Статистическая обработка данных проводилась на ПЭВМ с помощью программы SIGMA [3]. Результаты обработки представлены в таблице 2.

Таблица 2 - Расчет статистических характеристик вариационного ряда

Статистические характеристики	Жесткость пружины, Н/мм				
	1,48	2,05	3,20	3,40	3,80
Среднее группы, X_{cp}	42,50	61,00	60,10	76,00	72,00
Среднеквадратичное отклонение, σ	15,66	21,63	17,78	12,99	20,46
Коэффициент вариации, V	36,48	35,46	29,58	17,50	28,42
Ошибка средней, m (абсолютная)	4,95	6,25	5,82	4,11	6,47
Ошибка средней, m (относительная, %)	11,66	10,69	9,35	4,98	8,99

Известно, что опыт считается проведенным качественно, если относительная ошибка составляет не больше 5%. Следовательно, согласно таблице 2, для дальнейших исследований целесообразно использовать пружину с жесткостью 3,4 Н/мм.

Качество работы любой молотилки початков кукурузы оценивается не только количеством вымолоченного зерна, но и степенью его повреждений. Для этого нами были проведены исследования по определению макро- и микроповреждений обмолоченного в предыдущем эксперименте зерна. Повреждения выявлялись методом

просвечивания на диафаноскопе окрашенных гистологическим красителем (индигокармином) зерен [4]. Результаты проведенных исследований представлены в таблице 3.

Таблица 3 - Результаты по определению повреждений обмолоченного зерна

Виды повреждений	Жесткость пружины, Н/мм				
	1,48	2,05	3,2	3,4	3,8
Срыв оболочек в месте контакта, %	10	12	16	19	20
Трещины эндосперма, %	-	-	-	-	2
Травмы зародыша, %	-	-	-	-	2
Общее количество поврежденных зерен, %	10	12	16	19	24

Как видно из таблицы 3, повреждение зародыша начинается при жесткости пружины 3,8 Н/мм. Следовательно, при вышеперечисленных режимах обмолота дробление зерна, а также макро- и микроповреждения зародыша начинаются при преодолении сопротивления вращению початка, которое можно определить по формуле:

$$N = k \cdot L = 3,8 \cdot 7 = 26,6 \text{ Н},$$

где N – сопротивление вращению початка;

k – жесткость пружины, Н/мм;

L – ход пружины, мм.

Таким образом, максимальное отделение зерна от початка кукурузы при отсутствии дробления, а также макро- и микроповреждений зародыша происходит при использовании прижимного обмолочивающего элемента с жесткостью пружины 3,4 Н/мм, а дробление и повреждение зародыша начинаются при установке пружины с жесткостью 3,8 Н/мм, когда сопротивление вращению достигает 26,6 Н.

На основе проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Проведенные исследования механико-технологических свойств початков кукурузы позволили определить рациональные режимы обмолота, при которых происходит максимальное отделение зерна при минимальном его повреждении.
2. Полученные результаты будут использоваться нами в дальнейших исследованиях

Список литературы

- 1 Гречанюк А.М. О нормировании механических повреждений семян кукурузы в стандартах // Труды Всесоюзной научно-технической конференции молодых ученых.- Днепропетровск, 1985.– С.71-72.
- 2 Гуров И.Н. Механико-технологические основы обмолота кукурузы: Автореф. дис.... д-ра техн. наук: Новочерк. политех. ин-т.- Новочеркасск, 1965. – 37 с.
- 3 Пермигин М.Ф., Шаповалов В.И., Вольвак С.Ф. Статистическая обработка опытных данных.-Луганск: ЛГАУ, 1999.- 31 с.
- 4 Вавилов П.П., Гриценко В.В., Кузнецов В.С. Практикум по растениеводству.- М.: Колос, 1983.- 325 с.

Проведені дослідження механіко-технологічних властивостей качанів кукурудзи. Доведена можливість застосування підпружинених обмолочувальних елементів. Визначені раціональні режими обмолоту качанів кукурудзи.

The researches of mechanic and technological corn-cobs features have been done. The possibility of sprained threshing elements application has been proved. Rational modes of corn-cobs threshing have been determined.

Получено 15.08.05

С.М. Коваль, академік АІНУ, канд. техн. наук, В.В. Горбатов, інж.

Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого (УкрНДІПВТ ім. Л.Погорілого)

Д.Г.Войтюк, чл.-кор. УААН, проф., канд. техн. наук

Національний аграрний університет

Гідравлічний привод робочих органів машин для альтернативного способу обмолоту зернових культур

Розглянуто конструкцію гідравлічного приводу молотарки зернозбирального комбайну для забезпечення обмолоту зернових в полі та в стаціонарних умовах. Приведено варіанти конструкції приводу на основі аксіально-поршневих гідромашин

зернові культури, зерновий причіпний комбайн, стаціонарний обмолот, молотарка, гідравлічний привод, аксіально-плунжерні машини

Підвищення ефективності і конкурентоспроможності вітчизняного сільськогосподарського виробництва є однією з найбільш важливих проблем сьогодення в економіці. Вирішення завдань ускладнюється недостатньою кількістю машин в господарствах та неможливістю виконання сільськогосподарських робіт в агротехнічні строки. Сільгосппідприємства не мають можливості забезпечити потреби в необхідній техніці. Особливо ця проблема стосується збирання зернових культур, оскільки зниження об'ємів виробництва зернозбиральних комбайнів і фізичне старіння наявного парку машин в господарствах призвело до зменшення чисельності комбайнів, збільшення майже в 2 рази їх річного завантаження проти нормативних значень, продовження строку збирання зернових культур та збільшення втрат врожаю від осипання зерна. Парк зернозбиральних комбайнів в Україні на даний час складається в основному з комбайнів типу СК-5 А(М) "Нива", які майже всі відпрацювали термін експлуатації і потребують ремонту. Кількість комбайнів, які підлягають ремонту, становить близько 20 тисяч штук.

Недостатність зернозбиральної техніки прискорило розробку та впровадження альтернативних способів та нових технологій збирання зернових культур. в тому числі з використанням комбайнів з відпрацьованим ресурсом. Для збирання врожаю зернових в УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого розроблені жниварки для збирання методом обчисування колосків з наступним їх обмолотом молотаркою комбайна [1]. Застосування обчисуючих жниварок дає змогу використати комбайни, що відпрацювали свій ресурс, переобладнавши їх в причіпні комбайни з приводом робочих органів молотарки від двигуна трактора. В інституті розроблено також зразок причіпного зернозбирального комбайна з гідравлічним приводом робочих органів. Крім жниварки обчисуючого типу на цьому комбайні передбачено також використання серійної платформеної жниварки.

В інших запропонованих альтернативних способах збирання [2,3], на відміну від звичайного комбайнового, передбачається скошування всієї біологічної маси зернових культур, перевезення і обмолочування її в стаціонарних умовах. При цьому використовується набір машин та механізмів, в тому числі переобладнаних комбайнів, які відпрацювали свій ресурс і є в наявності в господарствах. Привод молотарок при

цьому, як правило, здійснюється за допомогою електродвигунів. Запропонована також технологія [4], при якій у полі зрізається колосова частина зернових культур в межах 1/3 висоти, скошена маса завантажується в транспортний засіб або збирається в рулони для доставки на стаціонарні пункти обмолоту чи на край поля для складання в скирти. Обов'язковою умовою для зрізання колосової частини при цьому є пряmostоячий хлібостій.

З наведених альтернативних способів найбільш ефективною є технологія з використанням жниварок обчисуючого типу, яка дозволяє виконувати обмолот врожаю як в полі (варіант причіпного комбайна) так і в стаціонарних умовах. При цьому збирається найбільш цінна частина врожаю – зерно і полови, майже в 2 рази підвищується продуктивність комбайна і на 30-40 % знижуються витрати палива. Жниварки обчисуючого типу збирають колосову частину врожаю та 15-20 % соломи, що значно зменшує потребу в технологічному транспорті для доставки врожаю на пункт стаціонарного обмолоту.

При виборі приводу молотарки причіпного зернозбирального комбайна був прийнятий варіант використання об'ємного гідравлічного приводу ГСТ-90, який складається з регулюемого аксіально-поршневого насоса НП-90 та аксіально-поршневого мотора МП-90 виробництва ВАТ «Гідросила», м. Кіровоград (таблиця 1, 2) [5].

Таблиця 1 - Номенклатура аксіально-поршневих насосів ВАТ «Гідросила»

Типороз-мір	Максимальний робочий об'єм, см ³	Частота обертання, с ⁻¹		Тиск на виході, МПа		Номінальна/максимальна потужність, кВт	Маса, кг
		номінальна	максимальна	номінальний	максимальний		
НП-33	33,3	25	59,8	22,5	35,7	18,7/42,6	45
НП-71	69,8	25	46,8	22,5	35,7	39,3/89,3	63
НП-90	89,0	25	43,2	26,5	35,7	63,3/114,2	78
НП-112	110,8	25	43,2	26,5	36,3	78,7/149,5	78

Таблиця 2 - Номенклатура аксіально-поршневих моторів ВАТ «Гідросила»

Типорозмір	Робочий об'єм, см ³	Частота обертання, с ⁻¹		Тиск, МПа		Номінальна/максимальна потужність, кВт	Маса, кг
		номінальна	максимальна	номінальний	максимальний		
МП-33	33,3	25	59,8	22,5	35,7	18,7/32,1	30
МП-71	69,8	25	46,8	22,5	35,7	39,3/66,4	40
МП-90	89,0	25	43,2	26,5	35,7	63,3/83,7	48
МП-112	110,8	25	43,2	26,5	36,3	78,7/101,6	50

Конструктивне виконання приводу включає насосну станцію з аксіально-поршневим насосом НП-90, який приводиться від валу відбору потужності (ВВП) трактора Т-150К, бак для масла та радіатор (рисунок 1). Привод молотарки виконується від аксіально-поршневого гідромотора МП-90, який встановлюється на рамі на місці двигуна внутрішнього згорання (рисунок 2). Насос і гідромотор з'єднані між собою рукавами високого тиску. Установка насоса НП-90 та гідромотора МП-90 виконана з застосуванням серійних вузлів, які використовуються на комбайнах ДОН-1500 і коренезбиральних машинах КС-6Б. Привод гідронасоса НП-90 здійснений через

редуктор з передаточним відношенням 1:2 (використаний конічний редуктор машини КС-6Б). Привод молотарки виконаний через шків, який установлений на валу контрприводу гідромотора. Додаткові елементи гідроприводу (бак, фільтр, трубопроводи тощо) використовуються стандартні, аналогічні гідроприводу ГСТ-90, який установлюється на інших самохідних сільськогосподарських машинах. При цьому можливо використання працездатних вузлів і зі списаних інших сільськогосподарських машин (ДОН-1500, КСК-100, КСКУ-6, РКМ-6 і т. ін.), що зменшить витрати господарств на придбання запасних частин. Наприклад, з вказаних машин можна використати працездатні об'ємний гідропривід ГСТ-90, баки, радіатори, трубопроводи, важелі та троси управління подачею регулюємого насоса НП-90 і т. ін.

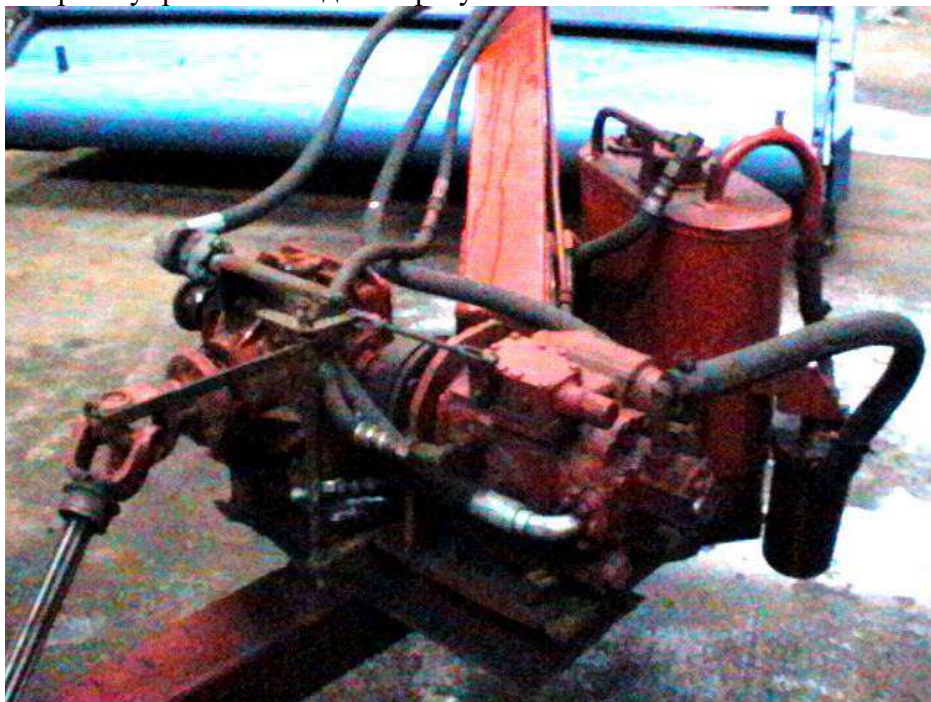


Рисунок 1 - Насосна станція з аксіально-поршневим насосом НП-90 та приводом від ВПП трактора



Рисунок 2 - Аксіально-поршневий гідромотор МП-90 для приводу молотарки зернозбирального комбайна

В інших варіантах приводу гідронасоса передбачається також використання клинопасової передачі замість редуктора з передаточним відношенням 1:2. Крім цього, можливе конструктивне виконання приводу гідронасоса без підвищеної передачі з іншими типорозмірами аксіально-поршневих гідромашин, а саме, установка насоса НП-112 з робочим об'ємом $110,8 \text{ см}^3$ та гідромотора МП-71, робочий об'єм якого дорівнює $69,8 \text{ см}^3$ (таблиця 1, 2). Використання вказаних гідромашин забезпечує частоту обертання вала гідромотора 1600 об/хв. Підвищення частоти обертання ведучого шків молотарки до номінального значення 2000 об/хв забезпечується виготовленням і установкою шків відповідного діаметра на вал контрприводу гідромотора. Регулювання частоти обертання молотильного барабана та підйом похилої камери з підбирачем або жниваркою здійснюється відповідно гідроциліндром варіатора і гідроциліндрами похилої камери, які підключаються до гідросистеми трактора.

Найбільш повно вимогам при переобладнанні зернозбиральних комбайнів для виготовлення насосної станції відповідає тандем аксіально-поршневого насоса (НП-90 або НП-112) з шестеренними насосами НШ 32А або НШ-10 (табл. 3).

Таблиця 3 - Технічна характеристика тандемів насосів

Позначення	Робочий об'єм, см^3	Частота обертання, с^{-1}		Маса, кг
		номінальна	максимальна	
НП-90 – НШ-32А	90/32	25,0	43,2	84,4
НП-90 – НШ-10 – НШ-10	90/10/10			85,0
НП-90 – НШ-28 – НШ-10-3	90/28/10			84,5

При цьому одночасно з приводом молотарки забезпечується подача масла до гідроциліндрів регулювання частоти обертання молотильного барабана і піднімання похилої камери від шестеренного насоса однієї насосної станції з тандемом насосів, які приводиться від ВВП трактора без підключення до гідросистеми трактора.

Переобладнані молотарки на основі аксіально-поршневих гідромашин, крім установлення на комбайнах причіпного варіанта, можуть бути використані і для обмолоту зерна в стаціонарних умовах.

Використання об'ємного гідравлічного приводу на основі аксіально-поршневих гідромашин для переобладнання комбайнів для обмолоту в стаціонарних умовах має суттєві переваги в порівнянні з варіантом використання електродвигунів. Так, наприклад, для приводу однієї молотарки за даними випробувань необхідний електродвигун потужністю 55 кВт [6], вартість якого складає близько 5000 грн. Необхідна також пускозахисна апаратура, силові кабелі і, крім того, стаціонарний пункт обмолоту з установкою електродвигунів загальною потужністю 110 кВт повинен знаходитися в безпосередній близькості від трансформаторної підстанції. Вартість нової об'ємної гідротрансмісії, яка включає аксіально-поршневий насос НП-90 та аксіально-поршневий мотор МП-90 складає близько 5000 грн., вартість відремонтованої на заводі або в представництвах з повною заміною качаючої частини – близько 2000 грн. Привод від трактора розширює можливості по обладнанню площадок для обмолоту зернових культур в стаціонарних умовах. не зв'язаних з трансформаторними підстанціями для енергозабезпечення. Такі площадки можна обладнувати на польових станах та безпосередньо в полі.

Таким чином, з розглянутих альтернативних способів збирання врожаю зернових ефективним є використання обчислюючих жниварок та зернозбиральних комбайнів з переобладнаними приводами молотарки на основі аксіально-поршневих гідромашин, які дозволяють виконувати обмолот зерна як в полі, так і на стаціонарних

пунктах. Номенклатура гідромашин, які випускає ВАТ «Гідросила», крім встановлення їх на нові трактори та машини, дозволяє також використовувати їх для модернізації машин, в тому числі для переобладнання зернозбиральних комбайнів в декількох варіантах.

Використання обчислюючих жниварок в комплекті з причіпними зернозбиральними комбайнами з переобладнаними приводами молотарок на основі аксіально-поршневих гідромашин, та обмолот на стаціонарних пунктах зерна за допомогою молотарок з гідравлічним приводом дозволить в даний час компенсувати недостатність зернозбиральної техніки.

Список літератури

- 1 Погорель Л., Коваль С., Макушин Г. Теоретические и экспериментальные исследования очесывающих жаток.// Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: Зб.наук.пр. Дослідницьке: - УкрНДІПВТ- 2000- Вип. 3 (14).
- 2 В.Я. Черкун. До проблеми комплектування машинно-тракторного парку села по-новому. ННЦ "ІМЕСГ" УААН. Міжвідомчий тематичний науковий збірник, випуск 85. Механізація та електрифікація сільського господарства, Глеваха 2001.
- 3 Д. Насонова. Уборка зерновых комбайнами с выработанным ресурсом.// Техника и оборудование для села. – 2003, № 10 (76)
- 4 Н.Ф. Стребков. Зерноуборочный агрегат на смену комбайну.// Техника и оборудование для села. – 2004, № 1 (79)
- 5 Проспект ОАО «Гидросила». Аксиально-поршневые машины.
- 6 Комбайн зерноуборочный СК-5 «Нива». Протокол приемочных испытаний № 29.- С 100-78.

Рассмотрено конструкцию гидравлического привода молотилки зерноуборочного комбайна для обеспечения обмолота зерновых в стационарных условиях. Приведено варианты конструкции привода на основе аксиально-поршневых гидромашин.

Grain harvester hydraulic drive design for stationary threshing is considered. Drive design variants on the axial-piston hydraulic machines basis are given.

Одержано 10.09.05

Методичні принципи визначення продуктивності технічних засобів на етапі їх проектування

Розглянуто основні принципи встановлення продуктивності технічного засобу на етапі його проектування. Подано методичні основи розрахунку.

продуктивність, технічні засоби, технологічна операція, собівартість, балансова вартість

Проведення розрахунків для встановлення продуктивності технічного засобу, а також його вартості є актуальним питанням. Критерієм такої оцінки є оптимальна собівартість виконання технологічної операції технічним засобом, його балансова вартість і продуктивність.

Мета роботи – встановлення впливу продуктивності і балансової вартості технічного засобу на собівартість виконуваної ним роботи.

Для встановлення такого впливу визначимо аналітичну закономірність питомих витрат на виконання технологічної операції технічним засобом з використанням формули:

$$z = z_1 + z_2 + z_3 + A_1 + A_2 + H_1 + H_2 + z_4, \quad (1)$$

де z - питомі витрати на виконання технологічної операції, грн /т;

z_1 - питомі витрати на заробітну плату, грн /т;

z_2 - питомі витрати на пальне і електроенергію, грн /т;

z_3 - питомі витрати на технічне обслуговування і поточні ремонти, грн /т;

A_1 - амортизаційні відрахування технічного засобу в розрахунку на одиницю виконаних робіт, грн /т;

A_2 - амортизаційні відрахування допоміжного технічного засобу (трактора) в розрахунку на одиницю виконаних робіт грн /т;

z_4 - питомі витрати на технічне обслуговування і поточні ремонти допоміжного технічного засобу, грн /т;

H_1 - нарахування на заробітну плату, грн /т;

H_2 - накладні витрати в розрахунку на одиницю виконаних робіт, грн /т.

$$z_1 = \frac{\eta_p \cdot C_p}{\Pi \cdot \eta_m}, \quad (2)$$

де η_p - кількість обслуговуючого персоналу, чол.;

C_p - тарифна ставка, грн / люд.- год.

$$z_2 = \frac{\partial_n \cdot \Pi_n}{\Pi \cdot \eta_m} + \partial_e \cdot \Pi_e, \quad (3)$$

де ∂_n - питомі витрати пального, л/год.;

Π_n - ціна 1 л пального, грн / л;

∂_e - питомі витрати електроенергії, кВт· год/т;

C_e - ціна 1 кВт. год електроенергії, грн /кВт· год.

$$z_3 = \frac{R_{mp} \cdot B \cdot C_m}{R \cdot \Pi \cdot \eta_m}, \quad (4)$$

де R_{mp} - коефіцієнт нарахувань на технічне обслуговування і поточний ремонт;

B - балансова вартість технічного засобу, грн ;

$$A_1 = \frac{R_a \cdot B \cdot C_m}{R \cdot \Pi \cdot \eta_m}, \quad (5)$$

де R_a - коефіцієнт амортизаційних відрахувань технічного засобу.

$$A_2 = \frac{R_a \cdot B_{mp}}{T_{mp} \cdot \Pi \cdot \eta_m}, \quad (6)$$

$$R_a = 4R - 6R^2 + 4R^3 - R^4, \quad (7)$$

де R - квартальний коефіцієнт амортизаційних відрахувань технічного засобу;

B_{mp} - балансова вартість допоміжного технічного засобу, грн;

T_{mp} - річний наробіток, год.

$$H_1 = \delta_1 \cdot z_1, \quad (8)$$

$$H_2 = \delta_2 \cdot z_2, \quad (9)$$

де δ_1, δ_2 - відповідно коефіцієнти нарахувань.

$$z_4 = \frac{R_{mp} \cdot B_{mp}}{T_{mp} \cdot \Pi \cdot \eta_m}. \quad (10)$$

Тоді

$$z = \frac{n_p c_p}{\Pi \cdot \eta_m} + \frac{\partial_n u_n}{\Pi \cdot \eta_m} + \partial_e u_e + \frac{R_{mp} \cdot B \cdot C_m}{R \cdot \Pi \cdot \eta_m} + \frac{R_a \cdot B \cdot C_m}{R \cdot \Pi \cdot \eta_m} + \frac{R_a \cdot B_{mp}}{T_{mp} \cdot \Pi \cdot \eta_m} + \delta_1 \cdot z_1 + \delta_2 \cdot z_2 + \frac{R_{mp} B_{mp}}{T_{mp} \cdot \Pi \cdot \eta_m}. \quad (11)$$

Для прикладу, використавши вихідні вимоги на технічні засоби для механізації процесів вермикомпостування [1-7] і підставивши в формулу (11) значення показників, отримали цифрові моделі, які характеризують залежність питомих витрат на виконання технічним засобом технологічної операції від його продуктивності і балансової вартості. В даному випадку:

- для відділювача черв'яків з субстратом:

$$z = \frac{32.42}{\Pi} + 0.00054 \frac{B}{\Pi}; \quad (12)$$

- для відділювача черв'яків від субстрату:

$$z = \frac{69.14}{\Pi} + 0.00054 \frac{B}{\Pi}; \quad (13)$$

- для відділювача дощових черв'яків від вермикомпосту і сушіння біогумусу:

$$z = \frac{135.57}{\Pi} + 0.00054 \frac{B}{\Pi}; \quad (14)$$

- для сушарки біогумусу:

$$z = \frac{133.43}{\Pi} + 0.00054 \frac{B}{\Pi}; \quad (15)$$

- для обладнання для попередньої переробки і відділення твердих

предметів:

$$z = \frac{4.96}{\Pi} + 0.00054 \frac{B}{\Pi}; \quad (16)$$

- для подрібнювача біогумусу:

$$z = \frac{5.71}{\Pi} + 0.00054 \frac{B}{\Pi}; \quad (17)$$

- для обладнання для фракціонування біогумусу:

$$z = \frac{5.5}{\Pi} + 0.00054 \frac{B}{\Pi}. \quad (18)$$

За формулами (12-18) будемо графіки $z = f(\Pi, B)$

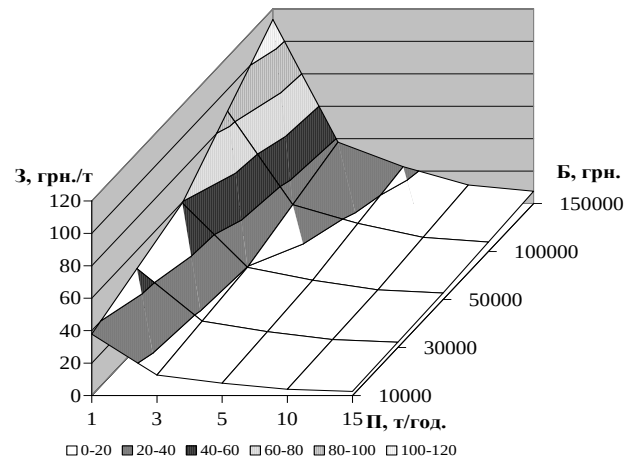


Рисунок 1 - Залежність питомих витрат на виконання технологічної операції відділювачем дощових черв'яків з субстратом від його продуктивності і балансової вартості

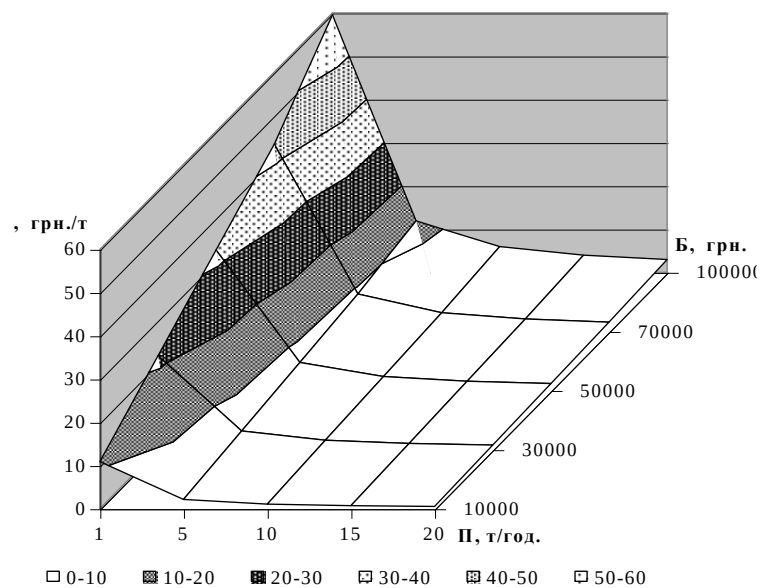


Рисунок 2 - Залежність питомих витрат на виконання технологічної операції обладнанням для фракціонування біогумусу від його продуктивності і балансової вартості

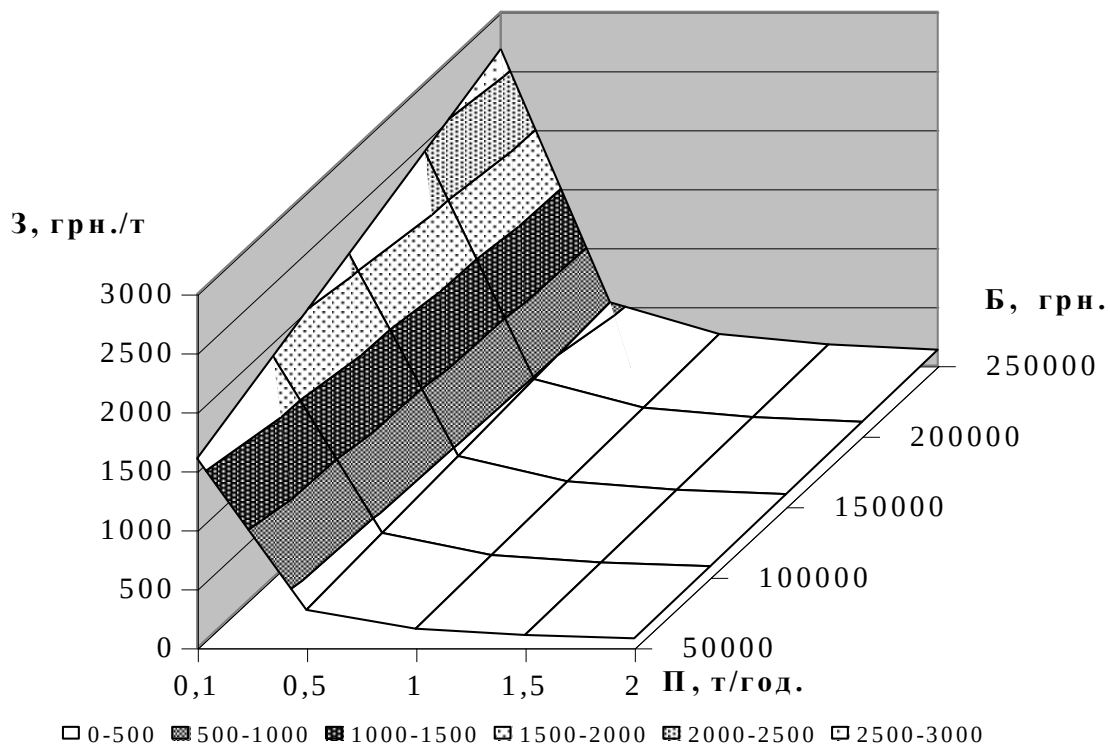


Рисунок 3 - Залежність питомих витрат на виконання технологічної операції відділювачем дощових черв'яків від вермікомпосту і сушіння біогумусу від його продуктивності і балансової вартості

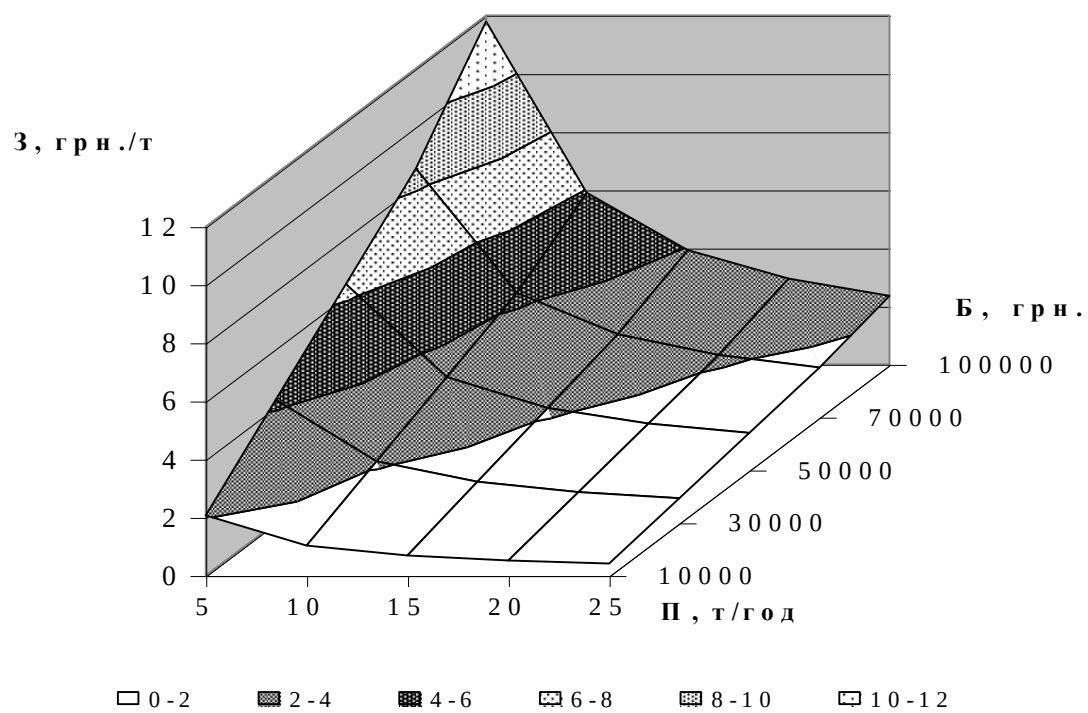


Рисунок 4 - Залежність питомих витрат на виконання технологічної операції сушаркою біогумусу від її продуктивності і балансової вартості

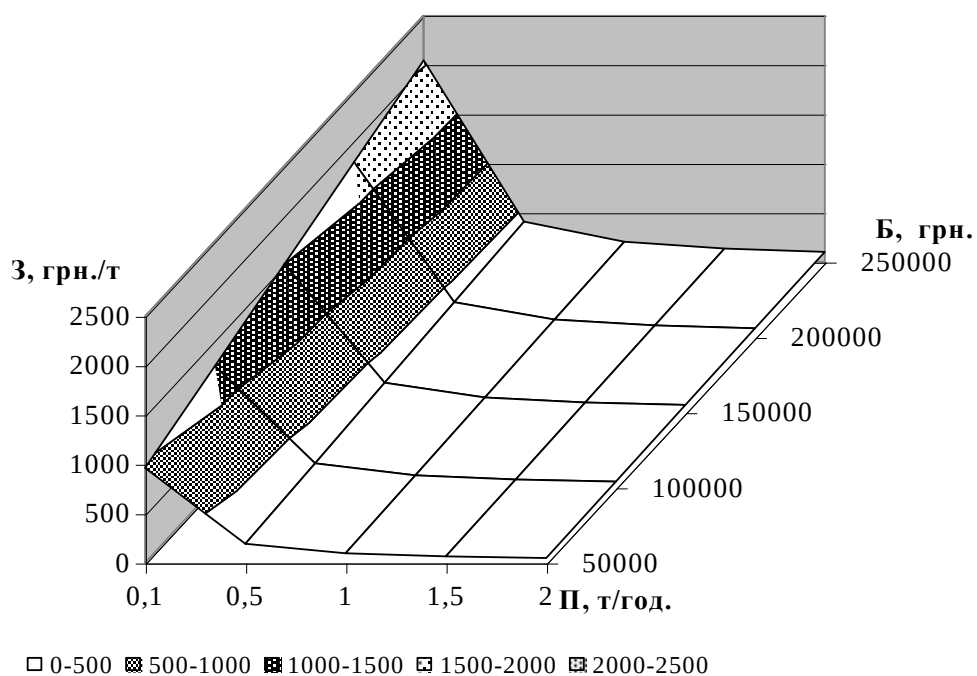


Рисунок 5 - Залежність питомих витрат на виконання технологічної операції обладнанням для попередньої переробки і відділення твердих предметів від його продуктивності і балансової вартості

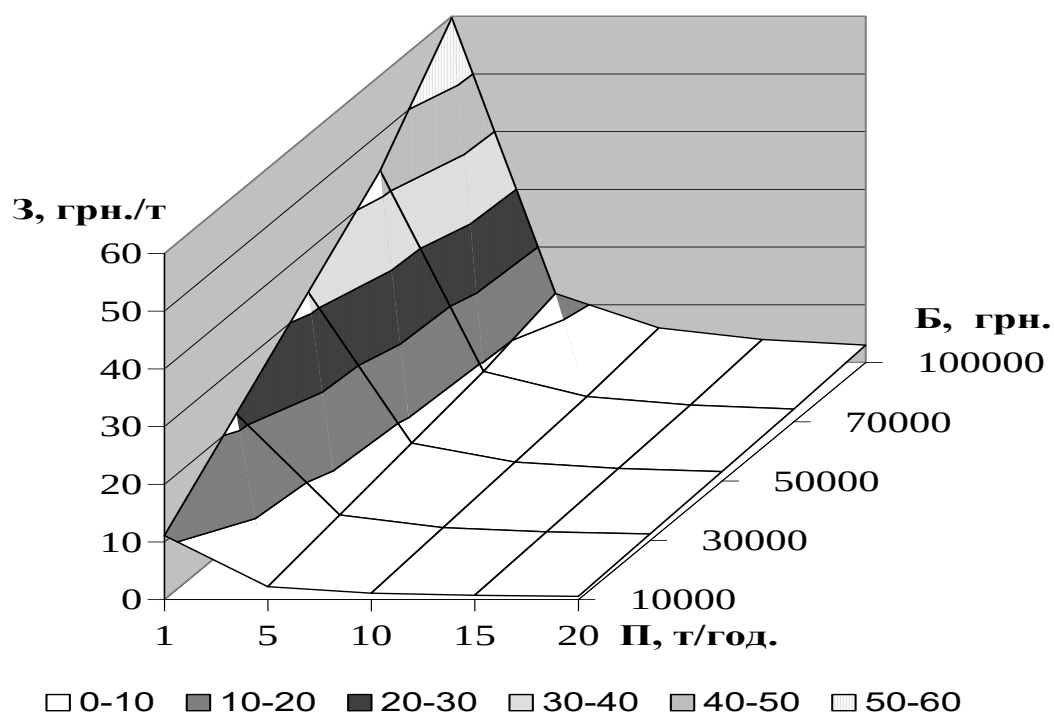


Рисунок 6 - Залежність питомих витрат на виконання технологічної операції подрібнювачем біогумусу від його продуктивності і балансової вартості

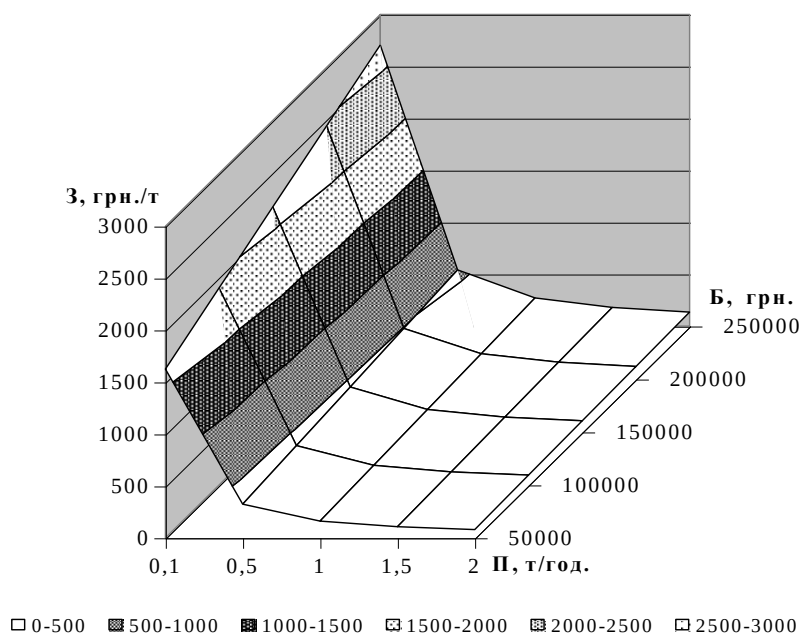


Рисунок 7 - Залежність питомих витрат на виконання технологічної операції відділювачем дощових черв'яків від субстрату від його продуктивності і балансової вартості

Аналіз цих графіків (див. рис. 1 – 7) показав, що питомі витрати на виконання технологічної операції технічним засобом лінійно залежать від його балансової вартості і мають нелінійну залежність від продуктивності технічного засобу. Таким чином встановлено оптимальні техніко-експлуатаційні показники вищевказаних технічних засобів (табл. 1)

Таблиця 1 - Оптимальні техніко-експлуатаційні економічні показники обладнання для переробки вермикомпосту в товарний біогумус

Назва обладнання	Продуктивність, т/год	Номінальне річне завантаження, т	Балансова вартість, тис. грн.	Питома собівартість виконання процесу, грн./т
1. Відділювач дощових черв'яків з субстратом	3 - 5	1050 - 1750	30 - 50	9,7 – 19,8
2. Відділювач дощових черв'яків від субстрату	0,5 – 1,0	350 - 700	100-150	120 – 300
3. Відділювач черв'яків з сушінням біогумусу	0,5 - 1	350 - 700	100 - 150	190 – 433
4. Сушарка біогумусу	0,5 – 1,0	350 - 700	100 - 150	187 – 429
5. Обладнання для попередньої переробки і відділення твердих предметів	10 - 15	7000 - 10500	30 - 50	1,41 – 3,19

Продовження таблиці 1

6. Подрібнювач біогумусу	5 - 10	3500 - 7000	30 - 50	2,19 – 6,54
7. Обладнання для фракціонування біогумусу	5 - 10	3500 - 7000	30 - 50	2,17 – 6,50

На підставі проведених досліджень встановлено, що для кожного технічного засобу існує його оптимальна продуктивність. Слід відмітити, що прийняття продуктивності на етапі розробки обладнання меншою за оптимальну, суттєво підвищує величину питомих витрат на виконання технологічної операції технічним засобом. Підвищення продуктивності технічного засобу, від його оптимальної, суттєво не впливає на ефективність його роботи.

Список літератури

- 1 Вт 46.16.20.30-97 Вихідні вимоги на відділювач черв'яків з субстратом / Сенчук М.М. - К.: Мінсільгоспспрод України, 1997.- 6с.
- 2 Вт 46.16.20.12-93 Вихідні вимоги на установку для відділення черв'яків від субстрату /
- 3 Сенчук М. М.-К.: Мінсільгоспспрод України, 1993.-6с.
- 4 Вт 46.16.20.13-94 Вихідні вимоги на установку для відділення черв'яків від компосту і сушіння біогумусу / Сенчук М.М.- К.: Мінсільгоспспрод України, 1994.-6с.
- 5 Вт 46.16.20.14-94 Вихідні вимоги на обладнання для сушіння біогу-мусу / Сенчук М.М. -К.: Мінсільгоспспрод України, 1994. -5с.
- 6 Вт 46.16.20.12-94 Вихідні вимоги на обладнання для попередньої переробки червокомпосту і видалення твердих включень / Сенчук М.М. - К.: Мінсільгоспспрод України, 1994. -5с.
- 7 Вт 46.16.20.15.94. Вихідні вимоги на обладнання для подрібнення біогумусу / Сенчук М.М.- К.: Мінсільгоспспрод України, 1994. - 5с.
- 8 Вт 46.16.20.16.94. Вихідні вимоги на обладнання для фракціонування біогумусу / Сенчук М.М. - К.: Мінсільгоспспрод України, 1994.-5с.

Рассмотрены основные принципы установления производительности технического средства на этапе его проектирования. Поданы методические основы расчета.

Basic principles of establishment of productivity of hardware on the stage of his planning are considered. The methodical bases of calculation are given.

Одержано 10.09.05

Б.І. Котов, д.-р. техн. наук

ННЦ “ІМЕСГ», Житомир

М.Г. Пастушенко, інж.

ВАТ “Вібросепаратор”, Житомир

Експериментальна оцінка процесу вібровідцентрового очищення зерна ступінчасто- конічним решетом

Наведено результати експериментальних досліджень ефективності роботи ступінчасто-конічного решета вібровідцентрового зерносепаратора.
ступінчасто-конічне решето, зерно, очіщення, оцінка процесу

В складних умовах поточного збирання і післязбиральної обробки зерна необхідна швидка і високоефективна попередня обробка зерноматеріалів. Саме цим зумовлені задачі підвищення продуктивності машин попередньої очистки і сепарації, зниження питомої матеріало-і енергоємності і покращення якісних показників робочого процесу.

Аналіз сучасних методів і засобів попереднього очищення зерна [1], дозволяє вважати доцільним і перспективним використання для обробки зернового вороху комбіновані робочі органи створені на основі пневматичного і вібровідцентрового способів розділення зерноматеріалів. Однак, відомі конструкції вібровідцентрових сепараторів мають ряд недоліків при роботі на засміченому зерновому вороху підвищеної вологості.

Для того, щоб інтенсифікувати процес очищення зерна, доцільно розпушити його шар на поверхні робочого органу - циліндричного решета, що здійснює обертальний рух при одночасних гармонічних коливаннях вздовж вертикальної вісі, при цьому необхідно створити умови для інтенсивного переміщення частинок зернового матеріалу в об'ємі шару.

Підвищити ефективність робочого процесу очищення зерна циліндричним решетом із внутрішньою робочою поверхнею стало можливим за рахунок використання в “циліндричному” решеті елементів конічної поверхні. З цією метою в “ІМЕСГ” розроблена конструкція сепаратора, ротор якого, являє собою тіло обертання, що складається із ряду полів зрізаних конусів, розташованих послідовно вздовж вісі обертання, розміщених більшою основою вгору і утворюючих ступінчасту поверхню [2].

Ефективність застосування обертальних решіт конічної форми для інтенсифікації розшарування і розпушування кільцевого шару віброзрідженого матеріалу в полі відцентрових сил пояснюється тим [3], що відносно переміщення часток зернового матеріалу відбувається під дією складової відцентрової сили. Кількісні і якісні показники, сепарації значно підвищуються з підвищенням кінематичного режиму решета [4, 5].

Метою роботи є визначення впливу параметрів кінематичного режиму на якісні показники процесу сепарації ступінчастим решетом.

Для виявлення ефективності сепарації зерноматеріалів відцентровим сепаратором із ступінчастим конічним решето проведено експериментальні дослідження впливу навантаження і кінематичного режиму ефективності розділення.

Схема експериментальної установки наведено на рис.1.

Геометричні параметри решета обґрунтовано за даними пошукових досліджень і експериментальними даними роботи [6].

Для оцінки ефективності розділення зерноматеріалів критерієм обрано повноту виділення зерна із вороху (штучно засмічене зерно пшениці) ε_z

$$\varepsilon_z = \frac{100 \cdot G_{np}}{C \cdot G} 100\%, \quad (1)$$

де G_{np} - вага проходу крізь отвори решета за час досліду, кг;

G - вага зернового матеріалу, яка поступила на решето за час досліду, кг;

C - процентний вміст фракції, що просівається у вихідному матеріалі, %.

Продуктивність установки визначалась із співвідношення:

$$Q = \frac{G}{\tau}, \text{кг/с}, \quad (2)$$

$$G = G_{np} + G_{cx}$$

де G - вага зернової маси, що подається на решето за час досліду, кг;

G_{np} , G_{cx} - вага проходу крізь решета і сходу з решета відповідно, кг;

τ - експозиція досліду.

Питоме завантаження решета визначалось із співвідношення:

$$q = \frac{Q}{F_p} 3600, \text{кг/год·дм}^2. \quad (3)$$

Для визначення закономірностей просіювання зерна крізь обернене решето від кінематичних параметрів використовувався метод багатофакторних експериментів.

Досліди проводились за D оптимальним планом багатофакторного експерименту H_a [6].

Вибір факторів, які підлягали визначенню при проведенні експериментів проведено на основі даних попередніх досліджень вібровідцентрових сепараторів. Ефективність роботи вібровідцентрового сепаратора залежить від кінематичного режиму (частота обертання, амплітуда і частота коливань решета) і величини подачі зерна. Геометричні параметри решета при проведенні досліджень не змінювались.

Фактори процесу сепарації, які впливають на якісні показники змінювались за трьома рівняннями, значення яких наведено в табл.1.

Таблиця 1 - Значення рівня факторів вібровідцентрової сепарації зерна ступінчастим решето

Найменування фактора, одиниця виміру	Позначення	Рівень фактору		
		-1	0	+1
Частота коливань, 1/с	ω	50	75	100
Частота обертання ротора, р/с	Ω	16	18	20
Питоме навантаження на решето, кг/год дм ²	q	100	250	400
Засміченість, %	C	2	6	10

За результатами статистичної обробки даних проведених експериментів отримані емпіричні залежності у вигляді регресійних рівнянь другого порядку.

Залежність величини повноти виділення зерна від кінематичних характеристик роботи сепаратора, питомої завантаженості і засміченості зерна крупними домішками (режим попереднього очищення) можна представити у вигляді:

$$\varepsilon = 57,407 + 0,316q + 0,0413\Omega\omega + 1,2831\Omega \cdot c - 0,0439\Omega \cdot q - 0,065 \cdot \omega^2 - 0,33375\Omega \cdot c + 0,0099 \cdot \omega \cdot q - 0,00051 \cdot q^2 \quad (4)$$

Це рівняння отримане для решіт із круглими отворами ($\varnothing=6\text{мм}$), що застосовуються в якості зернових.

Графічна інтерпретація залежності (4) подана на рис.2,3,4. у вигляді поверхонь відгуків повноти виділення зернової фракції відповідно від частоти і амплітуди коливань решета кутової швидкості його обертання, питомого навантаження і ступеню засміченості крупними домішками.

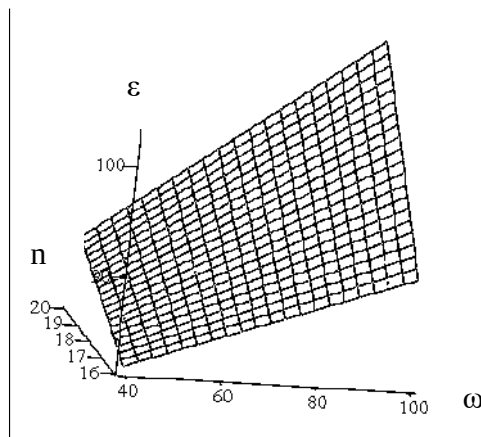


Рисунок 2 – Залежність ефективності сепарації від частоти коливань та кутової швидкості обертання, при сталих значеннях питомого навантаження g та ступеню засміченості $c, \%$

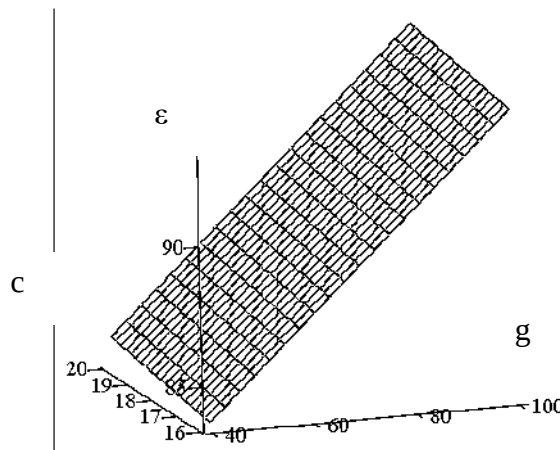


Рисунок 3 – Залежність ефективності сепарації від питомого навантаження g та ступеню засміченості $c, \%$, при сталих значеннях частоти коливань та кутової швидкості обертання

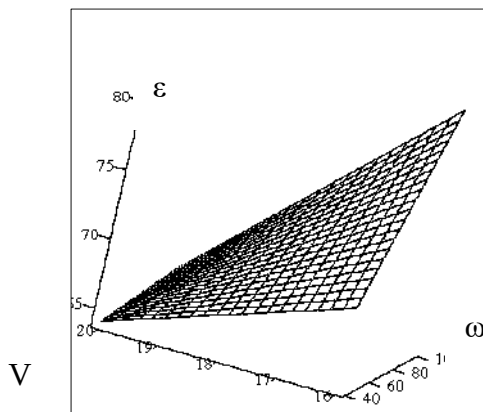


Рисунок 4 – Залежність ефективності сепарації від частоти коливань та питомого навантаження g , при сталих значеннях кутової швидкості та ступеню засміченості $c, \%$

Аналіз квадратичних поверхонь відгуку показує, що оптимальним режимом роботи відровідцентрового сепаратора із конічно-ступінчастим решето за умов максимізації показника якості очищення ϵ : частота обертання 16 , амплітуда коливань 6 мм, частота коливань 92 1/с.

Робота решета за межами такого діапазону у бік зменшення призводить до погіршення якості очищення у бік збільшення до втрат продуктивності сепаратора.

Для ілюстрації ефективності застосування ступінчато-конічного решета відносно циліндричного решета на рис.3 наведено графічну залежність повноти виділення зерна від питомого навантаження на решето за умов ідентичних показників кінематичного режиму. З порівняльного аналізу графічних залежностей можна зробити висновок: ступінчато-конічне решето має переваги за якістю сепарування у всьому діапазоні змінення питомого навантаження на решето.

Список літератури

- 1 Котов Б.І, Степаненко С.П., Пастушенко М.Г. Тенденції розвитку конструкцій машин і обладнання для очищення з сортуванням зерна // Конструювання, виробництво та експлуатація с.-г. машин .Кіровоград 2003.Вип.33.– С.33-60.
- 2 Гончаров Е.С. Ступенчатое решето для виброцентробежных зерновых сепараторов.//Механизация и электрификация сел.хоз-ва.К.Урожай,1984.Вып.59.– С.33-36.
- 3 Бочкарев А.И, Виброцентрифугирование зерновых смесей //Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства».1958№1с.19-22.
- 4 Спичкин Л.М. Проектирование быстроходных конических решет для просеивания сыпучих материалов // Конструирование и производство сельскохозяйственных машин.М. 1954. – С.47-51.
- 5 Авдеев Н.И. Центробежные сепараторы..Колос.1975.– С.-152.

Приведены результаты экспериментальных исследований эффективности работы ступенчато-конического решета виброцентробежного зерносепаратора.

The results of experimental researches of efficiency of work of ступінчато-conical sieve of vibrovodtsentrovogo zernoseparatora are resulted.

Одержано 10. 07. 05.

Б.І.Котов, д.-р. техн. наук; С.П.Степаненко, асп.

Національний Науковий Центр "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства"

Теоретичні передумови інтенсифікації вібропневматичного розділення зернових матеріалів на решетах

Наведено теоретичні дослідження щодо уточнення механізму взаємодії розпушувача із шаром сипкого середовища, що здійснює коливальний рух.

сепарація, розділення, віброзрідений шар, вібропневматика, розпушення

Успішне вирішення проблеми збільшення виробництва зерна безпосередньо пов'язане із потребою нарощування виробничих потужностей засобів післязбиральної обробки зерна і в першу чергу, зерноочисної техніки.

Інтенсивні потоки свіжезібраного зерна (комбайнового збирання) потребують швидкого і якісного очищення в першу чергу від дрібних та крупних смітєвих домішок підвищеної вологості (в т.ч. і недостигле зерно). Так, як саме вони значно зменшують стійкість зберігання зерноматеріалів. Тому при попередньому очищенні машини повинні мати максимальну продуктивність (що перевищує продуктивність машин в наступних ланках в 2-2,5 рази). Машини попереднього очищення, які використовуються в господарствах не забезпечують вирішення цієї проблеми.

Аналіз сучасного стану і тенденцій розвитку зерноочисних машин [1, 2] показав, що збільшення продуктивності машин плоскорешітного типу відбувається в основному шляхом збільшення площі робочих поверхонь – решіт, кількість її ярусів і відповідно маси та габаритів обладнання. Разом з тим, в працях [3, 4] показано, що проблема підвищення продуктивності може вирішуватись шляхом інтенсифікації внутрішарових процесів (сегрегації, розшарування) і просіювання самих решіт.

Мета роботи – визначення і обґрунтування напрямків підвищення продуктивності плоскорешітних машин при збільшенні товщини шару зерна при його одночасному механічному розпушуванні.

Питання підвищення просіювання решіт при малих навантаженнях (завантаженнях) добре вивчені і достатньо висвітлені в літературі. Питанню підвищення продуктивності решіт і їх просіюванню присвячена дана стаття.

Розглянемо процес сепарації зерна у шарі при завантаженнях коли шар зерна має товщину в десять і більше зерен.

Зерноматеріал, що складається з "проходових" та "непроходових" частинок розташовується на початку решета, таким чином, що їх розподілення за товщиною шару рівномірне.

При відсутності інтенсивного переміщення на поверхні решета скупчуються важкі крупні частинки, які "перекривають" отвори і значно зменшують поглинальну здатність решета.

Інтенсивність перемішування із збільшенням відстані від поверхні решета безперервно зменшується.

Для інтенсифікації процесу сепарації (розшарування і просіювання) необхідно забезпечити умови для швидкого спливання крупних частинок до поверхні шару і занурення дрібних частинок до поверхні решета.

Далі будемо вважати, що час спливання крупної частинки дорівнює часу занурення дрібної частинки, та як показано в [5] умови спливання і занурення частинок однакові.

На швидкість спливання частинок крім ступеню розрихлення шару, що визначається його порозністю, впливає відносна швидкість пошарового руху частинок, яка зменшується за висотою шару в напрямку руху “від поверхні решета”, відповідно до зменшення амплітуди коливань шару за законом [6]

$$A = A_0 \sqrt{\frac{h_0}{x}} \cdot e^{-(x-h_0) \cdot \varphi \cdot \varepsilon_0 \omega}, \quad (1)$$

де величина $\varphi \cdot \varepsilon_0 \cdot \omega$ - є коефіцієнт затухання;

ε - порозність шару;

ω - частота коливань;

h_0 - відстань від решета до частинки в певний проміжок часу;

X - відстань від решета до частинок середовища;

A - амплітуда коливань.

Відповідно до (1) при збільшенні частоти коливань та швидкості повітряного потоку, який приводить до збільшення ε_0 , ступінь зменшення амплітуди коливань за висотою шару збільшується. Таким чином, використання повітряного розпушування шару зерна на частотах коливань, що забезпечують оптимальне просіювання матеріалу не може інтенсифікувати шарове просіювання проходових частинок.

Для вирівнювання швидкості відносного пошарового руху і частинок в шарі за висотою матеріалу, підвищення імпульсної передачі енергії від віброзріджувача і пористості шару на всій товщині шару доцільно використовувати механічні побудники (рис.1).

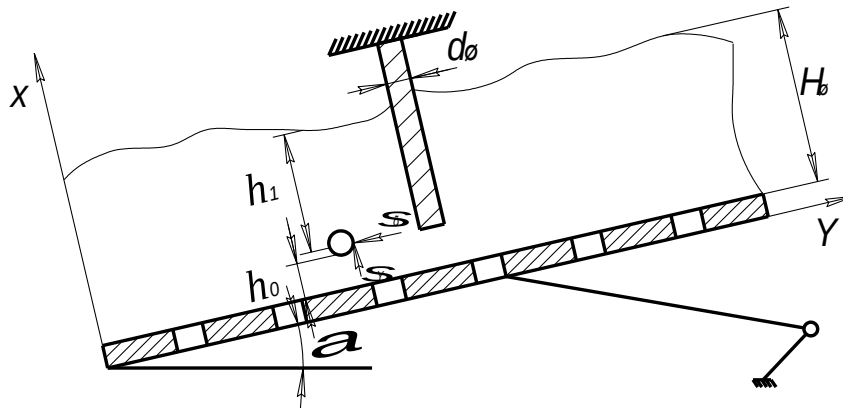


Рисунок 1 - Схема дії механічного побудника на віброзріджений зерновий шар

Так при розташуванні у шарі зерна, що здійснює коливальний рух (наприклад, за гармонічним законом) нерухомих (відносно шару зерна) шипів (штифтів) діаметром, який приблизно дорівнює розміру зернівок і висотою h , тобто сипкому середовищу, що його омиває відбуваються розриви, суцільності шару з утворенням каналів, в які провалюються дрібні частинки, з одночасним зміщенням крупних сходових частинок від отворів решета. при цьому за рахунок напруження, що виникає у площадці під дією тиску зерна на штифт, відбувається видавлювання частинок із шару до його поверхні.

Таким чином частинки великих розмірів будуть рухатись до поверхні шару. При цьому “підйомна” – виштовхуюча сила, що діє на частинки малих розмірів недостатня для подолання опору (щеплення) і вони будуть просіюватись по каналах, які утворені в сипкому середовищі штифтами.

Розглянемо механізм дії виштовхуючої сили, на частинку (у формі кулі), розміри якої більш за розміри частинок “постілі” тобто частинок з яких складається шар зерна.

При русі шару зерна відносно нерухомого штифта (миттєве переміщення при коливанні опорної поверхні) у зоні розташування штифта відбуваються миттєві змінення внутрішніх напружень; викликаний зовнішнім побудником контакт частинок між собою, як показано в [4, 8] короткочасний, а напруження в різних точках шару неоднакове, що і забезпечує ковзання зернівок між собою, та їх перерозподіл у просторі. Коли в результаті зміщення стовпчика зернівок (рис.2) в сипкому середовищі утворився канал (порожнеча), то під дією силового поля (вібрації) в канал потрапляють зернинки, що знаходились на межі цього каналу.

При цьому дрібні та важкі частинки проникають в канал з верхньої зони шару, а крупні, або легкі частинки із нижньої зони. При подальших коливаннях сипкого середовища і відповідно напружень (при взаємодії штифта з зерном) частинки, які потрапили в канал можуть знову переміщуватись. Наявність вібрацій і повітряного потоку гальмує переміщення дрібних частинок, але сприяє “спливанню” крупних.

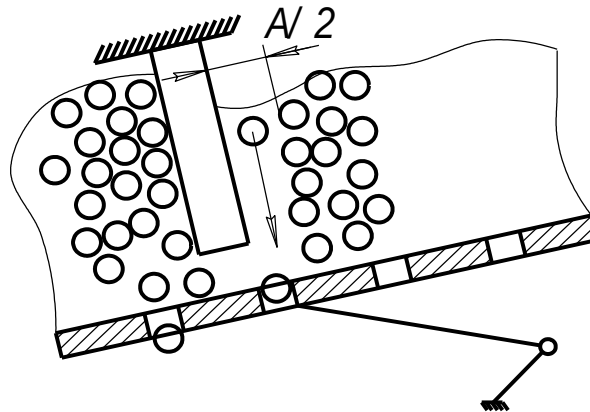


Рисунок 2 - Схема утворення каналу в сипкому середовищі, шипом під дією силового поля

Припускаючи, що виникають нормальні напруження стиснення, максимальні значення яких виникають при русі решета відносно штифта вперед або назад, а частинка у формі кулі діаметром більшої за частинки шару, але набагато меншими висоти шару H , визначимо можливість і умови, що забезпечують “спливання” легкої кулі.

Відповідно до (рис. 2) та відомих [7] залежностей напруженого стану сипкого середовища напруження стиснення можна визначити відомими співвідношеннями:

здовж вісі X

$$\sigma_x = h_1 \cdot \rho_q \cdot q; \quad (2)$$

здовж вісі Y

$$\sigma_y = h_1 \cdot \rho_q \cdot q \cdot \mu^2, \quad (3)$$

де h_1 - глибина розташування частинки;

ρ_q - динамічна густина середовища;

μ - коефіцієнт бокового тиску;

q - прискорення вільного падіння.

Відповідно до рис.1.
$$h_1 = H_{\text{ш}} - h_0 - \frac{d_{\text{ш}}}{2}(1 + \cos \alpha).$$

Коефіцієнт бокового тиску
$$\mu = t_q \left(\frac{\pi}{4} + \frac{f_1}{2} \right),$$

де f_1 - кут внутрішнього тертя.

При перевищенні величини бокового тиску буде відбуватися зміщення частинки і виштовхуванням її на поверхню шару, вздовж площини спрямованої під кутом $\left(\frac{\pi}{4} + \frac{f_1}{2} \right)$ до вектору напруженості σ_x . Після зупинки шару зерна на решеті, та його

руху в протилежний бік, тиск σ_y стане меншим, рівновага буде порушена і почнеться зміщення дрібної частинки від поверхні шару до решета і цей процес буде відбуватися до досягнення рівноваги.

Під періодичною взаємодією штифта із шаром (при різних напрямках руху останнього) частинки сипкого середовища будуть зміщуватись в різних напрямках і площинах, відповідно перерозподіляться шляхом періодичного заповнення порожнечі утвореної штифтом під дією сил інерції коливального руху решета.

Враховуючи, що напруження стиснення в напрямку нормальному до поверхні кулі визначається добуток: $\sigma_0 = \sigma_x (\cos^2 \alpha + \sigma_y \sin^2 \alpha)$, а σ_x та σ_y - співвідношеннями (2), (3) остаточно визначимо:

$$\sigma_0 = h_1 \cdot \rho_q \cdot q \cdot (\cos^2 \alpha + \mu^2 \sin^2 \alpha), \quad (4)$$

де α - кут між вектором нормальної напруженості і вісі руху кулі.

Загальний тиск сипкого середовища під дією силового поля інерції коливного руху на шар, занурену кулю діаметром d знайдемо із очевидного співвідношення:

$$Q = \int_0 \sigma_0 dS, \quad (5)$$

де елементарна площа елемента кулі, яка визначається

$$dS = 2\pi \frac{d^2}{4} \sin \alpha \cdot d\alpha. \quad (6)$$

Інтегруючи (5) в межах $(0 \div \pi)$ з урахуванням (6) можна отримати значення виштовхуючої сили, зумовленої взаємодією штифта і рухомого шару зерна.

$$\begin{aligned} Q &= \frac{3}{4} \pi \frac{d^3}{8} \cdot \rho_q q \left[\frac{3}{5} + \frac{2}{5} \mu^2 \right] \\ Q &= \frac{4}{3 \cdot 8 \cdot 5} \pi d^3 \cdot q \cdot \rho_q (3 + 2\mu^2), \\ Q &= \frac{V_K}{5} \rho_q \cdot q (3 + 2\mu^2); \end{aligned} \quad (7)$$

де V_K - об'єм кульової частинки.

Величину динамічної густини шару зерна при наявності коливань за гармонічним законом $I = A \sin \omega t$, де A, ω - амплітуда та частота коливань можна визначити відповідно до [8] із співвідношення:

$$\rho_q = \frac{\rho_H}{q} \sqrt{\left(1 - \frac{A \omega \sin \beta}{q} \right)^2 + \left(\frac{A \omega \cos \beta}{q} \right)^2}, \quad (8)$$

де $\rho_H = \rho_H (1,0 + 0,2 f_1)$

де ρ_H - насипна щільність шару зерна в полі сили тяжіння.

Конкретизуємо схему динамічної взаємодії частинок, що знаходяться у віброзрідженому шарі при дії на нього повітряного потоку і наявності занурених в шар нерухомих штифтових розрихлювачів. На частинку діють: сила ваги частинки

$-G = m \cdot g = \rho \cdot \frac{\pi d^3}{6} \cdot q$; сила Архімеда $F_A = \rho_r (1 - \varepsilon) \cdot \frac{\pi d^3}{6} q$; сила опору частинки у

вібров'язкому середовищі (за умов Стокського руху) $-R_c = 3\pi \cdot d \cdot K_\mu \rho_r (1 - \varepsilon) \cdot V_r$ (де

V - швидкість відносного руху частинки); сила повітряного потоку $R_n = 0,5 \cdot 13\sqrt{d} \cdot \varepsilon^{-1,15} \cdot \rho_n \cdot S \cdot V_n^2$ (де S - площа міделівого перерізу, V_n - швидкість

повітря; сила інерції коливального руху $I = m \left(1 - \frac{\rho_H}{\rho_r} \right) A \omega^2 \sin \omega t$; виштовхуюча сила

$Q = \frac{\pi \cdot d^3}{30} \cdot \rho_q \cdot q (3 + 2\mu^2)$. Відповідно до схеми силової взаємодії частинки, середовища і опорної поверхні рівняння руху частинки буде мати вигляд:

$$m\ddot{a} = \overline{G} + \overline{F}_A + \overline{R}_c + \overline{R}_n + \overline{I} + \overline{Q}. \quad (9)$$

Отримані рівняння відрізняються від відомих наявністю складової, що враховує дію розрихлювача.

Проектуючи сили на вісі відповідної системи координат ХОУ рівняння (9) зводиться до системи двох диференціальних рівнянь другого ступеня (аналогічних наведеним у [9]), розв'язок яких за початкових умов $X|_{t=0} = 0$; $\dot{X}|_{t=0} = V$; $\overline{Y}|_{t=0} = 0$; $\dot{\overline{Y}}|_{t=0} = V_{x0}$ відносно $\dot{X}$ та $\dot{\overline{Y}}$ буде мати вигляд:

$$V_{x,y} = \frac{P_{x,y}}{K_{x,y}} + E \sin \omega t + F \cos \omega t + (V_{0x,y} - F - \frac{P_{x,y}}{K_{x,y}}) e^{-\frac{K_{x,y}}{m}}; \quad (10)$$

$$\begin{aligned} P_{x,y} &= [(m - m_0)g + K_{nx} V_n^2 + K_f m_g g] \cdot \cos \alpha \\ P_y &= [(m - m_0)g + K_{ny} V_n^2 + K_f m_g g] \cdot \sin \alpha \end{aligned} \quad (11)$$

$$E_{x,y} = \frac{K_{x,y} \cdot M \cdot \sin}{K_{x,y}^2 + (m \cdot \omega)^2}; F_{x,y} = \frac{A \omega M}{K_{x,y}^2 + (m \cdot \omega)^2}; M = m \left(1 - \frac{\rho_n}{\rho_r} \right) A \omega^2$$

Показником, що характеризує ступінь інтенсифікації розпушування шару зерна і його “просіюваність” може служити коефіцієнт ефективної (уявленої) розпушеності (за аналогією із коефіцієнтом вібров'язкості).

Співставляючи вираз для швидкості занурення (спливання) частинки в сипке середовище (10) з відомим [5] виразом вільного падіння кулі у в'язкій рідині

$$V_x = \frac{(\rho_r - \rho_n)g}{3 \cdot \pi \cdot \mu \cdot d}, \quad (12)$$

де μ - коефіцієнт в'язкості рідини, знайдемо за аналогією ефективний коефіцієнт в'язкості

$$\mu_B = \frac{(\rho_r - \rho_n)g}{3 \cdot \pi \cdot d_q \left[\frac{P}{K} (1 - \exp\left(-\frac{K}{m}\right)) + E \sin \omega t + F \cos \omega t + (V_0 - F) \exp\left(-\frac{K}{m}\right) \right]}. \quad (13)$$

З аналізу виразів (10) і (13) встановлено, що при фіксованій амплітуді коливань швидкості спливання збільшується із підвищенням частоти коливань решета. Наявність штифтового розпушувача підвищує інтенсивність перемішування частинок шару і відповідно просіюваності зернового шару для дрібних частинок.

Застосування нерухомих штифтових розпушувачів у зерновому шарі, що знаходиться на решеті, який здійснює коливальний рух відносно штифтів дозволяє зменшити ефективну в'язкість віброзрідженого шару і відповідно повноту виділення дрібної фракції.

Список літератури

- 1 Котов Б.І, Волошин М.І. Перспективи розвитку конструкцій зернонасінеочисної техніки // Загальний міжвідомчий науково-технічний збірник "Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин". Кіровоград.2001.Вип.31. С.110-111.
- 2 Котов Б.І., Степаненко С.П., Пастушенко М.Г. Дослідження шляхів підвищення ефективності віброрешітних сепараторів зерна і насіння. // Всеукраїнський науково-технічний журнал "Виобробции в технике и технологиях". Вип.3 (35).- Вінниця:ВДАУ, 2004.- С.61-63.
- 3 Тищенко А.М. Кинетика интенсификации процессов виброцентробежного сепарирования зерновых смесей. Науковий вісник НАУ.2005. вип.80.-С.155-165.
- 4 Полуэктов Н.И. Исследование центрифугирования семенных смесей. Автореф. дисс.канд.техн. наук. Саратов 1961.С.17.
- 5 Блехман И.И., Хайман В.Я. О теории разделения сыпучих смесей. Известия АН СССР.Механика. Вып.№5.- С.21-30.
- 6 Бочкарев А.И. Исследование сепарации семян виброцентрифугированием. Автореф. дис.докт.техн.наук. Волгоград 1970.- 38 с.
- 7 Прокофьев И.П. Давление сыпучего тела и расчет подпорных стенок. М. Стройиздат.1947.С.141
- 8 Зенков Р.П. Механика насыпных грузов. М.Машиностроение. 1964.- 250 с.
- 9 Котов Б.І., Степаненко С.П.,. Механіко-математична модель руху твердої частинки у віброзрідженому шарі зерна // Загальний міжвідомчий науково-технічний збірник "Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин". Випуск 34. – Кіровоград: КДТУ, 2004.– 110с.

Приведены теоретические исследования по уточнению механизма взаимодействия рыхлителя с шаром сыпучей среды, которая совершает колебательные движения.

Theoretical researches on clarification of mechanism of co-operation of rihlitleya with the ball of friable environment which accomplishes fluctuating motions are resulted.

Одержано 10.07.05.

Разработка и исследование подъемных установок для производства гидропонной продукции

На основе обоснованных гипотез и допущений выведены дифференциальные уравнения динамики однобарабанных подъемных установок с учетом упругости валов и упруго-вязких весомых канатов переменной длины.

подъемные установки, гидропонная продукция, гипотеза, динамика, упругость валов

Прогноз долгосрочного развития сельскохозяйственного производства в государственных, подсобных и фермерских предприятиях ставит, в настоящее время, ряд качественно новых задач, связанных с энергетическими, трудовыми, материальными и экологическими проблемами. Решение этих задач в значительной степени зависит от технической оснащенности этих производств, внедрения передовых технологий, культуры труда и умения быть независимым от условий природы. Однако, возникший энергетический кризис, обусловленный процессом либерализации цен и разрывом экономических связей, практически отверг все существующие ранее в сельском хозяйстве технологии производства продукции как экономически невыгодные. Объективно возникла задача поиска новых технологических подходов, резко снижающих расход топлива - смазочных материалов, затрат труда, электроэнергии и других материальных ресурсов. Особенно бедственное положение сложилось в таких отраслях как животноводство и птицеводство из-за недостатка традиционных кормов (который ощущался и ранее), а также отсутствия комбикормов и витаминов, ранее поставляемых централизованным путем. В связи с этим возникла проблема разработки круглогодичного производства дополнительных кормов, позволяющих сбалансировать кормовые рационы на протяжении всего года. Условия их производства должны быть такими, чтобы любое хозяйство, опираясь на свои трудовые и финансовые ресурсы, могло легко освоить их производство. Этим требованиям отвечает гидропонный метод выращивания зеленых и белковых кормов. Гидропонный зеленый корм в шесть раз дешевле травяной муки, в пять - комбикорма без учета потерь питательных веществ при хранении. Производство этого экологически чистого корма не зависит от времени года.

Рассмотреть основные мировые тенденции в производстве гидропонного зеленого корма, наметить пути решения этой, важной для сельскохозяйственного производства проблемы, научно обосновать и разработать отечественные технологии и средства механизации.

В нашей стране выращивание гидропонного зеленого корма началось еще в 30-е годы, но до настоящего времени сдерживается несовершенством качества технологических процессов и низким уровнем их механизации. В таких высокоразвитых странах мира как Англия, Австрия, Испания, Португалия, США, Франция, Япония гидропонный метод выращивания зеленого корма является одним из основных в кормопроизводстве. Для производства гидропонного зеленого корма там широко используются, в основном, многоярусные установки, которые размещаются в наземных помещениях, высотных тепличных башнях и подземных горизонтах отработавших шахт. Экономия земельных угодий при производстве гидропонной

продукции составляет не менее 96-98 %.

Однако экспортируемые этими странами гидропонные установки являются очень дорогостоящими, что исключает возможность их широкого и доступного приобретения. Важность рассматриваемой проблемы требует безотлагательной научно обоснованной разработки отечественных технологий и средств механизации, обеспечивающих необходимый комплекс технологических процессов, который был бы экономически выгодным для предприятий с различными формами хозяйствования – государственные сельскохозяйственные предприятия, фермерские хозяйства, птицефабрики, племенные хозяйства и т.п. В Керченском морском технологическом институте совместно с Национальным аграрным университетом Украины на протяжении последних десяти лет ведутся фундаментальные исследования, целью которых является разработка комплексных научно-технических основ создания средств механизации производства гидропонных кормов, обеспечивающих оптимальные конструктивно-компоновочные решения условий протекания технологических процессов, существенно снижающих энерго – и материалоемкость, трудовые затраты и обеспечивающих экономическую целесообразность их массового применения в производстве.

На основании проведенных исследований получен ряд практически важных результатов. Так, экспериментальным путем доказано, что при нормах посева ячменя, овса, пшеницы $5,5 \text{ кг/м}^2$, гороха, вики 5 кг/м^2 , с продолжительностью выращивания 7 суток урожайность общей зеленой массы гидропонного корма составляет $45...55 \text{ кг/м}^2$. Технологический процесс выращивания зеленого корма протекает при температуре $20...25^\circ\text{C}$ и влажности $85...90\%$. Полив производится 6 раз в сутки – 4 раза водой и два питательным раствором, разработанным в Институте птицеводства УААН, при этом температура воды и раствора не должна превышать $15...16^\circ\text{C}$, что исключает развитие грибковых заболеваний. От общей выращенной массы гидропонного корма зеленая составляет $12...13 \text{ кг/м}^2$, а количество сухого вещества равно $7...8 \text{ кг/м}^2$. Выращивание зеленых кормов происходит при освещенности $600...700 \text{ лк}$ и продолжительности светового дня 15 часов в сутки. По химическому составу гидропонные зеленые корма практически не отличаются от выращиваемых в странах дальнего зарубежья и являются экологически чистыми.

Для реализации описанной технологии разработаны научные основы расчета, проектирования и оценки работоспособности многоярусных механических гидропонных установок с жесткими несущими стойками и качественно новыми конструктивными особенностями лотков, на которых происходит выращивание гидропонной продукции [1, 2, 3]. Физико-механические свойства конструкции лотка допускают разгрузку урожая и возврат его в исходное положение под действием сил тяжести без дополнительных энергетических и трудовых затрат (А.с. № 1512629). Такого типа установками оборудованы гидропонные цеха в ППС "Дубровский" и ПФ "Ленинская" Автономной республики Крым. Также теоретически обоснована и практически реализована приемлемость к эксплуатации в ряде хозяйств Крыма новых типов конструкций гидропонных установок с несущими канатами (А.с. №1628983, №15122528, №1732872). Для оценки работоспособности гидропонных систем с упругими несущими элементами нами разработаны параметрические критерии, характеризующие динамическую устойчивость этих систем, которые были положены в основу расчета и проектирования действующих установок. Созданы основы динамической теории расчета и проектирования качественно новых гидропонных установок с вращающимися модулями [3, 4]. Многолетняя практика эксплуатации гидропонных установок позволяет утверждать, что разработанные системы просты в изготовлении, надежны в эксплуатации и в значительной степени снижают

энергетические и трудовые затраты по сравнению с равными им по производительности зарубежными аналогами.

Проведенными исследованиями установлено, что при использовании гидропонного зеленого корма в качестве витаминной подкормки рекомендуются следующие суточные нормы для животных и птицы: для дойных коров - 5-8 кг, телят - 200...300 г, поросят-сосунов - 80...100 г, поросных свиноматок - 1,5...2 кг, овец - 0,5...1 кг, поросят и ягнят до двухмесячного возраста - 100...150 г, бройлеров - 15...20 г, кур-несушек - 20...25 г, цыплят - 8...19 г, уток - 40...45 г, гусей - 50 г. В качестве основного корма для одной коровы с телянком рацион гидропонного зеленого корма составляет не менее 50 кг в сутки. Эти нормы улучшают общее физическое состояние животных и птицы и значительно снижают ряд заболеваний (авитаминоз птицы, яловость коров, слабое развитие молодняка, слабую оплодотворенность яиц и т.п.).

Отметим показатели прироста живой массы животных и птицы, в питательный рацион которых добавляется гидропонный зеленый корм. Опыты по определению прироста живой массы птицы в различных возрастных периодах проводились на птицефабрике "Надежда", ПС "Краснофлотский" и ППС "Дубровский" начиная с 1999 г. В результате обработки полученного исходного материала с помощью ЭВМ было установлено, что прирост живой массы цыплят-бройлеров в возрасте пяти недель экспериментальной группы на 15-17 % выше, чем контрольной. Расхождение живой массы бройлеров в возрасте 8 недель достигало в среднем 18 % в пользу экспериментальной группы. Такой же прирост живой массы наблюдался при сравнении экспериментальных показателей кур-несушек и кур яичной линии. Аналогичные опыты проводились с утками различной породы разных возрастов. Расхождение живой массы в среднем достигало 20%. Примерное увеличение живой массы наблюдалось при сравнении отдельных опытных показателей контрольной и экспериментальной групп гусей и индеек. Следует отметить, что до скармливания гидропонного зеленого корма птицей племенного стада ППС "Дубровский" в яйце было 17...19 мг/кг каротина и 6...8 мг/кг провитамина А, а ежесуточное поедание по 20 г зеленого корма увеличило содержание этих элементов соответственно до 30...35 мг/кг и 10...12 мг/кг. Практически в 2 раза возросло содержание каротина в печени суточных цыплят, употреблявших гидропонный зеленый корм. Яйценоскость кур-несушек повысилась при этом на 15-17 шт. яиц по сравнению с контрольной группой. В 2002-2003 годах на птицефабрике "Надежда" и ППС "Дубровский" было проведено ряд опытов по определению влияния гидропонного зеленого корма на прирост живой массы поросят и телят. Для проведения экспериментальных исследований было отобрано две группы поросят: контрольная - 19 голов, экспериментальная - 22 головы. Начиная с третьей недели, поросятам экспериментальной группы выдавалось по 100 г гидропонного зеленого корма, а на 7 и 8 неделях по - 150 г. При сравнении результатов опыта было установлено, что в двухмесячном возрасте поросята контрольной группы имеют среднюю массу 17,4 кг, а экспериментальной - 20,8 кг. Опыт по определению влияния гидропонного зеленого корма на увеличение живой массы телят был проведен на птицефабрике "Надежда" в период с 10 марта по 29 апреля 2002 г. В контрольной группе содержалось 4 теленка, в экспериментальной - пять. Прирост средней живой массы теленка экспериментальной группы оказался выше контрольной группы на 18 %.

Следует отметить, что все опыты на птицах и животных проводились в осенне-зимний или зимне-весенний периоды. Таким образом, результаты экспериментальных исследований позволяют утверждать, что гидропонный зеленый корм оказывает существенное положительное влияние на физическое состояние и прирост живой массы животных и птицы.

Сравним отдельные экономические характеристики гидропонных цехов, изготавливаемых за рубежом и разработанных в Керченском морском технологическом институте и Национальном аграрном университете Украины. Ограничимся рассмотрением цехов производительностью выращивания гидропонного зеленого корма не более 3,5 т зеленой массы в сутки. Такое ограничение связано с тем, что в хозяйствах Украины и Крыма отсутствуют цеха, производительность которых превышает указанную. Более того, работа зарубежных цехов малой (75...1000 кг/сут.) и средней (1000...3500 кг/сут.) производительности хорошо освещена в имеющейся документации и литературе. Последнее позволяет сравнить более реальные экономические показатели. За основные, при расчете экономических показателей, при равной производительности примем: норму посева, расход воды, урожайность, продолжительность выращивания, общий расход электроэнергии, общую массу установок, стоимость 1 т корма. Рассмотрим конкретные зарубежные цеха. Фирма **Hydrodan** (Англия) изготавливает гидропонные установки типа **Landsaver (H-1000)** производительностью 1000 кг зеленого корма в сутки. Близкие по технологическим и техническим параметрам гидропонные установки изготавливает известная испанская фирма **ФПВ-1200**. Норма посева сухого зерна 7,2 кг/м², расход воды 1,0...1,2 м³ в сутки, урожайность 50 кг/м², продолжительность выращивания 8 суток. Общий суточный расход электроэнергии гидропонными установками **H-1000** – 120 кВт·ч, **ФПВ** – 185 кВт·ч (круглосуточное освещение), общая масса цеха – 6 т, стоимость 1 т корма – 90 гр. Примерно равные по производительности гидропонные цеха в ППС "Дубровский" и на птицефабрике "Надежда": норма посева 5,5 кг/м², полив комбинированный с суточным расходом воды 0,65 м³, урожайность 50 кг/м², общий расход электроэнергии: ППС "Дубровский" – 29,7 кВт·ч, птицефабрика "Надежда" – 37,4 кВт·ч, общая масса установок с оборудованием – 4,2 т и 4,8 т, продолжительность выращивания 7 суток, стоимость одной тонны гидропонного зеленого корма 29 гр. Австрийская фирма **LMF** выпускает установки для производства гидропонной продукции производительностью 3,3 т/сут. Норма посева 6 кг/м², полив комбинированный с суточным расходом воды 20 м³, урожайность 55 кг/м², продолжительность выращивания 6 суток, общий расход электроэнергии 144,4 кВт·ч, количество обслуживающих операторов – 4, стоимость 1 т выращенного зеленого корма составляет 72 гр. Аналогичный по производительности гидропонный цех, оборудованный восьмью трехъярусными двенадцатилотковыми установками эксплуатируется в ПС "Краснофлотский". Нормы посева, полив и урожайность – такие же, как и на птицефабрике "Надежда", суточный расход воды 13 м³, общий расход электроэнергии составляет 38 кВт·ч, количество операторов – 2, стоимость выращенной 1 т зеленого корма составляет всего 30 гр. Таким образом, вывод очевидный – отечественные установки для производства гидропонного зеленого корма являются более экономичными, чем их зарубежные аналоги.

Таким образом, при эксплуатации цехов для производства гидропонной продукции, оборудованных установками разработанной нами новой конструкции [4], при равной производительности с зарубежными аналогами, общий расход электроэнергии является в 2,5...3 раза меньшим, в 2 раза меньше масса самих установок и вспомогательного оборудования, а стоимость 1 т зеленого корма, выращенного на разработанных нами установках, в 2,5...3 раза ниже, чем зарубежного. Последнее достигается количественным и качественным совершенством технологических процессов выращивания корма, финансовыми затратами на металл и необходимые материалы для изготовления установок и конструктивными особенностями систем, позволяющими значительно экономить основные энергоносители.

В настоящее время широкое распространение получили башенные гидропонные

теплицы и подземные гидропонные цеха.

Башенные гидропонные теплицы достигают значительных высот. Так, вблизи Еревана высота такой теплицы составляет 70 м, а под Ригой – 140 м. Высота гидропонной башни "Солнце" – 82 в Японии – 240 м.

Существующие подземные гидропонные горизонты располагаются на глубине от 200 до 600 метров.

Доставка исходного посевного материала на такие высоты и глубины, а также вывоз выращенного урожая может в данном случае осуществляться только с помощью подъемных установок, которые монтируются на верхних ярусах башен или на поверхности земли. Поэтому необходимо создание обоснованной инженерной методики расчета указанных установок с целью обоснования их рациональных конструктивно-технологических параметров. Одним из главных этапов на пути создания такой методики есть составление дифференциальных уравнений динамики подъемных установок.

Подъемная установка состоит из подъемной машины с приводом и концевых грузов на канатах. Подъемная машина представляет собой устройство, преобразующее вращение вала двигателя в поступательное движение концевых грузов посредством навивки каната на вращающийся барабан. В настоящее время в странах дальнего зарубежья используются однобарабанные и двухбарабанные подъемные установки.

В работе [1] рассматривается динамика двух- и однобарабанных установок.

Тут расчетные схемы представляются в виде многомассовых крутильных систем, при этом массы канатов приводятся к массам концевых грузов, а изменение длины каната не учитывается.

В работе [2] рассматриваются динамические усилия в весоном упруго-вязком канате переменной длины в отрыве от подъемной машины, где взаимное влияние неизбежно.

В работе [3] наиболее четко сформулирована "Вторая основная задача динамики каната переменной длины", однако в дальнейшем исследуются частные задачи динамики каната.

В представленной работе, в отличие от указанных выше, выведены дифференциальные уравнения динамики подъемных установок как единого электромеханического комплекса: машина – канаты – концевые грузы.

Создание динамической теории расчета однобарабанных подъемных установок гидропонных комплексов на базе дифференциальных уравнений, описывающих динамические процессы во всех упругих элементах подъемной установки как в едином комплексе.

Рассмотрим механическую модель однобарабанной установки, изображенной на рисунке 1.

К сосредоточенным массам относятся вращающиеся массы (имеющие соответствующие моменты инерции), показанные на рисунке: ротор I_1 , редуктор I_2 , барабан I_3 , направляющие шкивы I_4 , I_5 , а также концевые грузы, обозначенные на рисунке через Q_1 , Q_2 .

Маховые массы с моментами инерции I_i соединены между собой соответственно стационарными связями крутильной и продольной жесткости C_{12} , C_{23} , K_1 , K_2 .

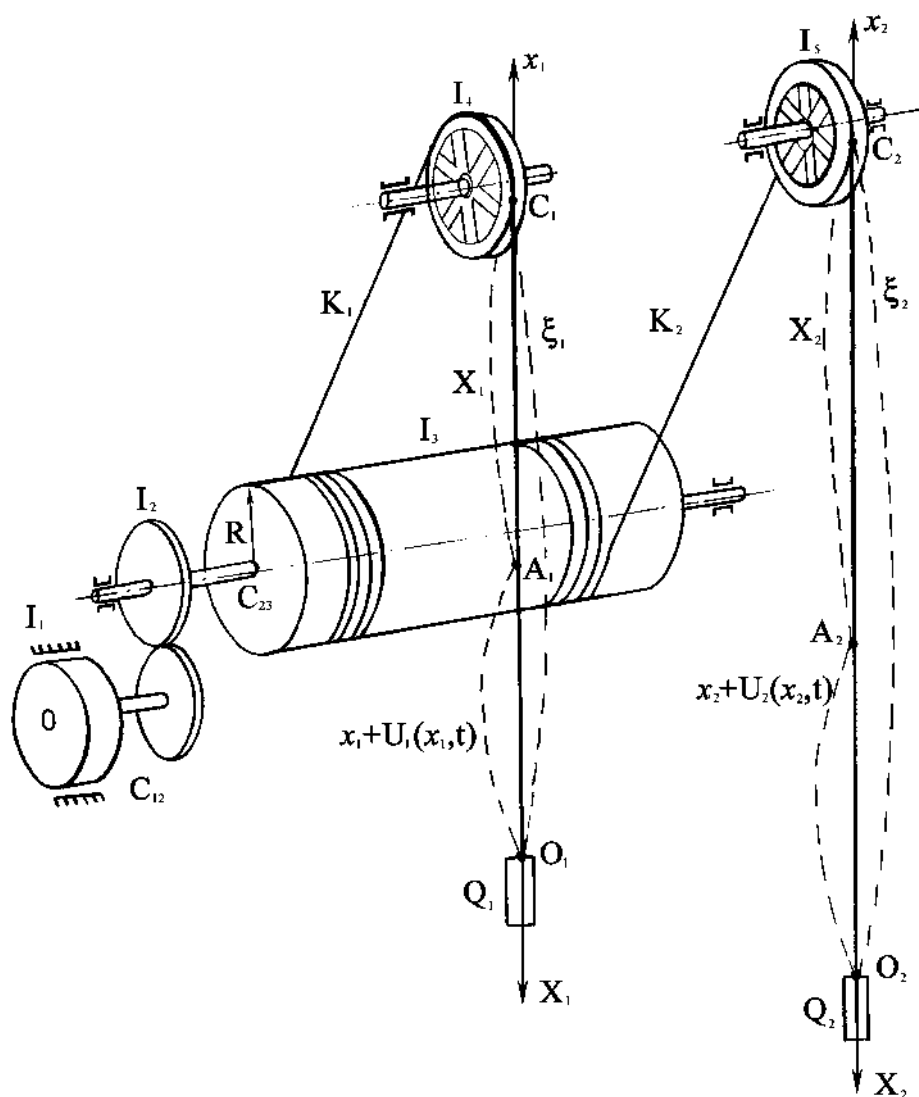


Рисунок 1 – Механическая модель и расчетная схема однобарабанной подъемной установки для подземных гидропонных цехов

Концевые грузы веса Q_1 и Q_2 связаны с барабаном I_3 и направляющими шкивами I_4 , I_5 упруго-вязкими нестационарными связями – канатами. К массе I_1 прикладывается момент электродвигателя $M_1(t)$. Крутящий момент от двигателя через вращающиеся массы и упругие связи передается к концевым грузам, в результате чего вся подъемная установка приводится в движение. С барабана I_3 канат свивается, опуская при этом концевой груз Q_1 . Одновременно на указанный барабан навивается вторая ветвь каната, производя подъем груза Q_2 .

Таким образом, подъемная установка работает как бы в маятниковом режиме, поочередно поднимая полезный груз, то одним, то другим канатом.

При выводе дифференциальных уравнений динамики подъемных установок для производства гидропонной продукции будем исходить из следующих основных допущений:

- 1) сосредоточенные массы крупных конструктивных узлов подъемных установок представляют собой абсолютно твердые тела;
- 2) соединения сосредоточенных масс установки – абсолютно упругие невесомые связи с постоянными коэффициентами жесткости;

- 3) внешнее трение и силы аэродинамического сопротивления отсутствуют;
- 4) подъемные канаты переменной длины представляют собой весомые упруго-вязкие нити и являются идеально-гибкими и некрутящимися;
- 5) поперечные колебания канатов отсутствуют;
- 6) канат в точках набегания на барабан и шкивы и схода с барабана и шкивов не проскальзывает относительно навивочной поверхности;
- 7) податливость опор барабана и направляющих шкивов пренебрежимо мала по сравнению с податливостями упругих связей силовой линии подъемной установки.

Отдельно то или иное из перечисленных допущений использовалось различными авторами в частных задачах динамики каната или машины, подтверждены теоретическими или экспериментальными исследованиями [1,2,3].

Вывод указанных дифференциальных уравнений основывается на составлении общего уравнения динамики механической системы.

С этой целью перейдем к выбору систем отсчета и обобщенных координат. Поместим начало осей неподвижной системы координат в точках набегания C_2 и схода C_1 канатов со шкивов. Оси C_1X_1 и C_2X_2 направим вниз по отвесам канатов. Начало осей подвижной системы координат поместим в точках O_1 и O_2 соединения канатов с грузами Q_1 и Q_2 соответственно. Оси O_1X_1 и O_2X_2 направим вверх по канатам. Тогда для произвольных точек сечений канатов A_1 и A_2 будем иметь:

$$\begin{aligned} X_1 &= \xi_1 - x_1 - U_1(x_1, t), \\ X_2 &= \xi_2 - x_2 - U_2(x_2, t), \end{aligned} \quad (1)$$

где ξ_1, ξ_2 – абсолютные координаты точек O_1 и O_2 ;

x_1, x_2 – относительные координаты точек A_1 и A_2 для недеформированных канатов;

U_1, U_2 – деформация длин частей канатов O_1A_1, O_2A_2 .

Связь между ξ_1, ξ_2 и переменными длинами канатов выразится следующими зависимостями:

$$\begin{aligned} \xi_1 &= l_1(t) + U_1(l_1, t), \\ \xi_2 &= l_2(t) + U_2(l_2, t), \end{aligned} \quad (2)$$

где $l_1(t)$ и $l_2(t)$ – переменные длины канатов в момент времени t без учета деформации канатов;

$U_1(l_1, t), U_2(l_2, t)$ – деформации канатов длины $l_1(t)$ и $l_2(t)$ соответственно.

Будем считать, что в точках набегания каната на барабан и шкив и его схода с барабана и шкива канат не проскальзывает относительно навивочной поверхности. Тогда в точке схода и набегания канатов на шкивы имеют место следующие соотношения:

$$\begin{aligned} \frac{d\xi_1}{dt} &= V_1 + \left. \frac{\partial U_1}{\partial t} \right|_{x_1=l_1}, \\ \frac{d\xi_2}{dt} &= V_2 + \left. \frac{\partial U_2}{\partial t} \right|_{x_2=l_2}, \end{aligned} \quad (3)$$

где V_1 и V_2 – окружные скорости шкивов.

Если обозначить абсолютные углы поворотов соответствующих

сосредоточенных масс через φ_K ($K=1,2,...,5$), то переменные длины канатов определяются по следующим зависимостям:

$$\begin{aligned} l_1 &= l_{0_1} + \varphi_4 \cdot r, \\ l_2 &= l_{0_2} - \varphi_5 \cdot r, \end{aligned} \quad (4)$$

где l_{0_1} и l_{0_2} – начальные длины отвесов канатов;

r – радиус шкивов.

В соответствии с зависимостями (1), (2) и (4) можно записать общие выражения:

$$\begin{aligned} X_1 &= X_1(\Phi_1, \Phi_2, l_1, t), \quad X_2 = X_2(\Phi_3, \Phi_4, l_2, t), \\ \xi_1 &= \xi_1(\Phi_1, \Phi_2, l_1, t), \quad \xi_2 = \xi_2(\Phi_3, \Phi_4, l_2, t), \end{aligned} \quad (5)$$

Здесь $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \Phi_4$ – неизвестные функции времени в формулах, предложенных Г.Н.Савиным [3], для абсолютного удлинения сечений канатов, которые входят в следующие зависимости:

$$\begin{aligned} U_1 &= X_1 \Phi_1 + X_1^2 \Phi_2, \\ U_2 &= X_2 \Phi_3 + X_2^2 \Phi_4. \end{aligned} \quad (6)$$

Принимая φ_K , X_1 , X_2 за обобщенные координаты, на основании общего уравнения динамики получим следующую систему дифференциальных уравнений динамики однобарабанной подъемной установки для подземных гидропонных цехов:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\Phi}_1 + C_{12}(\Phi_1 - i\Phi_2) &= M_1(t), \\ I_2 \ddot{\Phi}_2 + C_{23}(\Phi_2 - \Phi_3) - iC_{12}(\Phi_1 - i\Phi_2) &= 0, \\ I_3 \ddot{\Phi}_3 - C_{23}(\Phi_2 - \Phi_3) + K_1 R(\Phi_3 R - \Phi_4 r) + K_2 R(\Phi_3 R - \Phi_5 r) &= -M_3(t), \\ I_4 \ddot{\Phi}_4 + K_1 r(\Phi_3 R - \Phi_4 r) &= Q_1 \left[1 - \frac{1}{g} (\ddot{l}_1 + \dot{l}_1 \dot{\Phi}_1 + l_1 \ddot{\Phi}_1 + 2l_1 \dot{l}_1 \dot{\Phi}_2 + l_1^2 \ddot{\Phi}_2) \right] r + \\ &+ ql_1 \left[1 - \frac{1}{g} \left(\ddot{l}_1 + \dot{l}_1 \dot{\Phi}_1 + \frac{1}{2} l_1 \ddot{\Phi}_1 + 2l_1 \dot{l}_1 \dot{\Phi}_2 + \frac{2}{3} l_1^2 \ddot{\Phi}_2 \right) \right] r, \\ I_5 \ddot{\Phi}_5 - K_2 r(\Phi_3 R - \Phi_5 r) &= -Q_2 \left[1 - \frac{1}{g} (\ddot{l}_2 + \dot{l}_2 \dot{\Phi}_3 + l_2 \ddot{\Phi}_3 + 2l_2 \dot{l}_2 \dot{\Phi}_4 + l_2^2 \ddot{\Phi}_4) \right] r - \\ &- ql_2 \left[1 - \frac{1}{g} \left(\ddot{l}_2 + \dot{l}_2 \dot{\Phi}_3 + \frac{1}{2} l_2 \ddot{\Phi}_3 + 2l_2 \dot{l}_2 \dot{\Phi}_4 + \frac{2}{3} l_2^2 \ddot{\Phi}_4 \right) \right] r, \\ \frac{l_1}{g} \left(Q_1 + \frac{ql_1}{3} \right) \ddot{\Phi}_1 + \left[\frac{\dot{l}_1}{g} \left(Q_1 + \frac{ql_1}{2} \right) + \alpha \right] \dot{\Phi}_1 + K\Phi_1 + \frac{l_1^2}{g} \left(Q_1 + \frac{5ql_1}{12} \right) \ddot{\Phi}_2 + \\ &+ l_1 \left[\frac{2}{g} \left(Q_1 + \frac{ql_1}{2} \right) \dot{l}_1 + \alpha \right] \dot{\Phi}_2 + l_1 K\Phi_2 = \left(Q_1 + \frac{ql_1}{2} \right) \cdot \left(1 - \frac{\ddot{l}_1}{g} \right), \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{l_1}{g} \left(Q_1 + \frac{5ql_1}{12} \right) \ddot{\Phi}_1 + \left[\frac{\dot{l}_1}{g} \left(Q_1 + \frac{2ql_1}{3} \right) + \alpha \right] \dot{\Phi}_1 + K\Phi_1 + \frac{l_1^2}{g} \left(Q_1 + \frac{8ql_1}{15} \right) \ddot{\Phi}_2 + \\
& + l_1 \left[\frac{2}{g} \left(Q_1 + \frac{2ql_1}{3} \right) \dot{l}_1 + \frac{4}{3} \alpha \right] \dot{\Phi}_2 + \frac{4}{3} Kl_1 \Phi_2 = \left(Q_1 + \frac{2ql_1}{3} \right) \left(1 - \frac{\ddot{l}_1}{g} \right), \\
& \frac{l_2}{g} \left(Q_2 + \frac{ql_2}{3} \right) \ddot{\Phi}_3 + \left[\frac{\dot{l}_2}{g} \left(Q_2 + \frac{ql_2}{3} \right) + \alpha \right] \dot{\Phi}_3 + K\Phi_3 + \frac{l_2^2}{g} \left(Q_2 + \frac{5ql_2}{12} \right) \ddot{\Phi}_4 + \\
& + l_2 \left[\frac{2}{g} \left(Q_2 + \frac{ql_2}{2} \right) \dot{l}_2 + \alpha \right] \dot{\Phi}_4 + Kl_2 \Phi_4 = \left(Q_2 + \frac{ql_2}{2} \right) \left(1 - \frac{\ddot{l}_2}{g} \right), \\
& \frac{l_2}{g} \left(Q_2 + \frac{5ql_2}{12} \right) \ddot{\Phi}_3 + \left[\frac{\dot{l}_2}{g} \left(Q_2 + \frac{2ql_2}{3} \right) + \alpha \right] \dot{\Phi}_3 + K\Phi_3 + \frac{l_2^2}{g} \left(Q_2 + \frac{8ql_2}{15} \right) \ddot{\Phi}_4 + \\
& + l_2 \left[\frac{2}{g} \left(Q_2 + \frac{2ql_2}{3} \right) \dot{l}_2 + \frac{4}{3} \alpha \right] \dot{\Phi}_4 + \frac{4}{3} Kl_2 \Phi_4 = \left(Q_2 + \frac{2ql_2}{3} \right) \left(1 - \frac{\ddot{l}_2}{g} \right). \tag{7}
\end{aligned}$$

К уравнению (7) следует присоединить уравнения нестационарных связей (4). В полученной системе уравнений: i – передаточное число редуктора; C_{12}, C_{23}, K_1, K_2 – жесткости соответствующих упругих связей; R – радиус барабана; I_K – моменты инерции сосредоточенных масс подъемной установки; Q_1, Q_2 – концевые грузы; q – вес одного погонного метра каната; S_1 и S_2 – усилия в канатах.

Полученные дифференциальные уравнения динамики подъемной установки могут быть использованы для расчета усилий в канатах и моментов сил упругости в валах барабана при любых режимах работы установки. Это дает возможность научно обосновать конструктивные и кинематические параметры рассматриваемых подъемных установок.

Получена система дифференциальных уравнений динамики подъемных установок как единого электромеханического комплекса. Дальнейшее решение указанной системы дифференциальных уравнений позволит определить как динамические усилия в упруго-вязких канатах переменной длины, так и момент сил упругости в валах установки. Более того, эти уравнения приемлемы для решения задач синтеза подъемных установок других типов.

Список литературы

- 1 Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами. – М.: Машгиз, 1969. – 146 с.
- 2 Глушко Я.М. Динамические усилия в подъемных канатах переменной длины. – Труды МакНИИ, – 1969.
- 3 Савин Г.Н., Горошко О.А. Динамика нити переменной длины. – К.: Изд-во АН УССР, 1962. – 426 с.

На основі обґрунтованих гіпотез та допущень отримані диференціальні рівняння динаміки однобарабаних підйомних установок з урахуванням пружності валів та пружно-в'язких вагомих канатів змінної довжини.

On the basis of the proved hypotheses and assumptions the differential equations of dynamics of elevating installations are deduced in view of shaft of the machine elasticity and elastic - viscous powerful ropes of variable length.

Получено 10.07.05

Аналітичне визначення факторів впливу на коефіцієнт готовності сільськогосподарських машин в системі їх технічного обслуговування

В статті наведено аналітичні викладки впливу показників експлуатаційної надійності на коефіцієнт готовності сільськогосподарських машин в розрізі профілактичних регламентованих заходів їх технічного обслуговування.

безвідмовність, відмова, наробіток, коефіцієнт готовності, потік відмов, машина сільськогосподарська, технічне обслуговування

Наукові задачі із забезпечення надійності систем, що обслуговуються, розкриваються дослідниками в значній кількості працях [1-7]. Найбільшого успіху досягнуто для систем з експоненціальним законом розподілу тривалості [5-7]. В цьому випадку процес функціонування розглядається через призму лінійних диференційних рівнянь, які складаються за схемою процесу при застосуванні елементарних формальних правил. Однак існують процеси, в яких тривалість не підпорядковується експоненціальному розподілу, тоді виникають складнощі як в описовій ланці, так і в вирішенні рівнянь, якими бувають і диференціальні рівняння в частиних похідних або інтегродиференціальні рівняння [8, 9]. При необхідності вирішення практичних задач майже завжди застосовується статистичне моделювання [10]. Праці з пошуку оптимальних або раціональних систем обслуговування, і технічного обслуговування зокрема, наскільки відомо авторіві, поки що не отримали належного оприлюднення.

Показники, які визначають сукупну надійність робочого процесу сільськогосподарських машин: середній наробіток на відмову $\bar{T}_{cp}$, ймовірність безвідмовної роботи $P(t)$, щільність ймовірності відмов $\phi(t)$ та інші є випадковими величинами [11]. Вони можуть бути вираженими [12] через власні позациклові втрати $\sum t_c$, які складають частину загальних позациклових втрат $\sum t_{зар}$ технологічного процесу сільськогосподарської машин, а саме:

$$\sum t_{зар} = \sum t_c + \sum t_{ун}, \quad (1)$$

де $\sum t_{ун}$ - втрати часу з причини організаційних вад і на усунення несправностей.

На показники надійності сільськогосподарських машин, за дотримання умови, що процес експлуатації є стабільним, $\sum t_{ун}$ не впливає [13]. Безвідмовність системи визначається функцією показника надійності $P(t)$, тобто ймовірність безвідмовної роботи на протязі часу t . В системі, де елементи з'єднані послідовно і їх надійність взаємонезалежна, функція надійності системи визначається за відомою формулою [14]:

$$P(t) = P_1(t) \cdot P_2(t) \dots P_n(t), \quad (2)$$

де $P_1(t)$, $P_2(t)$, ..., $P_n(t)$ - ймовірність безвідмовної роботи окремих елементів (деталей, складальних одиниць, вузлів, агрегатів) сільськогосподарських машин.

Для визначення виду функції (2) сільськогосподарських машин використовується наступний прийом. Кожний елемент сільськогосподарської машини розглядається як складова з двох умовних елементів, вважаючи при цьому, що випадкові відмови одного умовного елемента відбувається з причини технологічних несправностей в системі, а випадкові відмови другого умовного елемента пов'язані проявом технічних несправностей [15]. Обидва умовні елемента з'єднані, в розрізі системи надійності, послідовно [16] і тому відмова будь-якого з них призводить до відмови спочатку елемента і всієї сільськогосподарської машини [17].

Розподіл часу безвідмовної роботи умовних елементів при випадковому характері відмов в складних нерезервованих системах багаторазового застосування, якими і є сільськогосподарські машини, можуть бути прийнятим як експоненціальний закон з постійними параметрами ($w = const$) [18, 19].

Мета дослідження – аналітично сформулювати шляхи збільшення коефіцієнту готовності сільськогосподарських машин при застосуванні профілактичних регламентованих заходів їх технічного обслуговування.

Зроблене припущення про експоненціальний закон розподілу достатньо адекватне при забезпеченні виконання таких умов:

- процес експлуатації сільськогосподарської машини стабільний;
- робочі механізми, вузли і агрегати машини пройшли попереднє припрацювання і відрегульовані;
- профілактичне технічне обслуговування забезпечує заміну вузлів і механізмів машини не допускаючи їх до аварійного зносу і відмов;
- час експериментального дослідження надійності машини складає незначну частину від часу стабільної її експлуатації.

Тоді ймовірність безвідмовної роботи умовного елемента системи, випадкові відмови якого характеризують технічну надійність машини, визначаємо за таким виразом:

$$P_1(t) = e^{-w_1 \cdot t} \quad (3)$$

і, відповідно, функцією щільності ймовірності безвідмовної роботи:

$$\varphi_1(t) = w_1 \cdot e^{-w_1 \cdot t}. \quad (4)$$

Ймовірність безвідмовної роботи умовного елемента, випадкові відмови якого характеризують технологічну надійність, визначаються за наступним виразом:

$$P_2(t) = e^{-w_2 \cdot t} \quad (5)$$

і, відповідно, функцією щільності ймовірності безвідмовної роботи:

$$\varphi_2(t) = w_2 \cdot e^{-w_2 \cdot t}. \quad (6)$$

В складній системі завжди наявні групи елементів з однаковою функцією показника надійності. Тому, враховуючі вирази (2), (3) і (5), функція ймовірності безвідмовної роботи сільськогосподарської машини може бути представлена наступним виразом:

$$P(t) = \prod_{i=1}^n \left\{ \left[e^{-w_1 \cdot t} \right]^{n_1} \cdot \left[e^{-w_2 \cdot t} \right]^{n_2} \right\} = \prod_{i=1}^n \left\{ e^{-(n_1 w_1 + n_2 w_2) \cdot t} \right\}, \quad (7)$$

де n_1 - число елементів, які мали випадкові відмови з технічних причин;

n_2 - число елементів, які мали випадкові відмови з технологічних причин;

n - загальне число елементів в машині.

Наробіток на відмову (математичне очікування часу безвідмовної роботи) можна визначити, якщо відома функція ймовірності безвідмовної роботи (7), а саме:

$$\bar{T}_{cp} = \int_0^{\infty} P(t) dt = \prod_{i=1}^n \int_{i=1}^n e^{-(n_1 w_1 + n_2 w_2) t} dt = \prod_{i=1}^n \left\{ \frac{1}{n_1 w_1 + n_2 w_2} \right\}. \quad (8)$$

За комплексний показник надійності мобільних машини, і сільськогосподарської машини зокрема, згідно діючого національного стандарту [20] нормовано коефіцієнт готовності K_g . Він чисельно визначає ймовірність того, що в проміжках між профілактичними регламентованими заходами технічного обслуговування сільськогосподарська машина буде роботоздатна в довільно обраний момент часу.

Коефіцієнт готовності при встановленому режимі експлуатації може бути вираженим через позациклові втрати технологічного процесу експлуатації [21] і набути наступного виду:

$$K_g = \frac{T_u}{T_u + T_v} = \frac{\bar{T}_{cp}}{\bar{T}_{cp} + \bar{t}_{np}}, \quad (9)$$

де T_u - цикловий час роботи;

T_v - час випадкових відмов;

$\bar{t}_{np}$ - середній час усунення відмови (відновлення роботоздатності).

Середній час усунення несправності можна визначити [10] за наступним виразом:

$$\bar{t}_{np} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N t_i, \quad (10)$$

де N - кількість відмов;

t_i - тривалість i -ї усунення відмови.

Звівши до виразу (9), значення показників надійності за виразами (8) і (10) та виконавши скорочення отримаємо, що коефіцієнт готовності набуває наступного виду:

$$K_g = \frac{N}{N + \sum_{i=1}^N t_i \cdot \prod_{i=1}^n \{n_1 w_1 + n_2 w_2\}}. \quad (11)$$

В часі стабільність процесу (надійності сільськогосподарської машини) зменшується. Це спричинено як порушення першопочаткових технологічних регулювань, так і зношенням елементів, що формують систему. Тому в визначений момент часу t' надійність машини характеризується середньою ймовірністю відмов $w'(t')$, тоді в момент часу t'' надійність машини характеризується середньою ймовірністю відмов $w''(t'')$ і для системи, що розглядається, буде справедлива нерівність $w''(t'') > w'(t')$. Отже, функція ймовірності безвідмовної роботи $P'(t)$ сільськогосподарської машини з врахуванням зміни параметра потоку відмов в часі набуває наступного виду:

$$P^a(t) = e^{-w' \cdot t'} \cdot e^{-w'' \cdot t''} = e^{-(w' \cdot t' + w'' \cdot t'')}. \quad (12)$$

Щільність ймовірності $\varphi^a(t)$ безвідмовної роботи сільськогосподарської машини з врахуванням частоти виникнення відмов визначається як композиція законів розподілу ймовірностей $\varphi'(t')$ і $\varphi''(t'')$. Визначення можна провести за формулою для звертання [22] функцій $\varphi'(t')$ і $\varphi''(t'')$, тобто отримаємо:

$$\varphi^a(t) = \varphi'(t') + \varphi''(t'') = \int_0^{\infty} \varphi'(t') \varphi''(t - t') dt'. \quad (13)$$

Закони розподілу щільності ймовірності для елементів системи, якою є сільськогосподарська машина, будуть мати обмеження:

$$\varphi'(t') = \begin{cases} w' \cdot e^{-w' \cdot t'} & \text{при } t' > 0 \\ 0 & \text{при } t' < 0 \end{cases}; \text{ і } \varphi''(t'') = \begin{cases} w'' \cdot e^{-w'' \cdot t''} & \text{при } t'' > 0 \\ 0 & \text{при } t'' < 0 \end{cases}. \quad (14)$$

Обидві функції (14) не набувають нульового значення тільки при додатних значеннях аргументу. Тобто, $\varphi'(t') = 0$ при $t' < 0$ і $\varphi''(t'') = 0$ при $t'' < 0$. За формулою (13) з врахуванням умов (14) отримаємо наступне:

$$\varphi^\alpha(t) = \int_0^t (w' \cdot e^{-w' \cdot t'}) \cdot (w'' \cdot e^{-w'' \cdot (t-t')}) dt' = \frac{w' \cdot w'' \cdot (e^{-w' \cdot t} - e^{-w'' \cdot t})}{w'' - w'}. \quad (15)$$

Наробіток сільськогосподарської машини на відмову визначиться з врахуванням зміни частоти відмов за наступним видом:

$$\bar{T}_{cp}^\alpha = \int_0^t t \cdot \frac{w' \cdot w'' \cdot (e^{-w' \cdot t} - e^{-w'' \cdot t})}{w'' - w'} dt = \frac{w' + w''}{w' \cdot w''}. \quad (16)$$

Коефіцієнт готовності сільськогосподарської машини в такому випадку набуває наступного виду:

$$K_r = \frac{w' + w''}{w' + w'' + w' \cdot w'' \cdot \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^M t_{ij}}, \quad (17)$$

де t_{ij} - час на усунення i -ї відмови в j -ом інтервалі.

Таким чином, коефіцієнт готовності сільськогосподарських машин залежить: від кількості відмов; частоти відмов з технічних і технологічних причин; від часу усунення відмови (відновлення роботоздатності). Якщо при експлуатації сільськогосподарської машини надійність її елементів в довільні періоди роботи різна, то і коефіцієнт готовності машини необхідно визначати з врахуванням зміни середнього рівня частоти відмов і зміни часу на відновлення роботоздатності.

В перспективі подальших досліджень передбачається провести експериментальну перевірку отриманих аналітичних викладок.

Список літератури

1. Бойко А.І. Тенденції розвитку вітчизняного сільгоспмашинобудування і проблем забезпечення надійності машин // Науковий вісник Національного аграрного університету: 36. наук. пр. – К.: НАУ, 2004. – Випуск 73. Частина 2. – С. 181–183.
2. Молодик М.В., Молодик Л.П. Напрями і методичні принципи оцінки різних організаційних форм технічного сервісу сільськогосподарської техніки // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства: 36. наук. пр. – Харків: ХДТУСГ, 2003. – Випуск 17. “Підвищення надійності відновлюємих деталей машин”. – С. 6–9.
3. Халфин М.А., Хисметов Н.З. О сроках службы машин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2003. – № 12. – С. 5-8.
4. Сідашенко О.І. Стан та напрямки розвитку технічного сервісу регіону // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства: 36. наук. пр. – Харків: ХДТУСГ, 2003. – Випуск 14. “Підвищення надійності відновлюємих деталей машин”. – С. 6–10.
5. Сидорчук О. Розвиток теорії функціональних структур матеріального виробництва // 36. наук. пр. Львівського державного аграрного університету: Серія Агроінженерні дослідження. – Львів: ЛДАУ, 2003. – Випуск 7. – С. 3-8.
6. Сماشнюк О.В. Оцінка показників безвідмовності зернозбиральних комбайнів, що відпрацювали нормативний термін експлуатації // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства: 36. наук. пр. – Харків: ХДТУСГ, 2004. – Випуск 24. “Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні”. – С. 150-154.
7. Войтюк В., Демко А., Демко С. Вплив строків експлуатації на модель зміни працездатності зернозбиральних комбайнів // Техніка АПК. – 2005. – № 8. – С. 14-18.
8. Арсеньев Г.М. Каледин Г.В. Модель построения системы поддержания технического ресурса сельскохозяйственных машин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2000. – № 6. – С. 21-23.

9. Савченко В.Б. Забезпечення надійності сільськогосподарських машин і технологічних комплексів: Дис. ... канд. техн. наук –Харків, 2001. – 156 с.
10. Анилович В.Я., Гринченко А.С., Литвиненко В.Л. Надёжность машин в задачах и примерах. – Харків: ОКО, 2001. – 319 с.
11. Бойко А.І. Сучасні проблеми забезпечення надійності сільськогосподарської техніки // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства: Зб. наук. пр. – Харків: ХДТУСГ, 2003. – Випуск 15 “Підвищення надійності відновлюємих деталей машин”. – С. 10-13.
12. Войтюк В., Демко А., Демко С. Технічний сервіс – як засіб розв’язання проблем надійності сільськогосподарської техніки // Техніка АПК. - 2004. - № 6-7. – С.37, 38.
13. Добролюбов И.П. Оперативный контроль и управление показателями машинно-тракторных агрегатов, определяющими их эффективное использование: Дис. ... д-ра техн. наук. - Новосибирск, 1992. – 312 с.
14. Гринченко О. Методичні особливості аналізу результатів випробувань на надійність дослідних зразків техніки // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: Зб. наук. пр. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л.Погорілого, 2004. – Випуск 7. – С. 396-401.
15. Елизветин М.А. Повышение надёжности машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 185 с.
16. Брауде Л.К. Вероятностные методы расчета грузоподъёмных машин. – Л.: Машиностроение, 1978. – 236 с.
17. Смашнюк О.В., Роговський І.Л. Відмови зернозбиральних комбайнів ”Дон-1500” в умовах рядової експлуатації та їх класифікація // Науковий вісник Національного аграрного університету: Зб. наук. пр. – К.: НАУ, 2005. – Випуск 80. – С. 200-205.
18. Рибак Т. Прогнозування ресурсу роботи мобільних сільськогосподарських машин // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: Зб. наук. пр. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л.Погорілого, 2004. – Випуск 7. – С. 149-161.
19. Роговський І.Л. Оцінка безвідмовності сільськогосподарських машин через характеристику потоку відмов // Вісник Степу: Науковий збірник. – Кіровоград: КДСГС УААН, 2005. – С. 108-110.
20. ДСТУ 2862-94 Надійність техніки. Терміни та визначення.
21. Смашнюк О.В. Оцінка коефіцієнта готовності зернозбиральних комбайнів, що відпрацювали амортизаційний термін // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: Зб. наук. пр. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ, 2003. – Випуск 6. Книга 1. – С. 158-163.
22. Лейфер Л.А. Методы объединения неоднородной информации и их применение в задачах оценивания показателей надежности машин по результатам их испытания. – М.: Знание, 1982. – 112 с.

В статье изложены аналитические выкладки влияния показателей эксплуатационной надёжности на коэффициент готовности сельскохозяйственных машин в разрезе профилактических регламентированных действий их технического обслуживания.

In paper the analytical statements of influence of the parameters of operational reliability on factor of readiness of the agricultural machines in section of preventive regulated actions of their maintenance service are stated.

Одержано 10.09.05

Обґрунтування періодичності технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів за рівнем надійності їх агрегатів та систем

Визначені основні показники надійності агрегатів і систем зернозбиральних комбайнів “Дон-1500” в понаднормативний термін їх експлуатації. Наведені математичні моделі оптимізації періодичності основних операцій технічного обслуговування, за якими обґрунтовано періодичність їх виконання для зернозбиральних комбайнів “Дон-1500” в залежності від рівня надійності складових його агрегатів та систем.

зернозбиральний комбайн, надійність, відмова, безвідмовність, технічне обслуговування, періодичність, ремонтпридатність

Рівень відповідності якості роботи агротехнічним і експлуатаційним вимогам будь-якої машини визначається рівнем її надійності. В даний час значна кількість техніки агропромислового комплексу України перебуває у критичному технічному стані. Аналіз комбайнового парку України свідчить, що машин катастрофічно не вистачає, а наявні – морально і фізично зношені. Відмови старої і спрацьованої техніки в силу фізичних законів через нагромадження пошкоджень неминучі. Тому підвищення безвідмовності та забезпечення якості обслуговування наявних зернозбиральних комбайнів є важливою і актуальною задачею.

Парк зернозбиральних комбайнів, що наявний нині в аграрному секторі виробництва не відповідає потребам сьогодення. Про це свідчать дані щодо технічного стану цих машин. За період з 1991 року їх кількість зменшилась на 55 тисяч одиниць, а рівень їх технічної готовності в період виконання польових робіт знизився до 65 %. В господарствах експлуатується близько 80 відсотків зернозбиральних комбайнів, що відпрацювали по одному і більше нормативних строків експлуатації [1] і підлягають списанню.

Підтримання надійності наявного парку зернозбиральних комбайнів на певному рівні покладено на інженерні служби господарств і забезпечується системою технічного обслуговування і усунення відмов, тому вона є одним із визначальних чинників ефективності використання зернозбиральної техніки. Але, як свідчить досвід, діюча система не завжди узгоджується з потребою у використанні обслуговуючих операцій. При цьому основною причиною падіння технічної готовності при експлуатації зернозбиральних комбайнів є недотримання планово-попереджувальної системи технічного обслуговування і ремонту. Працездатність техніки на 46,5 відсотків залежить від дотримання правил технічного обслуговування в період експлуатації безпосередньо в господарствах.

Відомо, що час безвідмовної роботи машин та інтенсивність відмов залежать від багатьох причин, врахувати які повністю практично нема змоги. До того ж, надійність техніки, залежно від її наробітку, має характер спаду.

Так наробіток на відмову нових зернозбиральних комбайнів “Дон-1500” знаходиться в межах 20-25 мотогодин, на 5-6 році експлуатації – 8-15 мотогодин [2], на 14 році – 6-8 мотогодин.

Проте запроваджена система технічного обслуговування і ремонту не враховує цей факт, періодичність ремонтно-обслуговуючих робіт залишається незмінною. Тому обслуговування елементів машин із заданою періодичністю буде запізним, коли відмова виникає раніше ніж машина відпрацювала регламентований строк. Як наслідок, виникають витрати, пов'язані з форсованим спрацюванням деталей машин, що працюють в умовах відмови елемента. Крім того, незапланований ремонт, внаслідок відмови, потягне за собою значні затрати часу на відновлення працездатності машини, що в напружений час не допустимо. В результаті польові операції в господарствах проводяться із збільшеними строками (майже в 3-4 рази), що негативно відображається на об'ємі виробництва (втрати до 30 %) та якості отримуваної продукції [3]. Це все підтверджує принципові вади регламентного способу обслуговування наявної в господарствах техніки і є однією з основних причин перевитрат коштів на проведення ремонтно-обслуговуючих робіт [4].

Необхідною умовою підвищення рівня надійності зернозбиральних комбайнів і підтримання їх у працездатному стані є своєчасне і якісне виконання технічного обслуговування (ТО) та профілактичних заходів за результатами діагностики протягом періоду експлуатації машин.

Основоположними роботами в створенні наукового напрямку з оптимізації технічного обслуговування в сфері експлуатації і технічного обслуговування сільськогосподарської техніки стали наукові роботи вчених І.Е. Ульмана, Л.І. Гунера, Г.П. Каплуна, А.М. Крикова, М.П. Малащенко [5-8] та багатьох інших. В теорію оптимізації технічного обслуговування суттєвий вклад внесли вчені В.І. Казарцев, Е.С. Кузнецов, Е.Ю. Барзилович, В.А. Каштанов, Б.С. Іванов [9, 10] та ін. З задачею обґрунтування параметрів ремонтного циклу для машини і правил призначення ремонтно-обслуговуючих робіт для елементів машин пов'язані дослідження вчених А.І. Селиванова, С.С. Черепанова, В.М. Міхліна, А.С. Гальперіна, А.С. Пронікова, Ю.Н. Артемьєва [11-14] та ін.

Встановлення оптимальної періодичності і об'єму робіт становлять основу планування технічного обслуговування машинно-тракторного парку. Аналіз існуючих методів визначення оптимальних термінів проведення технічного обслуговування показує, що в більшості наукових робіт знаходження оптимальної періодичності технічного обслуговування сільськогосподарських машин здійснюється на основі оптимізації за окремо взятим критерієм економічності або надійності.

Але при експлуатації зернозбиральних комбайнів необхідне забезпечення високої ймовірності безвідмовної роботи при їх мінімальному простою. В таких умовах вартісні критерії або часткові показники надійності (ймовірність безвідмовної роботи, коефіцієнт технічного використання, коефіцієнт готовності), взяті окремо, не можуть бути прийняті в якості критерію при визначенні оптимальної періодичності технічного обслуговування.

В праці [15] зроблена спроба узагальнити методичний підхід до обґрунтування періодичності технічного обслуговування сільськогосподарських машин. А в [16] запропоновані заходи з удосконалення технології технічного обслуговування існуючого парку зернозбиральних комбайнів з метою зменшення трудомісткості виконання технологічних операцій.

Мета даної роботи полягає у визначенні та обґрунтуванні оптимальної періодичності технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів в понаднормативний термін експлуатації відповідно до фактичного рівня надійності їх агрегатів та складових підсистем.

За даними багаторічних досліджень нині середній фактичний строк служби зернозбиральної техніки складає 14,3 роки (при нормативі 10 років). Розрахунками

встановлено, що можливі строки служби зернозбиральних комбайнів з урахуванням їх модернізації і форм власності господарств можуть бути продовжені до 18 років для колективних, до 22 для орендних, до 36 для фермерських [17]. В зв'язку з цим постало питання про те, як підтримувати працездатність наявної в господарствах зернозбиральної техніки з мінімальними витратами коштів і часу та якою має бути система їх технічного обслуговування і ремонту.

З метою встановлення можливостей подальшої експлуатації та перевірки розроблених математичних моделей обґрунтування періодичності основних операцій технічного обслуговування були проведені дослідження відмов і несправностей в умовах реальної експлуатації зернозбиральних комбайнів “Дон-1500” як таких, що відпрацювали нормативний термін. В результаті чого встановлено характер і основні причини виникнення відмов [18], визначено основні показники надійності [19, 20].

Надійність зернозбирального комбайна, як складної системи, визначається надійністю складових його агрегатів, вузлів і деталей. Таке з'єднання деталей в теорії надійності називається послідовним, коли відмова окремої деталі приводить до відмови всієї машини. В даному випадку ймовірність безвідмовної роботи комбайна $P(t)$ визначається за теоремою множення ймовірностей:

$$P(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t), \quad (1)$$

де $P_i(t)$ – ймовірність безвідмовної роботи i -ої складової частини комбайна.

У відповідності з даною формулою можна оцінити ступінь впливу кожного агрегату, вузла чи деталі на надійність комбайна в цілому.

За результатами досліджень були визначені показники безвідмовності (наробіток на відмову), ремонтпридатності (середній час відновлення працездатності) і розраховані коефіцієнти готовності основних агрегатів і підсистем зернозбирального комбайна “Дон-1500” в понаднормативний термін експлуатації (табл. 1).

Таблиця 1 – Показники надійності агрегатів і систем зернозбирального комбайна “ДОН-1500” в понаднормативний термін експлуатації

Назва агрегату чи системи	Кількість відмов		Середнє значення		Коефіцієнт готовності
	шт.	%	наробітку на відмову, мото-год.	часу усунення відмови, год.	
Жатка (підбирач)	3	22	22,4	1,2	0,949
Молотарка	3	21	33,1	2,7	0,925
Обладнання НЧУ	1	5	93,7	0,7	0,993
Двигун	2	11	55,3	5,4	0,911
Трансмісія	1	7	117,6	2,4	0,980
Механічні передачі	2	17	31,3	1,0	0,969
Гідросистема	2	15	53,7	0,7	0,987
Електрообладнання	0,3	2	131,6	0,3	0,998
Комбайн в цілому	14	100	6,5	1,5	0,813

Встановлено, що показники безвідмовності зернозбиральних комбайнів значно нижчі регламентованої періодичності їх технічного обслуговування, яка розрахована для нової надійної техніки. Так, оцінка показників безвідмовності зернозбиральних комбайнів “Дон-1500” за групами складності показала, що наробіток на відмову другої групи складності має найменше значення 9,6 мото-год. Відмови ж першої і третьої груп складності мають значення наробітку відповідно 13,9 мото-год і 36,1 мото-год.

Для обґрунтування періодичності технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів в понаднормативний термін експлуатації відповідно до рівня їх надійності використано підхід, в основу якого покладено забезпечення високої ймовірності безвідмовної роботи при їх мінімальному простою на технічному обслуговуванні і усуненні відмов.

Всі операції, передбачені правилами технічного обслуговування комбайнів, можна об'єднати в такі групи: мийно-очисні, контрольно-оглядові, регульовально-кріпильні, мастильно-заправні. Призначення операцій технічного обслуговування пов'язане з наслідками відмов, тому в залежності від операцій нами використано різні математичні моделі оптимізації періодичності.

З метою забезпечення високої ймовірності безвідмовної роботи при експлуатації зернозбиральних комбайнів з мінімальними простоями на обслуговуванні для визначення періодичності проведення контрольно-оглядових операцій прийнятий комплексний показник, який кількісно оцінюється добутком коефіцієнта технічного використання $K_{ТВ}$ на ймовірність безвідмовної роботи $P(t)$ [21]:

$$P_o(t) = K_{ТВ} P(t) \rightarrow \max. \quad (2)$$

Експериментальні дослідження показали, що ймовірність безвідмовної роботи зернозбиральних комбайнів можна описати експоненціальним законом [20], при чому потік відмов в межах сезону експлуатації можна розглядати як простий Пуассонів з характерними йому властивостями, зокрема параметр потоку відмов $\omega(t) = \text{const}$.

Таким чином встановлено, що оптимальний період проведення контрольно-оглядових операцій $t^{ко}$, який забезпечує найбільшу величину загальної надійності комбайна можна знайти за формулою [21]:

$$t^{ко} = \frac{T_{ОБ}}{2\left(1 + \frac{T_B}{T}\right)} \left(\sqrt{1 + 4 \frac{T}{T_{ОБ}} \left(1 + \frac{T_B}{T}\right)} - 1 \right), \quad (3)$$

де T – середній наробіток на відмову комбайна;

T_B – середня тривалість усунення відмови, яка обумовлена властивостями ремонтопридатності комбайна;

$T_{ОБ}$ – тривалість технічного обслуговування.

Для забезпечення потрібних значень параметрів технічного стану підсистем комбайна призначені регульовальні операції, періодичність t^p яких визначимо за відомим параметром потоку відмов $\omega(t)$ і величиною допустимої ймовірності P_o знаходження комбайна в справному стані до чергового техобслуговування згідно формули [21]:

$$t^p = -\frac{1}{\omega(t)} \ln P_o. \quad (4)$$

Максимальний ресурс систем, агрегатів чи вузлів комбайна буде при умові, коли мастило і змазки знаходяться в працездатному стані, що можна оцінити ймовірністю безвідмовної роботи і значенням періодичності мастильних операцій $t^м$. Оптимальну періодичність виконання даних операцій можна визначити на основі аналізу функції вартості обслуговування, досліджуючи на екстремум вираз середніх затрат [21]:

$$\Pi = \frac{C_{обс} \exp(\omega t)}{1 - \exp(-\omega t)} + \frac{C_в t}{1 - \exp(-\omega t)} - \frac{C_в}{\omega} + C_{обс}, \quad (5)$$

де $C_{обс}$, $C_в$ – витрати, що пов'язані відповідно з простоєм на обслуговуванні і з усуненням відмов зернозбирального комбайна;

Вираз для визначення оптимального періоду $t = t^м$ проведення мастильних

операцій, при якому мінімізуються середні сумарні затрати матиме вигляд:

$$\exp(\omega t) - \omega t - \omega \frac{C_{обс}}{C_{\epsilon}} - 1 = 0. \quad (6)$$

В результаті обробки експериментальних даних, отриманих в результаті досліджень в реальних умовах експлуатації, виконана систематизація відмов та визначено невідомі дані, що необхідні для обґрунтування періодичності виконання основних операцій технічного обслуговування. Так, при обґрунтуванні періодичності контрольно-оглядових операцій (КО) були враховані відмови (тип А) наступного характеру: злам, тріщини, розрив, механічні пошкодження. Періодичність виконання регульовальних і кріпильних операцій (РК) встановлювалась за частотою відмов типу В, пов'язаних з розрегулюванням і послабленням кріплень, видовженням, розшаруванням і втратою пружності, порушенням герметичності. При цьому ймовірність знаходження комбайна в технічно справному стані перед черговим обслуговуванням прийнята 0,8. Періодичність проведення мастильно-заправних операцій (МЗ) була оптимізована за відмовами від зношення і корозії (тип С). Отримані значення оптимальної періодичності різних операцій зведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Розрахунок оптимальних параметрів системи технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів „Дон-1500” в понаднормативний термін експлуатації

Назва агрегату чи системи комбайна	Наробіток на відмову для груп відмов, мото-год			Витрати часу на обслуговування, год	Оптимальна періодичність операцій, мото-год		
	А	В	С		КО	РК	МЗ
Жатка (підбирач)	98	81	74	1,2	10	18	12
Молотарка	50	46	65	2,3	9	10	11
Подрібнювач (копнувач)	238	208	81	0,7	13	46	12,5
Двигун	167	67	115	5,4	27	15	15
Трансмісія і ходова система	119	74	70	2,4	16	17	11,5
Гідросистема	76	—	—	0,7	7	—	—
Електрообладнання	315	—	—	0,3	10	—	—

На рисунку як приклад представлено графічне відображення залежності щодо визначення оптимальної періодичності контрольно-оглядових операцій технічного обслуговування молотильної частини зернозбирального комбайна ”Дон-1500” в понаднормативний термін експлуатації.

На основі отриманих даних з періодичності проведення основних операцій технічного обслуговування з урахуванням технології їх виконання можна побудувати схему організації поетапного методу техобслуговування зернозбиральних комбайнів ”Дон-1500”, що характеризуються низькими показниками надійності, з розподіленою за етапами трудомісткістю.

Застосування науково-обґрунтованої періодичності проведення основних операцій технічного обслуговування в сільськогосподарських підприємствах, де проводились дослідження, дозволило підвищити середній наробіток на відмову зернозбиральних комбайнів майже вдвічі. При цьому коефіцієнт готовності підвищився в середньому на 12 %.

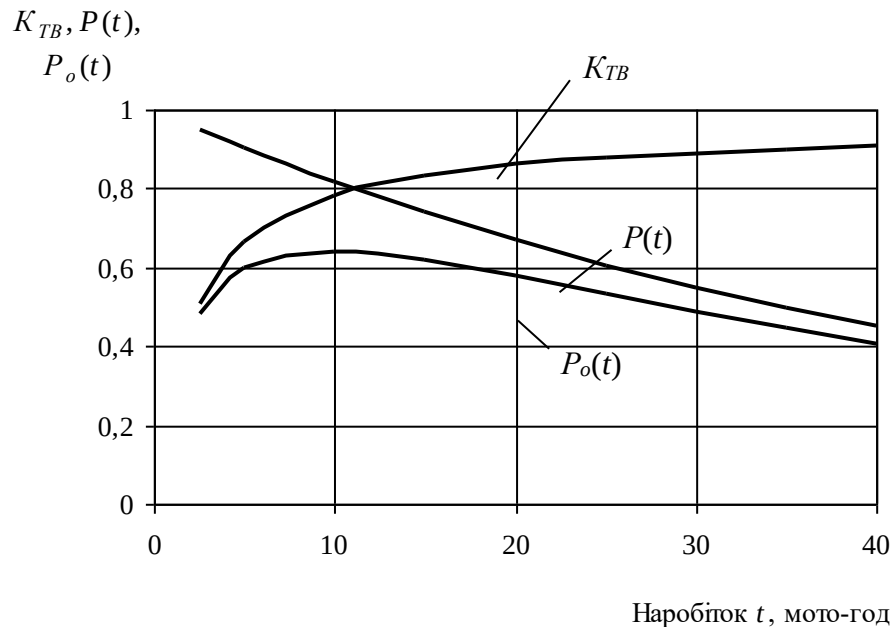


Рисунок – Визначення оптимальної періодичності контрольно-оглядових операцій технічного обслуговування молотарки зернозбирального комбайна „Дон-1500”

На підставі проведених досліджень встановлено, що запроваджена система технічного обслуговування і ремонту із наперед заданою періодичністю обслуговуючих робіт не відповідає потребам сьогодення для зернозбиральних комбайнів, що мають тривалий термін експлуатації. Показники безвідмовності зернозбиральних комбайнів значно нижчі регламентованої періодичності їх обслуговування, яка розрахована для нової надійної техніки. Тому обслуговування складових елементів комбайнів є запізнім, відмова виникає раніше ніж машина відпрацювала регламентований строк.

Відповідно до фактичного рівня надійності основних агрегатів та складових підсистем зернозбиральних комбайнів „Дон-1500” визначена оптимальна періодичність виконання операцій технічного обслуговування в понаднормативний термін їх експлуатації з метою забезпечення високої ймовірності безвідмовної роботи при їх мінімальному простою на технічному обслуговуванні і усуненні відмов.

Перевірка отриманих результатів безпосередньо в господарствах показала можливість підвищення показників надійності наявного парку зернозбиральних комбайнів. Зокрема їх технічна готовність підвищилась на 12 %.

В перспективі подальших досліджень необхідно розробити схему організації поетапного методу технічного обслуговування і дослідити можливість забезпечення рівномірного завантаження мобільних засобів технічного обслуговування і усунення несправностей при використанні даного методу.

Список літератури

1. Михайлович Я., Рубець А. Дотримання правил зберігання зернозбиральних комбайнів – гарантія збереження їх техніко-економічних показників // Пропозиція. – 2004. – № 1. – С. 102-103.
2. Демко С.А. Обґрунтування нормативних даних для інженерного менеджменту технічним сервісом на прикладі комбайнів ДОН-1500 // Техніка АПК. – 2001. – № 5-6. – С. 20-21.
3. Арсеньев Г.М. Каледин Г.В. Модель построения системы поддержания технического ресурса сельскохозяйственных машин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2000. – № 6. – С. 21-23.
4. Михайлович Я., Рубець А. Обґрунтування необхідності підвищення ефективності роботи зернозбиральних комбайнів // Пропозиція. – 2003. – № 8-9. – С. 84-86.

5. Ульман И.Е. Эксплуатация и техническое обслуживание МТП. – Труды ЧИМЭСХ, Вып. 65, Челябинск, 1972.
6. Гунер Л.И. Оптимизация системы технического обслуживания машин. – В кн.: Системный анализ и исследование операций. – Новосибирск, 1977.
7. Каплун Г.П. Обеспечение и оптимизация работоспособности сельскохозяйственной техники при комплексном ее использовании. Дис. д.т.н. – Минск, 1980.
8. Криков А.М., Голиков Р.П. Имитационная модель обслуживания зерноуборочных комбайнов. Научные труды Новосибирского СХИ, т. 115, 1978. – с. 10-18.
9. Барзилович Е.Ю., Каштанов В.А. Организация обслуживания при ограниченной информации о надежности системы. – М.: Сов. радио, 1975. – 136 с.
10. Иванов Б.С. Управление техническим обслуживанием машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 160 с.
11. Селиванов А.И., Артемьев Ю.Н. Теоретические основы ремонта и надежности сельскохозяйственной техники. – М.: Колос, 1978. – 248 с.
12. Черепанов С.С. Комплексная система технического обслуживания и ремонта машин в сельском хозяйстве. – М.: ГОСНИТИ, 1985. – 143 с.
13. Михлин В.М. Прогнозирование технического состояния машин. – М.: Колос, 1976. – 288 с.
14. Проников А.С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.
15. Роговський І. Методичне обґрунтування періодичності технічного обслуговування сільськогосподарських машин // Вісник Львівського державного аграрного університету: Агроінженерні дослідження. – Львів: ЛДАУ, 2004. – № 8. – С. 149-157.
16. Роговський І.Л. Удосконалення технології технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів // Збірник доповідей засідання міжнародної конференції „Перспективні технології збирання зернових культур, рису та насіння трав”. – Мелітополь: ТДАТА, 2003. – Вип. 16. – С. 123-127.
17. Халфин М.А., Хисметов Н.З. О сроках службы машин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2003. – № 12. – С. 5-8.
18. Сماشнюк О.В., Роговський І.Л. Відмови зернозбиральних комбайнів "Дон-1500" в умовах рядової експлуатації та їх класифікація // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К.: НАУ, 2005. – Вип. 80. – С. 200-205.
19. Сماشнюк О.В. Оцінка коефіцієнта готовності зернозбиральних комбайнів, що відпрацювали амортизаційний термін // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільськогосподарства України: Збірник наукових праць. – Дослідницьке: УкрНДПВТ, 2003. – Випуск 6 (20). Книга 1. – С. 158-163.
20. Сماشнюк О.В. Оцінка показників безвідмовності зернозбиральних комбайнів, що відпрацювали нормативний термін експлуатації // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Випуск 24. "Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні". – Харків: ХДТУСГ, 2004. – С. 150-154.
21. Сماشнюк О.В. Прогнозування періодичності технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів, що відпрацювали амортизаційний термін // Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Механізація сільськогосподарського виробництва". – К.: НАУ, 2003. – Том XV. – С. 339-342.

Определены основные показатели надежности агрегатов и систем зерноуборочных комбайнов "Дон-1500" в сверхнормативный срок их эксплуатации. Приведены математические модели оптимизации периодичности основных операций технического обслуживания, за которыми обоснована периодичность их выполнения для зерноуборочных комбайнов "Дон-1500" в зависимости от уровня надежности составных его агрегатов и систем.

The basic parameters of reliability of units and systems of combine harvesters "Don - 1500" in above permitted standard time of their maintenance are defined. Mathematical models of optimization of periodicity of the basic operations of engineering service behind which periodicity of their execution for combine harvesters "Don - 1500" is justified depending on a level of reliability of its compound units and systems are reduced.

Одержано 15. 09. 05

Дослідження процесу витирання і сепарації насіння люцерни комбайном „дон-1500,” обладнаного пристроєм для збирання насінників трав

Приведено результати досліджень роботи комбайна “Дон-1500”, обладнаного експериментальним пристроєм для збирання насіння багаторічних бобових трав. Обґрунтовано раціональні параметри та режими роботи молотарки комбайна на збиранні насіння люцерни. **зернозбиральний комбайн, насіння люцерни, ворох, витирання, сепарація, пристрій, крильчатка вентилятора, вітро-решітна очистка**

Для збирання насіння бобових трав в основному використовують зернозбиральні комбайни, які є основним технічним засобом. Оскільки спеціальних машин для збирання насіння багаторічних бобових трав немає, то всі відомі технології базуються на використанні зернозбиральних комбайнів. Як об’єкт обробки насінники люцерни мають ряд специфічних особливостей відмінних від зернових культур в будові рослин, суцвіття і насіння, що обумовлює значні відмінності фізико-механічних і технологічних властивостей оброблюваного матеріалу. Значні відмінності фізико-механічних властивостей біологічної маси насінників люцерни від зернових культур ускладнює процес збирання насіння і особливо операції витирання і сепарації насіння молотаркою комбайна. Ворох насінників люцерни має малу сипучість і скважність, велику парусність і малі розміри насіння та незначний вміст його в загальній масі. Висока гігроскопічна здатність вороху призводить до зміни його вологості протягом дня, що значний мірі впливає на якість обмолоту і витирання насіння. Для збирання насіння люцерни зернозбиральними комбайнами використовують спеціальні пристрої, які більш придатні для роботи з таким матеріалом, як ворох насінників люцерни, це дозволяє скоротити втрати насіння, але все ж таки втрати насіння залишаються значними і складають 20-30% від вирощеного врожаю[1]. Значні втрати насіння при збиранні насінників люцерни спонукають до необхідності розробки нових технічних пристроїв та обґрунтування технологічних режимів виконання операцій витирання та сепарації насіння молотаркою зернозбирального комбайна.

Дослідження процесу обмолоту і витирання насіння люцерни молотильними апаратами зернозбиральних комбайнів показали, що вони обмолочують і витирають лише 45-55% насіння із бобів, решта вимолоченого насіння поступає в бункер комбайна не витертим від оболонок. Установка на зернозбиральних комбайнах з класичною схемою обмолоту відомих серійних пристроїв для збирання і витирання насіння багаторічних бобових трав дає змогу збільшити повноту витирання насіння із оболонок тільки на 10-15% [2]. Аналіз роботи теркових пристроїв барабанного типу для витирання насіння трав показує, що основним факторами, які впливають на повноту насіння є експозиція обробітку вороху і режими роботи пристрою[3]. Крім того, молотильні апарати зернозбиральних комбайнів подрібнюють 30-35% рослинної маси, яка у вигляді половини разом з насінням поступає на вітро-решітну очистку комбайна. Ворох, який поступає на вітро-решітну очистку комбайна, наповнений дрібнодисперсними частинками листя, суцвіть, оболонок насіння, не витертим із оболонок насінням, очищеним від оболонок насінням, насінням бур’янів, подрібненими стеблами.

Для інтенсифікації сепарації вороху на решітних станах комбайнів використовується направлений потік повітря, який впускає ворох і сприяє інтенсифікації сепарації насіння в шарі вороху. Але, цього при сепарації насіння люцерни недостатньо, тому слід враховувати ряд специфічних особливостей вороху і особливо його малу сипучість і сквапність. Також високу парусність насіння, критична швидкість витання якого змінюється в залежності від розмірів, форми і положення відносно повітряного потоку і складає 2 -8 м/с. Відсоток насіння в загальній масі вороху, що поступає на вітро-решіту очистку комбайна складає 8-12%. Крім того, значна частина насіння до 50% складає не витерте насіння із оболонок, яке має більшу парусність ніж насіння очищене від оболонок. Всі ці особливості значно ускладнюють процес сепарації насіння на вітро-решітній очистці комбайна.

Результати досліджень роботи вітро-решітних очисток комбайнів СК-5 „Нива”, „Дон-1500”, „Славутич-9” показують, що значна частина насіння, переважна більшість якого складає насіння в оболонках виноситься повітряним потоком вентилятора за межі очистки, що призводить до значних втрат насіння, які можуть складати понад 50%. [2, 3] На втрати за очисткою витертим із бобів насіння в значній мірі впливає перевантаження її подрібненими рослинними рештками. Вміст яких збільшується при більш „жорстких” режимах молотильного апарата і збільшенні циркуляції вороху в молотарці за рахунок повторної подачі не витертих бобів на до обмолот.

Для збирання насінників багаторічних бобових трав нами розроблений пристрій, яким обладнується зернозбиральний комбайн „Дон-1500”. Пристрій включає комплект робочих органів, в який входять спеціальні металеві вставки для перекриття половини сепаруючої поверхні деки. Вони виготовлені у вигляді металевих смужок, довжиною рівною довжині деки і ступінчато монтуються на поверхні деки, утворюючи ребристу поверхню. Така конструкція деки дає можливість збільшити експозицію обробітку вороху в робочому зазорі між барабаном і декою. Пасова передача привода вентилятора замінюється на ланцюгову. Для цього виготовлено комплект змінних зірочок, які дають змогу зменшити частоту обертання крильчатки вентилятора до 300 об/хв.. Нижнє жалюзійне решето комбайна при збиранні насінників трав замінюється на пробивне з діаметром отворів 3мм. Полотно з пробивним решетом кріпиться на рамці жалюзійного решета з якої попередньо знімають жалюзійні гребінки.

Лабораторно-польові та виробничі випробування роботи зернозбирального комбайна „Дон-1500”, обладнаного пристроєм для збирання насінників трав проводилися в господарствах Васильківського та Києво-Святошинського районів Київської області. Лабораторно-польові дослідження процесу витання та сепарації насіння проводили на збиранні насінників люцерни при такому агрофоні: вологості рослинної маси у валках 17-20%; врожайності насіння 2,0 ц/га; співвідношенні маси насіння до рослинної маси в середньому 1:10; вазі одного погонного метра валка 2.0-2,5кг; при частоті обертання молотильного барабана в межах 650-800 об/хв.; робочому зазорі між барабаном і декою на вході 12-20мм, на виході 2-10мм; частоті обертання крильчатки вентилятора в межах 300-350 об/хв.; подачі матеріалу в молотарку комбайна 3-4 кг/с.

Результати роботи на збиранні насінників люцерни молотарки комбайна „Дон-1500”, обладнаного пристроєм для збирання насіння трав приведені на (рис. 1, 2,3).

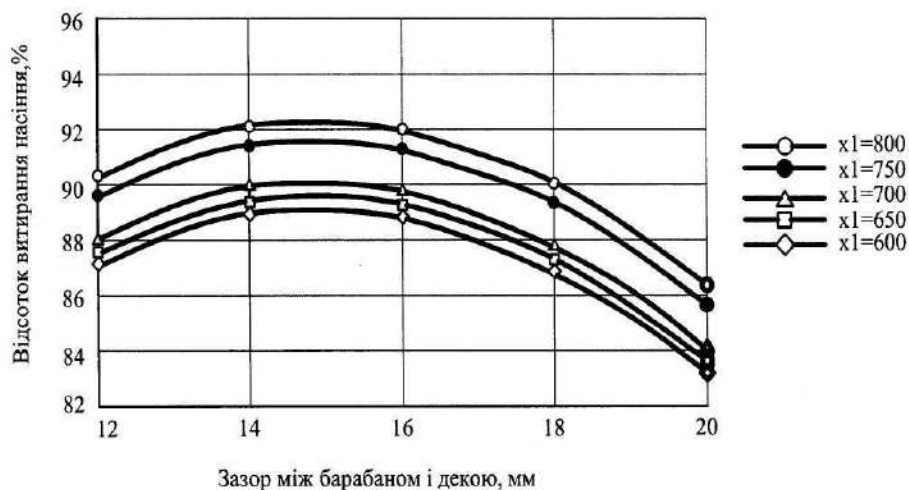


Рисунок 1 – Графіки залежності повноти витирання насіння від режимів роботи молотильного апарата

Із рис. 1 видно, що при частоті обертання молотильного барабана в межах 750-800 об/хв., робочому зазорі між барабаном і декою на вході 14-16 мм повнота витирання насіння із бобів складає 91,3-92,7%. Дослідження показали, що такі фактори, як частота обертання молотильного барабана і робочий зазор між барабаном і декою мають незначний вплив на повноту витирання насіння і доля впливу кожного із цих факторів на якість витирання насіння складає від 4,0 до 5,5%.

Результати роботи вітро-решітної очистки комбайна наведені на рис.2 та рис.3

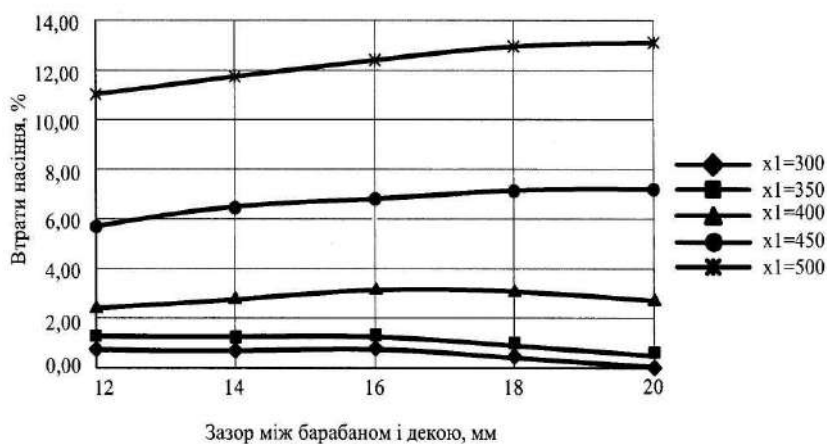


Рисунок 2 – Втрати насіння за очисткою комбайна

На рис. 2 приведені залежності втрат насіння в бобах та очищеного від оболонок насіння люцерни за вітро-решітною очисткою комбайна в залежності від частоти обертання крильчатки вентилятора. Як видно із рис. 2, зі збільшенням частоти обертання вентилятора від 300 до 500 об/хв. втрати насіння різко зростають. Так, при частоті обертання крильчатки вентилятора від 300 до 400 об/хв. втрати насіння не перевищують 3,2%, але із збільшенням частоти обертання крильчатки вентилятора до 500 об/хв. втрати насіння значно зростають і складають до 13,1%. При чому, за результатами досліджень втрати насіння в оболонках значно вищі в порівнянні з витертим насінням, оскільки не витерте насіння має вищу парусність і легше виноситься повітрям за межі очистки. На величину втрат насіння за очисткою комбайна впливає і режим роботи молотильного апарата. При більш „жорстких” режимах роботи молотильного апарата – зменшених робочих зазорах між барабаном і декою та частоті обертання барабана більше 700 об/хв. – втрати насіння зменшуються на 8,0 -

11,5%. Вони зменшуються за рахунок збільшення повноти витирання насіння, що дає можливість зменшити втрати не витертого насіння за вентилятором. Результати досліджень рис. 3 показують, що із збільшенням частоти обертання крильчатки вентилятора з 300 до 500 об/хв. вміст домішок соломи і полови в бункерному воросі зменшується. Так, доля насіння люцерни в бункерному воросі, при частоті обертання барабана 600 об/хв. збільшується з 58,5% до 82,4%. Як видно із рис. 3, на вміст насіння

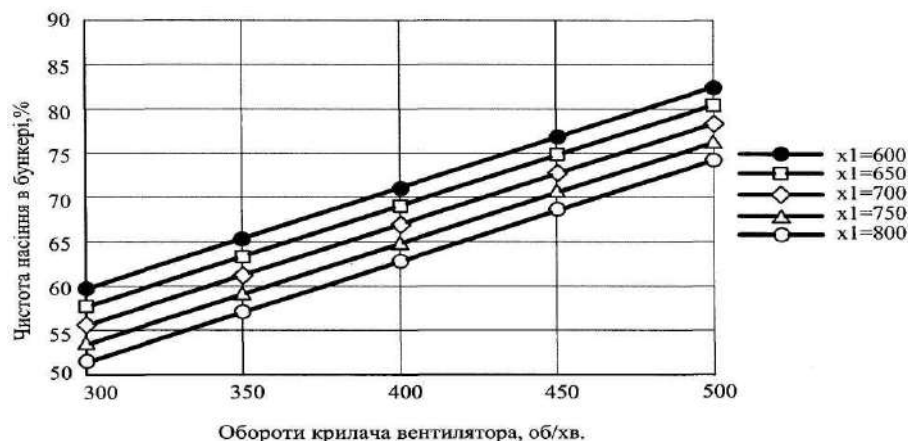


Рисунок 3 – Графіки залежності чистоти насіння в бункері комбайна від режимів роботи вентилятора очистки

в бункерному воросі має вплив і частота обертання барабана, при збільшенні частоти обертання барабана з 600 до 800 об/хв. вміст насіння у воросі зменшується до 10%. Це обумовлено тим, що при більш „жорстких” режимах роботи молотильного апарата збільшується подрібнення рослинної маси, яка збільшує навантаження на вітро-решітну очистку комбайна і суттєво впливає на якість її роботи. Але, як показують результати досліджень та виробничі випробування слід прийняти до уваги те, що збільшення засміченості бункерного вороху можна компенсувати значним зменшенням втрат насіння за комбайном.

Отже, результати досліджень процесу збирання насінників люцерни вказують на необхідність інтенсифікації процесу витирання насіння молотильним апаратом комбайна та зменшення частоти обертання крильчатки вентилятора до 300-350 об/хв., що дасть змогу зменшити на 18 - 23% втрати насіння за комбайном.

Список літератури

1. Типовые технологии уборки трав на семена с обработкой на стационарном пункте. – МСХ СССР, МСХ РСФСР, ВАСХНИЛ, ВНИК, ВНИИМЭСХ. – М., 1985, 47с.
2. Анеляк М. М., Богуславський В. П., Кузьмич А. Результати досліджень процесу збирання та очищення насіння конюшини зернозбиральним комбайном „Дон-1500”-
3. Корми і кормовиробництво /Міжвідомчий тематичний науковий збірник/. – К., „Аграрна наука”, 2001. с. 55-57.
4. Анеляк М. М. Обґрунтування технологічного процесу і параметрів робочих органів пристрою для витирання насіння багаторічних бобових трав. Автореф. дис. к. т. н. – Глеваха, 1994, 23с.

Приведены результаты исследования работы комбайна „Дон-1500”, оборудованного экспериментальным приспособлением для уборки семян многолетних бобовых трав. Обоснованы рациональные параметры и режимы работы молотилки комбайна на уборке семян люцерны.

Results of investigations of work of the combine "Don-1500", which is equipped by an experimental device for harvesting seeds of perennial leguminous crops are given. Rational parameters and modes of operations of the thrasher of the harvester for harvesting seeds of alfalfa are grounded.

Одержано 5.08.05

Затрати електроенергії на охолодження і зберігання плодоовочевої продукції в залежності від режимів роботи охолоджуючих і вентиляційних систем

По роботі розглянуті питання визначення величини енергоспоживання системою охолодження плодовоовочесховища і шляхів їх зниження.

плодовоовочесховища, системою охолодження, холодильне, імпульсно-періодичних режимів, зони охолодження плоду

На підприємствах АПК затрати електроенергії на вироблення холоду, відповідно проектним даним, повинні складати 25-30% від загальної кількості споживаної енергії, але фактично, за даними прямих вимірів, вони досягають 50-60% [1]. В подальшому доля енерговитрат на холодильну обробку може збільшуватись у зв'язку із стійкою тенденцією до зниження температур зберігання і інтенсифікації процесів термообробки продукції.

Тому питання зниження енерговитрат в теперішній час стають дуже актуальними у зв'язку із постійною напруженістю паливо-енергетичного балансу господарств і збільшенням потужностей підприємств, які виробляють плодовоовочеву продукцію.

Згідно до результатів досліджень і узагальнень [1,3] основним фактором, що впливає на енерговитрати при холодильному зберіганні є експозиція охолодження продукції; її зменшення шляхом інтенсифікації процесу дозволяє значно зменшити питомі витрати енергії на одиницю продукції, що реалізується.

Другим напрямком підвищення енергетичної ефективності процесу охолодження є застосування режимів „імпульсно-шокового охолодження” [3], тобто короткочасна (імпульсна) обробка продукції повітрям низької температури. Оскільки усі заходи інтенсифікації пов'язані із затратами енергії, необхідно з'ясувати їхню енергетичну ефективність.

Метою досліджень є визначення технічної і енергетичної ефективності імпульсно-періодичних режимів обробки плодовоовочевої продукції холодом.

Відповідно [4] потужність холодильного агрегату визначається співвідношенням:

$$N = \frac{Q_0}{\left(\frac{T_0}{T_k} + \varepsilon \cdot t_0 \right) \eta_m \frac{q_0}{l_a}}, \text{ кВт} \quad (1)$$

де q_0 - холодопродуктивність 1 кг холодоагенту, кДж/кг;

T_0, t_0 - температура кипіння (в °K і °C) холодоагенту;

T_k - температура конденсації;

ξ - коефіцієнт, що враховує втрати при транспортуванні холоду;

$$Q = \frac{\Delta T}{R} - \text{навантаження на повітря охолоджувача};$$

ΔT - різниця температур повітря в камері і киплячого холодоагенту;

R - термічний опір ланки повітря-конструкція охолоджувача;

b - коефіцієнт, для аміачних компресорів $b = 0.001 \div 0.002$;

l_a - теоретична робота стиснення в циклі, кДж/кг.

Споживана енергія на отримання холоду визначається із очевидного співвідношення:

$$E = N_k \cdot \tau_o, \quad \text{кВт} \quad (2)$$

де τ_o - час охолодження продукції, год.

Втрати продукції в процесі охолодження можна визначити за кількістю видаленої вологи, що визначається законом Дальтона і з поправкою В.З.Жадана [3], може бути визначена із співвідношення:

$$W = \beta \cdot F \cdot \varepsilon_u (P_n(\theta) - P(d)) \cdot \varepsilon_0 \cdot \frac{1}{R \cdot T}, \quad \text{кг} \quad (3)$$

де β - коефіцієнт вологообміну;

F - поверхня продукції, м²;

ε_u - коефіцієнт випаровувальної здатності;

$P_n(\theta)$ - насичуюча пружність пари над поверхнею матеріалу, Па;

$P(d)$ - насичена пружність пари в оточуючому повітрі, Па;

θ, d - температура поверхні матеріалу і вологовміст повітря, відповідно, °С та г/кг·с.п.

Значення насичуючої пружності пари над поверхнею матеріалу можна визначити за формулою Алямовського [5]:

$$P_n(\theta) = 650.6 \cdot \exp(0.0622 \cdot \theta), \quad \text{Па}. \quad (4)$$

Кількість збереженого продукту:

$$G_n = G(1 - \Delta G), \quad (5)$$

де $\Delta G = \frac{W}{G}$ - усушка;

G - маса врожаю.

Тоді питомі витрати енергії визначаються співвідношенням:

$$e = \frac{N \cdot \tau}{G(1 - \Delta G)}, \quad \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{т}}. \quad (6)$$

Значення коефіцієнту вологообміну від поверхні продукту до повітря, що проходить крізь шар (яблук) можна визначити з залежності [6]:

$$\beta = \frac{D}{d_e} 0.989 \cdot \text{Re}^{0.59} \cdot \text{Sc}^{0.33}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{год} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{мм рт.ст.}} \quad (7)$$

де Re, Sc - критерії Рейнольдса і Шмидта;

D - коефіцієнт дифузії водяної пари у повітрі;

d - діаметр плоду, м.

Як показано в нашій роботі втрати маси плодом при охолодженні залежать в основному від різниці температури поверхні і центру плоду ($\Delta \theta_i = \theta_{\text{п}_i} - \theta_{\text{ц}_i}$), а

величини температури поверхні і об'єму плоду визначаються рішенням рівняння теплопровідності виду:

$$\frac{\partial \theta(r, \tau)}{\partial \tau} = a_e \left(\frac{\partial^2 \theta(r, \tau)}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial \theta(r, \tau)}{\partial r} \right), \quad (8)$$

$$\text{де } a_e = \frac{\lambda}{\rho_0 c_e};$$

$$c_e = c - \frac{r \cdot \varepsilon}{\varepsilon_r} = \frac{c(Rb + \varepsilon)}{Rb};$$

$$\varepsilon_r = \frac{d\theta}{dU};$$

Rb - критерій Ребіндера.

Критерій Ребіндера характеризує співвідношення теплоти, що втрачається на нагрівання тіла до теплоти на випарування з нього води. Критерій ε характеризує частину вологи яка випаровується всередині плоду.

Відведення температури від плоду визначається коефіцієнтом конвективної тепловіддачі, що входить до граничних умов III роду. Збільшення інтенсивності відведення теплоти від плоду при поверхневому випаруванні вологи будемо враховувати введенням коефіцієнту теплообміну при випаруванні вологи:

$$\alpha' = (\alpha_k + \alpha_e). \quad (9)$$

Тоді граничні умови запишемо у вигляді:

$$-\lambda \frac{\partial \theta(r, \tau)}{\partial r} = \alpha' [T_c - \theta(r, \tau)]. \quad (10)$$

Рішення рівняння (8) при граничних умовах (9,10) при використанні одного члена ряду ($F_0 > F_{0_1}$ - стадія регулярного режиму) відоме і має вигляд:

$$\theta = t_c + (\theta_0 - t_c) D(\mu_1) \frac{R \sin\left(\mu_1 \frac{r}{R}\right)}{\mu_1 \cdot r} \cdot e^{-\mu_1^2 \frac{a_e}{R^2} \tau}, \quad (11)$$

$$\text{де } D(\mu_1) = \frac{2(\sin \mu_1 - \mu_1 \cos \mu_1)}{\mu_1 - \sin \mu_1 \cdot \cos \mu_1};$$

$$\mu_1 - \text{корні характеристичного рівняння, } \operatorname{tg} \mu_1 = -\frac{1}{Bi-1} \mu_1;$$

θ_0 - початкова температура плоду;

t_c - температура охолоджуючого повітря.

Величина μ_1 залежить від умов теплообміну плоду з повітрям і визначається критерієм

$$\text{БИО } (Bi = \frac{\alpha'}{\lambda} R).$$

Отримана залежність відрізняється від відомих тим, що враховує теплоту яка витрачається на внутрішнє випаровування вологи і взаємозв'язок температури з вологовмістом, так, як $a_e = f(\varepsilon, r_0, Rb)$.

Оскільки температура повітря (за прийнятою схемою процесу) змінюється тільки за координатою то її значення визначимо з теплового балансу повітря і сировини:

$$t = t_1 \cdot e^{-T_1 \cdot Z} + \theta(1 - e^{-T_1 \cdot Z}), \quad (12)$$

$$\text{де } T_1 = \frac{\alpha \cdot f}{L \cdot c_p \cdot \rho \cdot H};$$

α, f - коефіцієнт і поверхня теплообміну продукту з повітрям, відповідно $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ та м^2 ;

H - висота шару (штабеля), м;

$q(\theta)$ - питомі тепловиділення продукцією, Вт/т ;

L, c_p, ρ - питомі витрати повітря, його теплоємність і густина, відповідно, $\text{м}^3/\text{с} \cdot \text{т}$, $\text{кДж/кг} \cdot \text{К}$, кг/м^3 ;

t, θ - температура охолоджуючого повітря і продукту, $^{\circ}\text{С}$;

τ, Z - час і поточна координата.

Розв'язок рівняння (11) з урахуванням (12) дає можливість визначити нестационарне поле температури в плоді в процесі охолодження.

Для визначення кінетики „розігріву” продукту в штабелі, тобто змінення середньої температури плодів при відсутності примусового вентилявання і вимкнених холодильних приладів у часі за умов наявності теплопритоків від зовнішнього повітря і сонячної радіації запишемо систему рівнянь теплового балансу у вигляді:

$$\alpha \cdot f(t - \theta) = -q(\theta)m, \quad (13)$$

$$J \cdot F + k_1 \cdot F_1(t_3 - t) = \alpha \cdot f(t - \theta), \quad (14)$$

де J, F - тепла потужність сприйнятого випромінювання зовнішньої поверхні F ;

k_1, F_1 - коефіцієнт теплопередачі огороження і його поверхня;

m - маса плодів у сховищі;

t_3 - температура зовнішнього повітря.

Із системи рівнянь (13-14) отримаємо залежність температури повітря в сховище від внутрішніх та зовнішніх теплопритоків:

$$t = \frac{(J \cdot F + q(\theta)m)}{k_1 \cdot F_1} + t_3, \quad (15)$$

Підвищення температури продукту відбувається за рахунок теплопритоків зовні та тепловиділень самого продукцією.

Отримані залежності дозволяють визначити основні показники процесу: експозицією охолодження продукції (на прикладі зберігання), питомі витрати енергії на охолодження, втрати продукції при охолодженні та зберіганні і на їх основі визначити раціональні параметри імпульсно-періодичного охолодження.

Результати обчислювальних експериментів виконані за отриманими рівняннями наведено на рис. 1.

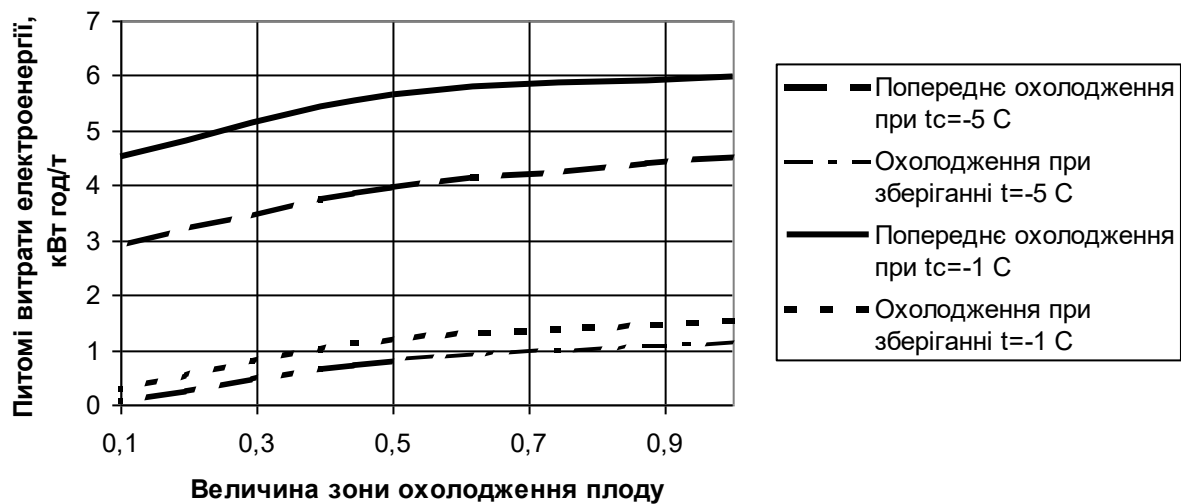


Рисунок 1 – Питомі витрати електроенергії в залежності від відносної величини зони охолодження плоду

Аналізом проведених досліджень встановлено, що зменшення відносної величини зони охолодження плоду до 0,2 (25% об'єму плоду) дозволяє знизити питомі витрати електроенергії на 24-36 % в залежності від режиму охолодження.

Список літератури

- 1 Чумак И.Г., Онищенко В.П., Шахневич В.И. и др. Экономия энергоресурсов и сокращение потерь продукции при холодильной обработке. К: Урожай, 1990.– 168 с.
- 2 Чумак И.Г. Пути повышения эффективности охлаждающих систем производственных холодильников. М.: ЦНИИТЭИ мясомолпром, 1981.- 26 с.
- 3 Жадан В. З. Теплофизические основы хранения сочного растительного сырья на пищевых предприятиях. М.: Пищевая промышленность, 1976.- 235 с.
- 4 Чумак И.Г., Чепуренко В.П. Холодильные установки. М.: Лег. и пищ. промышленность, 1981.- 344 с.
- 5 Алямовский И.Г. Теплообмен при охлаждении плодов и овощей в штабелях// Холодильная техника, 1973 №6.– С.36-39.
- 6 Чуклин С., Чумак И., Файнзильберг Е. Современные холодильники для хранения фруктов. Кишинев: Картя Молдова, 1970.- 168 с.

В работе рассмотрены вопросы определения величины энергопотребления системой охлаждения плодоовоще хранилища и пути их снижения.

In work questions of energy consumption size definition by cooling system of fruits and vegetables storehouse, and ways of their reduction are considered.

Одержано 08.09.05

Исследование трибофизических свойств смазочных слоев в контакте

Предложена и реализована методика определения поверхностного натяжения жидкого смазочного материала при деформации заданного объема жидкости прозрачной пластиной заданной массы и определения толщины слоя жидкости между пластинами.

смазочный материал, поверхностное натяжение, контактное давление

Поверхностный слой жидкости (смазочного материала), который первым вступает во взаимодействие с поверхностью деталей машин, обладает особыми свойствами. Он отличается от свойств жидкости, находящейся внутри объема, так как внутри каждая молекула жидкости окружена со всех сторон такими же молекулами и силы притяжения между молекулами взаимно компенсируются. На молекулы, находящиеся на поверхности, действует результирующая нескомпенсированная сила, направленная внутрь объема жидкости и называемая силой поверхностного натяжения [1]. В результате поверхностный слой жидкости обладает запасом поверхностной энергии, стремящейся к минимуму при отсутствии действия внешних сил. Минимальное значение при этом имеет и площадь самой поверхности. Это приводит к тому, что капли жидкости имеют сферическую форму, если этому не мешает сила тяжести: сфера для данного объема вещества имеет наименьшую поверхность.

Энергетическое состояние поверхностного слоя жидкости (смазочного материала) является определяющим фактором для характеристики процессов, происходящих при взаимодействии жидкости с твердой поверхностью, таких как: смачивание, смазывание, притягивание к твердой поверхности (адсорбция), химическое взаимодействие между смазочным материалом и поверхностью детали и т.д.

Сила поверхностного натяжения вызывает уменьшение свободной поверхности жидкости и направлена по касательной к этой поверхности. При этом происходит изменение поверхностной энергии пропорциональное изменению площади свободной поверхности.

Существует много методов определения поверхностного натяжения жидкостей. Основными из них являются следующие[2].

Статические методы.

Метод поднятия в капилляре. Метод основан на капиллярных эффектах, т.е. способности жидкости втягиваться или выталкиваться из капилляра.

Метод втягивающей пластинки (метод Вильгельми). Тонкую стеклянную, платиновую или слюдяную пластинку подвешивают к коромыслу весов (лучше торсионных) и касаются пластинкой жидкости, помещенной в широкий сосуд, чтобы избежать пристенных влияний. Замеряют усилие втягивания пластинки, уравнивая втягивающую силу на весах так, чтобы положение пластинки не изменялось после соприкосновения с жидкостью.

Методы лежащей и висячей капли. В основе этих методов лежит определение формы капли, лежащей на пластинке или подвешенной к концу капилляра. С помощью

микроскопа с окулярной сеткой определяют форму и размер капли, по которым рассчитывают поверхностное натяжение.

Динамические методы

Метод отрыва кольца, серьги, пластинки (метод Дю Нуи). В основе метода лежит определение силы, необходимой для отрыва жидкости, смочившей кольцо, от поверхности жидкости. При отрыве кольца вытягивается шейка жидкости, и после отделения кольца на нем должны остаться по всему периметру капельки нижней фазы. Если же кольцо отрывается от жидкости, то полученное значение поверхностного натяжения неверно.

Метод счета капель (сталагмометрический метод, метод Харкинса). В основе метода лежит определение веса капли, отрывающейся от капилляра и удерживаемой силами поверхностного натяжения.

Прибор, называемый сталагмометром, представляет собой калиброванную бюретку, оканчивающуюся толстеньким капилляром с отшлифованным концом. Последнее особенно важно, так как капилляр должен равномерно смачиваться жидкостью.

Метод максимального давления пузырька (метод Кантора, Ребиндера). Суть его заключается в том, что через капилляр, опущенный в исследуемую жидкость, продуваются пузырьки воздуха или пропускаются капли другой жидкости и замеряется скачок давления при отрыве пузырька. Пузырек отрывается, когда давление в нем больше суммы гидростатического давления и давления, создаваемого поверхностным натяжением в соответствии с формулой Лапласа.

Метод осциллирующей струи. Метод применяется при необходимости получить данные о поверхностном натяжении мгновенно образующейся поверхности и осуществляется следующим образом. Из сопла под давлением выбрасывается струя жидкости, которая проецируется на экран или фотографируется. По виду струи, которая принимает волнообразную форму, рассчитывается поверхностное натяжение в первые моменты образования поверхности, чего не могут дать другие методы.

Метод вращающейся капли. Этот метод разработан для определения очень низких межфазных натяжений в системе жидкость - жидкость. Легкая жидкость вводится в трубку с тяжелой жидкостью. Закрытую с обеих сторон трубку вращают со скоростью, необходимой для придания сферической капле сплюснутой формы. Необходимо определить объем капли, скорость вращения и длину сплюснутой капли.

Количественные значения величины поверхностного натяжения некоторых жидкостей представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Поверхностное натяжение жидкостей

Жидкость	Температура , °C	Поверхностное натяжение T, дин/см, (10^{-3} Н/м)
Азот жидкий	-196	8,5
Бензол	0	31,6
	30	27,6
	60	23,7
Вода	0	75,6
	20	72,8
	100	58,9
Оливковое масло	60	32,0
Парафиновое масло	25	26,4

Здесь рассматривается метод определения поверхностного натяжения в результате опыта, когда капля известного объема жидкости (смазочного материала) нагружается и деформируется прозрачной пластиной (рис. 1, а).

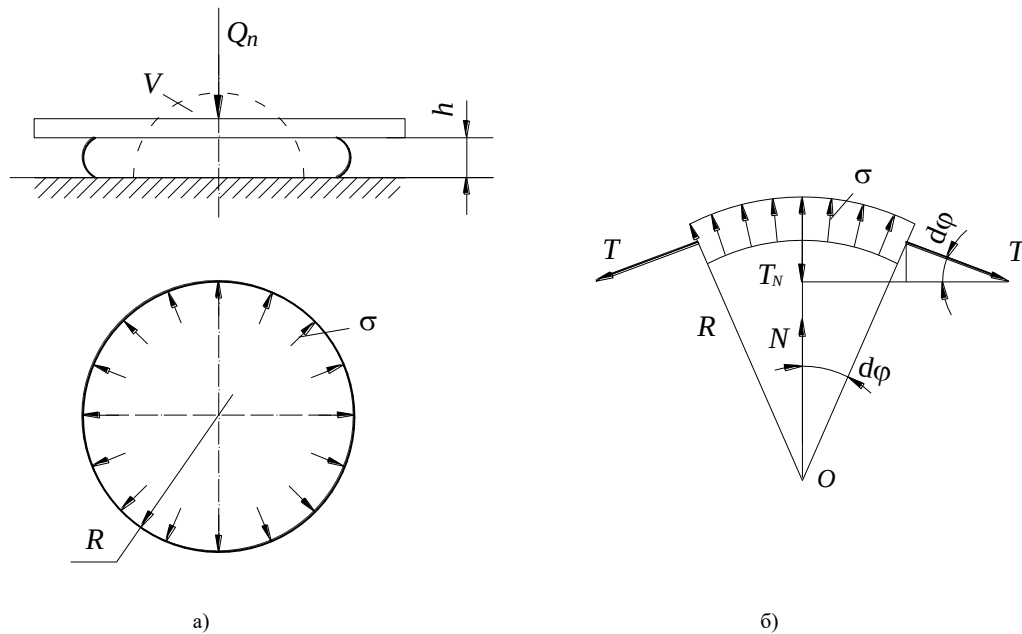


Рисунок 1 - Схема деформации капли пластиной

Поверхностное натяжение определяется из условия равновесия участка поверхностного слоя деформированной (раздавленной) капли жидкости (рис. 1, а).

Изнутри капли жидкости, находящейся между основанием и стеклянной пластиной, на поверхностный слой действует равномерно во все стороны распределенное давление от веса пластины.

Представим сосредоточенное усилие N (рис. 1, б), которое действует изнутри на участок $2d\varphi$ поверхности раздавленной капли через распределенное давление σ :

$$N = \sigma h R d\varphi, \quad (1)$$

где h - толщина раздавленной капли.

Это усилие уравнивается усилием T_N от проекции величины поверхностного натяжения капли T на направление действия усилия N . Величина T_N определится по выражению:

$$T_N = T R \sin d\varphi. \quad (2)$$

При малом $d\varphi$ можно принять, что $\sin d\varphi \approx d\varphi$.

Тогда из условия равенства:

$$N = T_N \quad (3)$$

имеем

$$\sigma h R d\varphi = T R d\varphi. \quad (4)$$

Откуда

$$\sigma = \frac{T}{h}. \quad (5)$$

Распределенное давление σ внутри раздавленной капли между двумя контактными круговыми поверхностями радиуса R (рис.1а) определится из выражения:

$$\sigma = \frac{Q_i}{2\pi R^2}. \quad (6)$$

Выражая толщину капли h через известный объем капли V , окончательно с учетом (16) имеем формулу для поверхностного натяжения капли жидкости, аналогичную (11). Или через толщину слоя жидкости h :

$$T = \frac{Q_i h}{2\pi R^2}. \quad (7)$$

Пример определения поверхностного натяжения.

Рассмотренная методика определения поверхностного натяжения была реализована на примере двух жидкостей (см. табл. 2). С помощью инсулинового шприца, с ценой деления 0,025 мл, заданный объем жидкости наносился на нижнюю стеклянную пластину и нагружался верхней стеклянной пластиной силой 0,392 Ѕ (масса верхней пластины 40 г). Диаметр кругового отпечатка деформированного объема жидкости измерялся штангенциркулем. Результаты расчета величины поверхностного натяжения приведены в таблице 2.

Таблица 2 - Результаты измерений и расчетов

Вещество	V , $\times 10^{-6}$ м ³	R , $\times 10^{-3}$ м	S , $\times 10^{-6}$ м ²	h , $\times 10^{-6}$ м	T , Н/м	$\bar{T}$, Н/м
Вода	0,05	11	380	130	0,00671	0,0713
	0,025	9	254	98	0,0755	
Масло моторное	0,05	15	706	71	0,0196	0,0218
	0,025	12	452	53	0,0239	

Отличие полученных результатов от справочных данных (табл.1) не превышает 3 %.

Список литературы

- 1 Кухлинг Х. Справочник по физике: Пер. с нем. — М.: Мир, 1982. — 520 с.
- 2 Поверхностные явления и поверхностно-активные вещества: Справочник / А.А. Абрамзон, Л.Е. Боброва, Л.П. Зайченко и др.; под ред. А.А. Абрамзона и Е.Д. Щукина. — Л: Химия, 1984. — 392 с.

Запропонована і реалізована методика визначення поверхневого натягу рідкого мастильного матеріалу при деформації заданого об'єму рідини прозорою пластиною заданої маси й визначення товщини шару рідини між пластинами.

Is offered and the technique of definition of a superficial tension of a liquid lubricant material is realized at deformation of given volume of a liquid by a transparent plate of given weight and definition of thickness of a layer of a liquid between plates.

Получено 6.09.05

Ю.М. Кузнєцов, проф., д.-р. техн. наук

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,

Т.О. Хамуйєла, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Пружно-силові характеристики машинних лещат

В статті наведені результати теоретичних досліджень силових і пружних характеристик лещат з гвинтовим приводом. Вперше доведено, що сили різання змінюють силу затиску призматичної деталі залежно від співвідношення жорсткостей рухомої і нерухомої губок. Надані пропозиції по стабілізації сили затиску в лещатах незалежно від напрямку дії сили різання.

лещата з гвинтовим приводом, сила затиску, сила різання

Для затиску призматичних заготовок на металорізальних верстатах широко використовуються машинні лещата різних конструкцій з ручним і механічним приводом, більшість яких має два затискних елемента у вигляді рухомої і нерухомої губок [1, 2, 4].

На рис. 1 зображена конструктивна схема лещат Барановічського заводу верстатопристосувань (Білорусь), де за допомогою рукоятки 1 обертається гвинт 4 відносно нерухомої гайки 3, жорстко закріпленої у рухомій частині 2 з затискною губкою 5 (рухома губка). Правий кінець гвинта 4 розташований в нерухомій частині 7, до якої закріплена затискна губка 6 (нерухома губка), і підтиснутий пакетом тарілчастих пружин 9 до нерухомої частини 7 через упорний кульковий підшипник 8.

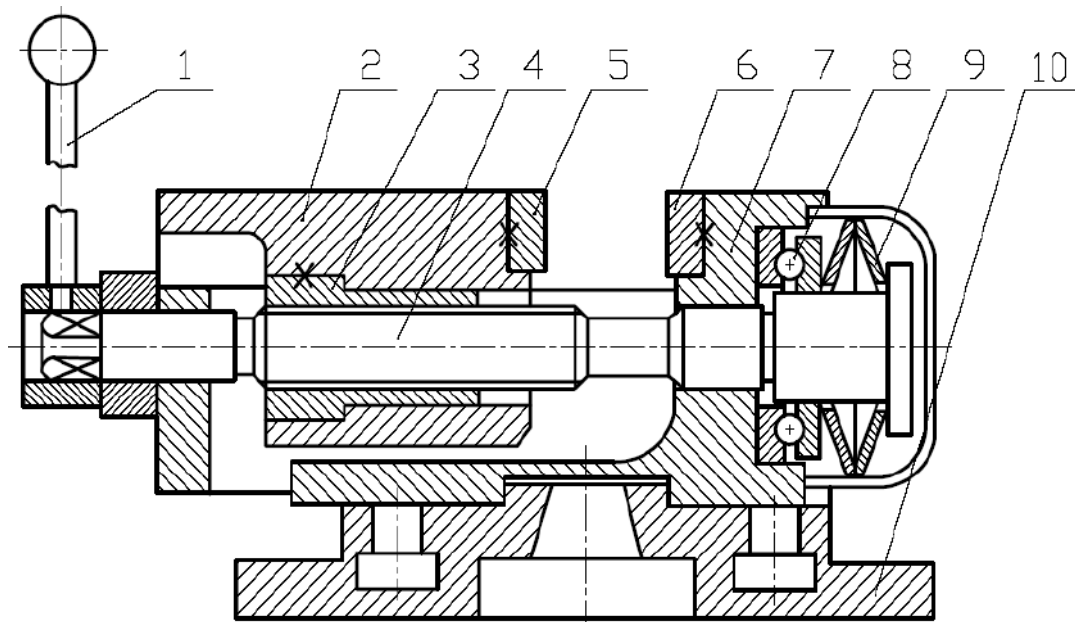


Рисунок 1 – Машинні лещата з ручним гвинтовим приводом

При закріпленні заготовки сумарна сила затиску складає

$$T_{\Sigma} = T_1 + T_2 = 2T, \quad (1)$$

де T_1 - сила затиску рухомою губкою 5;

T_2 - сила затиску нерухомою губкою 6.

Після затиску силовий контур замикається і знаходиться в рівновазі, тому $T_1 = T_2 = T$. При цьому кожна складова сили затиску залежить від жорсткості підсистем «лещата-деталь» з боку рухомої губки (C1) і нерухомої (C2), що визначає різні пружні переміщення [3], а саме $\delta_{01} = \frac{T_1}{C_1}$ і $\delta_{02} = \frac{T_2}{C_2}$ (рис.2).

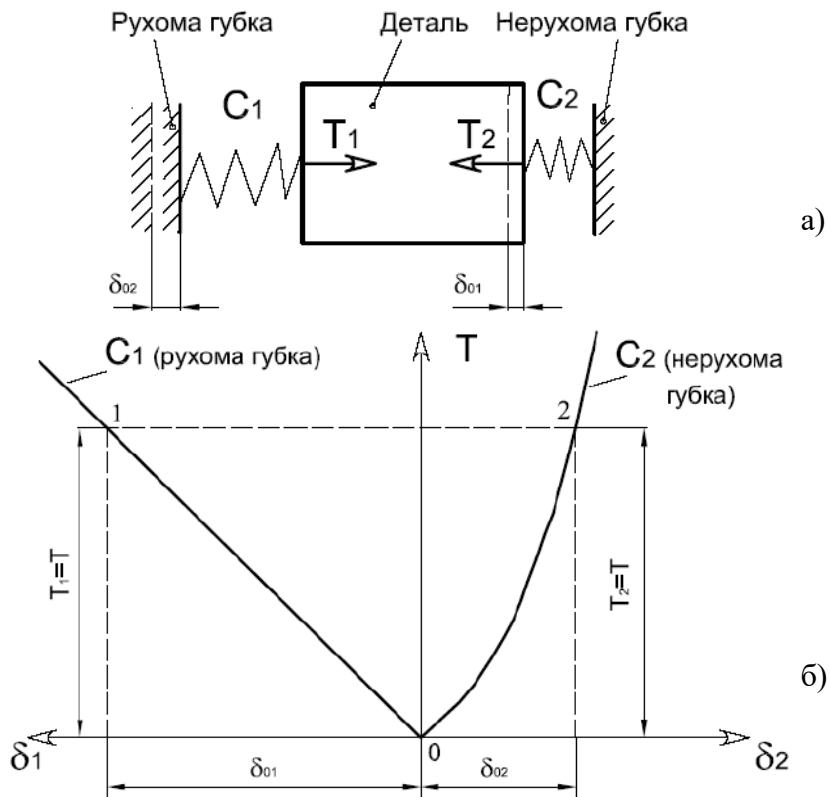


Рисунок 2 – Пружно-силова модель затиску деталі в лещатах (а) і її графічна інтерпретація (б)

Таким чином сумарна сила затиску дорівнює

$$T_{\Sigma} = C_1 \cdot \delta_{01} + C_2 \cdot \delta_{02}. \quad (2)$$

При $C_1 = C_2$ пружні переміщення з боку двох затискних губок теж однакові, тобто $\delta_{01} = \delta_{02}$.

Якщо з боку приводу затиску (рис.1), тобто гвинтової пари, в балансі пружних переміщень крім контактних зближень рухомої губки з деталлю і рухомою частиною є розтиск гвинта, контактні зближення пари гвинт-гайка та інші пружні переміщення (наприклад, деформація пакету тарілчастих пружин, контактні зближення в упорному шарикопідшипнику), то в існуючих конструкціях лещат жорсткість підсистеми з боку нерухомої губки (C2), де присутні тільки нелінійні контактні зближення, завжди більше жорсткості підсистеми з боку рухомої губки (C1), тобто $C_2 > C_1$ (рис. 2,б).

Нерівномірність жорсткості з боку затискних губок впливає на умови обробки деталей при різному напрямку дії сили різання Р, тому що викликає різні додаткові пружні переміщення δ_1 і δ_2 (рис.3).

Розглянемо різні випадки:

I – сила Р спрямована на рухому губку (+Р), сила тертя рухомої частини лещат в напрямних не враховується ($F_{mp} = 0$);

II – сила Р спрямована на нерухому губку (-Р), $F_{mp} = 0$;

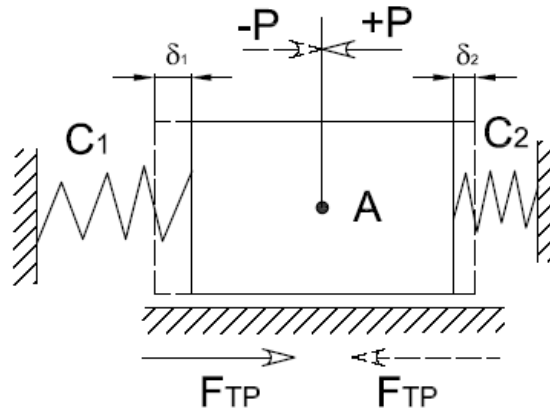


Рисунок 3 – Пружно-силова модель затиснутої в лещатах деталі при дії сили різання P в точці A на рухому $(+P)$ і нерухому $(-P)$ губку

III – сила P спрямована на рухому губку і враховується сила тертя ($F_{mp} \neq 0$);

IV – сила P спрямована на нерухому губку, $F_{mp} \neq 0$.

Для I випадку при дії сили P виникає додаткове пружне переміщення рухомої губки на величину $\delta_1 = \frac{P}{C_1}$ (рис.4, а), що підвищує натяг до $\delta_{01} + \delta_1$ і силу T_1 до T_1' . В той же час сила T_2 зменшується до T_2' при зниженні натягу до $\delta_{02} - \delta_1$.

Для спрощення аналітичних залежностей, які несуттєво змінюють кількісну і якісну картину, приймемо припущення, що контактна жорсткість C_2 лінійна, а жорсткість C_1 визначається жорсткістю гвинтової пари з її опорою і теж лінійна (рис. 4,б).

Враховуючи це припущення, для I випадку маємо

$$T_1' = T_1 + P = T + P;$$

$$T_2' = T_2 - C_2 \cdot \delta_1 = T - C_2 \cdot \frac{P}{C_1}.$$

Сумарна сила затиску при дії сили різання P буде

$$T_{\Sigma}' = T_1' + T_2' = T + P + T - P \frac{C_2}{C_1} = 2T - P \left(\frac{C_2}{C_1} - 1 \right). \quad (3)$$

Позначимо співвідношення $\frac{C_2}{C_1}$ через коефіцієнт нерівномірності жорсткості α_c .

Тоді

$$T_{\Sigma}' = 2T - P(\alpha_c - 1). \quad (4)$$

З формули (4) видно, що при $\alpha_c = 1$ ($C_2 = C_1$) сумарна сила затиску не змінюється, а при $\alpha_c > 1$, тобто при $C_2 > C_1$, і дії сили різання P сумарна сила затиску деталі зменшується, а при певних умовах може дорівнювати нулю. Це можливо при умові, коли

$$2T \leq P(\alpha_c - 1) \quad (5)$$

або

$$P \geq \frac{2T}{\alpha_c - 1}. \quad (6)$$

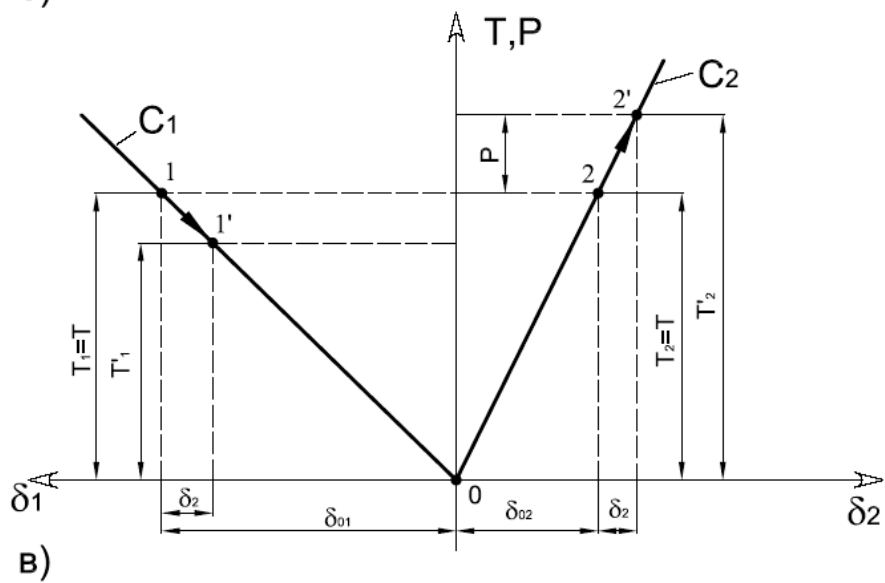
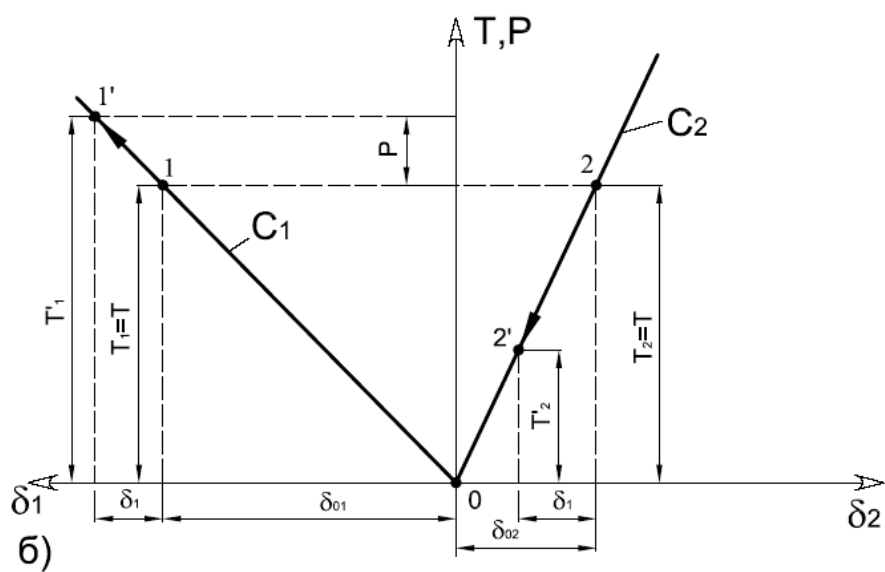
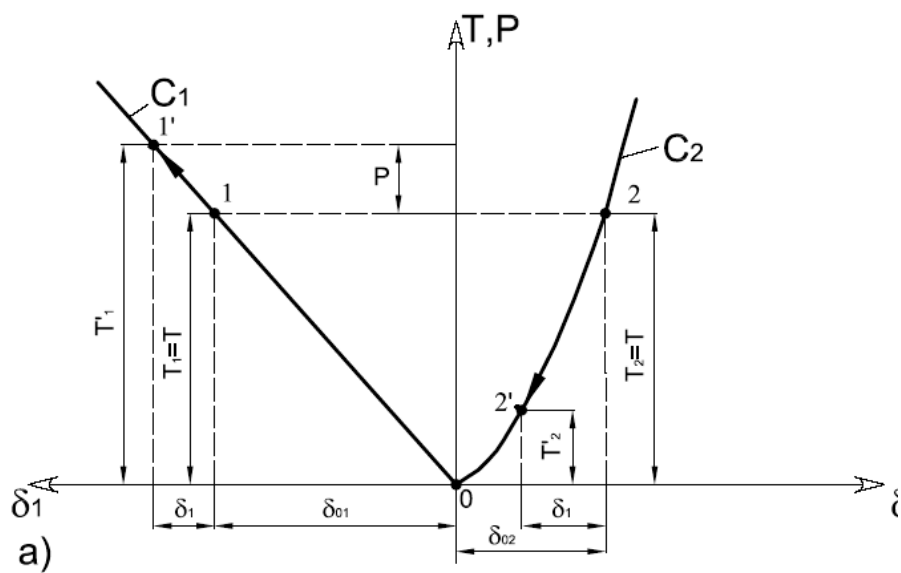


Рисунок 4 – Пружно-силові характеристики лежат при дії сили різання P (рис. 3) на рухомому губку (а, б) і нерухомому губку (в) при відсутності сил тертя $F_{тр}$

На рис. 5,а наведений графік залежності (межа) втрати сили затиску від коефіцієнта нерівномірності жорсткості α_c , звідки видно, що чим більше α_c , тим менше працездатність лещат. При такій схемі навантаження лещат зменшуються припустимі сили різання, тобто зменшуються режими різання (наприклад, фрезерування), внаслідок чого зменшується продуктивність обробки.



Рисунок 5 – Граничні зони працездатності лещат при дії сили різання на рухому губку:
а - випадок I; б - випадок III

Для II випадку (рис. 4, в) під дією сили P на нерухому губку виникає додаткове пружне переміщення нерухомої губки на величину $\delta_2 = \frac{P}{C_2}$, що підвищує натяг до $\delta_{02} + \delta_2$ і силу T_2 до $T_2' = T + P$. При цьому натяг з боку рухомої губки зменшується до $\delta_{01} - \delta_2$, а сила затиску T_1 до $T_1' = T_1 - C_1\delta_2 = T - P \frac{C_1}{C_2} = T - \frac{P}{\alpha_c}$.

Сумарна сила затиску буде

$$T_{\Sigma}' = T + P + T - \frac{P}{\alpha_c} = 2T + P \left(1 - \frac{1}{\alpha_c} \right). \quad (7)$$

З формули (7) видно, що при $\alpha_c = 1$ ($C_2 = C_1$) сумарна сила затиску не змінюється, а при $\alpha_c > 1$ ($C_2 > C_1$) вона підвищується.

Для III випадку (I випадок з врахуванням сил тертя F_{mp}) під дією сили P на рухому губку додаткове пружне переміщення $\delta_1 = \frac{P - F_{mp}}{C_1}$, $T_1' = T + P$,

$T_2' = T - C_2 \frac{P - F_{mp}}{C_1} = T - \alpha_c (P - F_{mp})$, а сумарна сила затиску

$$T_{\Sigma}' = 2T - P(\alpha_c - 1) + F_{mp} \cdot \alpha_c. \quad (8)$$

З формули (8) видно, що сумарна сила затиску не змінюється ($T_{\Sigma}' = 2T$), коли $-P(\alpha_c - 1) + F_{mp} \cdot \alpha_c = 0$.

Це можливе при умові (крива на рис. 5,б) $F_{mp} = P \frac{\alpha_c - 1}{\alpha_c} = P \left(1 - \frac{1}{\alpha_c} \right)$.

При $F_{mp} > P\left(1 - \frac{1}{\alpha_c}\right)$ сумарна сила зменшується, а при $F_{mp} < P\left(1 - \frac{1}{\alpha_c}\right)$ – збільшується (зони на рис. 5,б).

Для IV випадку (II випадок з врахуванням сил тертя) під дією сили Р на нерухому губку виникає додаткове пружне переміщення нерухомої губки на величину $\delta_2 = \frac{P}{C_2}$, що підвищує силу Т2 до $T_2' = T + P$. При цьому сила Т1 змінюється до $T_1' = T - C_1 \cdot \delta_2 + F_{mp} = T - \frac{P}{\alpha_c} + F_{mp}$, а сумарна сила затиску складає

$$T_{\Sigma}' = 2T + P\left(1 - \frac{1}{\alpha_c}\right) + F_{mp}. \quad (9)$$

Аналіз формули (9) показує, що сумарна сила затиску не зменшується або збільшується при умові $P\left(1 - \frac{1}{\alpha_c}\right) + F_{mp} \geq 0$ або $F_{mp} \geq P\left(\frac{1}{\alpha_c} - 1\right)$.

Для позитивного значення сил F_{mp} і Р виконання умови можливо при $\frac{1}{\alpha_y} - 1 \geq 0$, тобто $\alpha_{y \max} \leq 1$ ($C_2 \leq C_1$).

З врахуванням III випадку (рис. 5, б) для $F_{mp} \leq P$ $\alpha_{c \min} \geq 0,5$ ($C_2 \geq 0,5C_1$).

Аналіз всіх випадків свідчить про те, що для стабілізації сили затиску деталі в лещатах при різанні або при її підвищенні потрібно забезпечити:

- приблизно однакову жорсткість підсистем «лещата – деталь» з боку рухомої і нерухомої губок, тобто $C_1 = C_2$, тобто $\alpha_c = 1$;
- умови, при яких сили тертя F_{mp} повинні бути менше сили різання Р.

Список літератури

1. Кузнецов Ю.М., Крижанівський В.А., Хамуйела Т.О. Системно-морфологічний підхід при створенні затискних пристроїв для затиску призматичних заготовок // Наукові праці КНТУ. – 2004. - №5.
2. Кузнецов Ю.Н., Хамуйела Т.О., Неделчева П.М. Создание зажимных устройств с несколькими кинематическими цепями для призматических заготовок // Труды международной научной конференции «Унитех'05», Габрово, 24 – 25.11.2005г.
3. Кузнецов Ю.Н., Сяров С.П. Влияние процесса резания на характеристики зажима деталей в цанговых и кулачковых патронах // Технология и автоматизация машиностроения. – 1981. - №29.
4. Станочные приспособления: Справочник / Под ред. Б.Н. Вардашкина, В.В. Данилевского. – М.: Машиностроение, 1984. – 656 с.

В статье приведены результаты теоретических исследований силовых и упругих характеристик тисков с винтовым приводом. Впервые доказано, что силы резания изменяют силу зажима призматической детали в зависимости от соотношения жесткостей подвижной и неподвижной губок. Представлены предложения по стабилизации силы зажима в тисках независимо от направления действия силы резания.

In the article the results of theoretical researches of power and resilient descriptions of vises with a spiral drive are given. It is proved that cutting forces change clamping force of prismatic detail depending on correlation of rigidity of mobile and immobile sponges. Suggestions on stabilization of clamping force regardless of direction of cutting force are given.

Одержано 1.10.05

УДК 621.7.(075).

М.А. Рихальський, зам. пред.
Николаевская облгосадминистрация

Использование метода сплайн-интерполяции в расчетах процессов эволюций свойств замкнутых систем аккумуляции солнечной энергии

Использование сплайн-интерполяций, которые вводятся в расчет зависимостей замкнутых систем аккумуляции солнечной энергии коэффициента информатизации роста свойств системы, позволит упростить формирования исходных данных и решение задач оптимального функционирования **характеристика, процесс, скорость, трансформация, солнце, энергия, тепло, аккумуляция, гелиобатарея, шар, система, модель**

Исследование эволюций свойств элементов замкнутых систем преобразования солнечной энергии в тепловую в технологических процессах аккумуляции солнечной энергии связано с анализом и решением системы уравнений, описывающих *статическую характеристику* - процесс энергонасыщения поверхностного слоя гелиобатареи эллиптического типа с толщиной поверхности теплоносителя - δ , *динамическую характеристику* - скорость трансформации солнечной энергии в тепловую $v = f_1(\delta; \tau)$. В указанную систему входят экспериментальные зависимости, которые определяют *кинетические характеристики* взаимного влияния технологического процесса аккумуляции солнечной энергии в техническом средстве, состоящем из комплекса гелиобатарей $\delta/v = f_2(l; \tau)$. Процесс энергонасыщения при аккумуляции солнечной энергии в системе представляет собой степенную функцию [1].

Определение изменение состояние систем, как результат взаимного влияния при межгрупповом взаимодействии на первом, втором и третьем уровне, выполненное в работе [2] проводилось с использованием метода акад. Л.В. Погорелого [3], позволило установить зависимости в виде статистической модели [4]. Численное решение системы уравнений с определенными при эксперименте зависимостями, которые определяют статическую, динамическую [5] и кинематическую характеристики процесса энергонасыщения поверхностного слоя, как результат взаимодействия с окружающей средой, связано с вводом массивов данных, требующих громоздкого интерполирования для получения значений в определённом временном интервале. Использование методов внутригруппового взаимодействия [6] связано с представлением поверхностей значениями точек, что значительно усложняет процедуру отыскания оптимальных соотношений поверхностей теплообмена в зависимости от потоков солнечной энергии. Использование метода сплайн-интерполяций при расчете характеристик технологических процессов в системе аккумуляции солнечной энергии упрощает ввод исходных данных для решения практических задач.

При определении эволюций замкнутых в технологических процессах аккумуляции солнечной энергии применение сплайнов даст возможность в [7]:

1) решить проблему использования в расчетах разнородных экспериментальных зависимостей, усложняющих процесс подбора аппроксимирующих аналитических выражений.

2) Обеспечить при численном дифференцировании быстроту сходимости и избежать процесса двойного дифференцирования зависимости $v = f_1(\delta; \tau)$, заменив его на *аналитическое определение* коэффициентов сплайнов.

Для существенного повышения точности решения уравнения скорости трансформации солнечной энергии в тепловую $v = f_1(\delta; \tau)$ используются кубические сплайны, то есть находится функция $S(x)$, определенная в заданном множестве точек $(x_1 < x_2 < \dots < x_N)$, $\{x_0, y_0\}, \{x_1, y_1\}, \dots, \{x_N, y_N\}$ непрерывная на участке $[x_0, x_N]$ вместе с первой и второй производной, совпадающая с кубическим полиномом на отрезке $x_{j-1} \leq x \leq x_j$ ($j=0, 1, 2, \dots, N$) и удовлетворяющая условиям $S(x) = y_j$ ($j=0, 1, 2, \dots, N$).

Кубический сплайн $S\Delta x$ относительно сетки $\Delta: x_0, x_1, \dots, x_N$ определяется при использовании метода [7], при котором рассматривается комплекс:

$$S' \Delta(x_j) = M_j \quad (j=0, 1, \dots, N). \quad (1)$$

В силу линейности второй производной на участке $[x_{j-1}; x_j]$ равенство (1) представлено в виде:

$$S'' \Delta(x) = M_{j-1} \frac{x_j - x}{h_j} + M_j \frac{x - x_{j-1}}{h_j}, \quad (2)$$

Определив константу и проведя двойное интегрирование выражения (1), получим:

$$S\Delta(x) = M_{j-1} \frac{(x_j - x)^3}{6h_j} + M_j \frac{(x - x_{j-1})^3}{6h_j} + \left(y_{j-1} - \frac{M_{j-1} h_j^2}{6} \right) \frac{x - x_{j-1}}{h_j} + \left(y_j - \frac{M_j h_j^2}{6} \right) \frac{x - x_{j-1}}{h_j} \quad (j=0, 1, \dots, N). \quad (3)$$

Вычисление значений кубического сплайна для точек в интервале $[x_{j-1}; x_j]$ возможно получить, используя уравнение (3). Определив для всех интервалов аналогичные значения и приравняв на границах участков $S' \Delta(x)$, получим систему уравнений относительно $M_0, M_1, M_2, \dots, M_N$, которая представляет *условие непрерывности*:

$$\frac{h_j}{6} M_{j-1} + \frac{h_j + h_{j+1}}{3} M_j + \frac{h_{j+1}}{6} M_{j+1} = \frac{y_{j+1} - y_j}{h_{j+1}} - \frac{y_j - y_{j-1}}{h_j} \quad (j=0, 1, \dots, N-1). \quad (4)$$

Обозначив

$$p = \frac{h_{j+1}}{h_j + h_{j+1}}, \quad \mu_j = 1 - p \quad (j=0, 1, 2, \dots, N-1),$$

условие непрерывности (4) примет вид:

$$\mu_j M_{j-1} + 2M_j + p M_{j+1} = 6 \frac{\frac{(y_{j+1}-y_j)}{h_{j+1}} - \frac{(y_j-y_{j-1})}{h_j}}{h_j+h_{j+1}} (j=0, 1, \dots, N-1). \quad (5)$$

Матричная форма системы определяющих уравнений имеет вид [8]:

$$\begin{bmatrix} 2 & p & 0 & . & . & . & 0 & 0 & 0 \\ \mu_j & 2 & p & . & . & . & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \mu_j & 2 & . & . & . & 0 & 0 & 0 \\ . & . & . & & & & . & . & . \\ . & . & . & & & & . & . & . \\ . & . & . & & & & . & . & . \\ 0 & 0 & 0 & . & . & . & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & . & . & . & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & . & . & . & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_o \\ M_1 \\ M_2 \\ . \\ . \\ . \\ M_{N-2} \\ M_{N-1} \\ M_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} d_o \\ d_1 \\ d_2 \\ . \\ . \\ . \\ d_{N-2} \\ d_{N-1} \\ d_N \end{bmatrix}, \quad (6)$$

где d_j – правая часть равенства (5);

p_o, d_o, μ_N, d_x – коэффициенты, которые описывают поведение сплайна на границах интервала (в точках 0-й и N -й).

Граничные условия определяют связь между значениями второй производной в точках $(0, 1)$ и $(N-1, N)$ и выделены из системы в виде:

$$2M_o + p_o M_1 = d_o; \quad \mu_N M_{N-1} + 2 M_N = d_N. \quad (7)$$

Применив итерационный метод к решению уравнения (6) с использованием алгоритма [9]:

[illegible]

После образования вспомогательных величин ($k=1, 2, \dots, n$)

$$\begin{aligned} A_k &= a_k q_{k-1} + b_k (q_0 = 0); & q_k &= -c_k / A_k; \\ u_k &= (d_k - q_k a_{k-1}) / A_k (u_0 = 0) \quad . \end{aligned} \quad (9)$$

Последовательным исключением $x_1, \dots, x_{n-1}$ из второго ..., n -го уравнений получим эквивалентную систему: $x_k = q_k x_{k+1} + u_k (k=1, \dots, n-1); x_n = u_n$ откуда последовательно определяем $x_n, \dots, x_k$.

Использование сплайн-интерполяцией, вводимых в расчет зависимостей системы аккумуляции солнечной энергии, информационного коэффициента роста свойств системы, позволит упростить формирования исходных данных при решении задач по оценке характеристик процессов энергонасыщения поверхностного слоя.

В результате проведенного анализа установлена возможность применения кубических сплайнов при определении характеристик технологических процессов - скорости трансформации солнечной энергии в тепловую, аккумуляции солнечной энергии в гелиобатареи при энергонасыщении поверхностного слоя в системе имитационного моделирования и определен алгоритм сплайн-интерполяции.

Список литературы

1. Кирницкий С.Р., Рыхальский М.А. Способы использования солнечной энергии // Сборник научных трудов Киевского НИЦ по проблемам ТТК и унитарного предприятия «МЕТА» ВИЭСХ ВАСХНИЛ и Учхозтреста, 1991.- С.10-12.
2. Рыхальский М.А. Изменение свойств системы аккумуляции солнечной энергии при межгрупповом взаимодействии с окружающей средой // Бюллетень научных праць Прибужжя, № 6, 2005.- С.63-69.
3. Погорелый Л.В., Ясенецкий В.А., Мечта Н.П. Испытания техники для животноводства и кормопроизводства // К.: УСХА, 1991. – 392 с.
4. Рыхальский М.А. Статическая характеристика процесса энерго-насыщения поверхностного слоя гелиобатареи // Бюллетень научных праць Прибужжя, № 7, 2005.- С.46-51.
5. Рыхальский М.А. Динамическая характеристика процесса энергонасыщения поверхностного слоя гелиобатареи // Бюллетень научных праць Прибужжя, № 8, 2005.- С.54-63.
6. Почтман Ю.М., Колесниченко А.Л. Методы математической оптимизации в механике грунтов // К.: Вища школа, 1977. – 104 с.
7. Кирницкий С.Р., Рыхальский М.А. Теоретическое обоснование параметров технологического процесса поглощения и аккумуляции солнечной энергии в сушилках для початков кукурузы // Сборник научных трудов НИЦ по проблемам РЕС, 1995.- С.12-18.
8. Алберг Д., Нильсон Э., Урош Д. Теория сплайнов и ее приложения // Пер. с англ. Под ред. С.Б. Стечкина, М.: Мир, 1972. – 316 с.

Використання сплайн-інтерполяцій, що вводяться в розрахунок залежностей замкнутих систем акумуляції сонячної енергії коефіцієнта інформатизації росту властивостей системи, дозволить спростити формування вихідних даних і рішення задач оптимального функціонування

Use splay-interpolation, carried in calculation of the dependencies closed systems to cumulating to solar energy factor informatizations growing characteristic of the system, will allow to simplify shaping the raw dates and decision of the problems of the optimum operation.

Получено 10.09.05

УДК 631.331

А.И Бойко, проф., д-р. техн. наук

Национальный аграрный университет, г. Киев

Н.А. Свирень, доц., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Анализ влияния параметров дозирующего устройства на эффективность отбора семян

Проанализировано влияние геометрических и кинематических параметров работы дозирующего устройства пневматического высевающего аппарата на эффективность его работы. Установлены основные закономерности изменения времени захвата семян различной формы от параметров дозирующего элемента. Выявлены рациональные значения этих параметров.

дозирующее устройство, параметры, отбор семян, рациональность

Эффективность отбора отдельных семян из общей массы дозирующими устройствами высевных аппаратов зависит от многих факторов. Большая часть из них определяют непосредственные конструктивные параметры самих аппаратов, а некоторые связаны с биологическими особенностями семян высеваемых культур.

Все эти факторы нашли свое отображение в уравнениях движения семени при его отделении от общей массы [1], однако влияние каждого из них на эффективность отбора (захвата) семени возможно только в результате решения указанных уравнений и анализа полученных результатов.

Решение уравнений движения семени при захвате его дозирующим элементом выполнено чисельными методами на основе разработанного соответствующего алгоритма и программы вычислений. При этом вычислительными процедурами предусматривается рассмотрение различных возможных форм движений семени: с поворотом и проскальзыванием по поверхности дозирующего элемента; только с поворотом вокруг собственного центра массы без проскальзывания по поверхности; с чистым скольжением (проскальзыванием) без поворота вокруг центра массы.

Процесс отбора семени дозирующим элементом пневматического высевающего аппарата осуществляется тогда, когда диск с присасывающими отверстиями проходит в толще семян загрузной камеры. Очевидно, что время захвата в этом случае ограничено временем этого движения $t_{дс}$ и не должно его превышать, то есть должно выполняться условие

$$t_{зах} \leq t_{дс} = \frac{\varphi_{ax}}{\omega}$$

где φ_{ax} - центральный угол сектора загрузки высевающего аппарата;

ω - угловая скорость движения дозирующего диска.

Таким образом, данным исследованием преследуется цель – получения основных характеристик отбора и выделения семян из общей массы при изучении движения семени в области присасывающего отверстия дозирующего элемента. На основании этого определяются технологические параметры высевающего аппарата, поскольку от качества выполнения этой важнейшей операции зависит точность, производительность, универсальность и другие показатели его работы. Однако для выполнения процесса захвата семени необходимо, чтобы оно легко заполняло ячейку присасывающего отверстия диска, а затем удерживалось там вплоть до наступления фазы сбрасывания и подачи в борозду.

Технологические показатели высевающего аппарата определяются его конструктивными параметрами, в которые, прежде всего, входят такие как: диаметр диска, угловая скорость его вращения, количество отверстий на диске и шаг их расстановки, а также диаметр присасывающих отверстий.

Результатом решения поставленной задачи является определение функциональных зависимостей (связей) обобщенных координат: угла собственно поворота семени Θ и пути его скольжения по поверхности присасывающего отверстия $X_{ск}$ от времени t движения. То есть установление функций вида:

$$\begin{aligned}\Theta &= f(t); \\ X_{ск} &= f(t).\end{aligned}$$

Исследование движения семени в области присасывающего отверстия имеет важное значение так как именно эта ответственная операция определяет эффективность работы дозирующего устройства.

Основными параметрами входящими в уравнение движения семени и представляющими интерес в исследовании и анализе их влияния на время захвата присасывающим отверстием являются: угловая скорость вращения диска - ω ; радиус вращения присасывающих отверстий - r_{01} ; сила присасывания P , обусловленная перепадом давлений; форма присасывающего отверстия выраженная углом его конусности α ; форма семени, представляемая в сечении эллипсом с полуосями a и b .

Таким образом, вид перемещения семени может происходить по-разному в зависимости от сочетания параметров ω , r_{01} , P , α , a и b , а также состояния контактируемых поверхностей влияющих на коэффициент трения между семенем и диском. Это движение может быть в виде чистого перекатывания по конической поверхности присасывающего отверстия, в виде скольжения по этой поверхности или комбинации указанных движений, на характер которых оказывают влияние величина силы трения в зоне контакта.

Если форма семени не оказывает существенного влияния при движении его со скольжением, то при движении перекатыванием ее роль важна. От формы семени при таком движении зависит величина вектора равнодействующей силы R_c (рис. 1) и его направление.

Кроме этого, форма семени в виде эллипсоида определяет момент касания, то есть захвата отверстием. Под периодом захвата семени присасывающим отверстием понимается время необходимое для того, чтобы семя вошло в отверстие и произошло касание при котором выполняется условие $d = 0$ (рис. 1).

Исходя из проведенных вычислений построены графические зависимости устанавливающие взаимосвязи между угловой скоростью дозирующего диска ω и временем захвата семени $t_{зах}$, а также радиусом расположения присасывающих отверстий r_{01} и временем захвата (рис. 2). Результаты вычислений получены при фиксированных усредненных значениях остальных параметров.

С увеличением угловой скорости вращения диска возрастает и линейная скорость перемещения присасывающих отверстий в зерновой массе. Так как сектор захвата (область, в которой находятся зерна) остается постоянным, то время движения отверстия в слое семян сокращается, а скорость их относительного перемещения возрастает. Очевидно это приводит к более активному взаимодействию присасывающих отверстий с зерновой массой, что в свою очередь, уменьшает время присасывания (захвата) зерен. Как видно из полученных графиков (рис. 2, кривая а) эта зависимость нелинейна и отражает уменьшение времени захвата от увеличения угловой скорости дозирующего диска. В области пересечения полученного графика со временем движения диска в слое семян $t_{дс}$ определяются рациональные соотношения параметров сектора загрузки и скорости движения дозирующего элемента. Так, для

выбранных параметров расчета угловая скорость диска находится в области близкой к $\omega = 8 \text{ с}^{-1}$.

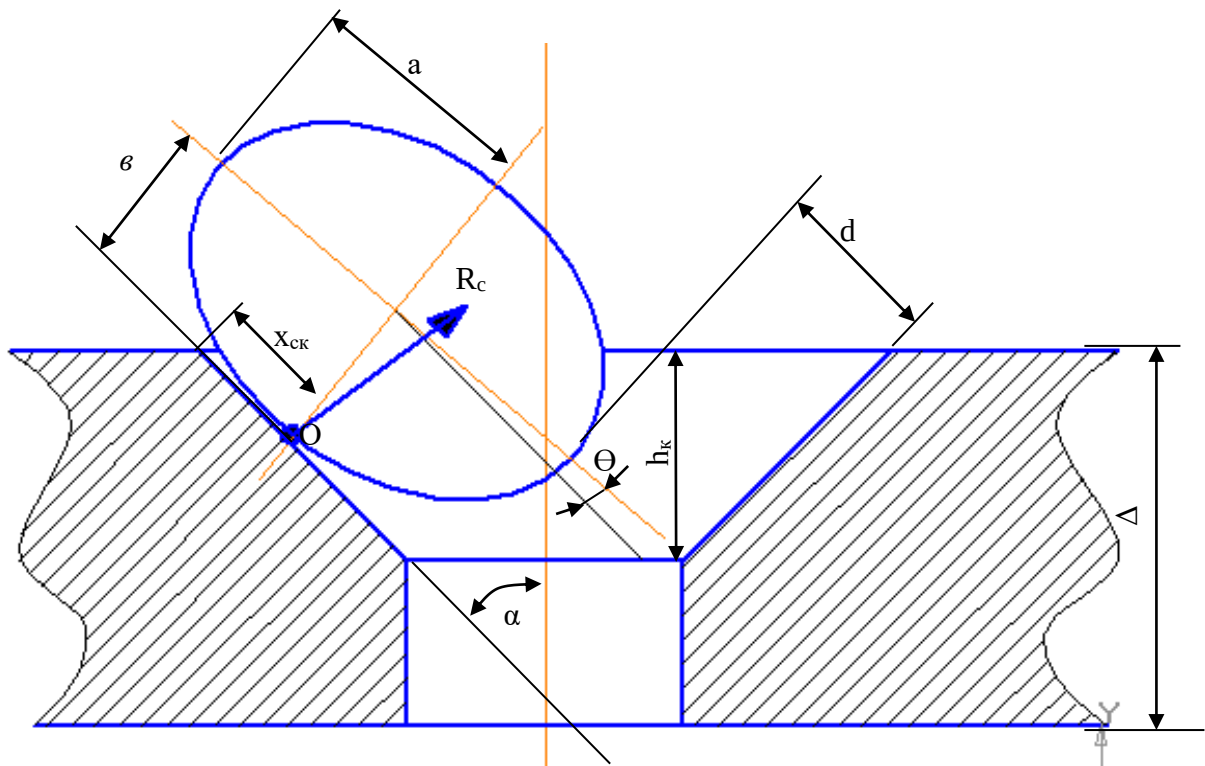


Рисунок 1 – Схема контакта семени с присасывающим отверстием

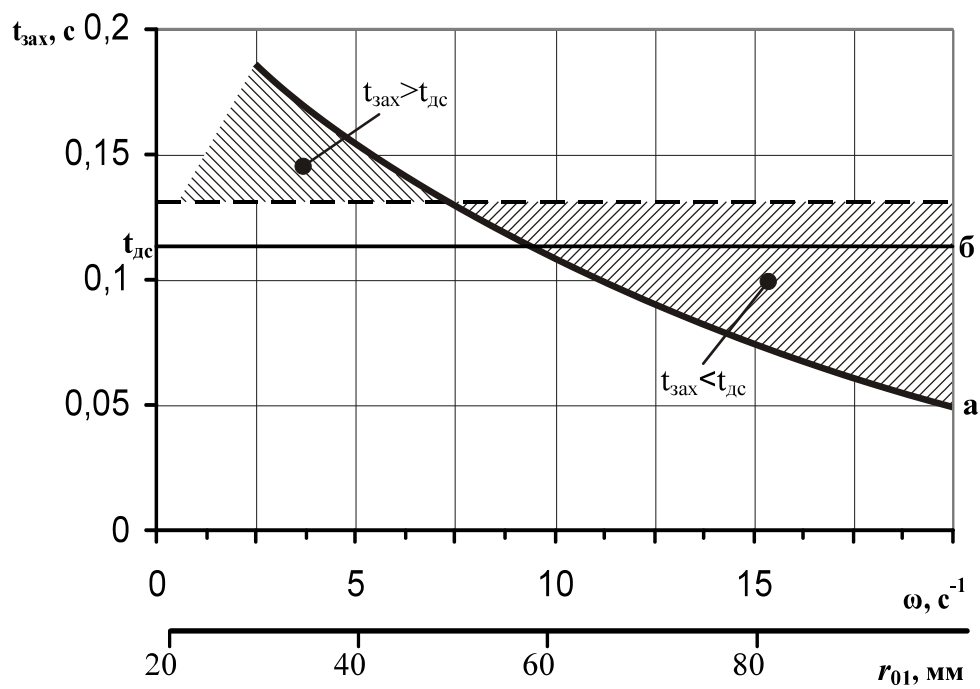


Рисунок 2 – Зависимость времени захвата семени присасывающим отверстием от угловой скорости вращения высевающего диска (а) и радиуса вращения присасывающих отверстий (б).

Очевидно, снижение времени захвата с увеличением оборотов высевающего диска, являясь, само по себе, положительным явлением в увеличении

производительности высевающего аппарата, содержит и отрицательные моменты, связанные с потерей качества дозирования. Полученный результат требует экспериментальной проверки при проведении соответствующих лабораторных и полевых исследований.

В случае, если время движения семени до полного входа в отверстие и касания с ним больше чем время нахождения присасывающего отверстия в секторе загрузки (в массе семян), когда есть перепад давления и действует присасывающая сила P , то работа дозатора неэффективна, и могут наблюдаться пропуски, то есть незаполнения присасывающих отверстий. Необходимо, чтобы выполнялось обратное условие, при котором $t_{\text{зах}} < t_{\text{дс}}$.

То есть, семя должно успевать попасть в ячейку присасывающего отверстия и вместе с ним перемещаться к сектору сброса семян.

Исследованиями влияния радиуса расположения присасывающих отверстий r_{01} на время захвата при дозировании не установлено существенных изменений (рис. 2, кривая б). Увеличение радиуса r_{01} увеличивает линейную скорость перемещения присасывающего отверстия в слое семян, что активизирует контактное взаимодействие и благоприятствует захвату семени. Однако, при этом, если не меняются другие параметры дозирующего устройства, то увеличивается путь семени в секторе захвата, что, очевидно, нивелирует полученные преимущества. В результате зависимость имеет практически линейный характер, который указывает на незначительное влияние радиуса расположения присасывающих отверстий на время захвата семян.

Научный и практический интерес представляет изучение влияния перепада давления в камерах, которое обуславливает действие присасывающей силы P на время захвата семени отверстием. Как и в предыдущем исследовании для установления искомой закономерности остальные параметры в расчетах приняты величинами постоянными.

Действие присасывающей силы лежит в основе работы пневмомеханического высевающего аппарата, поэтому исследование ее влияния существенно важно для повышения эффективности работы аппарата.

Как видно из полученной зависимости (рис. 3) время присасывания с увеличением присасывающей силы P вначале быстро уменьшается, а затем изменяется незначительно. На графике можно выделить два характерных участка: период резкого снижения времени захвата семени при увеличении присасывающей силы (1) и период, когда дальнейшее увеличение присасывающей силы мало влияет на изменение времени захвата (2). Для этого периода время захвата несколько стабилизируется на уровне $t_{\text{зах}} \sim 0,1 \text{ с}$. Полученный результат вполне удовлетворяет конструкциям современных высевающих аппаратов реализующих передовые технологии посева.

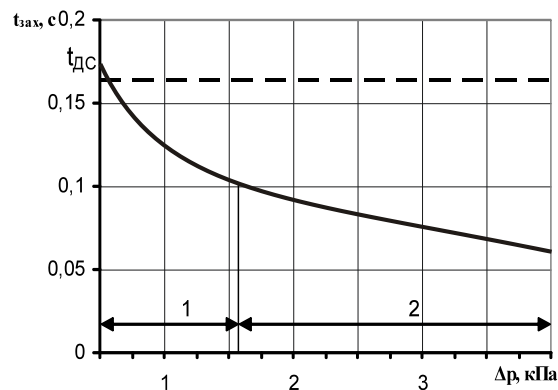


Рисунок 3 – Зависимость изменения времени захвата семени присасывающим отверстием от усилия присасывания

Форма отверстия также оказывает влияние на время присасывания (захвата) семени. Как принято в данном исследовании формой отверстия, по которому осуществляется движение семени при заходе его в отверстие является коническая поверхность. Выбор такой поверхности не случаен и обусловлен желанием расширить универсальность аппарата, который мог бы работать на высевах более широкого класса культур имеющих семена различных размеров. В то же время, известно, что кроме конической формы отверстия для повышения универсальности аппаратов предложены и другие их формы: например – тороидальная [2].

Форму конической поверхности в исследуемом случае целесообразно характеризовать углом конусности отверстия α и высотой конуса h_k (рис.1). Для упрощения расчетов примем, что высота конуса будет величиной постоянной и равной половине толщины высевающего диска.

$$h_k = \frac{\Delta}{2}$$

Очевидно, что форма присасывающего отверстия и форма самого семени взаимосвязаны их взаимодействием при осуществлении движения семени до заполнения отверстия и удержания его там. При изучении влияния формы конического отверстия на эффективность захвата семени примем его форму фиксированной в виде эллипсоида с постоянными параметрами (длинами полуосей в сечении a , b) и будем варьировать только формой отверстия изменяя его конусность, оставив высоту конуса также величиной постоянной.

После выполнения вычислительных процедур построены соответствующие графические зависимости (рис. 4), отражающие изменение времени захвата семени от угла конусности присасывающего отверстия. Графики получены для трех разных уровней присасывающей силы P_1 , P_2 и P_3 . Причем $P_3 > P_2 > P_1$. Все полученные зависимости имеют нелинейный характер, показывающий, что в начале увеличения угла α наблюдается снижение времени захвата

Причем, чем больше усилие присасывания семени, тем быстрее происходит это снижение. С дальнейшим увеличением угла конусности ($\alpha > 20^\circ$) интенсивность снижения времени захвата уменьшается до нулевого значения, после чего время захвата снова начинает расти. Полученные зависимости с экстремумом–минимумом указывают на конкурирующее действие факторов в процессе присасывания семени. Очевидно, при малых α в процессе захвата, роль силы веса и центробежной силы мало значимы. Более существенно в этом случае влияние присасывающей силы P . По мере увеличения угла конусности происходит перераспределение усилий, действующих на семя. При этом также увеличивается путь семени по конической поверхности, поскольку и сама поверхность возрастает. Можно предположить, что с увеличением угла α увеличивается тангенциальная составляющая направленная вдоль поверхности конуса, что благоприятно сказывается на процессе захвата семени. В то же время нормальная составляющая этой силы падает, что также способствует движению семени в глубь отверстия, поскольку уменьшается сила трения семени о коническую поверхность. Сила веса и центробежная сила направлены перпендикулярно оси отверстия, поэтому их влияние на время захвата семени противоположно влиянию присасывающей силы P и увеличение угла конусности отрицательно сказывается на времени захвата, увеличивая его.

Конкурирующее действие силовых и геометрических факторов на процесс движения семени в глубь присасывающего отверстия довольно сложно, как сложно и само движение, которое может происходить в виде скольжения семени по поверхности, а также в виде его качения. Комбинацией этих движений зависящих от сил трения в контакте семени с поверхностью отверстия определяется окончательный результат –

сокращение времени захвата, а значит и повышение эффективности работы высевающего аппарата.

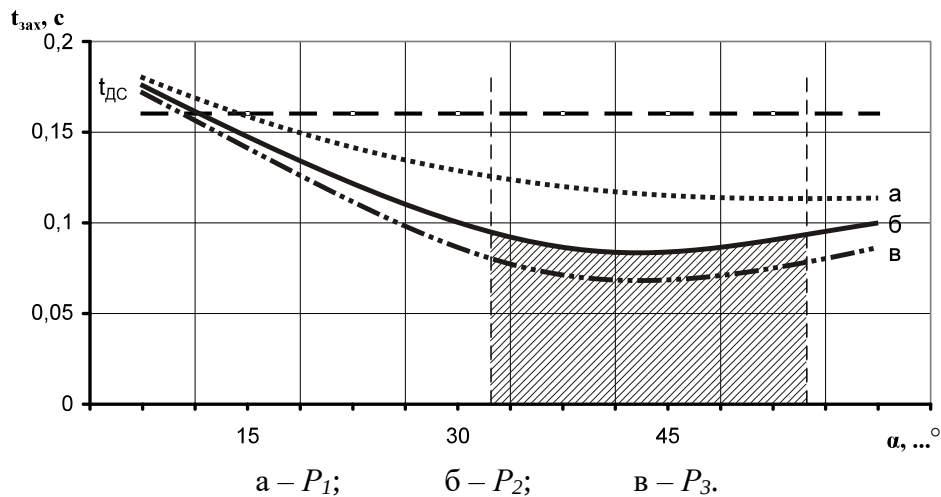


Рисунок 4 – Влияние угла конусности присасывающего отверстия на время захвата семени

С уменьшением угла конусности α лобовое сопротивление движению семени в глубь отверстия растет, так как уменьшается тангенциальная составляющая силы P , следовательно и время захвата семени увеличивается.

Проведенные исследования показывают и подтверждают факт улучшения захвата семян в случае придания присасывающему отверстию конической формы. Однако увеличение конусности полезно в ограниченном диапазоне увеличения угла α и действия присасывающей силы P .

Таким образом, общий эффект сокращения времени присасывания семени является сложной комбинацией действия силы веса центробежной силы, которая вследствие вращения диска постоянно меняет свое направление, присасывающей силы и геометрических параметров отверстия, которые обуславливают распределение составляющих этих сил и определяют длину пути семени до полного его перемещения в глубь отверстия.

Время захвата может существенно увеличиваться, если присасывающая сила выбрана соизмеримой с суммой силы веса и центробежной силой. Тогда зависимость времени захвата от угла конусности имеет более выраженный экстремальный характер с минимумом в области углов $35^\circ < \alpha < 50^\circ$ (рис. 4).

Немалое влияние на процесс захвата семени присасывающим отверстием оказывает сама форма семени. В проводимом исследовании она принята в виде эллипсоида, что наилучше описывает реальную форму высеваемых семян зерновых культур.

Как усредненная характеристика формы семени эллипсоид наилучшим образом описывает геометрию семян, однако, если конкретно характеризовать семена тех или иных культур, то эллипсоидная форма может претерпевать различные вариации. В математическом описании это означает изменения в соотношении длин большой и малой полуосей эллипса как отображения эллипсоида в плоскость его главного сечения. Таким образом процесс присасывания семян различных культур можно моделировать изменяя параметры эллипса.

Форма семени может быть определена величиной отношения длин полуосей эллипса $\frac{a}{b}$. Если это отношение равно единице, то есть $a=b$, то эллипс вырождается в

окружность. При увеличении отношения $\frac{a}{b} > 1$ форма эллипса удлиняется, представляя усредненную форму семян той или иной моделируемой культуры.

Общая закономерность влияния формы семени на время захвата его присасывающим отверстием дозирующего диска представлено на рис. 5.

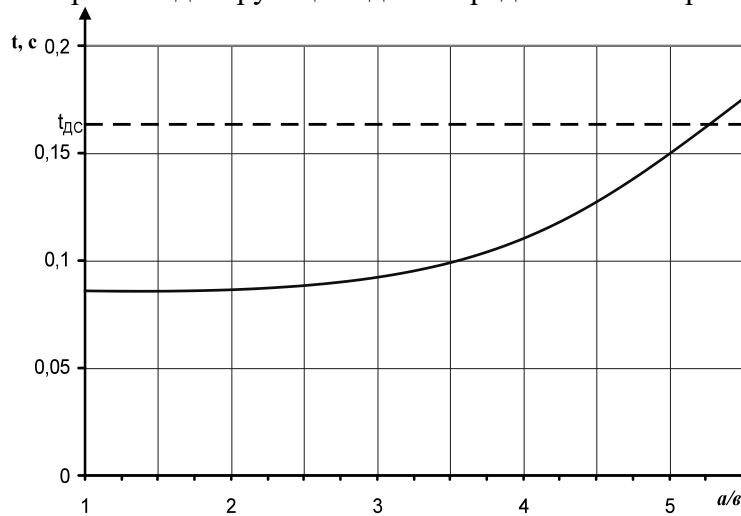


Рисунок 5 – Влияние формы семени на время захвата его присасывающим отверстием дозирующего элемента

Как видно из полученного графика зависимость имеет нелинейный характер. При отношении длин полуосей семени $\frac{a}{b} = 1$ наблюдается самое короткое время присасывания. Равенство полуосей семени указывает на его сферическую форму представляемую в сечении уравнением окружности. Очевидно семя такой формы в своем движении по поверхности присасывающего отверстия совершает в основном перекатывание. Симметричная форма семени способствует его лучшему улавливанию коническим отверстием. Причем четкая линия сопряжения конуса со сферой создает предпосылки хорошего удержания семени вплоть до наступления фазы сбрасывания для последующего его высева.

Увеличение отношения длин полуосей описывает форму удлиненного семени. Причем, чем больше это отношение, тем семена более продолговатой формы. Это отражается на характере его движения вблизи присасывающего отверстия. Увеличение времени захвата с увеличением отношения длин полуосей можно объяснить возрастанием роли скользящего движения в общем движении некруглого семени в области прилегающей к присасывающему отверстию (рис. 4). То есть, по мере увеличения эллипсности движение семени становится комбинированным с постепенным все большим преобладанием скользящего движения над качением. Затруднение в общем движении к центру присасывающего отверстия приводит к возрастанию времени захвата семени. Причем нарастание времени захвата происходит довольно быстро, указывая на снижение эффективности работы пневмомеханических аппаратов на семенах некруглой удлиненной формы.

Научный и практический интерес представляет изучение дозирования семян разной формы в сочетании с изменением геометрии присасывающего отверстия. Именно этот процесс контактного взаимодействия семян различной эллипсности с поверхностями отверстий наилучшим образом адаптированных к их присасыванию и перемещению в зону сбрасывания обеспечивает производительность и точность посева. Эта задача наиболее сложная, а ее решение наиболее важно для обеспечения качественного посева растительных культур.

Результаты исследований на основе аналитического моделирования движения семян в зоне их захвата присасывающим отверстием представлены графическими зависимостями на рис. 6.

Для зерен сферической формы характерны относительно низкие значения времени захвата, которые почти в три раза меньше времени движения дозирующего диска в слое семян (рис. 6, кривая а). Это указывает на высокую скорость захвата семян и большую вероятность того, что за время движения диска в слое все его присасывающие отверстия проходящие сектор загрузки будут заполнены семенами. Незначительное увеличение времени захвата с возрастанием угла конусности присасывающего отверстия по-видимому связано с удлинением пути его движения по конической поверхности до полного соприкосновения с ней.

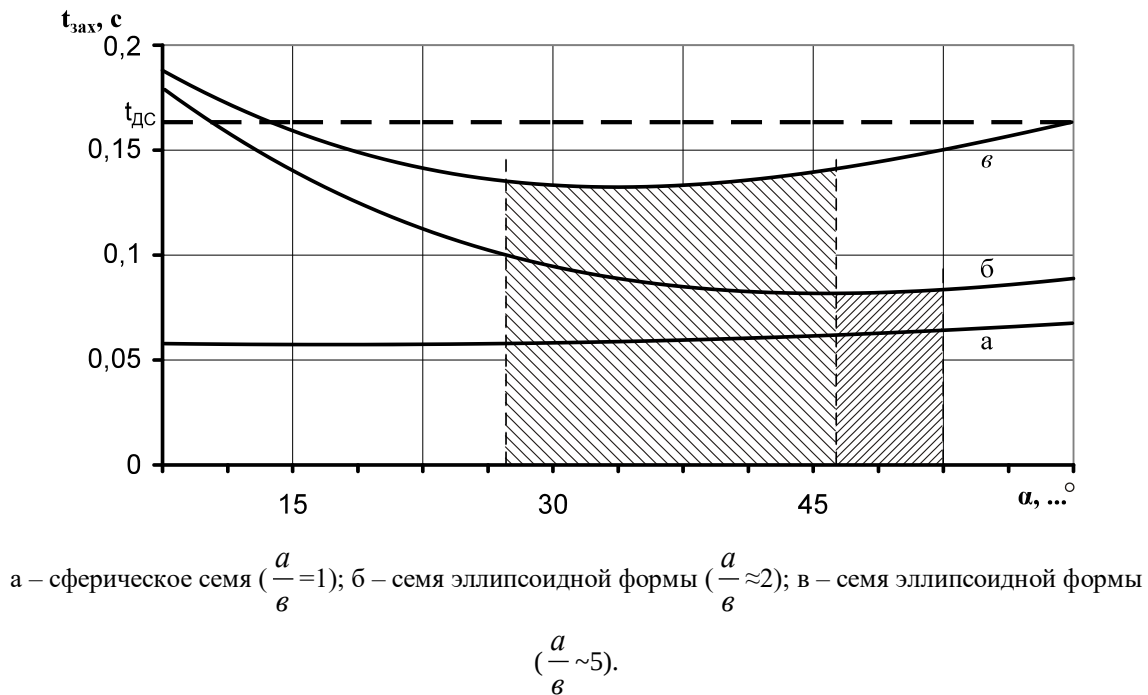


Рисунок 6 – Зависимость времени от угла конусности отверстия для семян различной формы

Увеличение эллипсности семян, когда длина большей оси примерно в два раза превышает длину малой $\frac{a}{b} \approx 2$ можно рассматривать как рассмотренный ранее типовой случай комбинированного движения семени с вращением и проскальзыванием по конической поверхности присасывающего отверстия (рис. 6, кривая б).

Дальнейшее увеличение эллипсоидности семени при $\frac{a}{b} \sim 5$ отрицательно влияет на скорость его захвата. Как видно из полученной графической зависимости (рис. 5, кривая в) время захвата приближается ко времени движения дозирующего диска в слое семян $t_{\text{зах}} \approx t_{\text{д.с.}}$. То есть захват семени находится на грани осуществимого и только, как видно из полученных данных, в области углов $50^\circ \geq \alpha \geq 25^\circ$ он становится возможным.

Это указывает на снижение вероятности захвата удлиненных семян пневмомеханическим дозирующим устройством.

Таким образом установлено, что важной характеристикой эффективности работы дозирующих устройств высевных аппаратов пневмомеханического и других типов является скорость захвата семени. Она определяет время захвата отдельного семени, которое не должно превышать время прохождения дозирующим элементом слоя массы семян в загрузочной камере устройства.

Движение семени вблизи присасывающего отверстия представляет собой сложный процесс перемещения тела (семени) округлой формы с элементами качения и проскальзывания. Соотношение составляющих движения влияет на общее время захвата (присасывания) семени и зависит как от самой формы семени, так и от конструктивных параметров присасывающего отверстия. Исследованиями при моделировании движений семян установлено, что преимущественное движение качением, более характерное для семян округлой формы, близкой к сферической, сокращает время их захвата отверстием, что повышает вероятность своевременного заполнения присасывающих отверстий.

Как показали исследования, снижение вероятности захвата наблюдается для семян удлиненной формы. Их присасывание отверстием происходит за более продолжительное время. Причем, в общем случае, чем больше эллипсность семени, тем время захвата так же больше. Связано это, по-видимому, с ухудшениями перемещения семян по поверхности дозирующего элемента вблизи присасывающего отверстия.

Таким образом, одной из самых важных операций посева является дозирование семян путем выделения их из общей массы в регулярный поток для последующей подачи их в почву. Установлено, что важнейшим моментом в этой операции является решение контактной задачи перемещения семени при его захвате.

Время захвата зависит от характера перемещения семян, определяется как параметрами семян, так и параметрами дозирующего элемента, а также зависит от масштабного фактора их соотношений.

Выводы:

1. Дозирование семян в высевальном аппарате является сложным процессом организации их регулярного потока при выделении из общей массы. Эффективность процесса зависит от характера движения семян в зоне захвата дозирующим элементом.
2. Качество дозирования определяется вероятностью выполнения процесса захвата семени, которая зависит как от конструктивной формы дозирующего элемента, так и от формы самого семени, а также от их соотношений.
3. Установлено, что минимальное время захвата (присасывания) наблюдается для семян сферической формы, для которых оно до трех раз меньше, чем время движения присасывающего отверстия в секторе загрузки.
4. Оптимальной конусностью присасывающих отверстий следует считать $50^\circ \geq \alpha \geq 35^\circ$, при которой время захвата принимает минимальные значения.
5. Одним из определяющих факторов влияющих на эффективность работы пневмомеханических высевальных аппаратов является присасывающая сила. Особо значимо ее влияние в зоне небольших перепадов давлений. Дальнейшее увеличение присасывающей силы приводит к некоторой стабилизации времени захвата семян.

Список литературы

1. Бойко А.И., Свирень Н.А. Моделирование движения семени при захвате его присасывающим отверстием диска высевального аппарата. // Кировоград, 2004; Вип. 34. С. 197-200.
2. Амосов В.В. Аналіз процесу відокремлення насіння присмоктувального отворів вакуумних висівних апаратів. // Техніка в с.-г. виробництві. Галузеве машинобудування, автоматизація: Зб. наук. праць КНТУ, Вип. 15. – Кировоград: КНТУ, 2004. – С438-444.

Проаналізований вплив геометричних і кінематичних параметрів роботи дозуючого пристрою пневматичного висівного апарату на ефективність його роботи. Встановлені основні закономірності зміни часу захоплення насіння різної форми від параметрів дозуючого елементу. Виявлені раціональні значення цих параметрів.

Analysed influence of geometrical and kinematics parameters of work of measuring out device of pneumatic sowing vehicle on efficiency of his work. Set basic conformities to the law of change of time of fascination of seed of a different form from the parameters of measuring element out. Exposed rational values of these parameters.

Получено 1.09.05

Дослідження та обґрунтування технологічних режимів процесу видавлювання олії з насіння олійних культур (ріпаку) гвинтовим пресом

Наведені результати досліджень процесу видавлювання рослинних олій гвинтовим пресом, на основі експериментальних даних отримано регресійні рівняння ефективності екструдуювання при застосуванні визначених технологічних режимів процесу. Побудовано поверхні відгуку за якими можна визначити раціональні режими роботи прес – екструдера та удосконалити технологію процесу.
гвинтовий прес, олійні культури, екструдер, насіння ріпаку, олійність макухи

В процесах видавлювання олії з насіння олійних культур прес – екструдерами для підвищення кількісних та якісних показників готового продукту необхідно мати визначені технологічні режими обробки. До основних показників, які визначають технологічні режими екструдуювання відносять температуру нагрівання, що забезпечується шляхом електричного нагрівання робочих органів гвинтового преса

Причому, для різних олійних культур технологічні режими неоднакові, що ускладнює аналіз процесу в цілому. Тому для підвищення ефективності видавлювання олії необхідно удосконалити технологію процесу, обґрунтувати раціональні режими роботи прес – екструдера.

Аналіз останніх досліджень та публікацій узагальнений в роботах [1,2,3] показує, що технологічний процес екструдуювання найбільш ефективний при забезпеченні раціональних режимів роботи прес – екструдера, пошук яких доцільно проводити методами математичного моделювання. Процес планування багатофакторних експериментів є найбільш сприятливим методом досліджень, оскільки характеризується здатністю для рішення оптимізаційної задачі, високою точністю і економічною ефективністю.

Мета досліджень: дослідити та обґрунтувати технологічні режими обробки насіння ріпаку для підвищення кількісних та якісних показників готового продукту при видаленні олії гвинтовим пресом.

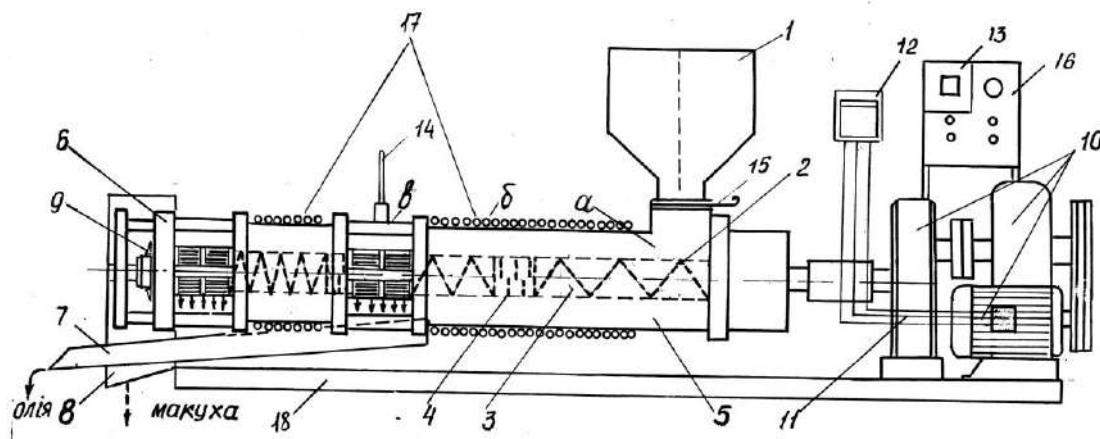
В якості критеріїв ефективності процесу видавлювання олії прес – екструдером було прийнято продуктивність установки Y_1 як кількісна оцінка і залишкова олійність Y_2 – як якісна характеристика готового продукту (макухи).

Аналіз апріорної інформації показує, що ефективність процесу екструдуювання залежить від деяких технологічних, конструктивних і механічних факторів. З’ясовано, що при постійних конструктивних і кінематичних параметрах прес – екструдера на процес суттєво впливають частота обертання гвинтового механізму X_1 , температура нагрівання робочого органа прес – екструдера X_2 і вологість оброблюваного матеріалу X_3 . Інтервали варіювання цих факторів в дослідях приведено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Інтервали варіювання факторів, що ввійшли до експерименту

Фактор	-1	0	+1
Частота обертання гвинтового механізму X_1 , об/хв	62	78	94
Температура нагрівання робочого органа X_2 , °C	70	90	110
Вологість матеріалу X_3 , %	7	9	11

Дослідження проводили на експериментальній установці, яка являє собою прес – екструдер – механізм, призначений для одночасного подрібнення і нагрівання необрушеного насіння олійних культур з безперервним стисненням цієї маси і розділенням її на рослинну олію та макуху. На рис.1 показано конструктивно – технологічну схему експериментальної установки УЕП – 150 для екструдуювання насіння олійних культур.



1-завантажувальний бункер; 2- двогвинтовий робочий орган з набором гвинтів; 3- кулачки; 4, 5 – секційний корпус двогвинтового робочого органу (а – завантажувальна секція; б- нагрівальна секція; в – зерна секція; 6- формувальна матриця (фільтера); 7- піддон для збору рослинної олії; 8- лоток для відведення макухи; 9- ножі для нарізання гранул; 10-електропривід; 11-редуктор-подвоювач; 12- самописний ватметр Н-395; 13- трифазний лічильник електроенергії СА4У-И672М; 14- контрольний термометр типу РТ; 15-заслінка; 16-блок управління; 17- електричні нагрівачі; 18- рама.

Рисунок 1 - Конструктивно-технологічна схема установки УЕП-150

Прес – екструдер має двогвинтовий робочий орган 2 з набором гвинтів 3 та кулачків 4, який обертається в одну сторону в секційному корпусі 5, що складається із завантажувальної а, нагрівальних б і зернистих секцій в. Між пластинами зернистих секцій є щілини для відведення олії з робочої зони.

На завантажувальній секції встановлений завантажувальний бункер 1, який має в нижній своїй частині заслінку 15 для регулювання подачі насіння.

Для збору і відведення олії призначений піддон 7, встановлений на рамі 18 під секційним корпусом. На торці корпусу кріпиться лоток 8 для відведення макухи, яка виходить на зовні з робочої зони через круглі отвори в формувальній матриці 6. Для отримання потрібної довжини гранул макухи на формувальній матриці встановлені ножі 9.

Електропривод прес – екструдера 10 складається з електродвигуна потужністю 7,5 кВт, який через клинопасову передачу та редуктор – подвоювач 11 приводить в рух робочі органи. На корпусі робочого органу розміщені електричні нагрівачі 17 загальною потужністю 9 кВт.

Управління електродвигуном привода установки і електронагрівачами здійснюється за допомогою блоку управління 16 на основі зовнішнього виду гранул

макухи і показу контрольного термометра типу РТ 14, встановленого на секційному корпусі і реєструючого середню температуру в робочій зоні.

Вихід олії визначався шляхом зважування олії на циферблатних вагах ВНЦ – 2 та співвідношення її ваги з вагою завантажувального матеріалу. Залишкова олійність в насінні та в продуктах переробки (макусі) встановлювалась методом екстрагування та при допомозі апарату Сокслета спеціалістами Інституту рибного господарства (ІРГ) УААН. Підрахування проводились за формулою:

$$M = \frac{(C_1 - C_2)}{C_3} \cdot 100, \quad (1)$$

де C_1 - вага колби з олією, г ;

C_2 - вага пустої колби, г ;

C_3 - наважка висушеного насіння, г.

Для обрахування олійності отриманий результат перераховувався на суху речовину % :

$$M_1 = \frac{M \cdot 100}{100 - W}, \quad (2)$$

де W - вологість підсушеної та подрібненої макухи, %.

Продуктивність роботи установки визначалася за загальноприйнятими методиками [4,5].

Для отримання математичної моделі було реалізовано трифакторний експеримент за планом Бокса–Беніка для $K=3$ [6] в трьох повторностях кожен.

В результаті реалізації повного факторного експерименту отримані регресійні залежності в кодованому вигляді, що адекватно описують процес екструдуювання:

$$Y_1 = -274,743 + 7,5185 \cdot X_1 + 2,625 \cdot X_3 - 0,029 \cdot (X_1)^2, \quad (3)$$

$$Y_2 = 79,274 - 0,699 \cdot X_2 - 7,5194 \cdot X_3 + 0,08725 \cdot X_2 \cdot X_3, \quad (4)$$

Оптимізацію роботи експериментальної установки здійснювали методом “крутого сходження”, тобто проводили цілеспрямований пошук значень впливових факторів X_1, X_2, X_3 при яких досягається екстремум критерію оптимізації.

З аналізу поверхні відгуку (рис.2), який побудовано за результатами експериментальних даних продуктивність установки залежить від частоти обертання гвинтового механізму та вологості матеріалу, причому з підвищенням частоти і вологості підвищується і продуктивність.

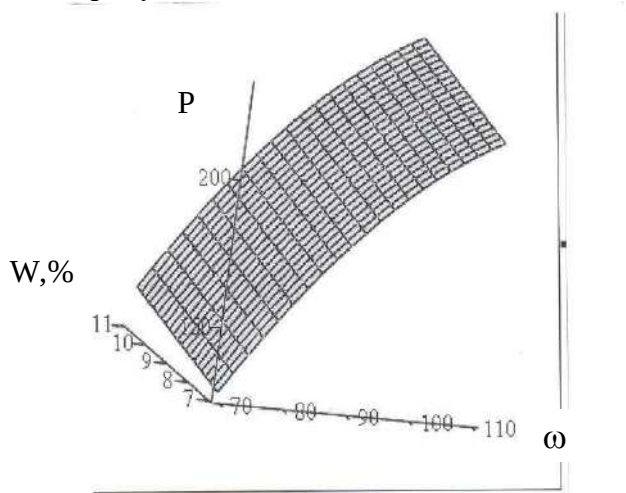


Рисунок 2 – Залежність продуктивності установки від частоти обертання гвинтового механізму ω та вологості матеріалу $W, \%$.

На рис.3 побудовано поверхню відгуку по якій визначають залишкову олійність макухи шляхом екструдуювання. Як видно з рисунка залишкова олійність залежить від температури нагрівання робочого органа та вологості матеріалу, причому в різних діапазонах температури вологості олійність неоднакова, що характеризує процес як досить складний.

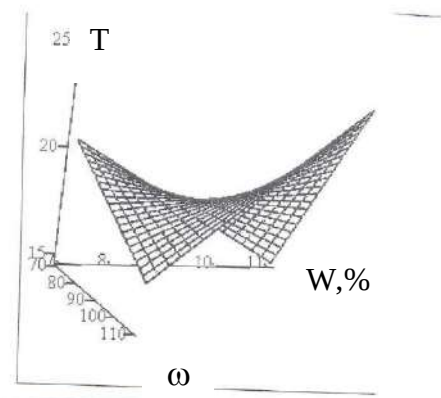


Рисунок 3 – Залежність залишкової олійності готового продукту (макухи) від температури нагрівання робочого органа $T^{\circ}\text{C}$, та вологості матеріалу $W, \%$

На основі експериментально-статичних методів визначено математичну модель технологічних режимів екструдуювання насіння ріпаку, визначені оптимальні параметри процесу, які дають можливість отримати більшу продуктивність установки та кількість виходу готової продукції.

Максимальна ефективність екструдуювання отримана при таких показниках процесу:

-для $Y_1 = 15,229$ $X_1 = 80$; $X_2 = 70$; $X_3 = 10$;

-для $Y_2 = 216,26$ $X_1 = 100$; $X_2 = 70$; $X_3 = 11$.

Список літератури

1. Кейшенов В.Н. Математическое моделирование и оптимизация процесса экструдирования фуражного зерна.- В НТБ ВНИИЭМСХ /Механизация и автоматизация приготовления уормов.Том.66.- М.:1985.С-131-134.
2. Геращенко В.Н., Кудрин Ю.П.,Толчинский Ю.А. и др. Экструзия семян сои на двухчервячном экструдере//Известия вузов. Пищевая технология №1-3.-1991.С-129-131.
3. Карташов Л.П., Полищук В.Ю. и др. Учет изменяющейся температуры в математической модели экструдера //Техника в сельском хозяйстве.№1. 2000.-С.12-14.
4. Основы конструирования и расчета машин и аппаратов пищевых производств //Под ред.Соколова А.Я.-М.:Пищепромиздат.-1960.
5. Конейковский В.М., Данильчук СИ. и др. Технология производства растительных масел.-М.: легкая и пищевая пром-сть. 1982.-С.-416.
6. Ковшов В.Н. Постановка инженерного эксперимента._ Киев-Донецк: Вища школа.1982.С-120.

Приведены результаты исследований процесса выдавливания растительных масел винтовым прессом, на основе экспериментальных данных получены уравнения регрессии эффективности экструдирования при применении определенных технологических режимов процесса. Построены поверхности, по которым можно получить рациональные режимы работы пресс-экструдера и усовершенствовать технологию процесса.

The resulted results of researches of process of squeezing of vegetable butters out by a screw press, on the basis of experimental data the regressive evening of efficiency of ecstroudouvannya are got at application of the definite technological modes of process. The surfaces of review are built after which it is possible to define the rational modes of operations press – ecstroudera and perfect technology of prtseou.

Одержано 10.07.05

Моделирование пускового процесса агрегата

Получены точные аналитические решения дифференциальных уравнений движения машинных агрегатов переменной структуры с одной фрикционной связью для построения диаграммы изменения угловых скоростей и моментов двигателя и рабочей машины в функции времени в период пускового процесса.

динамическая модель, переменная структура, фрикционная связь, агрегат, дифференциальное уравнение, уравнение Риккати, частота вращения, угловая скорость

Основной задачей исследования пускового процесса агрегата с фрикционной связью является получение закона изменения угловой скорости динамической модели в целях изучения возможностей осуществления пуска без заглохания двигателя внутреннего сгорания вследствие перегрузки.

Цель исследования – получение точных решений дифференциальных уравнений движения машинного агрегата с фрикционной связью. Для получения функциональных зависимостей изменения угловой скорости двигателя в определенные моменты времени была составлена двухмассовая расчетная динамическая модель агрегата «двигатель-машина» переменной структуры с одной фрикционной связью.

Момент двигателя M_d согласно характеристике дизеля сначала изменяется линейно от 0 до номинала M_H , затем – по квадратичной зависимости (перегрузочная ветвь кривой)

Характеристика фрикциона может быть описана такими зависимостями:

$$M_\phi = \beta M_H \frac{t}{t_1}, \quad \text{при } t < t_1 \quad (1)$$

$$M_\phi = \beta M_H, \quad \text{при } t \geq t_1 \quad (2)$$

где β – коэффициент запаса фрикциона;

t_1 – момент времени полного включения фрикциона.

В начальный момент времени ведущая и ведомая системы кинематически независимы. Система дифференциальных уравнений имеет вид:

$$I_d \dot{\omega}_d = M_d - M_\phi, \quad (3)$$

$$I_k \dot{\omega}_k = M_\phi - M_k, \quad (4)$$

где I_d, I_k – приведенные моменты инерции ведущей и ведомой частей;

ω_d, ω_k – угловые скорости ведущей и ведомой частей;

M_d, M_k – приведенные крутящие моменты ведущей и ведомой частей.

Ход решения уравнения (3) зависит от соотношения моментов времени t_1 и t_n (момент времени снижения угловой частоты двигателя от частоты холостого хода до номинальной). Если $t_1 \leq t_n$, то можно выделить три интервала: 1) при $t < t_1$ момент фрикциона M_ϕ линеен по времени, а момент двигателя линеен по угловой скорости ω_d ; 2) при $t_1 < t < t_n$ момент фрикциона выходит на постоянное значение $M_\phi = \text{const}$, а

$M_D(\omega_D)$ линеен по угловой скорости; 3) при $t_1 > t_n$ момент фрикциона $M_\phi = \text{const}$, а момент двигателя $M_D(\omega_D)$ описывается квадратичной зависимостью.

Нами получены точные решения дифференциальных уравнений (3) и (4) с учетом реальной зависимости момента двигателя от угловой скорости, что достоверно отражает протекающий процесс пуска агрегата.

Найдем решение (3) при $t < t_1$, когда

$$M_D = M_H \frac{\omega_0 - \omega_D}{\omega_0 - \omega_n}.$$

Представим в безразмерном виде значение момента двигателя:

$$M_D = M_H v,$$

$$\text{где } v = \frac{\omega_0 - \omega_D}{\Delta\omega_0}; \quad \Delta\omega_0 = \omega_0 - \omega_n.$$

Учитывая, что $\frac{d\omega_D}{dt} = -\frac{dv}{dt} \Delta\omega_0$, уравнение (3) запишется в таком виде:

$$\frac{dv}{dt} + \frac{M_H}{I_\phi \Delta\omega_0} v = \beta \frac{M_H}{I_\phi \Delta\omega_0} \cdot \frac{t}{t_1}.$$

Обозначая $\frac{M_H}{I_\phi \Delta\omega_0} = \alpha$, получим линейное дифференциальное уравнение первого порядка

$$\dot{v} + \alpha_0 v = \beta \alpha_0 \frac{t}{t_1}. \quad (5)$$

Общее решение уравнения (5) состоит из общего решения однородного и частного решения неоднородного уравнений.

Для однородного уравнения решение ищем в таком виде:

$$v_0 = c e^{\lambda t}.$$

После подстановки получаем $\lambda = -\alpha_0$.

Тогда общее решение имеет вид

$$v_0 = c e^{-\alpha_0 t}. \quad (6)$$

Частное решение (5) ищем методом Лагранжа вариаций произвольных постоянных:

$$v_1(t) = c_1(t) v_0(t). \quad (7)$$

Подставляя в (5) решение (7), получаем

$$c_1 = \frac{\beta \alpha_0}{t_1} \int_0^1 e^{\alpha_0 t} t dt = \beta \frac{1}{\alpha_0 t_1} [(\alpha_0 t - 1) e^{\alpha_0 t} + 1] \quad (8)$$

При $t=0$ $\omega_D \rightarrow \omega_0$ и $v \rightarrow 0$. Таким образом, произвольная постоянная “с” в решении (6) при $t=0$ тоже равна 0. Тогда общим решением уравнения (3) является частное решение (8).

При $t = t_1$ имеем :

$$v(t_1) = \beta \left(1 - \frac{1 - e^{-\alpha_0 t_1}}{\alpha_0 t_1} \right). \quad (9)$$

Продолжим решение уравнения (3) для интервала $t_1 < t < t_n$, когда $M_\phi = \beta M_H = \text{const}$.

$$\dot{v} + \alpha_0 v = \beta \alpha_0. \quad (10)$$

Решаем дифференциальное уравнение (10) введением новой переменной $v - \beta = x$, тогда:

$$\dot{x} + \alpha_0 x = 0.$$

Получаем $x = ce^{-\alpha_0 t}$; отсюда

$$v = ce^{-\alpha_0 t} + \beta = \beta(1 + c_0 e^{-\alpha_0 t}). \quad (11)$$

Состыкуем уравнение (11) с уравнением (9) при $t = t_1$, откуда

$$c_0 = -\frac{1 - e^{-\alpha_0 t_1}}{\alpha_0 t_1} e^{\alpha_0 t_1}.$$

Окончательно для интервала $t_1 < t < t_n$ имеем решение:

$$v = \beta \left(1 - \frac{1 - e^{-\alpha_0 t_1}}{\alpha_0 t_1} e^{-\alpha_0 (t - t_1)} \right). \quad (12)$$

Переходим далее к получению точного решения для нелинейного интервала $t_n < t < t_2$. Здесь момент двигателя представляется параболою в функции угловой скорости двигателя ω :

$$M_\partial = K_m M_H - (K_m - 1) M_H \left(\frac{\omega_D - \omega_m}{\omega_n - \omega_m} \right)^2, \quad (13)$$

где $K_m = \frac{M_m}{M_n}$; - коэффициент перегрузки двигателя,

ω_m, M_m - максимальные угловая скорость и крутящий момент двигателя,

t_2 - момент времени выравнивания угловых скоростей валов ведущей и ведомой частей.

Тогда уравнение (3) будет иметь такой вид:

$$I_D \dot{\omega} + (K_m - 1) M_H \left(\frac{\omega_D - \omega_m}{\omega_n - \omega_m} \right)^2 = K_m M_H - \beta M_H.$$

Приведем угловую скорость к безразмерному виду: $\frac{\omega_D - \omega_m}{\omega_n - \omega_m} = \Omega_\partial$, тогда

$\frac{d\omega_\partial}{dt} = \frac{d\Omega_\partial}{dt} \Delta\omega_n$ и, обозначая $\alpha_n = \frac{M_H}{I_D \Delta\omega_n}$, получаем:

$$\dot{\Omega}_\partial + (K_m - 1) \alpha_n \Omega_\partial^2 = -\alpha_n (\beta - K_m). \quad (14)$$

Дифференциальное уравнение (14) является частным случаем специального уравнения Риккати $y + ay^2 = bx^\rho$, которое решается подстановкой $t = \frac{x}{a}$ и введением новой переменной $u = yu$, что приводит его к линейному уравнению первого порядка.

В нашем примере при $ab < 0$, то есть из (14) видно, что $(K_m - 1) \alpha_n [-\alpha_n (\beta - K_m)] < 0$, так как $K_m < 1$ и $\beta > K_m$, то для уравнения (14) существует известное решение [1]. Состыкованное с предыдущим решением (12) на границе интервала $t = t_n$, где $\omega_D = \omega_n$, решение дифференциального уравнения (14) имеет вид:

$$\Omega_{\phi}(t) = \frac{1 - \sqrt{\frac{\beta - K_m}{K_m - 1}} \operatorname{tg}(\sqrt{(K_m - 1)(\beta - K_m)} \alpha_n)(t - t_n)}{1 + \sqrt{\frac{K_m - 1}{\beta - K_m}} \operatorname{tg}(\sqrt{(K_m - 1)(\beta - K_m)} \alpha_n)(t - t_n)}. \quad (15)$$

Таким образом, для уравнения (3) получены решения (8), (12), (15) на существующих интервалах с указанным протеканием кривых моментов.

Приступим к решению уравнения (4) для ведомой части агрегата. Введем безразмерную угловую частоту $\Omega_{\kappa} = \frac{\omega_{\kappa}}{\omega_m}$, откуда $\dot{\omega}_{\kappa} = \omega_m \dot{\Omega}_{\kappa}$.

На интервале $t_0 < t < t_1$ момент фрикциона имеет вид $M_{\phi} = \beta M_H \frac{t}{t_1}$.

Введем обозначения: $M_{\kappa} = K_3 M_H$,

где K_3 – коэффициент загрузки двигателя, $\alpha_{\kappa} = \frac{M_H}{I_{\kappa} \omega_m}$.

Тогда получаем дифференциальное уравнение относительно безразмерной угловой скорости:

$$\dot{\Omega}_{\kappa}(t) = \alpha_{\kappa} \left(\beta \frac{t}{t_1} - K_3 \right). \quad (16)$$

Момент времени t_0 – начало разгона ведомой части агрегата, определяется из условия равенства моментов $M_{\phi} = M_{\kappa}$, то есть $\beta M_H \frac{t}{t_1} = K_3 M_H$, откуда $t_0 = \frac{K_3 t_1}{\beta}$.

Решение уравнения (16) для первого интервала имеет вид:

$$\Omega_{\kappa}(t) = \alpha_{\kappa} \left(\frac{\beta}{2t_1} t^2 - K_3 t + \frac{K_3^2 t_1}{2\beta} \right). \quad (17)$$

Для момента времени $t = t_1$ границы интервала имеем:

$$\Omega_{\kappa}(t_1) = \alpha_{\kappa} \frac{(\beta - K_3)^2}{2\beta} t_1. \quad (18)$$

Для интервала $t_1 < t \leq t_2$, где $M_{\phi} = \beta M_H$, решение уравнения (4) имеет вид:

$$\Omega_{\kappa}(t) = (\beta - K_3) \alpha_{\kappa} t + c. \quad (19)$$

Приравнявая уравнения (18) и (19) при $t = t_1$, находим постоянную интегрирования “с” и окончательно на интервале $t_1 \leq t \leq t_2$ имеем:

$$\Omega_{\kappa}(t) = \alpha_{\kappa} \left((\beta - K_3) t - \frac{\beta^2 - K_3^2}{2\beta} t_1 \right). \quad (20)$$

Изменение реальной величины $\omega_{\kappa}(t)$ всегда можно проследить, учитывая что $\omega_{\kappa} = \omega_m \Omega_{\kappa}(t)$.

Итак, получены точные решения, описывающие ход изменений кривых угловых скоростей двигателя и рабочей машины $\omega_D(t)$ и $\omega_{\kappa}(t)$ в произвольный момент времени. Первое решение – убывающее от значения ω_0 , а второе – нарастающее от нуля.

Минимальное значение угловой скорости двигателя ω_D , равное ω_2 , достигается в тот момент t_2 , при котором интегральные кривые пересекаются. Далее происходит

совместный разгон системы, угловые скорости выравниваются $\omega_D = \omega_K$, момент трения фрикциона убывает до необходимой величины.

При совместном разгоне системы уравнения (3) и (4) объединяются:

$$(I_D + I_K) \dot{\omega} = M_\partial - M_K. \quad (21)$$

Подставим в уравнение (21) выражения для моментов M_D и M_K . Поскольку двигатель работает на перегрузочной ветви характеристики, то зависимость момента от угловой частоты – параболическая (13), а момент сопротивления на ведомом валу равен $M_K = K_3 M_H$.

Вводя безразмерную частоту

$$\frac{\omega_D - \omega_m}{\omega_H - \omega_m} = \Omega_\partial, \quad \frac{d\omega_D}{dt} = \frac{d\Omega_\partial}{dt} \Delta\omega_D,$$

и обозначая $\frac{M_H}{(I_\partial + I_K) \Delta\omega_H} = \alpha$, получаем:

$$\dot{\Omega}_\partial + \alpha(K_m - 1)\Omega_\partial^2 = \alpha(K_m - K_3). \quad (22)$$

Уравнение (22) - это то же самое специальное уравнение Риккати, что и (14), но со значением $ab > 0$, так как $K_m > 1$; $K_m > K_3$, $K_3 < 1$.

Согласно [1] оно имеет решение в гиперболических функциях. Интегральная кривая, проходящая через точку t_{n1} , ω_H , когда $\Omega_\partial = 1$, будет иметь вид (здесь $\tau = t - t_{n1}$):

$$\Omega_\partial(t) = \frac{1 + \sqrt{\frac{K_m - K_3}{K_m - 1}} \operatorname{th}(\sqrt{(K_m - 1)(K_m - K_3)} \alpha \tau)}{1 + \sqrt{\frac{K_m - 1}{K_m - K_3}} \operatorname{th}(\sqrt{(K_m - 1)(K_m - K_3)} \alpha \tau)}. \quad (23)$$

Построенная по результатам решений дифференциальных уравнений диаграмма изменения угловых скоростей и моментов показана на рис.1.

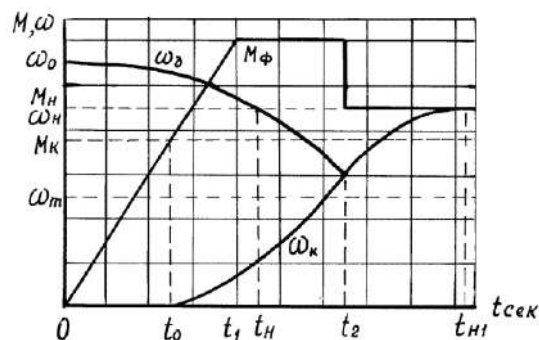


Рисунок 1 – Диаграмма изменения угловых скоростей и моментов

Список литературы

1. Бронштейн И., Семендяев К. Справочник по математике. – М.: Наука, - 1986.- 544 с.

Отримані точні аналітичні розв'язки диференціальних рівнянь руху машинних агрегатів змінної структури з однією фрикційною в'яззю для побудови діаграм зміни кутових швидкостей і моментів двигуна і робочої машини в функції часу протягом пускового процесу.

Exact analytical decisions of the differential equations of movement of machine units of variable structure with one frictional communication for construction of the diagram of change of angular speeds and the moments of the engine and the working machine in function of time are received during starting process.

Получено 5.08.05

О.В.Войналович, ст. наук. співр., канд. техн. наук, В.Г.Цапко, проф., д.-р. мед. наук, М.М.Мотрич, асист.

Національний аграрний університет

Концептуальні завдання зниження травматизму та забезпечення нормативних умов праці на механізованих процесах сільськогосподарського виробництва

Описано основні завдання, принципи та пріоритетні напрямки профілактичної роботи для запобігання травматизму та покращення умов праці при експлуатації сільськогосподарської техніки
виробничий травматизм, безпека праці, умови праці, механізатори, сільськогосподарські машини

Сільськогосподарське виробництво завжди займало окреме місце серед інших галузей господарства щодо умов та безпеки праці. Сезонність та польовий характер виконання робіт у рослинництві, безперервний цикл забезпечення виробництва продукції тваринництва, експлуатація недостатньо навченими працівниками енергонасичених засобів механізації, часто за відсутності на них технічних пристроїв безпеки – це далеко не повний перелік обставин, що виокремлюють сільське господарство як галузь, у якій безпека праці потребує ґрунтового поліпшення.

Серед професій сільськогосподарського виробництва найнебезпечнішою залишається професія механізатора (тракториста-машиніста), адже ресурс наявного в Україні машинно-тракторного парку, здебільшого сформованого ще за часів колгоспів та радгоспів, згідно з багатьма оцінками технічного стану близький до вичерпання. Ця оцінка стосується не так великих сільськогосподарських підприємств, що все ж таки інколи мають можливість залучати нову, наприклад придбану за умов лізингу, зарубіжну техніку, як більшості орендних чи фермерських господарств, що продовжують експлуатувати сільськогосподарські машини, виготовлені 15-20 років тому. Наявний парк сільськогосподарської техніки України є фізично і морально застарілим; ступінь зношення машин і механізмів, обумовлена їх роботою за високих рівнів перевантаження протягом тривалого періоду, досягає 90-95 %; техніку, як правило, не ремонтують у спеціалізованих майстернях, а тому при ремонтах не відновлюють елементи, що визначають безпеку сільськогосподарського агрегату. Зокрема, середній період експлуатації тракторів в Україні вже перевершив 10 років (згідно із технічними умовами ресурс тракторів не переважає 8-10 років), що становить реальну загрозу травмування механізаторів. І якщо безпосередньо наявні у деталях мобільних сільськогосподарських машин пошкодження часто не є причинами нещасних випадків з важкими наслідками, то необхідність виконання ремонтних робіт у польових умовах часто призводить до травмування, адже ремонтування техніки в полі у стислі терміни ненавченими працівниками як правило відбувається з порушенням норм охорони праці.

До того ж, польові механізовані виробничі процеси із застосуванням високоенергетичної сільськогосподарської техніки потрібно розглядати як виконання робіт за небезпечних умов, адже часто механізатор залишається один на один з агрегатом, що є джерелом багатьох небезпек, який може у будь-який момент

спровокувати працівника на виконання дій, що не відповідають вимогам безпеки. Так, зокрема механізатору доводиться працювати протягом 7-8 і більше годин, у темний час доби, на віддалених полях, схилах, за несприятливих погодних умов, зазнаючи негативного впливу високих рівнів вібрації, шуму та інших чинників, що призводить до втомлення.

Потрібно зрозуміти, що навіть робота на сучасних вітчизняних чи закордонних сільськогосподарських машинах може призвести до аварійних ситуацій та травмування працівників через конструкційні (щодо безпеки та надійності) недоліки, організаційні прорахунки керівників господарств у виконанні технологічних процесів, низький рівень навчання та засвоєння працівниками безпечних методів роботи.

Тому профілактика виробничого травматизму та забезпечення нормативних умов праці на механізованих сільськогосподарських роботах є актуальною науковою проблемою у сільськогосподарській галузі виробництва.

В останнє десятиріччя в Україні було сформовано правову базу щодо зниження рівня виробничого травматизму та запобігання виникненню професійних чи зумовлених виробництвом хвороб, зменшення ризику їх розвивання. Серед цих концептуально-стратегічних документів потрібно вказати Конституцію України (1996 р.), Закон України „Про охорону праці” (2002 р.), Концепцію управління охороною праці (2001 р.), Постанову Кабінету Міністрів України (2001 р.) „Перелік професій, виробництв та організацій, працівники яких підлягають обов’язковим профілактичним медичним оглядам” із змінами 2004 р., Постанову Кабінету Міністрів України „Деякі питання розслідування нещасних випадків, професійних захворювань та аварій на виробництві” (2004 р.) та ін. Сфера дії цієї системи забезпечення охорони праці поширюється на всі підприємства, установи і організації незалежно від форм власності та видів їх діяльності

На відміну від галузей промисловості, нормативна база безпеки праці у сільському господарстві вимагає суттєвого доопрацювання, адже сьогодні у АПК України ще діють нормативні акти, затверджені 20 – 30 років тому, що не враховують сучасного стану сільськогосподарського виробництва. Розроблені протягом останніх п’яти років нормативні документи з безпеки праці в АПК [1, 2], не відбивають багатьох напрямків та галузей сільськогосподарського виробництва, зокрема не регламентують вимоги безпеки на механізованих сільськогосподарських процесах за участі мобільної техніки після тривалої експлуатації.

У 2004 році Україна ратифікувала „Конвенцію 2001 року про безпеку і гігієну праці у сільському господарстві”, ухвалену Генеральною конференцією Міжнародної організації праці. Згідно з цим документом Україна взяла на себе зобов’язання розробити і запровадити у життя національну політику щодо безпеки і гігієни праці у сільськогосподарському виробництві.

Конвенцією встановлено, що роботодавець повинен створити відповідні норми безпеки та гігієни праці на всіх робочих місцях, машинах, устаткуванні, при застосуванні хімічних речовин та інструментів за всіх умов їх передбачуваного використання в сільському господарстві. Працівників сільськогосподарського виробництва необхідно, з урахуванням рівня їх освіти, професійно підготувати та проінструктувати з безпеки і гігієни праці, а також проінформувати про небезпеки і ризики, пов’язані з роботою, та заходи, яких необхідно вжити для захисту від дії небезпечних та шкідливих чинників виробничого довкілля. Про жорсткість вимог Конвенції 2001 року щодо дотримання безпеки праці свідчить, зокрема, положення про недопущення до виконання сільськогосподарських робіт, які можуть становити загрозу для безпеки і здоров’я, осіб, молодших 18 років.

Сучасна нормативна база з питань охорони праці повинна формуватися за технологічними процесами та видами робіт, враховувати виробничі ризики. Це повинен бути комплекс технічних регламентів та санітарно-гігієнічних вимог із розробленими вимогами безпеки до машин та виробничого обладнання

Метою даною статті є представлення основних завдань, наукових засад та пріоритетних напрямків профілактичної роботи для запобігання травматизму та покращення умов праці при експлуатації сільськогосподарської техніки

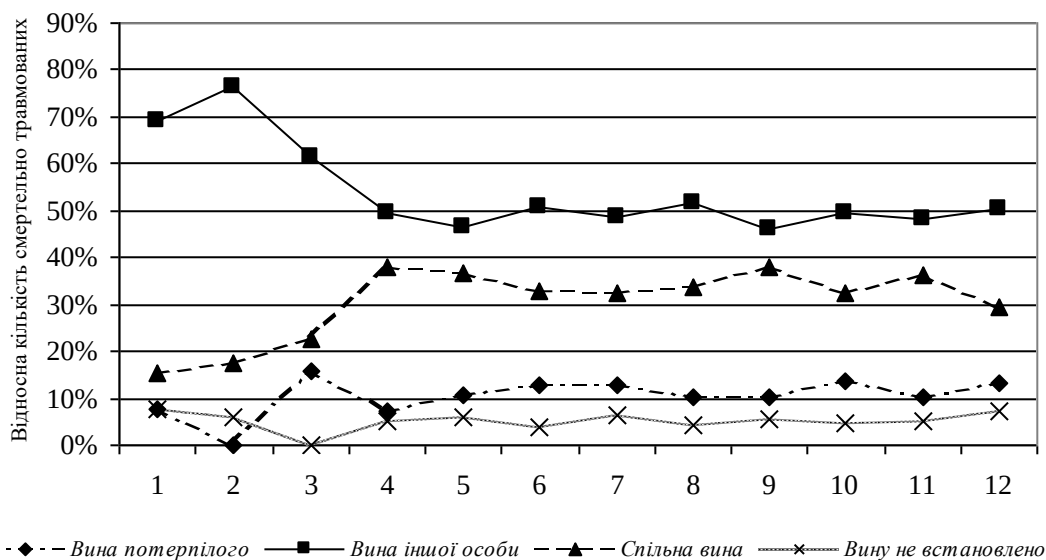
Кількість робочих місць з порушеннями санітарно-гігієнічних норм та умов безпеки становить в даний час близько 23% від загальної кількості і має тенденцію до зростання (дані Держкомстату України). За останні два роки інвалідність унаслідок професійних захворювань зросла у 2 рази і досягла 53 % від кількості осіб, які мають професійні захворювання. Тільки у 2004 році кількість потерпілих від професійної захворюваності (вперше зареєстрованих) становила 6964 особи. Найнебезпечнішими залишаються умови праці в агропромисловому комплексі – 265 загиблих (за даними 2004 року).

Аналіз виробничого травматизму та його причин показує, що близько 70 % смертельних випадків у сільськогосподарському виробництві трапляється через організаційні причини, і лише 20 % - через технічні (решту називають причинами психофізіологічного характеру. Це підтверджують проведені аналіз ступеню вини учасників нещасних випадків залежно від віку потерпілих, їх загального стажу роботи та стажу роботи за професією. Такий аналіз було виконано на базі статистичних даних про рівень виробничого смертельного травматизму за останні роки у АПК [3].

Як видно з рис. 1 вина за смерть працівників віком до 20 років здебільшого лежить на інших працівниках. Загалом повністю вину у настанні нещасного випадку покладають на загиблого працівника лише у 11 %, і ця величина практично не змінюється з віком потерпілого. Після того, як потерпілим працівникам виповнюється 20 років, їх вік не корелює із ступенем вини, лише частина вини перерозподіляється у бік спільної вини потерпілого та інших осіб.

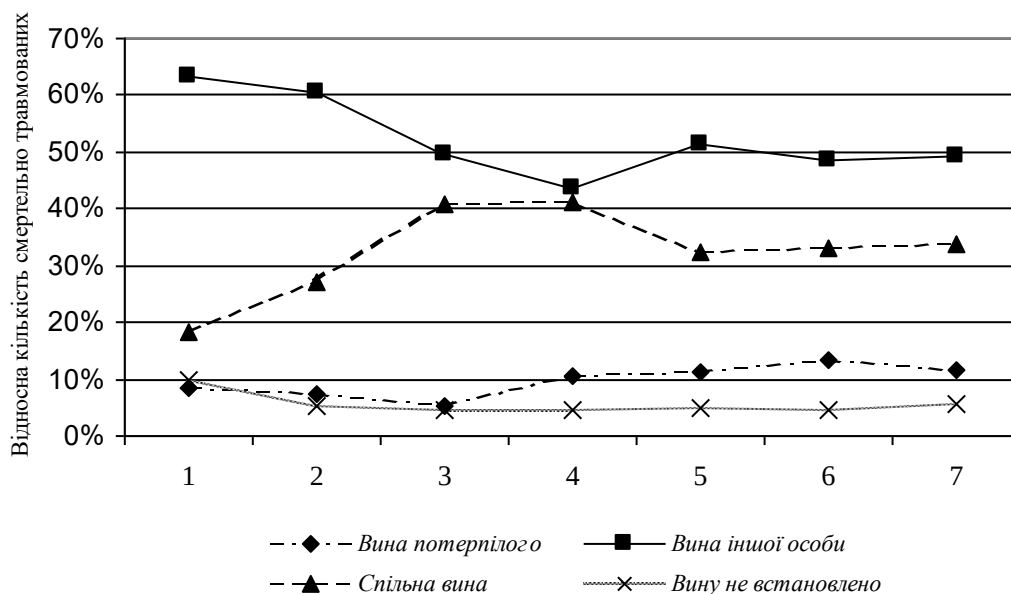
Досить подібними до закономірностей, представлених на рис. 1, є залежності ступеню вини учасників нещасного випадку від загального стажу потерпілого (рис. 2). Працівники, які тільки приступили до роботи, із загальним стажем до 3 років, майже не визнавалися відповідальними за створення небезпечних ситуацій, а вина у 60 % і більше випадків покладалася на інших осіб. Якщо ж стаж роботи перевищував 5 років, то відповідальними за нещасний випадок із смертельним наслідком визнавалися з однаковою частотою (близько 40 %) як інші особи, так і потерпілий разом з іншими особами. З рис. 1 і 2 випливає, що фізіологічний стан працівника, зумовлений його віком (стажем роботи), не є визначальним щодо його здатності забезпечувати травмобезпечний режим виконання робіт.

Аналіз відносної кількості смертельно травмованих від стажу роботи потерпілого за професією, під час якої стався нещасний випадок, показує, що ступінь вини мало залежить від тривалості роботи за фахом. Після 5 років фахового стажу ступінь вини загиблого працівника починає поступово зростати, що вказує на певне нехтування ним нормативами безпеки. Ще більш помітно спостерігається збільшення частки вини потерпілого (разом з іншими особами) після 15 років його роботи за професією, що вказує на необхідність інтенсифікувати навчання з охорони праці з цією категорією працівників



1 – до 16 років; 2 – від 16 до 18 років; 3 – від 18 до 20 років; 4 – від 20 до 25 років; 5 – від 25 до 30 років; 6 – від 30 до 35 років; 7 – від 35 до 40 років; 8 – від 40 до 45 років; 9 – від 45 до 50 років; 10 – від 50 до 55 років; 11 – від 55 до 60 років; 12 – понад 60 років

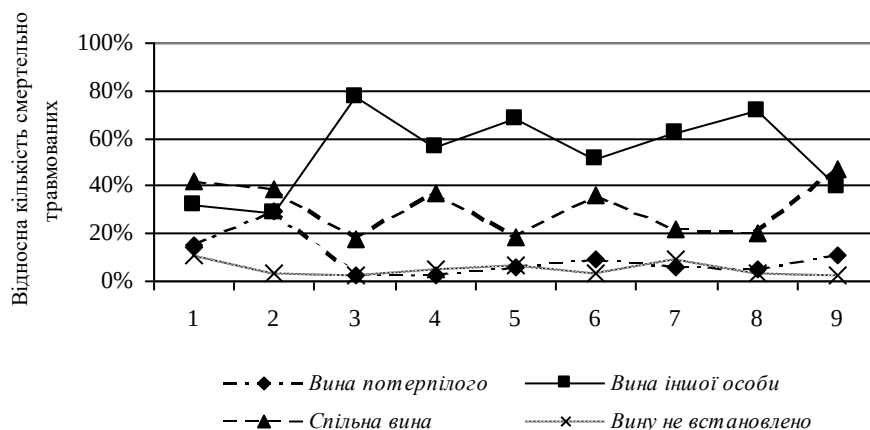
Рисунок 1 – Залежність відносної кількості смертельно травмованих від віку потерпілих



1 – до 1 року; 2 – від 1 до 3 років; 3 – від 3 до 5 років; 4 – від 5 до 10 років; 5 – від 10 до 15 років; 6 – від 15 до 20 років; 7 – понад 20 років

Рисунок 2 – Залежність відносної кількості смертельно травмованих від загального стажу потерпілих

Важливим є аналіз ступеню вини потерпілого та інших осіб за професіями. Такі дані представлено на рис. 3 для деяких професій, які є найбільш травмонебезпечними у агропромисловому виробництві України. Критерієм щодо виокремлення саме цих професій у виконаному аналізі була велика кількість травм із смертельним наслідком протягом проаналізованого періоду (1994 – 2004 рр.).



1 – сторож, 2 – водій, 3 – електрозварювальник, 4 – електромонтер, 5 – підсобник, 6 – працівник гужового транспорту, 7 – тваринник, 8 – слюсар, 9 – тракторист-машиніст

Рисунок 3 – Залежність відносної кількості смертельно травмованих для окремих професій в АПК

З представлених даних видно, що для більшості розглянутих професій летальні нещасні випадки з вини лише потерпілого відбувалися рідко, їх відносна кількість не переважає 10%, окрім професій сторожів, водіїв автотранспорту та трактористів-машиністів. Найчастіше винними у нещасному випадку з власної вини визнавали водіїв, для цієї професії високою була частка спільної вини потерпілого з іншими особами. Для нещасних випадків, внаслідок яких загинули електрозварювальники, підсобні працівники та слюсарі, у 70% і більше випадків причинами визнавалися дії інших осіб. Це вказує на наявність суттєвих недоліків в організації робочих місць для цих професій, у забезпеченні посадовими особами нормативів охорони при виконанні вказаних робіт. Для професії тракториста-машиніста основними причинами смертельних травм визнано вину інших осіб та спільну вину загиблого разом з іншими працівниками.

Поліпшити стан безпеки, усунути причини аварій, нещасних випадків та професійних захворювань при виконанні механізованих процесів у сільськогосподарському виробництві можна шляхом:

- забезпечення дотримання механізаторами та іншими працівниками вимог охорони праці;
- удосконалення нормативної бази з питань охорони праці при виконанні механізованих робіт;
- підвищення кваліфікації з питань охорони праці механізаторів та інших працівників сільськогосподарського виробництва;
- запровадження комплексного підходу до проведення профілактичних заходів з охорони праці.

Список літератури

1. ДНАОП. Правила охорони праці у сільськогосподарському виробництві. Затверджено наказом Держнаглядохоронпраці № 18 від 17.02.2000 р. - 158 с.
2. Примірна інструкція з охорони праці для тракториста-машиніста сільськогосподарського виробництва. Затверджено наказом Мінагропрому України № 110 від 9 березня 1999 року. - 101 с.
3. Войналович О.В., Скафа В.М. Статистичні аспекти причин виробничого травматизму в АПК України / Науковий вісник НАУ, Київ, 2005, № 80, част. I. – С. 209 – 217.

Описаны основные задачи, принципы и приоритетные направления профилактической работы для предупреждения травматизма и улучшения условий труда при эксплуатации сельскохозяйственной техники

Basic problems, principles and priority directions of the prophylactic work for improvement of the safety labour on the main processes with using of agricultural technique were described

Одержано 12.09.05

**О.М. Васильковський, М.І. Васильковський, доценти, кандидати технічних наук,
О.О. Тернавський, магістр**

Кіровоградський національний технічний університет

Експериментальні дослідження аспірації повітряно-решітного сепаратора зерна

У роботі наведені результати експериментальних досліджень процесу очищення зерна у похилому аспіраційному каналі повітряно-решітного сепаратора.

зерноочисна машина, повітряне очищення, похилий канал, зерновий ворох

Якісне очищення зерна підвищує його поживні та смакові властивості. Посів очищеного та відсортованого зерна забезпечує більш високу енергія росту, підвищення врожайності та зменшення забур'яненості полів.

Збільшення обсягів виробництва зерна в господарствах України вимагає підвищення продуктивності зерноочисної техніки особливо при проведенні попереднього очищення, оскільки своєчасність виконання даного виду обробки у значній мірі впливає на втрати кількісних та якісних характеристик зерна за рахунок самозігрівання.

На сьогоднішній день попереднє очищення зернового вороху проводиться зерноочисними машинами загального призначення (СВС-15, ОВС-25, МПО-50, РО-750 та ін.), які забезпечують повітряно-решітну обробку [1,2,3].

Аналіз роботи сучасних зерноочисних машин загального призначення вказує на те, що в реальних умовах паспортна якість обробки не завжди забезпечується навіть при паспортних значеннях продуктивності. Особливо гостро ця проблема стосується попереднього повітряного очищення найбільш різномірного, вологого, засміченого зернового вороху, який надходить з поля після комбайнового збирання.

Аналіз умов роботи аспіраційних каналів вказує на те, що вказаний недолік можна усунути кількома способами: зменшенням подачі, збільшенням габаритів аспірації, підвищенням швидкості повітряного потоку, тощо.

Однак застосування вказаних способів не призводить до інтенсифікації процесу, оскільки при зменшенні подачі знижується продуктивність сепаратора; збільшення габаритів аспірації призводить до зростання собівартості машини, а підвищення швидкості повітряного потоку негативно впливає на чіткість сепарації – видування повноцінного зерна у відходи.

Найбільш перспективним шляхом підвищення ефективності роботи повітряних сепараторів з похилим повітряним потоком є створення умов для штучної затримки зернового вороху у аспіраційному каналі для збільшення часу перебування зернового матеріалу в повітряному потоці

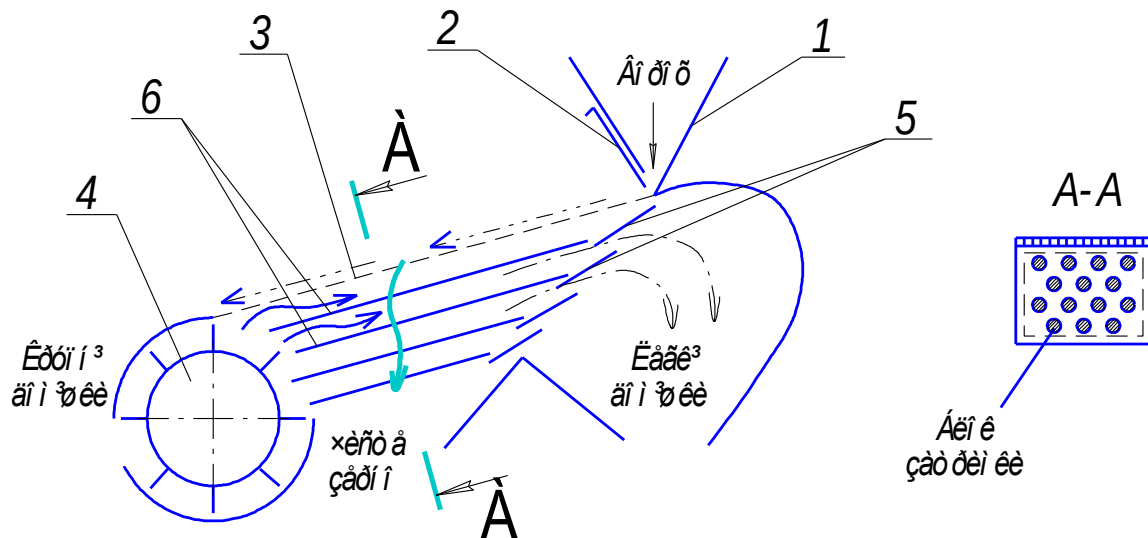
На кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету було розроблено і виготовлено оригінальну експериментальну установку (рисунок 1) для повітряно-решітного очищення зернового вороху від крупних та легких домішок.

Установка складається з бункера 1, дозатора 2, пруткового колосового решета 3, ротора 4, жалюзі 5, блоку пруткових решіт (блоку затримки) 6 та кожухів.

Збільшення часу перебування вороху в повітряному каналі досягається за допомогою встановлення блоку затримки, який складається з кількох пруткових решіт

(рисунок 1, переріз А-А), які розташовуються у вертикальній площині з симетричним зміщенням (у шаховому порядку).

Технологічний процес роботи наступний: зерно з бункера поступає на колосове решето, просіявшись крізь яке, піддається дії повітря у блоці затримки. Очищене зерно і легкі домішки виділяються у відповідні приймальники.



1- бункер; 2- дозатор; 3- колосове решето; 4- ротор; 5- жалюзі; 6- блок затримки

Рисунок 1 – схема лабораторної експериментальної установки

Проходження крізь блок затримки характеризується рухом зерна з відскоком у полі дії активного повітряного потоку, що дає змогу збільшити час перебування матеріалу в аспіраційному каналі, а значить підвищити якість його очищення.

Для перевірки гіпотези щодо впливу блоку затримки на якість процесу нами були проведені дослідів.

Умови проведення дослідів.

В якості вихідного матеріалу використовувався ворох пшениці вологістю 16,7%. Загальна засміченість вороху домішками становила 22%, у тому числі 3,1% - легкими. Частота обертання лопатевого ротора – 1400 об/хв. Діаметр ротора – 240 мм. Параметри повітряного каналу наступні: ширина – 100 мм; глибина – 120 мм; кут нахилу – 20°. Питому подачу зернового вороху змінювали в межах 0,2...2,0 кг/м.с. Кількість рядів решіт у блоці затримки – 0...6.

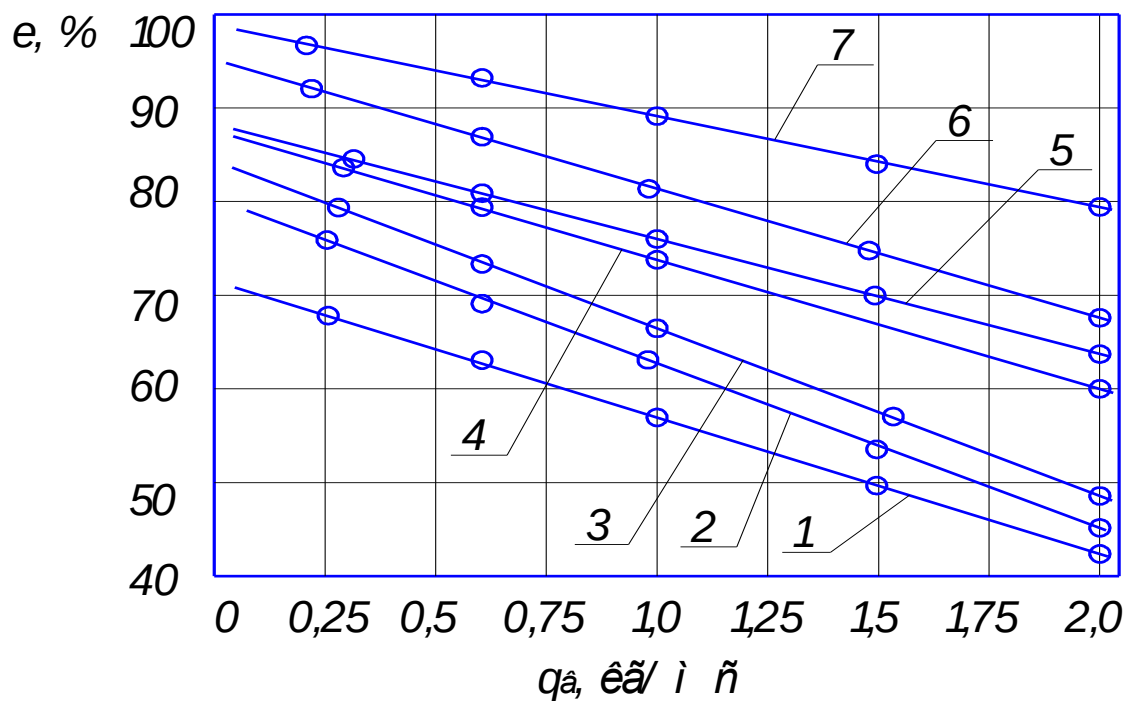
Під час проведення дослідів по визначенню якості процесу сепарації були отримані наступні закономірності повітряно-решітного очищення (рисунки 2, 3).

З графіку (рисунок 2) видно, що при зростанні питомого навантаження на повітряний канал, повнота виділення легких домішок знижується, що узгоджується з класичними законами роботи повітряних каналів зерноочисних машин.

Крім того, як свідчать дослідні дані, наявність блоку затримки дозволяє підвищити якість очищення, що підтверджує висунуту нами гіпотезу. Причому, технологічний ефект сепарації значно зростає зі збільшенням кількості решіт блоку затримки, що пояснюється збільшенням часу перебування матеріалу в похилому аспіраційному каналі.

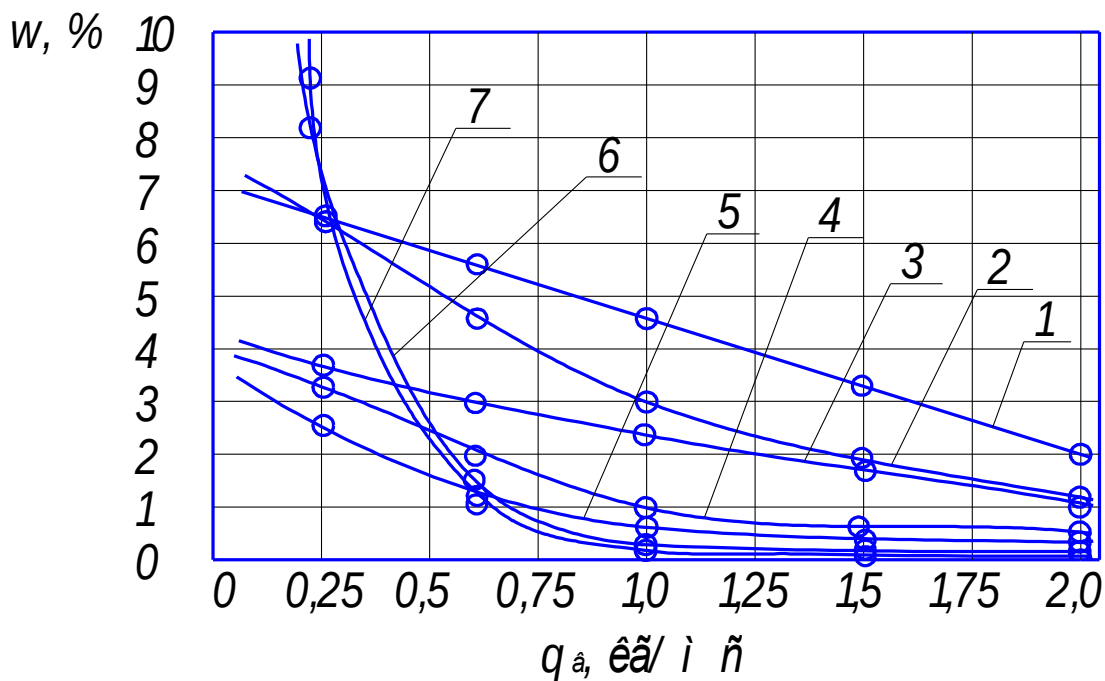
Іншим важливим показником роботи зернового сепаратора є показник чіткості розділення, який характеризує втрати повноцінного зерна у відходи.

Визначення чіткості сепарації дозволило отримати результати, представлені на рисунку 3.



1- без блоку затримки (БЗ); 2- одне решето БЗ; 3- два решета БЗ; 4- три решета БЗ; 5- чотири решета БЗ; 6- п'ять решіт БЗ; 7- шість решіт БЗ

Рисунок 2 – графік залежності повноти виділення легких домішок від питомої продуктивності для різної кількості пруткових решіт блоку затримки



1- без блоку затримки (БЗ); 2- одне решето БЗ; 3- два решета БЗ; 4- три решета БЗ; 5- чотири решета БЗ; 6- п'ять решіт БЗ; 7- шість решіт БЗ

Рисунок 3 – залежність втрат повноцінного зерна в легкі домішки від питомої продуктивності для різної кількості решіт блоку затримки:

Зменшення втрат повноцінного зерна у відходи спостерігається зі збільшенням кількості рядів решіт блоку затримки до п'яти та при збільшенні питомої продуктивності. При подальшому збільшенні рядів решіт блоку затримки і малих значеннях продуктивності, втрати повноцінного зерна у відходи підвищуються. Вказане явище пояснюється наступним: при збільшенні кількості рядів прутків блоку затримки збільшується опір аспіраційної системи, в результаті чого підвищується швидкість руху повітря. З іншого боку, при малих подачах зернового вороху більша його частина просівається на початку колосового решета (рисунок 1) і попадає у задню частину аспіраційного каналу, звідки видувається до приймача легких домішок.

Підсумовуючи проведені дослідження відзначимо наступне.

Підвищення якості очищення зернового вороху від легких домішок у похилому повітряному каналі можливе при збільшенні часу перебування матеріалу в аспірації, що досягається застосуванням блоку затримки, який змушує зерно рухатись з відскоком у полі дії активного повітряного потоку.

Збільшення кількості решіт у блоці затримки до 6-и, дозволяє підвищити повноту виділення легких домішок до 70...95% у діапазоні питомих навантажень від 0,2 до 2,0 кг/м·с.

Зниження питомого навантаження на повітряний канал менше 1 кг/м·с при застосуванні блоку затримки з кількістю решіт більше 4-х, призводить до різкого підвищення втрат повноцінного зерна у легкі домішки.

Список літератури

1. Комаристов В.Ю., Петренко М.М. Довідник з механізації післязбиральної обробки зерна. – К.: Урожай, 1990. – 194 с.
2. Кожуховский И.Е. Зерноочистительные машины. М.: Машиностроение, 1974. – 200с.
3. Елизаров В.П., Матвеев А.С. Современные средства предварительной очистки зерна.// Механизация и электрификация сельского хозяйства – 1986.- №8.- с.60-64.

В работе приведены результаты экспериментальных исследований процесса очистки зерна в наклонном аспирационном канале воздушно-решетного сепаратора.

In work brought results of experimental studies process a separate of grain in tilted aspiration channel air-grating separator.

Одержано 10.08.05

Підвищення ефективності повітряного очищення зерна

Стаття присвячена вирішенню питання підвищення ефективності розділення зернових сумішей повітряним потоком. Авторами запропонована концептуальна схема високопродуктивного повітряного сепаратора з надкритичною швидкістю повітряного потоку.

зерно, повітряне очищення, повітряний сепаратор, надкритична швидкість повітря

Основними задачами, які ставить перед собою післязбиральна обробка зерна є очищення зернового вороху від домішок і розділення його на фракції. Очищене і відсортоване зерно повинне відповідати встановленим стандартам. Вирішуючи дані питання конструкторами був розроблений ряд способів розділення зернового вороху: розділення за допомогою решіт, трієрів, полотняної гірки, електромагнітного поля, пневматичних сортувальних столів, фотоелементів, повітряного потоку та інші.

На решетах можливо розділити насіння тільки за розмірами (шириною і товщиною). При цьому зерноочисні машини мають великі габарити. При застосуванні полотняних гірок використовуються відмінності у стані поверхні зерен і формі зерна. В електромагнітному полі добре відокремлюється шорстке насіння бур'янів. Фотоелементи застосовують при розділенні насіння за кольором. Усі ці принципи задовільно зарекомендували себе на практиці. Але досить суттєві їх недоліки – використання лише одного критерію розділення і збільшення продуктивності лише за рахунок збільшення розмірів робочого органу, виводять повітряну очистку зерна на передній план для подальшого використання при післязбиральній обробці.

При повітряному очищенні насіння використовуються багато критеріїв поділу, що ускладнює розрахунки режимів повітряної сепарації, але дає змогу більш якісно і продуктивно очищати зерно від домішок. Досить суттєвим є те, що такий принцип очищення можна застосовувати для насіння багатьох культур.

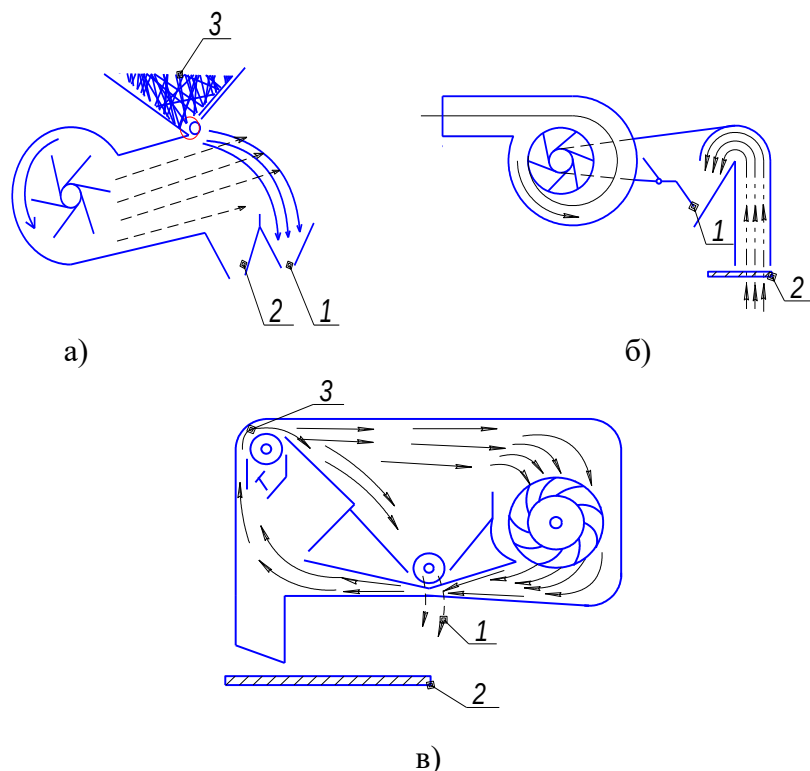
На даний час розроблено і використовується досить багато машин з повітряною очисткою зерна. Однак всі вони базуються на однакових принципах, які будуть розглянуті нижче.

Якщо зернова суміш потрапляє в повітряний потік, то її складові змінюють характер руху залежно від маси, розмірів, форми і властивостей поверхні. Для створення повітряного потоку застосовують відцентрові вентилятори. У боковинах кожуха вентилятора є вікна для засмоктування повітря. У простих зерноочисних машинах використовують напірний похилий повітряний потік (рис.1,а). Повноцінне насіння, потрапляючи в такий потік, падає ближче, а легке і щупле відноситься далі.

У складних зерноочисних машинах застосовують вертикальні канали із всмоктувальним або напірним повітряним потоком. Вертикальний канал з повітряним потоком, що проходить через шар очищувальної маси, називається аспіратором (рис.1,б).

Широкого розповсюдження на складних зерноочисних машинах набули діаметральні вентилятори (рис.1,в), які складаються з багато лопатевого колеса барабанного типу. З торців колесо закрито кожухом. Лопаті криволінійної форми і відігнуті вперед за напрямком обертання колеса. По колу колеса лопаті утворюють решітку. Вхідне вікно розміщується проти вихідного. Повітря засмоктується по всій

довжині колеса, проходить двічі через решітку колеса і нагнітається через вихідне вікно в канал.



а) – напірний похилий потік; б) – аспіратор з відцентровим вентилятором; в) – аспіратор з діаметральним вентилятором; 1 – легкі домішки; 2 – зерно; 3 – ворох.

Рисунок 1 – Основні схеми повітряної очистки

Діаметральні вентилятори створюють рівномірний повітряний потік по ширині каналу і потребують невеликої частоти обертання, що в свою чергу зменшує вібрацію та шум під час роботи. Швидкість повітряного потоку в каналі регулюється заслінкою, щоб від зерна відокремлювались всі легкі домішки і спрямовувались в осадову камеру. Площа осадової камери більша за площу повітряного каналу і швидкість повітря в осадовій камері зменшується, що сприяє осіданню домішок, які потім виводяться назовні.

Ці принципові схеми повітряного очищення використовуються у таких машинах: ОВС – 25, ОВП – 20А, СМ – 4, К – 527А, К – 531/1, ОПС – 2 та інші. Головним недоліком цих схем є неможливість збільшення продуктивності ні збільшенням подачі матеріалу (при збільшенні подачі зменшується якість очищення внаслідок незадовільного продування матеріалу), ні підвищенням швидкості повітряного потоку (він не може бути більше швидкості витання основної культури). Багато конструкторів працювало над вирішенням цих питань, пропонуючи модернізовані схеми повітряної очистки. Розглянемо деякі з них.

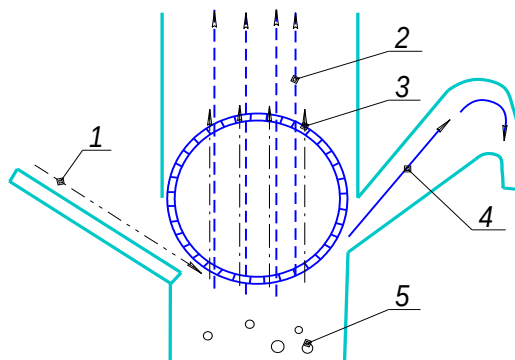
На кафедрі сільськогосподарського машинобудування КНТУ була запропонована така схема, яка включала в себе решітну і повітряну частини, які працюють не послідовно чи паралельно, а одночасно. Тобто зерновий ворох, проходячи крізь решето одночасно продувається повітряним потоком. Таке поєднання дало можливість значно підвищити якість очистки але проблема підвищення продуктивності залишилась.

Іншим напрямком, який був розроблений тут же, було гармонійне поєднання різних схем повітряної очистки, а також решітної. Зерновий ворох спочатку проходить двократну повітряну очистку, а потім – решітну. Елементом, за допомогою якого виконується рух матеріалу по решету є барабан із щітками. Цей барабан одночасно виконує й іншу функцію – створює повітряний потік. Таким чином за допомогою цієї

машини розробник вирішив багато питань очищення: збільшення продуктивності при одночасному покращенні якості виконуємої роботи, невеликі габарити і маса машини, зменшення енергетичних затрат.

Однак габаритні розміри і функції повітряної частини даної машини залишилися майже незмінними. Цей факт вимагає подальших пошуків удосконалення саме повітряних схем очищення.

Нами запропоновано схему, в якій поєднуються переваги решітного і повітряного методів очищення. Схема такого симбіозу наведена нижче.



1 – зерновий ворох; 2 – вакуум; 3 – легкі домішки; 4 – чисте зерно;
5 – важкі домішки.

Рисунок 2 – Концептуальна схема очищення

Технологічний процес роботи нового робочого органу наступний. Вихідний матеріал потрапляє в зону дії вакууму і присмоктується до решітного барабана. Легкі домішки проходять крізь барабан і направляються в осадову камеру, важкі домішки ще при надходженні до вакуумної камери, під дією відносно великої власної маси, падають вниз. Повноцінне зерно присмоктується до барабана і рухається з ним до зони викиду, де під дією відцентрової сили відривається від барабана і потрапляє в приймальник чистого зерна. Решітний барабан має отвори, розміри яких менші за розміри зерна. Режим обертання барабана забезпечує одношарове розміщення матеріалу в зоні очистки. Наявність решітного барабана дає змогу застосування надкритичних швидкостей повітряного потоку та позбутись загальних обмежень по підвищенню продуктивності повітряної очистки.

Підводячи підсумки можна відзначити, що дана схема вирішує кілька питань очищення: високий ступінь очистки, велика продуктивність процесу і при цьому значні зменшення габаритів машини.

Список літератури

- 1 Гурович А.И., Лиханов В.А., Сычугов Н.П. Тракторы и сельскохозяйственные машины. – М.: Агропромиздат, 1986. – 336с.
- 2 Кожуховский И.Е. Зерноочистительные машины. Конструкции, расчет и проектирование. Изд. второе, перераб. М., «Машиностроение», 1974, 200 с.

Статья посвящена решению вопроса повышения эффективности разделения зерновых смесей воздушным потоком. Авторами предложена концептуальная схема высокопродуктивного воздушного сепаратора со сверхкритической скоростью воздушного потока.

The article is devoted to the decision question of rise efficiency division grain mixtures by the current of air. By authors the conceptual chart highly productive air separator with supercritical speed of current air offered.

Одержано 18.05.05

Методика определения норм высева при лабораторных исследованиях высевающих аппаратов

В статье рассмотрены вопросы облегчения и ускорения определения фактических норм высева семян при проведении сравнительных исследований высевающих аппаратов в лабораторных условиях. **норма высева, точность дозировки, средний интервал между семенами, номограмма**

Основными показателями, по которым проводится сравнительная оценка качества работы различных конструкций высевающих аппаратов, являются: степень повреждения семян при высевае, обеспечение заданной нормы высева и равномерность распределения семян в рядке. Рассмотрим несколько подробнее вопрос определения фактических норм высева семян при лабораторных исследованиях. Фактические нормы высева должны соответствовать нормам, указанным в агротехнических требованиях для соответствующей культуры.

Обычно, для определения нормы высева Q пользуются следующей зависимостью:

$$Q = \frac{10^3(1-\varepsilon)iq_0}{\pi Db}, \quad (1)$$

где ε - коэффициент, учитывающий проскальзывание приводных колес;

i - передаточное отношение механизма привода отвала приводного колеса к валу высевающих аппаратов;

q_0 - масса семян, высеваемых за один оборот высевающего диска (катушки), в граммах;

D - диаметр приводного колеса в м.;

b - ширина междурядий в см;

Если в формуле (1) выразить передаточное отношение через отношение угловых скоростей вала высевающих аппаратов ω_δ и вала приводных колес ω_κ и сделать замену

$\omega_\kappa = \frac{2V(1-\varepsilon)}{D}$, где V - скорость сеялки в км/ч, то после несложных преобразований получим следующую зависимость:

$$Q = \frac{10^3 3,6 q_0 \omega_\delta}{2\pi V b} \approx \frac{573,25 q_0 \omega_\delta}{V b}. \quad (2)$$

В процессе проведения сравнительной оценки качества работы исследуемых конструкций высевающих аппаратов в лабораторных условиях на высевае семян различных культур очень часто приходится определять фактическую норму высева. Даже при использовании формулы (2), которая несколько проще формулы (1), на эти вычисления затрачивается много времени. Для облегчения ускорения этих расчетов нами разработана номограмма. При построении номограммы использованы рекомендации, приведенные в работе [1]. Поскольку в уравнении (2) входят пять переменных, то для построения номограммы требуется четыре квадранта. Разбивку

формулы на уравнения с тремя переменными выполняем путем введения последовательно трех вспомогательных переменных, причем первое уравнение будет содержать только две переменные. Полученные после введения вспомогательных переменных X, Y, Z уравнения, подлежащие построению, будут иметь вид:

$$\begin{cases} X = 573,25q_0, \\ Y = \frac{X}{V}, \\ Z = \frac{Y}{b}, \\ Q = Z\omega_0 \end{cases} \quad (3)$$

В окончательном виде номограмма представлена на рис. 1. На номограмме показан порядок определения нормы высева для следующих исходных данных (на высеве семян гречихи): $q_0 = 12\text{г}$, $V = 10\text{км/ч}$, $b = 45\text{см}$, $\omega_0 = \pi\text{с}^{-1}$. По номограмме определяем: $Q = 48,5\text{кг/га}$. Вычисление по формуле (2) дает результат: $Q = 48\text{кг/га}$. Относительная погрешность результатов определения нормы высева составляет 1%.

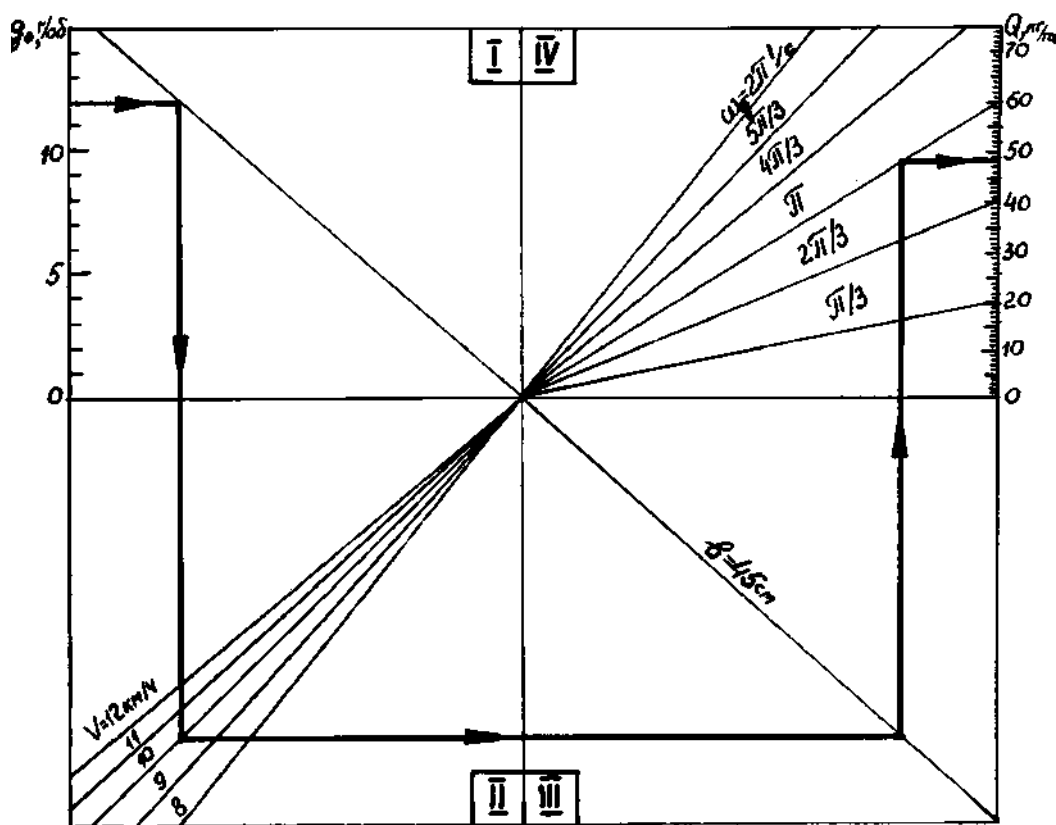


Рисунок 1 – Номограмма для определения норм высева семян

Приведенные рекомендации по упрощению определения фактической нормы высева целесообразно применять при исследованиях количественной равномерности высева исследуемых аппаратов, то есть точности дозировки (количество высева семян за один оборот диска или катушки).

При исследованиях качественной равномерности высева, то есть равномерности распределения интервалов между семенами в рядке, которая зависит и от нормы

высева, также часто приходится определять фактическую норму высева. В этом случае показатели равномерности распределения интервалов между семенами: средний интервал $\bar{X}$, среднее квадратическое отклонение σ_x и коэффициент вариации V_x по сравниваемым аппаратам должны соответствовать одним и тем же весовым нормам высева (минимальной, средней и максимальной), указанным в агротехнических требованиях. Поэтому при определении фактических норм высева возникает потребность быстрого и простого перехода от среднего интервала к весовой норме высева.

Установление зависимости между этими величинами проведем в следующей последовательности. Выразим штучную норму высева ($N \text{ шт./га}$) через ширину междурядий $b \text{ (см)}$ и средний интервал между семенами $\bar{X} \text{ (см)}$. Получим:

$$N = \frac{10^4 10^2 10^2}{b \bar{X}} = \frac{10^8}{b \bar{X}}. \quad (4)$$

Эту же величину можно выразить также через весовую норму высева и абсолютную массу δ (вес 1000 шт. семян в граммах):

$$N = \frac{Q 10^3 10^3}{\delta} = \frac{Q 10^6}{\delta}. \quad (5)$$

Приравняв правые части уравнений (4) и (5) и решив полученное уравнение относительно Q , получим зависимость, которая позволяет перейти от среднего интервала $\bar{X}$ к весовой норме высева, а именно:

$$Q = \frac{10^2 \delta}{b \bar{X}}. \quad (6)$$

Таким образом, предлагаемая методика определения фактических норм высева с использованием разработанной номограммы и зависимости (6) позволяет значительно упростить эти вычисления и сократить время на их выполнение.

Список литературы

1. Блох Л. С. Практическая номография. – М. : Высшая школа, 1971, - 328 с.

В статті розглянуто питання полегшення та прискорення визначення фактичних норм висіву насіння при проведенні порівняльних досліджень якості роботи висівних апаратів у лабораторних умовах.

This article considers some issues related to the improvement of the efficiency of calculations of the actual measure of the seeds sown encountered during comparative experiments with sowing apparatuses in laboratory conditions.

Получено 24.01.05

Прогнозування структури та дослідження динаміки системи автоматичного завантаження зернозбиральних комбайнів хлібною масою

У статті приведені результати дослідження динаміки системи автоматичного завантаження зернозбиральних комбайнів хлібною масою. Показано, що основною з вимог до даної системи є забезпечення монотонного перехідного процесу. Запропонована структура системи забезпечує такий перехідний процес.

система автоматичного завантаження, динаміка, зернозбиральний комбайн, перехідний процес, структура

Україна є однією з обмеженої кількості держав, на території якої вирощують багато зернових культур: озима пшениця, яра пшениця, жито, ячмінь, овес, просо, гречка та ін. На кінець 2003 року в сільському господарстві використовувалось 32480,2 тис. гектар ріллі, зернові культури займали 12495 тис. га. [1]. Частка землі під зернові культури із року в рік збільшується. Оскільки багато зернових культур досягають практично одночасно, то постає питання збирання врожаю у стислі терміни, що приводить до пере навантаження як зернозбиральних комбайнів, так і персоналу. Задача ускладнюється ще й тим, що парк зернозбиральних комбайнів в цей час постійно зменшується, і має наступні показники: 1990 р. – 107, 2000 р. – 65, 2001 р. – 61, 2002 р. – 57, 2003 р. – 54 тис. одиниць [1]. Скорочення парку зернозбиральних комбайнів в Україні зв'язано з рядом причин – зменшення випуску в республіках колишнього Радянського Союзу, ускладнення економічних зв'язків, значне зменшення випуску сільськогосподарської техніки в Україні, ослаблення економіки агропромислового комплексу та ін. Такий стан справ приводить до використання в масовій кількості застарілої, фізично та морально зношеної техніки та прийняття рішень щодо дозволу у виді виключення на ввіз в Україну зернозбиральних комбайнів, виготовлених вісім і більше років тому.

Як відомо, однією з найбільш важливих нерозв'язаних проблем зернозбиральних комбайнів є великі втрати зерна та значне скорочення ресурсу при експлуатації. Тому розв'язання даної проблеми спрямоване на реалізацію напряму „Новітні технології та ресурсозберігаючі технології в енергетиці, промисловості та агропромисловому комплексі,” передбаченого Законом України від 11 липня 2001 року № 2623 – III „Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки.”

Розробка нових зернозбиральних комбайнів „Славутич” та „Лан” в Україні не привела до розв'язання цієї проблеми. З іншого боку, потужності вітчизняних заводів поки що не в змозі забезпечити технологічну проблему агропромислового комплексу України в зернозбиральних комбайнах.

На сьогодні навантаження на один зернозбиральний комбайн в Україні в 1,4 рази більше, ніж у Росії, і в 4,5 рази більше, ніж у розвинутих країнах світу. За таких умов втрати зерна стають значно більшими, а ресурс зернозбиральних комбайнів прогресивно зменшується. Сприяє цьому і зниження агрокультури виробництва зернових культур та погіршення погодних умов збирання врожаю в останні роки.

Великі втрати зерна при збиранні та значне скорочення ресурсу при експлуатації комбайнів залежать від ряду факторів. Одним із найбільш важливих є забезпечення рівномірного завантаження комбайна хлібною масою. Рівномірність завантаження можливо забезпечити при незмінній швидкості руху комбайна та рівномірній

врожайності по ширині захвату та вздовж гонів. Однак ці параметри при роботі змінюються, особливо змінною є врожайність, яка залежить від стану окремої ділянки ґрунту, кількості та складу в ній добрив, умов живлення вологою, орієнтації до сонця, особливості висіяних зерен, умов залягання снігу, вимерзання, пошкодження хижаками та ін. Отже, якщо прийняти швидкість руху комбайна вздовж гін незмінною, то завантаження його хлібною масою буде випадковою функцією часу, яка визначається перерахованими факторами. До них ще можуть додатися і природні фактори, що формуються безпосередньо при збиранні врожаю. Так, наприклад, в умовах жнив 2004 року, коли спостерігалися часті зливи, бурі та грози, підвищилися нерівномірність розташування хлібної маси вздовж поля в наслідок полягання рослин. Крім того, склалися умови швидкого неперервного збирання врожаю в періоди просихання ґрунту. Вручну керувати рівномірністю завантаження комбайна хлібною масою в таких умовах практично не можливо. Тому розроблялись автоматичні пристрої рівномірного завантаження зернозбиральних комбайнів хлібною масою.

У результаті виконаних рядом авторів та наукових організацій досліджень встановлено, що найбільш прийнятним параметром в системах автоматичного регулювання подачі хлібної маси в комбайн є величина крутного моменту на валу барабана молотарки [2], оскільки він враховує зміни фізико-механічних властивостей матеріалу, що обробляється. Однак, істотний недолік даного підходу – виникнення транспортного запізнювання – практично спростовує його переваги. З врахуванням цього в системах автоматичного завантаження все ширше розповсюджуються датчики товщини шару хлібної маси. В таких системах практично не виникає запізнювання, а стан хлібної маси може оцінити комбайнер, встановивши необхідне завдання на підтримання товщини шару хлібної маси. Система автоматичного регулювання подачі хлібної маси в молотарку зернозбирального комбайна по товщині її шару в нахилений камері конструктивно відпрацьована і встановлювалась на виробничих зразках комбайна СК-5. вона складається з датчика товщини шару хлібної маси, виконаного у вигляді вала, що спирається трьома ползками на нижні гілки ланцюгів транспортера похилої камери. Важіль вала через гнучкий трос і пружинний компенсатор зв'язаний з плунжером розподільника. Пружина розподільника і пружинний компенсатор виключають наявність люфтів у системі передачі і притискають ползки датчика подачі до ланцюгів похилого транспортера. Масло під тиском від золотника надходить до гідроциліндра керування варіатором ходової частини комбайна, що забезпечує необхідну зміну його швидкості в залежності від товщини шару хлібної маси. Налаштування регулятора на задану величину подачі хлібної маси здійснюється спеціальною рукояткою [2].

Як показала практика, розроблені системи, які відрізнялися простотою і надійністю, в подальшому не використовувались. Задача залишилась не розв'язаною, при збиранні врожаю зернових культур відбувається втрата його значної частини, ресурс комбайнів зменшується в наслідок перевантаження окремих його вузлів. Тому розв'язання цієї задачі є актуальним.

В даній статті ставиться задача відшукування основної причини невикористання розроблених систем, формування основних вимог до системи автоматичного завантаження комбайнів хлібною масою та перевірки можливості її реалізації.

Як вже було показано, врожайність на окремих ділянках поля є випадковою величиною. При незмінній швидкості руху комбайна товщина шару хлібної маси в нахилений камері являє собою випадкову функцію часу. Характер впливу відмічених факторів на врожайність формує невеликі часті зміни даної функції часу, накладені на низькочастотну складову, викликану більш глобальними коливаннями параметрів зернового поля. Високочастотні складові в більшій мірі згладжуються та осереднюються в процесі транспортування матеріалу. Низькочастотні складові даною системою згладжуватись не можуть. Тому в процесі збирання врожаю під впливом існуючого автоматичного регулятора змінюється швидкість руху комбайна до відновлення в кожній ситуації заданого значення товщини шару хлібної маси.

Врожайність зменшується циклічно, характер її коливань вздовж гін можна наближено подати як синусоїдну з певною частотою і амплітудою. В цих умовах під дією відомого автоматичного регулятора комбайн перші пів періоду буде гальмуватись, а другі пів періоду – прискорюватись. Степінь гальмування і прискорення визначається амплітудою коливань врожайності. Такий же характер руху комбайна буде і при подоланні окремих „піків” випадкового процесу. В цих умовах коливальні процеси як за періодом, так і за амплітудою приймуть випадковий характер. Наявність жорсткого зв'язку між датчиком товщини шару хлібної маси і виконавчим елементом та коливальних ланок у цьому ланцюзі робить перехідний процес в системі коливальним. При стрімких змінах врожайності рух комбайна буде здійснювати затухаючі коливання з показниками, що залежать від параметрів автоматичної системи. Такий рух комбайна створює дискомфортні умови для персоналу та перевантажує самі відповідальні його вузли, чим зменшує ресурс. Швидка втомлюваність комбайнера не дозволяє чітко відслідковувати стан роботи окремих агрегатів та своєчасно приймати вірні рішення щодо встановлення завдання на товщину шару хлібної маси в залежності від зміни фізико-механічних властивостей рослин. Отже, основною причиною відомого автоматичного регулятора, що не дозволяє його широко використовувати, є формування коливальних режимів руху, що створює дискомфортні умови для оператора, швидко його втомлює, спонукає приймати помилкові рішення, перевантажує відповідальні агрегати і знижує ресурс машини. Зрозуміло, що втрати зерна в таких умовах також будуть значними.

Із виконаного аналізу витікає, що структура системи автоматичного завантаження зернозбирального комбайна хлібною масою повинна бути зміненою. В системі не повинно бути жорсткого зв'язку датчика шару хлібної маси з виконавчим елементом, абсолютно необхідним є встановлення інтегратора сигналу датчика товщини шару хлібної маси. Однією з основних вимог до системи автоматичного завантаження комбайна хлібною масою є забезпечення монотонного перехідного процесу. В певній мірі допустимим може бути аперіодичний перехідний процес з одним коливанням і невеликим перерегулюванням.

Розглянемо можливість виконання системного автоматичного завантаження комбайна хлібною масою однієї з основних вимог до неї – забезпечення монотонного перехідного процесу.

Регульованим об'єктом в системі буде зернозбиральний комбайн. Його по керуючому діяння з достатньою для практики точністю можна описати передавальною функцією [3]

$$W_{\text{зк}}(p) = \frac{K_{\text{зк}}}{T_2^2 p^2 + T_1 p + 1} \cdot e^{-p\tau}, \quad (1)$$

де $K_{\text{зк}}$ - передавальний коефіцієнт комбайна;

T_1, T_2 - сталі часу комбайна;

τ - час запізнювання.

Оскільки сталі часу T_1 і T_2 є функціями швидкості руху, комбайн є регульованим об'єктом зі змінними параметрами. Зважаючи на невелике запізнювання у даному випадку, знехтуємо ним, прирівнявши $\tau = 0$.

Характеристичне рівняння регульованого об'єкта

$$T_2^2 p^2 + T_1 p + 1 = 0. \quad (2)$$

Корені характеристичного рівняння при сталих часу, визначених в [3], є від'ємними різними в усьому діапазоні змін швидкості руху. Тому зернозбиральний комбайн є аперіодичною динамічною ланкою другого порядку.

Щоб позбавитись недоліків відомого регулятора виконаємо автоматичний регулятор електричним. В якості датчика товщини шару хлібної маси приймемо механічний сканатор [4] з важільним первинним та індуктивним вторинним

перетворювачем, який має випрямляч, згладжувальний фільтр та інтегратор. Елемент порівняння виконаємо на операційному підсилювачі. В якості підсилювачів приймемо підсилювач на інтегральній мікросхемі.

Виконавчий механізм приймемо соленоїдний з рухомим осердям, пружиною та обмоткою.

Перейдемо від принципів елементів до динамічних ланок і отримаємо структурну схему системи автоматичного завантаження комбайна хлібною масою. Операційний підсилювач, що реалізує елемент порівняння, амплітудний підсилювач та підсилювач потужності є підсилювальними динамічними ланками [5]. Позначимо їх результуючу передавальну функцію $W_{\Pi}(p) = K_{\Pi}$. Соленоїдний виконавчий механізм являє собою поєднання двох динамічних ланок – коливальної і аперіодичної. Механічна частина (маса, пружина і сила тертя) є коливальною ланкою з передавальною функцією

$$W_M(p) = \frac{K_M}{T_M^2 p^2 + 2\xi_M T_M p + 1}, \quad (3)$$

де K_M - передавальний коефіцієнт механічної частини;

T_M - стала часу механічної частини;

ξ_M - коефіцієнт демпфірування механічної частини.

Для даних умов роботи виконавчого механізму T_M складає близько 0,04 с., а $\xi_M = 0,2$. При таких значеннях параметрів механічна частина виконавчого механізму є аперіодичною ланкою другого порядку.

Електрична частина виконавчого механізму – електромагніт має передавальну функцію [5]

$$W_E(p) = \frac{K_E}{T_E p + 1}, \quad (4)$$

де K_E - передавальний коефіцієнт електромагніта;

T_E - стала часу електромагніта $T_E = \frac{L_E}{R_E}$, де L_E, R_E - відповідно індуктивність та

активний опір обмотки електромагніта.

В даному пристрої стала часу T_E може бути забезпеченою порядку $T_E = 0,1$ с.

З врахуванням сказаного передавальна функція виконавчого механізму буде дорівнювати

$$W_{BM}(p) = \frac{K_{BM}}{(T_M^2 p^2 + 2\xi_M T_M p + 1)(T_E p + 1)}, \quad (5)$$

де $K_{BM} = K_M \cdot K_E$ - передавальний коефіцієнт виконавчого механізму.

Важільний первинний перетворювач товщини шару хлібної маси є підсилювальною динамічною ланкою [5]. Підсилювальними динамічними ланками також є індуктивний вторинний перетворювач, підсилювач його сигналу і випрямний перетворювач [5]. Позначимо їх передавальну функцію $W_d(p) = K_d$. Зважаючи на невелике запізнювання у даному випадку знехтуємо ним, прирівнявши $\tau = 0$.

Згладжувальний фільтр є аперіодичною ланкою з передавальною функцією [5]

$$W_{3\Phi}(p) = \frac{K_{3\Phi}}{T_{3\Phi} p + 1}, \quad (6)$$

де $K_{3\Phi}$ - передавальний коефіцієнт згладжувального фільтра, $K_{3\Phi} = 1$;

$T_{3\Phi}$ - стала часу згладжувального фільтра, $T_{3\Phi} = R_{3\Phi} \cdot C_{3\Phi}$, де $R_{3\Phi}, C_{3\Phi}$ - відповідно опір та ємність згладжувального фільтра.

Інтегруючий аперіодичний підсилювач є аперіодичною динамічною ланкою з передавальною функцією

$$W_y(p) = \frac{K_y}{T_y p + 1} = \frac{R_2 / R_1}{R_2 \cdot C \cdot p + 1}, \quad (7)$$

де K_y - передавальний коефіцієнт інтегратора;

T_y - стала часу інтегратора;

R_1 - опір, встановлений на вході операційного підсилювача;

R_2 - опір, встановлений в колі зворотного зв'язку операційного підсилювача;

C - ємність, встановлена у колі зворотного зв'язку операційного підсилювача.

Стала часу інтегратора достатньо велика, тому її доцільно компенсувати. Для цього введемо в прямий контур системи операційний підсилювач з опором R_1 на вході та ланцюгом зворотного зв'язку, який складений з послідовно ввімкнутих ємності C і опору R_2 . Передавальна функція коректуючого пристрою буде [5]

$$W_K(p) = \frac{T_{21} p + 1}{T_{11} p + 1}, \quad (8)$$

де $T_{21} = R_2 \cdot C$; $T_{11} = R_1 \cdot C$.

Параметри $R_2 C$ виберемо так, щоб $T_{21} = T_y$.

Структурна схема системи автоматичного завантаження комбайна хлібною масою приведена на рис. 1.

Передавальна функція розімкненої системи відповідно рис. 1 буде дорівнювати

$$W_p(p) = \frac{K_{\Pi} \cdot K_{\text{ВМ}} \cdot K_{\text{ЗК}} \cdot K_{\text{Д}} \cdot K_y}{(T_M^2 p^2 + 2\xi_M T_M p + 1)(T_E p + 1)(T_{11} p + 1)(T_2^2 p^2 + T_1 p + 1)(T_{3\Phi} p + 1)} = \frac{K}{A(p)}, \quad (9)$$

де K - коефіцієнт підсилення розімкненої системи, що дорівнює

$$K = K_{\Pi} \cdot K_{\text{ВМ}} \cdot K_{\text{ЗК}} \cdot K_{\text{Д}} \cdot K_y, \quad (10)$$

$A(p)$ - операторний багаточлен.

Перетворивши вираз $A(p)$ і підставивши чисельні дані, отримаємо

$$A(p) = 2304 \cdot 10^{-12} p^7 + 6384 \cdot 10^{-10} p^6 + 4238 \cdot 10^{-8} p^5 + 1156 \cdot 10^{-6} p^4 + 2654 \cdot 10^{-5} p^3 + 2831 \cdot 10^{-4} p^2 + 1,071 p^2 + 1. \quad (11)$$

Враховуючи незначну величину коефіцієнтів при старших похідних, спростимо рівняння (11). Нехтуючи членами p^7 , p^6 , p^5 та p^4 , запишемо спрощений вираз операційного багаточлена розімкненої системи

$$A(p) = 0,026 p^3 + 0,283 p^2 + 1,071 p + 1. \quad (12)$$

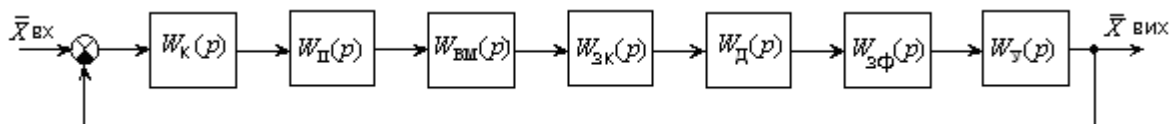


Рисунок 1 – Структурна схема системи автоматичного завантаження комбайна хлібною масою

Характеристичне рівняння замкненої системи дорівнює

$$A(p) + K = 0. \quad (13)$$

З врахуванням (12) рівняння (13) прийме вигляд

$$0,026 p^3 + 0,283 p^2 + 1,071 p + 1 + K = 0. \quad (14)$$

Поділимо рівняння (14) на коефіцієнт при p^3 і отримаємо

$$p^3 + 10,67p^2 + 40,36p + 37,68 + 37,68K = 0. \quad (15)$$

Введемо позначення: $a_3 = 37,68 \cdot (1 + K)$; $a_2 = 40,36$; $a_1 = 10,67$.

Визначимо координати точок для діаграми Вишнеградського [6]

$$X = \frac{a_1}{\sqrt[3]{a_3}} = \frac{10,67}{\sqrt[3]{37,68(1+K)}}, \quad (16)$$

$$Y = \frac{a_2}{\sqrt[3]{a_3^2}} = \frac{40,36}{\sqrt[3]{[37,68(1+K)]^2}}. \quad (17)$$

Для аперіодичного перехідного процесу точка з координатами X , Y на діаграмі Вишнеградського повинна потрапити в зону В [6]. Цій умові задовольняє значення $Y = 6$. Знайдемо значення коефіцієнта підсилення розімкненої системи K при $Y = 6$ відповідно рівняння (17), отримаємо від'ємне значення K . Тобто, задача не має змісту. При $Y = 6$ аперіодичний перехідний процес в системі не можливий. Менші значення Y , наприклад 4, відповідають вузькому діапазону зміни K , що практично реалізувати не можливо.

Перевіримо можливість здійснення монотонного перехідного процесу при наявності в характеристичному рівнянні комплексних спряжених коренів. Відповідно діаграмі Вишнеградського, при $Y = 3$ діапазон зміни X ще залишається значним, тому перевіримо можливість реалізації даної умови при заданих параметрах системи. Дослідження показали, що на всіх режимах роботи комбайна при $K = 0,3$ система автоматичного завантаження буде мати монотонний перехідний процес.

Отже, проведені дослідження показали, що при використанні відомого регулятора в умовах зміни врожайності комбайн входить в режим коливальних рухів, що негативно відбивається як на втратах та ресурсі агрегату, так і на самопочутті комбайнера. Показано, що основною з вимог до системи автоматичного завантаження комбайна хлібною масою є забезпечення монотонного перехідного процесу. Розглянута прогнозна структура системи, як підтвердили дослідження, забезпечує такий перехідний процес. Розробка і використання таких систем забезпечить значний соціально-економічний ефект. Подальші розробки даної системи будуть зв'язані зі створенням окремих вузлів та перспективних структур системи автоматичного завантаження комбайна хлібною масою.

Список літератури

1. Статистичний щорічник України за 2003 рік / За ред. О. Г. Осауленка. – К.: Консультант, 2004. – 632 с.
2. Носов Г. Р., Кондратец В. А., Сакало Л. Г., Серeda Л. И. Автоматика и автоматизация сельскохозяйственных машин. – К.: Вища школа, 1984. – 248 с.
3. Шеповалов В. Д. Автоматизация уборочных процессов. – М.: Колос, 1978. – 383 с.
4. А. С. 1404828, А1, кл. GOIF 1/52, 1988.
5. Танатар А. И. Элементы промышленной автоматики и их динамические свойства. – К.: Техника, 1975. – 232 с.
6. Иващенко Н. Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем. – М.: Машгиз, 1962. – 628 с.

В статье приведены результаты исследования динамики системы автоматической загрузки зерноуборочных комбайнов хлебной массой. Показано, что основным требованием к данной системе есть обеспечение монотонного переходного процесса. Предложенная структура системы обеспечивает такой переходный процесс.

In clause results of research of dynamics of system of automatic loading of combine harvesters in grain weight are resulted. It is shown, that the basic requirement to the given system is maintenance of monotonous transient. The offered structure of system provides such transitive process.

Одержано 30.03.05

Аналіз факторів перерозподілу насіння при роботі дискових сошників

В статті розглянуті фактори, які погіршують якісні показники роботи дискових сошників. Основними недоліками є утворення в зоні між дисками “горбика” та захоплення частини насіння обертаючими дисками, що призводить до зміни глибини загортання насіння, виносу його на поверхню. Нова конструкція сошника усуває ці недоліки завдяки дообладнанню його п’ятою, установленою між дисками.

дводисковий сошник, перерозподіл насіння по глибині, додаткова п’ят

Не дивлячись на чисельні вдосконалення дискових сошників зернових сівалок, до цих пір останні не виконують агротехнічних вимог щодо загортання насіння на визначену глибину в вологий шар ґрунту. Факторів, які впливають на якість загортання насіння, багато. Основними з них є: створення дисками сошника “горбика” посередині рядка, на який попадає частина насіння; нечітка робота напрямника, який подає насіння з розкиданням його в поздовжній вертикальній площині, через не ідентичність траєкторій руху до дна борозни; переміщення насіння в борозні при його відбиванні від дна; дія на покладене в борозну насіння часток ґрунту, які відбиваються від рухомих дисків сошника та ін.

Зернові сівалки працюють на швидкостях, більших 8 км/год, а при цих швидкостях значно зростає відкидання ґрунту сошниками як зовнішніми, так і внутрішніми його поверхнями. В останньому випадку відбувається захват насіння частками ґрунту і викидання його в верхні шари і на поверхню ґрунту, що негативно впливає на якість його загортання по глибині. Ще гірші показники бувають в випадку попадання насіння на внутрішню поверхню обертаючих дисків. Все це призводить до випадкового характеру розсіювання насіння в борозні і негативно впливає на компактність його загортання по глибині.

Для покращення якості загортання насіння в ґрунті вітчизняними і зарубіжними дослідниками передбачені різні підходи.

Так, в Білорусії були запропоновані сошники з конічними дисками [1], які ущільнюють стінки борозни, сприяючи покращенню рівномірності загортання насіння, однак при цьому збільшується нерівномірність ходу самих сошників по глибині.

В окремих зарубіжних сівалках використовують подачу насіння перед вісєю сошника, але й такі сошники не зменшують виносу насіння на поверхню. Подача насіння напрямниками вперед, вертикально вниз або назад по ходу сошників не дала позитивних результатів. Фірма “John Deere” сконструювала спеціальні коточки, які встановлювалися між дисками, в зоні відкритої борозни, але їх залипання ґрунтом не покращило процесу. Кожне із вдосконалень дозволяє покращити одні показники, при цьому погіршуються інші показники посіву, тому до цих пір задача по рівномірному загортанню насіння залишається невирішеною.

На наш погляд, основним недоліком дводискового сошника є утворення між дисками горбочка, який дуже негативно впливає на якість загортання насіння (рис. 1).

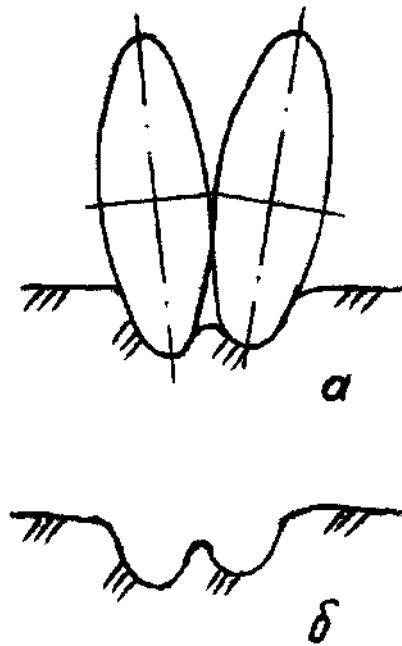
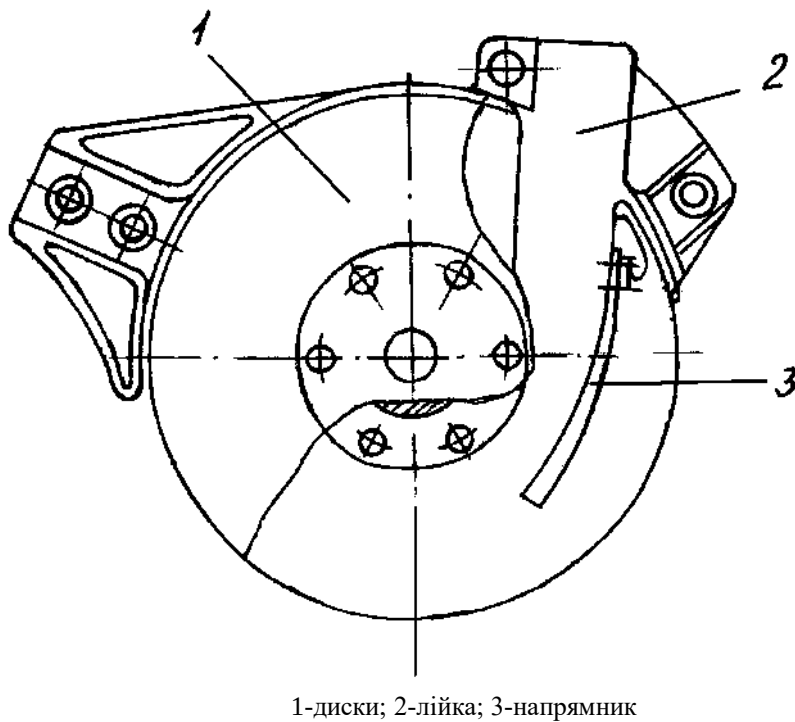


Рисунок 1 - Схема роботи дводискового сошника (а) та профіль борозни після проходу сошника (б).

Іншим суттєвим недоліком є захоплення частини насіння дисками, які обертаються, та виносять його на поверхню ґрунту.

Розглянемо процес випадання насіння із лійки сошника (рис. 2).



1-диски; 2-лійка; 3-напрячник

Рисунок 2 - Дводисковий сошник

Насіння із насіннепроводу попадає в лійку, а з неї скочується на напрямник і далі вільно летить до дна борозни. Траєкторія польоту насіння залежить від багатьох факторів – швидкості сходу насіння з напрямника, точки сходу його, кута сходу, висоти падіння до дна та ін., тому час і траєкторія падіння насіння з напрямника до дна борозни є випадковими величинами. Для аналізу руху насіння до дна борозни можна застосувати закони динаміки матеріальної точки [2]. На основі такого підходу зміну пройденого шляху насінниною за якийсь час t можна записати таким чином:

$$S = \frac{m}{\gamma} gt - \left(\frac{m}{\gamma} \right)^2 g \left[1 - e^{-\frac{\gamma}{m} t} \right], \quad (1)$$

де m - маса частки;

g - прискорення сили ваги;

γ - коефіцієнт опору повітря при вільному польоті насіння, який приймають пропорційно першому ступеню швидкості V :

$$R_c = \gamma V, \quad (2)$$

де R_c - сила опору повітря.

При урахуванні початкових умов:

$$t = 0; \quad x_0 = S_0; \quad \dot{x} = V_0$$

диференціальне рівняння буде мати вигляд:

$$S = S_0 + \frac{m}{\gamma} gt + \frac{m}{g} \left(\frac{mg}{\gamma} - V_0 \right) \left(e^{-\frac{\gamma}{m} t} - 1 \right). \quad (3)$$

З формули випливає, що рух насінини асимптотично наближається до рівномірного переміщення зі сталою швидкістю gv^{-2} , де v - коефіцієнт опору:

$$v = \sqrt{\frac{\gamma}{m}}. \quad (4)$$

Заїка П.М. твердить, що при швидкостях руху насінини, більших 0,2 м/с, коли сила опору повітря буде пропорційна другій степені швидкості:

$$R_c = k^2 mg V^2, \quad (5)$$

де k - коефіцієнт опору, при збільшенні часу на деяку величину швидкість насіння зростає до сталої величини, яка залежить від виду і маси насінини.

За [2], граничне значення швидкості настає через 0,5-2,5 с. Наприклад, для насіння маку таким часом буде величина 0,75 с, для проса – 1,5 с, для пшениці – 2,25 с. Час польоту насінини від напрямника до дна борозни не перевищує 0,2 – 1,0 с. Тому зміна шляху руху насіння лежить в межах 0,01...0,05м. Звідси очевидно, що розміщення насінини в ґрунті при рядовому посіві є випадковим процесом, при якому інтервали між насінинами підлягають закону показникової функції з щільністю ймовірності за формулою [4]:

$$f(t) = L_p e^{-L_p t}, \quad (6)$$

де L_p - середня кількість рослин на одиниці довжини рядка;

L - середня кількість насінин в одиниці довжини рядка;

p - польова схожість (в абсолютних одиницях).

Дальність польоту насіння після випадання з апарата або напрямника можна визначити також за формулою:

$$L_c = \lambda V_c \sqrt{\frac{2H}{g}}, \quad (7)$$

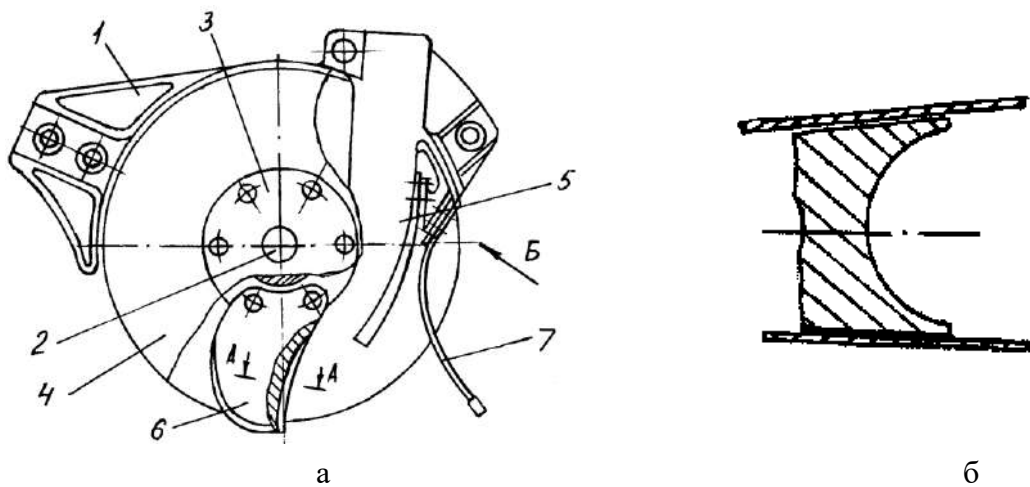
де V_c - робоча швидкість сівалки;

H - висота розміщення апарата (напрямника);

λ - відношення швидкостей V_λ і V_c , V_λ - початкова швидкість вільного польоту насіння після випадання з напрямника.

Як бачимо, дальність польоту насіння, а отже і його приземлення на дно борозни, в основному залежить від коефіцієнта λ , який в свою чергу залежить від швидкості сходу насіння з напрямника. Як зазначено вище, ця швидкість змінює свою величину від 0,1 до 1 м/с, а це призводить до зміни дальності польоту насіння від 15 до 35 см, що свідчить про повний перерозподіл насіння в борозні при заданому інтервалі між насінинами 1...5 см.

Для зменшення цих факторів нами розроблений пристрій до сошника [3], який має розміщену між дисками п'яту 6, при цьому передня частина її виконана з тупим кутом входження в ґрунт і загострена, а задня частина має поздовжнє заглиблення, утворене радіальними твірними і параболічними напрямними (рис. 3 а, б).



а-загальний вигляд; б-переріз А-А; 1-корпус; 2-вісь; 3-маточина; 4-диск сошника; 5-напрямник; 6-п'ята; 7-пружинна стрічка

Рисунок 3 - Удосконалений сошник

Сошник працює наступним чином. При русі сівалки диски сошників обертаються, попередньо пророблюючи борозенку. Завершальну стадію формування борозенки виконує п'ята 6, яка розміщена між дисками в нижній частині сошника. П'ята 6 прорізує борозенку на заданій глибині, ущільнюючи стінки і усуваючи розпушений сошником горбик, який утворюється після проходу дисків. В цю борозенку попадає насіння, яке випадає з лійки і по плавній параболічній кривій, виконаній в задній частині п'яти 6, попадає на дно борозенки, після чого примусово закривається вологим шаром ґрунту завдяки встановленій за сошником пружній стрічці, яка кріпиться до корпусу сошника. Для регулювання активності процесу загортання борозенки з насінням, стрічка виконана регульованою по висоті.

Запропонований нами відбивач, встановлений на задній поверхні п'яти (рис. 3,б) нівелює зміну швидкості і зміну дальності польоту насіння, яке після відбивання від п'яти летить безпосередньо на дно борозни. Форма задньої поверхні п'яти виконана параболічною в вертикально-поздовжній площині, тому кут відбивання буде приблизно однаковим для всіх насінин. Розрахунки показують, що при цьому зміна інтервалів між насінинами зменшується в 6-10 разів, тобто від 1,5 до 5 сантиметрів, а це вже знаходиться в зоні заданих інтервалів між насінинами, тобто свідчить про можливість

розподілення насіння по закону Гауса, що наближає його до більш-менш рівномірного розміщення в рядку. Крім того, такий пристрій, як було відмічено вище, створює рівномірну по глибині борозенку, а це приводить до більш рівномірного розміщення насіння по глибині.



а – серійним сошником; б – удосконаленим сошником

Фото 1 – Розміщення рослин при посіві сошниками

Поведені нами лабораторно-польові випробування на дослідному полі КНТУ показали, що удосконалений сошник має кращі показники щодо розміщення насіння по глибині та вздовж рядка (фото 1), а це свідчить про перспективність використання дводискового сошника з розміщеною між дисками нерухомою п'ятою.

Список літератури

1. Агейчик В.А., Точицкий А.А. Возможности улучшения распределения семян по глубине сошниками зерновых сеялок. В кн.: Мех. земледелия и животноводства: Сб. науч. тр. ЦНИИМЭСХ.- Минск, - 1982. - С. 38-41.
2. Заїка П.М. Теорія с.г. машин. Том 1, част. 2. Машини для сівби та садіння. – Х-в: Око, - 2002. – С.115-126.
3. Дводисковий сошник. Позитивне рішення заявки на винахід № 20041109575 від 22.11.04. Автори Шмат С.І., Матвеев К.Д., Резніченко В.А.
4. Чичкин В.П. Овощные сеялки и комб. агрегаты. Теория, конструкция, расчет. – Кш: Житница, - 1984, 392с.

В статье рассмотрены факторы, которые ухудшают качественные показатели работы дисковых сошников. Основными недостатками есть образования в зоне между дисками “бугорка” и зацепление части семян вращающимися дисками, которые приводит к изменению глубины засыпания семян, выноса его на поверхность. Новая конструкция сошника устраняет эти недостатки благодаря усовершенствованию его пятой, установленной между дисками.

In the article the factors, which worsen qualitative parameters, are analysed. The main lacks are formations of “lumps” in a zone between the disks and gearing of a part of seeds by rotating disks, which leads to the change in depth of seeding, bearing-out of seeds on the surface. The new design ploughshare eliminates these lacks due to its improvement by heel, set between disks.

Одержано 25.09.05

Функциональное описание системы-процесса тепловой генерации в котле "МЕТА-ВЗУ"

Общие закономерности состояния систем-объектов в системе-процессе тепловой генерации определены на основании функционального описания системы-процесса термореакционного горения в котле "МЕТА-ВЗУ", тепловой мощностью 8-500КВт. Использование этого метода позволит выбирать рациональные структуры и способы горения на стадии проектирования котла.

модель, зона, потік, енергія, середовище, тепло, система, температура, швидкість, час

Неэффективное использование существующих систем теплового обеспечения привело к потерям тепла с уходящими газами, значительным удельным расходам топлива и, в силу редкостности энергетических ресурсов, ведет к увеличению стоимости сельскохозяйственной продукции [1], что подтверждает актуальность этого направления исследований [2].

Использование высокозольных углей Львовско-Волынского бассейна в технологических системах, построенных на методологии системного подхода к созданию технического средства [3] с учетом термодинамических преобразований [4], особенностей термореакционного горения [5] и систем рекуперации тепла отводимых газов. Проведенное теоретическое обоснование параметров технологического процесса рекуперации тепла энергии отводимых газов в котлах низкого давления [6] и выполненная параметрическая оптимизация технического средства – малогабаритного энергоэкономичного теплогенератора были использованы при разработке котлов «МЕТА-ВЗУ», типоразмерного ряда 8-500 кВт и мелкосерийном выпуске котлов “Эффект”, тепловой мощностью 50 кВт.

Анализ опыта создания новых видов котельного оборудования указывает на необходимость разработки новых имитационных моделей при принятии рациональных решений в процессе создания систем теплогенерации, использующих различные виды топлива. Важно также взаимоувязать использование режимов рекуперации тепла отводимых газов и технологического процесса термореакционного горения новых и модернизированных базовых моделей котлов.

При проведении оценки *технологичной эффективности* систем тепловой генерации в связи со сложным характером взаимодействия *среда / объект* ставится задача проводить определение условий взаимодействия с использованием методов системотехники [7].

Система-процесс (теплогенерации) S_0 имеет разные цели подсистем: так цель *системы-объекта* (S_1 -система - техническое средство) представляет необходимость увеличения тепловой напряженности котла для повышения тепловой мощности, объединяет нестабильность процесса горения комплекса *системы-объекта* (S_2 - системы–высокозольный уголь) и имеет *внутреннюю цель*-создание конкурентно-способной системы тепловой генерации. Для достижения этой внутренней цели необходимо сохранение потребительских свойств S_1 , исходя из конкретного состояния входа (характеристик S_1 и S_2) и выхода (ситуации, представленной как результат

теплогенерации S_0). В результате межгруппового взаимодействия составляющих системы-процесса S_0 формируется R_1 -преобразование.

S_0 - система объединяет противоречивые свойства S_1 - системы и S_2 - системы, обеспечивая тем самым детерминистское толкование цели, стоящей перед системой (достижение цели в каждой реализации) и стохастическое толкование (достижение цели в среднем за выбранный промежуток ситуационного времени реализации процесса теплогенерации). Необходимость создания устойчивой системы-процесса, которая позволит успешно достичь внутренней цели на основе *технологичной эффективности* регулируемого процесса термореакционного горения в техническом средстве с системой рекуперации тепла отводимых газов является средством достижения цели исследований.

Описание переменной R_1 -преобразования системы обезвоживания теплогенерации при производстве сельскохозяйственного сырья представлено в виде устойчивых тенденций изменения характеристик S_0 под воздействием внешней среды. И, как следствие достижения внутренней цели, базируется на системном подходе к процессу тепловой генерации и формирует структуру потребительских свойств продукции – котла котлов «МЕТА-ВЗУ» и “Эффект”. Она зависит от уровня инженерных решений и технико-экономических показателей полученных при эксплуатации. Определение структуры системы организации технических средств и используемых технологий теплогенерации, установление зависимостей *теплопродуктивность / показатели качества термореакционного горения* определяет методы, используемые при проведении исследований. Наиболее приемлемые для этих целей являются методы системотехники [5].

Возможность создания конкурентоспособной системы теплогенерации определяет требования к разработке моделей, которые выражают строгую зависимость между состоянием входа X и состоянием выхода Y , которая задана при помощи *переходной функции* [5]:

$$Y = R_1(X), \quad (1)$$

где R_1 - преобразование представляет оператор преобразования (трансформации) одного вида ресурсов (топлива S_2 , производственных S_1 и информационно-управляющих ресурсов S_3) в S_0 .

R_1 -преобразование в (1) описывает поведение интегрированного потока, S_1 , S_2 , S_3 , который создается в системе при реализации процесса термореакционного горения в котле и, в стохастическом смысле, однозначно описывает процесс теплогенерации.

Согласно [5] функциональные (феменологические) свойства модели требуют составления функционального описания системы обезвоживания в виде ансамбля значений R_1 -преобразований переменных потока S_1 , S_2 , S_3 . Поведение *системы-процесса* S_0 зависит от входного воздействия на *систему-объект* (S_2) в уравнении (1) X (представленного в виде характеристик теплотворной способности Q) и его изменений при воздействии S_2 с влиянием S_3 на протяжении ситуационного времени

реализации процесса теплогенерации $\tau_c: \bar{X}(Q; \tau_c)$. Достижение цели Z (реализации процесса теплогенерации S_0 на протяжении ситуационного времени τ_c) определяется задачами:

$$Y = R\left(Z; X; \hat{X}(W; \tau)\right), \quad (2)$$

но

$$\hat{X}(W; \tau) = \hat{X}(\hat{Y}), \quad (3)$$

где Y – оценка выходных характеристик системы – процесса S_0 ,

которая строится на основании $\hat{X}; \hat{X}(\hat{Y})$ при $\hat{X}; \hat{Y}$ – оценках второго порядка,

построенных в предположении, что $Y = \hat{Y}$.

$$Y = R\left(Z; \hat{X}; \left[\hat{Y}, \hat{X}, \hat{X}\left\{\hat{Y}, \hat{X}, \hat{X}^{(n)}(\bullet) \dots \hat{Y}^{(*)}\right\}\right]\right). \quad (4)$$

Исходя из чего итеративная схема (4), включающая экстраполяцию входа и выхода, обрывается из-за ограничений возможностей развития составляющих S_0 со сложной топологической структурой. Поэтому проведение исследований системы-процесса S_0 предполагает установление: тенденции поведения переменных потока S_1, S_2, S_3 при достижении цели.

Функциональное описание системы-процесса теплогенерации задается в виде [6]:

$$S_0 = (T; x; C; Q; y; \varphi; \eta), \quad (5)$$

где T – множество моментов времени (событий);

x – множество значений входных воздействий;

$C = (c; T \rightarrow x)$ – множество допустимых входных воздействий;

Q – множество состояний;

y – множество выходных величин; $Y = (u; T \rightarrow y)$;

$\varphi = (T^I \times T^{II} \times T^{III} \times c \rightarrow Q)$ – переходная функция уровней системы-процесса S_0 ;

η – значение выходной величины.

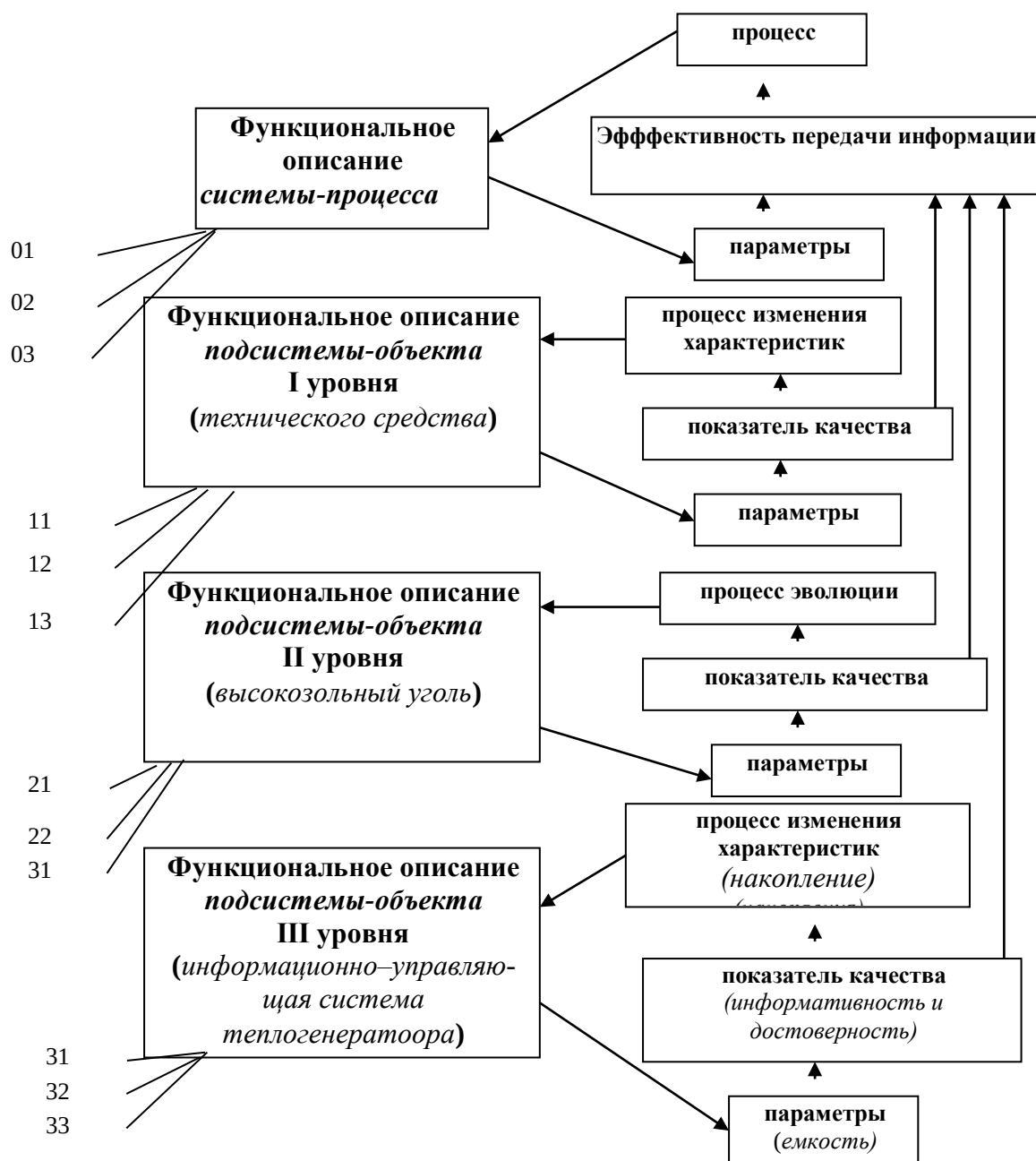
Общее описание системы-процесса (5) охватывает широкий диапазон свойств. Но его практическое применение и интерпретация данных применительно к S_0 относительно сложны, поэтому функциональное описание этого вида систем должно содержать параметры, характеристики и иерархию системы-процесса S_0 .

Принимая, что S_0 выполняет N функций $\psi_1, \psi_2, \dots, \psi_s, \dots, \psi_N$, зависящих от n процессов $F_1^{(1)}, F_2^{(1)}, \dots, F_s^{(1)}, \dots, F_N^{(1)}$, то эффективность системы-процесса теплогенерации в зависимости от назначения теплогенератора оценивается вектором-функционалом [5]:

$$\bar{\Theta}_{l_0} = \Theta_l(\Psi_{l_0}) = \Theta_l(F_1^{(l)}, F_2^{(l)}, \dots, F_n^{(l)}) = \Theta_l(\{F_i^{(l)}\}). \quad (6)$$

$$i = \overline{1, n} \quad l = \overline{1, N}$$

Сложность использования (6) для оценки свойств сложной и типологически слабо развитой системы-процесса теплогенерации предполагает использование критериальной оценки [8].



01, 02 – влияние внешней среды и управляющее действие на систему-процесс в соответствии со сравниваемыми характеристиками I и II подсистем (соответственно 13 и 23) по результатам сравнительной информации III подсистемы 33; 11, 21, 31 – влияние внешней среды соответственно на I, II и III подсистему; 12, 22, 32 – управляющее действие соответственно на I, II и III подсистему.

Рисунок 1 – Иерархическая схема функционального описания характеристик системы-процесса (теплогенерации).

Функциональное описание характеристик системы-объекта S_1 при реализации процесса терморекторного горения определено в [6] и базируется на утверждении, что оно *обслуживает* многофункциональную систему-процесс S_0 , которая показана на

рис.1, и является *контрольной* для функционального описания другой системы-объекта (высокозольного угля) S_2 .

Функция системы-объекта (высокозольного угля) S_2 выполняется, если определяющий параметр – *теплотворная способность*, которая обуславливает предельно допустимую температуру газов $t_{\max}$, является функцией скорости процесса теплогенерации W_n , ситуационного времени теплогенерации τ_c в зависимости от назначения котла l . Вне этих пределов система-объект (высокозольный уголь) необратимо изменяет свои свойства. Зависимости между указанными параметрами (технического средства–теплогенератора) S_1 и S_2 определяются с использованием сплайн-метода [9].

Реализация функционального назначения информационно–управляющей системы теплогенератора S_3 , состоит в объединении характеристик S_1 и S_2 в рамках S_0 .

Если одной из внутренних целей системы-объекта (высокозольного угля) S_1 при внешнем влиянии S_1 является термореакционное горение, то для системы-объекта (теплогенератора) S_2 внутренняя цель состоит в уменьшении влияния на окружающую среду, и система противостоит этому в виде тепловых выбросов. Противодействие внешнему влиянию является использование тепла отводимых газов и, согласно принципа Лешателье [10], выражено в поддержании стабилизирующего процесса *рекуперации* потоков этого тепла, что требует некоторого уменьшения показателя тепловых выбросов, представленного в виде уменьшения удельных потоков потерь потоков тепла в окружающую среду [6]. При соответствии текущей температуры термореакционного горения температуре теплового потока [5] система-объект S_2 становится *малочувствительной* к внешним воздействиям. Пороговыми значениями при этом является введение в определение функции предельной температуры отводимых газов нагревания конвективной поверхности котла $t_r \leq [t_w]$ [12].

Рассматривая *цели* одно-функциональной системы-объекта (технического средства–теплогенератора) S_1 можно отметить, что она имеет сложную, но стабильную морфологию структуры, которая служит для реализации влияния на систему-объект (высокозольный уголь) S_2 в соответствии с заданными условиями - режимами сжигания топлива, на основе определенной теплоэнергетической эффективности котлов «МЕТА-ВЗУ» и “Эффект”. Требования к *структуре* подсистемы II уровня определены в [11], а эффективность в виде критериальной оценки - в [12]. Сравнимость систем-объектов приведены в [10].

Описание эффективности функционирования системы-процесса S_0 предусматривает рациональный путь многоуровневого описания иерархии процесса достижения цели - возможности получения на выходе системы-процесса теплогенерации.

При этом описании многоуровневой иерархии более высокого уровня обеспечивается определением характеристик внутренних свойств $S_0 - F_1$, от которых зависит определение обобщенных и факторизованных переменных низшего уровня S_1 , S_2 и S_3 , описывающих изменение интенсивности термореакционного горения Q при теплогенерации X при условии управляемой компенсации воздействия внешних возмущений активными противодействующими параметрами среды - теплового воздействия в виде параметров: нагревания конвективной поверхности

теплогенератора– b_1 , термореакционного горения– b_2 , изменений информационно–управляющей системы теплогенератора– b_3 , непосредственно направленными против системы снижения ее эффективности F_j при нейтральных элементах - текущей зольности топлива в системе-объекте S_1 c_1 и благоприятствующих параметрах – рекуперации тепла отводимых газов b_4^J [6].

При обрыве иерархии системы-процесса F_i функцией с заданными ограничениями определяющим критерием является показатель качества теплогенерации J [5], который определяет внешние характеристики S_0 . При проектировании теплогенератора он задается функцией с ограничениями (температуры тепловых выбросов):

$$F_{i*} \leq F_i^*([t]) \leq F_i^*. \quad (7)$$

При проведении экспериментов он представлен случайной функцией:

$$F_i^*(c_u; t), \quad q = \overline{1, \chi}, \quad (8)$$

где c_u – случайные коэффициенты потоков тепла, которые формируются при горении, с заданными для них законами распределения теплоемкости внешней среды:

$$c_u = f_q(\mu), \quad (9)$$

где μ – тепловой потенциал.

Снижение ее эффективности противодействующими параметрами среды определяется выражением:

$$F_p^J(b_1; b_2; b_3; b_4^J), \quad m = \overline{1, p}, \quad (10)$$

где b_1, b_2, b_3 - случайные коэффициенты противодействующих параметров среды соответственно нагрева конвективной поверхности теплогенератора, термореакционного горения, изменений информационно–управляющей системы теплогенератора:

$$b_p^J = f_J(p), \quad (11)$$

где p – потенциал тепловых выбросов.

Точность оценки $\{S_0\}$, $\{\bar{\mathcal{E}}_{l_0}\}$, $\{c_u\}$, $\{b_p^J\}$ при проектировании зависят от

числа уровней иерархии системы и от точности представленных параметров системы-процесса на нижнем уровне (системы-объекта), так, что число уровней иерархии систем (и подсистем объектов) зависит от требуемой точности представления выходных данных.

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы. Общие закономерности состояния систем-объектов в системе-процессе тепловой генерации определены на основании функционального описания системы-процесса термореакционного горения в котле "МЕТА-ВЗУ". Использование этого метода позволит выбирать рациональные структуры котла, способы сжигания высокозольных углей, условия использования трудовых ресурсов на стадии проектирования котла.

Список литературы

1. Саблук П.Т. Нова економічна парадигма формування стратегії національної продовольчої безпеки України в ХХІ столітті. // Доповідь на Третіх Всеукраїнських зборах (конгресі) вчених економістів – аграрників 29 – 30 березня 2001 року. – К.: УААН, 2001. – 94 с.
2. Демин А.В. Повышение эффективности использования топлива - энергетических ресурсов в животноводстве и кормопроизводстве // Энергетика животноводческих ферм. Сб. науч. трудов. М.: ВИЭСХ. ВАСХНИЛ, 1982. – С. 18-27.
3. Левин Д.М. Термодинамическая теория и расчет сушильных установок // М.: Пищепромиздат, 1958.
4. Лыков А.В., Михайлов Ю.А. Теория переноса энергии и тепла // Изд. АН БССР, Минск, 1959. – 126 с.
5. Кирницький Р.С. Параметрическая оптимизация технологического процесса термореакционного горения // Сборник научных работ Первомайского НИЦ РЕС, 2001.- С.93-117.
6. Кирницький Р.С. Теоретическое обоснование параметров технологического процесса рекуперации тепла энергии отводимых газов в котлах низкого давления // Сборник научных работ Первомайского НИЦ РЕС, 2000.- С.114-126.
7. Дружинин В.В., Канторов Д.С. Проблемы системотехники // М.: Советское радио, 1976. – 296 с.
8. Кирницький С.Р., Стругай Т.И. Система теплообеспечения камерной сушильной установки для сушки початков кукурузы с теплогенераторов на высокотемпературных углях // “Сучасні інформаційні та енергозберігаючі технології життєзабезпечення людини”, СІЕТ 6-9, Збірник наукових праць, вип. № 6, К.: Фада, 2000. - С. 694-707.
9. Алберг Д., Нильсон Э., Урош Д. Теория сплайнов и ее приложения // Пер. с англ. Под ред. С.Б. Стечкина, М.: Мир, 1972. – 316 с.
10. Калман Дж., Фалб П., Арбаб М. Очерки по математической теории систем // пер. с англ. М.: Мир. – 1971.
11. Кирницький С.Р. Визначення теплової ефективності протічкової сушарки для качанів кукурудзи // “Сучасні інформаційні та енергозберігаючі технології життєзабезпечення людини”, СІЕТ 6-9, Збірник наукових праць, вип. № 6, К.: Фада, 2000. - С. 704-707.
12. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача // М.: Энергия, 1969. – 440 с.

Загальні закономірності стану систем-об'єктів у системі-процесі теплової генерації визначені на підставі функціонального опису системи-процесу термореакционного горіння в котлі "МЕТА-ВЗВ", тепловою потужністю 8-500 кВт. Використання цього методу дозволить вибирати раціональні структури і способи горіння на стадії проектування котла.

The General regularities of the condition of the systems-object in system-process to heat generation are determined on the grounds of functional system definition-process термореакционного combustions in caldrons "SDEEU-HZU" heat power 8-500 kWt. Ispolizovaniye of this method will allow to choose the rational structures and ways of the combustion on stage of the designing caldron.

Получено 3.10.05

Різномасштабні динамічні процеси в мехатронних системах

Розглянуті процеси в мехатронних системах, які розрізняються в масштабах швидкодії на 4..10 порядків. Запропоновано методи порівняльного аналізу і процесів, визначено ряд типових нескінченно швидких процесів та елементи синтезу раціональних процесів у системах мехатроніки.

мехатроніка, динамічна система, швидкодія

Сучасний стан розвитку мехатронних систем потребує розробки і впровадження нових ефективних методів їх теоретичного і експериментального дослідження [1, 2]. Наявні в літературних джерелах [3] методи розрахунку базуються на застосуванні засобів математичних пакетів і часто являються неефективними. Причиною цього є надзвичайна складність процесів, що мають місце в мехатронних системах.

Для підвищення ефективності математичних моделей виконують спрощення моделей шляхом введення логічних умов та обмежень, які відповідають реальним умовам роботи окремих агрегатів мехатронної системи [4]. Найбільш поширеним є традиційний опис процесів введенням в математичну модель суттєвих нелінійностей характеристик (сухого тертя, насичення, тощо) [5]. Але такий підхід до опису процесів не відповідає принципам, які закладені в основу побудови мехатронних систем. Значна різниця швидкодії електронних і механічних пристроїв, які складають мехатронну систему потребує врахування особливостей різномасштабних процесів, що різняться в часі на 4..10 порядків.

В даний час в літературних джерелах відсутня інформація про особливості взаємодії різномасштабних динамічних процесів в мехатронних системах, специфіку їх аналізу та застосування з метою підвищення ефективності роботи систем. Вирішення даної наукової проблеми є актуальним і дає можливість суттєво підвищити якість розробки та аналізу мехатронних систем.

В даній статті наведено результати теоретичних і експериментальних досліджень проведені автором в даному напрямку. Основною метою досліджень є виявлення характерних особливостей (аналіз) різномасштабних динамічних процесів та розробка елементів синтезу процесів у мехатронних системах.

Різномасштабні процеси та їх швидкодія

Мехатронна система має механічну і електричну частини. В механічній частині присутні, зокрема, виконавчі пристрої. Типова мехатронна система має привод у вигляді гідроциліндра, який керується електрогідравлічним гідророзподільником (рис. 1).

Виходом електронної частини системи є сигнал $U(t)$ (рис. 1б), який подається на гідророзподільник. Процес переміщення штока $x(t)$ (рис. 1г), є порівняно повільним у порівнянні з процесами зміни керуючого сигналу $U(t)$ та процесом зміни тиску (рис. 1в) на виході гідророзподільника. Переміщення штока також є повільним процесом у порівнянні з процесом взаємодії штока з упором (рис. 1г) і процесом зміни сили тертя (рис. 1д) при зупинці і зворотному русі штока.

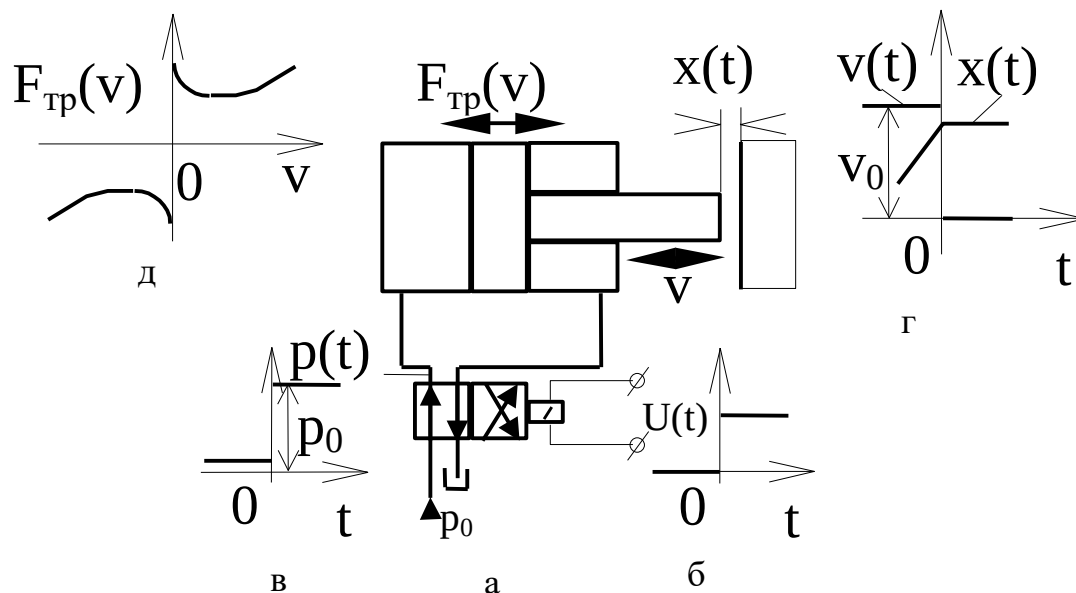


Рисунок 1 - Схематичне зображення типового вузла мехатронної системи (а) та різномасштабні процеси, які в ній протікають: б – нескінченно швидкий процес зміни керуючого сигналу, який формується електронною частиною системи; в – процес середньої швидкодії, який характеризує зміну тиску на виході гідророзподільника при його переключенні; г – графіки зміни параметрів руху штока при його взаємодії з упором; д – нескінченно швидкий процес зміни сили тертя при зміні знака швидкості штока.

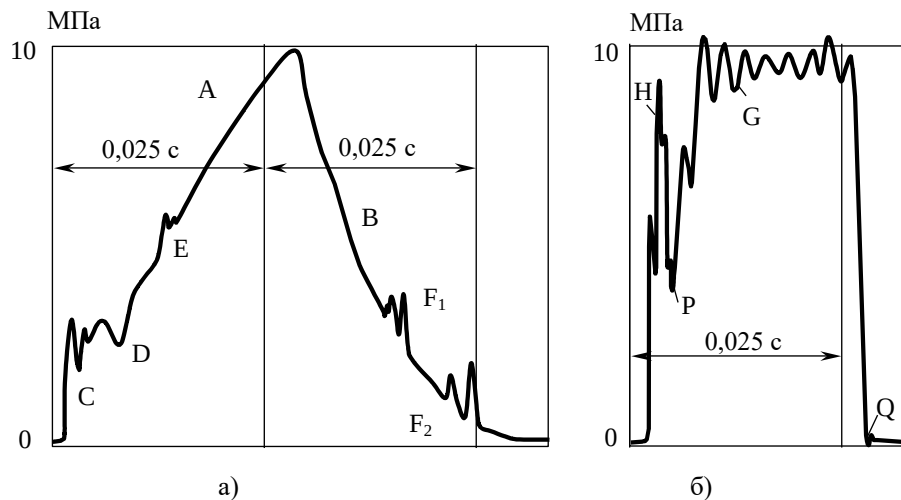
Швидкодія окремого елемента мехатронної системи та процесу, який в ньому протікає, характеризується або часом спрацювання, або характерним значеннями частоти, яке має елемент. В якості характерного значення частоти доцільно взяти полосу пропускання частот окремого елемента [6] або характерну (власну) частоту динамічного процесу, який протікає в елементі мехатронної системи.

Механічна частина мехатронної системи має полосу пропускання частот ω_n порядку 10 Гц. Окремі вузли механічної частини мають полосу пропускання частот близько 100 Гц і вище. Електронна частина мехатронної системи характеризується половою пропускання частот порядку десятка кілогерц – 10 кГц .. 100 кГц і мегагерц – 1 МГц .. 10 МГц. Хоча окремі блоки електронної частини системи мають характерні частоти порядку гігагерц – 1 ГГц і вище.

З метою експериментального обґрунтування методів аналізу і синтезу різномасштабних динамічних процесів проведені експериментальні дослідження виконавчого пристрою мехатронної системи. Схема пристрою відповідає наведеній на рис. 1а. В процесі експериментів визначено зусилля (тиск) на поршні гідроциліндра при його взаємодії з упором.

Експериментальні дослідження проведені для потужного виконавчого привода у вигляді гідроциліндра з діаметром поршня 160 мм, який керується швидкодієвим гідравлічним струменевим розподільником високого тиску 5..25 МПа. Час переключення такого розподільника складає 1..5мс. Експериментальні дослідження полягали у вимірах процесу зміни тиску в поршневій порожнині гідроциліндра, який взаємодіє з упором при переключенні гідророзподільника і подачі рідини під тиском в поршневу порожнину гідроциліндра.

Виміри здійснено при різних положеннях регульованого упора, що обумовило суттєво різні об'єми робочої (поршневої) порожнини гідроциліндра (рис. 2).



а – об'єм порожнини гідроциліндра 1500см³; б – 255см³

Рисунок 2 - Експериментально визначені процеси зміни тиску в поршневій порожнині гідроциліндра, шток якого взаємодіє із упором

Процеси зміни тиску наведені на рисунках є порівняно швидкими для гідропривода. Загальний час процесів складає 0,025с та 0,05с. Більш повільний процес (див. рис. 2а) має чітко виражену основну плавно змінну (аперіодичну) складову, що зображена у вигляді плавних кривих А і В. Основна складова процесу має час спрацювання порядку 0,03с.

На основну складову накладено більш швидкі процеси. На початку процесу простежується коливальна складова процесу С, яка затухає в інтервалі часу близько 0,003с, що в десять разів менше часу основного процесу. Коливальна складова процесу С має характерну частоту порядку 103 Гц. Подібну швидкодію мають також коливальні складові процесу F1 і F2, які мають характерні частоти порядку 103 Гц. Ще більш швидкою є коливальна складова процесу Е. Характерна частота даної складової знаходиться в межах 2·103..104Гц. Складова процесу D є більш повільною. Її характерна частота знаходиться в межах 280..320Гц.

Процес наведений на рис. 2а допускає розділення своїх складових як по швидкодії так і по характеру складових (аперіодичні та коливальні). В даному випадку має місце суперпозиція складових процесу.

Процес наведений на рис. 2б є більш складним. В ньому відбувається взаємодія (інтерференція) складових. Основна складова має вигляд коливального процесу G з характерною частотою порядку 103 Гц. З нею взаємодіє більш високочастотна складова, яка проявляється у ділянці процесу Р із чітко вираженими пульсаціями з частотами 2·103..104 Гц.

В подальшому дана складова процесу затухає тобто відбувається дифузія складової. В даному процесі має місце підсилення (кумуляція) розмаху коливальних на ділянці Н. В процесі також спостерігається суттєво високочастотна складова Q з характерною частотою 104..105 Гц.

Порівняння різномасштабних динамічних процесів

Процеси з різними масштабами швидкодії порівнюються між собою та із деякими базовими процесами. В якості базового процесу $x = x(t)$ приймається механічний процес середнього масштабу швидкодії (ω_p порядку 10 ..104 Гц). Цей процес визначає рівномірний механічний рух, який найбільш зручно інтерпретувати рухом стрілок годинника.

Порівняння швидкості росту (швидкодії) та величини двох процесів y і x ілюструється графічно на площині послідовних змін стану системи двох процесів (рис.3).

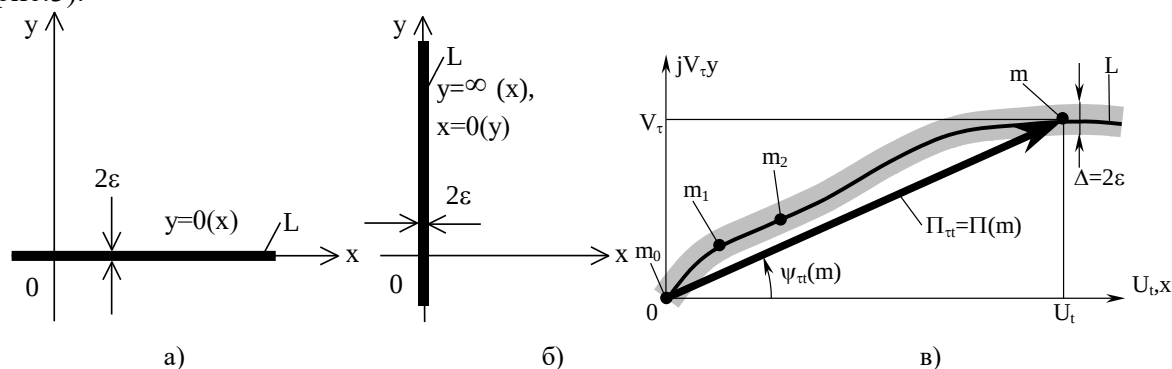


Рисунок 3 - Площина послідовних змін стану системи двох процесів y і x :
а – процес y є нескінченно малим у порівнянні з процесом x ; б – процес y є нескінченно швидким у порівнянні з процесом x ; в – процеси x і y є порівнянними, тобто мають один масштаб

Лінія L та полоса $2\epsilon = \Delta$ встановлює в графічному вигляді взаємний зв'язок процесів x і y (рис. 3в).

Для опису взаємного зв'язку процесів використовується міра зв'язку m , яка змінюється послідовно: $m=m_0, m_1, m_2, \dots, m, \dots, \infty$

Якщо масштаби швидкодії процесів є різними, міра взаємного зв'язку процесів являє собою величину, подібну до часу. Її можна трактувати як віртуальний час. Віртуальний час для процесів із однаковими масштабами швидкодії співпадає із звичайним часом.

В загальному випадку віртуальний час змінюється інакше ніж звичайний час. Він може сповільнюватись або пришвидшуватись відносно звичайного часу. Мають місце випадки, коли віртуальний час буде від'ємним, тобто процес буде проходити в часі в зворотному напрямку від майбутнього до минулого. Це звичайно справедливе лише для процесів з непорівняними масштабами швидкодії.

В кожній точці з мірою зв'язку m взаємне співвідношення процесів характеризується значенням процесів x і y (рис.3в).

Порівняння швидкості росту та величини двох процесів характеризується співвідношеннями їх приростів. Інтегральні прирости визначають приріст процесу від точки з мірою $m=m_0$ до точки m і складають U_t і V_τ . Відношення інтегральних приростів характеризується радіусом-вектором $\vec{\Pi}_\tau = \vec{\Pi}(m)$. Кутове положення радіуса вектора визначено у вигляді $\psi_\tau = \arctg \frac{V_\tau}{U_t}$. Модуль радіуса вектора $\Pi(m)$ зв'язаний із

поточними значеннями приростів процесів співвідношенням $\Pi(m) = \sqrt{U_t^2 + V_\tau^2}$.

З використанням комплексних чисел одержимо комплексне значення вектора взаємного зв'язку(порівняння) двох процесів у вигляді

$$\Pi_\tau(jm) = \Pi(m)e^{j\psi_\tau(m)}, \quad j = \sqrt{-1}.$$

Вектор взаємного зв'язку служить для порівняння двох процесів. Порівняння здійснюється по величині аргументу комплексного вектора: якщо процеси x і y є порівняними, то $0 < \psi_\tau < \frac{\pi}{2}$ (для першого квадранта площини), якщо процес $y=0(x)$, то значення аргументу $\psi_\tau \approx 0$ і маємо процес y нескінченно малий в порівнянні з

процесом x (для даного значення міри взаємного зв'язку m), якщо процес $y = \infty(x)$, то значення аргументу $\psi_{\tau} \approx \frac{\pi}{2}$ і маємо процес y нескінченно швидкий в порівнянні з процесом x .

Типові нескінченно швидкі процеси

В мехатронних системах мають місце нескінченно швидкі процеси різних видів. З метою аналізу процесів виділені характерні нескінченно швидкі процеси, зокрема: обмежені та необмежені процеси; аперіодичні та коливальні; симетричні та косиметричні; додатньо визначені та знаковмінні; періодичної та неперіодичної дії, зокрема, процеси з нескінченно малим та нескінченно великим періодом; монотонні та розривні; однозначні та багатозначні.

Графіки деяких типових процесів наведено на рис.4.

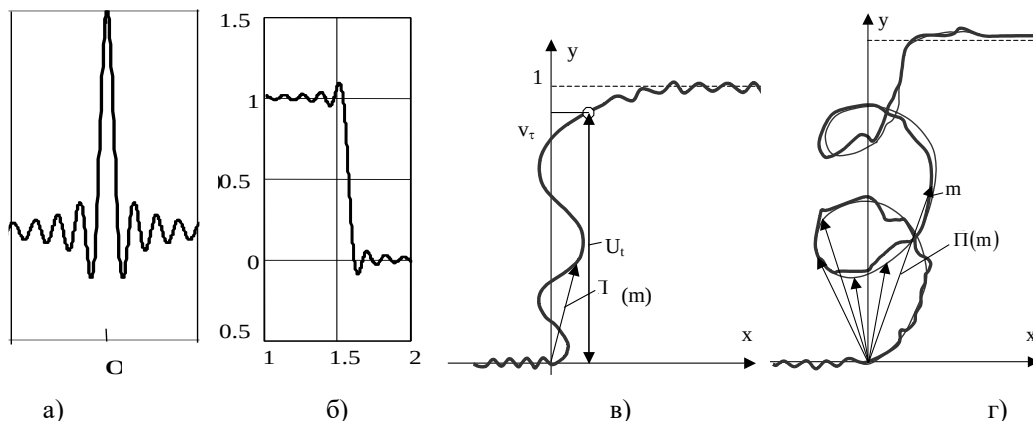


Рисунок 4 - Типові обмежені нескінченно швидкі процеси: а – симетричний коливальний; б – косиметричний; в - багатозначний; г – петлеподібний нескінченно швидкий процес.

Елементи синтезу нескінченно швидких процесів

Нескінченно швидкі процеси в мехатронних системах враховуються з метою підвищення точності математичного моделювання систем. Математичне моделювання дає можливість розробити раціональні та оптимальні закони керування в мехатронних системах. При математичному моделюванні ставиться задача поетапного ускладнення математичної моделі. Одним із перспективних напрямків вирішення даної проблеми є синтез динамічних моделей процесів, які реалізують різномасштабні процеси в мехатронних системах. Розроблено ряд методів синтезу різномасштабних процесів, зокрема: метод суперпозиції процесів, який полягає в складенні незалежних процесів; інтерференція процесів близьких масштабів із одержанням результуючого процесу із особливими властивостями; ротація процесів, коли в певному часовому проміжку група нескінченно швидких процесів періодично змінює свій склад і конкретний результат дії кожного складового процесу; конвертація процесів, яка приводить до заміни одного процесу на інший, якісно відмінний від попереднього; трансформація процесів, яка приводить до зміни параметрів, що впливає на вид і характер нескінченно швидкого процесу; кумуляція нескінченно швидкого процесу, яка полягає в різкому підсиленні його певної властивості за рахунок зниження якісних показників інших властивостей; циркуляція нескінченно швидких процесів, яка полягає у циклічній зміні двох і більше процесів; ініціалізація процесу, яка супроводжується його розвитком по причині несуттєвих зовнішніх збурень; генерація, що полягає у породженні одного або кількох процесів під дією ситуативних умов і необхідних обставин; розщеплення (розгалуження) нескінченно швидкого процесу на ряд складових по кушовій або розгалуженій схемі; сходження (злиття) набору процесів у один або кілька більш загальних ніж вихідні процеси; дифузія (згасання) процесу під дією об'єктивних чинників.

Вказані методи синтезу реалізовані при моделюванні мехатронних систем, зокрема мехатронної системи, яка описується лінійним диференціальним рівнянням 160 порядку.

В лінійній мехатронній системі має місце принцип суперпозиції. Тому основним методом синтезу вибрано суперпозицію процесів. По причині похибок розрахунку і графічного виводу інформації на розрахунковому процесі простежується ротація процесів різних масштабів та послідовне поглинання нескінченно швидких процесів (рис.5).

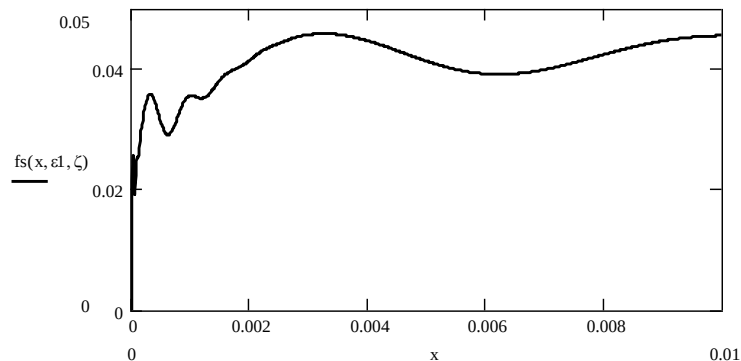


Рисунок 5 - Результати синтезу різномасштабних процесів, які виникають в лінійній мехатронній системі

Встановлено, що в мехатронних системах мають місце різномасштабні динамічні процеси, які розрізняють по швидкості протікання в $10^4..10^{10}$ раз, розроблені методи порівняння різномасштабних процесів.

Запропоновано розрізняти аперіодичні і коливальні процеси, обмежені та необмежені процеси, симетричні та кососиметричні однозначні та багатозначні процеси. На основі цього здійснено аналіз нескінченно швидких перехідних та нескінченно малих періодичних процесів у мехатронних системах.

Розроблена методика синтезу різномасштабних динамічних процесів у мехатронних системах, яка базується на застосуванні різних способів синтезу, зокрема, суперпозиції, інтерференції, ротації, конвертації, циркуляції, генерації та дифузії різномасштабних процесів.

Як напрямок подальших досліджень рекомендується розробка цілісної системи дослідження різномасштабних процесів у мехатронних системах, визначення базових (превалюючих) масштабів процесів, суттєвих та несуттєвих різномасштабних процесів.

Список літератури

1. Егоров О.Д., Подураев Ю.В. Конструирование мехатронных модулей. – М.: Высш. Шк., 2004. – 360с.
2. Спыну Г.А., Шевченко А.В, Мехатроника в машиностроении.// Вестник НТУУ КПИ, №40, 2001, С. 216-226.
3. Гульяев А. Имитационное моделирование в среде Windows. – С-Пб.: КОРОНАпринт, 1999. – 288с.
4. Складаревский А.Н. Динамические процессы в электрогидравлическом следящем приводе с эталонной моделью // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. Запоріжжя. – 2002-№1. – С.99-102.
5. Попович М.Г., Ковальчук О.В. Теорія автоматичного керування. – К.: Либідь, 1997. – 544с.

В статье рассматриваются процессы в механотронных системах, которые различаются в масштабах скорости на $4...10$ порядков. Предложен метод сравнительного анализа и процессы, определен ряд типовых бесконечно быстрых процессов и элементы синтеза рациональных процессов в системах механотроники.

In the article the processes in the mechanotronic systems which differentiate in the scales of speed on $4...10$ orders are examined. The method of comparative analysis and processes are offered, the row of model infinitely rapid processes and elements of synthesis of rational processes in the systems of mechanotronics are defined.

Одержано 1.10.05

Методика обґрунтування середньої кількості насінин, які при проходженні вертикального каналу із раціональною швидкістю зустрічного потоку втратять рівновагу та в результаті потраплять до наелектризованої бічної стінки для запропонованого способу вирішення проблеми підготовки насінного матеріалу шляхом сепарування

У статті наведена розроблена методика теоретичного обґрунтування одного з параметрів запропонованого способу сепарування - середньої кількості насінин, що при сепаруванні будуть віднесені з фракції II до фракції III. Запропоновані способи сепарування насінин у повітряних потоках є вдосконаленими варіантами відомого способу сепарування у горизонтальному повітряному потоці.
сепарування, горизонтальний повітряний потік, фракція, питомо-легкі насінини

З метою збільшення врожайності с.-г. культур необхідно впроваджувати сучасні інтенсивні та прогресивні технології. Такі технології потребують підготовки якісного насінного матеріалу, що є основою високих врожаїв.

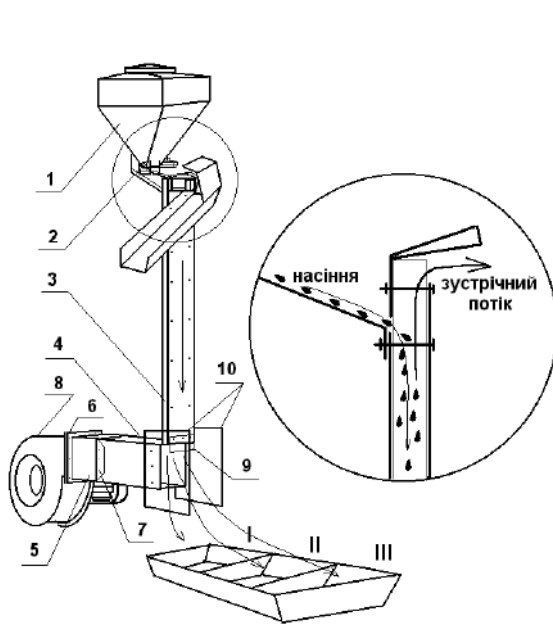
Якісний насіннєвий матеріал отримують шляхом відбору із загальної маси тільки насінин із цінними біологічними властивостями. Використання для сівби таких насінин дозволяє за рахунок збільшення енергії проростання отримати дружні сходи, та в результаті збільшити загальну врожайність на 1.5...2.0 ц/га (для соняшника).

У зв'язку з відсутністю досконалих способів та засобів для проведення сепарування, постає актуальна проблема розробки нових та вдосконалення існуючих способів та засобів сепарації для відбору насінин із цінними насінними якостями. Нові засоби сепарації повинні відбирати насіння із мінімальними втратами біологічно-цінних насінин, забезпечивши найефективніше вирішення проблеми підготовки насінного матеріалу.

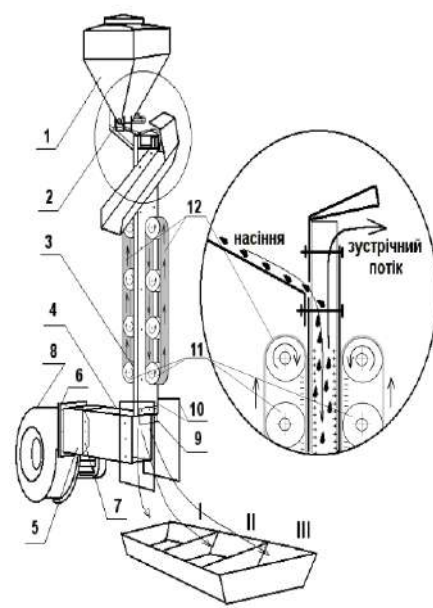
Найбільш перспективним для вдосконалення є сепаратор, що має найменшу енергоємність - сепаратор у горизонтальному повітряному потоці типу "Тріумф". Для його нормального функціонування на початку 40-х років було достатньо дві людини. Отже, за базовий для вдосконалення спосіб нами було взято саме такий спосіб сепарування насінин - у горизонтальному потоці.

Видатні вітчизняні вчені - Заїка П.М, Котов Б.І., Шабанов П.А., розробили та досліджували нові засоби для сепарації насінин у повітряних потоках. У той час завдання вдосконалення найменш енерговитратного способу сепарування у горизонтальному потоці було залишене поза їх та інших увагою [1-3].

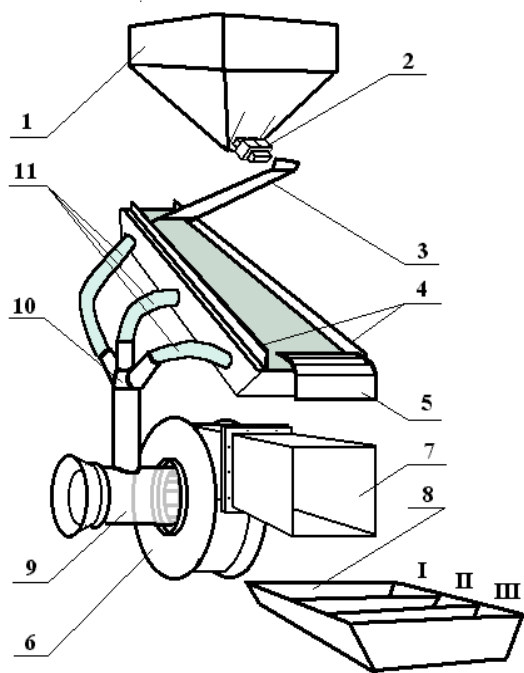
Нами запропоновані [4,5], розроблені та виготовлені сепаратори за новими у технічному плані способами сепарування, показані на рис.1(а - г).



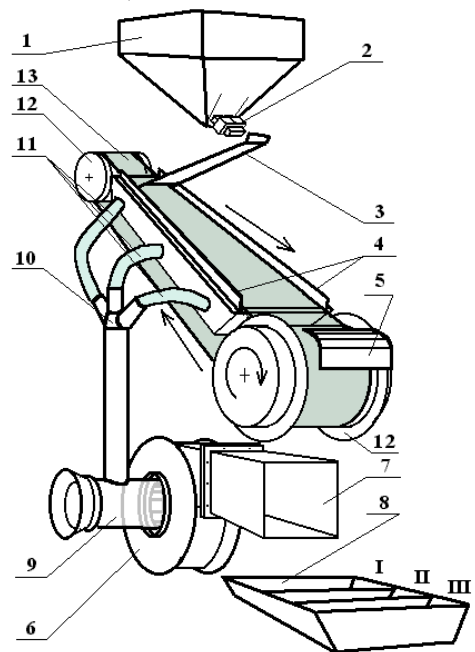
а)



б)



в)



г)

Рисунок 1 - Схема запропонованих засобів вирішення проблеми підготовки насінного матеріалу

У основу збільшення якості поділу нами поставлено реалізацію наукової гіпотези, згідно з якою, необхідно забезпечити встановлення вертикальної швидкості насінин, при входженні у основний горизонтальний потік, у залежність від їх питомої ваги (в основному) та аеродинамічних особливостей геометричної форми їх поверхні. Оскільки запропонований спосіб сепарування (див. рис. 1(б)) відрізняється від розробленого раніше [5] (див. рис.1(а)) кращими якостями насінин у фракції II, то необхідно розробити теоретичну методику обґрунтування його раціональних параметрів.

Для обґрунтування параметрів насінин у фракції II після сепарування необхідно визначити середню кількість насінин, що в результаті втрати рівноваги (хаотичного обертання при взаємодії із зустрічним потоком у вертикальному каналі 3 за рис.1(б)) та тимчасового залипання до бічних стінок із електричним зарядом, буде вилучена з фракції II до фракції III. При роботі такого способу сепарування, частина питоמו-легких насінин при проходженні вертикального каналу із раціональною швидкістю зустрічного потоку 4...5 м/с ($V=0.9...1.0V_{кр}$, див. підрозділ 4 [5]) втрачає рівновагу і починає хаотично обертатись навколо власної вісі, та рухатися по перерізу каналу. В результаті питоמו-легкі насінини, що втратили рівновагу, потрапляють до бічних стінок вертикального каналу де під дією електростатичного поля притягуються до них, додатково зменшуючи за рахунок тертя об поверхню стінок величину власної вертикальної швидкості. В результаті такі питоמו-легкі насінини відносяться до бункеру фракції III, забезпечуючи у бункері фракції II насінини другого сорту, придатне для підсівання та використання у якості резерву насінного матеріалу.

Властивість насінини втрачати рівновагу при русі у зустрічному потоці всередині вертикального каналу визначається в основному тим, наскільки власна критична швидкість насінини відрізняється від швидкості зустрічного потоку (з урахуванням набутої насіниною власної величини вертикальної швидкості). Отже найбільш питоמו-легкі насінини практично усі втратять рівновагу, оскільки раціональна швидкість зустрічного потоку за величиною практично співпадає з їх критичною швидкістю. Тобто, імовірність втрати рівноваги для таких насінин становить $P_{вр} \approx 1$, у той час як для найбільш питоמו-важких з $V_{кр}=8...11$ м/с, при раціональній швидкості зустрічного потоку $V=4...6$ м/с, імовірність $P_{вр} \approx 0$.

Для з'ясування залежності імовірності втрати насінинами рівноваги, у процесі руху вертикальним каналом із зустрічним потоком раціональної швидкості, від їх питомої ваги використаємо наступну методику.

Узявши усереднені параметри насінини ($k=k_{ср}$, $F=F_{ср}$) користуючись рівняннями (3.11) та (3.12) [5], збудуємо криву залежності теоретичної величини вертикальної швидкості насінин, зображену на рис. 2 (1), при випаданні з вертикального каналу довжиною $L_{тр}=1.5$ м, від їх власної ваги насінин (тобто від параметрів фракції m_x та σ), як показано на рис. 2 (а).

Збудуємо за допомогою апроксимуючої функції, яка за критерієм Фішера для 1% рівня значущості описує отриманий експериментальним шляхом графік залежності часу польоту вертикальним каналом $L_{тр}=1.5$ м (див. рис. 4.7 [5]) та нанесемо на той самий графік на рис. 2 (2). Аналізуючи розміщення кривих часу руху насінин на рис. 2 (б), припустимо, що значна різниця у часі проходження питоמו-легкими насінинами вертикального каналу довжиною $L_{тр}=1.5$ м між експериментальною (2) та теоретичною (1) кривими утворюється за рахунок того, що питоמו-легкі насінини при близькій до критичної найбільш питоמו-легких насінин швидкості зустрічного потоку (4...5 м/с) втрачають рівновагу, тобто хаотично обертаючись навколо своєї осі, підставляють зустрічному потоку більшу, ніж у зорієнтованому положенні, середню площу міделевого перерізу насінини.

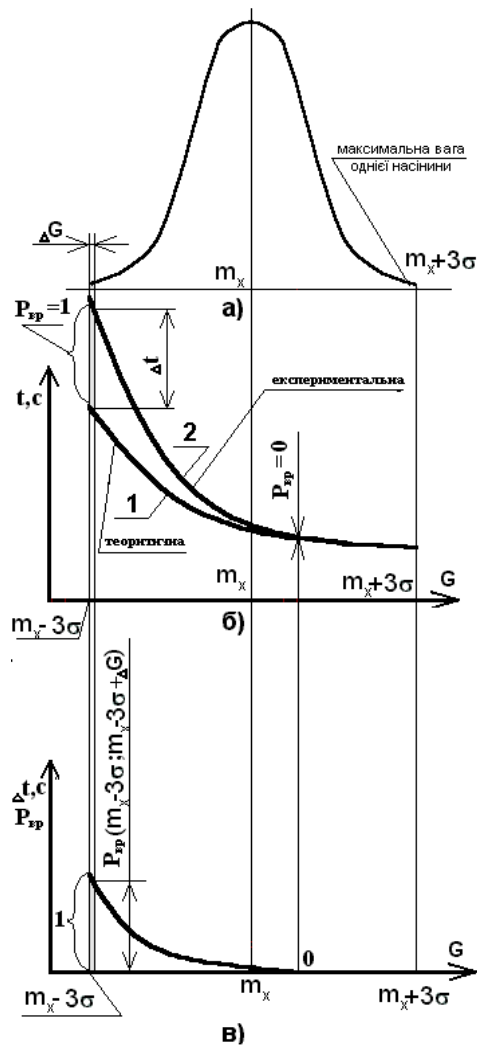


Рисунок 2 - Графіки, що пояснюють методику визначення середньої кількості насінин, які при проходженні вертикального каналу втратять рівновагу

значення теоретичної кривої (1) отримаємо графік залежності різниці між експериментальними і теоретичними даними часу руху вертикальним каналом від власної ваги насінин (тобто від параметрів фракції m_x та σ) на рис. 2 (в).

Оскільки при 10-кратних експериментальних вимірюваннях часу руху вертикальним каналом кожної окремо узятої насінини різної питомої ваги, за результатами яких збудовано графік (2) на рис. 2(б), прибавка часу польоту складала 100% для найбільш пито-мо-легких насінин, котрі в усіх 10 дослідів втратили рівновагу. Пито-мо-легкі насінини із більшою власною вагою з 10 дослідів втратять рівновагу наприклад у 3 дослідів, а отже прибавка часу згідно експериментальних даних по відношенню до теоретичних, для такої насінини становитиме 30%.

Тобто з припустимою для практики точністю ми можемо прийняти різницю між експериментальними та теоретичними значеннями для кожного значення власної ваги окремо узятої насінини за імовірність втрати нею рівноваги $P_{вр}$.

Дамо приріст ваги найбільш пито-мо-легким насінинам $\Delta G \rightarrow 0$ від значення $(m_x - 3\sigma)$, в результаті ми отримали ділянку $(m_x - 3\sigma; m_x - 3\sigma + \Delta G)$.

Кількість насінин на ділянці $(m_x - 3\sigma; m_x - 3\sigma + \Delta G)$, тобто імовірність їх потрапляння на цю ділянку $P_{втр.1}$.

$$P_{emp.1} = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{m_x-3\sigma+\Delta G} e^{-\frac{(m_x-3\sigma+\Delta G-m_x)^2}{2\sigma^2}} dx - \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{m_x-3\sigma} e^{-\frac{(m_x-3\sigma-m_x)^2}{2\sigma^2}} dx =$$

$$= \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{m_x-3\sigma+\Delta G} e^{-\frac{(\Delta G-3\sigma)^2}{2\sigma^2}} dx - \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{m_x-3\sigma} e^{-\frac{(-3\sigma)^2}{2\sigma^2}} dx \quad (1)$$

З іншого боку, імовірність втрати рівноваги насінинами ділянки ($m_x-3\sigma$; $m_x-3\sigma+\Delta G$) визначається як різниця між експериментальним та теоретичним значенням часу польоту вертикальним каналом за формулою $P_{втр.2}$.

$$P_{emp.2} = F_e \left(m_x - 3\sigma + \frac{\Delta G}{2} \right) - F_m \left(m_x - 3\sigma + \frac{\Delta G}{2} \right), \quad (2)$$

де F_e - апроксимуюча функція експериментального графіку 4.7 [5].

$$F_e = 0.4863622 * \exp \left(\frac{13.58347 * V_{cp}}{m_x - 3\sigma + \frac{\Delta G}{2}} \right), \quad (3)$$

де V_{cp} - середнє значення об'єму насінини у сепаруємій фракції;

F_m - теоретична функція, визначена шляхом апроксимації результатів розрахунку швидкості насінин на виході з вертикального каналу (3.11) [5] довжиною $L_{тр}=1.5$ м на інтервалі власної ваги насінини ($m_x-3\sigma$; $m_x+3\sigma$).

Визначимо кількість насінин на ділянці ($m_x-3\sigma$; $m_x-3\sigma+\Delta G$), які втратили рівновагу, через імовірність $P_{вр}$:

$$P_{вр} = P_{втр.1} * P_{втр.2}, \quad (4)$$

де $P_{втр.1}$, $P_{втр.2}$ - величина імовірностей за рівняннями (1) та (2).

Проінтегрувавши формулу (4) на ділянці ($m_x-3\sigma$; $m_x+3\sigma$) отримаємо загальну кількість насінин, що втратять рівновагу при проходженні вертикального каналу із зустрічним потоком раціональної швидкості.

$$P_{ep} = \int_{m_x-3\sigma}^{m_x+3\sigma} (P_{emp.1} * P_{emp.2}) * dx, \quad (5)$$

або у повному вигляді:

$$P_{ep} = \int_{m_x-3\sigma}^{m_x+3\sigma} \left(\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{m_x-3\sigma+\Delta G} e^{-\frac{(\Delta G-3\sigma)^2}{2\sigma^2}} dx - \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{m_x-3\sigma} e^{-\frac{(-3\sigma)^2}{2\sigma^2}} dx \right) * \left(0.4863622 \exp \left(\frac{13.58347 V_{cp}}{m_x - 3\sigma + \frac{\Delta G}{2}} \right) - F_m \left(m_x - 3\sigma + \frac{\Delta G}{2} \right) \right) dx, \quad (6)$$

Користуючись розробленою методикою можливо вирахувати середню вагу 1000 насінин у бункері фракції II.

Задаючись агрономічними вимогами до насіннєвого матеріалу фракції II можливо визначити геометричні параметри бункера фракції II (відстань встановлення) для запропонованого сепаратора (див. рис. 1(б)).

За результатами проведених досліджень можна зробити наступні висновки.

Розроблена методика теоретичного обґрунтування середньої кількості питоמו-легких насінин, яка при сепаруванні буде в результаті втрати рівноваги вилучена із фракції II до фракції III дозволяє при її використанні обґрунтувати геометричні параметри (відстань встановлення) бункеру фракції III.

Розроблена методика дозволяє, користуючись статистичними даними сепаруємої фракції насінин (m , σ) та потрібною за агровимогами вагою 1000 насінин фракції III з максимальною точністю визначити також середню вагу питоמו-легких насінин фракції III.

Список літератури

1. Котов Б.І. Перспективи розвитку конструкцій зернонасінноочисної техніки // Конструювання, виробництво та експлуатація с.-г. машин.— Кіровоград, 2001.—Вип. 31.—С. 110-111.
2. Котов Б.І. Тенденції розвитку конструкцій машин та обладнання для очищення та сортування зерноматеріалів // Конструювання, виробництво та експлуатація с.-г. машин / Кіровоград, 2000.— Вип. 33.— С. 53-60.
3. Ермак В. Обоснование рациональных параметров встречного воздушного потока при сепарации семян подсолнечника в вертикально-горизонтальном воздушном потоке // 36. наук. праць Луганського національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. — Луганськ: ЛНАУ.— №17 (29). - С. 59-61.
4. Патент України №34040. Спосіб сепарування та пристрій для його реалізації (варіанти). Заявлено 18.05.1999. Опубл. 15.08.2003. в №8.
5. Ермак В.П. Обґрунтування способу сепарування насінин соняшника в повітряних потоках. Дис... канд. техн. наук. - Луганськ: ЛНАУ, 2003. -166с.

В статті приведена розроблена методика теоретичного обґрунтування одного з параметрів проведеного способу сепарування - середнього количества семян, которые при сепарировании будут отнесены с фракции II к фракции III. Предложенные способы сепарирования семян в воздушных потоках есть усовершенствованными вариантами известного способа сепарирования в горизонтальном воздушном потоке.

The developed method of theoretical ground of one of parameters of the offered method of separating is resulted in the articles - middle amount of seed which at separating will be delivered from faction II to faction III. The offered methods of separating of seed in the currents of air are the improved variants of the known method of separating in the horizontal current of air.

Отримано 2.03.05

Сучасні конструкції щілинорізів та напрямки їх удосконалення

В статті розглянуті конструкції пасивних та активних робочих органів для глибокого обробітку ґрунту, їх переваги та недоліки. Аналіз конструкцій свідчить, що найбільш перспективними є віброударні механізми, які враховують фази деформації ґрунту автоматично.

щілинорізи пасивної та активної дії, деформація ґрунту, віброударні механізми

Щілювання в системі операцій по обробітку ґрунту в останні роки привертає увагу дослідників. Цьому можна знайти пояснення. Зі зниженням загальної культури агротехніки та землеробства агротехніка в господарствах практично відкинула щілювання як засіб, який "зорово" не приносить відчутних результатів. Однак це хибна думка.

Використання в сільському господарстві важких тракторів та агрегатів призводить до все більшого ущільнення ґрунту. Не останню роль в підвищенні щільності ґрунту відіграє застосування полицевого обробітку та утворення плужної підшви.

Так, корпус плуга розпушує верхній шар ґрунту до щільності $1,05 - 1,15 \text{ г/см}^3$, а вже на глибині $25 - 35 \text{ см}$, тобто під корпусом плуга, значення об'ємної щільності досягають $1,25 - 1,45 \text{ г/см}^3$, тобто перевищують потенціальну спроможність проходження коренів культури до більш глибоких шарів ґрунту. Результатом цих процесів є зниження родючості ґрунту, виникнення водної та ґрунтової ерозії.

Все частіше на наших полях проявляється явище знесення верхнього шару ґрунту після значних опадів або навесні при таненні снігу. Якщо поле має горизонтальний профіль, то надмірна кількість вологи без природного дренажу викликає затвердіння родючого шару ґрунту і загнивання рослин, які в ньому вирощуються. Значно погіршується повітряний режим та мікроклімат кореневої системи, ґрунтових бактерій та організмів.

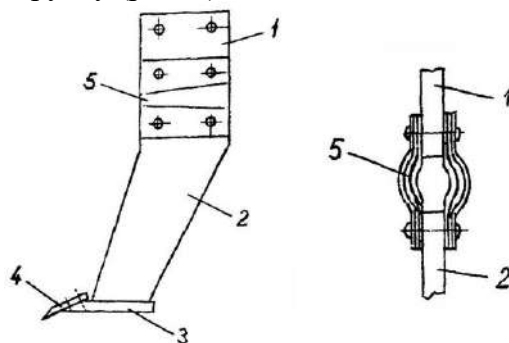
Нарізання глибоких щілин в ґрунті не тільки усуває плужну підшву, а й сприяє швидкому проходженню вологи в нижні горизонти, зменшуючи водну ерозію. При нестачі вологи має можливість швидко підніматися з глибини до коренів рослин, таким чином зменшуючи нерівномірність вологопостачання.

Одним з пріоритетних напрямків подальшого розвитку щілинорізів та глибокорозпушувачів є зменшення їх питомої енергоємності. Вирішенням цієї задачі займався багато дослідників. В основному проводилась оптимізація робочого профілю стояків, геометричних параметрів долота, наральника, розміщення робочих органів по ширині та довжині і ін.

Поряд з цим формувалася теорія інтенсифікації динамічності щілинорізів, в тому числі вібраційної дії на ґрунт. Цими питаннями займалися Дубровський О. О. [1], Верняєв О. В. [2]. Фундаментальні основи такого процесу заклали доктори технічних наук Є. В. Александров, В. Б. Соколинський [1], Василенко М. В. [3], Бабицький В. І. [4], А. А. Кобринський [5] та ін. Основна мета проведених досліджень — розгляд фізики деяких явищ удару, пов'язаних з передачею енергії.

В результаті досліджень було зроблено висновок – використання явища вібраційної та віброударної дії робочих органів на ґрунт забезпечує зменшення затрат енергії та покращення якості обробітку.

Найбільш простим було застосування штучної вібрації робочих органів з використанням пружних механізмів, які встановлювали на стояках [6]. Тут стояк був розділений на дві частини, які з'єднувались між собою пружними елементами змінної криволінійної форми і кількість їх передбачалась змінною в залежності від фізико-механічних властивостей ґрунту (рис. 1).



1 і 2 – верхня та нижня частина стояка відповідно; 3 – п'ятка; 4 – долото; 5 – пружний елемент.

Рисунок 1 - Ґрунтообробний робочий орган з пружним елементом

Верняєв О. В. [7] запропонував використовувати вібраційний процес при роботі культиваторів і своїми дослідженнями підтвердив доцільність та високу ефективність таких конструкцій (рис. 2).

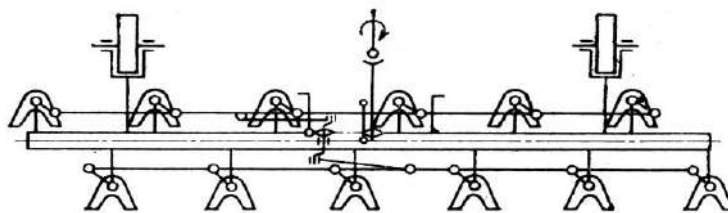


Рисунок 2 – Схема культиватора з активними робочими органами.

В 60-80-хх рр. XX ст. проведено дослідження вібраційних глибокорозпушувачів, в основі яких лежить використання віброуючого долота або всієї лапи, які здійснюють коливання в вертикальній площині. Джерелом створення коливань вибирався механічний привід, рідше гідравлічний або пневматичний. Розроблені конструкції знайшли обмежене застосування в меліорації та будівництві.

Бабицький Л. Ф. в своїх дослідженнях [8] фактично започаткував новий напрямок розвитку ґрунтообробних робочих органів. Автором запропоновано біонічні передумови для аналітичного обґрунтування нового принципу багатоконтактно-ударної дії на ґрунт.

В розроблених ним конструкціях глибокорозпушувачів був реалізований принцип врахування фаз деформації ґрунту при його рихленні. Основним робочим елементом таких конструкцій є багатоконтактно-ударний механізм (рис. 3).

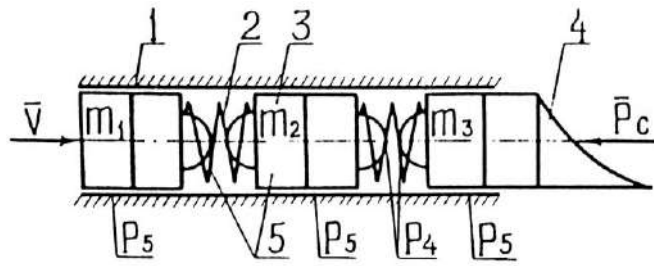


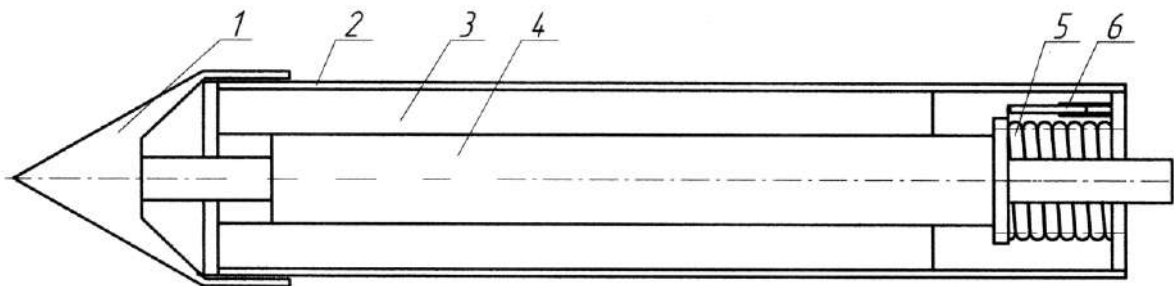
Рисунок 3 – Багатоконтактно-ударний механізм

Багатоконтактно-ударний механізм складається зі співвісно розміщених у циліндричному корпусі 1 пружних елементів 2, розділених між собою жорсткими ланками 3, і деформатора ґрунту 4.

Такий механізм, завдяки великій рухомості, враховує співвідношення всіх фаз деформації і руйнування ґрунту в часі, а також створює умови для виникнення автоколивань. Реагуючи на мінливість стану ґрунту, представлений віброударний механізм варіює ступенем вільності, зменшуючи його в фазі стискування від n , що дорівнює кількості віброударних ланок, до одиниці в кінці цієї фази. У фазі руйнування ґрунту його ступінь вільності, навпаки, послідовно збільшується від одиничного значення до n .

Проте застосування такого механізму доцільне лише в ґрунтовому середовищі з високою нерівномірністю агрегатного складу, тобто при поверхневому обробітку. При збільшенні глибини обробітку нерівномірність ґрунту зменшується і віброударний механізм "замикається", перетворюючись на звичайний пасивний робочий орган.

З метою усунення цього недоліку нами пропонується ввести в конструкцію глибокорозпушувача активний елемент, який призначений для створення удару в певний момент часу з силою, достатньою для сколювання ґрунту. Схема такого пристрою подана на рис. 5.



1 – конус; 2 – корпус; 3 – електрична обмотка; 4 – стальне осердя; 5 – пружина;
6 – рухомий контакт.

Рисунок 5 - Електромагнітний вібратор

В такому робочому органі під час руху в ґрунті на конус 1 діє сила опору ґрунту і зсуває осердя 4, також стискаючи і пружину 5. В момент виникнення найбільших напружень в ґрунті замикається рухомий контакт 6 і в електричну обмотку 3 подається струм, дія якого спричиняє різкий рух осердя.

Очевидно, що область використання такого механізму не залежить від щільності ґрунту та від рівномірності його структурного складу.

З метою перевірки робочих характеристик були проведені дослідження, при яких щілинорізний стояк з привареним електромагнітним вібратором (рис. 5)

приєднувався до рамної конструкції і навішувався на трактор. Живлення електричної обмотки виконувалось від генератора трактора.

Дослідження показали працездатність запропонованого вібратора. При зміні щільності ґрунту вібратор спрацьовував, відхилення конуса при цьому досягало 10-15 мм.

Динамометрування процесу показало, що опір щілиноріза, заглибленого в ґрунт на глибину 30 см, змінювався від 570 Н до 820 Н, середній опір становив 677 Н. Випробовування також показали, що значний вплив на зміну тягового опору спричиняє величина випередження удару відносно моменту сколювання блоку ґрунту.

Таким чином, можна визначити такі особливості подальшого розвитку конструкцій щілинорізів:

1. На сучасному етапі розвитку засобів для глибокого обробки ґрунту найбільшого розповсюдження набули ґрунтообробні органи з використанням жорсткого стояка. Якісні та енергетичні показники їх не високі, але саме простота в виготовленні та експлуатації зумовила їх поширеність.

2. Як самостійний напрямок, виділився багатоконтактно-ударний спосіб деформування ґрунту, розроблений Л. Ф. Бабицьким. Конструкції відрізняються складністю, але є перспектива створення автоматичних віброударних механізмів, які зможуть враховувати фази деформацій ґрунту автоматично.

3. Проектування робочих органів, які здатні збуджувати в ґрунті процес вібраційного рихлення, дасть можливість вийти на якісно новий рівень ґрунтообробки, значно покращивши якісні та енергетичні показники процесу.

Список літератури

1. Дубровский А. А. Вибрационная техника в сельском хозяйстве, М.: Машиностроение, 1968г.
2. Верняев О. В. Активные рабочие органы культиваторов. – М.: Машиностроение, 1983. – 80 с.
3. Василенко М. В., Алексейчук О. М. Теорія коливань і стійкості руху: Підручник. – К.: Вища шк., 2004. – 525 с.: іл.
4. Бабицкий В. И. Теория виброударных систем: Приближённые методы. – М.: Наука, 1978. – 352 с.
5. Кобринский А. А., Кобринский А. Е. Двухмерные виброударные системы: Динамика и устойчивость. – М.: Наука, 1981. – 143 с.
6. Шмат С. І., Сало В. М., Нех О. В. Ґрунтообробний робочий орган. Патент України №33960А від 15.02.2001, бюл. №1
7. Верняев О. В. Активные рабочие органы культиваторов. – М.: Машиностроение, 1983. – 80с.
8. Бабицкий Л. Ф. Механіко-біонічні основи багатоконтактно-ударної дії протиерозійних робочих органів та ґрунт. Автореф. дис. д-ра. техн. наук/ Кримський сільськогосподарський інститут ім. Калініна, Сімферополь, 1994 р.

В статье рассмотрены конструкции пассивных и активных рабочих органов для глубокого возделывания почвы, их преимущества и недостатки. Анализ конструкций свидетельствует, что наиболее перспективными являются виброударные механизмы, которые учитывают фазы деформации почвы автоматически.

In article the considered designs of passive and active working bodies for deep cultivation of ground, their advantage and lacks. The analysis of designs testifies, that the most perspective are vibropacker mechanisms which take into account phases of deformation of ground automatically.

Одержано 11.09.05

В.А. Павлюк-Мороз, ст. викл., В.Я. Чабанний, доц., канд. техн. наук, С.Д. Кошолар, Р.А. Осін, асист.

Кіровоградський національний технічний університет

Підвищення зносостійкості та довговічності деталей шестеренних насосів методом платикування

Широке застосування знайшли в гідравлічних системах тракторів, екскаваторів, автомобілів, сільськогосподарських, дорожньо-будівельних та інших машин шестеренні насоси з обмеженою камерою високого тиску третього і четвертого поколінь.

Однією з деталей, яка визначає довговічність роботи шестеренних насосів цих поколінь є піджимна обойма.

Для підвищення зносостійкості поверхонь розточувань радіального ущільнення шестерень піджимної обойми, нами запропонований спосіб платикування.

шестеренні насоси, піджимна обойма, нагнітання, вкладиші, платикування

На Кіровоградському ВАТ „Гідросила” розроблені і серійно випускаються шестеренні насоси третього та четвертого поколінь, з обмеженою камерою високого тиску НШ 32А – 3, НШ 50А – 3, НШ 71А – 3, НШ 100А – 3, НШ 32 – 4, НШ 50 – 4, НШ 71 – 4, НШ 100 – 4.

Насоси цих поколінь знайшли широке застосування в гідравлічних системах тракторів, як загального так і промислового призначення, екскаваторів, автомобілів, сільськогосподарських, дорожньо – будівельних і інших машин.

Нагнітання робочої рідини в насосах третього та четвертого поколінь здійснюється за допомогою качаючого вузла, який складається з ведучої та веденої шестерень, що розташовані між підшипниковою та піджимною обоймами та двома платиками.

Підшипникова обойма (з встановленими у ній вкладишами) служить єдиною опорою для усіх цапф шестерень. Піджимна обойма під дією робочого тиску робочої рідини ущільнює по периферії зубів шестерень з боку зони високого тиску. Бокові поверхні шестерень ущільнюються двома платиками під дією тиску рідини.

Качаючий вузол встановлюють в корпус насосу до якого приєднують кришку [1].

Однією з деталей, яка визначає довговічність роботи шестеренного насосу є піджимна обойма. Піджимна обойма є суцільнометалевою деталлю, що отримана способом лиття з алюмінієвого сплаву Алюмін Д ТУ 23.5786106.41-87, з подальшою механічною обробкою робочих поверхонь.

Як показує досвід експлуатації і ремонту шестеренних насосів даної конструкції, що одним з недоліків є недовговічність піджимної обойми, а саме низька зносостійкість поверхонь розточувань радіального ущільнення шестерень.

Проаналізувавши наявні способи підвищення зносостійкості і довговічності поверхонь розточувань радіального ущільнення шестерень ми дійшли до висновку, що оптимальним способом є спосіб пластикування.

Пластикування – спосіб облицювання робочих поверхонь деталей машин тонкими зносостійкими легкозмінними пластинами.

Ефект пластикування полягає в тому, що деталі виготовлені з матеріалу, який володіє лише високими технологічними якостями і забезпечує тільки вимоги міцності і

жорсткості, можливо за допомогою тонкої пластини значно підвищити поверхневу зносостійкість [2].

На рисунку 1 зображений загальний вид піджимної обойми качаючого вузла шестеренного насоса.

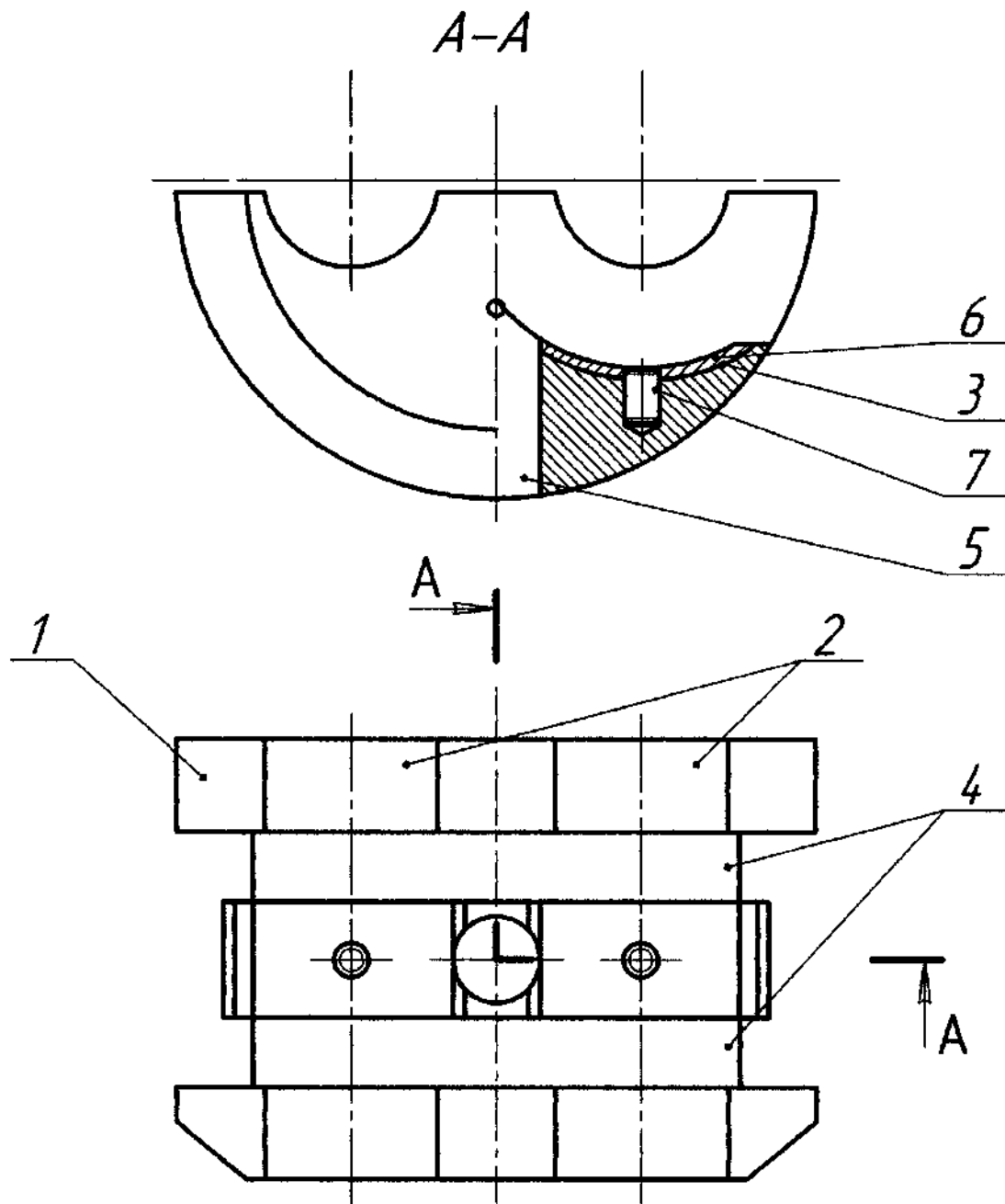


Рисунок 1 – Конструкція піджимної обойми

Піджимна обойма 1 має наступні робочі поверхні: 2 – виточки під цапфи шестерень; 3- розточування для радіального ущільнення шестерень; 4– пази під платики-замкачі; 5- нагнітальний отвір.

Додатково, на поверхні розточувань радіального ущільнення шестерень 3 встановлені знімні вкладиші 6 із зносостійкого матеріалу.

Від провертання вкладиші 6 фіксуються штифтами 7, заздалегідь запресованими в піджимну обойму.

Техніко-економічний ефект від застосування способу пластинування дозволить:

- істотно підвищити зносостійкість поверхонь розточок радіального ущільнення шестерень піджимної обойми, за рахунок встановлення знімних вкладишів, виготовлених з більш зносостійкого матеріалу, в порівнянні з матеріалом піджимної обойми;

- підвищити ремонтпридатність шестеренної гідромашини, за рахунок зменшення часу пов'язаного з відновленням поверхонь розточувань радіального ущільнення шестерень піджимної обойми;

- встановлювати вкладиши ремонтного розміру, при зносі зубів шестерень по висоті, що дозволяє зберегти первинний зазор між зубами шестерень і піджимною обоймою, тим самим зменшуючи радіальні витoki в шестеренній гідромашині.

Подальші дослідження направлені на пошук зносостійких матеріалів для виготовлення знімних вкладишів.

Список літератури

1 Г.Л. Кальбус. Гидроприводы и навесные устройства тракторов в вопросах и ответах. Киев: Урожай 1990г.– 216 с.

2 М.И. Соболев., П.А Титунин. Пластинирование деталей машин. Ленинград: Ленинградское отделение 1987г.– 223с.

Широкое применение нашли в гидравлических системах тракторов, экскаваторов, автомобилей, сельскохозяйственных, дорожно-строительных и других машин шестеренные насосы с ограниченной камерой высокого давления третьего и четвертого поколений.

Одной из деталей, которая определяет долговечность работы шестеренных насосов этих поколений есть поджимная обойма.

Для повышения износостойкости поверхностей растачиваний радиального уплотнения шестерен поджимной обоймы, нами предложен способ пластинирования.

Wide application was found in the hydraulic systems of tractors, power-shovels, cars, agricultural, road-building and other machines cog-wheel pumps with the limited chamber of high pressure of the third and fourth generations.

One of details, which determines longevity of work of cog-wheel pumps of these generations there is a screwing holder.

For the increase of wearproof of surfaces of borings of radial compression of cog-wheels of screwing holder, we offer the method of plastynyrovannya.

Одержано 18.05.05

Оценка влияния кинематических погрешностей передач на точность отверстий, обработанных на ротационном станке

Ротационный станок автора состоит из звездообразной шпиндельной сверлильной головки, связанной посредством зубчатых передач с мальтийским механизмом подачи.

Установлено, что при использовании в устройстве безлюфтных зубчатых передач 6-ой степени точности и небольшом мертвом ходе мальтийского креста точность отверстий примерно соответствует 12-ому качеству.

ротационный станок, сверлильная головка, зубчатые передачи, мальтийский механизм, обработка отверстий и их точность

Настоящая работа посвящена исследованию технологических возможностей ротационного станка по части точности обработки радиальных и аксиальных отверстий в деталях класса втулок и дисков массового производства.

Особенность конструкции этого станка, являющегося усовершенствованным вариантом устройства для обработки отверстий по а.с. №1465262[1], состоит в том, что на этом станке рабочая подача обрабатываемых деталей 1 (рис.1), относительно режущих инструментов 2, установленных в шпинделях 3.1 звездообразной револьверной головки 3 осуществляется не от копиров, как обычно [2], а с помощью многоцевочного мальтийского механизма внешнего зацепления (МММ)-4 [3], один конец выходного вала которого 4.1 посредством зубчатой передачи 10-11 (назовём её

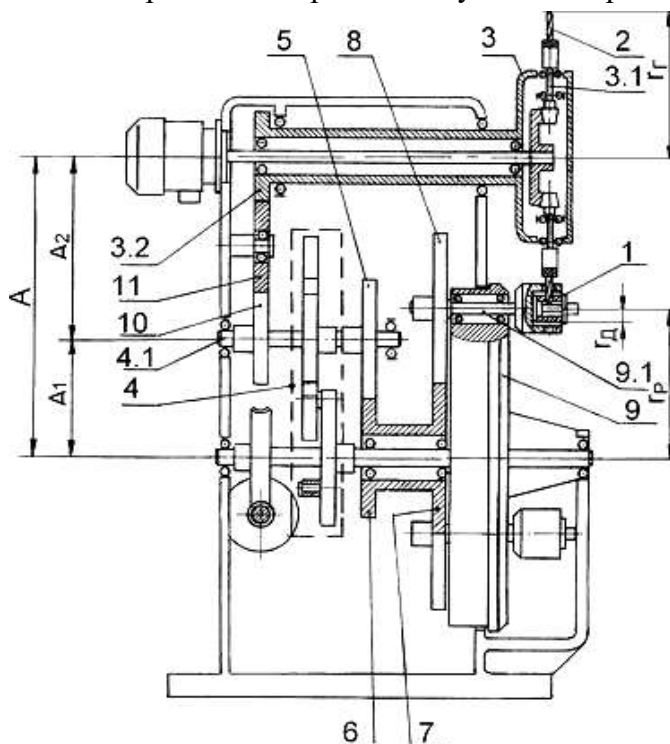


Рисунок 1 – Кинематическая схема станка

цепью прямой связи) связан с вал-шестерней 3.2 револьверной головки 3, а другой конец вала 4.1 посредством зубчатой передачи 5-6-7-8 (назовем ее цепью обратной связи) связан с шпинделями 9.1 ротора 9, несущими обрабатываемые детали 1. Водило мальтийского механизма 4 и связанный с водилом ротор 9, вращают со скоростью подачи, а оно (водило) через мальтийский крест вращает револьверную головку 3, которая, в свою очередь, через цепь обратной связи вращает шпиндели 9.1, (их может быть несколько). Одновременно вращают со скоростью резания шпиндели 3.1 револьверной головки 3. Передаточное отношение цепи прямой связи равно -1 , а цепи обратной связи $+1$, благодаря чему любые приращения угла поворота головки вызывают точно такие же приращения углов поворота шпинделей 9.1 и транспортируемых ими деталей 1, что обеспечивает совпадение оси обрабатываемого отверстия с осью обрабатывающего его инструмента (после однократного совмещения этих осей при сборке станка) и непрерывное отслеживание деталью этой оси.

В данной статье рассматривается влияние на точность отверстий только кинематических погрешностей зубчатых передач и мальтийского механизма. Что касается других факторов (упругих отжатий инструмента, смещения его оси относительно оси кондукторной втулки), то они рассмотрены в других работах, например, в работе [4] и общеизвестны. Для оценки влияния на точность отверстий кинематических погрешностей зубчатых передач станка рассмотрим их развернутую схему (рис. 2).

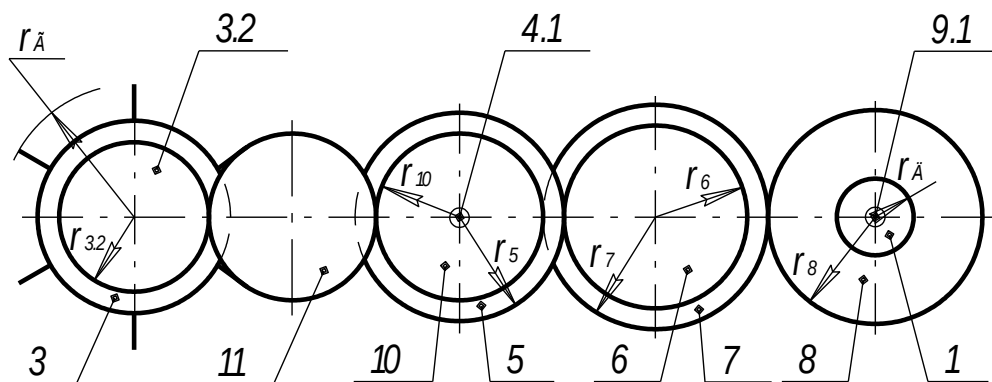


Рисунок 2 – Упрощенная развернутая схема зубчатых передач станка

Конечным звеном цепи прямой связи является револьверная головка 3, вершины инструментов которой при ее вращении описывают окружность радиуса r_r , а конечным звеном цепи обратной связи является обрабатываемая деталь 1 радиуса r_d (если обрабатываемая деталь, например, диск). Кинематическая погрешность цепи прямой связи, приведенная к ее конечному звену – револьверной головке может быть вычислена по формуле:

$$F'_{i_{гол}} = \frac{6,88 \cdot \pi \cdot r_r \cdot KF'_{i_{10-3.2}}}{60 \cdot 180^\circ D_{3.2}} = 0,002 r_r \cdot KF'_{i_{10-3.2}} / D_{3.2}, \quad (1)$$

где K – коэффициент фазовой компенсации звеньев [5];

$F'_{i_{10-3.2}}$ – кинематическая погрешность цепи прямой связи 10 – 3.2;

$D_{3.2}$ – диаметр делительной окружности зубчатого венца вал-шестерни 3.2,

а кинематическая погрешность цепи обратной связи, приведенная к ее конечному звену – обрабатываемой детали может быть вычислена по формуле

$$F'_{i_{дет}} = \frac{6,88 \pi r_d \cdot K}{60 \cdot 180^\circ} \left(\frac{F'_{i_{5-6}}}{D_6} + \frac{F'_{i_{7-8}}}{D_8} \right) = 0,002 r_d \cdot K \left(\frac{F'_{i_{5-6}}}{D_6} + \frac{F'_{i_{7-8}}}{D_8} \right), \quad (2)$$

Из-за кинематических погрешностей возможно рассогласование угловых скоростей конечных звеньев, и, как следствие – развал отверстия, снижающий его точность. В зависимости от того как была собрана передача между кинематическими погрешностями цепей прямой и обратной связи может иметь место сдвиг фаз на угол равный нулю или на угол, равный π . [6]

Рассмотрим два маловероятных, но возможных случая взаимного расположения геометрических образов кинематических погрешностей $F'_{i\text{ гол}}$ и $F'_{i\text{ дет}}$ при которых в момент врезания инструмента они проходят через точки А и Б (рис.3), когда угол поворота головки за время обработки отверстия

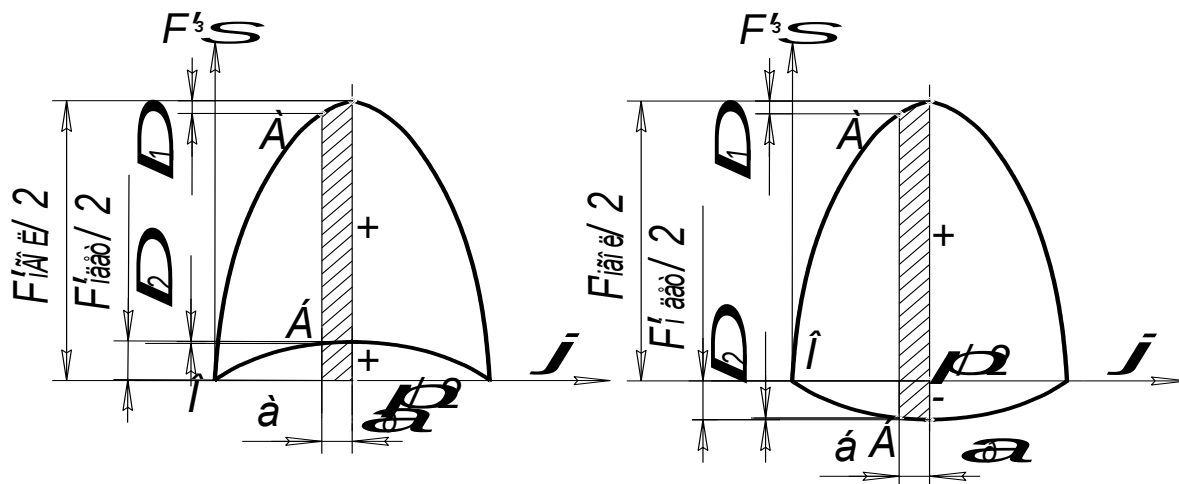
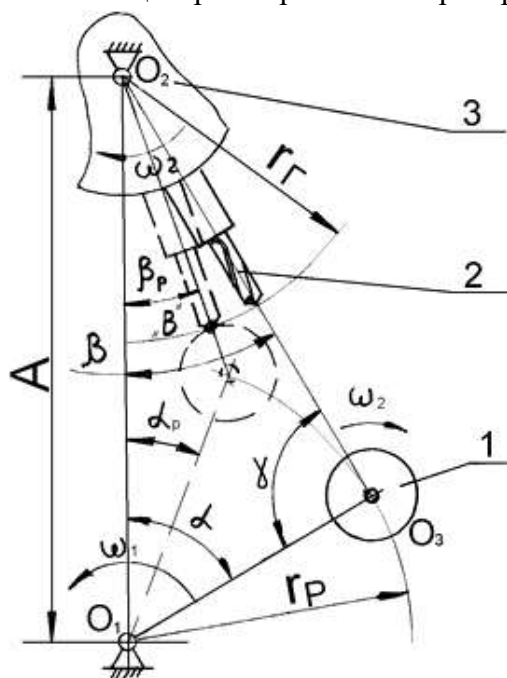


Рисунок 3 – Кинематические погрешности цепей прямой и обратной связи, при разных углах сдвига их фаз. а- угол сдвига фаз =0; б- угол сдвига фаз = π

$$\alpha_p = \arccos \frac{r_p^2 + A^2 - (r_r + r_d)^2}{2Ar_p}, \quad (3)$$

где r_p – радиус окружности, описываемой центрами шпинделей ротора-9.1 (радиус ротора);

A– межцентровое расстояние ротора и револьверной головки, рис.4.



Случай первый, когда угол сдвига фаз кинематических погрешностей равен нулю. В этом случае смещение Δ_1 инструмента относительно точки „B” его встречи с деталью и смещение Δ_2 детали относительно этой же точки, приводящие к развалу обрабатываемого отверстия будут иметь одинаковые знаки поэтому развал отверстия в плоскости движения детали будет:

Рисунок 4 – Схема взаимного расположения детали 1 и инструмента 2 до и в момент их встречи в точке „B”

$$\Delta_{\Sigma 1} = \Delta_1 - \Delta_2, \quad (4)$$

где

$$\Delta_1 = \frac{F'_{i\Gamma}}{2} - \frac{F'_{i\Gamma}}{2} \sin(90^\circ - \alpha_P) = \frac{F'_{i\Gamma}}{2} (1 - \cos \alpha_P), \quad (5)$$

$$\Delta_2 = \frac{F'_{i\mathcal{D}}}{2} - \frac{F'_{i\mathcal{D}}}{2} \sin(90^\circ - \alpha_P) = \frac{F'_{i\mathcal{D}}}{2} (1 - \cos \alpha_P). \quad (6)$$

Подставляя эти данные в формулу (4), будем иметь:

$$\Delta_{\Sigma /} = \frac{F'_{i\Gamma} - F'_{i\mathcal{D}}}{2} (1 - \cos \alpha_P). \quad (7)$$

Случай второй, когда угол сдвига фаз между $F'_{i\Gamma_{ол}}$ и $F'_{i\mathcal{D}_{ет}}$ равен π . В этом случае смещения Δ_1 и Δ_2 имеют разные знаки и развал отверстия будет равен:

$$\Delta_{\Sigma //} = \frac{F'_{i\Gamma} - F'_{i\mathcal{D}}}{2} (1 - \cos \alpha_P), \quad (8)$$

т.е. погрешность диаметра отверстия будет наибольшей.

Определим, в качестве примера, некруглость отверстия, обработанного на ротационном станке в массивном сепараторе шарикоподшипника, вызванную кинематическими погрешностями его зубчатых передач и мальтийского механизма.

Основные данные ротационного станка (см.рис.1):

$A=860\text{мм}$; $r_\Gamma=400\text{мм}$; $r_P=430\text{мм}$; $r_\mathcal{D}=46\text{мм}$; $\alpha_P=18^\circ$.

Количество инструментов револьверной головки $z_{и}=6$.

Количество шпинделей ротора, несущих детали $z_{ш}=3$.

Половина углового шага шпинделей ротора $\alpha = \frac{180}{3} = 60^\circ$.

Половина углового шага инструментов головки $\beta = \frac{180}{6} = 30^\circ$.

Число цевков водила $z_{ц} = z_{ш}$.

Число пазов мальтийского креста $z_{п} = z_{и}$.

A_1 -межцентровое расстояние, МММ.

A_2 -межцентровое расстояние креста МММ и револьверной головки.

$D_{3,2}, D_5, D_6, D_7, D_8, D_{10}, D_{11}$ - диаметры делительных окружностей зубчатого венца вал-шестерни 3.2 и зубчатых колес 5,6,7,8,10,11.

Радиус водила МММ принимаем из конструктивных соображений $r_B=85\text{мм}$, а модуль зубьев колес $m=2\text{мм}$.

Определяем межцентровые расстояния A_1, A_2 , числа зубьев колес, диаметры их делительных окружностей и устанавливаем кинематические погрешности колёс по 6-ой степени точности в соответствии с ГОСТ 1643-72.

$$A_1 = r_B \cdot \sin \gamma / \sin \beta = 85 \cdot \sin 90^\circ / \sin 30^\circ = 170\text{мм}.$$

$$\gamma = 180 - \alpha - \beta = 180^\circ - 60^\circ - 30^\circ = 90^\circ$$

$$z_5 + z_6 = \frac{2A_1}{m} = \frac{2 \cdot 170}{2} = 170; \quad z_5 = z_6 = \frac{170}{2} = 85; \quad D_{5,6} = 85 \cdot 2 = 170\text{мм}.$$

$$F'_{i5,6} = 34\text{мкм}.$$

$$A_2 = A - A_1 = 860 - 170 = 690\text{мм}.$$

$z_{10,11,3,2} = \frac{A_2}{2m} = \frac{690}{4} = 172,5$, т.к. число зубьев получилось дробное, то принимаем $z_{10} = z_{3,2} = 172$ зуба, а число зубьев сателлита 11– $z_{11}=173$,

$D_{10}=D_{3,2}=172,2=344$, а $D_{11}=173,6=346$ мм. для таких диаметров $F'_I=42$ мм.

$$z_7 + z_8 = \frac{2r_p}{m} = \frac{2 \cdot 430}{2} = 430 \quad \text{и} \quad z_7 = z_8 = \frac{430}{2} = 215 \text{ зубьев.}$$

$$D_{7,8}=215 \cdot 2=430 \text{ мм, } F'_{i7,8}=42 \text{ мм.}$$

Определяем кинематические погрешности обеих цепей и выражаем их в угловых единицах [5].

Цепь первая, прямая $z_{10} - z_{3,2}$:

$$F'_{i_{\max}} = k \left[\sqrt{(F'_{i10})^2 + E_{\Sigma M'}^2} + \sqrt{(F'_{i15})^2 + E_{\Sigma M''}^2} \right] = 2 \cdot 0,98 \sqrt{42^2 + 20^2} = 91,176 \text{ мм.}$$

где $E_{\Sigma M'}$ и $E_{\Sigma M''}$ – суммарные приведенные погрешности монтажа колес z_{10} и $z_{3,2}$ соответственно.

$$\delta\varphi_i = 6,88 \cdot 91,176 / 344 = 1,823'$$

Цепь вторая, обратная:

$$F'_{i_{\max} 5-6} = 2 \cdot 0,98 \sqrt{34^2 + 20^2} = 1,96 \sqrt{1156 + 400} = 77,314 \text{ мм.}$$

$$\delta\varphi_{5-6} = 6,88 \cdot 77,314 / 170 = 3,128'$$

$$F'_{i_{\max} 7-8} = 2 \cdot 0,98 \sqrt{42^2 + 20^2} = 1,96 \sqrt{2,164} = 91,176 \text{ мм.}$$

$$\delta\varphi_{7-8} = 6,88 \cdot 91,176 / 430 = 1,458';$$

Определяем кинематические погрешности конечных звеньев обеих цепей (револьверной головки и обрабатываемой детали):

$$\text{Цепь прямая } F'_{ir} = \frac{\pi r_r \delta\varphi_i}{60 \cdot 180} = \frac{3,14 \cdot 400 \cdot 1,823}{60 \cdot 180} = 0,212 \text{ мм.}$$

$$\text{Цепь обратная } F'_{id} = \frac{3,14 \cdot 46(3,128 + 1,458)}{60 \cdot 180} = 0,06 \text{ мм.}$$

Определяем максимально возможную некруглость отверстия

$$\Delta_{\Sigma//} = \frac{0,212 + 0,06}{2} (1 - \cos 18^\circ) \approx 0,007 \text{ мм.}$$

Примечание: Расчёт кинематических погрешностей выполнялся методом максимума-минимума, без учета мертвого хода передач, т.к. предполагается, что он, благодаря противолюфтным устройствам, будет отсутствовать.

Кроме этой погрешности на точность отверстий негативное влияние могут оказывать также трудноустраняемые зазоры между цевками водила и пазами мальтийского креста из-за которых может происходить смещение инструмента относительно точки „В” (рис.4). Что касается детали, то она смещаться относительно этой точки не будет, т.к. она вместе с цевкой является звеном, ведущим крест. Так, при реально выполненном (приведенном к револьверной головке) зазоре между цевкой и пазом креста $\Delta_3 = 0,05$ мм смещение инструмента относительно точки „В” при радиусе головки $r_r = 400$ мм, может составить:

$$\Delta_{II} = \frac{\Delta_3}{2r_B} \cdot r_r = \frac{0,05}{2 \cdot 85} \cdot 400 = 0,117 \text{ мм,}$$

а суммарная погрешность (некруглость) отверстия из-за кинематических погрешностей зубчатых передач станка и зазоров между цевками водила и пазами креста:

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta_{II} + \Delta_{\Sigma//} = 0,117 + 0,007 = 0,124 \text{ мм.}$$

Выводы.

1. При использовании в зубчатых передачах прямой и обратной цепи колес 6-ой степени точности с противолюфтными устройствами некруглость отверстий из-за кинематических погрешностей передач весьма незначительна.

2. Гораздо большая некруглость отверстия может возникнуть из-за зазоров между цевками водила и пазами мальтийского креста, поэтому для повышения точности диаметральных размеров отверстий, обрабатываемых на ротационном станке вышеописанным способом необходимо минимизировать эти зазоры.

Список литературы

- 1 А.С. SU 1465262 A1, B23Q39/00. Устройство для обработки отверстий/Волчкевич Л.И., Безуглый Л.И./Кировоградский институт сельскохозяйственного машиностроения//Открытия. Изобретения 1989 №10.
- 2 Л.Н.Кошкин. Роторные и роторно-конвейерные линии. М.;Машиностроение, 1982.
- 3 И.И.Артоблевский. Механизмы в современной технике. Т3.М.; „Наука”, 1973.
- 4 Справочник технолога по автоматическим линиям. Под ред. А.Г.Косиловой. М.; Машиностроение, 1982.
- 5 Цепи кинематические. Методы расчета точности ГОСТ 21098-82. М.; Гос. Комитет по стандартам.
- 6 И.А.Грейн Элементы проектирования и расчет механизмов приборов. Л.;Машиностроение, 1972.

Ротаційний верстат автора складається із зіркоподібної шпindelної свердильної голівки, зв'язаної за допомогою зубчастих передач з мальтійським механізмом подачі.

Установлено, що при використанні в пристрої безлюфтих зубчастих передач 6-ого ступеня точності і невеликому мертвому ході мальтійського хреста точність отворів приблизно відповідає 12-ому квалітету.

The rotational machine tool of the author consists from star-shaped the drilling head connected by means of tooth gearings with the Maltese feeder. It is established, that at use in the device tooth gearings of 6-th degree of accuracy and a small dead course a cross accuracy of apertures approximately corresponds 12-th kvoaliti.

Получено 21.02.05

Принципи розробки алгоритмів при технічному нормуванні технологічного процесу виготовлення деталей сільськогосподарських машин

В статті розглянуті деякі питання побудови алгоритмів призначення складових допоміжного часу, зокрема на установку деталей сільськогосподарських машин в пристосуваннях при обробці на металорізальних верстатах, на основі аналізу структури існуючих загальномашинобудівних нормативів допоміжного часу при розробці сучасних САПР технологічних процесів.

автоматизація, нормування, технологічні процеси, допоміжний час, оптимізація, САПР ТП

На машинобудівних підприємствах, що виготовляють сільськогосподарську техніку для сучасної України багато універсальних верстатів, одно- та багатошпиндельних автоматів, які, фактично, визначають технічний рівень та зміст технологічних регламентів, тим самим визначаючи рівень технології та організації виробництва. При проектуванні регламенту технологічного процесу (РТП) виготовлення деталей на металорізальних верстатах можна виділити ряд вузлових моментів, які визначають якість, продуктивність процесу та технологічну собівартість робіт. Це вибір заготовки та структура ТП. В практиці підприємств остання визначається здебільшого наявним (чи проектним) технологічним обладнанням та оснащенням. У масовому виробництві таке обладнання нерідко є спеціальним, зпроектованим для здійснення саме цієї конкретної детале-операції, і отже досить дорогим. В кожному разі ефективність використання обладнання та оснащення, а відтак і продуктивність праці та технологічна собівартість загалом визначаються раціональною, бажано оптимальною структурою ТП [1, 2]. Незважаючи на те, що при зниженні серійності виробів продуктивність праці все більшою мірою залежить від організаційних питань, ефективність використання обладнання залишається досить актуальною. В значній мірі вона визначається технічною нормою часу.

Як відомо технічна норма часу на виконання технологічної операції має дві основні складові - основний та допоміжний час. Першу складову – основний час - при відомих режимах різання, визначених по тій чи іншій методиці, наприклад стр.44-59 [3], легко обрахувати по відомих алгоритмам. Чого не можна сказати про другу складову - допоміжний час. Методика призначення допоміжного часу досить різна (як між іншим і методика визначення технічної норми часу на операцію) для різних типів виробництв (одиночного, серійного та масового). Загальною властивістю цих методик є те, що вони опираються на методичну інформацію, подану в загальномашинобудівних нормативах переважно в табличній формі. Очевидно, що забезпечувати оптимальність структури ТП, а відтак і ефективне використання металорізального обладнання необхідно на етапі автоматизованого проектування РТП виготовлення деталей, опираючись на теорію структурної та параметричної оптимізації (СтПО) [1]. При цьому виникає принципове питання обґрунтованості не тільки елементів режиму виконання технологічних переходів РТП нормативами, що мають статус стандарту, наприклад [4], а й складових допоміжного часу. На даний час такі методики розроблені недостатньо.

Складність розробки програмного забезпечення для технологічного проектування полягає, по-перше, у своєрідності кожного окремого підприємства як технологічного об'єкта, по-друге, в тісному, нерозривному часовому зв'язку технології та організації виробництва, динаміка якого все щільніше пов'язується з вимогами

ринку, розмаїтістю фізичних процесів, покладених в основу технологічного проектування, а нерідко відсутністю або неприйнятністю існуючих нормативів для даного конкретного виробництва. До того ж розроблені нерідко в п'ядесяти-шістдесяті роки, а то й раніше, деякі нормативи, що перевидавалися із року в рік багато років підряд, потерпають від неупорядкованості на системному рівні, а подекуди й статистичної необґрунтованості, іноді надлишковості. Форми нормативних таблиць досить строкаті за структурою, форматами таблиць, вхідними параметрами та їх градацією. Все це створює неабиякі труднощі при спробах автоматизації процесу визначення складових допоміжного часу при технічному нормуванні.

Разом з тим важливість автоматизованого використання нормативних матеріалів під час проектування регламентів технологічних процесів очевидна. В них накопичено беззастережний досвід десятиліть бурхливого розвитку машинобудівної промисловості в СРСР, її організації та керування. До того ж, станом на сьогоднішній день, в цих продуктах фактично відсутнє економічне обґрунтування рішень, які приймаються технологом безпосередньо в процесі проектування в момент їх прийняття, наприклад, при виборі інструменту, змісту та структури операції, фізичного процесу, покладеного в основу технологічної структури, як це має місце в деяких сучасних пакетах прикладних програм, розроблен

При традиційно розділених процесах технологічного проектування та технічного нормування спеціалісти бюро чи відділів праці та заробітної платні, виконуючи роботу по нормуванні, змушені по змісту РТП реконструювати послідовність подій, що мають місце в процесі установки та закріплення деталі, керуванні верстатом і таке інше. Це завжди зберігає в собі елемент невизначеності або помилку в оцінці трудомісткості виготовлення деталі. Такі помилки вносять елемент дезорганізації у виробничий процес і потенційно ведуть або до соціального конфлікту або до перевитрат грошей на оплату неадекватно оцінених робіт. Тому роботу по технічному нормуванню технологічних процесів звичайно виконують технологи найвищої кваліфікації, які добре знають технологічне обладнання та умови виробництва на даному підприємстві. Зауважимо, що відомі на ринку технологічні програмні продукти в інтелектуальному плані суттєво поступаються аналогічними розробками конструкторського призначення, такими, як останні версії Solid Works, ProEngineer, Компас_3D тощо, які опираються на стабільну структуру ЕСКД. При всій прогресивності Автопроект'у, Технопро та інших програмних продуктів технологічного призначення в їх пасиві залишається велика частка ручної праці. Незважаючи на наявність на ринку цих потужних програмних продуктів технологічне проектування з їх використанням значною мірою залишається не інтелектуальним заняттям, що швидко втомлює. При цьому процесори сучасних потужних ПК залишаються практично не завантаженими для їх проектування радіотехнічних схем.

В даній роботі розглядається деякі принципові питання розробки алгоритмів та відповідних процедур автоматизованого призначення допоміжного часу, як вагової складової трудомісткості виготовлення деталі, необхідної для СтПО.

Очевидно, що кращою технологією розробки ефективних РТП була б така, яка поєднувала б процес власне проектування з елементами автоматичного технічного нормування в фоновому режимі. Вона заставляла би технолога-проектанта глибше вникати в структуру РТП та механізм базування і затиску деталі на кожній з операцій, детальніше вивчати механізм керування конкретною системою ВПД і таке інше чим безумовно сприяла би підвищенню якості технологічної документації.

Певна класифікація та систематизація факторів, що впливають на допоміжний час, як складові технічної норми часу, відкривають можливості її визначення по формальним алгоритмам, які легко програмуються. Більше того, такий підхід до технологічного проектування відкриває перспективу техніко-економічної оцінки "на льоту" (в момент його прийняття) як інтегрального технологічного рішення, наприклад, вибір моделі верстату, технологічної схеми операції чи змісту технологічного

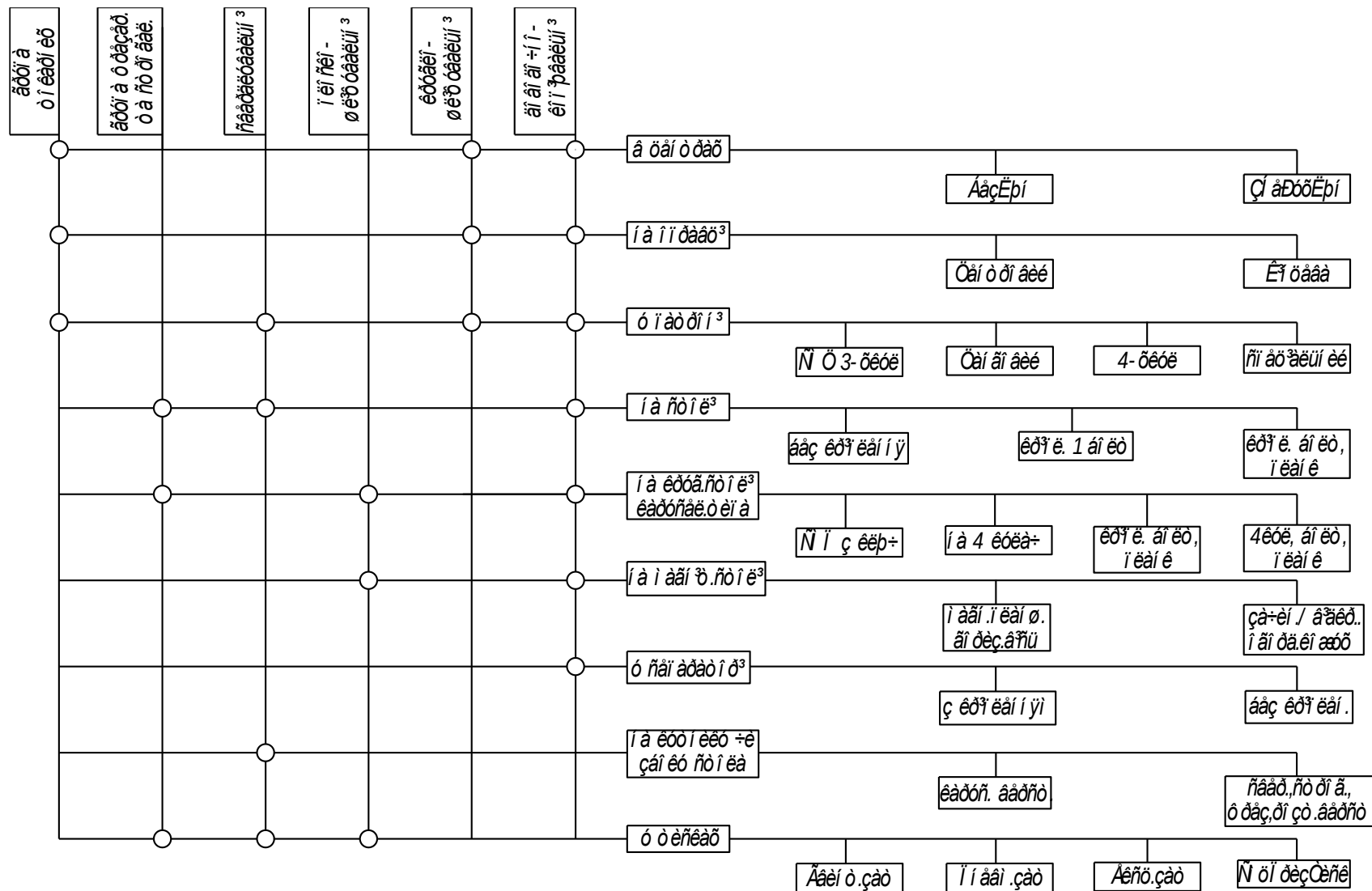


Рисунок 2 - Систематизація способів установки деталей на металорізальних верстатах

переходу, так і диференційованого, як то вибір конструкції пристосування, інструменту чи переходу. В цілому це створює необхідні умови для використання математичних методів параметричної та структурної оптимізації безпосередньо в процесі проектування, як інтегровано по накопиченим даним, так і диференційовано по кожному рішенню окремо. На рис.1 показано систематизацію способів установки та закріплення деталей а токарних верстатах, практично доведено до рівня алгоритму. Як видно з таблиці, передбачені загальномашинобудівними нормативами допоміжного часу, наприклад [4], такі способи можна класифікувати за чотирма ознаками, кожна з яких своєрідно впливає на час установки деталі, а саме:

- 1) конструкцією кріпильного пристосування (перший рівень класифікації);
- 2) перший рівень уточнення конструкції пристосувань;
- 3) другий рівень уточнення конструкції пристосувань;
- 4) спосіб закріплення деталі (останній четвертий рівень класифікації).

На рис.2 показано систематизацію способів установки та закріплення деталей не по всім, як це показано на рис. 1 для токарних верстатів, а тільки по першим двом рівням класифікації, але для різних груп верстатів: токарних, фрезерно-стругальних, свердлувальних, кругло- та плоскошліфувальних та доводочно-полірувальних.

Як можна зрозуміти з рисунку 1 вибір способу закріплення деталі (четвертий рівень класифікації параметрів базування та закріплення) при відповідній побудові графічного інтерфейсу програмного продукту автоматично може визначати всі інші особливості базування та закріплення деталі. Тим самим формується достатньо інформації, необхідної для автоматичного визначення нормованої величини на установку та закріплення деталі.

Вище згадувалось, що обробка нормативної інформації, представлений в табличній формі в існуючих загально машинобудівних нормативах, в напрямку автоматизації технічного нормування зтикається з певними труднощами. Тому була поведена систематизація форм таких таблиць. Її результати частково представлені на рисунках 1 та 2. На цій основі розроблено пакет в складі 30 динамічних процедур, які дозволяють обробку інформації по установленню додаткових складових оперативного часу виконувати по сталим алгоритмам. На думку автора, вперше викладені принципи систематизації факторів та розробки алгоритму, що дозволяють автоматизувати визначення часу на установку деталі в системах САПР ТП при проектуванні технологічних процесів виготовлення деталей на металорізальних верстатах.

Список літератури

- 1 Чарнко Д.В. Основы выбора технологического процесса механической обработки.- М.: Машиностроение, 1963. - 319с.
- 2 Новожилов В.И. Экономика использования металлорежущего инструмента. Л., Машиностроение, 1977. -176с.
- 3 Автоматизація призначення режимів різання та технічного нормування при проектуванні технологічних процесів виготовлення деталей на металорізальних верстатах. Методичні вказівки до виконання лабораторних та курсових робіт та проектів. Укладач: Криськов О.Д.- Кіровоград: КНТУ, 2005. -135с
- 4 Общемашиностроительные нормативы норм вспомогательного времени и подготовительно-заключительного для технического нормирования станочных работ. Серийное производство. Изд. второе, уточненное и дополненное. – М.: Машиностроение, 1974. -421с.

В статье рассмотрены некоторые вопросы построения алгоритмов определения величины составляющих вспомогательного времени на установку деталей при их обработке на металлорежущих станках на основе анализа структуры существующих общемашиностроительных нормативов на вспомогательное время при разработке современных САПР технологических процессов.

In the article are considered some questions of building of algorithms of determination of value forming auxiliary time to installing the details under their processing on machines-tools on the base of analysis of structure of communes of machine-building standards for an auxiliary time at the development modern CAD of technological processes.

Одержано 12.03.05

О.В.Оришака, доц., канд. техн. наук, В.В.Гончаров, доц., канд. ф-м. наук,
А.О.Кравцов.

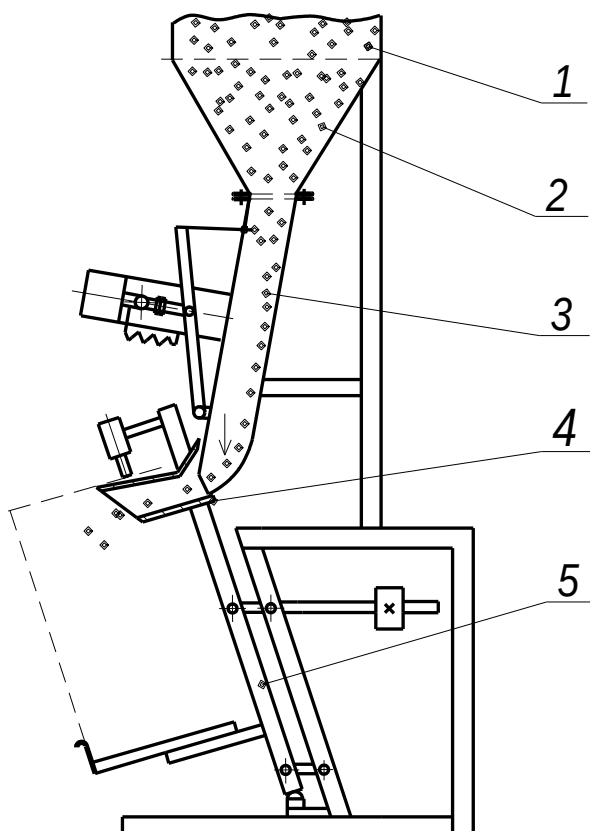
Кіровоградський національний технічний університет

Теоретичні дослідження заповненості клапанного мішка сипким матеріалом

Обґрунтовані залежності для визначення незаповнених зон клапанного мішка і вплив на їх величину вихідної швидкості потоку сипкого матеріалу, кута нахилу завантажувального патрубку і фізико-механічних властивостей сипкого матеріалу.

клапанний мішок, сипкий матеріал, потік, кут нахилу, властивості, машина

Завантажувальна машина гравітаційного типу (рис.1) має значні переваги перед машинами інших типів [1]: простота конструкції, мала енергоємність, висока точність дозування маси, не допускає запиленості повітря приміщення.



- 1 – бункер; 2 – воронка;
3 – матеріалопровід;
4 – завантажувальний патрубок;
5 – ваговимірювальне пристосування

Рисунок 1 – машина гравітаційного типу.

Для розрахунку параметрів постачального пристрою машини, при яких забезпечується максимальна заповненість клапанного мішка, необхідно знати вихідну швидкість сипкого матеріалу і кут встановлення завантажувального патрубку.

При виході із завантажувального патрубку сипкий матеріал здійснює вільний політ в об'ємі мішка і, досягнувши стінки мішка, починає заповнювати об'єм мішка.

В клапанному мішку після заповнення залишаються вільні зони – одна під клапаном мішка, а друга – перед завантажувальним патрубком.

Визначимо залежність вільного об'єму мішка від швидкості сипкого матеріалу на виході завантажувального патрубку, кута його нахилу. Так як товщина мішка значно менша його ширини (в заповненому вигляді мішок

має плоску форму), то вирішення поставленої задачі проводимо в площині, яка проходить через повздовжний переріз мішка і завантажувального патрубку.

Для визначення і мінімізації площі незаповненого простору необхідно знати траєкторію руху сипкого матеріалу, що здійснює вільний політ в об'ємі мішка (лінія OT_c на рис.2).

Диференціальне рівняння руху частинок сипкого матеріалу в проекціях на осі координат:

$$\begin{aligned} m \frac{dV_x}{dt} &= -mK_n V^2 \cos \beta, \\ m \frac{dV_y}{dt} &= mg - mK_n V^2 \sin \beta, \end{aligned} \quad (1)$$

де m – маса частинки;

K_n – коефіцієнт парусності частинки;

V – швидкість руху частинки;

β – кут між швидкістю частинки при русі по траєкторії і горизонталлю.

Рішення диференціального рівняння руху частинок матеріалу виконуємо відповідно відомої методики [2].

Закон руху частинок матеріалу в параметричній формі записи буде мати вигляд:

$$\begin{aligned} x &= \frac{1}{K_1} \ln \left(1 - \frac{t}{C_1} \right), \\ y &= \frac{1}{2K_2} \ln \frac{(e^{\sqrt{K_2 g}(t-C_2)} + e^{-\sqrt{K_2 g}(t-C_2)})^2}{4g} + C_3, \end{aligned} \quad (2)$$

де $K_1 = K_n K_x$;

$K_2 = K_n K_y$;

K_x і K_y – постійні коефіцієнти, які визначаються відповідно [2];

t – час вільного польоту;

$$C_1 = -\frac{1}{K_1 V_n \cos \beta};$$

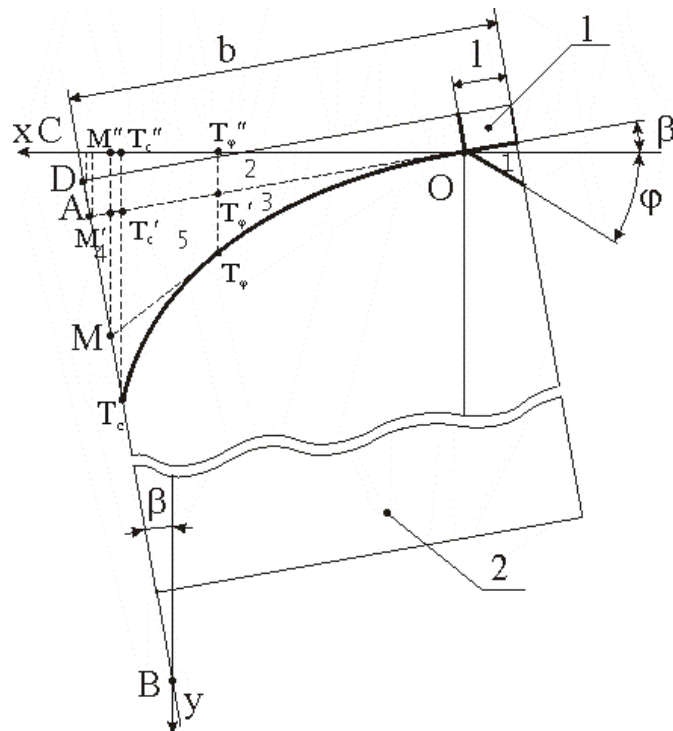
$$C_2 = \frac{1}{2\sqrt{K_2} y} \ln \left[\frac{\sqrt{\frac{g}{K_2}} + V_n \cos \beta}{\sqrt{\frac{g}{K_2}} - V_n \cos \beta} \right];$$

$$C_3 = \frac{1}{2K_2} \ln (g - K_2 V_n^2 \sin^2 \beta);$$

V_n – швидкість виходу частинок сипкого матеріалу з завантажувального патрубку.

$$\begin{aligned} V_x &= \frac{1}{K_1(t - C_1)} \\ V_y &= \sqrt{\frac{g}{K_2}} \frac{1 - e^{-2\sqrt{K_2 g}(t-C_2)}}{1 + e^{-2\sqrt{K_2 g}(t-C_2)}}. \end{aligned} \quad (3)$$

Перейдемо до визначення часу вільного польоту частинок. Запишемо рівняння сторони АВ перерізу мішка (рис.2).



1-завантажувальний патрубок; 2-клапанний мішок.

Рисунок 2 – Схема для визначення площі незаповненого простору клапанного мішка.

Із $\triangle OAC$ і $\triangle OAB$ маємо:

$$OB = \frac{b-l}{\sin \beta} \quad OC = \frac{b-l}{\cos \beta},$$

де b – ширина мішка

l – довжина клапана.

З рівняння прямої, яка проходить через дві точки (C і B), держимо:

$$y = -ctg\beta \cdot x + \frac{b-l}{\sin \beta}. \quad (4)$$

Знайдемо координати точки D, або момент часу, коли частинка досягає цієї точки. Для цього необхідно розв'язати рівняння (3),(4) відносно змінних x і y або t .

$$\left(e^{\sqrt{K_2 g}(t-C_4)} + e^{-\sqrt{K_2 g}(t-C_4)} \right)^{\sin \beta} \cdot \left(1 - \frac{t}{C_3} \right)^{\cos \beta} = (2\sqrt{g})^{\sin \beta} \cdot e^{K_1(b-lC_2 \sin \beta)}. \quad (5)$$

З рівняння (5) знаходимо t_e – час вільного польоту.

Знайдемо момент часу, коли дотична до траєкторії польоту співпадає з лінією природного відкосу сипкого матеріалу, тобто коли виконується умова:

$$y'_x = \frac{y'_t(t)}{x'_t(t)} = tg\varphi, \text{ або } \frac{V_y}{V_x} = tg\varphi, \quad (6)$$

де φ – кут природного відкосу сипкого матеріалу.

Підставимо у рівняння (6) вираз (3):

$$\frac{1 - e^{-2\sqrt{K_2 g}(t-C_4)}}{1 + e^{2\sqrt{K_2 g}(t-C_4)}} \cdot (t - C_3) = \frac{tg\varphi}{\sqrt{K_1 g}}. \quad (7)$$

Знайшовши розв'язок рівняння (7) відносно t знайдемо t_φ .

Перейдемо безпосередньо до визначення площі перерізу незаповненого простору S (рис.3).

$$S = S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5, \quad (8)$$

$$S_1 = \frac{l^2 \operatorname{tg}(\beta + \varphi)}{2}, \quad (9)$$

$$S_2 = (b-l)d, \quad (10)$$

де d – висота завантажувального патрубку.

Знайдемо S_3 .

$$S_3 = \int_0^{t_1} y(t)x'(t)dt - S_{\Delta} \quad (11)$$

$$\int_0^{t_1} y(t)x'(t)dt = \frac{1}{K_2^2} (I + \sqrt{K_2 g} \cdot t_1 + (C_3 - C_4 + \frac{C_2}{2} \ln 2\sqrt{g}) \ln(t - \frac{t_1}{C_3})) \quad (12)$$

$$\text{де } I = \int_0^{t_1} \frac{\ln(1 + e^{-2\sqrt{K_2 g}(t-C_4)})}{t - C_3} dt;$$

$$t_1 = \min(t_e; t_{\varphi}).$$

Під S_{Δ} розуміється площа $\Delta OT_C''T_C'$, якщо $t_e < t_{\varphi}$, або $\Delta OT_{\varphi}'T_{\varphi}''$, якщо $t_e > t_{\varphi}$.

$$\text{В обох випадках: } S_{\Delta} = \frac{\ln^2(1 - \frac{t_1}{C_3})}{K_2^2} \cdot \frac{\operatorname{tg}\beta}{2}.$$

Якщо $t_e < t_{\varphi}$, то

$$S_4 = \frac{[(b-l) \cos \beta - \ln(1 - \frac{t_1}{C_3})]^2}{\sin 2\beta}. \quad (13)$$

Якщо $t_e > t_{\varphi}$, то необхідно визначити S_{φ} і (13) буде мати інший вигляд.

Для цього знайдемо координати точки M – точки перетину дотичної $T_{\varphi}M$ зі стороною DT_C . Запишемо рівняння прямої $T_{\varphi}M$:

$$y - y_{T_{\varphi}} = \operatorname{tg}\varphi(x - x_{T_{\varphi}}),$$

$$\text{де } x_{T_{\varphi}} = \frac{1}{K_1} \ln(1 - \frac{t_1}{C_3}); \quad y_{T_{\varphi}} = \frac{1}{2K_2} \ln \frac{e^{\sqrt{K_2 g}(t-C_4)} + e^{-\sqrt{K_2 g}(t-C_4)}}{4g} + C_2$$

і рішивши систему рівнянь:

$$\begin{cases} y = -\operatorname{ctg}\beta \cdot x + \frac{b-l}{\sin\beta} \\ y - y_{T_{\varphi}} = \operatorname{tg}\varphi \cdot (x - x_{\varphi}) \end{cases}$$

одержимо

$$x_M = \frac{\frac{b-l}{\sin\beta} + x_{\varphi} \operatorname{tg}\varphi - y_{\varphi}}{\operatorname{ctg}\beta + \operatorname{tg}\varphi}, \quad (14)$$

$$y_M = \frac{b-l}{\sin\beta} - x_M \operatorname{ctg}\beta.$$

Площу S_5 знайдемо як площу трапеції $MM'T_{\varphi}'T_{\varphi}$:

$$S_5 = \frac{x_M - x_{\varphi}}{2} (y_{\varphi} - x_{\varphi} \operatorname{tg}\beta + y_M - x_M \operatorname{tg}\beta). \quad (15)$$

Площа S_4 буде рівнятися:

$$S_4 = \frac{[(b-l) \cos \beta - x_M]^2}{\sin 2\beta}. \quad (16)$$

Результати розрахунків по одержаним залежностям площі незаповнених зон клапанного мішка, які проведені з використанням пакету математичних програм приведені на рис.3. Аналіз теоретичних досліджень показує, що при збільшенні вихідної швидкості сипкого матеріалу при сході з завантажувального патрубку площа незаповнених зон зменшується.

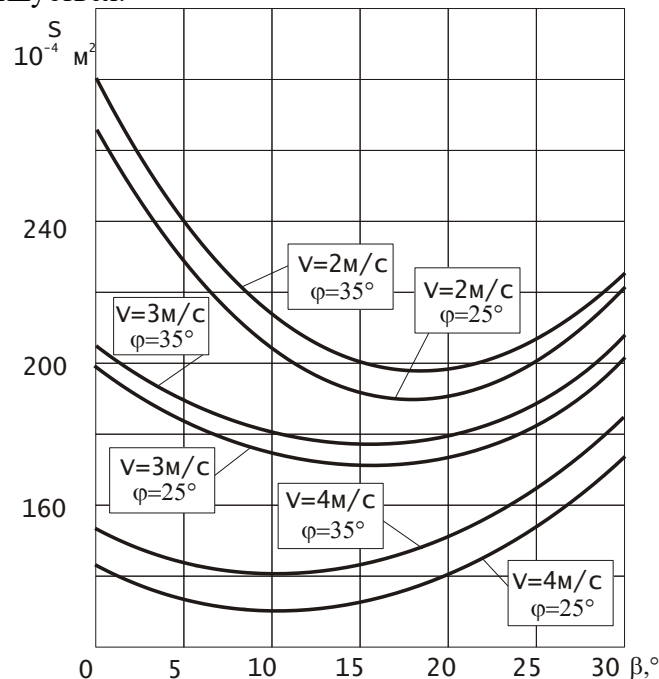


Рисунок 3 – Залежність незаповненої площі клапанного мішка від кута нахилу завантажувального патрубку.

У залежності від вихідної швидкості оптимальні значення кута нахилу завантажувального патрубку до горизонталі знаходиться в межах 10..20°.

За оптимальну може бути прийнята вихідна швидкість сипкого матеріалу 2..3м/с (при подальшому збільшенні швидкості значно збільшується висота матеріалопровода).

Одержані теоретичні залежності можуть бути використані для оптимізації параметрів постачального пристрою завантажувальних машин гравітаційного типу.

Список літератури

1 Оришака О.В., Артюхов А.М., Кравцов А.О. Шляхи розширення технологічних можливостей машини гравітаційного типу для завантаження сипких матеріалів. / 36. наук. праць КДТУ „Техніка в с-г виробн., галузеве машинобуд., автоматиз.”. Вип.14. Кіровоград, 2004.– С. 258-262.

2 Волков В.А. Приближенный расчет движения тел в сопротивляющейся среде. / Труды ВИСХОМ. Вып.24. М.:ЦБТИ, 1959. – 19с.

Обоснованные зависимости для определения незаполненных зон клапанного мешка и влияние на их величину исходной скорости потока сыпучего материала, угла наклона загрузочного патрубка и физико-механических свойств сыпучего материала.

The proved dependences for definition of the blank zones klapan's a bag and influence on their size of initial speed of a stream of a loose material, a corner of an inclination of a loading branch pipe and physicomachanical properties of a loose material.

Одержано 22.02.05

Дослідження точки скидання насіння на якість роботи пневматичного висіваючого апарата

В статті розглянуто вплив положення точки скидання насіння в сошник на якість роботи пневматичного висіваючого апарата. Розроблено рекомендації до використання відсікача вакууму.
якість висіву, точка скидання насіння

З метою усунення коливань розрідження в вакуумній камері пневматичного висіваючого апарату сівалок СУПН-8 та СУПО-6 нами було розроблено пристрій що змінює величину мідеєвого перерізу вакуумної камери [2]. Цей пристрій встановлюється в зоні відсічки вакууму і при цьому змінюється положення точки скидання насіння в сошник. В зв'язку з цим виникла необхідність вивчення впливу положення точки скидання насіння на якість роботи висіваючого апарату при пунктирному та гніздовому висіві [1].

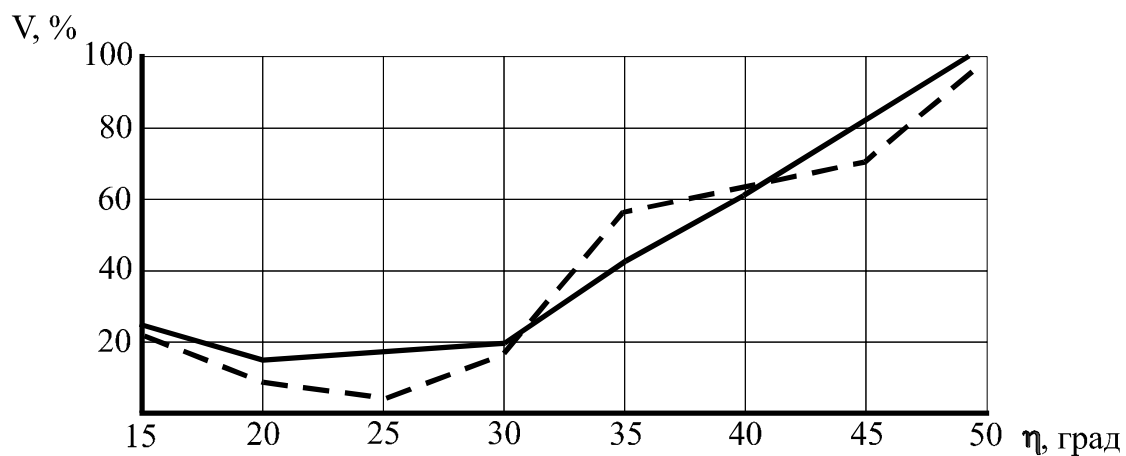
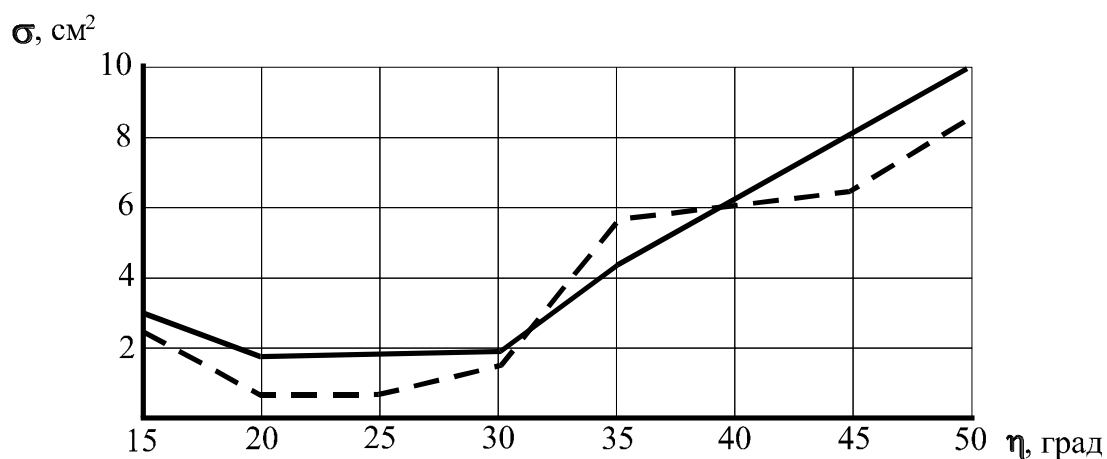
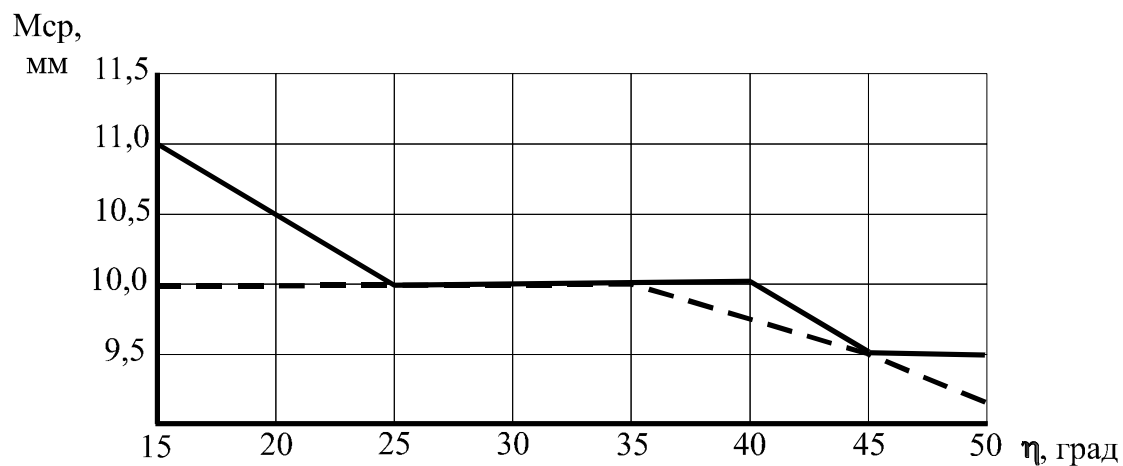
Задачею досліджень було визначення граничного положення відсікача вакууму при якому якість роботи пневматичного висіваючого апарату з пристроєм для стабілізації розрідження відповідає агротехнічним вимогам.

Критеріями оцінки якості роботи пневматичного висіваючого апарату відповідно до АТВ є показники рівномірності висіву: середня арифметична величина інтервалів між насінням (пунктирний висів) або групами насіння (гніздовий висів) – M_{cp} , см; середнє квадратичне відхилення від інтервалу – σ см²; коефіцієнт варіації – V , %; що визначалися по загально прийнятій методиці.

Умови проведення досліджень: на серійний висіваючий апарат пневматичної сівалки СУПО-6 встановлювали пристрій для стабілізації розрідження. Висіваючий апарат розміщували на висоті 14 см. над липкою стрічкою що відповідає розташуванню апарата в сівалці відносно дна борозни. Насіння в висіваючий апарат завантажувалися до середини бункеру, а при випорожненні до 1/3 частини – додавалися до попереднього рівня. Відсікач вакууму був зроблений з ручним регулюванням положення. Крок регулювання – $\eta=5^0$.

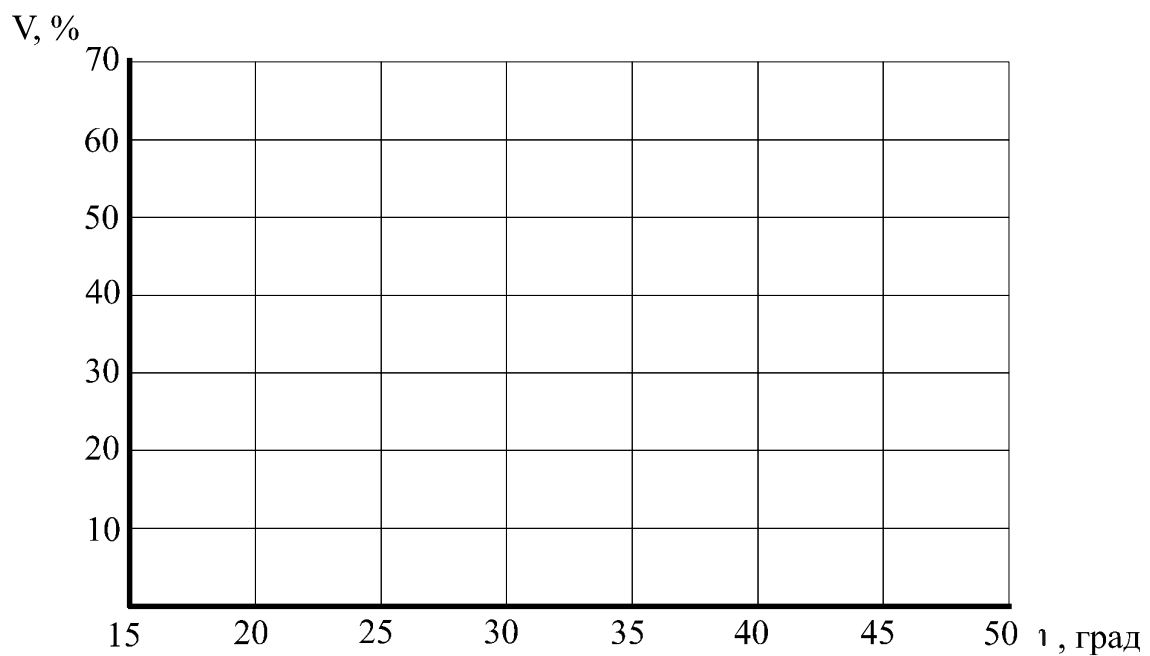
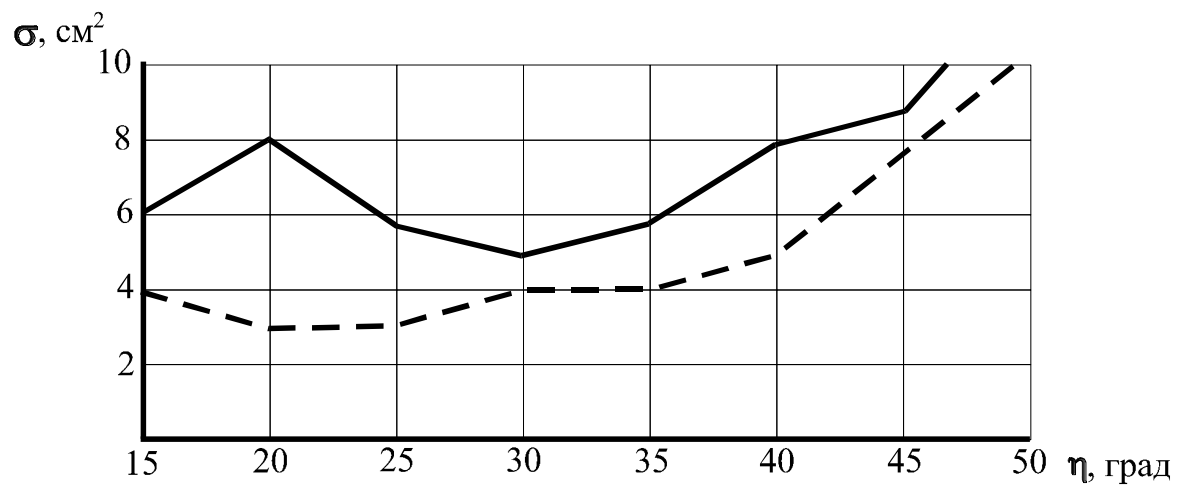
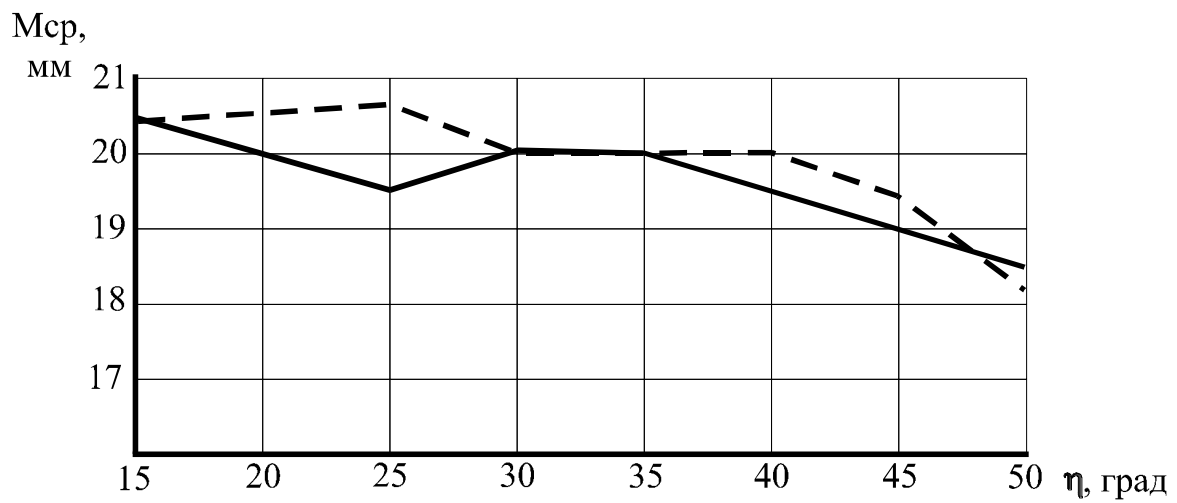
Первісна інформація дослідів складалася з послідовного ряду величин інтервалів між насінням (пунктирний висів) та розмірів гнізд (гніздовий висів). Рівномірність розподілу насіння на стрічці визначали замирюванням інтервалів між окремими насіннями або гніздами на 5-метровому відрізку. При проведенні дослідів враховувався відрізок стрічки необхідний для досягнення стрічкою та дозатором пневматичного висіваючого апарату робочих швидкостей. Для досліджень використовувалися культури: капуста Узбецька (вологість 9,9%, маса 1000 насіння 3,6 гр.) – пунктирний висів, та томати Радянські (вологість 13,6%, маса 1000 насіння 2,83 гр.) – гніздовий висів. Оскільки в задачу досліджень не входило визначення оптимального діаметру отворів що присмоктують та величини розрідження в вакуумній камері (використовувалися серійні висіваючі диски, передбачені заводською інструкцією) – розміри насіння не визначалися. По результатах досліджень побудовано графіки (рис. 1 – 4).

Аналіз графіків показав таке: пунктирний висів – найбільший кут перекриття вакуумної камери при якому зберігається якість роботи висівачного апарату в межах АТВ – 30° ; гніздовий висів – 35° . Зменшення швидкості руху сівалки до 7 км/год. Дозволяє збільшити кут перекриття відповідно до 35° та 45° . Але оскільки норми висіву овочевих культур є різними в залежності від сорту насіння та кліматичних умов, є необхідність продовжити дослідження для вивчення впливу норми висіву на якість роботи висівачного апарату зі стабілізатором розрідження.



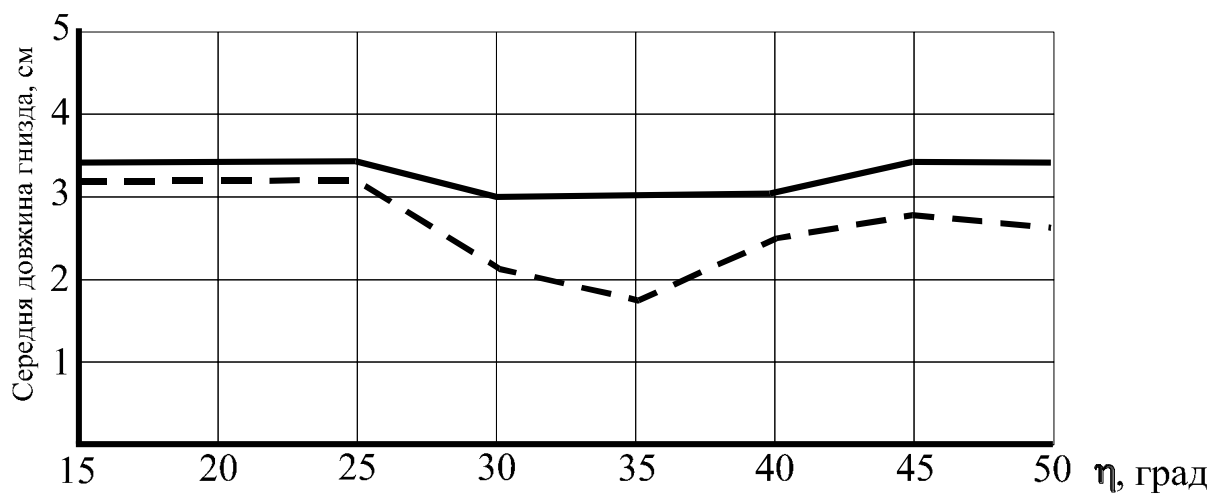
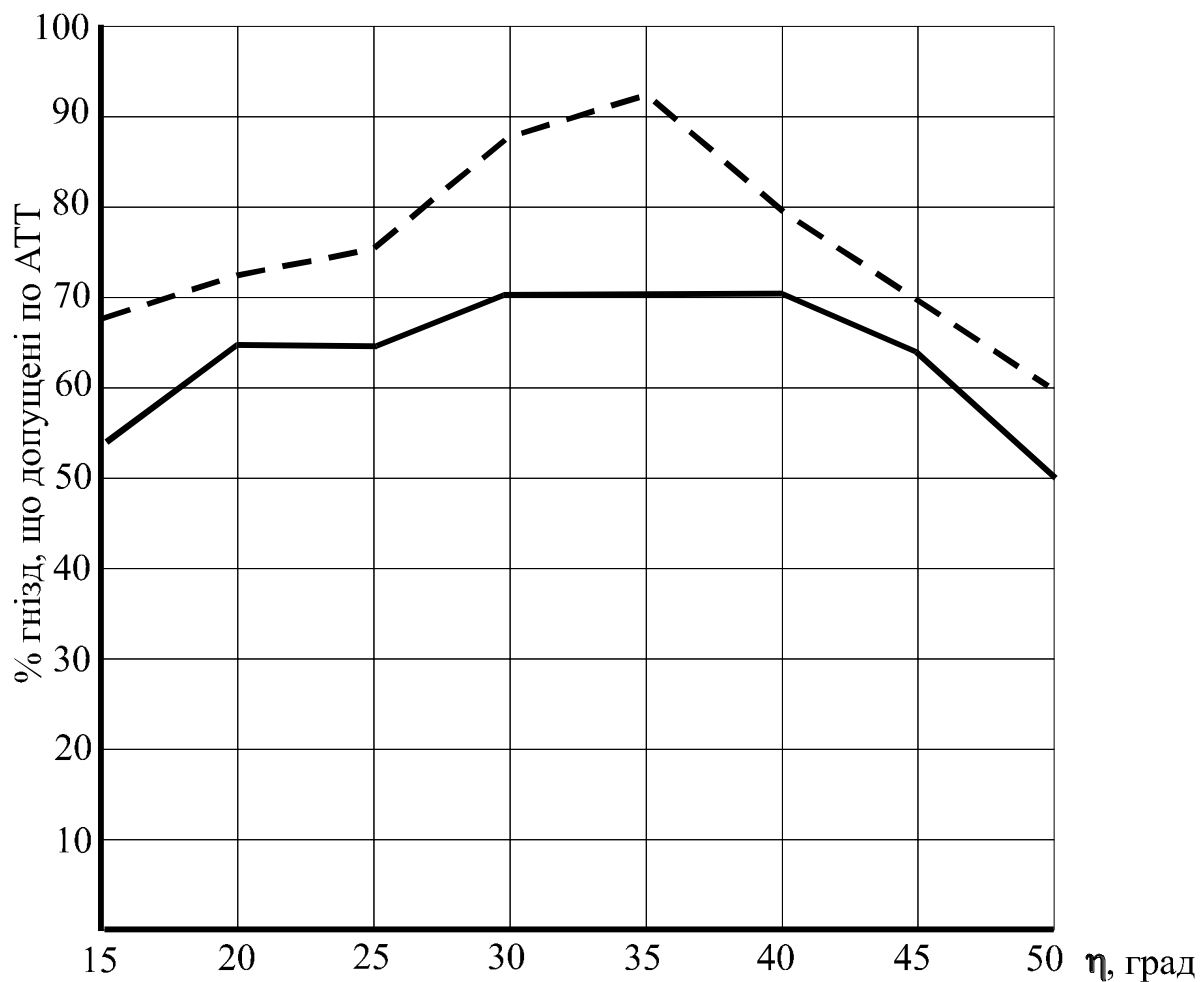
Пунктирний висів насіння капусти. Інтервал 10 см. Швидкість сівалки : +++ 7 км/год.; _____ 9 км/год.

Рисунок 1 - вплив положення точки скидання насіння на рівномірність розподілу по довжині рядка



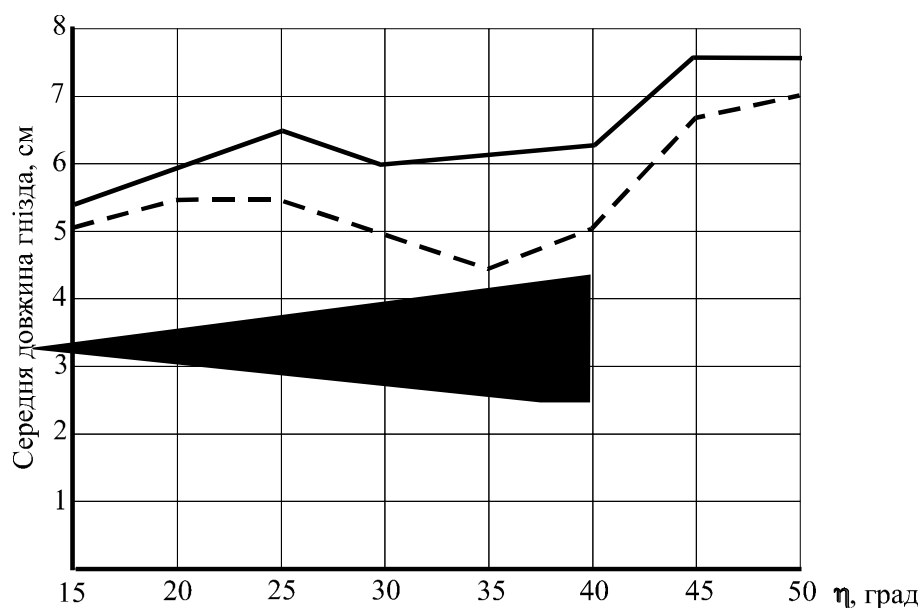
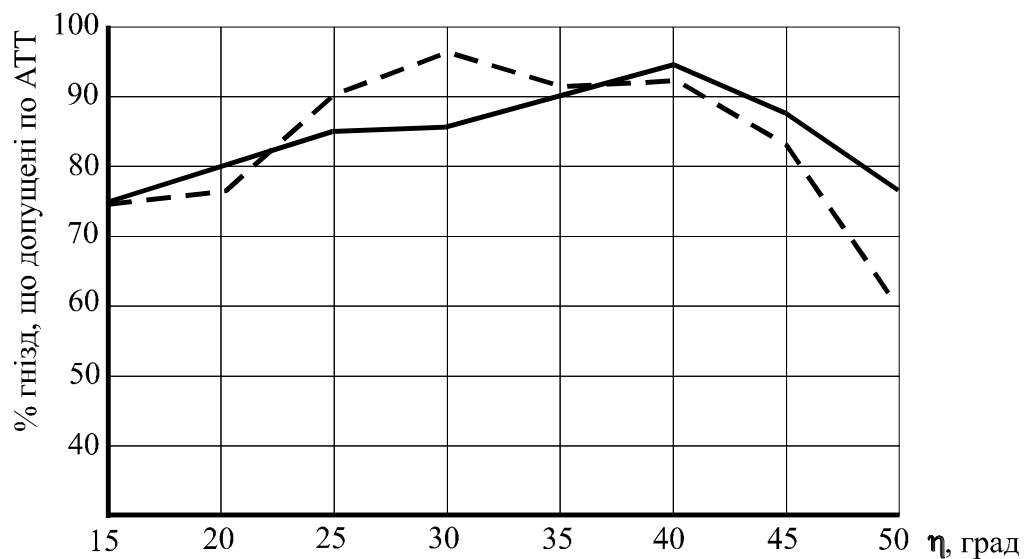
Пунктирний висів насіння капусти. Інтервал 20 см. Швидкість сівалки : +++ 7 км/год.; _____ 9 км/год.

Рисунок 2 - вплив положення точки скидання насіння на рівномірність розподілу по довжині рядка



Гніздовий висів томатів. Інтервал 15 см. Швидкість сівалки : - - - 7 км/год.; _____ 9 км/год.

Рисунок 3 - вплив положення точки скидання насіння на якість гніздового висіву



Гніздовий висів томатів. Інтервал 30 см. Швидкість сівалки : - - - 7 км/год.; _____ 9 км/год.

Рисунок 4 - вплив положення точки скидання насіння на якість гніздового висіву

Список літератури

1. С. Мартиненко, Н. Цепя, М. Остапчук Модернізація висівального апарата пневматичної сівалки: /Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин //Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 34.-Кіровоград: КДТУ, 2004. - 276 с.
2. Патент України №24875А "Пневматичний висівальний апарат", опубл. 06.10.98.

В статті розглянуто вплив положення точки скидання насіння в сошник на якість роботи пневматичного висівального апарата. Розроблено рекомендації до використання відсікача вакууму.

In the article considered the influence a situation of a point of reset drills in line on quality of work pneumatic seeding device. The recommendations for use of a reflector to vacuum are developed.

Одержано 8.02.05

Особливості розміщення насіння в забірній камері пневматичного висівного

Розміщення насіння в робочій зоні пневматичного висівного апарата має характерні особливості, які залежать від геометричних характеристик насіння, його фізико-механічних властивостей. В статті розглядаються варіанти ймовірного розміщення насіння в забірній камері та залежність орієнтації шарів насіння відносно висівного диска від форми насіння та його розмірів.

насіння просапних культур, забірня камера пневматичного апарата, висівний диск, сили, діючі на насінину

Принципи виділення одинарного зерна із маси насіння в забірній камері висівного апарата засновані на ознаках, якими можуть бути геометричні розміри зерна, його фізико-механічні властивості, в тому числі його маса, коефіцієнти внутрішнього або зовнішнього тертя тощо. При цьому необхідно, щоб вибраний принцип добре корелювався з тим технологічним процесом, для якого вибрана ознака буде істотною.

Так, наприклад, при розгляді поведінки насіння під час процесу його западання у отвори висівного диска в процесі роботи апарата необхідно перш за все визначити координати характерних точок через розміри насіння. Такими точками можуть бути (рис.1): центр ваги O_1 , точки дотику насіння X_k – з нижнім шаром насіння (віссю X) та Z_k – з площиною висівного диска (вертикальною віссю Z).

Приймемо форму насіння просапної культури у вигляді еліпсоїда. При цьому довжина L насінини буде відповідна більшому діаметру еліпсоїда $2a$, ширина B – меншому діаметру еліпсоїда – $2b$, мінімальний розмір t насінини – діаметру еліпсоїда, перпендикулярному двом вказаним діаметрам – $2c$.

В даному випадку:

$$a > b > c. \quad (1)$$

Приведемо розрахункові формули характерних точок насінини:

X_k - горизонтальна координата точки дотику насінини з віссю OX :

$$X_k = X_0 + a \sqrt{\frac{\cos^2 \alpha \sin^2 \alpha (1 - m^2)^2}{m^2 + \sin^2 \alpha (1 - m^2)}}; \quad (2)$$

Z_k - вертикальна координата точки дотику насіння з віссю OZ :

$$Z_k = Z_0 + a \sqrt{\frac{\sin^2 \alpha \cos^2 \alpha (1 - m^2)^2}{1 - \sin^2 \alpha (1 - m^2)}}; \quad (3)$$

X_0 - горизонтальна координата центра ваги насінини:

$$X_0 = a \sqrt{1 - \sin^2 \alpha (1 - m^2)}; \quad (4)$$

Z_0 - вертикальна координата центра ваги насінини:

$$Z_0 = a \sqrt{m^2 + \sin^2 \alpha (1 - m^2)}, \quad (5)$$

де α - кут нахилу більшої вісі еліпсоїда до вісі X ;

$m = b/a$ - коефіцієнт форми насіння.

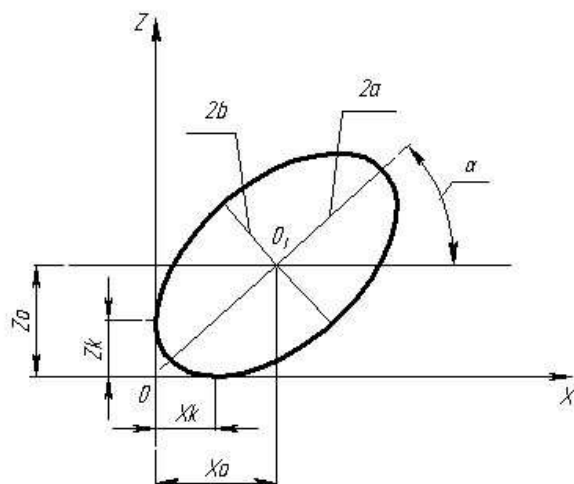


Рисунок 1 – Схема характерних точок насінини

Відомо, що розміщення насіння при заповненні забірної камери апарата має випадковий характер. Визначимо, які положення насіння будуть більш стійкими в забірній камері при висіві, а також умови орієнтації насіння відносно диска.

Зерно в процесі роботи апарата має три ступені свободи: обертання навколо осей OX, OY і OZ. На інші три ступені свободи накладаються наступні обмеження: а) вздовж вісі OX насіння рухається зі швидкістю руху шару насіння в робочій зоні; б) вздовж вісі OZ насіння зустрічає опір вищележачих шарів насіння; в) вздовж вісі OY насіння притискається до диска силами тиску бокових шарів насіння.

Для дослідження процесів орієнтації насіння в забірній камері апарата приймемо деякі допущення:

- 1) Сипуча маса складається із однакових, абсолютно твердих часток еліпсоподібної форми, розміщених відносно диска шарами;
- 2) Шари насіння рухаються один відносно одного, причому відносна швидкість їх зменшується по мірі віддалення від диска;
- 3) Розміри насіння малі у порівнянні з розмірами деталей висівного апарата.

Дослідження [1,2,3] показали, що щільність розподілу лінійних характеристик насіння пророслих культур підкоряється нормальному закону:

$$P = \frac{1}{G\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x_i - \bar{x})^2}{2G^2}}, \quad (6)$$

де $\bar{x}$ і G - середнє арифметичне і середнє квадратичне відхилення;

x_i - поточне значення розміру.

В роботі [4] показано, що розміри і абсолютна маса дають коефіцієнти кореляції, достатні для побудови рівняння регресії у вигляді:

$$m_n = l^\alpha b^\beta t^\gamma, \quad (7)$$

де m_n - абсолютна маса насіння;

l, b, t - відповідно довжина, ширина, товщина насінини;

α, β, γ - показники ступені.

Однак дослідження показують також, що при цьому найменша різниця виявлена між шириною та товщиною насіння кукурудзи, сої, ріпичи, бобових, тому при

дослідженні зв'язків між роботою висівних апаратів і розмірами насіння часто можна використати лише дві лінійні характеристики – довжину та ширину.

Розглянемо поведінку насінини в площині YOZ при роботі висівного диска. На рис. 2 показані сили, які діють на насінину.

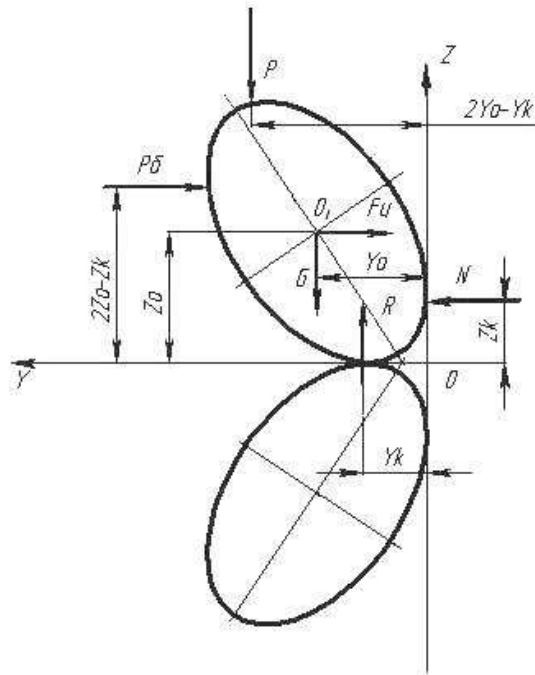


Рисунок 2 – Схема сил, які діють на насінину в забірній камері

Розглянемо рівновагу насінини, коли поворотний момент від насіння, яке розміщене зверху, намагається розвернути її проти часової стрілки.

Складемо рівняння рівноваги в площі YOZ:

$$\sum P_x = 0; \quad N - F_y - P_\delta = 0; \quad (8)$$

$$\sum P_z = 0; \quad R - G - P = 0; \quad (9)$$

$$\sum m_x = 0; \quad GY_0 + P(2Y_0 - Y_k) + NZ_k - RY_k - F_y Z_0 - P_\delta(2Z_0 - Z_k) = 0. \quad (10)$$

Вирішивши сумісно перші два рівняння, одержимо значення опорних реакцій:

$$N = G\left(\frac{W^2 r}{g} + \mu\epsilon\right); \quad R = G(1 + \mu), \quad (11)$$

де P - проекція рівнодіючої сил тиску верхніх шарів насіння і сил тертя на вісь OZ;

P_δ - проекція рівнодіючої сил тиску бокових шарів насіння і сил тертя на вісь OY;

F_y - відцентрові сили, прикладені до центра ваги і перпендикулярні площині диска;

R - реакція нижніх шарів на насінину;

N - реакція диска на насінину.

Підставляємо в рівняння (11) моментів замість N і R їх значення, а також чисельні значення Y_0 ; Y_k ; Z_0 і Z_k із виразів (2-5).

Після підстановки одержимо рівняння рівноваги насінини навколо вісі OX:

$$(2\mu + 1)\sqrt{\frac{\cos^2 \alpha \sin^2 \alpha (1 - m^2)^2}{m^2 + \sin^2 \alpha (1 - m^2)}} - \left(\frac{W^2 r}{g} + 2\mu\epsilon\right)\sqrt{\frac{\cos^2 \alpha \sin^2 \alpha (1 - m^2)^2}{1 - \sin^2 \alpha (1 - m^2)}} = 0.$$

Вирішуючи одержане рівняння відносно кута нахилу довгої вісі насінини α , одержимо його корені:

$$\alpha_1 = 0^0; \quad \alpha_2 = 90^0; \\ \alpha_3 = \arcsin \sqrt{\frac{(2\mu+1)^2 + (\frac{W^2 r}{g} + 2\mu\varepsilon)^2}{(2\mu+1)^2 + (\frac{W^2 r}{g} + 2\mu\varepsilon)^2 (1-m^2)}}. \quad (12)$$

В площині YOZ насінина має такі положення рівноваги:

1) Довга вісь еліпса паралельна вісі OY. В цьому випадку лінії дії сили вертикального тиску і реакції нижнього насіння, сили бокового тиску і реакції диска проходить через центр ваги насінини.

2) Довга вісь насінини паралельна вісі OZ (площини диска). Тут також всі сили проходять через центр ваги насінини. В нахиленому положенні насінина буде знаходитись в рівновазі у випадку, коли момент відносно вісі OX від сил бокового тиску і відцентрових сил дорівнює моменту від вертикальних сил і сил ваги.

В процесі переміщення насінини під шаром насіння вертикальний диск не залишається постійним. Із формули (12) видно, що у випадку збільшення вертикальних сил $(2\mu+1)$ для збереження рівноваги потрібно, щоб кут нахилу насінини збільшувався. Якщо цього не буде, то рівновага порушується і насінина може зійти з зайнятого положення відносно отвору диска.

Таким чином, в площині YOZ насінина має два стійкі положення: середня вісь насінини паралельна вісі OY і середня вісь насінини паралельна вісі OZ. Всі інші положення нестійкі.

Отже, насінина буде повертатись навколо вісі OX до тих пір, поки не займе положення рівноваги, при цьому припиняється обертання насінини навколо вісі OX.

Дослідження також показали, що для всіх просапних культур, насіння яких має форму еліпсоїда, але відрізняється загальними розмірами, розглянуті закономірності дійсні для цих видів насіння.

Список літератури

- 1 Вайсман М.Л., Резников А.Р. К методике определения физико-механических свойств семян. – Тр. ВНИИМЭМК, М., 1971, вып.3, С.139-140.
- 2 Шмат С. И., Каневец И.С. и др. О целесообразности высева четвертой фракции семян кукурузы, сб. “Конструирование и производство сельскохозяйственных машин”, вып.5, К., Техніка, 1975.
- 3 Кардашевський С.В., Шмат С.И., Колесниченко Ю.П. О сокращении количества фракций высеваемых семян кукурузы., ж. “Вестник сельскохозяйственной науки”, №5, 1979, С.78-82.
- 4 Рославцева Б.И. Методы статистического анализа размерных характеристик семян.- Тр. УкрНИИСХОМ, К., 1969, вып.6, С.43.

Размещение семени в рабочей зоне пневматического высевного аппарата имеет характерные особенности, которые зависят от геометрических характеристик семени, его физико-механических свойств. В статье рассматриваются варианты вероятного размещения семени в заборной камере и зависимость ориентации пластов семян относительно высевного диска от формы семени и его размеров.

Accommodation of a seed in a working zone of the pneumatic sowing device has prominent features which depend on geometrical characteristics of a seed, its physicomachanical properties. In clauses variants of probable accommodation of a seed in the intaking chamber and dependence of orientation of layers a seed concerning a sowing disk from the form of a seed and its sizes are considered.

Одержано 09.02.05

П. А. Скляр, Ю.В. Мельник, кандидаты технических наук, доценты

Государственный Аграрный Университет Молдовы, г. Кишинёв

Обоснование параметров комплексной биоэнергетической установки на возобновляемых источниках энергии

В работе обоснована необходимость применения энергосберегающих технологий и биоэнергетических установок в нейтрализации отходов сельскохозяйственного производства и предложен расчет основных параметров биогазовых установок. – Библиогр. 10.

параметры, биоэнергетическая установка, энергосберегающие технологии, отходы с/х производства

В агропромышленном комплексе большинства стран сложился комплекс серьезных проблем, основными из которых являются:

1. Экологическая – характеризующаяся накоплением больших объемов отходов сельскохозяйственного производства (навоза, навозных стоков, отходов перерабатывающих производств и др.), загрязняющих окружающую среду – воздух,

почву, воду. Наиболее опасными являются навоз и навозные стоки животноводческих предприятий, крестьянских и фермерских хозяйств, а также помёт птицефабрик. Их хранение требует значительных площадей, средств на сооружение и содержание навозохранилищ. Однако навозохранилища не являются гарантом в предотвращении утечек навозных масс и распространении их в воздушном бассейне, почве, в наземных водоёмах и подземных водах. Кроме этого биомасса при накоплении в открытых хранилищах выделяет метан – вызывающий парниковый эффект.

2. Энергетическая – связана с дефицитом природных энергоносителей (углеродного топлива) и электрической энергии особенно в сельской местности, стоимость которых приобрела тенденцию к постоянному росту, что отрицательно сказывается на всех сферах производства и цивилизованной жизни человека.

3. Проблема плодородия почвы – связана с устаревшими технологиями утилизации навоза, вследствие чего в почву запахивается низкокачественная органика с высоким уровнем запаха, содержанием семян сорных растений, содержанием азота, фосфора и калия в трудноусвояемой растениями форме. Такое органическое удобрение не обеспечивает накопление гумусного слоя в почве, не способствует формированию качественного структурно-агрегатного состояния почвы.

Перечисленные проблемы, независимо от уровня экономического развития стран и регионов, предстоит решать в первой половине XXI века. Опыт показывает, что наиболее эффективно осуществить решение изложенных проблем можно путём использования новейших технологий, конструкторских и эксплуатационных решений переработки отходов сельскохозяйственного производства.

Примером такого подхода могут служить энергосберегающие технологии переработки биомасс, которые позволяют решать одновременно ряд взаимоувязанных проблем [1, 2]:

1) экологическую – утилизацию отходов сельскохозяйственного производства без вредного воздействия на окружающую природу;

- 2) энергетическую – получение энергоносителей из биомассы;
- 3) агрохимическую – получение экологически чистых, высокоэффективных органических удобрений;
- 4) социальную - улучшение условий цивилизованной жизни особенно сельских жителей.

Анализ результатов использования энергосберегающих технологий на основе возобновляемых источников энергии (ВИЭ) показывает, что наибольшую эффективность можно получить при использовании нескольких видов энергоисточников. Разработанная нами конструктивно-технологическая схема комплексной биоэнергетической (БЭУ) установки работает на использовании биомассы (навоз, навозные стоки, растительные отходы листостебельной массы с.х. культур) и солнечной энергии [3, 4]. Основой установки являются два модульных блока: биогазовый и гелиотермический.

Эффективность работы биогазового блока определяется суточным выходом биогаза и его химическим составом, которые зависят от ряда факторов, обеспечивающих стабильные условия протекания процесса метанового сбраживания биомассы [5]:

- 1) влажность биомассы должна быть не менее 85% при высокой концентрации азота (не менее 7 мг на 100 кг органического вещества), а концентрация ионов водорода в пределах $pH = 7,0 \dots 7,6$ при оптимальном соотношении $C : N = 0,06 \dots 0,1$;
- 2) предварительный подогрев биомассы до необходимой температуры в зависимости от режима работы (мезофильный или термофильный);
- 3) гомогенизированное состояние субстрата в метантенке;
- 4) своевременная доза загрузки биореактора свежей порцией субстрата с одновременной выгрузкой перебродившей массы;
- 5) постоянство температурного режима в метантенке ($32 \dots 36^\circ C$ – мезофильный режим, $50 \dots 55^\circ C$ – термофильный);
- 6) анаэробная среда и отсутствие света в метантенке.

Эффективность работы гелиотермического блока зависит от: продолжительности солнечного сияния и интенсивности солнечной радиации, конструктивных особенностей гелиоколлектора и собственных потерь тепла в системе.

Исходными данными для расчёта БЭУ являются:

1. Суточный выход навоза на предприятии;
2. Конкретная информация о технологических процессах, для которых будут использоваться биогаз и горячее водоснабжение от гелиотермического блока.

Основными элементами в блоке биогаза являются: резервуар – подогреватель, метантенк и газгольдер, параметры которых рассчитываются.

1. Объём резервуара для предварительного нагрева навозной массы:

$$V_{np} = \frac{M_{cym}}{\rho_n} \cdot t_o, \text{ м}^3 \quad (1)$$

где M_{cym} - масса суточного выхода (навоза) на предприятии, кг;

ρ_n - плотность навоза, кг/м^3 ; (для жидкого навоза КРС $\rho = 1010 \dots 1020 \text{ кг/м}^3$; свиного – $1050 \dots 1070 \text{ кг/м}^3$; куриного помёта $700 \dots 1005 \text{ кг/м}^3$; соломистого навоза КРС $\rho = 530 \dots 890 \text{ кг/м}^3$ при влажности $80 \dots 85\%$).

t_o - время отстоя навоза, сут (принимают $t = 1 \dots 2$ сут.).

2. Объём метантенка:

$$V_m = \frac{M_{cym}}{\rho_n \cdot q_{cym}} \cdot 100, \text{ м}^3 \quad (2)$$

где: $q_{сут}$ – суточная доза загрузки метантенка, обеспечивающая стабильный процесс метаногенеза, % ($q_{сут} = 4,5\%$ - при мезофильном режиме; $q_{сут} = 9...9,5\%$ - при термофильном режиме [6]).

3. Продолжительность сбраживания биомассы (Т) и суточная доза загрузки метантенка по объёму связаны соотношением [7]:

$$T = \frac{100}{q_{сут}}, \text{ суток} \quad (3)$$

4. Суточный выход биогаза:

$$V_{б.г}^{сут} = M_{сут} \cdot g, \text{ м}^3 \quad (4)$$

где g – выход биогаза с 1т перерабатываемого субстрата, $\text{м}^3/\text{т}$ [8]:

- навоз КРС – $g = 15 \dots 25 \text{ м}^3/\text{т}$; навоз свиней - $g = 15 \dots 25 \text{ м}^3/\text{т}$;

помёт птицы - $g = 40 \dots 50 \text{ м}^3/\text{т}$.

5. Объём газгольдера для сбора и хранения биогаза:

$$V_{г.г.} = \frac{V_{б.г.} \cdot t_{н.б.}}{24}, \text{ м}^3 \quad (5)$$

где: $t_{н.б.}$ – время накопления биогаза, ч, $t_{н.б.} = 16 \dots 18$ ч.

Конструктивные размеры резервуара, предварительного подогрева биомассы, метантенка и газгольдера определяются исходя из принимаемых геометрических форм их резервуаров.

6. Тепловая энергия суточного выхода биогаза:

$$Q_{сут} = M_{сут} \cdot C_{б.г.}, \text{ МДж} \quad (6)$$

где: $C_{б.г.} = 21 \dots 24 \text{ МДж}/\text{м}^3$ или $5,6 \dots 6,1 \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{м}^3}$ – теплотворная способность биогаза.

7. Расход теплоты на собственные нужды биогазового блока БЭУ (нагрев биомассы до температуры режима работы биореактора):

$$Q_{с.н.} = \frac{M_{сут} (t_2 \cdot t_1) \cdot C_n}{\rho \cdot \eta}, \text{ МДж} \quad (7)$$

где: t_1 и t_2 – температура навоза: до нагрева и после нагрева, $^{\circ}\text{C}$;

($t_1 = 8...12^{\circ}\text{C}$, $t_2 = 32...36^{\circ}\text{C}$ при мезофильном режиме и $t_2 = 52...55^{\circ}\text{C}$ при термофильном режиме);

C_n – удельная теплоёмкость навоза, $\text{МДж}/\text{кг} \cdot \text{град.}$, $C_n = (1.16...4.06) \cdot 10^{-3} \text{ МДж}/\text{кг} \cdot \text{град. C}$

η - кпд котельного агрегата; $\eta = 0,7 \dots 0,8$.

8. Объём биогаза потребляемый биогазовым блоком на собственные потребности БЭУ:

$$V_{БС.Н} = \frac{Q_{с.н.}}{C_{б.г.}}, \text{ м}^3 \quad (8)$$

9. Коэффициент использования биогаза на собственные потребности БЭУ:

$$\eta_{б.с.н.} = \frac{V_{Б.С.Н.}}{V_{б.г.}^{сут}} \cdot 100, \% \quad (9)$$

10. Суточный выход товарного биогаза составляет:

$$V_{б.Т} = V_{б.г.}^{сут} - V_{Б.С.Н.}, \text{ м}^3 \quad (10)$$

Товарный биогаз при непосредственном его сжигании в котлах, теплогенераторах, газовых плитах превращается в тепловую энергию с КПД 70...90%. При использовании биогаза в дизельных электрогенераторах получают электрическую энергию в основном для местного использования. При этом КПД использования биогаза составляет только 25...30%.

Исходными данными для расчётов гелиотермического блока БЭУ являются: 1-суточная потребность предприятия в горячей воде ($Q_{г.в.}$) заданной температуры; 2-географическое место расположения установки.

11. Суточная тепловая нагрузка гелиотермического блока составляет:

$$C_{сут} = Q_{г.в.} \cdot \rho \cdot C_{г.} \cdot (t_2 - t_1), \text{ МДж/сут.} \quad (11)$$

где $Q_{г.в.}$ – суточная потребность горячей воды, м³/сут.;

ρ – плотность воды, кг/м³;

$C_{г.}$ – теплоемкость воды, Дж/кг·Град. C ($C_{г.} = 4,19 \cdot 10^3$ Дж/кг·град. C);

t_1 и t_2 – температура воды до нагрева и после нагрева, ($t_1 = 16...18^\circ\text{C}$; $t_2 = 55...65^\circ\text{C}$).

12. Сезонная тепловая нагрузка блока:

$$C_{сез} = C_{сут} \cdot n, \text{ МДж} \quad (12)$$

где n – число дней гелиоработы блока в году.

13. Площадь поверхности гелиоприемника:

$$F_{г.п.} = \frac{C_{сез} \cdot \theta}{E \cdot R}, \text{ м}^2 \quad (13)$$

где E – приход солнечной энергии на горизонтальную поверхность гелиоприемника за период его работы по месяцам, МДж/м² [9];

R – коэффициент пересчета количества солнечной энергии с горизонтальной поверхности на наклонную (для сезонных систем горячего водоснабжения при оптимальном угле наклона гелиоприемника к горизонтальной поверхности рекомендуют принимать $R = 1,05$ [9]);

θ – безразмерный параметр, зависящий от сезонной нагрузки (f) гелиоприемника (при $f = 0,75$, $\theta = 1,58$ [9]).

Исходя из площади, выбирают геометрические размеры – длину L и ширину B . Так как площадь поверхности гелиоприемника может быть довольно большой, ее разделяют на отдельные секции.

14. Суточная производительность гелиоприемника:

$$W_{г.п.} = \frac{Q_{г.в.}}{F}, \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{сут.} \quad (14)$$

15. Количество водонагревательных труб в гелиоприемнике:

$$Z = \frac{B}{b}, \text{ шт.} \quad (15)$$

где B – ширина гелиоприемника, м;

b – ширина поверхности нагрева для одной секции трубы с учетом теплоотдачи от нагревательной поверхности, м ($b = 0,13...0,1$ м [9]).

16. Внутренний диаметр трубы гелиоприемника определяется из уравнения пропускной способности трубы W_T :

$$W_T = \frac{\pi d^2}{4} \cdot V, \text{ м}^3/\text{с} \quad (16)$$

Откуда

$$d = 2\sqrt{\frac{W_T}{\pi V}}, \text{ м} \quad (17)$$

где W_T – секундная пропускная способность гелиоприемника, м³/с;

V – скорость движения воды в трубах коллектора гелиоприемника, м/с.

Пропускная способность коллектора гелиоприемника:

$$W_k = \frac{W_{\text{с.н.}} \cdot F_{\text{с.н.}}}{3600 \cdot T_{\text{сут}}}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (18)$$

где $T_{\text{сут}}$ – время работы гелиоприемника течение светового дня, час.

17. Выбор длины труб гелиоприемника.

В гелиоприемнике трубы могут укладываться прямыми рядами и рядами типа «змеевик». При укладке прямыми рядами длина труб принимается следующим образом:

$$l_{\text{тр}} = L + 2l_1 + 2l_2, \text{ м} \quad (19)$$

где L – внутренняя длина рамы гелиоприемника, м;

l_1 – толщина стенок рамы гелиоприемника, м;

l_2 – размер выхода трубы из рамы гелиоприемника, м; $l_2 = 0,02 \dots 0,03\text{м}$.

Расчет длины трубы при укладке рядами типа «змеевик» изложен в статье [10].

Трубы для гелиоприемника выбираются тонкостенные, согласно ГОСТа.

18. Тепловая мощность плоского гелиоприемника определяется по формуле:

$$N_0 = F_{\text{с.н.}} \cdot [I_{\text{с.р.}} \cdot \eta - U_L(t_2 - t_1)], \text{ Вт} \quad (20)$$

где $F_{\text{с.н.}}$ – площадь поверхности гелиоприемника, м²;

$I_{\text{с.р.}}$ – плотность потока солнечной радиации, поступающей на поверхность гелиоприемника на данной географической широте, Вт/м²;

η – эффективный оптический КПД гелиоприемника; $\eta = 0,78$ [9];

U_L – полный коэффициент тепловых потерь гелиоприемника, Вт/м² · °С; ($U_L = 6 \dots 8$ [9]).

19. Ориентация гелиоприемника в пространстве.

Эффективность работы гелиоприемника помимо конструктивных особенностей и климатических условий (величины солнечной радиации, облачности, скорости ветра, температура окружающего воздуха) в значительной мере зависит от его ориентации в пространстве относительно солнца, а также от угла наклона рабочей поверхности к линии горизонта.

Наиболее выгодной является такая ориентация гелиоприемника, когда в полдень солнечные лучи падают перпендикулярно к его поперечной оси симметрии. Такое расположение соответствует строгой ориентации на юг. Допускается поворот до 15° на восток или запад. Поворот на больший угол снижает эффективность поглощения солнечной радиации рабочей поверхности гелиоприемника.

Наиболее благоприятным углом наклона гелиоприемника к линии горизонта, является такой угол, при котором солнечные лучи в полдень были бы перпендикулярны к рабочей поверхности. Однако положение солнца над линией горизонта в полдень в течение года не постоянно и в разные месяцы года различно. Менять положение гелиоприемника относительно положения солнца над линией горизонта в коллекторных системах не предусматривается. Поэтому необходимо выбрать такой средний угол наклона гелиоприемника, который позволял бы в различные времена года принимать максимальное количество солнечной энергии.

Установлено, что наиболее благоприятным углом наклона гелиоприемника к горизонту является угол географической широты (СШ) местности [9].

На основании проведенных исследований получены следующие результаты:

1. Обоснована необходимость переработки отходов сельскохозяйственного производства на основе энергосберегающих технологий, обеспечивающих охрану окружающей природы, получение дополнительных энергоносителей и получение высококачественных органических удобрений.

2. Предложена методика расчета биоэнергетических установок работающих на использовании биомасс отходов сельскохозяйственного производства и энергии Солнца.

Список литературы

1. Реймерс Н.Ф. Охрана природы и окружающей среды. – М.: 1992. – 320 с.
2. Панцхава Е. С., Пожарнов В. А. И., Головков А.М., Черкашина Н.Ф. Биогазовые технологии и высококачественные органические удобрения. // Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве. Труды 3-й Международной научно-технической конференции. Часть 4.: ВИЭСХ, 2003. с. 241 – 244.
3. Скляр П. А., Мельник Ю. В. Комплексная биотепловая энергетическая установка на возобновляемых источниках энергии. Юбилейный сборник научных трудов, ГАУМ – Кишинев, 2000 – с. 142 – 146.
4. Скляр П. А., Побединский В.М., Дарадуда Н.И. Комплексное использование возобновляемых энергоисточников в Молдове. // Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве. Труды 3-й Международной научно-технической конференции. Часть 4. М.: ВИЭСХ, 2003. С. 308 – 314.
5. Баротфи И., Рафай П. Энергосберегающие технологии и агрегаты на животноводческих фермах. Перевод с венгерского. М.: Агропромиздат, 1988. – 228 с.
6. Ковалев А. А., Гриднев П. И. Использование отходов животноводства для получения биогаза. Энергосберегающие технологии в сельскохозяйственном производстве. Научные труды. Том 64. М.: ВИЭСХ. с. 107 – 113.
7. Бродович К., Степпа М. Производство и использование биогаза. // Международный сельскохозяйственный журнал, 1983, №6. – 35 с.
8. Бойлс Д. Биоэнергия: технология, термодинамика, издержки М.: Агропромиздат, 1987. – 152с.
9. Харченко Н. В. Индустриальные солнечные установки. М.: Энергоатомиздат, 1991. – 208 с.
10. Скляр П.А., Горобец В.Ф., Мельник Ю. В. Совершенствование конструкций солнечных водонагревателей. Научные труды, Т. 8, ГАУМ – Кишинев, 2000. с.103 – 108.

В работе обоснована необходимость применения энергосберегающих технологий и биоэнергетических установок в нейтрализации отходов сельскохозяйственного производства и предложен расчет основных параметров биогазовых установок. – Библиогр. 10.

In work is motivated need of the using keep energy technologies and biogas installations in neutralizations of agricultural production wastes and is offered the calculation main parameters of biogas installations.

Получено 25.09.05

П.М. Фастовець, наук. співр.

Національний науковий центр “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства” (ННЦ “ІМЕСГ”)

Оптимізація параметрів режиму наплавлення тріщиностійкого вуглецевого сталевго шару

На основі експериментальних досліджень встановлено математичні моделі зміни схильності до утворення тріщин і вмісту вуглецю у наплавленому металі, твердості і товщини наплавленого шару, товщини дефектного шару в залежності від параметрів режиму наплавлення дуговим способом із газополуменевим захистом. Визначено оптимальні параметри режиму наплавлення тріщиностійкого вуглецевого сталевго шару.

вали, відновлення, дугове наплавлення, вуглецевий шар, тріщини, твердість, параметри режиму, математичне планування експериментів, оптимізація

Через низьку купівельну спроможність сільськогосподарських товаровиробників, що склалась в державі з ряду причин, фактичний обсяг споживання запасних частин відстає від реальної потреби. Наприклад, в 2003 році для підтримання наявного машинно-тракторного парку у роботоздатному стані підприємствами машинобудівної галузі АПК було реалізовано запасних частин на суму 407,5 млн. грн. [1], що у 3 рази менше потреби.

Недостатня забезпеченість запасними частинами призводить до зменшення технічної готовності машин, яка вже зараз знаходиться у межах від 70% до 80% і нижче. Відповідно зростають простой техніки і, як наслідок, підвищується собівартість сільськогосподарської продукції, що є в цілому негативним фактором в економіці країни. Тому актуальною задачею є зменшення вартості запасних частин. Одним із шляхів вирішення цієї задачі може бути відновлення зношених деталей. У цьому разі ринок запасних частин доповниться більш дешевими відновленими деталями, які вироблятимуть підприємства ремонтної галузі АПК. Для якісного і ефективного відновлення деталей потрібно створити відповідне технологічне забезпечення ремонтного виробництва [2].

Дослідження у напрямку розробки сучасних технологій відновлення валів сільськогосподарських машин виконуються в ННЦ “ІМЕСГ” у рамках Національної програми виробництва технологічних комплексів машин і обладнання для АПК України на 1998 – 2005 роки і згідно завдань Науково-технічної програми на 2001 – 2005 роки “Технічний сервіс в агропромисловому виробництві”.

Для відновлення зношених шліцьових поверхонь, циліндричних поверхонь із шпонковими пазами, а також циліндричних поверхонь із зносом більше 0,5 мм застосовують способи електродугового наплавлення. На сьогодні зварювальні і наплавлювальні роботи займають більше половини загального об’єму відновлення деталей.

У ремонтному виробництві віддають перевагу тим способам наплавлення, які забезпечують меншу собівартість відновлення. Це наплавлення у відкритій атмосфері, в потоці повітря, у водяній парі, вібродугове і з газополуменевим захистом. Наприклад, собівартість наплавлення з газополуменевим захистом в 1,7-2,4 рази менша, ніж під шаром флюсу, у вуглекислому газі і порошковим дротом. Як показали дослідження, цьому способу властива висока стійкість проти утворення пор і широкі технологічні

можливості [3]. Зносостійкість відновлених поверхонь валів, наплавлених високовуглецевим електродним дротом вища, ніж наплавлених дротом Нп-30ХГСА у вуглекислому газі. Але в наплавленому вуглецевому металі утворюються тріщини. На основі аналізу науково-технічної інформації показано негативний вплив тріщин в наплавленому металі на зносостійкість і опір втомі відновлених валів [4]. Вже виконані окремі дослідження в напрямку підвищення тріщиностійкості вуглецевого наплавленого металу [5]. Проте для розробки технології відновлення зношених валів потрібно оптимізувати параметри режиму наплавлення тріщиностійкого вуглецевого сталевго шару.

Метою досліджень даної роботи – підвищити тріщиностійкість наплавленого вуглецевого сталевго шару шляхом вдосконалення способу наплавлення з газополуменевим захистом.

Дослідні наплавки виконували на циліндричні зразки діаметром 47 мм і довжиною 180 мм із сталі 45 ГОСТ 1050-88. Вміст основних хімічних елементів в сталі такий, %: вуглецю-0,44, кремнію-0,30, марганцю-0,73, сірки-0,034. На кожний зразок наплавляли по 5 ділянок. Щоб виключити вплив попереднього підігріву кожну наступну ділянку наплавляли після охолодження зразка на спокійному повітрі. Наплавлення виконували по гвинтовій траскторії із перекриттям суміжних валиків. У якості плавкого електроду використовували вуглецевий пружинний дріт В-2А ГОСТ 9389-75 діаметром 1,5 мм. Хімічний склад дроту такий, %: вуглецю-0,85, кремнію-0,27, марганцю-0,59, сірки-0,019. Зварювальну ванну захищали газовим полум'ям за допомогою газового пальника [6]. Для живлення пальника використовували технічний кисень ГОСТ 5583-78 і побутовий пропан-бутан ГОСТ 20448-80. Витрату газів контролювали ротаметрами РМ-0,41 ГУЗ і РМ-0,63 ГУЗ.

У дослідженні застосовували математичне планування експериментів [7]. Вибрали $\frac{1}{4}$ репліку (2^{5-2}) від повного факторного експерименту 2^5 . Матриця планування експерименту з генеруючими співвідношеннями $X_4=X_1 X_2 X_3$ і $X_5=X_2 X_3$ приведена в таблиці 1, а змінні фактори, їх рівні та інтервали варіювання – в таблиці 2. Досліди не дублювали. Дисперсії параметрів оптимізації визначали за трьома паралельними дослідями в центрі плану.

Параметрами оптимізації були: відносний коефіцієнт довжини тріщин як кількісний показник тріщиностійкості наплавленого металу; вміст вуглецю в наплавленому металі як показник зносостійкості відновленої поверхні; твердість наплавленого шару як показник його оброблюваності; товщина наплавленого шару як показник технологічності процесу відновлення; товщина дефектного шару як показник продуктивності механічної обробки наплавлених поверхонь.

Таблиця 1 – Матриця планування експерименту

№ п/п	Змінні фактори				
	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
1	+	+	+	+	+
2	-	+	+	-	+
3	+	-	+	-	-
4	-	-	+	+	-
5	+	+	-	-	-
6	-	+	-	+	-
7	+	-	-	+	+
8	-	-	-	-	+

Таблиця 2 – Позначення, рівні та інтервали варіювання факторів

Фактори	Позначення		Рівні факторів			Інтервал варіювання
	дійсне	кодове	нижній -1	нульовий 0	верхній +1	
Швидкість наплавлення, м/год.	V _н	X ₁	28	40	52	12
Сила зварювального струму, А	J _{зв}	X ₂	125	155	185	30
Напруга на дузі, В	U _д	X ₃	20	22	24	2
Витрата кисню, л/год.	Q _к	X ₄	200	250	300	50
Крок наплавлення, мм	S	X ₅	3,5	4,0	4,5	0,5

Для оцінки тріщиностійкості застосовували методику, приведену в роботі [8]. Тріщини в наплавленому металі виявляли магнітопорошковим методом після токарної обробки і шліфування. Використовували магнітний дефектоскоп ПМД-70. На виготовлених дефектограмах визначали довжину тріщин. Схильність наплавленого металу до утворення тріщин оцінювали відносним коефіцієнтом довжини тріщин, який визначали за формулою:

$$K_T = \frac{\sum_{i=1}^n l_i}{n \sqrt{\pi^2 d^2 + s^2}}, \quad (1)$$

де l_i – довжина тріщин на i -му наплавленому валику, мм;

n – кількість наплавлених валиків, шт.;

d – діаметр поверхні, мм;

s – крок наплавлення, мм.

Вміст вуглецю у наплавленому шарі визначали кулонометричним способом за допомогою експрес-аналізатора АН-7529, а твердість – на приладі ТК-14-250 із переводом в одиниці твердості за Бринелем. Товщину наплавленого шару і товщину дефектного шару вимірювали за допомогою мікрометра.

В результаті обробки експериментальних даних отримали математичні моделі зміни відносного коефіцієнту довжини тріщин (K_T), вмісту вуглецю в наплавленому металі (C_H), твердості наплавленого шару (НВ), товщини наплавленого шару (h_H) і товщини дефектного шару (Z) в залежності від параметрів режиму наплавлення, які представлені рівняннями регресії у натуральних координатах:

$$K_T = -1,886 + 0,0024V_H + 0,0043J_{зв} + 0,0785U_d - 0,0005Q_k - 0,0440S, \quad (2)$$

$$C_H = 0,655 + 0,0005V_H + 0,0011J_{зв} - 0,0138U_d - 0,0004Q_k + 0,0200S, (\%) \quad (3)$$

$$HB = 399,5 + 1,22V_H - 0,50J_{зв} - 7,80U_d - 0,27Q_k + 22,20S, (HB) \quad (4)$$

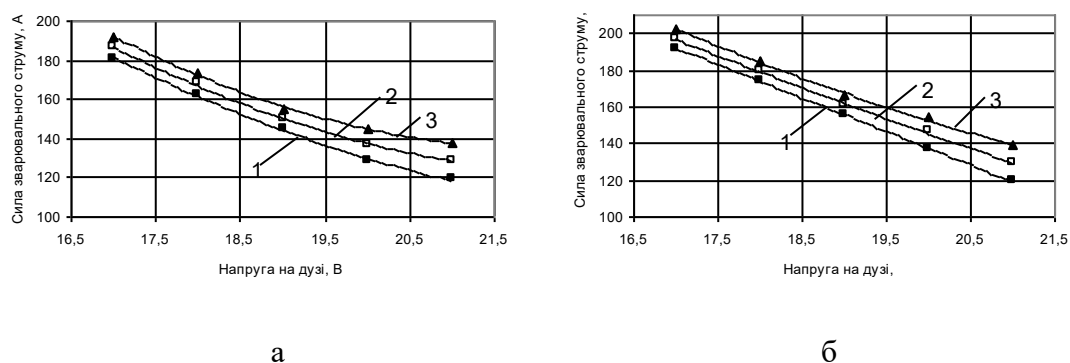
$$h_H = 3,9 - 0,0514V_H + 0,0144J_{зв} + 0,0020Q_k - 0,5285S, (мм) \quad (5)$$

$$Z = 1,707 - 0,0182V_H + 0,0013J_{зв} + 0,0043Q_k - 0,3100S, (мм) \quad (6)$$

Перевірка однорідності дисперсій за критерієм Фішера показала адекватність отриманих моделей. Найкращими варіантами режиму наплавлення будуть ті, які призводять до зменшення показників K_T , НВ і Z та збільшення показників C_H і h_H . Але визначення цих варіантів ускладнюється через нерівнозначний вплив параметрів

режиму наплавлення на параметри оптимізації. Наприклад, згідно з рівняннями (2) і (6) для зменшення показників K_T і Z необхідно зменшувати силу зварювального струму. В свою чергу згідно з рівняннями (3), (4) і (5) це призведе до зменшення вмісту вуглецю і товщини наплавленого шару та підвищення його твердості, що не бажано. Тому для визначення найкращих варіантів приймали додаткові умови.

По-перше, досліджували варіанти, які знаходяться в області оптимуму для показника K_T . Область оптимуму на поверхні відгуку для показника K_T визначається лінією, де цей показник дорівнює нулю, так як за своїм фізичним змістом він не може набувати від'ємних значень. За аналогією із рівнем значущості, прийнятим в техніці, досліджували параметри, які відповідають значенню показника $K_T=0,05$. Це означає, що по довжині гвинтової траєкторії 95% наплавленої поверхні буде без тріщин. По-друге, виходячи із технологічних міркувань та з метою спрощення вибору оптимальних параметрів режиму наплавлення досліджували ті із них, де $Q_k=250$ л/год., $S=4,0$ мм і $Q_k=300$ л/год., $S=4,5$ мм. Із врахуванням цих допущень при уявному перетині поверхні відгуку для показника K_T площиною $K_T=0,05$ отримали лінії, які зображено на рис.1.



а- $Q_k=250$ л/год., $S=4,0$ мм; б- $Q_k=300$ л/год., $S=4,5$ мм; 1- $V_n=50$ м/год., 2- $V_n=40$ м/год., 3- $V_n=30$ м/год.

Рисунок 1 – Залежності сили зварювального струму від напруги на дузі при наплавленні шару із відносним коефіцієнтом довжини тріщин 0,05.

Точки, які знаходяться під кривими, відповідають силі струму і напрузі на дузі, при яких відносний коефіцієнт довжини менше 0,05, а над кривими – більше 0,05. Зображені на рис.1 залежності сили зварювального струму від напруги на дузі апроксимували поліноміальними функціями другого степеня із достовірністю 0,9985. Наприклад, для кривої 3 на рис.1а апроксимована функція представлена виразом:

$$J_{зв} = 2,136U_d^2 - 94,787U_d + 1186,5, \quad (7)$$

Аналіз залежностей, представлених на рис.1, показав, що одночасне підвищення витрати кисню і кроку при постійній швидкості наплавлення призводить до збільшення площі під кривими, що рівнозначно розширенню області оптимальних значень для сили зварювального струму і напруги на дузі. З технологічної точки зору це буде сприяти підвищенню продуктивності наплавлення.

За отриманими виразами типу (7) розраховували силу струму і напругу на дузі, які забезпечують наплавлення шару із відносним коефіцієнтом довжини тріщин не більше 0,05. Із цих варіантів вибирали найкращі по відношенню до вмісту вуглецю, твердості і висоти наплавленого шару та товщини дефектного шару. Вибір здійснювали методом багатокритеріальної оптимізації, використовуючи 5 комплексних критеріїв: Байєса-Лапласа, Гурвіца, Севіджа, Ходжа-Лемана [9] і критерій за ДСТУ ISO 9000-2-96 [10]. За кожним критерієм розраховували оціночну функцію, яка характеризує

досліджувані варіанти. Згідно з методикою [9,10] найкращими є ті варіанти, для яких оціночна функція набуває максимальних значень, а за критерієм Севіджа – мінімальних. Найкращі варіанти режиму наплавлення приведені в таблиці 3. Ці дані свідчать про те, що при виборі оптимальних параметрів режиму наплавлення потрібно віддати перевагу варіантам за номерами 3, 6, 9, 12. Значення параметрів режиму наплавлення для цих варіантів приведені в таблиці 4.

Таблиця 3 – Найкращі варіанти режиму наплавлення і значення оціночних функцій

Критерій Байєса-Лапласа		Критерій Гурвіца		Критерій Севіджа		Критерій Ходжа-Лемана		Критерій ДСТУ ISO 9000-2-96	
№ варіанту	Значення функції	№ варіанту	Значення функції	№ варіанту	Значення функції	№ варіанту	Значення функції	№ варіанту	Значення функції
3	0,771	12	0,570	9	1,74	12	0,165	3	1,078
6	0,706	3	0,345	12	1,83	9	0,038	6	1,061
12	0,536	9	0,286	8	1,90	3	-0,035	9	1,050
9	0,345	2	0,125	11	2,0	11	-0,123	12	1,047
2	0,338	13	0,026	1	2,34	2	-0,212	14	1,046
16	0,132	16	0,010	2	2,38	8	-0,247	2	1,042
5	0,130	6	0,003	3	2,46	6	-0,385	16	1,027

Таблиця 4 – Оптимальні параметри режиму наплавлення тріщиностійкого вуглецевого сталевго шару

№ варіанту	Параметри режиму наплавлення				
	V _н , м/год.	J _{зв} , А	U _д , В	Q _к , л/год.	S, мм
3	30	175	18,0	250	4.0
6	30	175	18,5	300	4.5
9	40	165	18,0	250	4.0
12	40	175	18,0	300	4.5

Таким чином при розробці технологічних процесів відновлення зношених деталей дуговим наплавленням із газополуменевим захистом слід керуватись результатами, приведеними в таблиці 4. Згідно із цими результатами наплавляти потрібно при швидкості не більше 40 м/год., мінімально допустимій напрузі на дузі і збільшуючи силу зварювального струму до межі, при якій електрична дуга горить стабільно. Це, відповідно, 18,0-18,5 В і 165-175 А. Потрібно враховувати також, що найменшу твердість має метал, наплавлений за варіантом №6 і вона становить 220 НВ. А після зняття дефектного шару залишається шар металу товщиною 2,5 мм на сторону, що у більшості випадків достатньо, щоб компенсувати спрацювання відновлюваної поверхні. Тому режим наплавлення, який відповідає варіанту №6 слід вважати оптимальним.

Отримані в даній роботі моделі зміни фізико-механічних властивостей вуглецевого сталевго шару, наплавленого дуговим способом із газополуменевим

захистом, які представлені рівняннями (2)-(6), адекватно описують досліджувані процеси і можуть бути використані при виборі та обґрунтуванні оптимальних режимів наплавлення зношених поверхонь деталей типу “вал”.

Підвищення продуктивності наплавлення тріщиностійкого вуглецевого сталевго шару із оптимальними технологічними властивостями і геометричними розмірами можна досягти шляхом збільшення витрати кисню від 250 л/год. до 300 л/год. і кроку наплавлення від 4.0 мм до 4,5 мм.

Перспективи подальших розробок у даному напрямку полягають в розробці ефективних технологічних процесів відновлення зношених деталей типу “вал” наплавленням тріщиностійкого вуглецевого сталевго шару і впровадженні їх у ремонтне виробництво.

Список літератури

1. Іванишин В. Основні напрями промислової політики у розвитку машинобудування для АПК// Техніка АПК. - 2004. - № 6-7. – С.4-5.
2. Войтюк В., Демко А., Демко С. Технічний сервіс – як засіб розв’язання проблем надійності сільськогосподарської техніки // Техніка АПК. - 2004. - № 6-7. – С. 37-38.
3. Тывончук П.А. Исследование и разработка способа дуговой наплавки с использованием природного газа в качестве защитной среды: Автореф. дис...канд. техн. наук: 05.04.05 / КПИ.- К., 1981. - 15 с.
4. Фастовець П.М. Вплив тріщин у наплавленому металі на зносостійкість і опір втомі відновлених валів сільськогосподарських машин (Огляд)// Агромех-2004: Матеріали міжнар. наук.-практ. конф., 22-24 вересня 2004 р. – Львів: Львівський держ. аграр. ун-т. – 2004. – С.213-220.
5. Космацький П., Тивончук П., Фастовець П. Як позбутися тріщин у наплавленому металі// Техніка АПК. -№ 4. – 1996. – С.16-17.
6. Патент 60666А. Україна, В 23 К 9/16. Пальник для захисту зварювальної ванни/ Тивончук П.О., Космацький П.В., Фастовець П.М. (Україна). - № 2003010738, Заявлено 28.01.2003; Опубл. 15.10.2003; Бюл. №10.- 3 с.
7. Спиридонов А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. – М.: Машиностроение, 1981. – 184 с.
8. Сафаров М.М., Левин Э.Л., Трофимов Г.С. Исследование влияния дефектов структуры наплавленного металла на усталостную прочность // Эксплуатация и ремонт сельскохозяйственных машин. - Ульяновск.,1976.-С. 130-133.
9. Мушик Э., Мюллер П. Методы принятия технических решений: Пер. с нем. – М.: Мир,1990.–208 с.
10. ДСТУ ISO 9000-2-96. Стандарти з управління якістю та забезпечення якості. Частина 2. Настанови щодо застосування.

На основі експериментальних досліджень установлені математическі моделі змінення схильності к образованию трещин и содержания углерода в наплавленном металле, твердости и толщины наплавленного слоя, толщины дефектного слоя в зависимости от параметров режима наплавки дуговым способом с газопламенной защитой. Определены оптимальные параметры режима наплавки трещиностойкого углеродистого стального слоя.

On the basis of experimental researches mathematical models of change of the cracking susceptibility and contents of carbon in deposited metal, hardness and thickness deposited layer, thickness of a defective layer was established depending on surfacing parameters by an arc way with gas-flame protection. Optimum surfacing parameters of crack resistant carbonaceous steel layer were determined.

Одержано 29.04.05

И.И. Махмудов, канд. техн. наук

Национальный Научный Центр „Институт механизации и электрификации сельского хозяйства”

И.А. Кондратенко, мл. научн. сотр.

Донецкий институт агропромышленного производства

Определение влияния угла наклона и степени измельчения кормов на качество дозирования цепочно-штифтового рабочего органа

Представлены результаты исследований по определению влияния некоторых параметров цепочно-штифтового рабочего органа опытной установки на качество дозирования кормов.
штифт, дозатор, цепочно-штифтовый, угол наклона

Применяемые в настоящее время на отечественных фермах кормораздатчики не всегда обеспечивают основным технологическим и зоотехническим требованиям: обеспечения раздачи кормов по заданной норме, отсутствие потерь $\pm 3\%$, надежность, равномерности выдачи корма в кормушки с отклонением веса не более $\pm 15\%$.

Разработка и исследования таких рабочих органов, которые отвечают требованиям предъявляемым кормораздаточным устройствам на основе цепочно-штифтового механизма.

В зависимости от конструкции дозирующего устройства, возможны различные способы установки цепочно-штифтового рабочего органа. Для определения характеристики конструктивного решения установки цепочно-штифтового рабочего органа было введено обозначение λ - угол между горизонталью и линией параллельной плоскости цепочно-штифтового рабочего органа. (рис. 1)

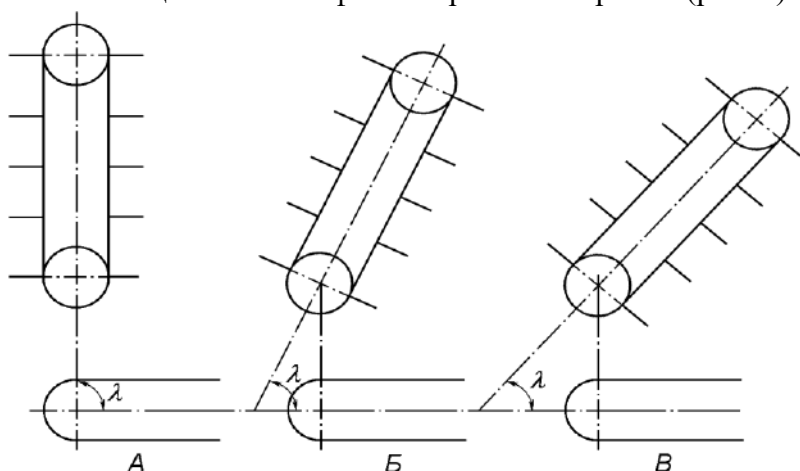


Рисунок 1- Схема установки цепочно-штифтового рабочего органа

Исследование влияния угла наклона цепочно-штифтового рабочего органа на качество дозирования проводилось на экспериментальной установке. На цепочно-штифтовом рабочем органе закреплялись штифты, длина которых обеспечивает наилучшие показатели дозирования. Скорость штифта при движении цепочно-штифтового рабочего органа постоянная $-0,75$ м/сек. Угол наклона цепочно-

штифтового рабочего органа изменялся в пределах от 90° до 60° и устанавливался при: 90°, 85°, 80°, 70°, 60°, изменялась также подача.

Установка под различным углом к горизонтали производилась последовательно, при каждом из пяти положений выполнена трехкратная оценка качества дозирования, по каждому из трех режимов подачи.

Корм, снимаемый с горизонтального подающего транспортера, попадает на приемный горизонтальный транспортер, с которого берутся пробы, длина приемного транспортера, которая равна 0,5 м, по 20 проб в каждом повторении. Приемный горизонтальный транспортер располагался перпендикулярно к направлению движения цепочно-штифтового рабочего органа и горизонтального транспортера, подающего корм.

При исследовании применялась солома и силос. Задача по определению условий движения перемещаемой массы под действием цепочно-штифтового рабочего органа, определение теоретической зависимости между основными параметрами, характеризующими угол наклона штифта к плоскости проходящей через продольные оси цепей, рассматривалась как задача по определению траектории относительного движения отдельной частицы корма по поверхности штифта вдоль его оси. При этом определено, что величина угла наклона штифта к плоскости, проходящей через продольные оси цепей, в основном, зависит от коэффициента трения кормовой массы о рабочую поверхность штифта.

Исходя из этого в задачу наших экспериментальных исследований входило определение угла наклона штифта к плоскости, проходящей через продольные оси цепей, при котором степень неравномерности распределения раздаваемого корма, качество дозирования было бы самым лучшим.

Опыт по определению оптимального угла наклона штифта проводился на экспериментальной установке. Цепочно-штифтовой рабочий орган имел следующие размеры: ширина ленты 500 мм, расстояние между гребенками – 240 мм, расстояние между штифтами по гребенке – 50 мм, угол наклона рабочего органа к горизонтали и длина штифтов выбиралась оптимальной. Скорость цепочно-штифтового рабочего органа устанавливалась равной 0,75 м/сек, штифты закреплялись к гребенкам под углом 70, 80, 90, 100, 110 градусов, считая по часовой стрелке или против направления скорости движения цепочно-штифтового рабочего органа. Для каждой установки штифтов проводилось, соответственно, определение степени неравномерности распределения корма. Скорость движения подающего горизонтального транспортера постоянна – 24 м/мин. Приемный горизонтальный транспортер располагался перпендикулярно направлению движения цепочно-штифтового рабочего органа и горизонтального подающего транспортера.

Используемая солома, равномерно распределялась на подающем горизонтальном транспортере, количество массы, уложенной на транспортер контролировалось взвешиванием. Опыт проводился в трехкратной повторности по 20 проб в каждом повторении.

При определении возможности использования цепочно-штифтового рабочего органа для дозирования кормов различного гранулометрического состава, уточнено, что корм по гранулометрическому составу отвечает зоотехническим требованиям, и находятся в пределах по длине частиц: соломы, сена – 25 – 80 мм, силосная масса – 30 – 50 мм, трава измельченная – 25 – 80 мм.

В процессе исследований расстояние между штифтами по длине гребенок составило 50 мм, скорость цепочно-штифтового рабочего органа – 0,75 м/сек.

Приемный горизонтальный транспортер располагался перпендикулярно к направлению движения подающего транспортера, а его лента перемещалась со

скоростью - 0,25 м/сек. Перед началом опыта солома и силос были отсортированы на различные по степени измельчения фракции. (рис. 2)

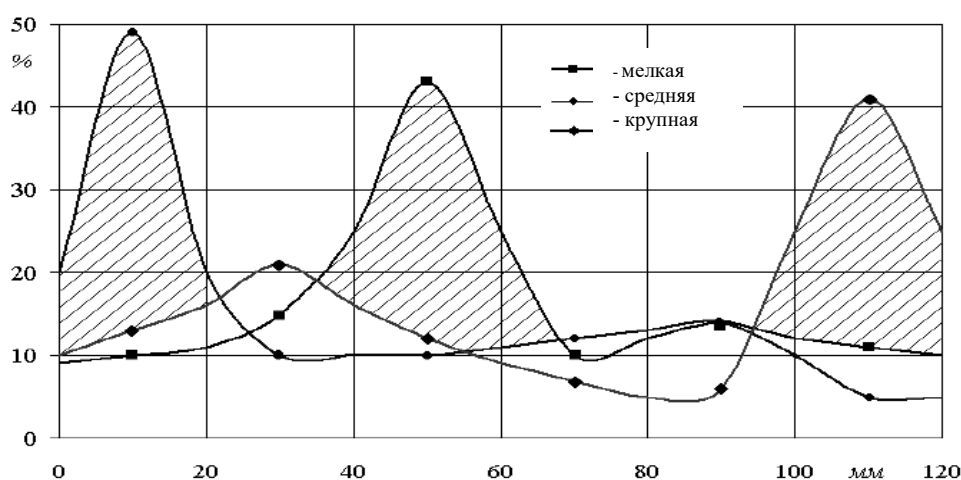


Рисунок 2- График распределения гранулометрических характеристик измельченной соломы

Для соблюдения относительной равномерности, объемного веса и однородности, количество уложенного на транспортер корма контролировалось взвешиванием, а масса распределялась в пределах бункера установки с сохранением объемного веса для соломы 90 – 100 кг/м³, для силоса – 400 кг/м³.

Равномерность распределения корма на приемном ленточном транспортере оценивалась путем взвешивания порций корма взятых с 0,5 м транспортера. Замеры во время опыта проведены в трехкратной повторности, по 20 проб для каждой размерности, используемой при исследовании. Результаты влияния степени измельчения кормовой массы на качество дозирования приведены в табл. 1. На рис. 3 показана точность дозирования кормов с учетом разного угла наклона штифтов, а на рис. 4 показано распределения величины дозирования соломы исходя из изменения угла наклона всего рабочего органа.

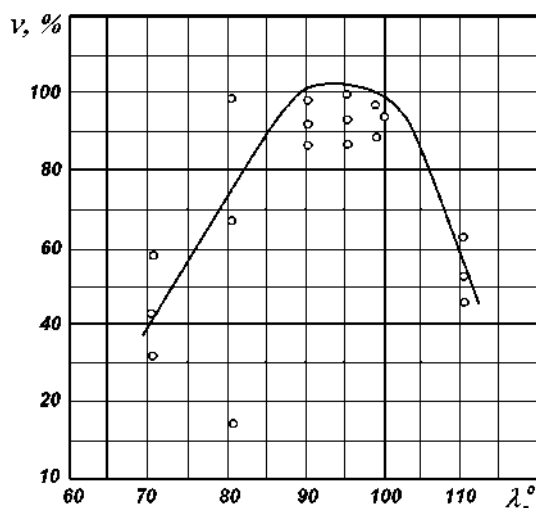


Рисунок 3 - Кривая характеризующая точность дозирования в зависимости от угла наклона штифта

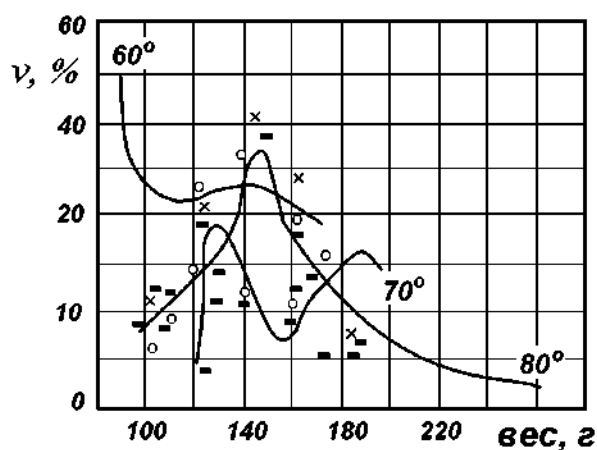


Рисунок 4 - Кривые распределения величины дозирования соломы в зависимости от угла наклона рабочего органа

Таблица 1 - Результаты влияния степени измельчения кормовой массы на качество дозирования

№ п/п	Вид корма	Степень измельчения								
		мелкая 1			средняя 2			крупная 3		
		N	n	$\frac{n}{N}$	N	n	$\frac{n}{N}$	N	n	$\frac{n}{N}$
1	солома	21	17	0,82	22	18	0,82	20	6	0,30
2	солома	21	18	0,82	20	15	0,75	20	6	0,30
3	солома	20	16	0,81	20	14	0,62	20	2	0,10
4	силос	20	18	0,90	20	16	0,81	20	16	0,81
5	силос	20	19	0,92	20	18	0,90	20	15	0,75

В результате исследований цепочно-штифтового рабочего органа выявлены ряд основных показателей, влияющих на качество дозирования кормов. Применение рекомендуемых регулировок позволяют провести усовершенствование рабочих органов существующих кормораздатчиков.

Результаты проведенного в работе исследования заключаются в следующем:

1. Разработаны и рекомендованы схема установки цепочно-штифтового рабочего органа.
2. Определены углы наклона влияющие на качество дозирования кормов и скорость рабочего органа.
3. Возможность использования разработанного рабочего органа на дозирование кормов различного гранулометрического состава.
4. Выявлена равномерность распределения на подающем горизонтальном транспортере и его скорость движения.

Список литературы

1. Баграмов Л.Г. и др. Проблемы повышения качества сельскохозяйственной техники. Механизация и электрификация сельского хозяйства. – М., 1996. - № 9. – С. 2.
2. Кива А.А., Рабштына В.М. и др. Биоэнергетическая оценка и снижение энергоемкости технологических процессов в животноводстве. М., ВО “Агропромиздат”, 1990. – 24 с.
3. ДСТУ ISO 9001 – 95 Система якості. Модель забезпечення якості в процесі проектування, розроблення, виробництва, монтажу та обслуговування. С. 7.
4. Махмудов И.И. Определение крутящего момента на валу цепочно-штифтового рабочего органа. Вісник ХДТУ сільського господарства. № 23. – 92 с.

The results of researches on determination of influencing of some parameters of shallow-shift working organ of pilot plant on quality of dosage of forages are presented.

Представлено результати досліджень по визначенню впливу деяких параметрів ланцюгово-штифтового робочого органа дослідженої установки на якість дозування кормів.

Получено 22.08.05

А.Г. Кузьменко, проф., д.-р. техн. наук, В.Д. Каразей, канд. техн. наук,
В.И. Клименко, инж.

Хмельницкий национальный университет

Оценка износостойкости режущей кромки инструмента с применением контактной механики износа лезвия клина

Рассмотрен метод оценки износостойкости режущей кромки инструмента с помощью контактной механики износа лезвия клина. Предложено определение триботехнических характеристик режущей кромки инструмента методом изнашивания клина вращающимся цилиндром, т.е. определение параметров изнашивания K_w и m режущей кромки инструмента. Полученные результаты могут быть использованы для оценки износостойкостирежущей части сельскохозяйственных машин.

оценка износостойкости, режущая кромка, инструмент, лезвие клинка, контактная механика

Контактная механика износа лезвия клина [1]

Рассматривается изнашивание только лезвия (клина), обратная задача.

1). Постановка задачи.

Клин с углом α при вершине (лезвие инструмента) прижимается силой Q к диску с радиусом R (рис.1.), который вращается и не изнашивается, изнашивается в установленном режиме по модели изнашивания:

$$\frac{dU_{w1}}{dS_1} = K_{w1} \cdot \sigma^{m_1}. \quad (1)$$

где U_{w1} – износ в мм;

S – путь трения клина в любой момент времени в мм;

K_{w1} – параметр изнашивания в $1 / (\text{кг} / \text{гг}^2)^m$;

m_1 – параметр изнашивания (безразмерный);

σ – контактное давление, которое возникает при контакте лезвия клина с цилиндром в $\text{кг}/\text{мм}^2$.

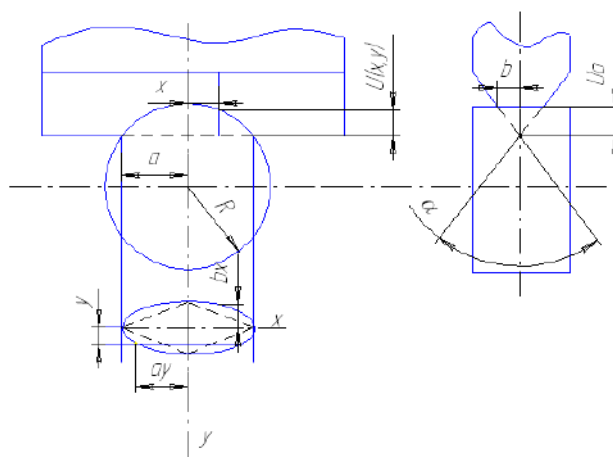


Рисунок 1 – Схема испытаний по схеме клин-цилиндр

Пусть из эксперимента известна зависимость максимальных размеров пятна контакта $a(S_1)$, $b(S_1)$ от пути трения.

Необходимо по результатам опытов определить параметры K_{w1} , m_1 модели изнашивания.

2). Предположения:

а) Будем считать, что составная часть давления направлена по направлению силы Q распределена равномерно по пятну контакта.

б) Предположим, что форма пятна контакта может быть представлена в виде ромба, который вытянут по оси x .

С учетом предположения условие равновесия в контакте имеет вид:

$$Q = 2 \cdot a \cdot b \cdot \sigma, \quad (2)$$

где a , b - размеры пятна контакта в мм;

Q - сила, которая прижимает клин к цилиндру в кг/мм.

Размеры a , b пятна контакта связаны с размерами контактирующих тел и износом:

$$U_{w0} = \frac{a^2}{2 \cdot R}. \quad (3)$$

где R – радиус цилиндра в мм;

U_{w0} – снос в мм.

В другом сечении:

$$U_{w0} = \frac{b}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}. \quad (4)$$

где α - угол заострения клина в $^\circ$.

Приравнивая эти соотношения находим связь между размерами a и b :

$$\frac{a^2}{2 \cdot R} = \frac{b}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}. \quad (5)$$

Отсюда:

$$b = \frac{a^2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{2 \cdot R}. \quad (6)$$

Если подставить (6) в условие равновесия получим:

$$Q = \frac{2 \cdot a^3 \cdot \sigma \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{2 \cdot R}, \quad (7)$$

или:

$$Q = \sigma \cdot a^3 \cdot \frac{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{R}, \quad (8)$$

Отсюда:

$$\sigma = \frac{Q \cdot R}{a^3 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}. \quad (9)$$

3). Решение задачи.

Интегрируя (1) получаем:

$$U_w(S) = K_w \int (\sigma(S))^m \cdot dS \cdot \quad (10)$$

Подставляя (9) в (10) получим:

$$U_w(S) = K_w \int_0^s \left(\frac{Q \cdot R}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^m \cdot \frac{dS}{a^{3m}} \cdot, \quad (11)$$

или с учетом (3):

$$\frac{a^2}{2 \cdot R} = K_w \int_0^s \left(\frac{Q \cdot R}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^m \cdot \frac{dS}{a^{3m}} \cdot \quad (12)$$

Будем считать, что экспериментальная зависимость $a(S)$ представленная в виде степенной аппроксимации:

$$a(S_1) = C \cdot S_1^\beta, \quad S_1 = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot n \cdot \tau, \quad (13)$$

где c – параметр изнашивания, β - показатель степени, $\beta = \frac{\lg \frac{a_1}{a_2}}{\lg \frac{S_1}{S_2}}$, n – частота

вращения цилиндра в об/мин., τ - время вращения в мин.

Подставляя (13) в (12) получаем:

$$C^2 \cdot S_1^{2\beta} = R \cdot K_w \cdot \left(\frac{Q \cdot R}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^m \int \frac{dS_1}{C^{3m} \cdot S_1^{3m\beta}} \cdot \quad (14)$$

После интегрирования имеем:

$$c^2 \cdot S^{2\beta} = R \cdot K_w \cdot \left(\frac{Q \cdot R}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^m \cdot \frac{S_1^{1-3m\beta}}{c^{3m} \cdot (1-3m\beta)} \cdot \quad (15)$$

Из условия выполнения уравнения (15) при любых значениях S следует уравнение:

$$2\beta = 1-3m\beta. \quad (16)$$

Отсюда имеем:

$$m = \frac{1-2\beta}{3\beta}. \quad (17)$$

Второй параметр модели K_w находим из (15) с учетом (16):

$$k_w = \frac{C^{3m+2} \cdot 2 \cdot \beta}{R \cdot \left(\frac{Q \cdot R}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^m} \cdot \quad (18)$$

3). Решение задачи, вариант 2.

Возможно представление пятна контакта в форме эллипса с полуосями a и b . Тогда площадь пятна контакта будет:

$$F = \pi ab, \quad (19)$$

а условие равновесия (1) будет:

$$Q = \pi ab \sigma. \quad (20)$$

Разность в площадях за первым и вторым вариантами важна:

$$\varepsilon = \frac{\pi}{2} \approx 1,5. \quad (21)$$

в столько раз будет отличаться средние давления.

Действительно, эллиптическая форма пятна контакта более соответствует действительности.

В этом случае получаем зависимость для давления:

$$\sigma = \frac{Q}{\pi \cdot a \cdot b}. \quad (22)$$

подставив (6) имеем:

$$\sigma = \frac{2 \cdot Q \cdot R}{\pi \cdot a^3 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}. \quad (23)$$

Учитывая разность (23) и (9) на величину $\pi/2$ при $\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$ можем сразу записать конечные результаты для параметра m в виде:

$$m = \frac{1 - 2 \cdot \beta}{3 \cdot \beta}, \quad (24)$$

т.е. совпадает с (17), а для K_w :

$$k_w = \frac{2 \cdot C^{3m+2} \cdot \beta}{R} \cdot \left(\frac{\pi \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{2 \cdot Q \cdot R} \right)^m. \quad (25)$$

Проведение испытаний [2]

Проводились испытания лезвий фуговочных ножей. Контр телом в этом случае служила цилиндрическая втулка, изготовленная из мрамора диаметром $d = 30$ мм, устанавливалась на стальной вал, который вращался с частотой 700 об/ мин.

Образцы крепились с помощью винта на рычаге. На рычаг устанавливался груз $Q = 0,5$ кг. Через равные промежутки времени получалось пятно контакта размерами $a(S)$ и $b(S)$.

Результаты испытаний заносились в таблицу 1.

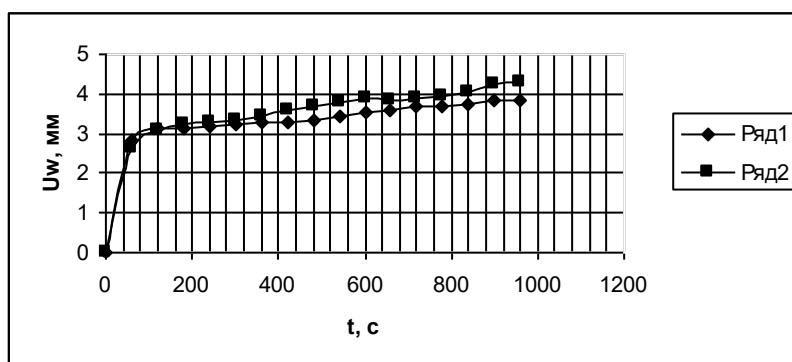
Таблица 1 – Результаты испытаний резцов по дереву

N п/п	а, гг		t, мин	Q, кг
	Сталь 65Г	Сталь X12		
1	0	0	0	0,5
2	2,605	2,623	60	

Продолжение таблицы 1

3	3,0675	2,9	120	0,5
4	3,211	3,0865	180	
5	3,2595	3,1585	240	
6	3,339	3,2345	300	
7	3,439	3,352	360	
8	3,5925	3,3725	420	
9	3,692	3,412	480	
10	3,787	3,443	540	
11	3,8785	3,5285	600	
12	3,854	3,568	660	
13	3,8685	3,6725	720	
14	3,9615	3,704	780	
15	4,031	3,75	840	
16	4,2675	3,8435	900	
17	4,2845	3,8605	960	

По результатам испытаний, приведенных в таблице 1 были построены графики зависимости $U_w(t)$:



Ряд 1 – материал сталь X12, ряд 2 - материал сталь 65Г).

Рисунок 2 – Графики зависимости $U_w(t)$ по результатам испытаний резцов по дереву (фуговочных ножей)

По методике, которая приведена выше рассчитываем параметры модели изнашивания k_w и m для образцов:
материал сталь 65Г

$$m_1 = \frac{1 - 2 \cdot \beta_1}{3 \cdot \beta_1} = \frac{1 - 2 \cdot 0,18}{3 \cdot 0,18} = 1,185,$$

$$k_{w1} = \frac{2 \cdot c_1^{3m_1+2} \cdot \beta_1}{R} \cdot \left(\frac{\pi \cdot tg \frac{\alpha}{2}}{2 \cdot Q \cdot R} \right)^{m_1} = \frac{2 \cdot 0,169^{31,185+2} \cdot 0,18}{15} \cdot \left(\frac{3,14 \cdot tg15^0}{2 \cdot 0,5 \cdot 15} \right)^{1,185} = 0,4 \cdot 10^{-7} (1 / (\text{кг} / \text{гг}^2)^m),$$

материал сталь X12

$$m_2 = \frac{1 - 2 \cdot \beta_2}{3 \cdot \beta_2} = \frac{1 - 2 \cdot 0,14}{3 \cdot 0,14} = 1,714,$$

$$k_{w2} = \frac{2 \cdot c_2^{3m_2+2} \cdot \beta_2}{R} \cdot \left(\frac{\pi \cdot tg \frac{\alpha}{2}}{2 \cdot Q \cdot R} \right)^{m_2} = \frac{2 \cdot 0,313^{31,714+2} \cdot 0,14}{15} \cdot \left(\frac{3,14 \cdot tg15^0}{2 \cdot 0,5 \cdot 15} \right)^{1,714} = 0,33 \cdot 10^{-7} (1 / (\text{кг} / \text{гг}^2)^m).$$

Выводы:

1. Метод оценки износостойкости режущей кромки инструмента с помощью контактной механики износа лезвия клина можно рекомендовать как метод изучения закономерностей процессов изнашивания режущей кромки инструмента.

2. Получив параметры изнашивания K_w и m возможно прогнозировать изнашивание поверхности, как это показано на примере:

- материал сталь 65Г: $m = 1,185$, $k_w = 0,4 \cdot 10^{-7} (1 / (\text{кг} / \text{гг}^2)^m)$;

- материал сталь X12: $m = 1,714$, $k_w = 0,33 \cdot 10^{-7} (1 / (\text{кг} / \text{гг}^2)^m)$.

Исходя из эксперимента, можно сказать, что сталь X12 более износостойким материалом, чем сталь 65Г, а это означает, что этот метод является рабочим и может быть использован на практике.

Сисок литературы

1. Кузьменко А.Г., Нассер Г.А. Трибоконтакт жесткого клина и плоскости при неустановившемся режиме изнашивания / Проблемы трибологии. - 1998.
2. Панфилов Е.А. Повышение стойкости дереворежущего инструмента. - М.: Экология, 1991. - 456 с.

The method of estimation of wearproofness of cutting edge of instrument is considered by contact mechanics of wear of blade of wedge. Determination of trybotekhnnychesskykh descriptions of cutting edge of instrument is offered by the method of wear of wedge by the revolved cylinder, i.e. determination of parameters of wear of K_w and m of cutting edge of instrument. Can be drawn on got results for estimation of yznosostoykostyrezhushey part of agricultural machines.

Розглянуто метод оцінки зносостійкості ріжучої кромки інструмента за допомогою контактної механіки зносу леза клина. Запропоновано визначення триботехнічних характеристик ріжучої кромки інструмента методом зношування клина обертовим циліндром, тобто визначення параметрів зношування K_w і m ріжучої кромки інструмента. Отримані результати можуть бути використані для оцінки зносостійкої частини сільськогосподарських машин.

Получено 18.08.05

Експериментальні дослідження сушіння льоносоломи у рулонах

У статті наведено результати експериментальних досліджень сушіння льоносоломи у рулонах з моделюванням способів підведення теплоносія (атмосферного повітря) та змінних температурних режимів.

сушіння, сушильний агент, рулон, режими сушіння, коливний процес

Технологія первинної переробки льоносоломи передбачає отримання льонотрести двома способами: у полі в стрічці, шляхом росяного мочіння, та штучним способом – при замочуванні в спеціальному розчині. Останній спосіб набуває більшого поширення, оскільки скорочує терміни отримання трести, усуває вплив погодних факторів, зменшує втрати сировини та забезпечує її високу якість [1]. Льонозаводи не здатні переробити весь об'єм сировини за короткі терміни. Виникає необхідність в зберіганні льоносоломи протягом декількох місяців. Тривале зберігання льоносоломи можливе лише за вологості не вище 19%, але під час збирання вона може сягати 50-60%. Для досягнення кондиційної вологості матеріалу використовують сушарки. Оскільки широкого поширення набула рулонна технологія збирання льоносировини, з'являється необхідність в сушінні матеріалу у рулонах. Відомі способи сушіння матеріалу у рулонах є енергоємними і не забезпечують достатньої рівномірності сушіння. Саме тому, необхідно встановити раціональний спосіб та вибрати необхідні режими сушіння.

Дослідженню сушіння льоносоломи та льонотрести в товстому шарі присвячені роботи ряду науковців [2-8]. Однак сушіння рослинного матеріалу в рулонах, з врахуванням його розподілу по об'єму паковки та вплив цього розподілу на ефективність сушіння при різних способах підведення теплоносія (атмосферного повітря) і режимів сушіння досліджено недостатньо.

Метою дослідження було встановити найбільш оптимальний спосіб підведення теплоносія (атмосферного повітря) та режим сушіння рулону з врахуванням особливостей зміни щільності шарів матеріалу за діаметром та висотою паковки.

Дослідження сушіння льоносоломи у рулонах було проведено на дослідній установці (рис.1), яка складається з вентилятора, калорифера, гнучкого з'єднання, ковпака у формі зрізаного конуса та циліндричної сушильної камери, що утворена рухомою і нерухомою півсекціями.

Для сушіння рулони завантажували напрямними доріжками в сушильну камеру. Для підведення теплоносія (далі АС агент сушіння) вмикали вентилятор та калорифер, а для підведення атмосферного повітря (далі АП) – вентилятор. При односторонньому підведенні АС та АП до рулону, він знаходився в статичному положенні у сушильній камері, а для забезпечення реверсивного підведення АС та АП змінювали положення рулону на 180.



Рисунок 1 – Дослідна установка для сушіння рослинних матеріалів у рулонах

Визначення зміни вологості матеріалу в процесі сушіння відбувалося шляхом відбирання проб матеріалу з рулону за схемою показаною на рис.2 (точки на схемі – місця відбирання проб). Основні початкові параметри рулонів: висота $l=1,17\pm 1,2$ м; діаметр $D=1,18\pm 1,2$ м; маса $m=150$ кг; середня щільність $\rho=110$ кг/м³.

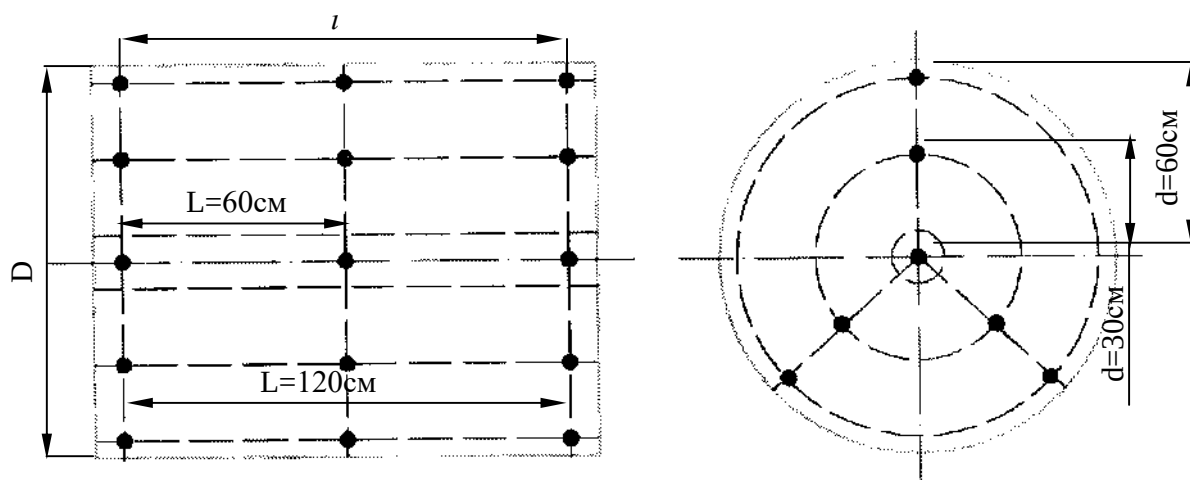


Рисунок 2 – Схема точок відбирання проб матеріалу з рулону

Прийmemo, що центральний шар рулону $d=0$ см; середній $d=30$ см; периферійний $d=60$ см (d – відстань від центра рулону до відповідного шару матеріалу з якого бралася проба). За висотою рулону проби бралися зі сторони підведення АС (АП) $L=0$ см; всередині рулону $L=60$ см; з сторони протилежної сторони підведення $L=120$ см. При реверсивному підведенні сторони рулону позначалися А та В і проби бралися аналогічно.

Процес сушіння проводився за умов: температура АС $t=40^{\circ}\text{C}$, температура АП $t=20\text{--}22^{\circ}\text{C}$, швидкість АС (АП) $V=3,6$ м/с.

Сушіння рулонів льоносоломи проводилося з застосуванням одностороннього і реверсивного підведення АС та АП, а також з використанням коливних температурних

режимів (нагрівання АС – охолодження АП). Досліджувався також вплив зміни частоти циклів “нагрівання-охолодження” на ефективність сушіння.

Сушіння рулонів було проведено за чотирма варіантами. В першому варіанті (рис.3) сушіння відбувалося при односторонньому підведенні АС. При такому способі підведення АС спостерігається нерівномірність сушіння матеріалу як за висотою так і за діаметром паковки. На початку сушіння відбувається збільшення вологості рулону зі сторони протилежної до сторони підведення АС. Це пояснюється зволоженням матеріалу при проходженні через нього АС із підвищеною вологістю. Нерівномірність сушіння за діаметром рулону виникає внаслідок того, що центральні шари рулону більш щільні в порівнянні з периферійними, а, відповідно, вони вентилуються з меншою інтенсивністю.

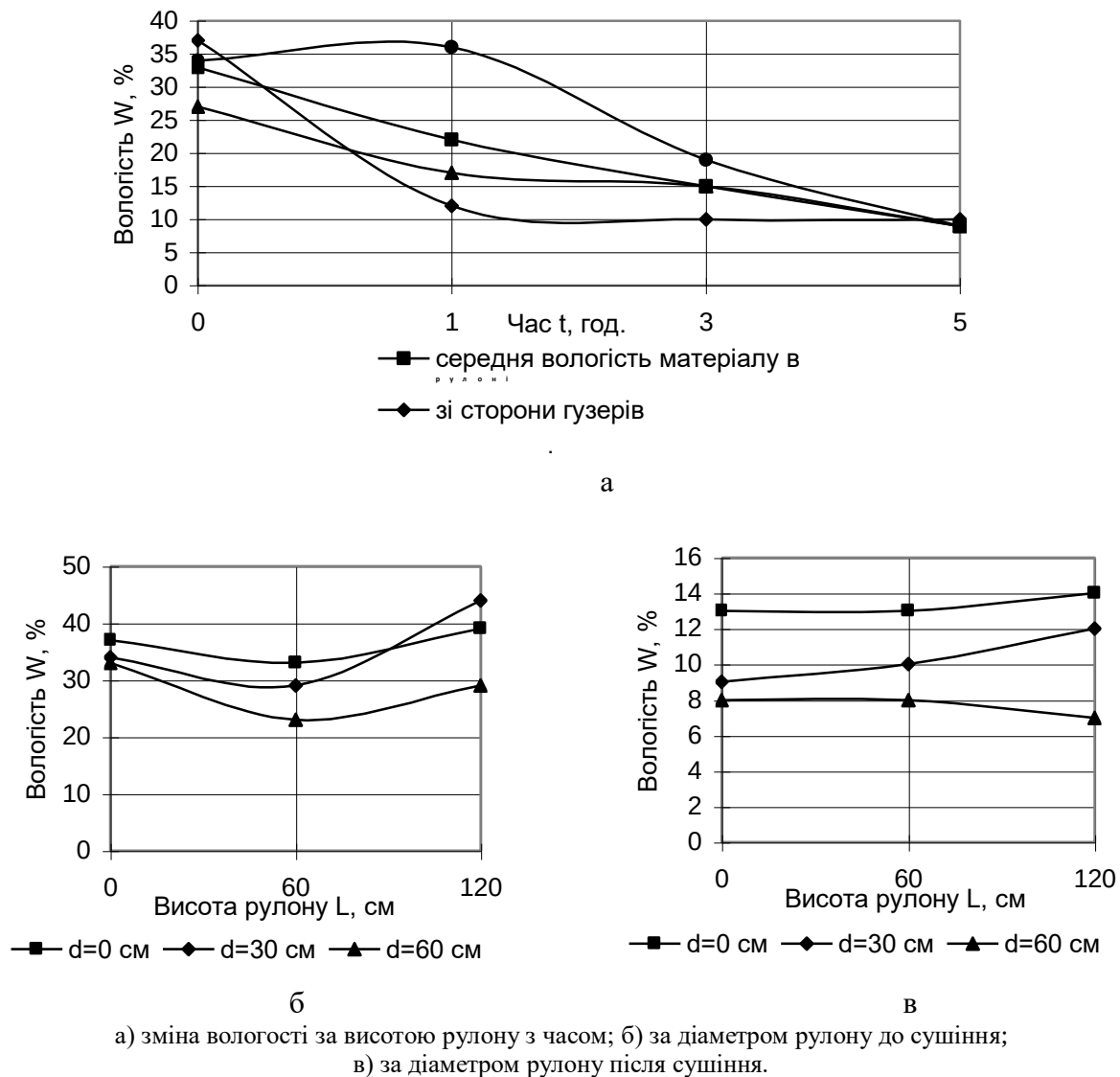
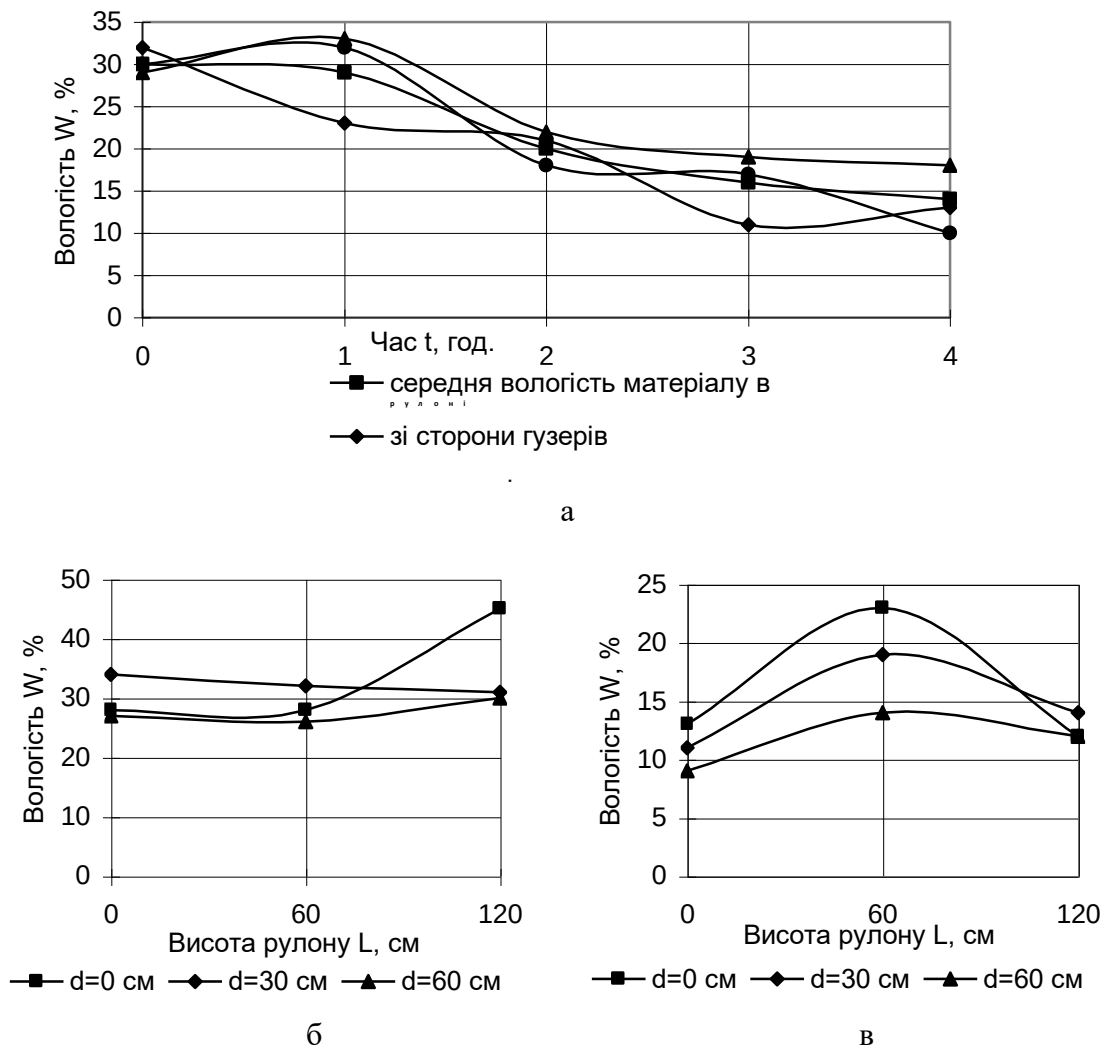


Рисунок 3 – Зміна вологості матеріалу

В другому варіанті (рис. 4) застосовували реверсивне підведення АС з періодом в одну годину. При такому способі підведення теплоносія максимальне зволоження матеріалу відбувається всередині рулону. Різниця між максимальними значеннями вологості всередині рулону і мінімальними по торцях рулону менша, ніж при односторонньому підведенні. При кожному такті підведення АС (з однієї сторони) розподіл вологи за висотою паковки є аналогічним розподілу при односторонньому

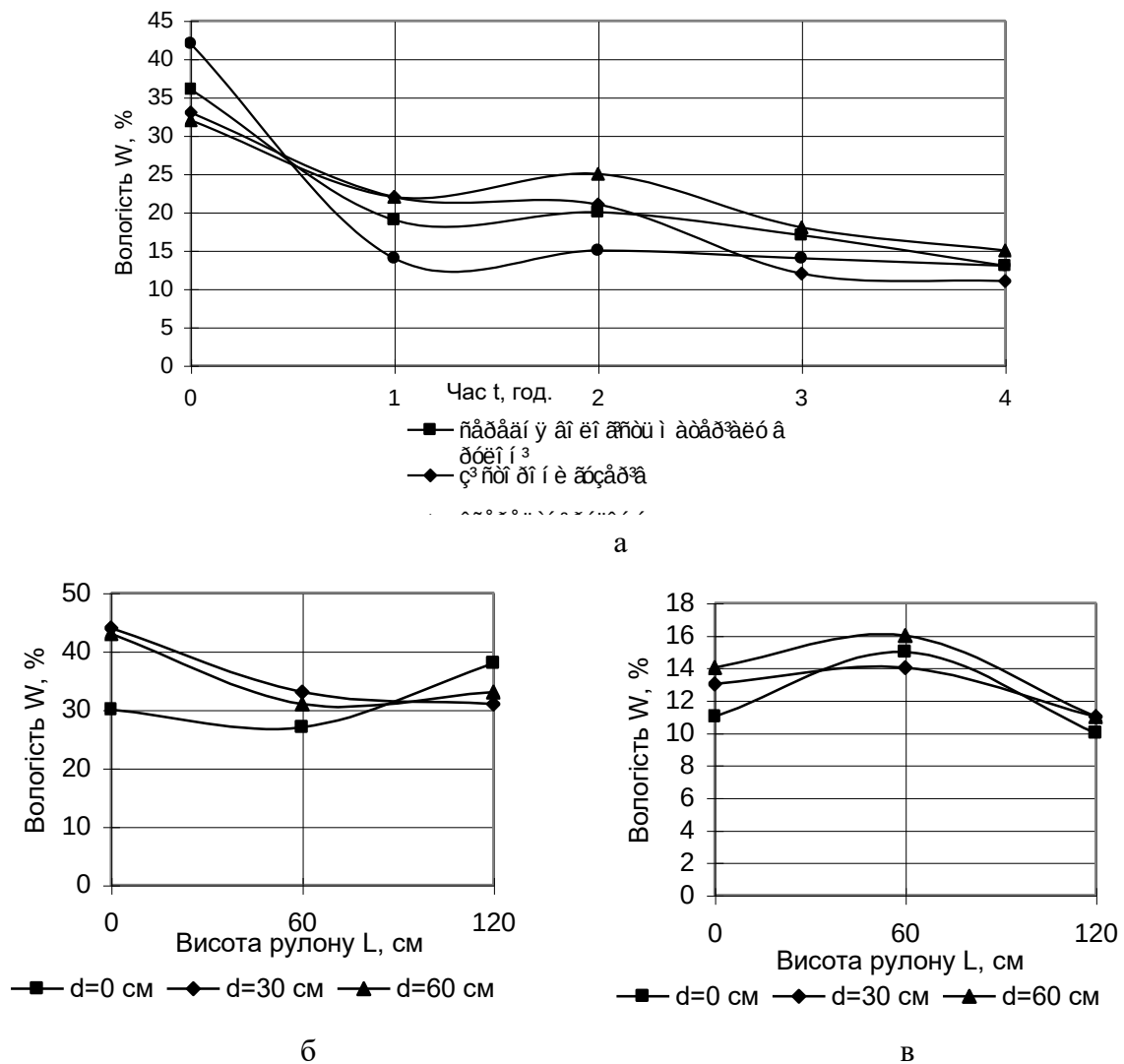
підведенні. Мінімальне значення зі сторони підведення, а максимальне – з протилежної сторони, з тієї сторони, до якої в наступному такті буде підводитися АС з початковими параметрами. Такий режим сушіння призводить до більш рівномірного просушування матеріалу за висотою паковки, тобто усуваються недоліки, які проявилися у першому варіанті. Нерівномірність сушіння за діаметром рулону зберігається.



а) зміна вологості за висотою рулону з часом; б) за діаметром рулону до сушіння;
в) за діаметром рулону після сушіння.

Рисунок 4 – Зміна вологості матеріалу

В третьому (рис.5) та четвертому (рис.6) варіантах застосовувалося реверсивне почергове підведення АС та АП. В третьому варіанті тривалість циклу “нагрівання-охолодження” з однієї сторони дві години, в четвертому - одна година, в кожному циклі періоди “нагрівання” та “охолодження” рівновеликі. Реверсивне сушіння з почерговим підведенням АС та АП реалізовувалося за наступною схемою: підведення зі сторони А – цикл “нагрівання-охолодження”, далі підведення зі сторони В – цикл “нагрівання-охолодження” і т.д.



а) зміна вологості за висотою рулону з часом; б) за діаметром рулону до сушіння; в) за діаметром рулону після сушіння.

Рисунок 5 – Зміна вологості матеріалу

З результатів дослідів можна зробити висновок, що при застосуванні коливних температурних режимів під час періоду “охладження” відбувається перерозподіл вологи за об’ємом рулону між шарами матеріалу. Це пояснюється тим, що пересушений матеріал під час проходження через нього атмосферного повітря зволожується, а атмосферне повітря нагрівається і збільшує свій сушильний потенціал. Далі, проходячи через більш вологі шари матеріалу, зволожуючись підсушує їх. В цілому застосування коливних температурних режимів веде до більш рівномірного просушування матеріалу за об’ємом паковки та дає значну економію енергоресурсів.

Під час застосування коливних температурних режимів велике значення має частота циклів “нагрівання-охладження”. Як показують дослідження період “нагрівання” має бути достатнім для прогріву матеріалу на певну висоту рулону. Лише в цьому випадку можна досягнути позитивний ефект. Велика частота циклів призводить до зростання енерговитрат пов’язаних з необхідністю розігріву обладнання та реверсування рулону.

Позитивний ефект, що полягає у економії енергоносіїв при використанні коливних температурних режимів є незаперечним (рис.7). За один і той самий відрізок часу вологість матеріалу знижується однаково як при підведенні лише АС

(варіанти 1, 2), так і при підведенні почергово АС та АП (варіанти 3, 4), а енерговитрати при цьому менші і досягається рівномірне просушування матеріалу.

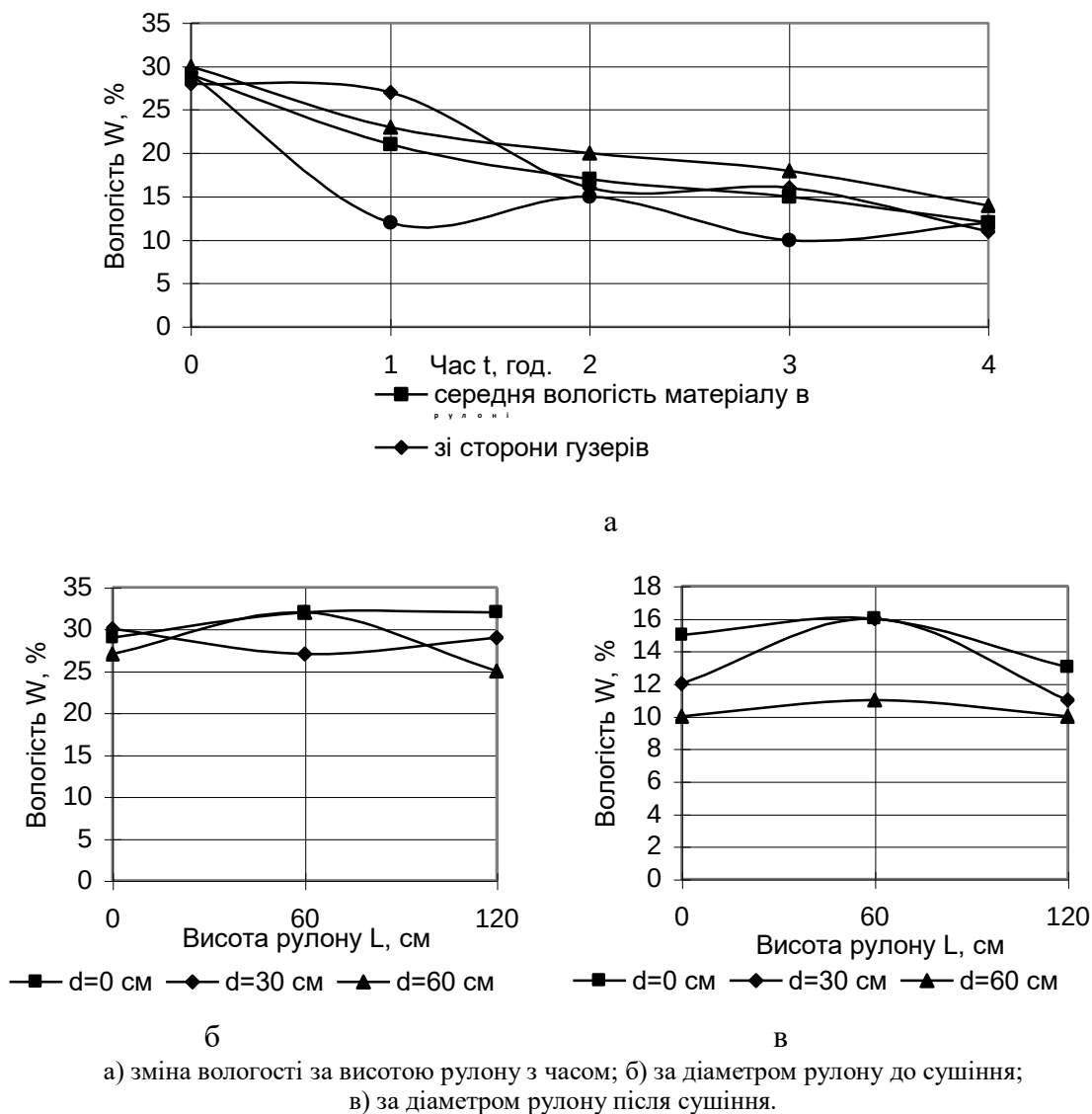


Рисунок 6 – Зміна вологості матеріалу

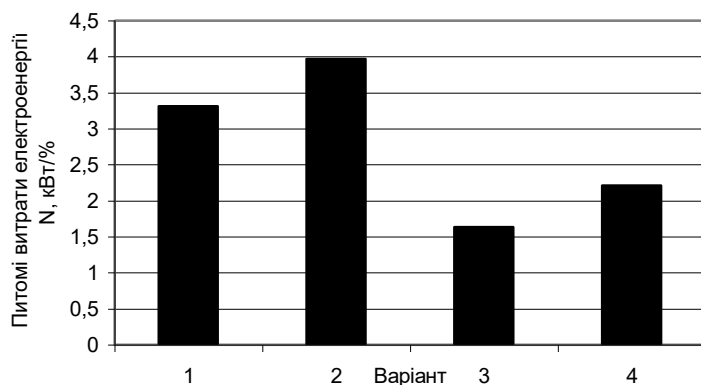


Рисунок 7 – Питомі витрати електроенергії на сушіння

За результатами дослідів встановлено, що режими сушіння, які передбачають використання лише АС є менш ефективними в порівнянні з коливними температурними режимами. Періодичне охолодження матеріалу забезпечує більш рівномірне сушіння за об'ємом рулону. В свою чергу, реверсивне підведення АС (АП) забезпечує більш рівномірне сушіння у порівнянні з одностороннім.

Список літератури

1. Діденко М.К., Дорошенко В.П. Виробництво льону-довгунця. К.: Урожай, 1974, - 80с.
2. Дідух В.Ф. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських рослинних матеріалів. Монографія. – Луцьк: ЛДТУ, 2002. – 165с.
3. Петрушевичюс В.И. Основы сушки сельскохозяйственных продуктов методом активного вентилирования. Автореф. дис. на соиск. учен. степени д-ра техн. наук (05.20.01). Елгава, 1975, 41с.
4. Йонушас З.А. Исследование технологии досушивания льносоломы в толстом неподвижном слое подогретым воздухом. Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук (05.20.01). Елгава, 1977, 16с.
5. Федік Л.Ю. Вдосконалення технологічного процесу сушіння рулонів льонотрести: Дис...канд. тех. наук: 05.20.01. – Луцьк, 1999. – 177 с.
6. Зеленко В.И. Конвективная сушка сельскохозяйственных материалов в плотном слое. Основы теории. – Тверское областное книжно-журнальное издательство, 1998. – 96с.
7. Тарлецкий А.Г. Преимущества сушки сырья в рулонах //Лен и конопля.– 1986.- №5.– С.22-23.
8. Гудялис П.К., Любарский В.М., Йонушас З.А. Особенности сушки льна в Литовской ССР // Селекция, семеноводство и технология возделывания лубяных культур (Сборник научных трудов) // Всесоюз. акад. с.-х. наук им. В.И. Ленина. – М.: Агропромиздат, 1985. – С.130-135.

В статті представлені результати експериментальних досліджень сушки льносоломи в рулонах з моделюванням способів підвода теплоносія (атмосферного повітря) і змінних температурних режимів.

The experimental researches of flax straw drying in rolls using different ways of heat-carrier connection and orders (procedures) of drying are described in the article.

Одержано 30.09.05

Т.С. Скобло, проф., д.-р. техн. наук, А.И. Сидашенко, проф., канд. техн. наук,
А.В. Харьяков, А.А. Науменко, доц., канд. техн. наук

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенко

Влияние химического состава порошковых композиций и параметров плазменной обработки на свойства покрытий при восстановлении деталей

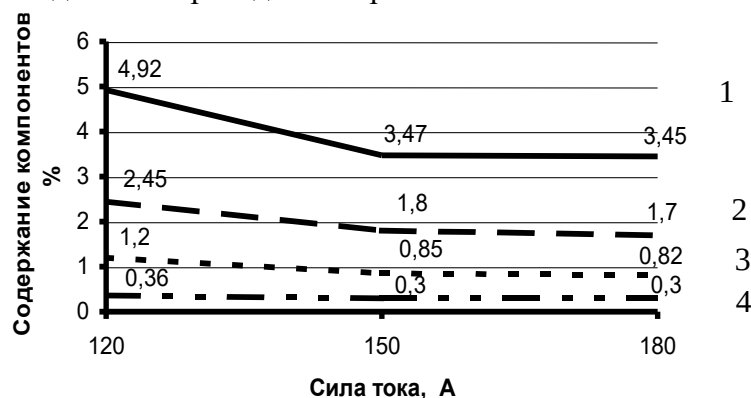
В работе рассмотрено влияние параметров режима плазменно-порошковой обработки на угар химических элементов в восстановленном слое. Исследованы материалы для восстановления деталей с разным содержанием легирующих элементов. Проанализированы результаты металлографических исследований и сделаны выводы относительно структуры восстановленного слоя и упрочняющих фаз.

химический состав, порошковые композиции, покрытие, восстановление деталей

Нанесения износостойких покрытий плазменным методом с использованием различных порошковых композиций на детали машин позволяет получить различную структуру и фазовый состав покрытия, а следовательно и различные свойства рабочей поверхности [1...3]. Выбор материала покрытий должен базироваться на изучении закономерности влияния концентрации химических элементов на структуру и фазовый состав рабочего слоя. Ключевым моментом является взаимосвязь структуры и технологической стойкости изделия в промышленных условиях эксплуатации [4].

Целью работы является выбор порошковых композиций для восстановления изношенных шеек коленчатых валов и шипов крестовин карданных валов. При этом основными условиями были требования ТУ, т.е. по уровню механических и эксплуатационных свойств детали с покрытиями должны быть близки к новым.

При проведении исследований изучалось влияние параметров нанесения покрытий плазменно-порошковым методом на угар химических элементов. Покрытие наносили смесью порошковых композиций на основе железа, легированных хромом, никелем и молибденом (табл. 1). Для обеспечения требований, предъявляемых к коленчатым валам изучали степень угара компонентов при различных значениях силы тока. Результаты исследований приведены на рис. 1.



1 – Ni, 2 – Cr, 3 – Mn, 4 – Mo.

Рисунок 1 – Изменение концентрации (угар) компонентов в покрытиях нанесенных на шипы крестовин карданных валов при различных значениях силы тока

При изменении силы тока от 120 до 180 А наблюдали снижение концентрации ряда легирующих элементов. Наибольший угар соответствует компонентам Ni, Cr и существенно меньшее падение концентрации характерно для Mn в интервале значений силы тока 120 – 150 А. Падение концентрации Ni составило 29,47%, Cr – 26,53%, Mn – 29,2%. Содержание Mo – остается практически на одном уровне. В интервале изменения силы тока от 150 до 180 А, концентрация химических элементов снижалась незначительно и не превышала 0,58%, 5,55%, 3,53% для Ni, Cr и Mn соответственно, а для молибдена практически не изменялась.

Для выбора эффективного состава композиции покрытия изучали влияние концентрации компонентов на структуру и свойства восстановленного слоя. Для этого использовали легированные порошки (табл. 1) в их различных сочетаниях (табл. 2).

Таблица 1 – Содержание компонентов в используемых порошках

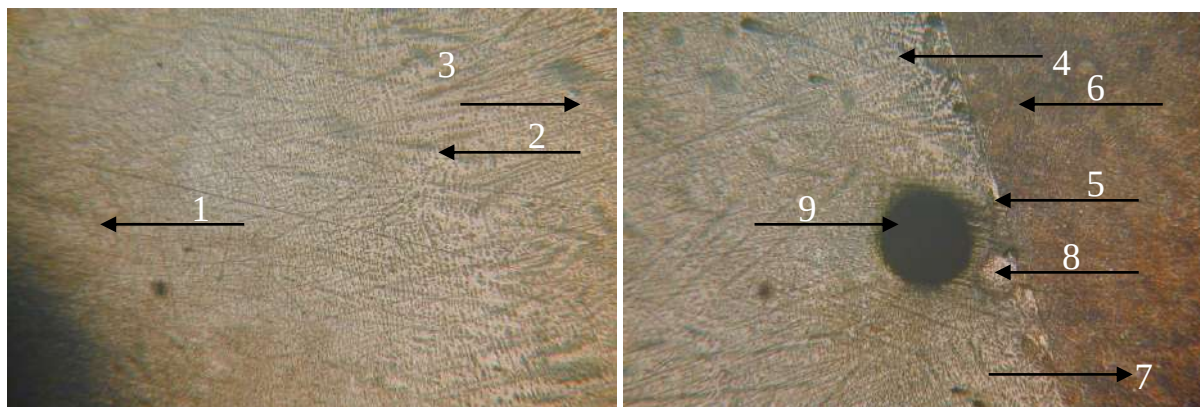
Марка порошка	Содержание компонентов, %.								
	Fe	C	Si	Mn	Cr	Ni	B	Mo	Cu
ФМИ-2	Осн.	0,77	2,62	4,49	10,43	-	2,87	-	-
ПЖН4Д2М	Осн	0,054	0,05	0,1	-	3,62	-	0,5	1,68

Таблица 2 – Содержание химических элементов в наплавляемых материалах, при различных сочетаниях порошковых композиций

№ композиции	Соотношение	Содержание химических элементов, %								
		Fe	C	Si	Mn	Cr	Ni	B	Mo	Cu
1	80% ФМИ-2 + 20% ПЖН4Д2М	81,86	0,63	2,11	3,61	8,34	0,72	2,29	0,1	0,34
2	50% ФМИ-2 + 50% ПЖН4Д2М	86,41	0,41	1,34	2,29	5,22	1,81	1,44	0,25	0,84
3	40% ФМИ-2 + 60% ПЖН4Д2М	87,89	0,37	1,08	1,86	4,172	2,17	1,15	0,3	1,01
4	20% ФМИ-2 + 80% ПЖН4Д2М	90,96	0,2	0,56	0,97	2,09	2,89	0,57	0,4	1,34

Для оценки однородности покрытия производили послойный химический анализ с использованием спектрометра ДФС – 36. Анализ покрытия осуществляли послойно, снятие слоев металла производили с шагом 0,5мм. Для избежания наложения последствий предыдущего обыскривания каждое последующее воздействие разряда на образец производили со смещением измерений в 5 мм от начальной горизонтальной плоскости.

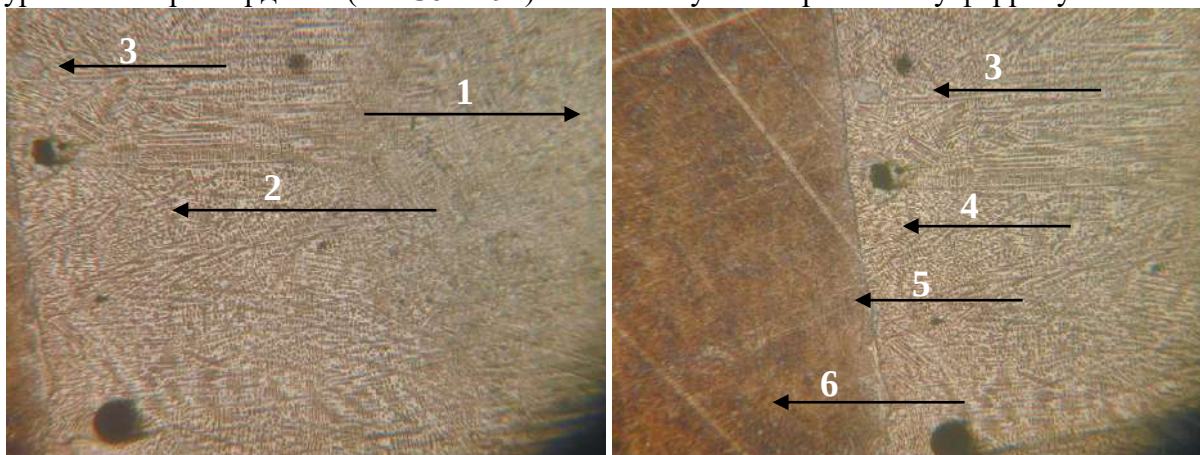
При проведении экспериментов по нанесению покрытий во всех случаях обработку проводили плазменной дугой при силе тока 150А (для шипов крестовин) и 240А (для шеек коленчатых валов). Наплавленный слой композиции №1 80% ФМИ-2 + 20% ПЖН4Д2М (рис. 2), имеет высокую твердость 65-68 HRC, структура однородная с равномерным распределением карбидов в межденридных пространствах. Средняя величина микротвердости покрытия Н – 50 – 719. Зона сплавления четкая, ровная без видимого перемешивания покрытия с основным металлом. На некоторых участках обнаружены не расплавленные частицы порошка. Материал основы имеет равномерную феррито-перлитную структуру.



1 – тонкодисперсные дендриты; 2 – зона с более грубыми дендритами; 3 –приграничная зона; 4 – более грубая дендритная структура по краям нерасплавленных частиц; 5 - зона сплавления (Н – 50 – 312); 6 – зона термического влияния (Н – 50 – 157 – феррит и перлит Н – 50 – 390); 7 – основной металл; 8 – нерасплавленная частица порошка; 9 – пора.

Рисунок 2 – Микроструктура нанесенного слоя на основе композиции № 1 (×100)

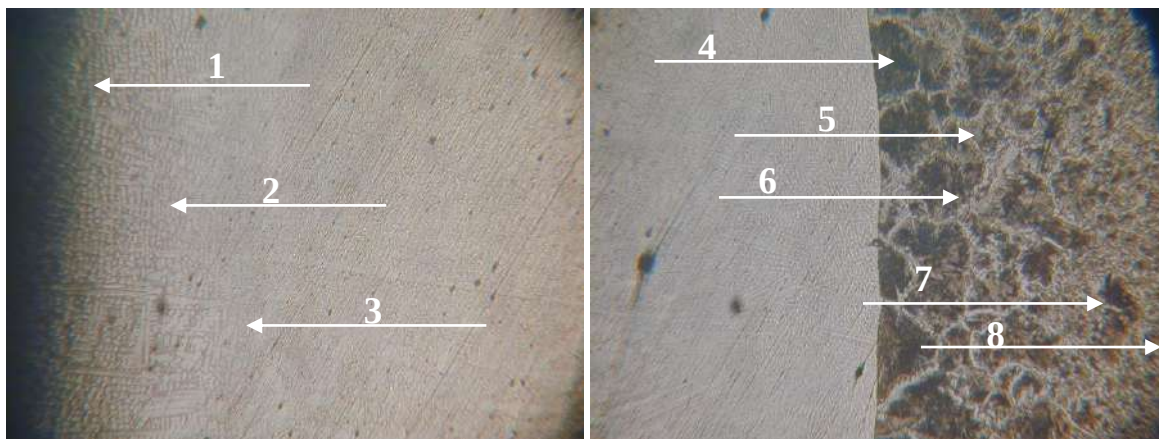
Слой, нанесенный из композиционного материала №2 50% ФМИ-2 + 50% ПЖН4Д2М (рис. 3), имеет более низкую твердость 58-61 HRC. Структура тонкодендритная, однородная (мартенсит + аустенит). Распределение карбидов равномерное по всему сечению слоя. Количество их незначительное. Средняя величина микротвердости Н – 50 – 605. Граница сплавления четко очерчена, без видимых следов перемешивания покрытия с основой. На границе покрытия (в зоне сплавления) наблюдали незначительное количество нерасплавленных частиц порошка, что по уровню микротвердости (Н – 50 – 192) соответствует легированному ферриту.



1 – приповерхностный слой покрытия; 2 – зона более грубых дендритов; 3 – нерасплавленная частица порошка у границы покрытие-основа; 4 – граница нанесенного покрытия (Н – 50 – 347); 5 – переходная зона (Н – 50 – 210); 6 – основной металл (Н – 50 – 165).

Рисунок 3 – Микроструктура покрытия на основе композиции № 2 (×100)

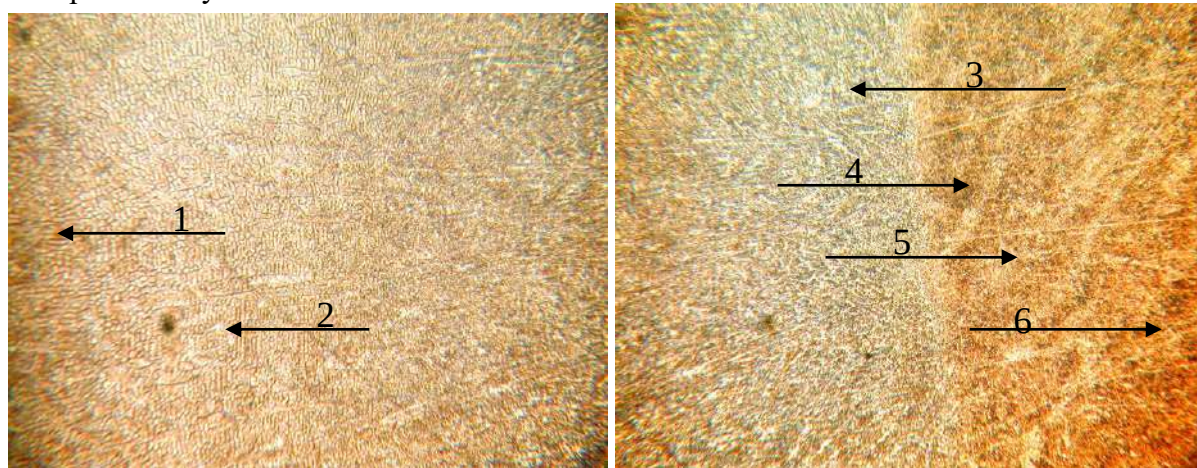
Покрытие, состоящее из композиции 40% ФМИ-2 + 60% ПЖН4Д2М (рис. 4), имеет наиболее однородную структуру со средней микротвердостью Н – 50 – 545 – 534 по сечению слоя. Твердость составляет 52 – 55 HRC, что соответствует техническим требованиям, предъявляемым к шейкам коленчатого вала заводом изготовителем. Нанесенный слой однородный с дисперсными дендритами без видимых пор, трещин и частиц нерасплавленного порошка.



1 – приповерхностный слой (Н – 50 – 517); 2 – зона более грубых дендритов (Н – 50 – 539); 3 – граница между приповерхностной зоной и основным слоем (Н – 50 – 411); 4 – граница нанесенного покрытия и основы (Н – 50 – 428); 5 – зерно перлита (Н – 50 – 363); 6 – прослойка феррита по границам зерен (Н – 50 – 137). 7 – феррито-перлитная смесь между переходной зоной и основным металлом (Н – 50 – 228), 8 – основной металл (зона отпуска Н – 50 – 292).

Рисунок 4 – Микроструктура покрытия на основе композиции № 3 ($\times 100$)

Покрытие с использованием композиции 20% ФМИ-2 + 80% ПЖН4Д2М (рис. 5) имеет твердость 45 – 48 HRC, что значительно ниже предъявляемой техническими требованиями к анализируемым деталям. Структура тонкодендритная, мелкозернистая с микротвердостью соответствующей аустениту Н – 50 – 397 – 411. В центре покрытия расположена зона с более грубыми дендритами и повышенной микротвердостью Н – 50 – 456. Линия сплавления менее четко выражена. На границе покрытие – основной металл (в зоне сплавления) наблюдали незначительное количество нерасплавленных частиц порошка, что по уровню микротвердости (Н – 50 – 192) соответствует легированному α - Fe.



1 – приповерхностный слой; 2 – характерная структур покрытия; 3 – зона с пониженной травимостью у границы покрытие-основа (Н – 50 – 266); 4 – граница покрытия; 5 – зона отпуска сохранившегося закаленного слоя; 6 – основной металл.

Рисунок 5 – Микроструктура покрытия на основе композиции № 4 ($\times 100$)

Результаты химического анализа рассмотренных покрытий на основе порошковых композиций 1, 2, 3, 4, приведены на рис 6.

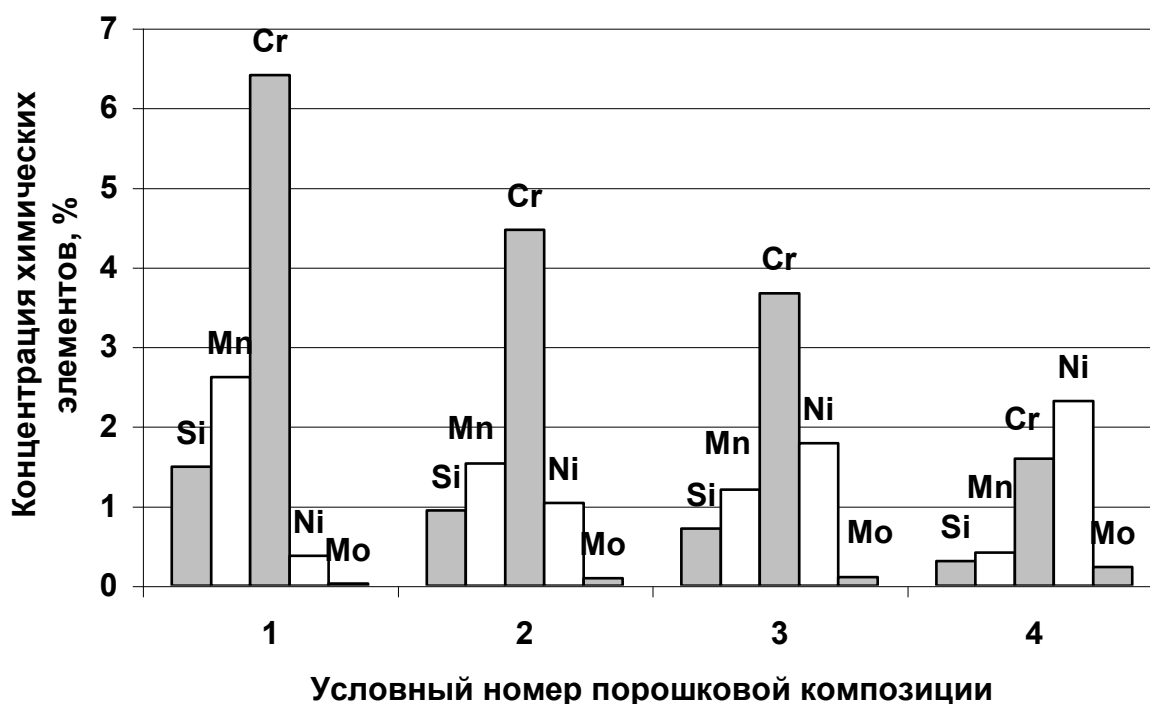


Рисунок 6 – Экспериментальные оценки средних концентраций химических элементов в покрытиях, нанесенных на шейки коленчатого вала при использовании различных порошковых композиций

Анализ структуры и твердости покрытий, нанесенных различными порошковыми композициями показал, что наиболее полное соответствие с предъявляемыми требованиями к материалу коленчатых валов обеспечивает композиция № 3 (см. табл. 2).

Фазовый состав оценивали по микродифракции экстрагированных в реплику частиц, а также при исследовании структуры методом микрорентгеноспектрального анализа.

В результате проведенных исследований была выявлена некоторая неоднородность в распределении легирующих элементов в покрытиях нанесенных различными порошковыми композициями. При сопоставлении полученных данных со средним содержанием компонентов в переходном слое установлено, что наибольшая неоднородность характерна для композиции №1 (16,7%), а меньшая (9,7%) для №3, что обеспечивает большую прочность сцепления покрытия с основой в переходном слое последней.

Поскольку при нанесении покрытий используются самофлюсующиеся порошки, то концентрация Si и Mn закономерно повышена на поверхности восстановленного слоя.

Анализом покрытия № 3 в поверхностном слое выявлена фаза, содержащая сложный силикат марганца и железа $(Fe, Mn)SiO_2$. В ней, примерно в равных количествах, содержится Mn и Fe и несколько меньше Si, а также специальные карбиды $(Cr, Fe)_{23}C_6$ и карбиды цементитного типа $(Fe, Cr)_3C$. Выявленные карбиды отличаются концентрацией хрома. Так, в карбиде цементитного типа доля хрома не превышает 13%, а в специальных карбидах - достигает 40 – 44%. Доля упрочняющей фазы в оптимальном составе покрытия достигает 6 – 8 %. Ее количество оценивали по микроструктуре ($\times 1000$) при использовании специальной компьютерной программы.

Восстановленный слой состоит преимущественно из аустенита с мелкими

включениями карбидов хрома, а также легированного α -Fe. Микротвердость в среднем составляет Н – 50 - 450.

На границе сплавления восстановленного слоя наблюдали падение концентрации легирующих элементов.

В переходной зоне на глубине 0,3мм от границы сплавления в металле основы было зафиксировано повышенное содержание кремния – 1,02% и марганца – 1,67%, а также наличие 0,44% хрома. В исходном материале шейки коленчатого вала (Сталь 45) значение концентрации этих элементов значительно ниже: кремния – 0,27%, марганца – 0,7%, а хром отсутствует. Полученные результаты характеризуют диффузионную зону, формируемую в основном металле на глубине до 0,3 мм от границы сплавления.

В карбидах цементитного типа $(Fe, Cr)_3C$ концентрация хрома не превышает 13% и доля их существенно меньшая, чем специальных карбидов (до 1 – 1,7%).

Проведенные исследования позволяют рекомендовать предложенные порошковые композиции покрытий для восстановления шеек коленчатых валов автотракторных двигателей и шипов крестовин карданных валов к широкому внедрению на ремонтных предприятиях АПК.

Список литературы

1. Сидоров А.И. Восстановление деталей машин напылением и наплавкой.- М. : Машиностроение, 1987. -192с.
2. Шевченко О.И., Фарбер В.М., Журавлев В.И., Давыдов В.М., Трекин Г.Е./ Взаимосвязь структуры, фазового состава и служебных - свойств рабочего слоя H73X16C3P3 валков, полученного плазменно- порошковой наплавкой. // Известия вузов: Черная металлургия .-1995. № 8. С.57-61.
3. Шевченко О.И., Фарбер В.М., Трекин Г.Е./ Влияние высокотемпературного нагрева на структуру покрытия H73X16C3P3, полученного плазменно- порошковой наплавкой. // Известия вузов, : Черная металлургия .- 1994. №10. С.76-77.
4. Зашляпин М.Ю., Шевченко О.И., Фарбер В.М. Научные основы восстановления деталей методом плазменно-порошковой наплавки. В кн. Технология ремонта машин и механизмов. Тезисы докладов. Конференция. Киев "Знание Украины" 1994.

У роботі розглято вплив параметрів режиму плазмово-порошкової обробки на вигорання хімічних елементів у відновленному шарі та основному металі. Досліджені матеріали для відновлення деталей з різним вмістом лігуючих елементів. Проаналізовані результати металографічних досліджень та зроблені висновки відносно структури відновленого шару та зміцнюючих фаз.

The parameters influence of plasma-powder treatment on burn of chemical components in restored layer and in the main part is in this article. Researched different materials for parts restoration with different content of hardened components. Analyzed results of metallographics researches and found structures of restored layer and hardening phases.

Получено 21.09.05

Т.С. Скобло, проф., д.-р. техн. наук, А.И. Сидашенко, канд. техн. наук, Г.Я.Безлюдько, канд. ф.-м. наук, Н.Г. Поздняков, асп.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенко

Оценка качества гильз цилиндров двигателя смд-14, закаленных ТВЧ

В работе был проведен анализ влияния различных факторов на изменение показаний коэрцитивной силы в гильзах двигателя СМД-14. Установлены зависимости коэрцитивной силы от таких факторов как: толщина стенки гильзы; глубина упрочненного слоя; твердость.

гильза цилиндра, коэрцитивная сила, индукционная закалка, токи высокой частоты

Гильзы цилиндров работают в тяжелых условиях. На них действуют как силы трения, так и ударные нагрузки. Поэтому рабочая поверхность гильз должна иметь высокую поверхностную твердость, что достигается поверхностной закалкой.

Этот способ предусматривает термическую обработку с упрочнением только поверхностных слоев, в результате чего изменяется структура и повышается твердость. Структура и твердость сердцевины остается без изменения [1].

В настоящее время при термообработке гильз довольно широко применяют индукционный метод закалки токами высокой частоты (ТВЧ).

После отработки режима индукционная поверхностная закалка обеспечивает высокое качество изделий и обеспечивает достаточно стабильные результаты по сравнению с другими методами поверхностной закалки. Она способствует повышению сопротивления изнашиванию и усталостному разрушению, снижает возможность деформаций, не вызывает заметного окисления и обезуглероживания. Благодаря нагреву только поверхностных слоев уменьшаются затраты энергии на обработку.

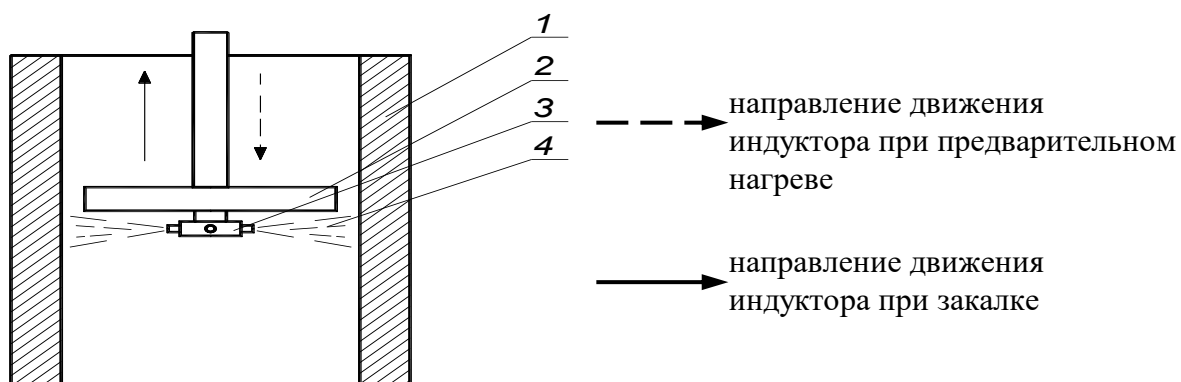
Главным отличием индукционного нагрева от различных внешних источников тепла (в печах и других нагревательных устройствах) является выделение тепла непосредственно в самом металле. При индукционном нагреве реализуется возможность значительной концентрации электрической энергии в небольшом объеме нагреваемого металла, что позволяет осуществлять нагрев с большой скоростью [1].

Суть индукционного нагрева заключается в следующем. По проводнику (индуктору) проходит переменный электрический ток высокой частоты. В это время, вокруг индуктора образуется переменное электромагнитное поле, силовые линии которого пронизывают деталь, в поверхностном слое которой возникают вихревые токи (Фуко), вызывающие нагрев этого слоя до высокой температуры.

При индукционной закалке чугунных гильз цилиндров процесс проводят в два этапа:

- предварительный нагрев;
- непосредственно закалка.

Схема данного процесса представлена на рис. 1.



1-обрабатываемая гильза; 2-индуктор; 3-спрейер; 4-охлаждающая жидкость

Рисунок 1 – Схема процесса закалки гильзы токами высокой частоты

Предварительный подогрев гильзы проводят до температуры 180-190°C. Такая обработка смягчает процесс последующей закалки чугуна и обеспечивает снижение склонности к трещинообразованию.

Критические точки железо-углерод соответствуют температурам, при которых протекают превращения в условиях медленного нагрева и охлаждения. По этой температуре устанавливают температуру при обычной термической обработке с нагревом в печи.

При выборе температуры для скоростного индукционного нагрева вносятся поправки, так как ограниченное время нагрева может оказаться недостаточным для завершения фазовых превращений.

При индукционном нагреве чугуна выше критических точек в металлической основе растворяется как связанный, так и свободный углерод в виде графита и свободных гнезд углерода отжига. При повышенных температурах ускоряются диффузионные процессы, увеличивается содержание углерода и легирующих элементов в аустените и выравнивается его химический состав. Интенсивность и степень насыщения аустенита зависят от количества связанного углерода (перлита) и графитовых включений в исходной структуре чугуна, температуры и скорости индукционного нагрева [1].

При изготовлении и последующей термообработке в гильзах возможно возникновение дефектов различного рода (трещины, изменения в структуре, неравномерный слой, слишком малые или слишком большие значения толщины упрочненного слоя и др.)

Целью настоящей работы является установление причин формирования неоднородного по толщине закаленного слоя, его структурной неоднородности, а также использование неразрушающего метода контроля для их выявления с установлением браковочных норм.

Для контроля качества был выбран метод оценки по коэрцитивной силе. Эту характеристику определяли коэрцитиметром марки КРМ-Ц, разработанным фирмой «Новые научные разработки».

Серия приборов КРМ-Ц создана в процессе конверсии как результат работы группы специалистов в области теории измерений, разработки и производства высокоточных электронных измерительных средств. Серия создавалась в тесном творческом взаимодействии с сотрудниками служб не разрушающего контроля ряда предприятий и отраслевых НМИ Минчермета. Опытные образцы прошли проверку в лабораторных и производственных условиях с последующей доработкой и

модернизацией. В результате потребитель может иметь удобные измерители с высокими техническими характеристиками, простые в обращении и надежные в работе.

Коэрцитиметр КРМ-Ц предназначен для измерения коэрцитивной силы локального участка ферромагнитных материалов. В зависимости от модификации прибора и размера щупа (размеров магнитов и расстояния между ними) измеряемая площадь может находиться в пределах от 35 до 50 мм.

Прибор позволяет контролировать свойства деталей и конструкций, в частности:

- качество изделий после различных видов термической обработки (закалка с отпуском, нормализация, отжиг и т.д.);
- качество изделий после поверхностного упрочнения (различных видов химико-термической обработки, поверхностной закалки, наклепа и т.д.);
- определять механические свойства стального проката и конструкционных материалов, изделий из чугуна;
- проводить сортировку металла по маркам стали и чугуна;
- оценивать уровень напряжений и структурных изменений.

Контроль таких характеристик возможен при наличии однозначной зависимости между ними и коэрцитивной силой.

Прибор может быть использован в цехах, лабораториях, отделах технического контроля металлургических, машиностроительных, инструментальных предприятий для контроля и разбраковки материалов, деталей и конструкций.

Диапазон измерения коэрцитивной силы 1.0 - 60.0 А/см. Погрешность измерения коэрцитивной силы на контрольных образцах, не более 2,5% +1 единица младшего разряда цифрового индикатора;

Принцип действия прибора основан на вычислении коэрцитивной силы по измеряемому току компенсации остаточной магнитной индукции в замкнутой магнитной цепи. Цепь образуется магнитной системой преобразователя, полюса которой замкнуты контролируемым образцом.

Работа с прибором семейства КРМ-Ц не требует специальной подготовки обслуживающего персонала.

При оценки качества закаленных ТВЧ гильз были проведены статистические измерения коэрцитивной силы в гильзах двигателя СМД-14.

Измерение коэрцитивной силы показало разброс показаний в пределах от 13,7 до 16,2 А/см на поверхности, подвергнутой закалке ТВЧ и от 10,9 до 13 А/см на внешней – не обработанной. Зависимость ее изменения показана на рис. 2.

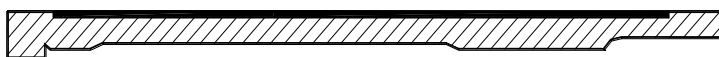
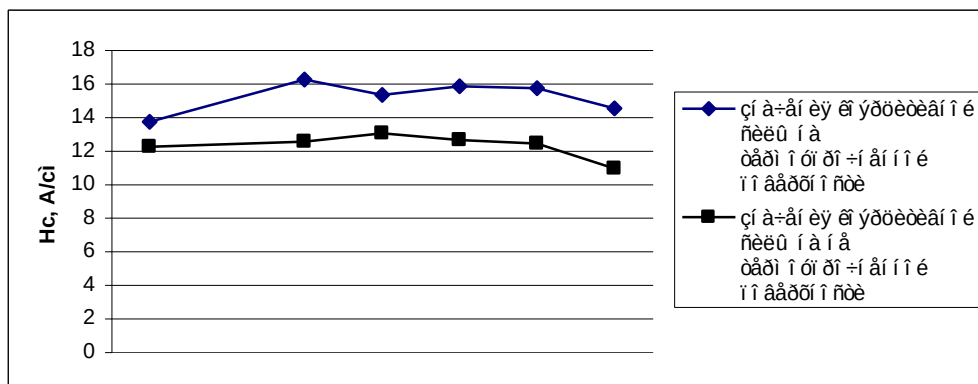


Рисунок 2 – Изменения коэрцитивной силы по высоте гильзы

Из рис.1 видно, что значения коэрцитивной силы на термоупрочненной поверхности несколько выше, чем на не термоупрочненной. Из этого следует, что показания коэрцитиметра напрямую зависят от твердости. График такой зависимости показан на рис. 3.

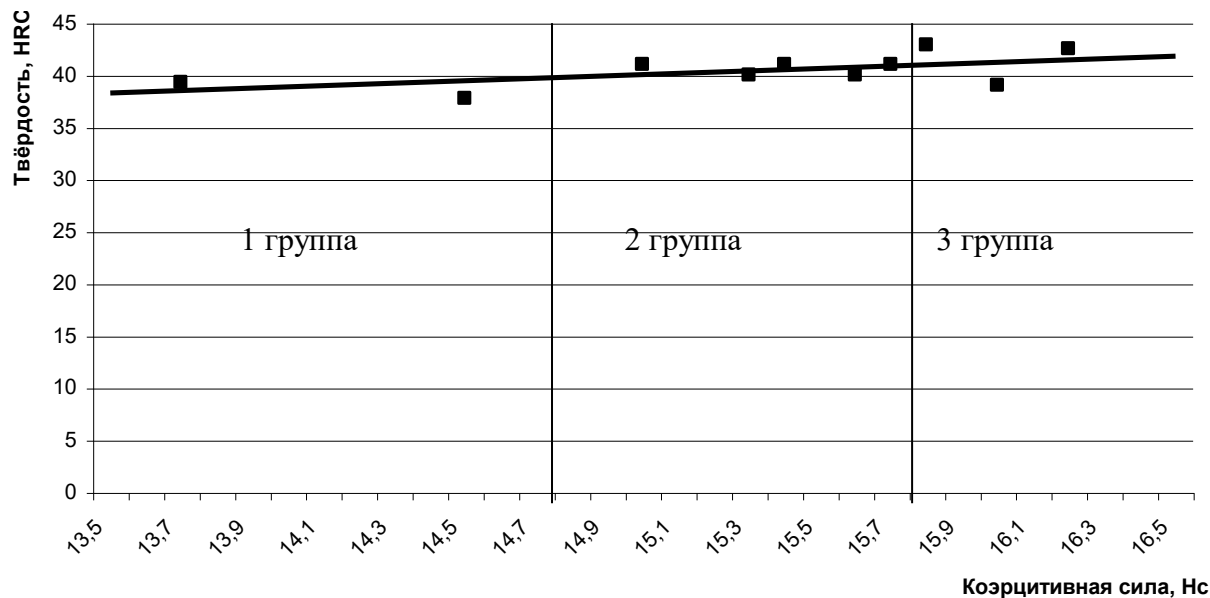


Рисунок 3 – Зависимость коэрцитивной силы от твердости гильз, подвергнутых закалке ТВЧ

Статистический анализ коэрцитивной силы и твёрдости позволил разделить втулки на три выборки: первая – коэрцитивная сила имеет минимальные значения ($<14,8$ А/см), при этом уровень твёрдости также снижается до уровня нижнего предела допустимых значений по требованиям ТУ; вторая – значения твёрдости соответствуют средним значениям требований ТУ (40 – 42HRC) и коэрцитивной силе от 14,8 до 15,8 А/см; третья – значения коэрцитивной силы и твёрдости максимальные, соответствующие уровню ближе к верхнему пределу (60HRC – твердость; $>15,8$ А/см – коэрцитивная сила) [2].

Согласно требованиям ТУ значения твердости закаленной поверхности гильзы должны соответствовать 35-60 HRC.

Также был проведен анализ влияния толщины стенки гильзы на изменение коэрцитивной силы. Зависимости представлены на рис. 4 и 5.

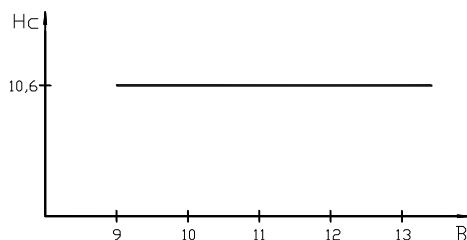


Рисунок 4 – Влияние толщины стенки (B) гильзы на коэрцитивную силу (Hc) (замеры с не обработанной стороны гильзы)

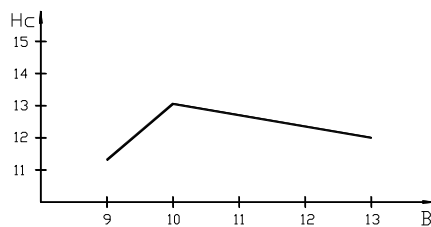


Рисунок 5 – Влияние толщины стенки (В) гильзы на коэрцитивную силу (Hc) (замеры с термообработанной стороны гильзы)

Из рис. 4 и 5 следует, что толщина стенки гильзы оказывает влияние на коэрцитивную силу только со стороны подвергнутой термообработке. Исходя из этого, можно предположить, что толщина стенки гильзы цилиндра оказывает влияние на глубину упрочненного слоя, которая, в свою очередь, влияет на уровень коэрцитивной силы. Это свидетельствует о том, что браковочные нормы, характеризующие глубину рабочего слоя по коэрцитивной силе следует устанавливать в каждом конкретном случае с учетом изменяющейся толщины гильзы цилиндра. Статистическим анализом было показано, что в ряде случаев глубина рабочего слоя заметно изменяется. На это также реагируют показания коэрцитивной силы.

Зависимость коэрцитивной силы от толщины упрочненного слоя показана на рис. 6.

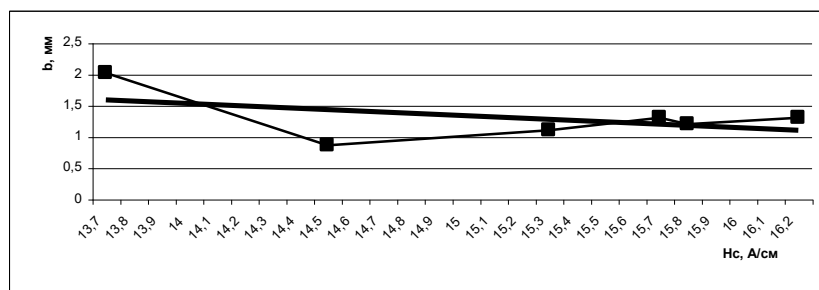


Рисунок 6 – Зависимость коэрцитивной силы от толщины упрочненного слоя

Как видно из зависимости, толщина закаленного слоя не однородна и изменяется от 0,86 до 2,02 мм, при этом линия тренда указывает на то, что с уменьшением толщины упрочненного слоя наблюдается рост коэрцитивной силы.

В последующих исследованиях необходимо установить причины изменения толщины закаленного рабочего слоя по высоте гильзы цилиндра и установить закономерности структурных изменений, а также вклад различных факторов в нестабильность упрочненного слоя.

Список литературы

1. Николаев Е.Н., Коротин И.М. Термическая обработка металлов токами высокой частоты. М.: "Высшая школа", 1977, - 214 с.
2. Оценка качества закаленных ТВЧ гильз по коэрцитивной силе. Т.С. Скобло, Н.Г. Поздняков, Физические и компьютерные технологии. Труды 10-й Международной научно-технической конференции, 28-30 сентября 2004г. – Харьков: ХНПК «ФЭД», 2004. – 288 с.

В роботі був проведений аналіз впливу різних чинників на зміну свідчень коэрцитивної сили в гільзах двигуна СМД-14. Встановлена залежність коэрцитивної сили від таких чинників як: товщина стіни гільзи; глибина зміцненого шару; твердість.

In work the analysis was conducted of influencing of different factors on the change of testimonies of koertsitive force in the shells of the engine SMD-14. Dependences are set of koertsitive force from such factors as: thickness of wall of shell; depth of the consolidated layer; hardness.

Получено 21.09.05

Повышение срока эксплуатации металлических конструкций внутри свиноферм путем применения пенополиуретана

Автор показал актуальность применения пенополиуретана для изоляции от агрессивной среды металлических конструкций внутри животноводческих помещений.

технология, изоляция, бункер, поддон, продуктивность

В современном свиноводстве максимальную прибыль можно достигнуть только при минимизации себестоимости продукции и соблюдении всех правил технологии ведения отрасли в том числе.

На себестоимость продукции влияют множество различных факторов, в том числе и срок эксплуатации оборудования свинарника [1,2].

Как известно, недостаточная вентиляция помещений, повышенная влажность и огромное содержание аммиака в воздухе, который проникает очень глубоко в поры металла, все эти факторы образуют агрессивную среду внутри свинарника [5,7,9]. В следствии чего, различные металлические конструкции, подвержены воздействию коррозии, что приводит к уменьшению эксплуатационного периода последних в несколько раз, а это отрицательно сказывается на себестоимости продукции [6].

В настоящее время самой практикуемой защитой всех металлических конструкций внутри помещений свиноферм является нанесение масляной краски марки ПФ в два слоя. Однако, учитывая структуру краски, такая защита полностью не изолирует металл от проникновения в его поры аммиака, поэтому является мало эффективной [8].

К числу материалов, способных обеспечить надежную и долгосрочную защиту металлов от коррозии, следует отнести полиуретаны. Покрытия на основе полиуретановых материалов марки ЭП-773, ОС-12 обладают высокой химической стойкостью к различным агрессивным средам, повышенной твердостью, хорошей адгезией к твердым и цветным металлам, бетону, возможностью эксплуатироваться в интервале температур от -40 С до +90 С. Покрытия на основе эмали УР-7115 по стали и оцинкованной стали наиболее устойчивы к воздействию паров аммиака и воды, в этом отношении пенополиуретановое покрытие уступает им незначительно.

Больше всех подвержены воздействию коррозии различные бункера, а особенно поддоны кормушек, которые подвержены еще и воздействию кислоты, которая выделяется вместе со слюной во время поедания животными корма [3,4].

Целью работы проведенной в лаборатории технологии производства свинины Института животноводства УААН, было изучение возможности увеличения эксплуатационного срока поддона и бункера самокормушки для свиней с помощью изоляции металла последних за счет жесткого напыляемого пенополиуретана.

Реализация программы экспериментальных исследований осуществлялась в лаборатории технологии производства свинины и в опытном хозяйстве Института животноводства УААН "Гонтаровка". Для этого было спроектировано и изготовлено из черного металла толщиной 2 мм два вида бункерных самокормушек. Опытная имела

изоляцию поддона и бункера из жесткого пенополиуретана, а контрольная изоляцию из масляной краски марки ПФ.

Опыт проводили в стандартном кирпичном свинарнике с чердачным перекрытием в течении 6 месяцев.

Опытные и контрольные кормушки располагались в смежных станках. Опыты выполнялись на свиньях уэльской породы в рамках двух технологических этапов - доращивания и откорма. Постановочная живая масса свиней на начало опыта находилась в пределах 25-30 кг. Опыт по откорму животных завершился по достижению животными живой массы 100-110 кг.

Контроль за температурой воздуха в помещении и внутри бункеров кормушек осуществлялся с помощью термометра. Измерение влажности производили с помощью гигрометра, на уровне 50 см. от пола, где размещались кормушки. Количество аммиака в воздухе определяли газоанализатором УГ-2. Для определения скорости движения воздуха использовали анемометр АСО-3. Уровень воздействия коррозии на металл кормушек и бункера определяли путем замеров толщины металла с помощью штангельциркуля, в начале и в конце опыта. Для этого те части металла, которые были подвержены коррозии больше всего, зачищались с помощью специальной щетки по металлу.

Минимальная температура внутри свинарника была +12 С в период с 4 до 6 утра. Максимальная +22 С- в период с 16 до 18 вечера.

Относительная влажность, составляла 71%.

Из-за колебания температуры внутри помещения наблюдалось так же колебания температуры внутри бункеров кормушек. Учитывая самый минимальный из всех теплоизоляционных материалов коэффициент теплопроводности пенополиуретана, а именно 0,019-0,020 в опытной кормушке, колебания температуры составили всего 1 С. В контрольной, без изоляции пенополиуретаном -8 С.

В результате колебаний температуры в помещении свинарника, внутри бункера контрольной кормушки наблюдалось выделение влаги на внутренних стенках, что способствовало возникновению коррозии, как на внутренней стенке кормушки, так и на наружной. В опытной же кормушке с изоляцией бункера при помощи жесткого напыляемого пенополиуретана этого не наблюдалось.

Из-за агрессивной среды которая наблюдалась внутри свинарника, в следствии выделения животными мочи и кала, а так же повышенной влажности воздуха, толщина металла поддонов кормушек и бункеров, в результате воздействия коррозии, к окончанию опыта была разной (табл. 1).

Таблица 1 – Результаты измерения толщины стенок бункеров и поддонов кормушек, мм

Контрольная в качестве изоляции - масляная краска			Опытная в качестве изоляции - пенополиуретан		
Объекты исследования	В начале опыта	По окончанию опыта	Объекты исследований	В начале опыта	По окончанию опыта
Стенки Бункера	Толщина металла, мм	Толщина металла, мм	Стенки Бункера	Толщина металла, мм	Толщина металла, мм
№1	2	1,51	№1	2	1,9
№2	2	1,6	№2	2	2
№3	2	1,7	№3	2	2
№4	2	1,6	№4	2	1,9

Продолжение таблицы 1

Крышка бункера	2	1,5	Крышка бункера	2	2
Борты Поддона			Борты Поддона		
№1	2	1,5	№1	2	1,9
№2	2	1,5	№2	2	1,9
№3	2	1,3	№3	2	1,9
№4	2	1,3	№4	2	1,9
Дно поддона	2	1,1	Дно поддона	2	1,9
В среднем	2	1,46	В среднем	2	1,93

Как видно из таблицы, к окончанию опытного периода днище и борты поддона контрольной кормушки были подвержены воздействию коррозии больше всех других частей. Толщина металла уменьшилась на 45% и 30%, по сравнению с началом опыта.

Толщина металла бункера и крышки бункера контрольной кормушки, к окончанию опытного периода была на 24 % и 25% меньше, по сравнению с началом опыта .

Анализируя результаты замеров толщин металла опытной кормушки, следует отметить, что даже в результате чрезмерного воздействия коррозии, толщина металла стенок бункера и поддона опытной кормушки, к окончанию опыта практически не изменилась.

Результаты исследований доказывают, что пенополиуретановое покрытие инертно к кислотным и щелочным средам и изоляция металла бункеров и поддонов кормушек, при помощи жесткого пенополиуретана, гарантированно увеличивает эксплуатационный срок последних в условиях агрессивной среды свиарника в несколько раз, и дает существенную экономию ресурсов в результате сохранения различных металлических конструкций от воздействия коррозии.

Учитывая основные требования к животноводческим помещениям, а именно, постоянное поддержание нужной температуры внутри помещения, жесткий напыляемый пенополиуретан, возможно, применять для изоляции стен и потолка помещений свиарника, т.к. материал обладает замечательными адгезионными свойствами, идеально прилипая к горизонтальным и вертикальным поверхностям из любого материала и любой формы. А так же самый низкий коэффициент теплопроводности пенополиуретана, из всех теплоизоляционных материалов сохраняет нужный температурный режим в помещении для всех возрастных групп животных.

Сегодня жесткий пенополиуретан являются одними из наиболее распространенных изоляционных материалов. Эти легкие, но достаточно прочные пенопласты, обладающие своеобразной структурой, подобной застывшей пене, с очень низкой теплопроводностью, малой паропроницаемостью, высокой адгезией ко всем строительным материалам.

Пенополиуретан, возможно, применять для теплоизоляции трубопроводов различного назначения. Так как холодное время года в результате перемерзания трубопроводов, животные не редко бывают лишены воды, а это не может не сказаться на продуктивности животных.

Учитывая, что себестоимость каждой кормушки составляет 700 гривен, то изоляция при помощи жесткого пенополиуретана, сохраняет хозяйству в течении полугода, примерно 30% от ее стоимости, что составляет 210 гривен.

Стоимость же изоляции металла кормушки, при помощи масляной краски включая работу, составляет 30 гривен, при этом необходимо учесть, что покрытие краской необходимо осуществлять ежегодно.

Изоляция из напыляемого пенополиуретана составляет, всего 80 гривен, и осуществляется один раз за весь эксплуатационный период кормушки.

Изоляция из пенополиуретана поддонов кормушек, бункеров для хранения и приготовления комбикорма, различных трубопроводов, каркасов отверстий вентиляции и т.д. намного увеличит эксплуатационный срок, а это является одним из важнейших показателей любых металлических конструкций, предназначенных для использования в отрасли сельского хозяйства.

Список литературы

1. Коновалов В.В.; Стригин В.Н. К обоснованию конструкции кормушки для свиней [Механизированная очистка кормушек] Механизация животноводства. -Саратов, 1994(1995), - С. 10-18
2. Jeppsson K.-H. Diurnal variation in ammonia, carbon dioxide and water vapour emission from an uninsulated, deep litter building for growing/finishing pigs [Изучение круглосуточной изменчивости выделений аммиака, двуокиси углерода и влаги из неизолированных свиарников с естественной вентиляцией при выращивании свиней на глубокой подстилке. (Швеция)] Biosystems Engg, 2002; Vol. 81, N 2. -, - P. 213-223
3. Regulation of animal production in Europe [Законодательство в европейских странах по вопросам соблюдения зоогигиенических норм при содержании с.-х. животных и снижения эмиссии аммиака на животноводческих фермах. Труды международного научного конгресса, состоявшегося 9-12 мая 1999 г. в г. Висбадене, ФРГ]: Intern. congr. in Wiesbaden, May 9-12, 1999 Munster-Hiltrup; Landwirtschaftsverl., 1999, - 377 с., ил
4. Sommer S.G. Ammoniakfordampning fra lagret kvaeg- og svinegylle [Влияние климатических условий на процесс испарения аммиака при открытом хранении коровьего и свиного навоза.(Дания)] Lyngby, 1994, - 6 с., ил .Gron viden.Landbrug/Statens planteavlfsforsog N 135
5. Рязанов В.Е.; Яхваров Г.И.; Павлов И.А.; Павлов В.С. Коррозия меди в агрессивных средах сельскохозяйственного производства / Чувашский СХИ Чебоксары, 1994, - С. 16, Ил. 3, Табл. 5
6. Im Emsland auf neuen Wegen [Конструкция и оборудование необогреваемого свиарника системы Видманна для откормочных свиней с малым содержанием аммиака и пыли в воздухе. (ФРГ)] Landwirtsch.-Bl.Weser-Ems, 2000; N 3, - S. 14-18
7. Розенфельд И.Л. Защита металлов от коррозии лакокрасочными покрытиями М.; Химия, 1987, - 223 с.
8. Акользин А.П. Предупреждение коррозии оборудования технического водо- и теплоснабжения М.; Металлургия, 1988, - 95 с., ил.
9. Зайцева Л.Г.; Мартимонычева Е.М. Защита конструкций сельскохозяйственных зданий от коррозии покрытием на основе новой полиуретановой эмали УР-7115 (Э-76) Совершенствование, 1986, - с. 29-31

Автор показал актуальность применения пенополиуретана для изоляции от агрессивной среды металлических конструкций внутри животноводческих помещений.

The author proves a urgency of application penopolliuretanes for isolation from aggressive environment of metal designs, inside cattle-breeding premises.

Получено 9.08.05

Б.А. Ляшенко, проф., д-р. техн. наук, В.М. Лопата, канд. техн. наук,
Т.М. Туник, доц., канд. техн. наук, А.М. Безрукавий, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Аналіз умов експлуатації та причин втрати працездатності поршнів ДВЗ

В статті проведений аналіз умов експлуатації поршнів ДВЗ. Визначені причини втрати працездатності і встановлений характер і особливості зношування.
поршень, кільце, юбка, зношення

З початком розвитку двигунобудування велику увагу приділяли надійності та довговічності роботи двигунів, показники яких визначаються робочим станом таких основних деталей як: поршні, колінчастий і розподільний вали та ін. Поршень який фактично визначає технічний рівень двигуна являє собою достатньо складну по відношенню до конструкції, технології і матеріалів деталь.

Основні функції, які виконує поршень – ущільнення внутрішньо циліндрового простору за допомогою днища і канавок з поршневыми кільцями і передача сил тиску в циліндрі на кривошипно шатунний механізм (КШМ). Бокові зусилля сприймаються направляючою частиною поршня – юбкою. Ці функції повинні виконуватися на проміжку усього ресурсу двигуна в широкому діапазоні режимів за частотою обертання і навантаженнях в умовах високої температурної напруженості. Останні умови визначають ступінь форсування двигуна – чим вище ступінь стиску, максимальна частота обертання, краще наповнення циліндрів, тим більша потужність, тим вище рівень теплової напруженості поршня і вимоги до його конструкції, технології виробництва і матеріалам [1].

Для виявлення основних пошкоджень поршня при експлуатації розглянемо процеси, які визивають ці пошкодження.

При положенні поршня в верхній мертвій точці (ВМТ) починається такт всмоктування (або впуску). Колінчастий вал обертається (під дією стартера або за інерцією від маховика і утворюючих крутний момент інших циліндрів), в результаті поршень рухається вниз, а розподільний вал, обертається і натискаючи кулачком на штовхач, відкриває впускний клапан (випускний клапан у цей час закритий).

При русі поршня вниз поршневі кільця силою тертя притискаються до верхніх країв канавок на поршні (рис. 1.). За рахунок прискорення поршня шатун і поршень випробовують навантаження розтягу, які діють на стержень, верхню і нижню голівку шатуна, шатунні болти, поршковий палець і бобишки поршня. Навантаження від шатуна і поршня під час руху з ВМТ передаються на шатунний підшипник.

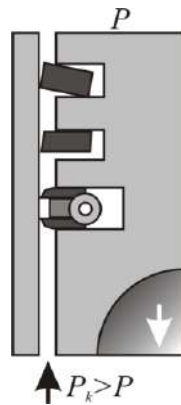
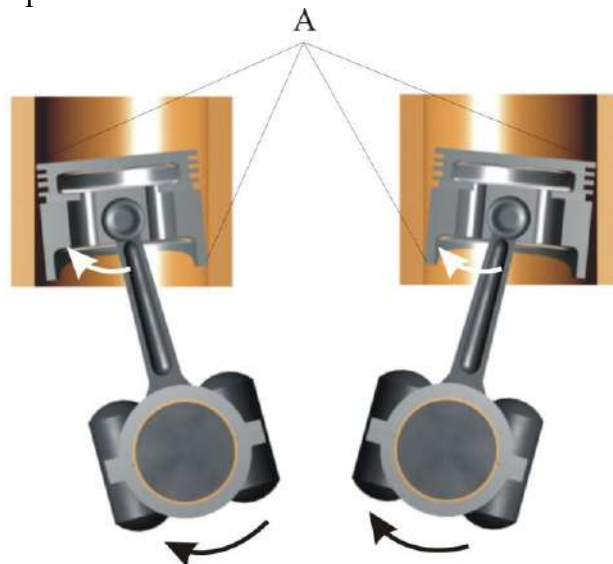


Рисунок 1 – Схема роботи поршневих кілець на такті впуску

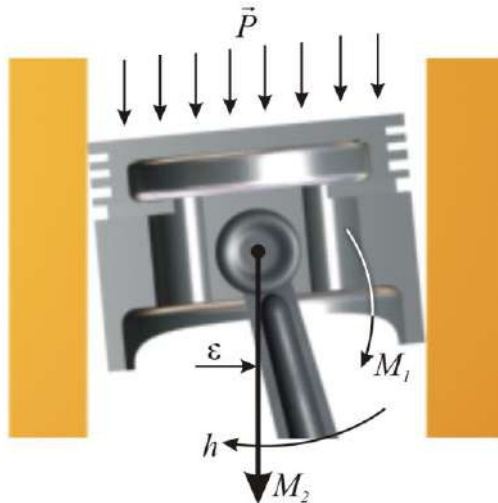
В нижній мертвій точці (НМТ) у поршня відбувається «перекладання» (рис.2.), тобто зміна опори поршня на циліндр з лівого боку юбки на праву. Чим більше зазор між юбкою поршня і циліндром, тим інтенсивніше перекладання, а тому і шумність двигуна, подальший знос юбки поршня і нижньої частини циліндру, по якій ударяє права сторона юбки поршня.



A – місця можливого зносу при великому зазорі між поршнем і циліндром

Рисунок 2 – Перекладання поршня в нижній мертвій точці

При підході поршня до ВМТ на поршень діє сильний тиск газів. Поршень опирається на поршневий палець, і чим більша сила тиску поршня на палець, тим вище тертя в отворі бобишок поршня і тим важче поршню обернутися на нерухомому пальці. На практиці це виглядає так – обертання поршня разом із шатуном поблизу ВМТ. Для зменшення цих зусиль і зниження можливого стукоту поршня при підвищеному зазорі в циліндрі вісь пальця на поршні зміщують на 0,5...1,5 мм вліво, якщо дивитися на поршень попереду. Тоді, як видно з (рис.3.), момент сил, що обертає поршень поблизу ВМТ, компенсується моментом від сил тиску газів на поршень.



M_1 – розвертальний момент від тертя пальця в бобишці поршня при повороті шатуну;

M_2 – компенсуючий момент проти зміщення пальця

Рисунок 3 – Зусилля і моменти, які діють на поршень поблизу ВМТ

Сили тиску газів і сили інерції, що діють на поршень, передаються через поршневий палець і шатун на шийку колінчастого валу.

Коли поршень знаходиться поблизу ВМТ, не доходячи до неї $5...30^\circ$ за кутом повороту колінчастого валу (ПКВ), відбувається іскровий розряд на свічці запалювання.

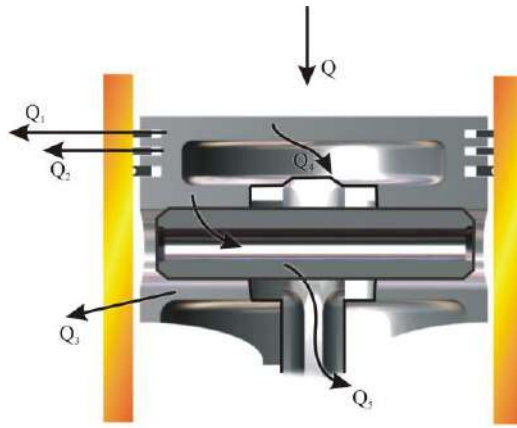
Під час переходу поршня в ВМТ на поршень діє сильні тиски газів. Поршень спирається на поршневий палець – чим більше сила тиску поршня на палець, тим вище тертя в отворі бобишок поршня і тим важче поршню обернутися на нерухомому пальці. Сили тиску газів і сили інерції, які діють на поршень, передаються через поршневий палець і шатун на шийку колінчастого валу.

Поблизу ВМТ сумарні сили від тиску газів і інерції викликають великі напруження в шатуні і бобишках поршня.

У бензинових двигунів після проходження поршнем ВМТ тиск і температура в циліндрі за рахунок згорання паливно-повітряної суміші досягають максимуму – тиск близько $3...6$ МПа і температура вище 2500 К. Увесь процес згорання відбувається поблизу ВМТ, триває $40...60^\circ$ кута повороту колінчастого валу (ПКВ), об'єм камери згорання при цьому змінюється мало [2].

При згоранні в циліндрі виділяється велика кількість тепла. Частина його відходить з відпрацьованими газами, інша частина передається на стінки головки і гільзу циліндру, в поршень (рис. 4.).

Тепловий стан (тобто розподіл температур) поршня в значній мірі залежить від його конструкції і матеріалу. Ці фактори впливають на такі параметри, як зазор між поршнем і циліндром, зношення юбки та інше. Чим гірше відведення тепла, тим більше температура поршня, тим більше його теплове розширення і тим більше необхідний зазор. Якщо зазор між поршнем і циліндром виявиться менше, ніж потрібно, поршень в циліндрі може заклинювати. При дуже малому зазорі збільшується тертя юбки поршня о стінки циліндру, завдяки чому замість відводу тепла може відбуватися його підвід (розігрівання юбки через тертя). Після заклинювання і наступному охолодженні поршень деформується (стискається по юбці), а на поверхні циліндру з'являються глибокі подряпини (задири), іноді зі слідами алюмінію, перенесеного з поршня на матеріал гільзи [4].



Q – тепловий потік від гарячого газу до поршня; Q_1 – тепловий потік з поршня через верхнє кільце до циліндру (50...60% Q); Q_2 – те ж саме, через середнє кільце (15...20% Q); Q_3 – тепловий потік з юбки поршня до циліндру (10...15% Q); Q_4, Q_5 – тепло, яке розсіюється у картері (10...20% Q)

Рисунок 4 – Тепловий стан поршня

При визначених умовах в експлуатації бензинових двигунів можуть виникати порушення процесу згорання. До них відносяться детонація і передчасне займання.

Результати тривалої роботи двигуна з детонацією досить важкі. По перше – це поламка поршня і поршневих кілець через ударні навантаження. Найбільш схильні до поломок перемички поршнів між канавками кілець. Ударна хвиля, викликаючи підвищення тиску в зазорі між днищем поршня і циліндром, ударає по верхньому поршневому кільцю. Удар передається на перемичку поршня, причому одночасно не по всій окружності кільця, в визначеній достатньо вузькій області, що полегшує поламку деталі.

Детонація викликає не тільки поламку перемичок, але й перегрів і руйнування країв днища поршня, поламку поршневих кілець. Наступний перегрів поршня настільки великий (через зменшення теплового відводу через кільця), що вигорає вогненний пояс від днища до верхнього і навіть нижнього поршневого кільця.

Результатом тривалої роботи двигуна з детонацією може бути також зношення по торцю верхньої канавки поршня і верхнього кільця, зношення поверхонь спряження поршня і поршневого пальця. Ці випадки трапляються достатньо часто, але прискорення зношення не завжди вдається пов'язати з детонацією.

Знижує вірогідність виникнення детонації більш низька температура поверхонь камери згорання і днища поршня.

Окрім детонації, на практиці зустрічається явище передчасного займання, зване також гартівним запаленням.

Небезпека передчасного займання полягає в тому, що на початковій стадії його практично неможливо відлічити «на слух» від звичайного згорання, у той час коли у двигуна виявляється сторонній звук і він починає втрачати потужність, деталі поршневої групи уже можуть бути пошкоджені.

Після проходження поршнем ВМТ починається такт робочого ходу. Цей такт суттєво відрізняється від інших. Тут поршень здійснює корисну роботу, яка витрачається безпосередньо на розгін автомобіля або на підтримання його постійної швидкості, у той час як на усіх інших тактах, навпаки, необхідні витрати енергії на обертання колінчатого валу [2].

На такті робочого ходу деталі КШМ переносять достатньо високі навантаження. Величина цих навантажень досить сильно залежить від ступеня відкриття дросельної заслінки. Це збільшує теплоту, яка виділяється при згоранні і, відповідно, тиск і температуру газів в циліндрі.

Зусилля, діючі на шатун з боку поршня, сприймається шатунними підшипниками і передається на колінчатий вал.

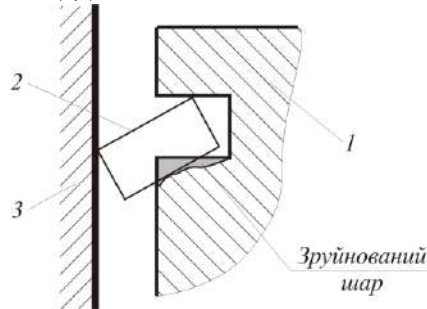
Таким чином, виходячи із вище розглянутого, можна зробити висновок, що поршні під час експлуатації можуть отримувати різноманітні пошкодження, більшість яких вимагає їх безумовної заміни. Однак у деяких випадках несправні поршні можуть бути відновлені, з наданням первинних властивостей.

До таких випадків відносяться:

1. зношення отвору під палець або задири в отворі у наслідок заклинювання пальця;
2. локальна пробойна невеликих розмірів в днищі поршня (наприклад, при обриві клапану або потраплянні сторонніх предметів до циліндру), при якій не пошкодженні вогневий пояс і перемички між канавками кілець;
3. деформація юбки поршня у наслідок перегріву двигуна;
4. зношення канавок кілець.

Можливість ремонту поршнів в другому і четвертому випадках в значній мірі умовна і є досить крайньою мірою. Не піддаються ремонту поршні з різноманітними тріщинами, прогарамі і полумками, у тому числі вогненного поясу, юбки і бобишок.

З розглянутих випадків особливу зацікавленість викликає зношення верхньої кільцевої канавки поршнів ДВЗ, які піддаються більш інтенсивному зношуванню (рис. 5).



1 – поршень; 2 – кільце; 3 – гільза циліндру

Рисунок 5 – Зношення канавки поршня ДВЗ

Під дією циклічних навантажень, температур, характер спрацювання верхньої кільцевої канавки приймає вигляд, нерівномірного зношування, яке в свою чергу призводить до перекошування кільця і, як слід, зношуванню поверхні гільзи циліндра.

Проведений аналіз умов експлуатації, показав основні причини втрати працездатності поршнів ДВЗ, що в свою чергу потребують більш детальних досліджень, за рахунок досягнення більш високих конструкційних та технологічних властивостей, що в свою чергу дозволить підвищити експлуатаційні показники.

Список літератури

1. Архангельський В.М., Вихерт М. М., Воинов А.Н. и др. Автомобильные двигатели. М.: Машиностроение, 1977. – 591 с.
2. Брюзе Д.Д. Сгорание в поршневых двигателях. М.: Машиностроение, 1969. – 347 с.
3. Устройство контроля детонации для ДВС: Заявка 63-227954 Япония. Опубл. 22.09.88.
4. Гречихин Л.И. Двигатели внутреннего сгорания. Минск: Наука і тэхніка, 1995. – 270 с.

В статті проведено аналіз умов експлуатації поршней ДВЗ. Определены причины потери работоспособности и установлен характер и особенности изнашивания.

In the article the analysis of external environments of pistons engine is conducted. The reasons of loss of capacity and set character and features of wear are definite.

Одержано 25.09.05

Експериментальні дослідження процесу вивантаження консервованих кормів пило- гвинтовим робочим органом

В роботі наведені результати експериментальних досліджень робочого органу для вивантаження стеблових кормів. Отримано залежності продуктивності і енергоємності від технологічних і конструкційних параметрів процесу.

пило-гвинтового відокремлювача, питома енергоємність, площі фрезерування, ширина захвату

У зв'язку з напруженістю паливно-мастильних матеріалів, дефіцитом кормозбиральної техніки в умовах господарств відбувається збільшення ступеня подрібнення закладеної на зберігання силосної маси, тому потрібне впровадження сучасної технології вивантаження корму із обов'язковим додатковим подрібненням з використанням машин і робочих органів з електроприводом. Такі машини доцільно використовувати при вивантаженні корму при вертикальному переміщенні робочого органу.

Аналіз експериментальних і теоретичних досліджень [1, 2], взаємодії робочих органів із матеріалом буртів консервованого корму, (щільність яких змінюється за висотою і шириною траншеї) показав, що суттєвим фактором при роботі пило-гвинтового відокремлювача є залежність між розподіленістю щільності за висотою бурта від середньої довжини часток корму [3], так як це пов'язане із недостатністю роботи робочого органу.

Метою роботи є кількісна оцінка показників призначення робочого органу від конструктивних і технологічних параметрів робочого органу.

При дослідженнях використано експериментальну установку, схема наведена в [4].

При дослідженнях визначалися показники залежності роботи пило-гвинтового відокремлювача від технологічних параметрів, а саме, висоти розташування вивантажувального корму H , глибини врізання L , і швидкості вертикальної подачі $V_{\text{п}}$ і кількість ножів на кроці гвинта n .

Інтервали варіювання досліджуваних факторів наведені в табл. 1.

На рис.2 наведено фото виробничих випробувань.

У результаті проведення експериментальних досліджень, виконаних по трирівневій матриці оптимального плану Бокса другого порядку для чотирьох факторів (B_4).

Під час випробувань було проведено вивантаження силосу з терміном зберігання 4-5 місяців вологістю до 78 % і з середньою довжиною часток 50-60 мм. У процесі роботи за допомогою замірів було визначено продуктивність вивантаження і потужність приводу та, виходячи з них, розраховано енергоємність процесу.

Таблиця 1 - Інтервали варіювання досліджуваних факторів і середні значення функцій відгуку

Рівні й інтервали варіювання	Кодоване значення	Фактори і їхні позначення			
		висота розташування шару H, м	глибина врізання, L м	швидкість вертикальної подачі, U_n м/с,.	кількість ножів на кроці гвинта, п
		X_1	X_2	X_3	X_4
Верхній рівень	+1	3,2	0.7	0.04	10
Основний рівень	0	1,6	0.5	0.03	5
Нижній рівень	-1	0	0.3	0.02	0
Інтервал варіювання	ε	1,6	0.2	0.01	5

У результаті обробки даних отримано математичні залежності функцій відгуку, представлені виразами (1) (3)

$$Q = 0.031 + 0.8756H - 0.1111L - 6.3194V_n + 0.0822n + 0.0104HL + 0.625HV_n + 447.9167LV_n - 0.0125L_n - 3.3333V_n - 0.225H^2 - 25HLV_n, \quad (1)$$

$$N = 17.3475 - 8.3822H - 32.7581L + 10.1273V_n + 0.2328n + 20.9219HL + 269.5313HV_n + 97.9167LV_n + 0.2125Ln + 0.8750V_n n + 0.5887H^2 - 842.1875HLV_n, \quad (2)$$

$$E = 9.6741 - 0.3756H - 17.866L - 217.781V_n + 0.22n + 1.6727HL + 13.1839HV_n + 57.9375LV_n - 0.1579L_n + 0.135H^2 - 78.765HLV_n. \quad (3)$$

Одною з головних характеристик відокремлювачів є їхня питома енергоємність, яка визначається відношенням споживаної потужності до продуктивності вивантаження. На основі отриманих даних ця залежність визначається виразом (4)

$$E = 6.9403 - 1.046Q + 0.0487Q^2. \quad (4)$$

За отриманими формулами не складно підрахувати показник енергоємності при вертикальній подачі (наприклад при продуктивності 10 кг/с енергоємність сягає 1,35 (кДж/кг). На рисунку 1 наведено поверхні відгуків продуктивності і споживаної потужності робочих органів від конструктивних та технологічних параметрів пило-гвинтового вивантажувача.

Аналіз взаємодії ширини захвату робочого органа і швидкості подачі показує, що продуктивність вивантаження збільшується як із зростанням першого, так і другого фактора, причому ці залежності майже однакові.

Залежність потужності приводу від ширини захвата виявлена інтенсивніше ніж швидкість подачі, що пояснюється зростанням площі фрезерування.

При цьому питома енергоємність при менших ширинах захвату і менших швидкостях подачі зменшується, а при збільшенні цих факторів зростає більш інтенсивно.

Аналіз парних взаємодій факторів ширини захвату робочого органа і кількості зубів на кроці гвинта показує, що продуктивність вивантаження при малій ширині захвату майже не залежить від кількості ножів, але із її збільшенням і збільшенням ширини захвату знижується, що пояснюється зменшенням транспортуючих можливостей гвинтів.

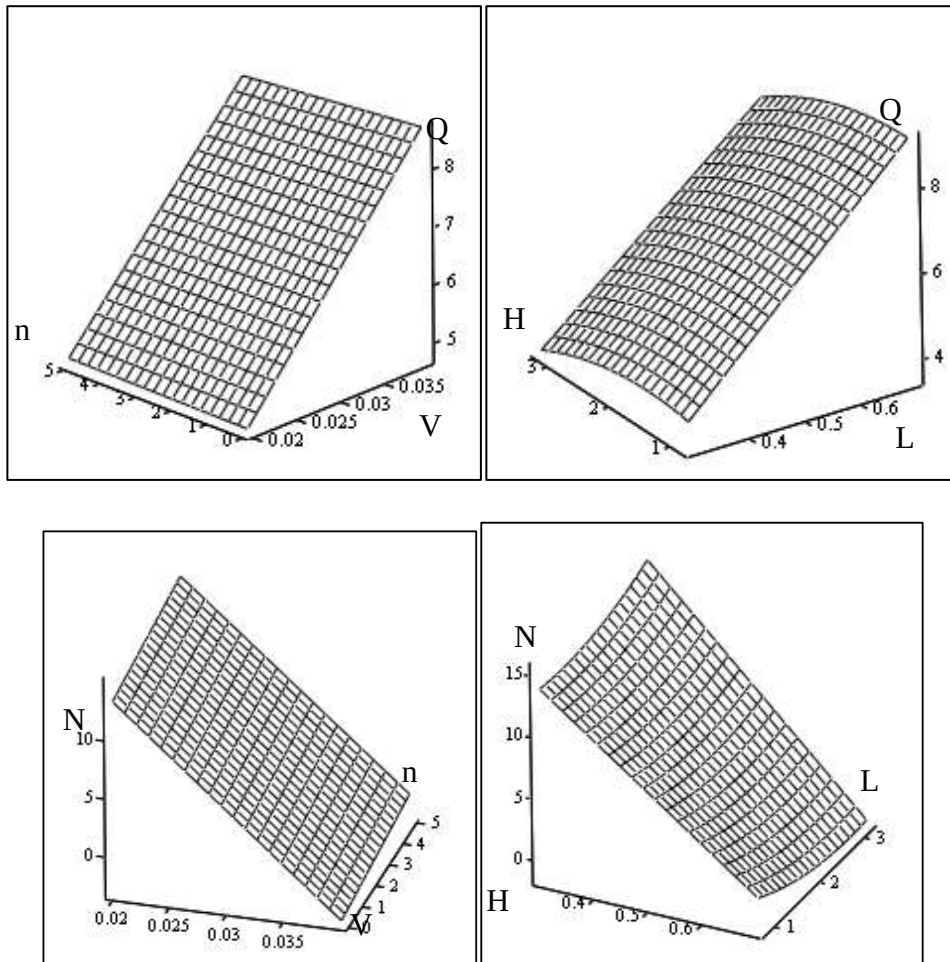


Рисунок 1 - Поверхні відгуків продуктивності вивантажувача Q та споживаної енергії N від технологічних параметрів n, V, L, H

Питома енергоємність, пов'язана зі зміною продуктивності і потужності, вона зростає зі зниженням ширини захвату, що можна пояснити характеристиками зміни потужності і продуктивності процесу.

Список літератури

1. Ткач В.Д. Исследование и обоснование основных параметров рабочих органов и режимов фрезерования для погрузчиков грубых кормов: Автореф. дис. канд.техн.наук: 05.410 /Укрсельхозакадемия. -К., 1968.-27 с.
2. Киселев А.В. Теоретический анализ воздействия шнека на монолит консервированного корма. - Сб.: Научно-технический бюллетень по механизации и электрификации животноводства. - Запорожье: ЦНИПТИМЗЖ, 1981, Выш.16, С.43-46.
3. Болтянский Б.В. Обґрунтування процесу вивантаження силосу та параметрів кидального пило-гвинтового робочого органу позиційного навантажувача: Дис. канд.техн.наук:05.20.01./ТДАТА. - Мелітополь, 1999. - 173 с.

В работе приведены результаты экспериментальных исследований рабочего органа для выгрузки стеблистых кормов. Получены зависимости продуктивности и энергоёмкости от технологических и конструктивных параметров процесса

Work is devoted to researches of saw — screw separator at an unloading of preserved forage in conditions of the real farm. In a test processes by measurements were determined productivity of an unloading and capacity of a drive and proceeding from them power consumption of process have been calculated.

Одержано 10.07.05

М.М. Загузов, асист., С.М. Герук, доц.
Державний агроекологічний університет

Обґрунтування допустимої величини похибки засобу вимірювання ходу штоку гальмівної камери транспортного засобу

В статті обґрунтована похибка вимірювання величини ходу штоку гальмівної камери автомобілів КамАЗ при їх експлуатації в сільськогосподарських підприємствах.
хід штоку, похибка, шток, гальмівна камера, автомобіль КамАЗ

Відомо, що основним показником технічного стану гальмівних механізмів з пневматичним приводом є хід штоку гальмівної камери [1]. Від його величини залежать такі важливі параметри ефективності роботи гальм, як гальмівний шлях, час запізнення їх спрацювання, занос транспортного засобу та ін.

Заводами-виробниками транспортних засобів рекомендована величина ходу штоку гальмівної камери в межах від 20 до 40 мм [2],[3]. Але при регулюванні гальмівних механізмів необхідно, щоб ця величина для всіх гальмівних камер була однаковою, особливо для протилежних камер однієї вісі.

Рекомендований заводами-виробниками колісних машин [3],[4] спосіб вимірювання ходу штоку за допомогою лінійки (ГОСТ 427-75) недостатньо ефективний. Він має не тільки велику трудомісткість, але й недостатню точність за умови забезпечення однакової величини ходу штоку гальмівних механізмів усіх коліс.

При розробці більш ефективних методів і засобів вимірювання величини ходу штоку виникає необхідність обґрунтування точності, яка б забезпечувала необхідну ефективність дії гальм після регулювання.

Об'єктом дослідження величина ходу штоку гальмівної камери автомобіля КамАЗ.

При обґрунтуванні похибки вимірювання величини ходу штоку гальмівної камери автомобіля КамАЗ використовувалась стандартна методика.

Точність приладу для вимірювання величини ходу штоку визначається необхідністю забезпечення мінімальної різниці між величинами їх ходів при регулюванні.

Визначимо похибку засобу вимірювання величини ходу штоку для двох випадків, виходячи з наступних умов:

Перша – забезпечення однакової величини ходу штоків гальмівних камер однієї вісі, що дозволяє запобігти заносу транспортного засобу при гальмуванні.

Згідно рекомендацій заводів-виробників різниця між величинами ходу штоку гальмівних камер однієї вісі не повинна перевищувати 2 мм [3],[4].

Друга - знос гальмівного механізму за величину пробігу автомобіля між суміжними ТО-1 при певних умовах експлуатації не повинен перевищувати допустиме значення.

В першому випадку похибка Δ_{lim}' засобу вимірювання визначається за формулою [4]:

$$\Delta_{lim}' = K * D'_{дон}, \quad (1)$$

де K - коефіцієнт, який враховує похибку величини вимірювання, $K=0,25...0,30$ [4];

$D'_{дон}$ – допустима різниця між граничним і середнім значеннями відхилення величини ходу штоку гальмівних камер однієї вісі:

$$D'_{дон} = \Delta_{сп} - \frac{\Delta_{гп} - \Delta_{min}}{2}, \quad (2)$$

де $\Delta_{гр}$ і $\Delta_{мін}$ – відповідно гранична і мінімальна величина відхилення ходу штоків гальмівних камер однієї вісі.

Тобто при $\Delta_{гр}=2\text{мм}$ і $\Delta_{мін}=0$ та $D'_{доп}=1\text{мм}$ похибка засобу вимірювання становитиме: $\Delta lim'=0,25...0,30\text{ мм}$.

У другому випадку похибка $\Delta lim''$ засобу вимірювання визначається за формулою:

$$\Delta lim''=K*D''_{доп}, \quad (3)$$

де $D''_{доп}$ - допустиме відхилення величини ходу штоку гальмівної камери за період пробігу автомобіля між суміжними ТО-1.

Значення допустимого відхилення величини ходу штоку при регулюванні визначаємо згідно ГОСТ 27.302-86 [6], використовуючи попередньо отримані дані [5].

Допустимі відхилення параметра визначаються на основі показників ресурсу гальмівного механізму і показників зміни параметра його стану.

В якості показників ресурсу та напрацювання гальмівної системи приймаємо:

- середній ресурс ($T_{ср}$);
- періодичність контролю величини ходу штоку (t_m).

В якості показників зміни параметра стану приймаємо:

- номінальне значення величини ходу штоку (P_n);
- граничне значення величини ходу штоку (P_r);
- діапазон вимірювання U_n .

Математичний опис процесу зміни параметра технічного стану $U(t)$ засновано на апроксимації кожної реалізації даного процесу випадковою функцією:

$$U(t) = V * t^\alpha + z(t), \quad (4)$$

де V – показник швидкості зміни параметра, випадковий для групи складових частин, але незмінний для кожної реалізації випадкового процесу;

α - показник ступеня апроксимуючої функції, який характеризує особливості експлуатації гальмівного механізму;

$z(t)$ – показник, який характеризує процес відхилення фактичних значень параметра від апроксимуючої функції кожної реалізації процесу $U(t)$.

В результаті дослідів, проведених на кафедрі технічного сервісу та інженерної екології Державного агроекологічного університету, встановлено, що існує лінійна залежність між величиною зносу гальмівної накладки та ходом штоку. Тому приймаємо $\alpha = 1$.

Значення допустимої величини відхилення величини ходу штоку $D''_{доп}$ визначаємо скориставшись номограмою (рис.1) за критерієм забезпечення максимальної безвідмовності гальм при використанні автомобіля у важких умовах [7] при наступних показниках:

$T_{ср}=17,12\text{ тис.км}$; $V=1,168\text{ мм/тис.км}$; $\alpha=1$; $t_m=2,5\text{ тис.км}$; $T_{ср}/t_m=6,84$.

З номограми (див. рис.) визначаємо, що допустиме відхилення величини ходу штоку складає $D''_{доп}=0,95\text{ мм}$.

Таким чином, виходячи з умови забезпечення однакової величини ходу штоків гальмівних камер однієї вісі, похибка засобу вимірювання складає $0,25...0,30\text{ мм}$.

Виходячи з умови, що знос гальмівного механізму за період між його регулюваннями при ТО-1 не перевищуватиме допустиму величину, похибка складає $0,237...0,285\text{ мм}$.

Інструментальна похибка лінійки (ГОСТ 427-75), яка використовується в даний час для вимірювання величини ходу штоку гальмівної камери складає 1мм , тому при такому вимірюванні тільки за рахунок цієї похибки різниця між величинами ходів штоків однієї вісі при регулюванні гальмівних механізмів може досягти $3...4\text{ мм}$, тобто в два рази перевищувати допустиме значення.

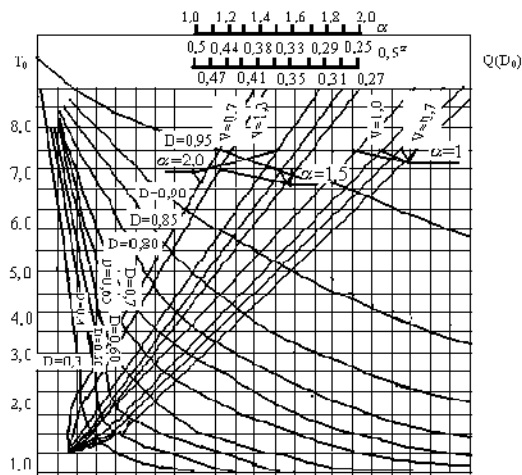


Рисунок 1 – Номограма для визначення величини допустимого відхилення величини ходу штоку гальмівної камери.

Якщо врахувати ще інші похибки вимірювання (похибку методу і суб'єктивну похибку), то дана різниця може досягти 5-6мм, що призводить до суттєвого зниження показників ефективності гальмування.

За результатами обґрунтування похибки засобу, що проектується для вимірювання ходу штоків гальмівної камери автомобілів КамАЗ встановлено:

1. За умови забезпечення прямолінійного руху при гальмуванні (однакової величини ходу штоку гальмівних камер однієї вісі автомобіля) похибка вимірювання не повинна перевищувати 0,30 мм.

2. Виходячи з умови, що знос гальмівного механізму за період між його регулюванням при ТО-1 не перевищуватиме допустиму величину, похибка вимірювання величини ходу штоку похибка не повинна перевищувати 0,285 мм.

3. Інструментальна похибка існуючого методу вимірювання ходу штоку лінійкою (ГОСТ 427-75) складає 1мм і майже в 4 рази перевищує обґрунтовану в даній роботі похибку засобу вимірювання.

4. При використанні лінійки для регулювання гальмівних механізмів різниця між ходами штоків гальмівних камер однієї вісі може досягти 5-6 мм (замість рекомендованої величини 0-2 мм), що негативно впливає на ефективність гальмування автомобіля.

Необхідність розроблення методу та пристрою для вимірювання величини ходу штоку, що не перевищує 0,285 мм.

Список літератури

1. Докуніхін В.З., Загузов М.М., Боровський В.М. Вплив параметрів експлуатаційних регулювань на ефективність роботи гальмівної системи // Вісник ДАУ.– 2002.– №1.– С. 28-31
2. Докуніхін В.З., Загузов М.М., Войцицький А.П. Проблеми діагностування гальмівних механізмів колісних машин // Вісник ЖІТІ. – 2002.– №1.– С.8-11
3. В.Н. Браун, Р.А. Азаматов, В.А. Трынов и др. Автомобили КамАЗ. Техническое обслуживание и ремонт. – М.: Транспорт, 1984. – 251с.
4. Тракторы сельскохозяйственные. Руководство по досборке и предэксплуатационному техническому обслуживанию. М.: ГОСНИТИ, 1986 г. – 87с.
5. Шабалин С. А. Измерения для всех. –М.: Издательство стандартов, 1992. – 500 с.
6. Докуніхін В.З., Загузов М.М. Спрацювання гальмівних колодок автомобілів // Вісник ДАУ.– 2003. – №2.– С.32-36.
7. ГОСТ 27.302-86. Надежность в технике. Методы определения допускаемого отклонения параметра технического состояния и прогнозирования остаточного ресурса составных частей агрегатов машин. Введен в действие с 01.01.87. - М.: Издательство стандартов, 1986. – 20 с.

В статье рассмотрен вопрос обоснования ошибки измерения хода штока тормозной камеры автомобилей КамАЗ при их эксплуатации в сельскохозяйственных предприятиях.

Consider is being given to the problem of specifying measurement error of brake push rod in the course of the KamAZ model maintenance at farm enterprises.

Одержано 6.09.05

Л.А. Лопата, доц., канд. техн. наук, Н.А. Савченко, асп., В.М. Лопата, канд. техн. наук, Т.М. Тунік, доц., канд. техн. наук, С.Г. Салій, інж.

Кіровоградський національний технічний університет

Дослідження відновлення автомобільних деталей типу «вал» електродуговою металізацією

В статті розглянуто відновлення деталей типу “вал” електродуговою металізацією та приведені результати досліджень відновлених поверхонь: мікроструктура, пористість, мікротвердість, міцність зчеплення. Показані недоліки металізаційних покриттів та запропоновані основні методи їх усунення.

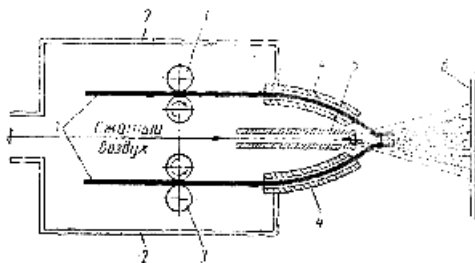
електрометалізація, металоповітряний потік, електроконтактна обробка

На основі експертних оцінок, здійснених відомими представниками провідних галузей промисловості та керівниками найбільш відомих фірм США, Канади, Великобританії, України та інших країн, одним із пріоритетних напрямків розвитку сучасної науки і техніки є новий технологічний напрямок - керування властивостями поверхні, що отримав назву - інженерія поверхні деталей машин [1].

Керування властивостями поверхні можна здійснювати шляхом модифікації поверхні і за рахунок нанесення покриття. У першому випадку зміни властивостей поверхні відбувається за рахунок зміни властивостей поверхневих шарів деталі термообробкою, легуванням або холодним пластичним деформуванням, у другому - на поверхні формується шар з іншим, відмінним від основного матеріалу, складом [2].

Серед різних технологій нанесення покриттів за останній час інтенсивний розвиток отримали методи газотермічного напилення, до яких належать: газополуменеве, плазмове, детонаційне напилення та електродугова металізація [3]. В основі цих методів закладено єдиний принцип формування захисного шару з дискретних часток матеріалу, розігрітих та прискорених струменем газу. Ці методи можуть бути використані при виробництві нових деталей, або при відновленні деталей, що відпрацювали визначний термін.

Для напилення, де джерелом нагрівання є електрична дуга, використовується електродугова металізація (ЕДМ) [3-11]. При розплавленні металу за допомогою електричної дуги використовують два або три електроди у вигляді дроту з металу, що напилюється. Між електродами збуджується електрична дуга. Рідкий метал здувається з кінців дротів-електродів потоком стисненого повітря, дробиться на мілкі краплини і приймає під дією потоку стисненого повітря значну швидкість.



1 - електродні дроти; 2 - корпус; 3 – ролики для подачі електродів; 4 - напрямні; 5 - повітряне сопло; 6 - деталь

Рисунок 1 - Схема електродугової металізації

Електрична дуга, яка плавить метал постійно здувається струменем стисненого газу і розривається, кінці дротів-електродів постійно зближуються і відстань між ними зменшується. Внаслідок цього, ця відстань стає настільки малою, що проміжок між кінцями електродів заповнюється іонізованим газом і парами металу, які не встигають здуватись потоком стисненого повітря. Внаслідок цього електрична дуга при певному співвідношенні швидкостей плавлення і руху дротів горить без перерви. Це можливо лише в тому випадку, якщо живлення апарата виконується з використанням постійного струму.

Найбільше розповсюдження для нанесення покриттів отримала двоелектродна схема металізатора.

На рис. 2 показана схема металізаційного апарата призначений для нанесення покриттів із сталевих та порошкових дротів для відновлення металевих виробів, зокрема, для нанесення зносостійких покриттів на спрацьовані шийки валів.

Металізатор складається із механізмів приводу і подачі та системи розпилення. Механізм приводу складається з електроприводу (двигун змінного струму) і одноступеневого черв'ячного редуктора з горизонтальною віссю. На вихідні кінці осі у верхній частині редуктора посаджено ролики, які служать активними протяжними елементами правої та лівої частини механізму протяжки електродних дротів. Притискування дроту здійснюється пасивними роликами, які розміщені у відкидній кришці металізатора. Тонке регулювання притискання ведеться за допомогою гвинтів в передній частині кришці, які міняють положення віссі пасивних роликів. Права та ліва частини механізму подачі ізольовані між собою і від корпусу металізатора.

Система розміщення являє собою головку з направляючими наконечниками та соплом в яку подається два електродні дроти та повітря під робочим тиском. Струмоподаючі кабелі кріпляться до кронштейнів, які розміщені в передній частині металізатора.

Особливість роботи металізатора полягає у безперервній подачі двох дротів у головку розпилення, де горить дуга. Розплавлений дугою матеріал електродних дротів переноситься направленим потоком стисненого повітря на попередньо підготовлену поверхню металу. Товщина шару покриття регулюється швидкістю переміщення металізатора і числом його проходів відносно поверхні деталі. На рис. 2 показано металізатор, який монтується на супорті токарно-гвинторізного верстата [12].

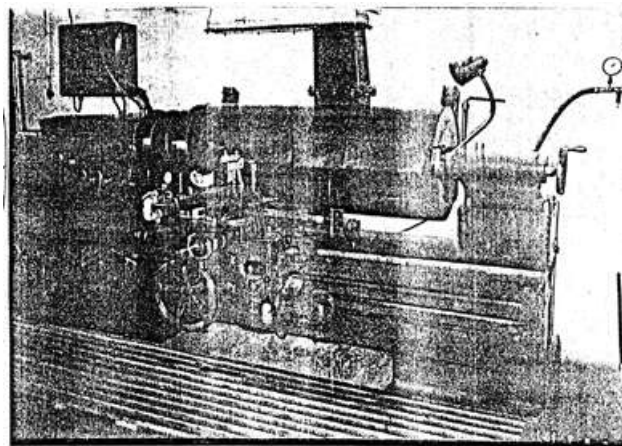
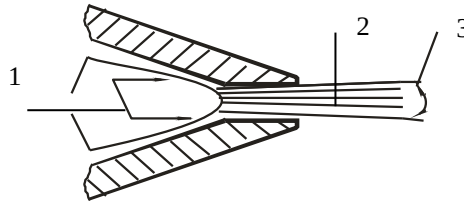


Рисунок 2 - Електрометалізаційний пристрій

На теперішній час відомо кілька схем формування гетерогенного металоповітряного потоку при електродуговій металізації: діафрагмова, центральносоплова, диференційна та закрыта (рис. 3) [12]. У серійному виробництві

найширше використовується діафрагмова схема зокрема її використано при виготовленні металізаторів ЭМ-12, ЭМ-14 Барнаульського апарато-механічного заводу та металізаторів фірм "Metco" та "Mogul" у США. При використанні цієї схеми формується достатньо широкий металоповітряний потік, який застосовується для отримання антикорозійних покриттів. Центральнo-соплову схему використано у металізаторі ЭМ - 17 (м. Барнаул, Росія) де створюється вузький металоповітряний потік, який є особливо ефективним при нанесенні покриттів на тіла обертання, наприклад, на різноманітні вали, в тому числі і колінчасті [12, 13].



1 - потік повітря; 2 - порошковий дріт; 3 - кут розходження металоповітряного потоку ($10^{\circ} \dots 15^{\circ}$)

Рисунок 3 - Закрита схема формування металоповітряного потоку при електродуговій металізації

Наведена схема формування металоповітряного потоку відзначається грубокрапельним розпиленням дроту при використанні загально-прийнятих для ЕДМ тисків повітряного потоку ($0,5 \dots 0,6$ МПа). Ця схема формування потоку характеризується тим, що дріт, який є анодом, плавиться повільніше, що сприяє формуванню у металоповітряному потоці великих за розміром нерозплавлених частинок шихти. Використання такої схеми при розпиленні дроту не дозволяє отримати в металоповітряному потоці краплі менші за розміром від $300 \dots 400$ мкм [12].

З метою підвищення якості покриттів запропонована розпилювальна головка для металізатора. В її основу покладена закрыта схема формування металоповітряного потоку (рис. 4).

Ця схема дозволяє отримувати надзвичайно дрібні за фракції краплинок (менше 50 мкм), які визначаються високою швидкістю польоту від зони горіння дуги до поверхні, на яку здійснюється напилення. Таку схему розпилення слід використовувати, коли виникає необхідність нанести дрібнодисперсне покриття невеликої товщини ($50 \dots 200$ мкм) розпиленням порошкових дротів, до складу шихти яких входять важкоплавкі елементи.

Закриту схему формування металоповітряного потоку використано в металізаторі виробництва ДМП "Газотермік" при ФМІ НАН України. Головка складається з корпусу, в якому у взаємно перпендикулярних площинах виконано по два конічних 6 та циліндричних 7 каналів, якими подається повітря, канали 6 і 7 сходяться у центральному каналі 8 корпусу 5. До корпусу головки прикріплено панель 2 з електроізоляційного матеріалу, на якій змонтовано два струмопроводи 4 та штуцер 3 для підведення повітря. Корпус і панель створюють об'єм, який виконує роль газорозподільчої камери. Струмопровідники 1 конструктивно виконано як єдине ціле з конічними наконечниками 4, які входять із зазором в конічні кільцеві канали 6. Розпилювальна головка працює наступним чином. Повітря під тиском $0,6 \dots 0,7$ МПа через штуцер 3 поступає в газорозподільну камеру, а потім через канали 6 і 7 в центральний канал 8 сопла.

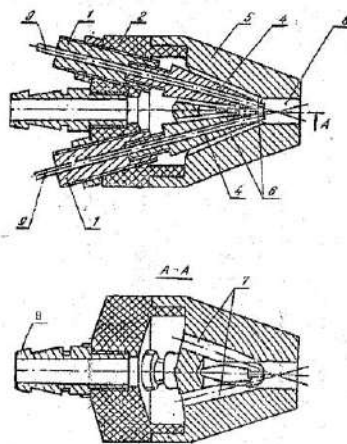
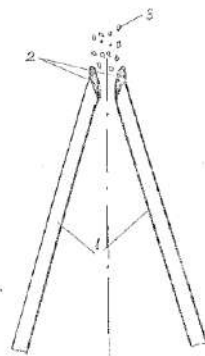


Рисунок 4 – Головка електрометалізатора з використанням закритої схеми формування металоповітряного потоку

Електродні дроти 9 через струмопровідники 4 подаються в точку перетину повітряних потоків, утворених конічними кільцевими каналами 6. Торці дротів створюють в повітряному потоці збурення, що і при розпиленні викликає налипання частинок розплавленого металу на стінки каналу сопла і виходу з ладу розпилювальної головки. Щоб запобігати цьому в корпусі головки крім двох конічних каналів конструктивно передбачено існування двох циліндричних каналів. Всі ці канали разом створюють потужний пристінковий потік, який не дозволяє розплавленим частинкам металу налипати на стінки каналу сопла 8. Діаметр каналу сопла D вибирається із умови $D = (2,7 \dots 4,2) d$, де d - діаметр електродного дроту. При $D < 2,7 d$ може виникнути контакт електродного дроту зі стінками каналу, так як під час роботи металізатора кінці електродного дроту коливаються з амплітудою близько 0,5 мм, що може призвести до запалювання дуги між дротом і стінками головки, внаслідок чого вона вийде з ладу. Із збільшенням діаметра сопла $D > 4,2 d$ зменшується інтенсивність диспергування розплаву електродного дроту, що зумовлює зростання розміру розпилювальних частинок.

Закрита схема формування металоповітряного потоку (рис. 5) забезпечує утворення дуже дрібних фракцій розпиленних частинок (діаметром біля 50 мкм), які відзначаються високою швидкістю польоту (50...130 м/с) (рис.6, а-в).



1 - електроди; 2 - розплав порошкових дротів; 3 - розплавленні частки

Рисунок 5 - Закрита схема утворення краплин з розплаву порошкових дротів

Закрита схема має свої переваги у тому випадку, коли розмір дуги в перерізі стає співрозмірним з перерізом циліндричного каналу, в якому вона горить. Закрита схема

формування металоповітряного потоку дозволяє реалізовувати два режими напilenня: безперервний та імпульсний. При зменшенні діаметра циліндричної частини сопла до розміру, меншого 5 мм, тиск у соплі може стати рівним тиску в дуговому проміжку. При такому співвідношенні тисків холодне повітря активно проникатиме в зону горіння дуги і зумовить скорочення її довжини. Коли довжина скоротиться настільки, що розплав замкне дуговий проміжок, виникає імпульсний режим. Співвідношення тисків у дузі сильно залежить від діаметра сопла і потужності дуги. Експериментально встановлено, що чим більший діаметр сопла, тим більшою повинна бути потужність дуги, щоб реалізувався імпульсний режим роботи ЕМ. При роботі ЕМ в імпульсному режимі торці дротів, що плавляться, стають паралельними між собою, а дуговий проміжок локалізується в зазорі між дротами. Рідка фаза замикає торці електродів-дротів. За рахунок цього реалізується рейкотронний ефект, який проявляється в тому, що в щілині між двома паралельними направляючими електродами на провідник (в даному випадку розплав, що закорочує електроди) діє електродинамічна сила, яка спрямована паралельно до поверхонь електродів, що плавляться. Розплав викидається електродинамічними силами із проміжку і виникає пауза, після якої цикл повторюється. Частота викидів залежить від швидкості подавання дроту-електрода. Чим вища швидкість подавання дротів, тим вища частота викидання розплаву. При такому способі металізації за рахунок рейкотронного ефекту порції рідкого металу отримують додатковий імпульс, що підвищує швидкість польоту в початковий момент і сприяє диспергуванню розплаву.

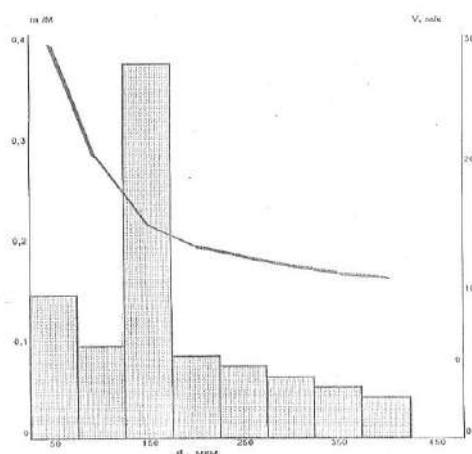


Рисунок 6а - Гістограма відносної кількості частинок розплаву металу від її величини та відповідна їм швидкість польоту в залежності від розміру частинок при реалізації центрально-соплової схеми розпилення

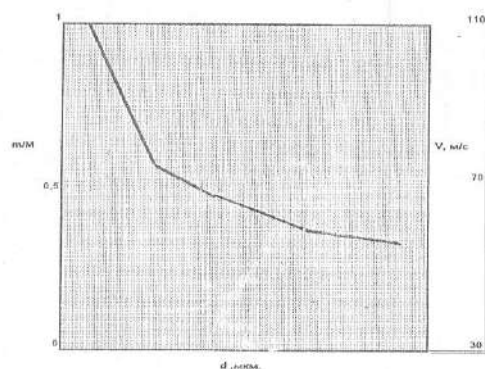
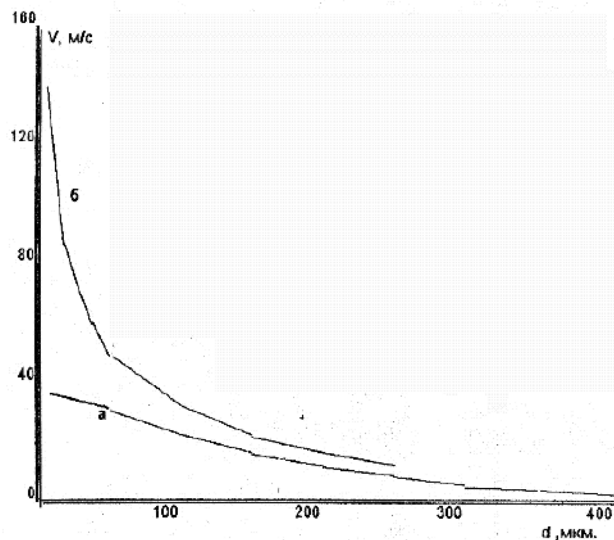


Рисунок 6б - Гістограма відносної кількості частинок розплаву металу від її величини та відповідна їм швидкість польоту в залежності від розміру частинок при реалізації закритої схеми розпилення



а - центрально-соплова схема; б - закрыта схема

Рисунок 6в - Об'єднана гістограма відносної кількості частинок розплаву металу від їх величини та відповідна їм швидкість польоту в залежності від розміру частинок при реалізації різних схем формування металоповітряного потоку

При використанні "закритої" схеми максимальний розмір розпиленних частинок не перевищує 50 мкм.

Для нанесення покриттів в процесі електродугової металізації існує можливість використання порошкових дротів та дротів суцільного перерізу розмірами 0,4-10 мм та шихти - порошку феросплавів, чистих металів, карбідів, боридів, оксидів, гранулометричного складу 100 - 200 мкм [14-16]. Для порошкових дротів застосовується такий склад шихти: 80% Al+ 20% Fe, 40% Al+60% Cr, 30% Al+20% Sr+50% Cr, 25% Sr +75% Ti, Cr_3C_2 +Al+Mo та інші. Найчастіше всього використовуються такі шихти: Ti+B₄C+SiC+Al, Cr₃+B₄C+SiC+Al, ФХБ+Al, Cr+Si+Al.

Для металізації потрібно використовувати шихту з дрібнодисперсним порошком. У протилежному випадку при застосуванні шихт з крупнодисперсними частинами, покриття мають низьку міцність зчеплення. На міцність зчеплення також впливає діаметр дроту. Із зменшенням діаметру дроту міцність зчеплення збільшується.

Нами використовувались порошкові дроти марки ПДФМІ - 2, ТУ У 0353406 - 001 - 95 "Дріт порошковий для електродугової металізації".

Порошковий дріт ПДФМІ виготовляється Фізико-механічним інститутом Національної Академії наук безперервним скручуванням сталеві стрічки марки 08 КП на прокатному стані з одночасним заповненням шихтою.

Конструкція дроту - трубка з краями, що щільно стискаються по довжині (рис.7).

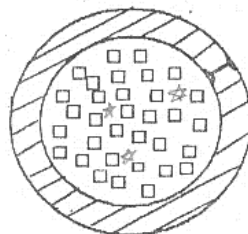


Рисунок 7 - Порошковий дріт ПДФМІ - 2

Металографічні дослідження металізаційних покриттів показали, що їх щільність складає приблизно 70 % (рис. 8 - 10). При цьому дослідження міцності зчеплення показали, що її величина сягає 20 ... 40 МПа.



Рисунок 9 - Микроструктура покриття з порошкового дроту

На підставі результатів експериментальних досліджень були зроблені наступні висновки: основною перевагою метода електродугової металізації є його висока продуктивність, яка досягає 50 кг/г, максимальне значення енергетичних ККД розпилення і напылення; основним недоліком електрометалізаційних покриттів є відносна низька щільність (60 - 70 %), та міцність зчеплення (20 - 30 МПа), що негативно впливає на якість покриттів її експлуатаційні властивості.

Для усунення цих недоліків існує кілька напрямків підвищення якості металізаційних покриттів: використання сучасних технологій попередньої підготовки поверхні деталей перед електрометалізацією [17, 22-24]; застосування закритої схеми формування металоповітряного потоку при електродуговій металізації [12]; вибір нових матеріалів для покриття (порошкових дротів) [17-21]; з метою отримання покриттів із щільністю понад 90 % і міцністю зчеплення 180 - 200 МПа слід використати технологію електроконтактної обробки металізаційних покриттів [25].

Список літератури

1. Достижения ЕЭС им. Патона в области инженерии поверхности и защитных покрытий. К.А. Ющенко, Ю.С. Борисов. (Сварка и родственные технологии в XXI веке. Сборник трудов международной конференции) НАН Украины, институт электросварки им. Е.О. Патона. Киев, 1998, С. 274-291.
2. Канарчук В.Є., Посвятенко Е.К., Лопата Л.А. Шляхи удосконалення методів інженерії поверхні деталей машин.
3. П.А. Витязь, В.С. Ивашко и др. Теория и практика газопламенного напыления. Минск: "Наука и техника", 1993.
4. Хасуи А. Техника напыления, М., 1975.
5. Хасуи А., Моригаки О. Наплавка и напыления./Под ред. В.С. Степанина, Н.Г. Шестеркина. М., 1985.
6. Вадивасов Д.Г. Восстановление деталей металлизацией. Саратов., Кн. изд-во, 1956.
7. Власов А.П., Савинков К.П. Высокочастотная металлизация. М., Машгиз, 1960.
8. Катц Н.В. Металлизация тканей. М., Ростехиздат, 1962.
9. Катц Н.В., Линин Е.Б. Электрометаллизация. М., Сельхозизд., 1953.
10. Красниченко Л.В. Современная технология металлизации распылением. М., Трудрезервиздат, 1968.
11. А.С. 72440 (СССР) Способ металлизации поверхностей А.Н. Рагузов. Опублик. В Б.И. 1939. №3.

12. Студент М.М. Розробка захисних та відновних електрометалізаційних покриттів з використанням порошкових дрітків:- Автореф. дис. ... канд. техн. наук - . Львів, 1998. – 18 с.
13. Электродуговая металлизация – перспективный метод нанесения защитных покрытий., И.Л. Куприянов, И.С. Ивашко., Г.И. Лытко и др. Мн., 1988.
14. Газотермические покрытия из порошковых материалов. Справочник. Ю.С. Борисов, Ю.А. Харламов, С.А. Сидоренко, Е.Н. Ардатовская. Киев, 1987.
15. Порошковая металлургия и напыление покрытия., учебник для вузов., В.Н. Анциферов, Г.Б. Бобров, Л.К. Дружнин и др. М., 1987
16. Румянцев С.И., Илясов А.Р. О выборе материалов для получения оплавляемых металлизационных покрытий при восстановлении автомобильных деталей. Тр. МАДИ. М., 1972. Вып.45.
17. И.Л. Куприянов., М.А. Геллер. Газотермические покрытия с повышенной прочностью сцепления., Мн., 1990.
18. Чернявский Е.А., Туров И.Н. Влияние параметров напыления на плотность и прочность сцепления. Порошковая металлургия. 1976, №1, С. 35-39.
19. Кудинов В.В. Определение прочности сцепления покрытий, - Заводская лаборатория, 1976, №2, с. 232.
20. Авдеев Н.В., Березин Р.Г., Мартынов В.А. Методы определения прочности сцепления покрытия с основанием при металлизации. Заводская лаборатория. Т. 40, 1974 № 2, с. 226.
21. Исследование качества сцепления напыляемого порошку с поверхностью детали. Труды ЧИМЭСХ, Вып. 24, 1964.
22. Гербер М.И. Прогрессивные методы подготовки поверхности (журнал всесоюз. Хим. О-ва 1980, № 2).
23. Яковлев Г.М., Королько А.А., Ивашко В.С. Влияние шероховатости поверхности на качество напыляемого слоя. Машиностроение и приборостроение. Мн., 1977. Вып. 9.
24. Поповкин Б.А. Прогрессивная технология и оборудование для дробеструйной очистки металла. Технология, организация производства и управления. М., 1978. № 10.
25. Ярошевич А.М. Разработка технологии изготовления ограненных дисков электроконтактным напылением алмазосодержащих покрытий. Тезисы докладов XIII конференции молодых ученых АН БССР, Минск, «Наука и техника», 1983.– С. 91-92.

В статье рассмотрено восстановление деталей типа «вал» электродуговой металлизацией и приведены результаты исследований восстановленных поверхностей: микроструктура, пористость, микротвердость, прочность сцепления. Показаны недостатки металлизационных покрытий и предложены основные методы их устранения.

Restoration of arbor-type motor-car parts restoration by arc metallization is described in the article, and experimental data concerning the characteristics of restored surfaces such as microstructure, porosity, microhardness, cohesive resistance are given. Imperfections of metallized surfaces are discussed and the methods to avoid these imperfections are proposed.

Одержано 28.09.05

Организация взаимодействия компонентов локальной сети архитектуры Master-Slave с оконечным оборудованием на стороне клиента

В статье изложена реализация механизма взаимодействия компонентов локальной сети на стороне клиента с использованием семафоров.

микропроцессорная техника, передача данных, системы управления, локальные сети

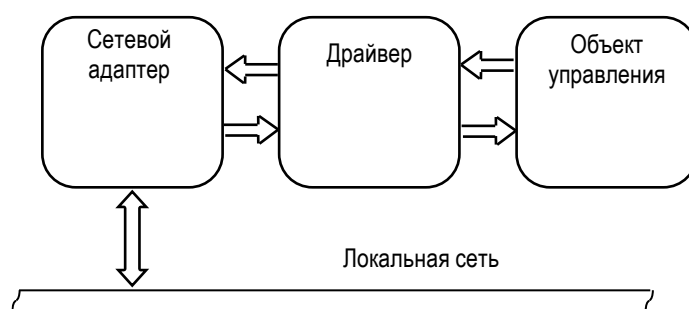
В настоящее время широкое распространение получили локальные сети различного назначения, объединяющие объекты управления в единую систему. Поскольку в системе может находиться до нескольких сотен объектов, то задача управления объектами может стать трудноразрешимой по двум причинам:

- недостаточное быстродействие среды распространения сигнала;
- большое время реакции объекта управления на входной сигнал.

Поскольку информация по локальной сети передается в виде пакетов, то потеря одного пакета нарушает достоверность управляющей последовательности, что приводит к непредсказуемому поведению объекта управления.

Дополнительные проверки целостности управляющей последовательности, основанные на проверке контрольных сумм, приводят к существенному снижению производительности локальной сети за счет повторных передач и управляемости системы в целом.

Типовая схема подключения объекта управления к локальной сети приведена на рисунке 1.



МК1, МК2 - микроконтроллеры

Рисунок 1 – Типовая схема подключения объекта управления к локальной сети

В задачу сетевого адаптера входит определение начала управляющей последовательности, чтение и анализ сетевых пакетов. Задачей драйвера является:

- получение команд и данных от сетевого адаптера;
- выполнение сетевых команд;
- передача команд и данных объекту управления;
- обеспечение передачи результатов выполнения команд и данных в обратном

направлении.

Так как драйвер принимает и передает данные асинхронно в обоих направлениях, то момент поступления данных со стороны адаптера и со стороны объекта управления неопределен, что может вызвать коллизию.

Существует два способа разрешения коллизий:

- использование механизма прерываний;
- использование семафоров.

Использование механизма прерываний в данном случае является неэффективным решением по следующим причинам:

- время реакции на прерывание фиксировано для каждого типа микроконтроллера и может достигать 50 мкс;
- необходимость сохранения и восстановления содержимого внутренних регистров занимает определенное время;
- прерывание от адаптера может поступить во время обработки прерывания от объекта управления, что может привести к потере информации.

В общем случае, время реакции на поступающее прерывание определяется выражением (1):

$$\tau_p = \tau_0 + N_p \cdot \tau_{push} + N_p \cdot \tau_{pop}, \quad (1)$$

где τ_p – длительность задержки реакции на поступающее прерывание ;

τ_0 – внутренняя длительность задержки реакции на прерывание ;

N_p – количество сохраняемых регистров;

τ_{push} , τ_{pop} – длительность выполнения команды сохранения и восстановления регистров.

Таким образом, механизм прерываний не может быть использован для разрешения коллизий поступающих пакетов.

Альтернативным и эффективным решением является использование механизма семафоров. Эффективность семафоров заключается в следующем:

- время переключения семафоров является детерминированным;
- отсутствует необходимость в сохранении и восстановлении содержимого внутренних регистров;
- адаптер и объект управления, посылающий пакет, имеет информацию о текущем состоянии драйвера;
- алгоритм работы драйвера значительно упрощается.

Время реакции на поступающий запрос (флаг “QUERY”) равно времени выполнения команд считывания данных с портов ввода-вывода. При обработке запроса со стороны объекта управления драйвер выставляет флаг “BUSY” адаптеру и наоборот, при обработке запроса адаптера, объект управления получает флаг “BUSY”.

При одновременном обращении к драйверу, флаг “READY” получает та сторона, для которой флаг “QUERY” был обнаружен первым.

Диаграмма внутренних состояний драйвера приведена на рисунке 2.

Для проведения тестовых испытаний была выбрана следующая конфигурация локальной сети:

- количество объектов управления - 10;
- скорость обмена данными по локальной сети – 36 кбит/с;
- скорость обмена данными между драйвером и объектом управления - 9.6 кбит/с. (интерфейс RS-232).

Тестирование заключалось в широкоэвещательной передаче тестовых команд и данных всем объектам локальной сети с последующим сбором обработанных данных с каждого объекта сети. Время тестирования – 48 часов. В качестве объекта – Мастера

была использована тестовая управляющая программа, функционирующая на PC под управлением ОС Windows 98.

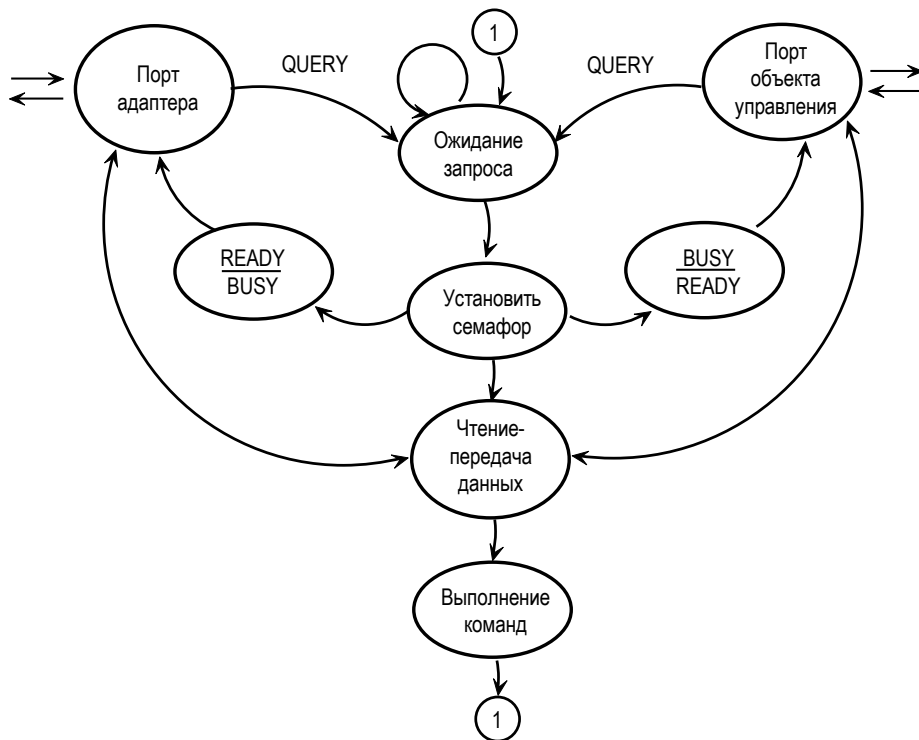


Рисунок 2 – Диаграмма внутренних состояний драйвера

Каких – либо сбоев и нарушения целостности управляющих последовательностей зафиксировано не было, что свидетельствует об эффективности использования механизма семафоров для диспетчеризации потоков команд и данных в сетевых микроконтроллерных системах.

Список литературы

1. Блэк Ю. Сети ЭВМ: протоколы, стандарты, интерфейсы. - М.: Мир 1990. - 506 с.
2. Скляр Б. Цифровая связь. – М.: Издательский дом “Вильямс”, 2003. – 1104 с.
3. Proakis J.G. Digital Communications. – New York.: McGraw-Hill Book Company, 1983. – 624 с.
4. Microchip Technology Incorporation. 18-Pin Flash/EEPROM 8-Bit Microcontrollers. Data Sheet. USA 1999г.

У статті викладена реалізація механізму взаємодії компонентів локальної мережі на стороні клієнта з використанням семафорів.

In clause the realization of the mechanism components interaction of a local area network on the client side with semaphores using is stated.

Получено 23.09.50

УДК 629.

А.М. Бровченко, инж., И.Ф. Пономаренко, доц., канд. хим. наук, Н.Г. Возна, препод.

Кировоградский национальный технический университет

Исследование напряженного состояния поверхностного слоя при осуществлении алмазно- электрохимического шлифования твердых сплавов

В статье изложены результаты исследования напряженного состояния поверхностного слоя твердых сплавов после обычного и циклического алмазно-электрохимического шлифования.
твердый сплав, алмазно-электрохимическое шлифование, остаточные напряжения

Эксплуатационные показатели режущих инструментов из твердых сплавов, а также стойкость пуансонов и матриц разделительных штампов, армированных твердым сплавом, во многом зависят от напряженного состояния тонкого поверхностного слоя.

Напряженное состояние обработанной поверхности можно оценить по величине напряжений первого рода.

Известно, что в зависимости от условий обработки в поверхностном слое могут возникать остаточные напряжения, как растяжения, так и сжатия. Растягивающие остаточные напряжения отрицательно влияют на эксплуатационные показатели.

Как правило при осуществлении алмазно-электрохимической обработки (АЭХШ) в тонком поверхностном слое образуются сжимающие остаточные напряжения глубина залегания которых находится в пределах от 20 до 50 мкм, а величина колеблется от 150 до 300 кг/мм.

В ряде исследований получены результаты о том, что негативное влияние на эксплуатационные показатели оказывает технологическая наследственность, полученная в результате предшествующей обработки. при осуществлении АЭХШ негативное влияние технологической наследственности устраняют путем "выхаживания" (шлифования без тока и без изменения вертикальной подачи). С помощью такого приема снимается разупрочненный при АЭХШ верхний слой, и формируются сжимающие напряжения. Однако до настоящего времени исследователи не обращали внимания на то, что под верхним слоем обладающим более высокой износостойкостью располагается слой, в котором остались растягивающие напряжения, полученные в результате предшествующей черновой обработки. Кроме того, под ним находится слой, способен по нашему мнению под влиянием циклической нагрузки к реконструкции отрицательных напряжений. Тонкий верхний слой изнашивается в процессе приработки инструмента и фактически стойкость инструмента в процессе эксплуатации определяется не верхним, а нижним слоем с растягивающими напряжениями. Задача повышения стойкости заключается в том, чтобы в процессе обработки сформировать слой одного знака и исключить негативное влияние технологической наследственности на эксплуатационные показатели инструментов. В этом и заключается актуальность работы. Как правило, задачу повышения производительности АЭХШ решали путем повышения нормального усилия резания. Однако этот путь ведет к повышению затрат мощности и пропорциональному росту температуры в зоне контакта и, как следствие, увеличению брака из-за сколов,

прижогов и микротрещин. Кроме того, ужесточение режимов резания приводит к снижению предела прочности при изгибе, ударной вязкости и твердости.

С целью определения влияния условий АЭХШ твердых сплавов на формирование напряженного состояния исследовали напряженное состояние поверхностного слоя. Оценку напряженного состояния производили по величине напряжений первого рода, которое определялось по известной формуле Давиденкова Н.Н:

$$\sigma = \frac{1}{3} \frac{E \sigma_x^2}{l \Delta} \text{ кг/мм}^2,$$

где E - модуль упругости;

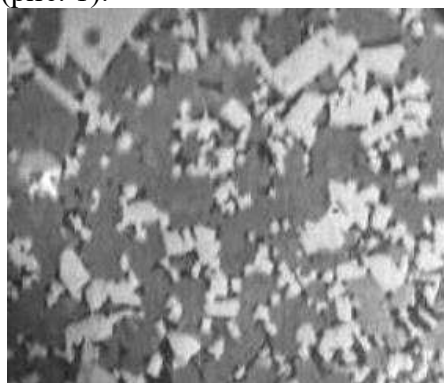
δ - толщина образца;

l- длина образца, мм;

Δ - толщина снимаемого слоя за время наблюдения, мм.

В результате определения величины внутренних напряжений первого рода установлено, что сплавы типа ТК имеют две области с напряжениями разного знака, а сплавы ВК- одну.

Неодинаковое электрохимическое поведение сплавов ВК и ТК и различную степень напряженного состояния объясняют различным структурным строением этих сплавов (рис. 1).



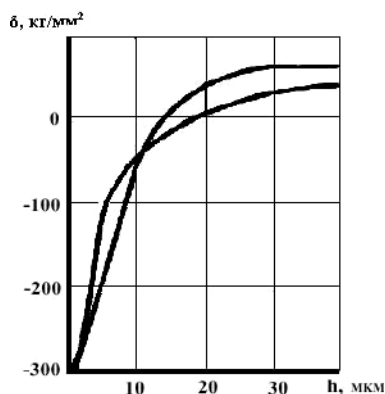
T15K6



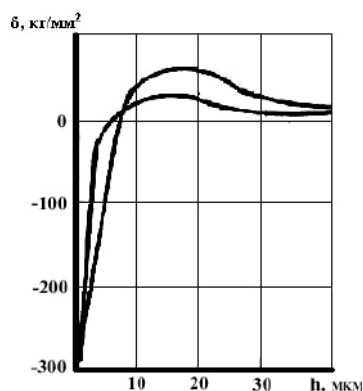
BK8

Рисунок 1 – Микроструктура твердого сплава T15K6 и BK8 после АЭХШ.(х 1500)

Характер распределения остаточных напряжений первого рода после АЭХШ твердых сплавов ВК и ТК кругами на основе медь-олово и медь-цинк-алюминий представлен на рис 2



T15K6



BK8

1- связка М1-06, 2 - связка СМ-6.

Рисунок 2 - Влияние материала связки алмазных кругов на величину остаточных внутренних напряжений

Экспериментально установлено, что при использовании алмазных кругов с более прочными связками величина и глубина залегания внутренних напряжений увеличивается как для сплавов ВК так и для сплавов марки ТК. С увеличением нормального усилия резания от 100 до 200Н пропорционально увеличивается величина остаточных напряжений и глубина их залегания.

Исследовано влияние условий обработки при обычном, и циклическом АЭХШ на величину и глубину залегания остаточных напряжений.

Показано, что при осуществлении циклического АЭХШ в среде электролита с добавлением мелкодисперсного графита, величина сжимающих внутренних напряжений несколько увеличивается, но не обнаружена область с отрицательными внутренними напряжениями. Таким образом при осуществлении циклического АЭХШ формируются напряжения одного знака и исключается негативное влияние технологической наследственности, которое проявляется в виде образования подслоя с растягивающими напряжениями. Состояние напряженного состояния структуры проверяли методом определения внутреннего трения (таблица 1).

Таблица 1 – Величина фона внутреннего трения у сплава ВК20 после АЭХШ

Характеристика алмазного инструмента	Режимы шлифования		Режимы правки		Величина фона внутреннего трения
	U,B	P,H	U,B	P,H	
AC4 125/100 M1-05	6	60	12	10	110
AC4 125/100 MC6	6	60	12	5	124

Экспериментально установлено, что сокращение длительности работы круга на прямой полярности и увеличение частоты правки приводит к увеличению величины остаточных напряжений, поэтому регулируя соотношение частоты и продолжительность циклов обработка-правка можно управлять состоянием напряженного состояния поверхностного слоя инструментов не прибегая к помощи дополнительного "выхаживающего" шлифования

Список литературы

1. Лошак М.Г.,Александрова Л.И. Упрочнение твердых сплавов // К., "Наукова думка". 1977.—140 с.
2. Семко М.Ф.,Внуков Ю.П.,Грабченко А.И. и др. Высокопроизводительное электроалмазное шлифование инструментальных материалов // Киев "Вища школа" 1979.— 232 с.
3. Ящерицин П.И. Рыжев Э.В. Аверчиков В.И. Технологическая наследственность в машиностроении.//Минск. "Наука и техника" 1977.— 256 с.

В статті наведено результати досліджень напруженого стану поверхні сплавів ТК і ВК після алмазно-електрохімічного шліфування кругами на основі мідь-олово та мідь-цинк-алюміній, а також вплив технологічної спадковості на експлуатаційні показники.

The results of the investigations of the strained blanket state of alloy of titanium-cobalt and tungsten-cobalt after diamond-electrochemical working by circles on basis of copper-tin and copper-zinc aluminum and the influences of the technological heredity on operating characteristics are given in the article.

Получено 15.09.05 г.

Вихорострумний дефектоскоп для контролю феромагнітних виробів

Розглянуто вплив перешкоджаючих факторів у процесі проведення вихорострумного контролю. На підставі комплексних досліджень взаємодії вихорострумних перетворювачів з контрольованими феромагнітними зразками, що містять дефекти типу “тріщина” розроблено резонансний спосіб відстройки від впливу основного перешкоджаючого фактора – коливань зазору між вихорострумним перетворювачем і контрольованою поверхнею. На основі резонансного способу розроблено вихорострумний дефектоскоп для контролю феромагнітних виробів.

вихорострумний контроль, перешкоджаючий фактор, резонансний спосіб відстройки, вихорострумний перетворювач

До особливостей сучасної дефектоскопії варто віднести те, що, незважаючи на широку номенклатуру серійно виробляємих приладів неруйнівного контролю [1] в кожному окремому випадку присуща специфіка (особливості структури і властивостей матеріалу, форми контрольованого виробу, побажання замовника і т.п.), що обумовлює необхідність додаткових досліджень і розробку спеціалізованого приладу. Крім того, у ряді випадків такий шлях є економічно більш прийнятним для замовника.

В останні роки у дефектоскопії струмопровідних деталей та вузлів, при вирішенні завдань технічної діагностики, все частіше використовуються електромагнітні методи неруйнівного контролю, зокрема метод вихориструмів.

Одна з основних особливостей використання вихориструмного контролю, порівняно з іншими видами неруйнівного контролю, полягає у тому, що вихідна інформація залежить від великої кількості факторів. Всі впливаючі фактори при вихориструмному контролі діляться на контрольовані параметри та перешкоджаючі фактори (параметри). В практиці вихориструмного контролю потрібне селективне визначення одного, двох, а іноді і більшої кількості параметрів об'єкта контролю. До параметрів об'єкта контролю належать: розміри (товщина, діаметр), електромагнітні параметри (питома електрична провідність, магнітна проникність та пов'язані з ними хімічний склад матеріалу, твердість, глибина поверхневих шарів термічної та хімічної обробки виробів – закалювання, цементації, знеуглецювання), а також параметри дефектів (глибина, ширина, довжина, їх розташування). Тому одна з найбільш важливих та найбільш важких проблем реалізації вихориструмного контролю - створення селективних вихориструмних приладів полягає в послабленні впливу перешкоджаючих факторів та параметрів об'єкта контролю. Ослабити вплив зовнішніх перешкоджаючих факторів зручніше ніж вплив перешкоджаючих параметрів об'єкта контролю.

Електроуршійна сила (або опір) вихориструмного перетворювача (ВСП) залежить від багатьох параметрів об'єкта контролю, а також від взаємного розташування ВСП та об'єкта контролю; тобто інформація, яка отримана від перетворювача, багатопараметрова. Це визначає як переваги, так і складнощі реалізації вихориструмного контролю. З однієї сторони, він дозволяє здійснювати багатопараметровий контроль. З іншої сторони, доводиться використовувати різні способи розділення впливу контрольованих параметрів і зменшення впливу

заважаючих контролю факторів для того, щоб здійснити селективний контроль параметрів.

Схема формування сигналу ВСП приведена на рис.1 [2].

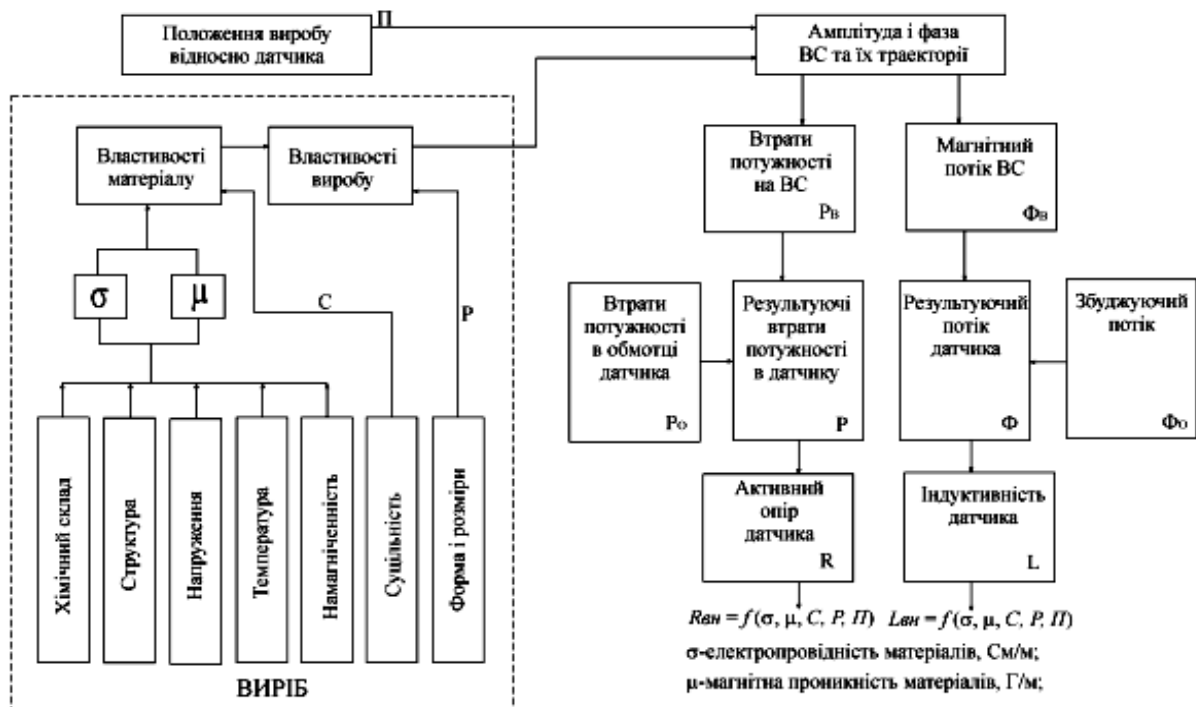


Рисунок 1 - формування сигналу вихорострумowego перетворювача

На якість показань при вихорострумowому контролі найбільший вплив оказують такі основні зовнішні перешкоджаючі фактори, як зміна температури навколишнього середовища та наявність зазору (проміжку) між накладним параметричним ВСП і контрольованою поверхнею. На виробництві в умовах цеху максимальна зміна температури при проведенні контролю в різні періоди року складає не більше $\Delta t=20^{\circ}\text{C}$. Тому така зміна температури на електричні та магнітні параметри (електропровідність σ , магнітна проникність μ) контрольованого зразка, а в підсумку на результат контролю практично не оказує впливу. Таким чином, при динамічному вихорострумowому контролі деталей серед факторів, що можуть найбільше істотно впливати на похибку вимірювань є вплив коливань зазору між ВСП та контрольованою поверхнею.

Недоліком відомих способів зменшення впливу коливань зазору [3] є погіршення розрізняльної здатності, тобто можливості виявляти дефекти при значних коливаннях зазору.

Нами розроблено новий резонансний спосіб відстройки від впливу коливань зазору. В основу запропонованого способу поставлено задачу підвищення точності контролю, тобто повного відстроювання від впливу коливань зазору між накладним ВСП і контрольованою поверхнею. Це досягається підтримкою постійним значення частоти коливань у вимірювальному коливальному контурі, при якій амплітуда напруги у цьому контурі не залежить від величини коливань зазору [4]. Запропонований спосіб здійснений наступним чином. У вимірювальну систему, яка містить вимірювальний коливальний контур, додатково вводять еталонний коливальний контур, виконаний ідентичним вимірювальному і розташований поза поверхнею феромагнітного виробу. Порівнюють сигнали від еталонного і вимірювального коливальних контурів, отриманий сигнал непогодження використовують для керування частотою автогенератора, що виробляє частоту f_0 , при якій амплітуда напруги у вимірювальному

коливальному контуру не залежить від величини зазору. Робоча частота f_0 обирається на лівому схилі характеристики вимірювального коливального контуру.

Здійснення способу представлено на рис.2, де зображені резонансні характеристики вимірювального коливального контуру в різних режимах роботи.

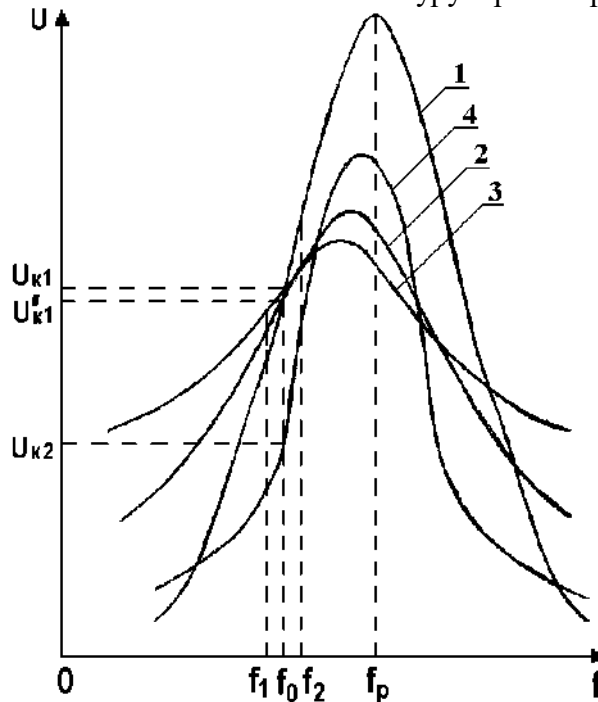


Рисунок 2 - резонансні характеристики вимірювального коливального контуру

Відповідно крива 1 - характеристика еталонного коливального контуру і збіжна з нею характеристика вимірювального коливального контуру, який знаходиться поза поверхнею феромагнітного виробу. Резонансна частота цього контуру дорівнює f_p . Криві 2 і 3 - характеристики вимірювального коливального контуру, що відповідають станам при наближенні і встановленні накладного ВСП на поверхню феромагнітного виробу, відповідно. Крива 4 - характеристика вимірювального коливального контуру, що відповідає встановленню накладного ВСП над дефектом типу "тріщина". Резонансні криві 1, 2 і 3 приблизно перетинаються у точці, яка відповідає частоті f_0 . Частота f_0 - робоча частота вимірювального коливального контуру; f_1 і f_2 - частоти, на яких амплітуда напруги у еталонному коливальному контурі менше, ніж у вимірювальному коливальному контурі і більше, відповідно.

При зміні зазору між ВСП та контрольованою поверхнею змінюються внесена індуктивність і активний опір у вимірювальному коливальному контурі, а отже змінюється амплітудно-частотна характеристика (рис.2 криві 2,3). Можна обрати робочу частоту вимірювального коливального контуру f_0 такою, щоб при зміні зазору напруга на вимірювальному коливальному контурі U_{k1} майже не буде змінюватися. В той же час, зміна зазору призведе до суттєвої зміни напруги (U_{k2}).

Запропонований спосіб може бути використаний для забезпечення більш точного визначення дефектів типу "тріщина" при виготовленні та експлуатації феромагнітних виробів незалежно від впливу зазору між накладним ВСП і поверхнею феромагнітного виробу, що контролюється.

Запропонований резонансний спосіб відстройки від впливу коливань зазору реалізовано при побудові вихорострумового дефектоскопа для контролю феромагнітних виробів [5]. Узагальнена структурна схема вихорострумового дефектоскопу приведена на рис.3. Дефектоскоп складається з послідовно з'єднаних

автогенератора синусоїдальної напруги 1, вихід якого з'єднаний через вимірювальний коливальний контур 2 з першим входом суматора 5, увімкненого за схемою віднімання, другий вхід якого підключений до виходу еталонного генератора синусоїдальної напруги 3, вихід вимірювального коливального контуру 2 через диференціатор 4 (фільтр високих частот) підключено до пристрою індикації 6, а вихід суматора 5 через фільтр низьких частот 7 підключено до керуючого входу автогенератора 1. В зв'язку з тим, що на практиці складно виготовити абсолютно ідентичні коливальні контури (вимірювальний та еталонний), тому в дефектоскопі замість еталонного коливального контуру використано еталонний генератор синусоїдальної напруги.

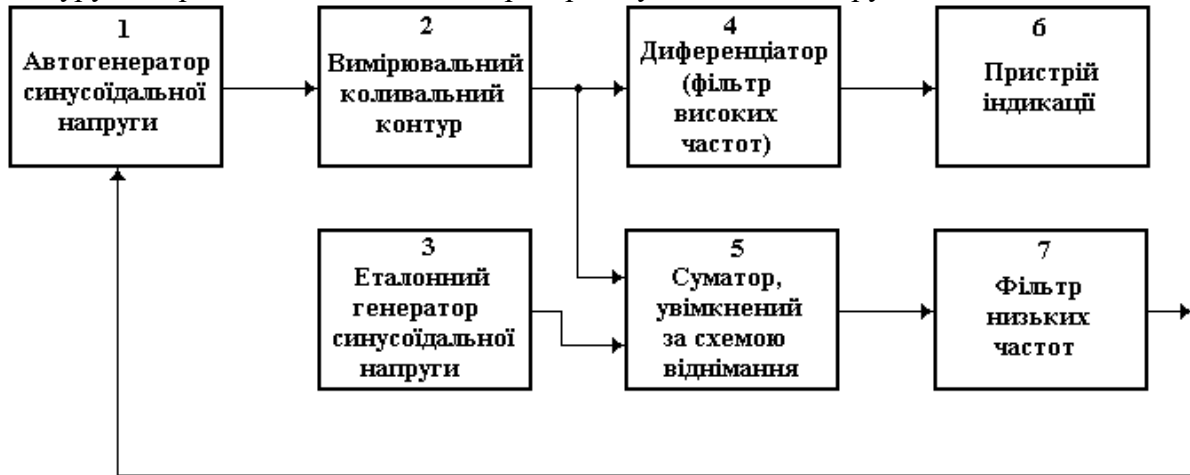


Рисунок 2 – узагальнена структурна схема вихорострумowego дефектоскопу

Вихорострумовой дефектоскоп працює наступним чином. Автогенератор, що є джерелом синусоїдальної напруги, збуджує підключений до його виходу вимірювальний коливальний контур. Автоматичне настроювання частоти автогенератора виконується наступним чином. Вихідна напруга вимірювального коливального контуру, яка містить інформацію про величину проміжку і про наявність дефекту у виробі, надходить на перший вхід суматора. Одночасно на другий вхід суматора надходить вихідна напруга з еталонного генератора синусоїдальної напруги, частота якого дорівнює частоті коливань у вимірювальному коливальному контурі у випадку, коли вихорострумовой перетворювач знаходиться поза контрольованою поверхнею, тобто у повітрі. Сигнали у вигляді вихідних напруг вимірювального коливального контура та еталонного генератора синусоїдальної напруги порівнюються у суматорі за амплітудою. Внаслідок цього на вході суматора, який увімкнений за схемою віднімання, в залежності від співвідношення сигналів утворюється різницевий сигнал, який проходячи через фільтр низьких частот надходить на керуючий вхід автогенератора і керує його частотою. В результаті підбирається така частота автогенератора, при якій сигнали з вимірювального коливального контуру та еталонного генератора синусоїдальної напруги будуть однаковими. При цьому відбувається відстроювання від впливу від такого заважаючого фактора, як коливання зазору між накладним ВСП, який входить у вимірювальний коливальний контур, та поверхнею металевих виробу, що контролюється. Поява тріщини призводить до різкої зміни вихідного сигналу з вимірювального коливального контура. Такі швидкі імпульсні зміни згладжуються фільтром низьких частот і не впливають на настройку автогенератора. Сигнал у вигляді цих швидких імпульсних змін пропускається фільтром високих частот і надходить до пристрою індикації. Сигнал, який обумовлено зміною проміжку, є повільним та знаходиться у смузі пропускання фільтра низьких частот і подається на керуючий вхід автогенератора. Цим досягається підтримка

постійного значення частоти у вимірювальному коливальному контурі. При цьому здійснюється повне відстроювання від впливу коливань зазору між накладним вихорострумовим перетворювачем і поверхнею металевого виробу, що контролюється.

Запропонований дефектоскоп дає можливість підвищити точність контролю при визначенні дефектів порушення суцільності у металі типу “тріщина” в процесі виготовлення та експлуатації феромагнітних деталей та виробів. Він може бути використаний у складі автоматизованих систем неруйнівного контролю [6, 7].

Список літератури

1. Приборы для неразрушающего контроля материалов и изделий, Справочник: В 2 кн./Под ред. В.В. Клюева. - М.: Машиностроение, 1986. – Т.2. – 352 с.
2. Неразрушающий контроль материалов и изделий: Справочник/ Под ред. Г.С. Самойловича. - М.: Машиностроение, 1976. – 456 с.
3. Дорофеев А.Л., Казаманов Ю.Г. Электромагнитная дефектоскопия. - М.: Машиностроение, 1980. - 232 с.
4. Деклараційний патент 34933А Україна, МКИ G01N27/86. Спосіб повного відстроювання від впливу проміжку у вихорострумовій дефектоскопії феромагнітних виробів/ Б.І. Ващенко, Д.В. Трушаков; Кіровоградський державний технічний університет. - №99074185; Заявл. 20.07.1999; Опубл. 15.03.2001.
5. Патент на винахід 62570 Україна; МКИ G01N27/00, G01N27/90. Вихорострумовий дефектоскоп для контролю металевих виробів/ В.Ф. Гамалій, В.Ф. Пащенко, Д.В. Трушаков; Кіровоградський державний технічний університет. - №2003043228; Заявл. 10.04.2003; Опубл. 15.07.2005.
6. Плешков П.Г., Серебренников С.В., Трушаков Д.В. Вихорострумовий дефектоскоп та сканувальний пристрій для поточного контролю металевих виробів форми тіл обертання// Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. - 2000. - №1. - С. 70-71.
7. Gamaliy V, Trushakov D. Microprocessor System for Non-Destructive Diagnostics// 15-th Conference on Non-Destructive Testing. Rome (Italy) – 15-21 October 2000. – P.608.

Рассмотрено влияние мешающих факторов в процессе проведения вихретокового контроля. На основе проведения комплексных исследований взаимодействия вихретоковых преобразователей с контролируемыми ферромагнитными образцами содержащими дефекты типа “трещина” разработан резонансный способ отстройки от влияния основного мешающего фактора – изменения зазора между вихретоковым преобразователем и контролируемой поверхностью. На основе резонансного способа разработан вихретоковый дефектоскоп для контроля ферромагнитных изделий.

In the article there has been presented influence disturbing factors in the process of eddy-current testing. On basis of the complex research of interaction eddy-current transformers and ferromagnetic specimens with “crack” type defects developed a resonance method dejam of influence the main disturbing factor- variable air-gap fluctuation between the eddy-current transformers and tested surface. On the basis of resonance method developed a eddy-current defectoscope for testing ferromagnetic manufactured goods.

Одержано 7.10.05

С.М. Доценко, доц.

Первомайский политехнический институт Национального университета кораблестроение им. адмирала Макарова

Статистический расчет расхода топлива в топливной аппаратуре дизеля 6 ГЖ ЧН 26/34

Применение в системах подачи топлива дизель генератора 6 ГЖ ЧН 26/34 критического отношения давлений позволяет установить критические и подкритические режимы истечения, обеспечивающие рациональный расход топлива, что уменьшит стоимость эксплуатации.

схема, динаміка, система, енергія, параметр, тепло, рівень, дослід.

Состояние топливной системы характеризуется состоянием физических величин (параметров) рабочего тела топлива. Определение гидравлических характеристик топливной системы в процессе разработки новых видов оборудования и модернизации существующих топливных систем требует проведения аналитических расчетов, позволяющих адекватно отображать протекающие физические процессы.

Установлены динамические характеристики в процессах подачи топлива дизель генератора на трех основных режимах: на максимальной цикловой подаче в режиме запуска двигателя (не более 10-20 секунд), ограниченное время (10-30 минут) – на режиме холостого хода и основное время - на режиме впрыскивания запальной порции дизельного топлива. Выполненное расчётное исследование, результаты которого приведены в [1], показало, что применительно к среднеоборотному двигателю 6 ГЖ ЧН 26/34, позволяет довести объём запальной порции дизельного топлива до 2-3% уменьшив его в сравнении с достигнутым ранее уровнем в 3-5 раз. Объём топлива, впрыскиваемого на этом режиме, составляет примерно 35-40% от номинальной подачи при дизельном цикле. Уменьшенные, по сравнению со штатной аппаратурой, число и диаметр сопловых сечений распылителя форсунки приводит к значительному увеличению продолжительности впрыскивания, что обеспечило сохранение дальнобойности струй впрыснутого топлива и не оказывает негативного влияния на режимные параметры двигателя. В работе [2] было показано, что установка модуляторов приводит к усилению резонансных свойств топливной системы. Эти исследования являются одним из направлений интенсификации процесса топливоподачи в топливной аппаратуре дизелей [3].

Определение переходных характеристик модернизированных топливных систем в силу стабильности характеристик надсистемы-дизеля 6 ГЖ ЧН 26/34, требует создания новых или модернизации элементов топливной системы, позволяющих не ухудшить эксплуатационные показатели. При этом на одних режимах показатели процесса топливоподачи дизеля улучшаются, а на других - ухудшаются.

Поставленные задачи соответствия коэффициентов расхода топлива дизельного режима и режима холостого хода позволяют обеспечить функциональную зависимость параметров модулятора и расхода топлива модернизированной топливной системы дизеля 6 ГЖ ЧН 26/34.

На испытательном стенде модернизированной топливной системы дизеля 6 ГЖ ЧН 26/34 при установившемся движении топлива при обеспечении условий равенства давлению подачи топлива и давлений сгорания в цилиндрах [1], профиль скоростей

истечения топлива в модернизированной топливной системы дизеля 6 ГЖ ЧН 26/34 соответствует уравнению Бернулли [4]:

$$\frac{w_T^2}{2g} + \frac{p_T}{\rho_T} + h_T = const, \quad (1)$$

где w_T – скорость потока топлива, м/с;

p_T – скоростное давление, кг/м²;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

h_T – потери на гидравлическое трение потока топлива в топливной системе дизеля, м.

Первый член уравнения (1) представляет *скоростной напор* потока топлива в канале. Второй член (1) характеризует гидравлический напор в канале и представляет *гидростатический напор*. Третий член (1) учитывает работу сил трения потока топлива в канале представляет – *потери напора*.

Уравнение (1), представленное в дифференциальной форме имеет вид:

$$d \left(\frac{w_T^2}{2g} \right) + g_T dp_T + dh = 0. \quad (2)$$

Рассмотрение давления в сечениях каналов на входе и выходе топливной системе дизеля согласно (2) показывает, что скорость потока топлива на участке между двумя сечениями изменяется за счет изменения давления. При этом частично энергия потока тратится на покрытие потерь из-за трения потока топлива о стенки каналов и местные сопротивления.

Потери на трение в канале составят [5]:

$$dh = \lambda \frac{dx}{D_K} \frac{w_T^2}{2g}, \quad (3)$$

где λ – коэффициент трения топлива в канале, 1/с;

x – координата сечения канала, м;

D_K – диаметр канала, м.

После подстановки (3) в (2), получим значение потерь трения в канале:

$$d \left(\frac{w_T^2}{2g} \right) + g_T dp + \lambda \frac{w_T^2}{2g} \frac{dx}{D_K} = 0. \quad (4)$$

Измерив, профиль скорости потока топлива на входе и выходе канала определим коэффициент сопротивления ζ , с учетом, которого уравнение (4) имеет вид:

$$d \left(\frac{w_T^2}{2g} \right) + g_T dp + \zeta \left(\frac{w_T^2}{2g} \right) = 0. \quad (5)$$

Параметры состояния потока топлива определены критериальным уравнением состояния системы [5]:

$$F = (p \ g \ T) = 0. \quad (6)$$

Для потока топлива состояние системы, представленного в виде уравнения Клайперона, получим [5]:

$$p \ g = R \ T. \quad (7)$$

Работа на перемещение плунжера составит согласно первого закона термодинамики [2]:

$$dq = du + A p_T d\vartheta_T. \quad (8)$$

Зависимости между параметрами топлива и скоростью потока топлива установим при решении уравнения движения (4) совместно с уравнением состояния (6) уравнением (8) сохранения энергии, которое с учетом работы сил трения имеет вид:

$$dq + A dh = du + A p_T d\vartheta_T. \quad (9)$$

В процессе истечения топлива через короткий канал в среду с меньшим давлением параметры топлива поддерживаются постоянными. Расход топлива найдем из уравнения неразрывности для средних значений параметров топлива по сечению канала:

$$G_T = \rho_T w_T f_K. \quad (10)$$

Если принять объем резервуара бесконечно большим (рис.1), то скорость истечения при этих условиях равна:

$$w_K^T = \left[\frac{2gk_T}{k_T - 1} \rho_T \vartheta_M \left(1 - \sigma^{n-1/n} \right) \right]^{1/2}, \quad (11)$$

где k_T - коэффициент связи между коэффициентом сопротивления и термодинамическим показателем процесса;

n - термодинамический показатель процесса $n = k(1 + \zeta)/k\zeta + 1$;

$\sigma = p/p_M$ - отношение давления среды, в которую поступает топливо, к давлению среды, из которой он вытекает.

С учетом уравнения неразрывности (10) и значений w из уравнения (11) и $\vartheta = \vartheta_M (p_M/p)^{1/n}$ расход топлива составит:

$$G_T = f_K \sqrt{\frac{2gk_T}{k_T - 1} \frac{\rho_T}{\vartheta_M} \left(\sigma^{2/n} - \sigma^{n+1/n} \right)}. \quad (12)$$

В уравнении (12) потери на трение при истечении учтены *термодинамическим показателем* процесса течения топлива (для дизельного топлива Л ГОСТ 305-82).

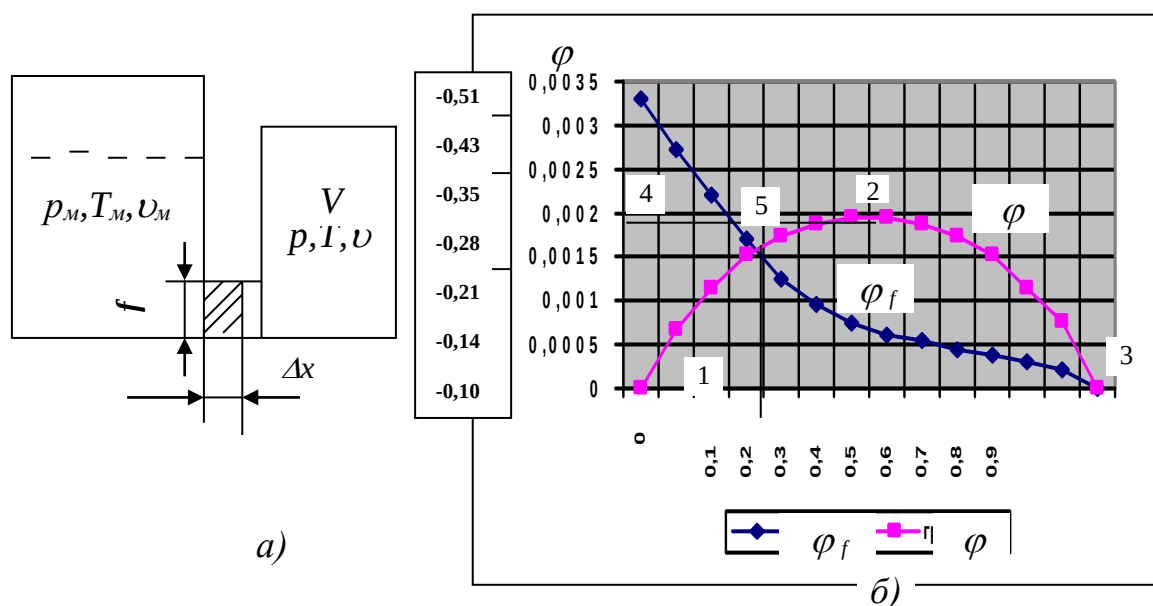


Рисунок 1 – Схема (а) и график (б) истечения топлива из канала

В условиях уменьшения поперечного сечения струи при истечении дизельного топлива Л ГОСТ 305-82 через форсунки, потери на трение и другие потери давления учитываются коэффициентом расхода - $\mu < 1$. С термодинамической точки зрения для вязкой несжимаемой жидкости он представляет произведение *коэффициента скорости*, учитывающего потери на трение и *коэффициента сжатия*, учитывающего уменьшение поперечного сечения струи при истечении. При этом процесс истечения рассматривается как адиабатный.

Заменив показатель степени $n = k$ и введя в уравнение (12) коэффициент расхода, получим формулу расхода, которая будет использоваться при статистическом расчете расхода топлива в топливной аппаратуре дизеля 6 ГЖ ЧН 26/34.

$$G_M = \mu f \sqrt{\frac{2 g k}{k-1} * \frac{p_M}{g_M} \left(\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}} \right)}. \quad (13)$$

Из (13) следует, что $\varphi_f \cdot 10^{-4} \cdot G_T = \varphi(\sigma)$. Определив максимум функции $G_T = \varphi(\sigma_T)$ по данным рис.1 б, находим производную $\frac{2 g k}{k-1} * \frac{p_M}{g_M} \left(\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}} \right)$ в (13) и приравняв ее 0, в этом случае получим значение давления в системе:

$$\sigma_T = \sigma_* = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/k+1}, \quad (14)$$

где σ_* - представляет критическое отношение давлений. При $k=0,001986$, то $\sigma_*=1,594 \text{ кг*с/м}^2 = 372,3 \text{ Па}$.

При подстановке (14) в (13) получим критический расход топлива:

$$G_M = \mu f \left(\frac{2}{k+1} \right)^{1/k-1} \sqrt{\frac{2 g k}{k+1} * \frac{p_M}{g_M}}. \quad (15)$$

На рис.1 б представлен график зависимости переменной части $\varphi(\sigma_T) = \sqrt{\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}}}$ расхода (13) $G_T = \varphi(\sigma)$ в диапазоне $0 < \sigma_T < 1$. Критическое отношение давлений (14) соответствует максимальному расходу $G_* = \varphi(\sigma_T)$. При $\sigma_T = 0$ сегмент 1-2 на рис.1 б представляет истечении топлива в вакууме, расход $G_T = \max$. Линия 2-4 соответствует постоянному расходу $G_T = \text{const}$ и равным критическому и условию скорости звука в устье канала, при постоянном давлении в системе и значениях отношений давлений меньше σ_* . Значения соотношений точки 5 φ_f/φ соответствует рациональному режиму подачи топлива. Используя специальные формы устья канала можно достичь *сверхзвуковые скорости истечения*, которые является целью отдельного исследования.

В статистических расчетах постоянных и переменных режимов истечения: первого – надкритического, представленного выражением (15) и второго – подкритического в виде (13), исходя из уравнения состояния системы (7) используется выражение:

$$G_M = K \mu \frac{p_M}{\sqrt{R T_M}} \varphi(\sigma), \quad (16)$$

где $K = \sqrt{\frac{2 g k}{k-1}}$, $R=29,27 \text{ кгс м/кгс } ^\circ\text{C}$.

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\sigma^{2/k} - \sigma^{k+1/k}}. \quad (17)$$

При $T=293$ °К

$$G_M = K \mu f p_M \varphi(\sigma) \quad (18)$$

Так как зависимость (18) является переменной, то она представляет расходную функцию. Характер $\varphi(\sigma)$ аналогичный как и для расхода при истечении из неограниченного объема (рис.1.б).

Для надкритического режима (15) имеет вид:

$$G_M = K \mu f \frac{P_M}{\sqrt{R T_M}}, \quad (19)$$

где $K_* = K \varphi(\sigma_*)$.

Для идеальной вязкой несжимаемой жидкости при небольших перепадах давления при моделировании процесса истечения топлива возможно применить формулу [6]:

$$G_M = \mu f p_M \frac{P_M}{\sqrt{\frac{2g}{R T_M} (1 - \sigma)}}. \quad (20)$$

В результате проведенных теоретических исследований представлена модель расхода топлива (18) с учетом потерь на трение при истечении. В ней потери на трение в канале учтены **термодинамическим показателем** процесса течения топлива, другие потери давления учитываются **коэффициентом расхода**.

По результатам проведенных исследований был разработан и апробирован модулятор импульсов давления топливной системы 6 ГЖ ЧН 26/34.

Из данных приведенных исследований установлено, что соблюдение в системах подачи топлива дизель-генератора 6 ГЖ ЧН 26/34 критического отношения давлений позволяет установить критические и подкритические режимы истечения, обеспечивающие рациональный расход топлива, что уменьшит стоимость эксплуатации.

Список литературы

1. Доценко С.М., Григорьев А.Л., Литвин С.Н., Врублевский А.Н. Теоретическое и экспериментальное исследование топливной аппаратуры газового дизель – генератора.
2. Григорьев А.Л., Врублевский А.Н., Литвин С.Н., Доценко С.М. Использование модулятора импульсов давления для интенсификации впрыскивания запальной порции дизельного топлива в цилиндры газодизеля // Вестник ХГПУ. Сборник научных трудов. Вып.85, Харьков, 1999. – С. 3 - 12.
3. Григорьев А.Л. Разработка методов интенсификации процесса топливоподачи в топливной аппаратуре высокооборотных дизелей // Автореф. дис.канд. техн. наук, Харьков, 1988.- 22 с.
4. Литвин А.М. Техническая термодинамика // М.: Госэнергоиздат, 1968. – 403 с.
5. Чугаев Р.Р. Гидравлика // Л.: Энергоатомиздат, 1982. – 672 с.
6. Turnquist R.O. Cjmharing gas flow formulas for control valve sizing «USA journal», 8, 1961, № 6.

Застосування в системах подачі палива дизель-генератора 6 ГЖ ЧН 26/34 критичного відношення тисків дозволяє установити критичні і підкритичні режими витікання, що забезпечують раціональні витрати палива, що зменшить вартість експлуатації

Using in system of the presenting fuel diesel-generator 6 ГЖ ЧН 26/34 26/34 critical relations of the pressures allows to install critical modes outflow, providing rational consumption fuel that will reduce cost to usages

Получено 5.10.05

ЗМІСТ

<i>Булгаков В.М., Головач І.В., Войтюк Д.Г.</i> Теоретичні дослідження поперечних коливань тіла коренеплоду, закріпленого у ґрунті	3
<i>Войтюк Д.Г., Ковбаса В.П., Гуцаленко О.В.</i> Нова концепція оптимізації параметрів ґрунтообробних робочих органів.....	21
<i>Цурпал І.А., Чаусов Н.Г., Юрков В.Н.</i> Расчет оболочек, содержащих два пересекающихся разреза-трещины	30
<i>Рибак Т.І., Підгурський М.І., Сташків М.Я.</i> Оцінка надійності несучих конструкцій і вузлів бурякозбиральних комбайнів на початковій стадії розвитку тріщин	33
<i>Булгаков В.М.</i> Требования к проектированию и созданию сельскохозяйственной техники с высоким техническим уровнем.....	39
<i>Бутаков Б.И., Беляев Б.В.</i> Обкатывание роликами сложных поверхностей.....	45
<i>Сидорчук О.В., Кабар В.М.</i> Попит на виконання хімічного захисту рослин обприскуванням	54
<i>Бутаков Б.И., Пастушенко С.И., Артюх В.А.</i> Метод повышения долговечности подвижных соединений, работающих в условиях интенсивного износа	59
<i>Сидорчук О.В., Луб П.М., Гринько П.В.</i> Головні явища процесу механізованого обробітку ґрунту	66
<i>Кропивный В.Н., Кулешков Ю.В., Русских В.В.</i> Основные принципы выбора материала для восстановления и упрочнения шестерен насосов НШ контактной наваркой износостойких композиционных порошковых материалов	72
<i>Мартиненко В.Я., Головка С.І.</i> Експериментальне дослідження роботи плоских ножів з коливним рухом при збиранні цукрових буряків	78
<i>Коваль С.М., Шустик Л.П., Кирницький С.Р., Литвин С.М.</i> Методологічні основи побудови динамічної системи трансформації енергії при зневодненні зернової продукції у системах післязбиральної обробки.....	81
<i>Шевченко В.С., Пилипенко В.И., Королькевич А.В., Брилевский О.В.</i> Особенности применения гидрообъемных трансмиссий на универсально-пропашных колесных тракторах.....	87
<i>Кропивный В.Н., Черкун В.В., Юдовинский В.Б., Шепеленко И.В.</i> Скоростные характеристики процесса ФАБВО.....	92
<i>Дідух В.Ф., Цизь І.Є.</i> Особливості сільськогосподарського виробництва зони полісся	96
<i>Кропивный В.Н., Русских В.В., Кулешков Ю.В., Бевз О.В.</i> Анализ способов восстановления шестерен насосов НШ	101
<i>Шевченко В.С., Королькевич А.В., Брилевский О.В.</i> Анализ выходных характеристик тракторных гидрообъемных трансмиссий	110
<i>Кропивный В.Н., Черкун В.В., Юдовинский В.Б., Шепеленко И.В.</i> Оптимизация технологических параметров процесса ФАБВО	115

<i>Чаусов М.Г., Пилипенко А.П., Вільдеман В.Е.</i> Аналіз даних про динамічне перевантаження матеріалів на різних стадіях деформування.....	119
<i>Бойко А.И., Тасенко В.В.</i> Многофункциональность и проблема обеспечения надежности посевных секций.....	124
<i>Кулешков Ю.В., Руденко Т.В.</i> Анализ существующих конструктивных решений шестеренных насосов с регулируемой подачей.....	127
<i>Петренко В.А.</i> Вдосконалення металорізального обладнання для тропіків і субтропіків.....	135
<i>Пастушенко С.І., Домчук П.М.</i> Ймовірність проходження насіння гарбузових культур крізь отвори решета подрібнювача.....	140
<i>Сайнсус О.Д., Черновол М.І., Кропівний В.М., Надворний Б.Є.</i> Механізація процесу зміцнення культиваторних лап диференційованим індукційним наплавленням.....	145
<i>Пастушенко С.І., Думенко К.М.</i> Порівняльний аналіз лабораторних та експериментальних досліджень машини для отримання насіння перцю.....	148
<i>Солових Є.К., Аулін В.В., Бобрицький В.М.</i> Аналіз характеру зношування лез ґрунторіжучих деталей та підвищення їх ресурсу лазерними технологіями.....	153
<i>Аулін В.В., Жулай О.Ю.</i> Аналіз діагностичних методів визначення технічного стану циліндро-поршневої групи дизельних двигунів мобільної сільськогосподарської техніки.....	158
<i>Аулін В.В., Лисенко С.В., Батехін В.Б.</i> Аналіз та можливості технологій триботехнічного відновлення спражених деталей.....	165
<i>Волик Б.А., Теслюк Г.В., Дубовик В.О.</i> Аналітичні дослідження розпушення ґрунту з залученням цифрової імітаційної моделі.....	173
<i>Кузьмінський Р.Д.</i> Доцільність поєднання в спільному потоці різних маршрутів відновлення зношених деталей як задача організаційно-технологічної сумісності процесів.....	178
<i>Алексеев В.П., Замота Т.Н., Домбровский М.А.</i> Влияние силы тока на показатели процесса ЭХМП(Д) цилиндрико-поршневой группы при перекосе поршня.....	187
<i>Вольвак С.Ф., Бахарев Д.Н.</i> Исследование условий отделения зерна от початка кукурузы.....	190
<i>Коваль С.М., Горбатов В.В., Войтюк Д.Г.</i> Гідравлічний привод робочих органів машин для альтернативного способу обмолоту зернових культур.....	193
<i>Сенчук М.М.</i> Методичні принципи визначення продуктивності технічних засобів на етапі їх проектування.....	198
<i>Котов Б.І., Пастушенко М.Г.</i> Експериментальна оцінка процесу вібровідцентрового очищення зерна ступінчасто-конічним решетом.....	205
<i>Котов Б.І., Степаненко С.П.</i> Теоретичні передумови інтенсифікації вібропневматичного розділення зернових матеріалів на решетах.....	209
<i>Булгаков В.М., Головач И.В.</i> Разработка и исследование подъемных установок для производства гидропонной продукции.....	215

<i>Роговський І.Л.</i> Аналітичне визначення факторів впливу на коефіцієнт готовності сільськогосподарських машин в системі їх технічного обслуговування	224
<i>Смашинок О.В.</i> Обґрунтування періодичності технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів за рівнем надійності їх агрегатів та систем	229
<i>Анеляк М.М.</i> Дослідження процесу витирання і сепарації насіння люцерни комбайном “Дон-1500”, обладнаного пристроєм для збирання насінників трав.....	236
<i>Грищенко В.О.</i> Затрати електроенергії на охолодження і зберігання плодовоовочевої продукції в залежності від режимів роботи охолоджуючих і вентиляційних систем	240
<i>Дыха А.В., Кузьменко А.Г.</i> Исследование трибофизических свойств смазочных слоев в контакте	245
<i>Кузнецов Ю.М., Хамуйела Т.О.</i> Пружно-силові характеристики машинних лещат.....	249
<i>Рихальський М.А.</i> Использование метода сплайн-интерполяции в расчетах процессов эволюций свойств замкнутых систем аккумуляции солнечной энергии	255
<i>Бойко А.И., Свирень Н.А.</i> Анализ влияния параметров дозирующего устройства на эффективность отбора семян	259
<i>Хілініч Б.В.</i> Дослідження та обґрунтування технологічних режимів процесу видавлювання олії з насіння олійних культур (ріпаку) гвинтовим пресом.....	268
<i>Литвинов О.И.</i> Моделирование пускового процесса агрегата.....	272
<i>Войналович О.В., Цапко В.Г., Мотрич М.М.</i> Концептуальні завдання зниження травматизму та забезпечення нормативних умов праці на механізованих процесах сільськогосподарського виробництва.....	277
<i>Васильковський О.М., Васильковський М.І., Тернавський О.О.</i> Експериментальні дослідження аспірації повітряно-решітного сепаратора зерна.....	282
<i>Васильковський О.М., Петренко Д.І.</i> Підвищення ефективності повітряного очищення зерна	286
<i>Косинов М.М., Швыдя В.А.</i> Методика определения норм высева при лабораторных исследованиях высевающих аппаратов	289
<i>Кондратець В.О., Абашина М.О.</i> Прогнозування структури та дослідження динаміки системи автоматичного завантаження зернозбиральних комбайнів хлібною масою	292
<i>Шмат С.І., Резніченко В.А.</i> Аналіз факторів перерозподілу насіння при роботі дискових сошників.....	298
<i>Кирницький Р.С.</i> Функциональное описание системы-процесса тепловой генерации в котле “МЕТА-ВЗУ”	303
<i>Струтинський С.В.</i> Різномасштабні динамічні процеси в мехатронних системах	310

Єрмак В.П. Методика обґрунтування середньої кількості насінин, які при проходженні вертикального каналу із раціональною швидкістю зустрічного потоку втратять рівновагу та в результаті потраплять до наелектризованої бічної стінки для запропонованого способу вирішення проблеми підготовки насінного матеріалу шляхом сепарування	316
Шмат С.І., Воротнюк В.В. Сучасні конструкції щілинорізів та напрямки їх удосконалення	322
Павлюк-Мороз В.А., Чабанний В.Я., Кошолан С.Д., Осін Р.А. Підвищення зносостійкості та довговічності деталей шестеренних насосів методом платикування.....	326
Безуглый Л.И. Оценка влияния кинематических погрешностей передач на точность отверстий, обработанных на ротационном станке	329
Криськов О.Д. Принципи розробки алгоритмів при технічному нормуванні технологічного процесу виготовлення деталей сільськогосподарських машин	335
Оришака О.В., Гончаров В.В., Кравцов А.О. Теоретичні дослідження заповненості клапанного мішка сипким матеріалом	340
Мартиненко С.А., Цепя Н.І., Остапчук М.В. Дослідження точки скидання насіння на якість роботи пневматичного висівального апарата.....	345
Рогатинський Д.В. Особливості розміщення насіння в забірній камері пневматичного висівного апарата	350
Скляр П.А., Мельник Ю.В. Обоснование параметров комплексной биоэнергетической установки на возобновляемых источниках энергии	354
Фастовець П.М. Оптимізація параметрів режиму наплавлення тріщиностійкого вуглецевого сталевго шару	360
Махмудов И.И., Кондратенко И.А. Определение влияния угла наклона и степени измельчения кормов на качество дозирования цепочно-штифтового рабочего органа	366
Кузьменко А.Г., Каразей В.Д., Клименко В.И. Оценка износостойкости режущей кромки инструмента с применением контактной механики износа лезвия клина.....	370
Кірчук Р.В., Дударев І.М. Експериментальні дослідження сушіння льоносолами у рулонах.....	376
Скобло Т.С., Сидашенко А.И., Харьяков А.В., Науменко А.А. Влияние химического состава порошковых композиций и параметров плазменной обработки на свойства покрытий при восстановлении деталей.....	383
Скобло Т.С., Сидашенко А.И., Безлюдько Г.Я., Поздняков Н.Г. Оценка качества гильз цилиндров двигателя СМД-14, закаленных ТВЧ.....	389
Палагута А.В. Повышение срока эксплуатации металлических конструкций внутри свиноферм путем применения пенополиуретана.....	394
Ляшенко Б.А., Лопата В.М., Туник Т.М., Безрукавий А.М. Аналіз умов експлуатації та причин втрати працездатності поршнів ДВЗ	398
Мілько Д.О. Експериментальні дослідження процесу вивантаження консервованих кормів пило-гвинтовим робочим органом	403

Загузов М.М., Герук С.М. Обґрунтування допустимої величини похибки засобу вимірювання ходу штоку гальмівної камери транспортного засобу	406
Лопата Л.А., Савченко Н.А., Лопата В.М., Тунік Т.М., Салій С.Г. Дослідження відновлення автомобільних деталей типу «вал» електродуговою металізацією	409
Смирнов В.В., Смирнова Н.В. Организация взаимодействия компонентов локальной сети архитектуры Master-Slave с окончательным оборудованием на стороне клиента	417
Бровченко А.М., Пономаренко И.Ф., Возная Н.Г. Исследование напряженного состояния поверхностного слоя при осуществлении алмазно-электрохимического шлифования твердых сплавов	420
Трушаков Д.В. Вихорострумний дефектоскоп для контролю феромагнітних виробів	423
Доценко С.М. Статистический расчет расхода топлива в топливной аппаратуре дизеля 6 ГЖ ЧН 26/34	428